

Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság



OGÉT 2001

IX. Országos Gépész Találkozó

Gépgyártás a harmadik évezred elején

Kolozsvár

2001. április 26–29.

Felelős kiadó és tudományos lektor:

Dr. Csibi Vencel József

A Műszaki Szemle szerkesztőbizottsága:

Dr. Bíró Károly, Dr. Kása Zoltán,
Dr. Majdik Kornélia , Dr. Maros Dezső,
Dr. Puskás Ferenc, Dr. Vodnár János

Támogatók:

Illyés Közalapítvány
Pro Technica Alapítvány
RATUC – Kolozsvári Közszállítási Vállalat

Kiadó:

Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság – EMT

Borítóterv:

Könczey Elemér

Nyomta:

az Incitato Nyomda
Felelős vezető: Bíró Á. Attila

ISSN

1454-0746

Kolozsvár, 2001

Előszó

Most, a harmadik évezred elején az informatika robbanásszerű fejlődésének vagyunk tanúi, amely nagyban meghatározza a tudományágak és az ipar fellendülését. A természet-tudományos kutatások eredményeit főként az informatika modern hardware és software állományának köszönhetik a laboratóriumi eszközök és kísérletek vezérlésében.

Az informatika és elektronika rohamos fejlődése, ötvöződve a finommechanikával, a mikromechanikával, elősegíti a mechatronikai szemlélet, gondolkodásmód, más szóval a mechatronikai filozófia kialakulását az iparban. Napjainkban a múlt századokban elképzelt, leírt elvek alapján működő mechanizmusok, gépek, eljárások csak a jelenkori csúcstechnika segítségével valósulhatnak meg.

A termék- és szerszámtervezés (CAD), gyártás (CAM) és minőségbiztosítás (CAQ) olyan alaprendszereit képviselik a modern iparnak, amelyek használata nélkül elképzelhetetlen az ipar törvényszerű fejlődése.

A gyártó cégek közötti konkurencia és a piacgazdálkodás szabályai hatására jelenleg egyre nagyobb hangsúly tevődik a minőségbiztosításra, a környezetvédő technológiák kialakítására. E szabályok betartása nélkül senki nem reménykedhet átütő siker elérésében a nemzetközi piacokon.

Az EMT gépészeti szakosztálya által szervezett országos tudományos találkozók tematikája – beleértve az OGÉT 2001-et is – követi ezt a rohamos fejlődést. A találkozók a hazai és a nemzetközi kutatás eredményeinek egy-egy összegzését jelentik. Ugyanezt a dinamikus fejlődést tükrözik a konferenciákon bemutatott dolgozatok, úgy tartalmilag, mint minőségileg.

Ebben nagy szerepe volt és, reméljük, lesz a jövőben is, az egymás közötti és az anyaországi intézményekkel – *Miskolci Egyetem, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Veszprémi Egyetem, Győri Egyetem, Kecskeméti Főiskola, Gépipari Tudományos Egyesület* –, valamint több tudományos szervezettel – *Magyar Szabványügyi Testület, TÜV Rheinland Hungaria VRF, Bay Zoltán Alkalmazott Kutatási Alapítvány* – kialakult szoros kapcsolatoknak is, amely remélhetőleg az elkövetkezendőkben is bővül.

A szakmai találkozók egyik jelentős eseménye a *Főgépész-díjak* átadása. A kitüntetések olyan neves szakemberek vehetik át, akik támogatják a gépészeti szakosztály tevékenységét és elősegítik kapcsolatrendszerének kiszélesítését.

Remélem, hogy e színvonalas gépészeti találkozót kellőképpen kiegészíti az Erdély fővárosa, Kolozsvár által nyújtott meghitt környezet, amely minden kedves résztvevőnek maradandó élményt nyújt.

Dr.Csibi Vencel-József

az EMT Gépészeti szakosztályának elnöke

Tartalomjegyzék

<i>Dr. Csibi Vencel-József</i>	
Előszó	3
Plenáris előadások	
<i>Dr. Cselényi József, Dr. Illés Béla, Dr. Bányainé Dr. Tóth Ágota, Dr. Kovács László</i>	
Nemzetközi felsőfokú logisztikai menedzserképzés lehetősége Erdélyben.....	7
<i>Dr. Halász Gábor</i>	
A gépészmérnök képzés stratégiája a BME Gépészmérnöki Karán	11
<i>Dr. Antal Béla, Dr. Antal Tibor</i>	
Fogaskerékajtások fogfelületei között megjelenő csúszások meghatározása	13
<i>Dr. Cselényi József, Dr. Lukács János</i>	
Dilemmák a gépészmérnök képzésben.....	19
<i>Dr. Timár Imre</i>	
Az optimális méretezés fejlődési irányai	22
<i>Dr. Nagy Vince, Gál Péter</i>	
Minőség és hatékonyság a felsőoktatás és az ipar kapcsolatában.....	27
Szekcióelőadások	
<i>Dr. Antal Béla, Mikes Imre, Dr. Antal Tibor</i>	
A kúpkerékek fogazása metszőkerékkel.....	31
<i>Dr. Mircea Bara, Dr. Vencel Csibi</i>	
A hengeres-színusz görbén mozgó golyós hajtómű geometriája és kinematikája	38
<i>Dr. Mircea Bara, Dr. Vencel Csibi, Emil Teușan</i>	
A hengeres-színusz görbén mozgó golyós hajtómű interferencia vizsgálata.....	44
<i>Dr. Bernáth Mihály, Dr. Végvári Ferenc</i>	
Hulladék csökkentése rugalmas közeggel történő lemezmegmunkálásnál.....	50
<i>Dr. Berta Miklós, Dr. Cser István</i>	
Művellettervezés a GTIPROG/EC rendszerben	54
<i>Bíró Domokos</i>	
Gradiens-összetételű nanokompozit Ti-Al-nitrid multirétegek kutatása terén elért újabb eredmények.....	58
<i>Borbély Győző</i>	
Az ISO 9000:2000 szabványcsoport – a minőségirányítás megváltozott követelményei.....	63
<i>Dr. Boza Pál</i>	
Elektrokémiai megmunkálás alkalmazhatóságának vizsgálata szikraforgácsológépen	67
<i>J. Bukoveczky, L. Gulan, L. Zajacová</i>	
Modularitási együttható a tervezési folyamat egyik paramétere.....	71
<i>Dr. Cselényi József, Gergely Gábor, Dr. Kovács László Smid László, Dr. Varga János</i>	
Közúttal elválasztott üzemszerek közötti anyagáramlási rendszer tervezési módszere	76
<i>Dr. Dali András, Dr. Csibi Vencel, Barbu Dan, Pap Zoltán</i>	
Módszer a hullámhajtóművek fogazatának megmunkálására.....	79
<i>Dr. Danyi József, Dr. Végvári Ferenc</i>	
A súrlódás szerepe a lemezalakítás hatékonyságának növelése szempontjából	84
<i>Dr. Dudás Illés, Dr. Bányai Károly</i>	
Spiroid hajtások fejlesztési irányai	90
<i>Dr. Égert János, Dr. Dül Jenő</i>	
Alkatrészek öntési sajátfeszültségeinek meghatározása véges elem módszerrel	94
<i>Forrai Gergely, Dr. Kamondi László</i>	
Gépjármű nyitó-záró rendszerek fejlesztési irányai.....	99
<i>Gál Péter</i>	
Mechanikus működtetésű töltetcsere-vezérlés állító berendezés tervezése és funkcionális vizsgálata.....	102
<i>Dr. Gremesberger Géza</i>	
Auditálás az ISO 9001: 2000 követelményei szerint	105
<i>Halas János</i>	
Ferromágneses gumin alapuló különleges aktuátor.....	111

<i>Dr. Halbritter Ernő</i>	
Modellezési megoldások zömítésnél	115
<i>Dr. Halmai Attila</i>	
Finommechanikai motor-hajtómű egység konstrukciójának optimalizálása	119
<i>Dr. Hollanda Dénes, Dr. Máté Márton</i>	
A Fellows típusú metszőkerék és a származtató lécpofil referenciasíkainak relatív helyzetéről.....	123
<i>Dr. Hollanda Dénes, Dr. Máté Márton</i>	
A Fellows típusú metszőkerekek profileltolásának ellenőrzése.....	127
<i>Dr. Hollanda Dénes, Dr. Máté Márton</i>	
A fésűskés generáló vágóélpofiljának analitikus számítása nem evolvens pofilok fogazására.....	131
<i>Hortobágyi Tímea, Dr. Molnár Károly</i>	
Ellipszoid töltetű kolonna alkalmazása gázok abszorpciójára	134
<i>Dr. Huba Antal, Molnár László</i>	
Szilikon elasztomerek dinamikus modelljének méréseken alapuló identifikációja hálózat szintézissel.....	138
<i>Dr. Kalmár László</i>	
Axiális átömlésű vízgépek számítógéppel segített hidraulikai tervezése.....	143
<i>Dr. Kamondi László</i>	
A kötéstechnika szerepe a termékfejlesztésben	148
<i>Dr. Kirchfeld Mária</i>	
Húzóborda fékezőerő közelítő számítása	155
<i>Kundrák János</i>	
Környezetbarát precíziós forgácsolás	159
<i>Dan Mândru, Stelian Stan, Dan Barbu</i>	
A Protetikában használt, hajlékony elemekből álló mechanizmusok kinematikai elemzése	162
<i>Dan Mândru, Stelian Stan, Dan Barbu</i>	
A mozgássérült személyek által alkalmazott tolokocsik vezérlését bemutató tanulmányok	167
<i>Mezei Sándor</i>	
Hozzájárulás az optimális sorrendterv kiválasztásához	172
<i>Molnár László, Dr. Huba Antal</i>	
Szilikon elasztomerek dinamikai modelljei.....	177
<i>Dr. Orbán György</i>	
Hipoidhajtás terhelési állapotának vizsgálata	181
<i>Páy Gábor</i>	
A belső csigás hajtások kapcsolási mezőjének meghatározása a hengerekkel való metszés módszerével	185
<i>Dr. Szabó Ottó, Gurzó József</i>	
Kötött forgácsolás modellezése molekuláris dinamikai szimulációval.....	190
<i>Szendrey Róbert</i>	
Élelmiszeripari termékek minőségbiztosítása szárítási folyamatoknál	194
<i>Dr. Szőcs Katalin</i>	
A fémkristályok alakja mint minőségi jellemző	198
<i>Takács Áron</i>	
Nagy hosszirányú alakváltozásra képes szilikon aktuátor vizsgálata	202
<i>Takács Julianna</i>	
Az ISO 9001:2000 és az ISO 14001:1996 követelményei szerinti integrált rendszerek auditálása.....	206
<i>Tătar Mihai Olimpiu, Mândru Dan, Barbu Dan, Rusu Călin</i>	
Studiu privind tehnologia microsistemelor	209
<i>Teleki Levente Gábor, Dr. Tömösy László</i>	
A minőségbiztosítás vizsgálata a liofilezett termékek esetében.....	213
<i>Turkevi-Nagy Nándor, Dr. Huba Antal</i>	
Nagyrugalmasságú konstrukciós elem növelt pontosságú analízise	217
<i>Zsók János Csaba, Dr. Pálfalvi Attila</i>	
Modern technológiák alkalmazása a vasalapú szinterelt alkatrészek gyártásában.....	222

**Nemzetközi felsőfokú logisztikai menedzserképzés
lehetősége Erdélyben**

***Dr. Cselényi József, Dr. Illés Béla,
Dr. Bányainé Dr. Tóth Ágota, Dr. Kovács László***

Miskolci Egyetem
Anyagmozgatási és Logisztikai Tanszék

Napjaink gazdaságában – különösen a jól működő piacgazdaságban – a *versenyképesség* meghatározó eleme a *fejlett logisztikai rendszer*. A logisztika integráló szerepét igényli és működését minőségileg más szintre helyezi az egyre szélesebben elterjedő *vállalati számítógépes információs rendszer*, ill. ennek hiánya lerontja a számítógépes információs rendszer hatékonyságát is. A logisztikai rendszer fontosságát tovább erősíti az a tény is, hogy a *termelési és szolgáltatási* folyamat egyre gyakrabban nem szorítkozik egy telephelyre, ezeket egymással *kooperáló, hálózatot képező egységek* váltják fel. Nem véletlen tehát, hogy a gazdasági struktúraváltás, az iparszerkezet átalakítása megkívánja, hogy *jól működő logisztikai rendszerek* jöjjenek létre, és mindezek tervezése, irányítása és menedzselése nagyszámú *jól képzett logisztikai szakembert* igényel.

A Miskolci Egyetem Anyagmozgatási és Logisztikai Tanszékén közel 20 éve foglalkozunk a logisztikával kapcsolatos oktatással és kutatással. Számos külföldi egyetem (bécsi, berlini, dortmundi, götebergi, harkovi, kassai, grazi, magdeburgi, mariupoli, müncheni, stuttgarti, zürichi stb.) társtanszékével működünk együtt a logisztika oktatásának és kutatásának területén. Mindezek eredményeként kialakult a Tanszéken egy *logisztikai tudományos iskola* és egy figyelemre méltó *logisztikai oktatóképzés* is létrejött. Jelenleg a Miskolci Egyetem Gépészmérnöki Karán a gépészmérnöki szakon – egyetemi és főiskolai szinten egyaránt – logisztikai szakirányokon, az egyetemi szintű műszaki informatikai és a műszaki menedzseri szakon szakmai blokkokban folyik a logisztikai szakemberek képzése. A Gazdaságtudományi Karon a közgazdászok is logisztikai blokkot vehetnek fel. A PhD-képzésnél „*anyagáramlási és logisztikai*” részprogram biztosítja azt, hogy a logisztika területén Miskolcon egy fiatal tudós nemzedék kialakuljon.

A logisztika iránt a posztgraduális képzésben is megnyilvánuló jelentős igény kielégítésére a Tanszékünk akkreditáltatta a CNAM (nemzetközi nyitott egyetem) által a „*Logisztikai menedzser*” c. nemzetközi kompetencia bizonyítványt adó képzést.

A CNAM párizsi nyitott egyetem, amely 200 éves hagyománnyal rendelkezik, a hálózatában 80.000 hallgató tanul. A képzést a CNAM oktatói folyamatosan ellenőrzik, előírják a tananyag állandó korszerűsítést és 3 évenként újra akkreditálásra kerül. A tananyag gyakorlatias felépítésű, és többféle jellegű és szintű végzettség megszerzését teszi lehetővé.

A „*Logisztikai menedzser*” c. képzés három trimeszterből épül fel. Egy trimeszter 50 óra kontakt órát és 50 óra irányított termelési gyakorlatot igényel. A képzés magyar nyelven folyik.

Az egyes trimeszterek tananyag a következő:

I. Beszerzési-elosztási logisztika és menedzsmentje

Bevezetés a logisztikába. Logisztikai alapelvek. Logisztikai rendszer felépítése, osztályozása. Vállalati logisztikai rendszer sajátosságai. Logisztikai menedzsment feladata, a vállalati logisztikai szervezet felépítése. Logisztikai célok, stratégiák, logisztikai koncepciók.

Logisztikai teljesítmények és költségek elemzése. Vállalati anyagáramlási rendszer általános felépítése, sajátosságai, tervezési és irányítási alapelvei. Logisztikai információs rendszer felépítése, főbb elemei. Információgyűjtés, -átvitel, -feldolgozás, -áramoltatás módszerei. Marketing logisztika elvei. Beszerzési logisztika stratégiája. Jellegzetes beszerzési logisztikai rendszerek. A beszerzési logisztikai folyamat tervezési és irányítási módszerei. „Make or buy”-döntés logisztikai elemei. JIT-elvű beszállítás sajátossága. Kis vállalatok beszerzési logisztikája. Outsourcing szerepe a beszerzési és elosztási logisztikában. Elosztási logisztikai stratégia. Jellegzetes elosztási rendszerek. Elosztási logisztikai folyamat tervezése. JIT-elvű kiszállítás. Benchmarking módszerei és modelljei a beszerzési és elosztási logisztika területein. Készletgazdálkodás alapanyag- és készáru-raktározásnál. Raktározási logisztikai rendszer irányítása. Elektronikus adatsere (EDI) és elektronikus kereskedelem. Supply Chain Management (Ellátási lánc menedzsmentje).

II. Termelési-szolgáltatási logisztika és menedzsmentje

Termelési logisztikai stratégia. Jellegzetes termelési logisztikai rendszerek. Termelési logisztikai rendszerek tervezési módszerei. Terméktervezés, termékmenedzsment logisztikai vonatkozásai. Jellegzetes termelési logisztikai rendszerek. Termelésirányítás és logisztikai rendszer irányítási kapcsolata. Logisztikával integrált termelésirányítás. JIT-elvű gyártás, KANBAN rendszerű gyártás logisztikája. Készletgazdálkodás, tárolási logisztika a technológiai folyamatokon belül. Számítógéppel integrált gyártás (CIM) és számítógéppel integrált logisztika (CIL) kapcsolata. Termelési logisztika irányítási stratégiái. Logisztikai kontrolling. A logisztikai modulok megjelenése a különböző vállalati számítógépes integrált információs rendszerekben (pl.: SAP/3. ORACLE, LIBRA 4GATM stb.). Jellegzetes szolgáltatási logisztikai rendszerek (pl.: kereskedelem, egészségügy, lakossági szolgáltatás). Különböző szolgáltatások logisztikai stratégiái. Jellegzetes szolgáltatási logisztikai rendszerek tervezése és irányítása. Újrahasznosítással kapcsolatos logisztikai szolgáltató rendszerek. Outsourcing, mint logisztikai szolgáltatás megválasztása, tervezése. Logisztikai vállalatok, Logisztikai Szolgáltató Központok tervezése és kialakítása. Logisztikai audit-minőségbiztosítás a logisztikában.

III. Globális-eurologisztika (áruszállítás)

Globális logisztika jellegzetes feladatai, technikai és technológiai háttere. Közúti szállítás technikája, technológiája, logisztikája és szervezetei. Vasúti szállítás technikája, technológiája, logisztikája és szervezetei. Folyami és tengeri szállítás technikája, technológiája, logisztikája és szervezetei. Légi szállítás technikája, technológiája, logisztikája és szervezetei. Vámolási folyamat illesztése a logisztikai rendszerbe. A logisztikai lánc, hálózatrendszere az EU-ban, a logisztikával kapcsolatos EU-s harmonizációs kérdések. EU-szabványosítás a logisztikában. A nemzetközi szállítások környezetvédelmi harmonizációja. Virtuális vállalat logisztikai problémái, logisztikaorientált virtuális vállalatok. Zártláncú gazdaság globális problémái, EU szabályozások hatása. Csomagolás, egységrakomány-képzés a nemzetközi szállításban. A logisztikai lánc, hálózatrendszere az EU-ban, az EU-val kapcsolatos harmonizáció. A nemzetközi szállítások környezetvédelmi harmonizációja. A globális logisztika információs rendszere, a távadatátvitel, a telekommunikáció sajátos

feladata. Automatikus parkolási rendszerek. Szállítási jog szabályozói, szereplő EU Bizottságok. Nemzetközi jog. Az európai társasági jog a szállítmányozásban. City logisztika alapjai. Városok, áruházak logisztikai ellátó rendszere. Automatikus parkolási rendszerek.

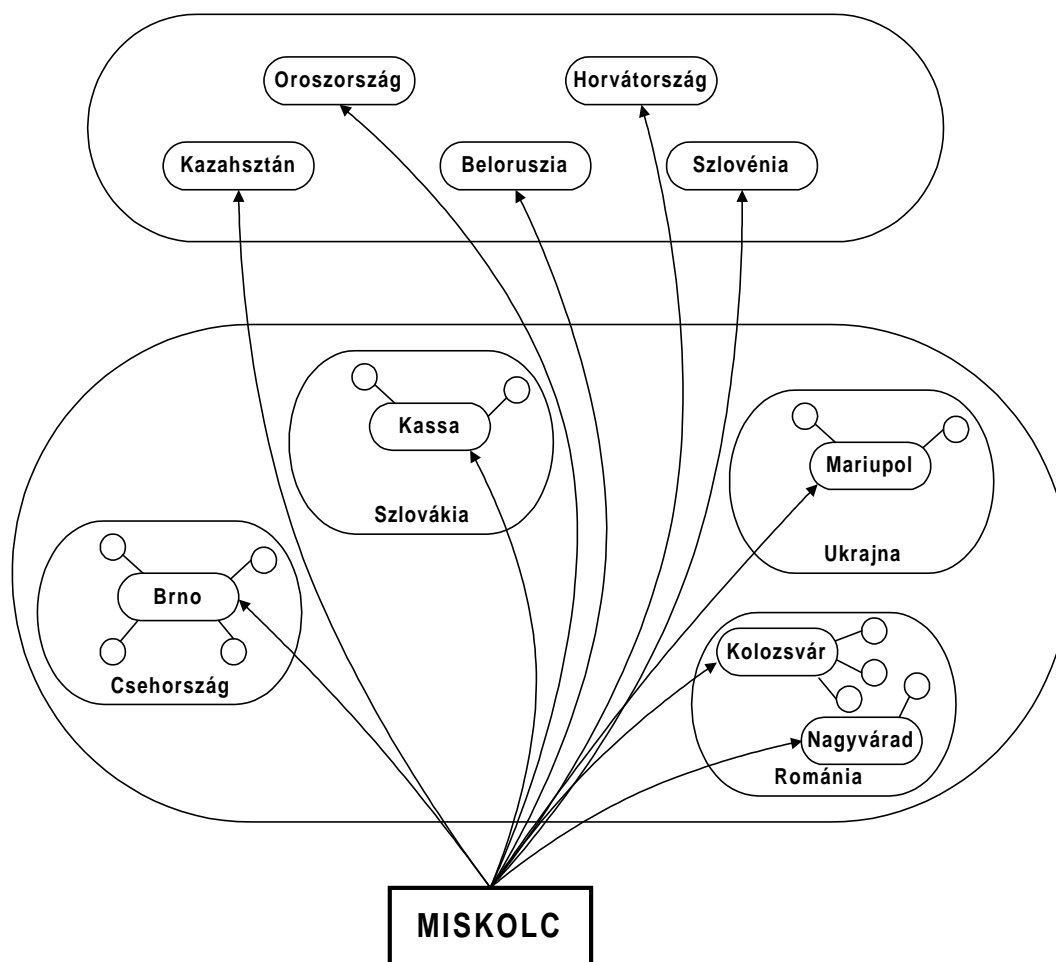
Egy-egy trimeszter 3 blokkból, egy-egy blokk 4-4 modulból épül fel. Minden blokkhoz egy 15-20 oldalas feladatot kell készíteni, amelyben a hozzátartozó 4 modul integrálódik. Minden trimeszter végén vizsgát kell tenni. Végül egy szakdolgozat készítése és annak a megvédése jelenti a képzést.

A képzésben részt vehetnek, akik főiskolai vagy egyetemi oklevéllel rendelkező mérnökök, közgazdászok, ill. akik legalább 5 éve a logisztika szakterületen dolgoznak és középfokú végzettséggel rendelkeznek. Az előzőknek posztgraduális végzettség, utóbbinak graduális végzettség kerül kiadásra.

A nemzetközi kompetencia bizonyítványt a CNAM adja ki, és minden országban elismert.

Az egyetemünkön az 1999/2000. tanévben 25 fő szerzett képzettséget, jelenleg 31 fő vesz részt a képzésben. Tanszékünk szakmai felügyelete mellett – kisebb létszámokban – a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetemen és a pécsi Janus Pannonius Egyetemen is folyik.

A Miskolci Egyetem Anyagmozgatási Tanszék a CNAM-hoz új pályázatot nyújtott be és nyert el a *nemzetközi logisztikai menedzserképzés* közép-kelet-európai (a volt szocialista országbeli) elterjesztése. A képzés kiterjesztését az 1. ábra mutatja.



Az első lépcsőben az A-zónába sorolt országokban a megadott helyi központok országon belüli koordinálásával valósulna meg a CNAM-rendszer. Az A-zónába sorolt országok helyi központjaival a Miskolci Egyetem többéves, nívós szakmai kapcsolattal rendelkezik.

Az A-zónába sorolt országok, s az ország tervezett helyi CNAM-központjai:

- Románia: Kolozsvár, Nagyvárad,
- Szlovákia: Kassa,
- Csehország: Brno,
- Ukrajna: Mariupol.

Időben az A-zónában beindult képzés után pár évvel a B-zóna sorolt országokban is a Miskolci Egyetem koordinálásával kialakulnának a helyi CNAM-központok és elkezdődhetne a CNAM-képzés.

A B-zónába sorolt országok:

- Horvátország,
- Kazahsztán,
- Oroszország,
- Szlovénia.

Miskolc CNAM-centrumi feladatai a következőkben foglalhatóak össze:

- előadásanyagok fejlesztése magyar nyelven,
- tanárok felkészítése a foglalkozások megtartására,
- az oktatással kapcsolatos követelmények előírása,
- az oktatás minőségének ellenőrzésében és a vizsgáztatásban való részvétel.

A CNAM-centrum feladatainak végrehajtásánál a következő módszerek kerülnek alkalmazásra:

- E-mail-kapcsolattartás,
- tanárok csoportos felkészítése Miskolcon,
- helyszíni ellenőrzés, vizsgáztatás.

Jelenleg megkezdődtek az előkészületek arra, hogy a 2002. évben legalább 2-3 városban (pl.: Kassa, Kolozsvár, Nagyvára) elinduljon a képzés, amelynél három feltételnek kell teljesülni:

- érdeklődő és fizetőképes kereslet,
- vállalkozó oktatószám.

Reméljük, hogy a Kolozsvári Műszaki Egyetemen az Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság közösen felvállalja a képzés gondozását. Így a 2002. évben elindul Erdélyben a nemzetközi felsőfokú logisztikai menedzserképzés magyar és akár román nyelven is.

A gépészmérnök képzés stratégiája a BME Gépészmérnöki Karán

Dr. Halász Gábor

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki Kar

Az oktatás struktúráját meghatározza

a múlt (tradíciók)
jelen lehetőségei
a belátható jövő igényei

A BME és a Gépészmérnöki Kar múltja (fólia)

1782 Institutum Geometricum
1871 Gépészmérnöki Osztály
1934 Gépész és Vegyészmérnöki Kar
1950 Gépészmérnöki Kar

Oktatási reformok:

1950, 1962, 1975, (1989), 1993

Az 1975-ös reform jól sikerült (majdnem 20 évig fennállt, az 1989-es módosítást egy év múlva leállították.)

Tevékenység-orientált képzés

Specialításokat képzett, már a 6. félévben elkezdődött a szakosodás ezt követte 2 félév szakképzés + 1 félév ágazati képzés + 1 félév diplomaterv.

A mérnöki gyakorlatban azonnal (nagyon gyorsan) használható specialistákat képezett.
(fólia: szakok és ágazatok 1975-től)

Változások 1990-1993

Rendszerváltozás, gazdasági élet privatizációja, a gyorsan változó igényeknek: ***nem specialistákat kell képezni***

Mérnöki életpálya vizsgálat: alig-alig (max. 7-8 %) marad azon a pályán, ahova a speciális szakképzés irányította.

Új képzési célok (1993.)

Gépipari berendezések technológiák, termékek gyorsan fejlődnek. E fejlődést meghatározza gépészmérnöki feladatokat: széles szakmai-természettudományos alapokon nyugvó és az új feladatokhoz alkalmazkodni tudó (konvertálható tudással rendelkező) mérnököt kell képezni. A szükséges speciális (helyi) szakismereteket a munkavégzés során kell megszerezni.

A „kibocsátott” mérnök nem azonnal, hanem rövid „aklimatizáció” után sokféle feladatkört el tud látni.

Új oktatási struktúra (1993)

Alapképzés (3 szemeszter a főiskolai képzésben, 6 szemeszter az egyetemi képzésben. Sok matematika, mechanika, anyagtudomány, gépszerkezet, hőtan, áramlás,)

Szakképzés (3 szemeszter a főiskolai képzésben, 3 szemeszter az egyetemi képzésben, 1 szemeszter diplomatervezés). Az egyetemi képzésben két „távoli” modult kell választani.

Oktatás-szervezés: kredit rendszerű képzés, jellegzetességeik

Minden tárgynak „súlya” (pontértéke =kreditpontja) van, ez arányos a végzett munkával: nehéz tárgy ötöse többet ér, mint a gyenge tárgyé.

A félévi eredményt súlyozott átlag jelzi.

Bukás egy tárgyból csak a tárgy ismétlését idézi elő, más tárgyból – ha ez nem támaszkodik az előzőre, lehet haladni. Előtanulmányi követelmény.

Mindenki úgy halad előre, ahogy akar és bír

Sok a választható tárgy

Következmények:

2500 hallgató = 2500 órarend

Fejlett információs rendszer szükséges: órarend, vizsga-jelentkezés, tárgyfelvétel, vizsgajegyek, ösztöndíj, adóigazolás, stb.

Megszűnt a „tankör” és az évfolyam mint közösség. (nagy hátrány)

A hallgatók kihasználják a lehetőségeket.

Képzési idő megnövekedett

Előnyök:

Oktatás szervezés rugalmas (új modulok bevezetése...)

Menedzsment és gazdasági ismeretek.

piaci hatások – oktatói erőfeszítések hallgatókért

külföldi részképzések, más egyetemről párhuzamos képzések beilleszthetők.

Az oktatás jelen körülményei

Műegyetem: Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem (2000. 01. 01.-től)

Természettudományi és Gazdaság és Társadalomtudományi Kar

Oktatás-szerkezet Gépészmérnöki Karon belül (fólia)

AIFSz

Főiskolai képzés

Kiegészítő képzés

Okleveles gépészmérnökképzés

Energetikus mérnök (VIK-kel közösen)

Ipari termék és formatervező képzés

Közeljövő belátható igényei

Jelenleg folyik a képzési cél, és a tanterv felülvizsgálata. Még a vizsgálat lezárása előtt: nem változtatunk az erős természettudományos alapképzésen. A moduláris szakképzés mérlegelésére nincs elég tapasztalat (3 évfolyam futott ki). Erős a nyomás az ipar részéről a specialista képzésre és hallgatók oldaláról a pillanatnyilag aktuális, de felszínes ismeretek tanítására. (Dívtos programcsomagok használata, könnyen elsajátítható „lágý” tantárgyak oktatására).

Egyensúly a tömegképzés és az elitképzés között.

Karközi képzések szerveződnek (Terméktervező, energetikus, mechatronikus)

Összefoglalás

- Az 1993-ban megfogalmazott képzési célok ma is helytállóak. (A felsőfokú oktatást ne a pillanatnyi „divat-hullámok” mozgassák.)
- Kredit rendszer bevezetése helyes volt – nehézségeivel együtt
- Karközi képzések fejlődnek: Ipari termék és formatervező, Energetikus, Mechatronikus
- Egyensúlyt kell találni a
 - sokoldalúan alkalmazható és a gyorsan „felhasználható” mérnök képzése között.
 - Elit-képzés és tömegképzés
- Reményt keltő tendenciák:
 - Évek óta sokkal több gépészmérnöki álláshely ajánlat van, mint végzett mérnök
 - 4 év óta folyamatosan nő a Gépészmérnöki Karra jelentkezők száma.

Fogaskerékajtások fogfelületei között megjelenő csúszások meghatározása

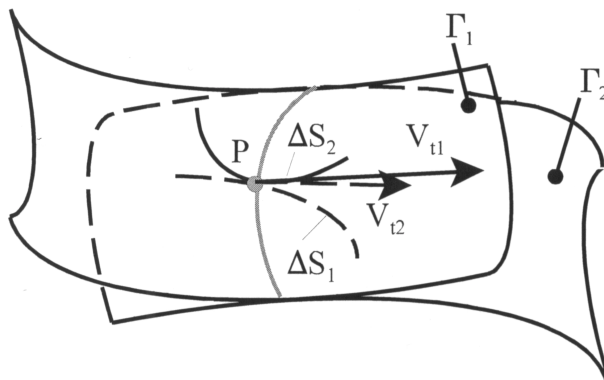
Dr. Antal Béla, Dr. Antal Tibor

Műszaki Egyetem, Kolozsvár

A mozgások és terhelések továbbítása közben, fogaskerek segítségével, a fogfelületek gördülnek és csúsznak egymáson. Ez a csúszási jelenség kopást okoz még akkor is ha a kenés megfelelő, különösen a hajtás összeszerelése utáni időben, amikor a fogak “bejárodnak”, vagyis a fogfelületekről a gyártásból származó felületi érdességek lekopnak vagy lelapulnak. Megfelelő üzemelés esetében ez az érdesség eleinte megrövidül és sima tükrös felület alakul ki. Ez a bejárodási kopás idővel csökken és egy bizonyos idő múltán egészen kismértékű lesz. Az ilyen fajta kopás szükséges a fogaskerek élettartama és nyugodt járása szempontjából, ezért ezt sokszor mesterségesen igyekeznek elősegíteni. Ilyen célt szolgál a fogaskerek összeszerelés előtti vagy utáni, vagyis üzembe helyezés előtti bejáratása erre a célra alkalmazott bejáratóolajjal.

Miután a fogaskerek bejáratása megtörtént következik az üzembe helyezésük amikor is, a csúszások folytán, a kopás tovább folytatódik, de sokkal kisebb intenzitással. Ahhoz, hogy a fogaskerek minél hosszabb ideig legyenek tökéletes üzemképesek szükséges, hogy a csúszások nagyságát korlátozzuk. Ez a relatív csúszásai tényezők helyes megválasztásával lehetséges már a tervezési fázisban.

A relatív csúszási tényezőnek az általános meghatározása két kapcsolódó felület, Γ_1 és Γ_2 között az 1. ábra alapján, a sebességek segítségével történik.



1. ábra

$$\zeta_{12} = \lim_{\Delta S_1 \rightarrow 0} \frac{\Delta S_1 - \Delta S_2}{\Delta S_1} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\frac{\Delta S_1}{\Delta t} - \frac{\Delta S_2}{\Delta t}}{\frac{\Delta S_1}{\Delta t}} = \frac{V_{t1} - V_{t2}}{V_{t1}}, \quad (1)$$

és

$$\zeta_{21} = \lim_{\Delta S_2 \rightarrow 0} \frac{\Delta S_2 - \Delta S_1}{\Delta S_2} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\frac{\Delta S_2}{\Delta t} - \frac{\Delta S_1}{\Delta t}}{\frac{\Delta S_2}{\Delta t}} = \frac{V_{t2} - V_{t1}}{V_{t2}}, \quad (2)$$

ahol V_{t1} és V_{t2} a P pont sebességei a Γ_1 és Γ_2 felületeken.

Kiindulva ezekből az összefüggésekből a [1] alapján a relatív csúszási tényezők kifejezhetők a következő képpen is:

$$\zeta_{12} = \frac{\vec{V}_{12} \cdot \vec{V}_{12}}{\vec{V}_1 \cdot \vec{V}_{12}}, \quad (3)$$

és

$$\zeta_{21} = \frac{\vec{V}_{21} \cdot \vec{V}_{21}}{\vec{V}_2 \cdot \vec{V}_{21}}, \quad (4)$$

ahol V_1 és V_2 a P pont abszolút sebességei a fogaskerek tengelyeihez viszonyítva;

V_{12} és V_{21} a P pont relatív sebességei.

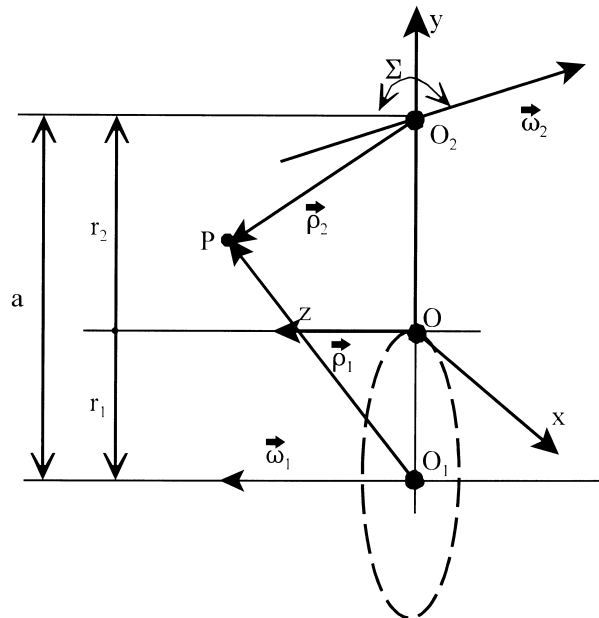
A kitérő tengelyű fogaskerék-hajtások esetében (2.ábra) felírhatók a P pont abszolút sebességei, vektoriális formában:

$$\vec{V}_1 = \vec{\omega}_1 \times \vec{\rho}_1 = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 0 & 0 & \omega_1 \\ x & y + r_1 & z \end{vmatrix} \quad \text{és} \quad \vec{V}_2 = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \omega_2 \sin \Sigma & 0 & \omega_2 \cos \Sigma \\ x & y - r_1 & z \end{vmatrix}, \quad (5)$$

ahol ω_1 és ω_2 a kerek szögsebességei;

Σ a tengelyek által bezárt szög;

r_1 és r_2 a gördülő felületek sugarai a normál transzverszálisán.



2.ábra

A relatív sebességek kiszámíthatók az abszolút sebességek segítségével:

$$\vec{V}_{12} = \vec{V}_1 - \vec{V}_2 \quad \text{és} \quad \vec{V}_{21} = \vec{V}_2 - \vec{V}_1 . \quad (6)$$

Behelyettesítve az (5) kifejezéseket a (3) és (4) képletekbe a relatív csúszási tényezők a következő általános formában fejezhetők ki:

$$\zeta_{12} = \frac{A^2 + B^2 + C^2}{(y + r_1)A + xB} , \quad (7)$$

és

$$\zeta_{21} = \frac{A^2 + B^2 + C^2}{C^2 - (y - r_2)u_{21} \cos \Sigma A - u_{21}(x \cos \Sigma - z \sin \Sigma)B} , \quad (8)$$

ahol

$$\left. \begin{aligned} A &= y(1 - u_{21} \cos \Sigma) + r_1 + r_2 u_{21} \cos \Sigma , \\ B &= x(1 - u_{21} \cos \Sigma) + z u_{21} \sin \Sigma , \\ C &= (y - r_2)u_{21} \sin \Sigma , \\ u_{21} &= \frac{\omega_2}{\omega_1} . \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

A fent meghatározott relatív csúszási tényezők között létezik az alábbi összefüggés:

$$\zeta_{21} = \frac{\zeta_{12}}{\zeta_{12} - 1} . \quad (10)$$

A P pont mindig a kontakt pontban vagy a kontakt vonalon kell legyen. Ezeknek meghatározása a [4] kifejlesztett módszer alapján történhet.

Annak függvényében, hogy a tengelyszög Σ milyen értékeket vesz fel tanulmányozhatók a relatív csúszási tényezők különböző típusú fogaskerékhatásokban, térben vagy síkban.

A relatív csúszási tényezőknek a nagysága befolyásolja a fogaskerek helyes működését a melegedés és a berágódási szilárdság szempontjából. Ezért, a csúszási tényezők nagyságát illetően behatárolások találhatók meg a szakirodalomban, $\zeta \geq -3$ általában. Főleg, a kerületi sebesség van nagy behatással ezekre a tényezőkre [5] szerint:

$$\begin{aligned} V &> 20 \text{ m/s} , \quad \zeta \geq -1,5 ; \\ V &> (8...20) \text{ m/s} , \quad \zeta \geq -3 ; \\ V &> (2...10) \text{ m/s} , \quad \zeta \geq -4 ; \\ V &> (1...3 \text{ m/s} , \quad \zeta \geq -6 ; \\ V &> (0...1,5) \text{ m/s} , \quad \zeta \geq -8 . \end{aligned}$$

A fogfelületek között megjelenő csúszásokat kiváltóképpen a profileltolási tényezők helyes megválasztásával lehet befolyásolni. Kiindulva a felsorolt határértékekből és ismerve a csúszási tényezők képleteit kiszámíthatók azok a profileltolási tényezők, amelyek biztosítják a fogaskerek helyes működését és kielégítik a felsorolt feltételeket.

Jelenleg a szakirodalomban a profileltolástényezők meghatározására többféle kritérium alakult ki amelyek a [2], [3], [5], [6], [7], megtalálhatók síkban működő fogaskerék-hajtások esetében. Ezek közül gyakran használtak a következők:

- a csúszások kiegyenlítési kritériuma;
- a kopáskiegyenlítés, MAAG kritériuma;
- a relatív sebességek kiegyenlítés, Niemann kritériuma.

A nagyobb teljesítményű fogaskerék-hajtásokban a kapcsolódó fogoldalak között gyakran vegyes súrlódás jelenik meg, amely teljesítményvesztést okoz. Ennek nyomán a hajtás felmelegszik. Figyelembe véve ezt a jelenséget kialakítottunk egy újabb kritériumot a profíleltolástényezők megválasztására, amely figyelembe veszi a melegezési jelenségeket.

Az 3. ábra alapján felírhatók a súrlódási teljesítményvesztések az A és E pontokban:

$$P_A = \mu_A P_1 \frac{e_A(1 + u_{21})}{r_{b1}(1 - \mu_A \tan \alpha_w) + \mu_A e_A}, \quad (11)$$

és

$$P_E = \mu_E P_1 \frac{e_E(1 + u_{21})}{r_{b1}(1 - \mu_E \tan \alpha_w) + \mu_E e_E}, \quad (12)$$

ahol P_1 a hajtó teljesítmény;

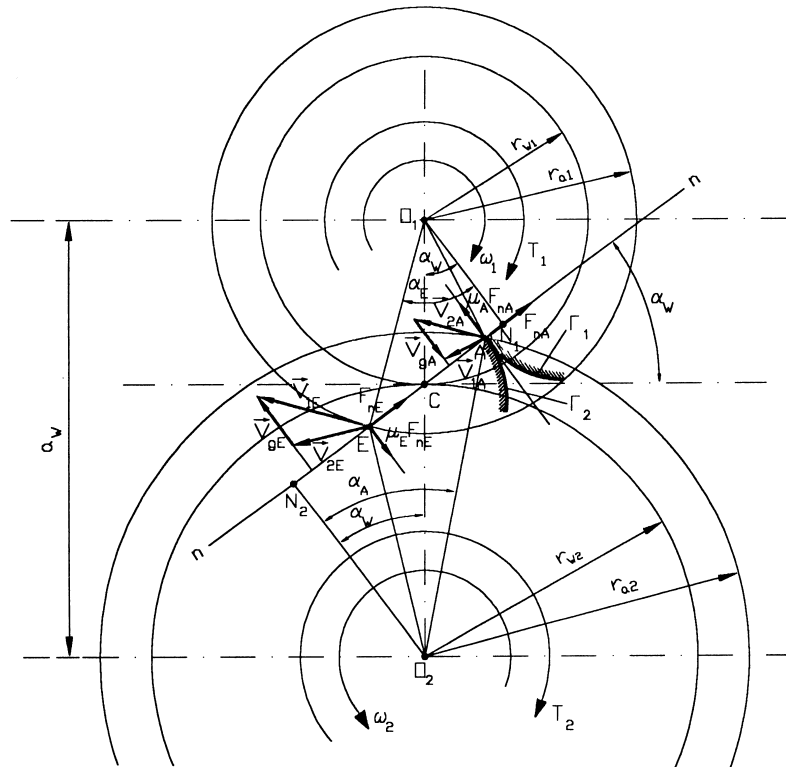
μ_A és μ_E a súrlódási tényezők az A és E pontokban;

$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ a szögsebességek hányadosa;

$e_A = AC$ és $e_E = CE$ az A és E pontok távolsága a C ponttól;

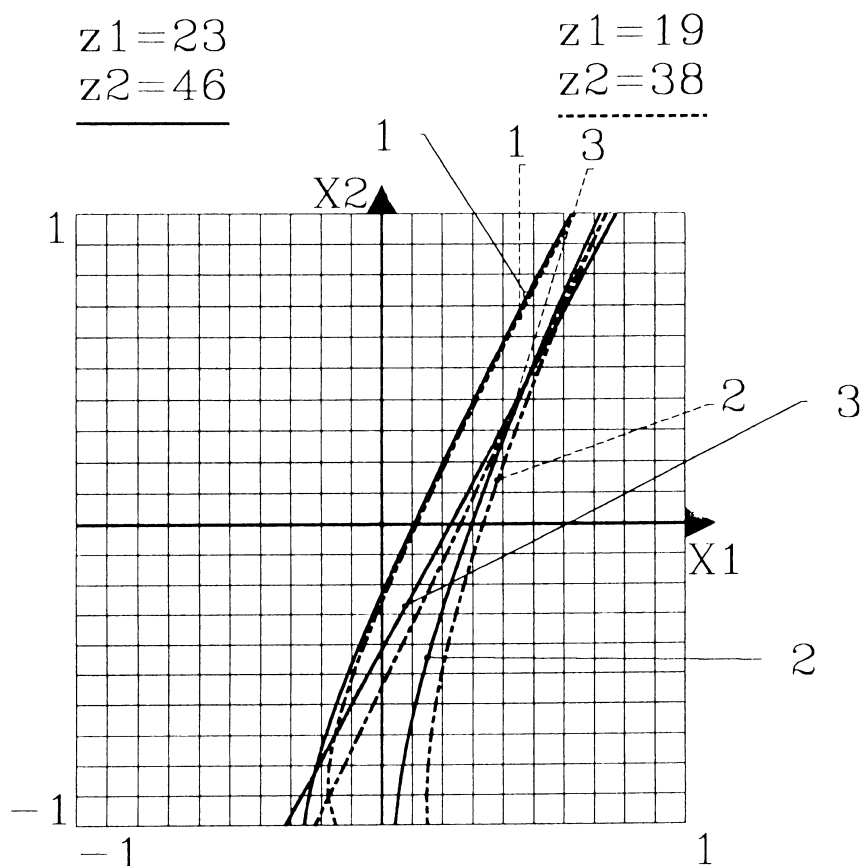
α_w a kapcsolószög;

r_{b1} az alapkör sugarára.



3. ábra

Amint a (11) és (12) képletekből látható a teljesítmény veszteségek nem egyformák, tehát az A és E pontokban a felmelegedés a fogakon nem lesz ugyanaz.



4.ábra

Kiindulva abból, hogy a súrlódási teljesítményvesztések az A és E pontokban kiegyenlítődjenek a (11) és (12) képleteket egyenlővé tesszük, amiből a következő összefüggés kapható:

$$\psi_A = 1 + \frac{\mu_E(1 - \mu_A \tan \alpha_w)}{\mu_A(1 + \mu_E \tan \alpha_w)} (\psi_e - 1) u_{21} , \quad (13)$$

ahol $\psi_A = \frac{\tan \alpha_A}{\tan \alpha_w}$ és $\psi_E = \frac{\tan \alpha_E}{\tan \alpha_w}$, (14)

$$e_A = r_{b2}(\tan \alpha_A - \tan \alpha_w) \quad \text{és} \quad e_E = r_{b1}(\tan \alpha_E - \tan \alpha_w). \quad (15)$$

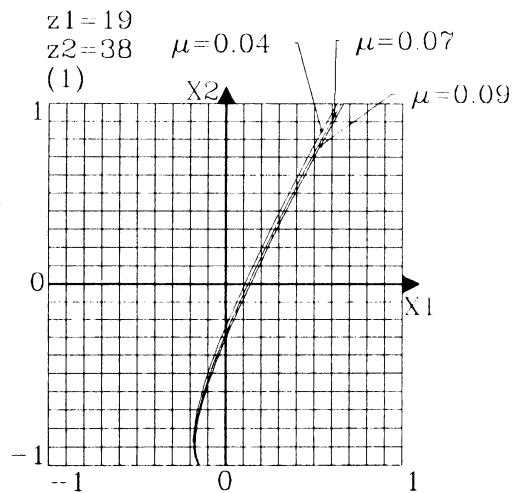
Ha az A és E pontokban elfogadjuk, hogy a súrlódási tényezők ugyanazok, vagyis $\mu_A = \mu_E = \mu$ akkor a (13) összefüggés így alakul:

$$\psi_A = 1 + \frac{(1 - \mu \tan \alpha_w)}{(1 + \mu \tan \alpha_w)} (\psi_e - 1) u_{21} . \quad (16)$$

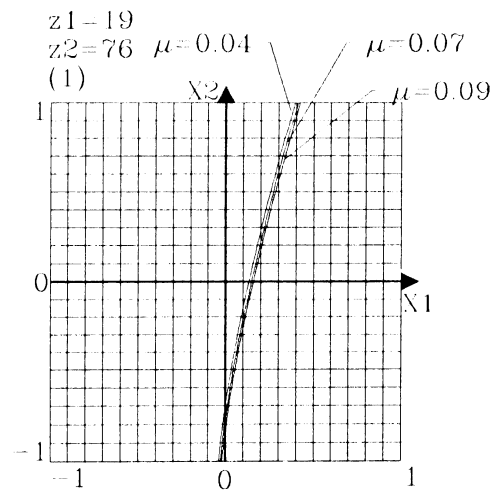
Egy bizonyos súrlódási tényező és egy z_2 / z_1 értékre, felvéve egy x_2 meghatározható egy x_1 . A számítógép segítségével összefüggési görbéket lehet szerkeszteni. Ilyen 1-és

görbék láthatók a 4.ábrán, $z_1 = 23$, $z_2 = 69$ és 92 , $\mu = 0.05$ esetében. Összehasonlítás céljából a 2-es görbék a csúszások kiegyenlítését és a 3-as görbék a kopáskiegyenlítését mutatják.

Megvizsgálva a súrlódási tényező befolyását az 5 és 6 ábrákon, ahol ennek értéke a fogaskerekek esetében 0.04 és 0.09 között változik, látható, hogy az összefüggési görbék egymás mellett helyezkednek el. Tehát, a számítások elvégzésére az 1 kritérium esetében elegendő a súrlódási tényező középértéket $\mu \approx 0.06$ használni.



5.ábra



6.ábra

A profileltolási tényezők x_1 és x_2 meghatározása, a fent leírt módszer után, biztosítja a fogprofilokon megjelenő hőmérséklet kiegyenlítését.

Irodalom

- 1] Antal, A., Antal, T., Methods for choosing the addendum modification, micro CAD'96. International Computer Science conference. February 29, 1996, Miskolc, Hungary, p.39-43.
- 2] Bolotovskii, J.A., Spravocinik po gheometriceskomu rasciotu evolventnâh zubciatâh i cerviacinâh peredaci, Moskva, Mašinostroenie, 1986.
- 3] Erney, Gy., Fogaskerekek. Budapest, Műszaki Könyvkiadó, 1983, p.113-121.
- 4] Litvin, F.L., A fogaskerék kapcsolás elmélete, Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1972.
- 5] Maros, D., Cinematica roților dințate, București, Editura tehnică, 1958, p.140-146.
- 6] Niemann, G., Winter, H., Maschinenelemente. Band II, Berlin, Springer Verlag, 1983, p.273-275.
- 7] MAAG-Taschenbuch. MAAG-Zahnräder Aktiengesellschaft CH-8023 Zürich/Schweiz, 1985, p.72-76.

Dilemmák a gépészmérnök képzésben

Dr. Cselényi József, Dr. Lukács János

Miskolci Egyetem
Gépészmérnöki Kar

Napjainkban a mérnökképzésben újabb és újabb kihívások jelennek meg, Európában, az egész világon számos dilemma kerül megfogalmazásra. Hazánk felsőoktatásában mindezek jelen vannak, s különösen fontos ezeket elemezni olyan Karon, ahol a mérnökképzés sok szakon, több szinten folyik. Egyetemünket, Karunkat különösen foglalkoztatják az olyan kérdések, mint

- **menyiségi** vagy **minőségi** képzést folytassunk,
- **erős alap, alapoó képzés** vagy **gyakorlati képzés** legyen,
- **tömegképzést** folytató vagy **elitképzést** végző, illetve
- a **kutató egyetem** vagy a **vállalkozó egyetem** vonalát kell erősíteni.

Vizsgáljuk meg, hogy az előzőekben vázoltakra milyen válaszokat tudunk mi adni a Miskolci Egyetem Gépészmérnöki Karán, ha a realitás talaján kívánunk maradni és Karunkat a sikeres 50 éves múlthoz méltó jövőbe kívánunk eljuttatni.

A **menyiségi** képzés igénye az információs társadalom kihívása, amely úgy fogalmazható meg, hogy ott, ahol néhány év múlva a középiskolás korosztály több mint 50%-a nem szerez felsőfokú végzettséget, akár 50%-ot meghaladó munkanélküliség is bekövetkezhet. Nyilván ilyen nagyarányú felsőfokú képzés nem lehet csak egyetemi szintű, hanem a főiskolai szintnek és a post-secondary képzésnek (akkreditált iskolarendszerű felsőfokú szakképzés) kell a nagyobb létszámokat szolgáltatni.

A felsőfokú képzésben egyre több országban – így Magyarországon is – a hallgatói létszám utáni **normatív finanszírozás** érvényesül, amiből következik, hogy egy cselekvőképes oktatói testület fenntartása szükségessé tesz **jelentős létszámú hallgatóságot**.

A **normatív finanszírozás** nem fedezi az adott hallgatói létszámhoz szükséges egyetem működtetését. Napjainkban 35-40%-át az egyetemnek, karnak saját bevételekből kell fedezni. Vagyis nem kerülhető el a **vállalkozó egyetem**, s **új hallgatói felvételi rendszer** kerül kialakításra, amelynél az egy-egy szakra felvehető keretszámok a jelentkezők arányától és az elért pontszámoktól függenek. Várhatóan **jelentős verseny fog** a felsőfokú intézmények között a **hallgatókért kialakulni**.

Egy kar, egy egyetem **versenyképességében meghatározó a sokszínű, kellően differenciált, olyan képzési paletta**, amely egyaránt képes **konvertálható és kellően gyakorlatorientált képzést biztosítani**. Ezek biztosítják a végzett hallgatók iránti ipari, **munkaerőpiaci kereslet** kedvező alakulását, amely jelentősen visszahat a szakra, a Karra jelentkező hallgatói létszámokra.

A **gyakorlatorientált oktatás** nem képzelhető el az iparral, a gazdasággal való szoros kapcsolat kialakítása nélkül. Napjainkban a hazai iparban sok helyen olyan **technika és technológia** található meg, amit a felsőoktatásban fel kell használni. Olyan lehetőségek adódnak a **szakképzéshez** kapcsolódóan a vállalatoknál, amelyeket a forráshiánnyal küzdő felsőoktatásnak ki kell aknáznia. Mindezek csak úgy érhetők el, ha az **oktatók** és a **hallgatók** közösen – a vállalati szakembereket is bevonva – dolgoznak az ipari feladatok megoldásán. Ezen folyamat során könnyebbé válhat a **hallgatók pályaválasztása, a vállalatok megfelelő szakemberekkel való ellátása**. Mindezeket keresztül kialakul az igény a továbbképzés iránt, amely fontos, nélkülözhetetlen része az **oktatásnak, ösztönzője az oktatásfejlesztésnek, annak kutatással való megalapozásának**.

A **gyakorlatorientált képzést** kikényszerítik az egyetemekből azok a multinacionális cégek (IBM, Siemens, Electrolux, Philips stb.), akik saját egyetemeken képezik a saját

szakembereik egyre növekvő részét. Ha az egyetemek felvállalják a gyakorlatorientált képzést, de mellette kitartanak az erős alap-, alapoó képzés mellett, akkor képzésükben a gyakorlatorientáltság mellett **konvertálható tudású** mérnökképzést, **tradicionális egyetemi képzést** tudnak folytatni, így a versenypozíciójuk kedvező maradhat.

Erős alap, alapoó képzést csak az az egyetem tud folytatni, ahol az **elitképzés** is jelen van, ahol kutatómunkára támaszkodik az oktatás. Vagyis **kutató egyetem nélkül** nincs **konvertálható mérnökképzés, minőségi képzést** csak kutató egyetem tud folytatni.

A kutató egyetem feltételezi, hogy a kutatási tevékenység mind a négy változata: **alap-, alkalmazott-, fejlesztő- és reprodukáló-** (oktatást fejlesztő) kutatás jelen van, egymásra épül és egymást kiegészíti.

A **globalizált gazdaságban** a **kutató** egyetemnek az is feladata, hogy hozzájárul a globalizáció **negatív hatásainak** csökkentéséhez, valamint **pozitív hatásainak** erősítéséhez: **multinacionális cégeknél** alakuljon ki az egyetemekről együttműködő hazai kutatóbázis és ezzel a hozzáadott érték a termelésben növekedjen, a **kis- és közép vállalatok** részére végzett kutatásokkal növekedjen **beszállítói potenciáljuk**, hazai cégek beszállítói lehessenek a **multinacionális nagycégeknél**, a megmaradt **hazai tulajdonú vállalatok** részére végzett kutatások versenyképes termék-, technológia- és rendszer kialakulását eredményezzék.

Vállalkozó egyetem részét kell, hogy képezze a **költségtérítéssel képzés folytatása**, az önköltséges **továbbképzés kiterjesztése**, a vállalatok részére végzett kutatások megerősítése, **kutatási pályázatok** megnyerése.

A **minőségi képzés, elitképzés folytatása**, a kutató egyetem működtetése megkívánja a szoros nemzetközi együttműködés kialakítását, amelynek során közös oktatás és kutatás végzése, eredményes közös pályázati tevékenység folytatása és a hallgatók részére **részképzési lehetőségek** biztosítása nélkülözhetetlen feltételek.

A leírtakat figyelembe véve könnyen megállapítható, hogy a **problematisztus kérdések** nem szembenálló alternatívákat jelentenek, hanem egymást kiegészítő „ÉS” kapcsolatoknak kell a „VAGY” kapcsolatokat felváltani.

A Miskolci Egyetem Gépészmérnöki Karán az „ÉS” kapcsolatok megvalósítását kívántuk elérni, amikor

- kiállítottuk a több fokozatú, sok szakot magába foglaló, rugalmasan alkalmazkodni tudó moduláris képzési rendszert,
- bevezettük és kiterjesztettük a levelező önköltséges képzést és az akkreditált iskolarendszerű felsőfokú szakképzést,
- az arra érdemes, tehetséges hallgatók részére **külföldi részképzést, idegen nyelvű képzést, egyéni tanrend szerinti képzést, TDK tevékenységet, tanszéki kutatómunkában való részvételt** biztosítunk,
- a **szakirányokat, modulokat úgy alakítjuk ki**, hogy egyaránt alkalmasak legyenek az **alap-alapoó tantárgyak begyakorlására, a mérnöki munka módszereinek elsajátítására és a munkaerőpiac igényeihez való alkalmazkodásra**,
- a komplex feladatok – nyári üzemi gyakorlatok – diplomatervek egymásra épülő rendszert jelentenek, amit egy **tutori kapcsolat segít**,
- kialakulóban van az újrendszerű **vállalatokra** telepített **továbbképzési** rendszer és a **nemzetközi elismertséget adó továbbképzési** formák kiterjesztése,
- szorgalmazzuk a **hazai és nemzetközi kutatási pályázatokat**, a **kutatómunka erősítését**, ennek céljából megpályáztuk és elnyertük a „**Mechatronika és Anyagtudomány**” című témakörökben az ún. **Kooperációs Kutató Központ** megalapításának lehetőségét,
- elértük, hogy az **oktatói kar** mintegy **2/3-a minősített oktató**, jelentős részük figyelemre méltó hazai és nemzetközi elismertséggel rendelkezik.

Mindezek ellenére könnyen belátható, ha Karunk, Egyetemünk egyaránt eleget akar tenni a mennyiségi és a minőségi képzésnek, az elméletileg jól megalapozott és egyben gyakorlat orientált oktatásnak, ha meg akarja valósítani az elitképző-, a kutató és a vállalkozó egyetemet az oktatói kar túlterhelése nélkül, akkor ezekhez az Egyetemen belül új struktúrákat, megfelelő szervező, menedzselő és kiszolgáló szervezeteket és egy ésszerű munkamegosztását kell kialakítani. Biztos, hogy minden időszakban nem kell a felsorolt feladat sokaság mindegyikével minden oktatónak foglalkoznia, a tevékenységek egy része időszakonként változhat. Az biztos viszont, hogy a Karnak, a tanszékeknek, mint egységeknek mindenben meg kell felelniük a felsorolt kihívásoknak.

Az optimális méretezés fejlődési irányai

Dr. Timár Imre

Veszprémi Egyetem, Géptan Tanszék

1. Bevezetés

A különböző ipari berendezések, konstrukciók, termékek stb. versenyképességének előfeltétele, hogy költségük legyen minimális és elégítsék ki a velük szemben támasztott követelményeket. Ezen kívánalmak kielégítésére a matematikai optimalás módszereinek alkalmazása nyújt lehetőséget. Az első szerkezetoptimalással foglalkozó munkát 1890-ben Maxwell készítette, amit Mitchellnek az 1904-ben írt, de jobban ismertté vált munkája követett [1].

Az optimalás érdekében meg kell választani a célfüggvényt ($f(\mathbf{x})$ -et) és azon paramétereket (változókat), melyeket a számítás során ismeretlennek tekintünk ($\mathbf{x}=[x_1, \dots, x_n]^T$ - az ismeretlenek száma $i=1, \dots, n$). A célfüggvény lehet a szerkezet tömege, költsége (beleértve az anyag-, a gyártási- és üzemeltetési költségeket) stb. Ismeretlennek tekintjük a geometriai méreteket, anyagjellemzőket, üzemi paramétereket stb. Ezután meg kell fogalmazni azokat a feltételeket, melyeket a szerkezetnek üzemelés során ki kell elégíteni. A korlátozási feltételek lehetnek egyenlőtlenségi – $g_j(\mathbf{x})$ –, illetve egyenlőségi – $h_j(\mathbf{x})$ – korlátozások és vonatkozhatnak a maximális feszültségekre, alakváltozásokra, felületi hőmérsékletre, rezgéscsillapításra stb. A fentiekben vázolt feladat matematikailag úgy fogalmazható meg, hogy meg kell határozni a többváltozós függvény szélsőértékét úgy, hogy a kapott megoldás elégítse ki a megfogalmazott korlátozási feltételeket:

$$\min f(\mathbf{x}), \quad (1)$$

$$\begin{aligned} g_j(\mathbf{x}) &\leq 0, & j=1, 2, \dots, m, \\ h_j(\mathbf{x}) &= 0, & j=m+1, \dots, p. \end{aligned}$$

A fentebbi függvények lineárisak, nemlineárisak ill. meghatározott típusúak lehetnek. Előfordulhat, hogy hiányoznak az egyenlőségi ill. az egyenlőtlenségi korlátozások vagy mindkettő. A változók száma egytől kezdve tetszőleges lehet. Ennek megfelelően különböző optimalási feladatokkal állunk szemben, melyek megoldása sokszor nehézségekbe ütközik. A szerkezetoptimalás fejlődési irányai lényegében az (1) alatt megfogalmazott matematikai optimalási feladat megoldásához kapcsolódnak.

2. A matematikai optimalási módszerek csoportosítása

Az optimalási módszereket különböző szempontok alapján lehet csoportosítani [2], ezért a szakirodalomban többféle megoldással találkozunk.

Az optimalási módszerek áttekintése:

– *A differenciálszámításon alapuló módszerek*

A módszert Newton és Leibnitz alapozta meg. Ezáltal lehetőség nyílt a korlátozások nélküli egy ill. többváltozós függvények szélsőértékének meghatározására. Ily módon számos egyszerűbb optimalási probléma megoldására nyílt lehetőség.

– *A variációszámításon alapuló módszerek*

Az alapokat Bernoulli, Euler, Lagrange, Weierstrass, Hamilton és Bolzano fektette le. A variációszámítás módszere előnyösen alkalmazható statikai, dinamikai, rezgéstani, optikai stb. problémák megoldására [3]. Legegyszerűbb matematikai megfogalmazása az, hogy meg kell határozni azt az $u(x)$ függvényt, amelyik minimálja az A funkcionált:

$$A = \int_{x_a}^{x_b} F(x, u, u', u'') dx,$$

ahol u' és u'' az $u(x)$ függvény első ill. második deriváltja.

– *Lineáris programozás*

A lineáris programozás egy alapvető matematikai programozási módszer. Jellemzője, hogy az (1) alatti megfogalmazásban mind a célfüggvény, mind a korlátozások a változók lineáris függvényei. A lineáris optimálás elterjedését jelentősen meggyorsította a digitális számítógépek elterjedése és hozzáférhetősége. A lineáris programozás simplex módszerét Dantzig dolgozta ki 1947-ben [4]. A módszert eredményesen alkalmazták gazdasági feladatok megoldására, de sok műszaki probléma megoldása is lehetővé vált. Számos képlekeny méretezési problémát fogalmaztak meg lineáris optimálási feladatként és így méreteztek rácsos tartókat, keretszerkezeteket stb.

– *Nemlineáris programozás*

Amennyiben az (1) alatt megfogalmazott feladatban a függvények valamelyike nem lineáris, akkor nemlineáris optimálási feladattal állunk szemben. A mérnöki problémák tekintélyes része nemlineáris, emiatt e módszer különös jelentőséggel bír. A módszer megalapozása Lagrange nevéhez fűződik, aki az (1)-ben megfogalmazott feladat megoldására dolgozott ki módszert egyenlőségi korlátozások esetén. A módszer korai indulása ellenére viszonylag keveset fejlődött a 20. század közepéig. A nagysebességű és nagykapacitású számítógépek azonban ösztönözték és lehetővé tették az újabb módszerek kutatását és az optimálás széleskörű elterjedését. 1951-ben Kuhn és Tucker az (1) alatti probléma megoldására egyenlőtlenségi korlátozások esetén megoldási módszert dolgozott ki, ami a 60-as évektől optimalitási kritériumok módszereként terjedt el [5]. Lényege, hogy meg kell határozni az $f(\mathbf{x})$ célfüggvény minimumát

$$g_j(\mathbf{x}) \leq 0, \quad j=1, \dots, m$$

korlátozások esetén. Az egyenlőtlenségi korlátozásokat nem negatív kiegészítő változatok y_j^2 hozzáadásával

$$G_j(\mathbf{x}, \mathbf{y}) = g_j(\mathbf{x}) + y_j^2 = 0, \quad j=1, \dots, m$$

egyenlőségekké alakítjuk át, ahol a kiegészítő változók ismeretlenek. Ezután a problémát a Lagrange-féle multiplikátoros módszerrel lehet megoldani. A Lagrange függvény

$$L(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \boldsymbol{\lambda}) = f(\mathbf{x}) + \sum_{j=1}^m \lambda_j G_j(\mathbf{x}, \mathbf{y}). \quad (2)$$

A lokális minimum szükséges feltétele:

$$\frac{\partial L}{\partial x_i} = \frac{\partial f(\mathbf{x})}{\partial x_i} + \sum_{j=1}^m \lambda_j \frac{\partial G_j(\mathbf{x})}{\partial x_i}, \quad i=1, \dots, n \quad (3)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_j} = g_j(\mathbf{x}) + y_j^2 = 0 \quad j=1, \dots, m \quad (4)$$

$$\frac{\partial L}{\partial y_j} = 2\lambda_j y_j = 0 \quad j=1, \dots, m. \quad (5)$$

Aktív feltétel esetén $g_j=0$, $y_j=0$ és $\lambda_j \geq 0$; ha a feltétel nem aktív, akkor $g_j \leq 0$, $y_j \neq 0$ és $\lambda_j = 0$. Aktív feltétel esetén tehát a (4) és (5) helyett a

$$\lambda_j \geq 0 \text{ és } \lambda_j g_j = 0$$

feltételeket használjuk és így a Kuhn-Tucker feltételek:

$$\frac{\partial L}{\partial x_i} + \sum_{j=1}^m \lambda_j \frac{\partial g_j}{\partial x_i} = 0, \quad i=1, \dots, n \quad (6)$$

$$\lambda_j \geq 0; \quad \lambda_j g_j = 0. \quad (7)$$

Konvex programozási feladat esetén a Kuhn-Tucker feltételek a globális minimum szükséges és elégséges feltételei.

A modern szerkezetoptimalás terén az első átfogó munka Schmit nevéhez fűződik [6], aki a matematikai programozási módszert nemlineáris egyenlőtlenségi korlátozások esetén rugalmas szerkezetek méretezésére alkalmazta bonyolult terhelési feltételek mellett. Ki kell emelni még azt is, hogy ez a tárgyalásmód új tervezési filozófiát honosított meg a mérnöki tervezésben és hozzájárult ahhoz, hogy a végeselemes analízis és a nemlineáris programozás meghonosodjon az automatizált optimális méretezésben. A nemlineáris optimalás erőteljes fejlődésnek indult amikor Caroll [7] tanulmánya alapján Fiacco és McCormick [8] kifejlesztette a szekvenciális feltétel nélküli minimálás módszerét (a SUMT-módszert). Lényege, hogy az (1) alatti feltételes szélsőérték feladatot egy $P(\mathbf{x}, r_k)$ függvény sorozatos feltétel nélküli szélsőérték feladataira alakítja át. A nemlineáris optimalás terén napjainkban is számos publikáció jelenik meg és az optimum megkeresésére sok algoritmust dolgoztak ki.

Ha az (1) alatt megfogalmazott függvényekben polinomok szerepelnek, akkor ezt a szakirodalom *geometriai programozásnak* nevezi és a módszer a nemlineáris optimalási feladatok egy meghatározott körének megoldására alkalmas [9].

A *kvadratikus programozási* feladat legtöbbször jól kezelhető nemlineáris optimalási probléma, mivel a célfüggvény konvex és a korlátozási feltételek lineárisak. Az ilyen feladatokat a lineáris optimalás simplex módszerének megfelelő módosításával lehet megoldani.

Az utóbbi években a *több-célfüggvényes optimalást* egyre elterjedtebben alkalmazzák szerkezetoptimalási problémák megoldásakor [10]. Matematikai megfogalmazása a következő

$$\begin{aligned} \min \mathbf{F}(\mathbf{x}) = & \{f_1(\mathbf{x}), f_2(\mathbf{x}), \dots, f_n(\mathbf{x}), \\ & g_j(\mathbf{x}) \leq 0, \quad j=1, \dots, m, \\ & h_j(\mathbf{x}) = 0, \quad j=m+1, \dots, p, \end{aligned} \quad (8)$$

ahol $f_i(\mathbf{x})$ – az i -edik célfüggvény; $g_j(\mathbf{x})$ ill. $h_j(\mathbf{x})$ – az egyenlőtlenségi ill. egyenlőségi korlátozási feltételek. A fentebbi függvények némelyike vagy mindegyike nemlineáris lehet. A probléma megoldására számos módszer létezik, de közülük legismertebb az ún. goal módszer.

A szétválasztásos (szeparábilis) programozás lényege, hogy az $f(\mathbf{x})$ célfüggvény és a $g_j(\mathbf{x})$ korlátozási feltételek az x_i változók szerint szétválaszthatók. Az ilyen problémák megoldására ismert algoritmust a [2] irodalom.

– *Egész számú (integer) programozás*

Az egész számú optimálás az utóbbi időben gyors fejlődésnek indult, mivel vannak olyan optimálási feladatok, ahol a változók csak meghatározott egész számú értékeket vehetnek fel. Ha a változók csak egész számok lehetnek, akkor egész számú (integer) programozással állunk szemben. Ha csak a változók némelyike vesz fel egész értéket, akkor vegyes-egész számú programozásról van szó, ha viszont a változók csak 0 és 1 értéket vehetnek fel, akkor ezt „nulla – egy” programozási feladatnak nevezzük.

– *Dinamikus programozás*

A dinamikus programozás egy olyan matematikai módszer, amelyik jól használható többlépcsős döntési problémák megoldásakor.

– *Véletlenszerű (sztochasztikus) programozás*

A véletlenszerű vagy valószínűségi programozás olyan problémákkal foglalkozik, melyeknél az optimálási paraméterek némelyikét vagy mindegyikét valószínűségi függvényekkel lehet leírni.

3. Újabb eredmények a szerkezetoptimálás terén

Az optimálási problémák megoldásához különböző kereső algoritmusokat dolgoztak ki és napjainkban ezeket fejlesztik tovább ill. újabb algoritmusok is születnek. Az automatizált szerkezetoptimálás terén óriási előrelépést jelentett a véges elemes módszer és az optimálási módszer összekapcsolása [11].

– *A végeselemes módszeren alapuló optimálás*

Az optimáló módszerek többségénél a korlátozási feltételeket függvények formájában kell megfogalmazni, ami bonyolult szerkezetek esetén nem lehetséges. Ilyen esetekben az optimáló módszereket csak úgy lehet alkalmazni, ha a korlátozási feltételek aktuális értékét (pl. feszültségeket, alakváltozásokat, stb.) valamilyen numerikus módszerrel előzőleg meghatározzák. Ez az igény vezetett el a véges elemes módszer és az optimálás összekapcsolásához, amit általánosan az alábbiak szerint lehet megfogalmazni:

$$\begin{aligned} \min f(\mathbf{x}, \mathbf{U}), \\ g_j(\mathbf{x}, \mathbf{U}) \leq 0, \quad j=1, \dots, m, \\ h_j(\mathbf{x}, \mathbf{U}) = 0, \quad j=m+1, \dots, p, \end{aligned} \quad (9)$$

ahol \mathbf{x} - a változók vektora; \mathbf{U} – a csomóponti elmozdulások vektora, melyben $\mathbf{u}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z})$ – az elmozdulásmező. Végeselemes megfogalmazásban

$$\mathbf{K}(\mathbf{x})\mathbf{U} = \mathbf{F}(\mathbf{x}), \quad (10)$$

ahol \mathbf{K} – a merevségi mátrix; \mathbf{F} – a terhelésvektor.

A (9), (10) alatt megfogalmazott probléma megoldására a [11]-es irodalom több módszert mutat be.

Az ismertetett módszert az utóbbi években számos optimálási probléma megoldásakor eredményesen alkalmazták.

Az evolúciós szerkezetoptimalítás

A szerkezetoptimalítás terén az ún. evolúciós algoritmusok erőteljes térhódítása figyelhető meg [12]. A módszert gyakorlati problémák megoldására az 50-es években és a 60-as évek elején kezdték alkalmazni. A munkák alapján egymástól függetlenül három iskola fejlődött ki:

- evolúciós programozás,
- evolúciós stratégiák és
- genetikai algoritmusok.

Valamennyi módszer az evolúciós folyamat alapelveit alkalmazza: a kiválasztást és a változatokat. A 90-es évek kezdetétől a három módszer egymásba folyt és összeolvadt. Azóta a különböző iskolák algoritmusainak megjelölésére az evolúciós algoritmusok megnevezés terjedt el. Az evolúciós algoritmusok és a végeselemes módszer összekapcsolását használja az ún. evolúciós szerkezetoptimalítás [13].

4. A szerkezetoptimalítás alkalmazásai

A jelen összefoglalóban röviden ismertettük az optimális méretezés főbb fejlődési irányait, amit az előadás keretében gyakorlati alkalmazásokkal egészítünk ki.

Irodalom

- 1] Kirsch,U.: Structural Optimization. Springer-Verlag, Berlin, 1993.
- 2] Rao,S.S.: Optimization theory and applications. Wiley Eastern Limited, New Delhi, 1984.
- 3] Washizu,K.: Variational methods in elasticity and plasticity. Pergamon Press, Oxford, 1982.
- 4] Dantzig,G.B.: Linear programming and extensions. Princeton University Press, Princeton, NJ, 1963.
- 5] Kuhn,H.W.-Tucker,A.: Nonlinear programming. Proc. Of the Second Berkeley Symposium on Mathematical Statistics and Probability. University of California Press, Berkeley, 1951.
- 6] Schmit,L.A.: Structural design by systematic synthesis. Proc. Of the Second Conference on Electronic Computation, ASCE, New York, 1960. p.: 105-122.
- 7] Carroll, C.W.: The created response surface techniques for optimizing nonlinear, restrained systems. Operations Research 9(1961), No.2. p.:169-184.
- 8] Fiacco,A.V.-McCormick,G.P.: Nonlinear programming: sequential unconstrained minimization techniques. Wiley, New York, 1968.
- 9] Duffin,R.J.-Peterson,E.-Zener,C.: Geometric programming. Wiley, New York, 1967.
- 10] Structural Optimization. Computer Aided Optimum Design of Structures IV. (Ed.: Hernández,S.-El-Sayed,M. etc.) Computation Mechanics Publications, Southampton, 1995.
- 11] Belegundu,A.D.-Chandrupatla,T.R.: Optimization concepts and application in engineering. Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 1999.
- 12] Pohlheim, H.: Evolutionäre Algorithmen. Springer-Verlag, Berlin, 1999.
- 13] Xie,Y.M.-Steven,G.P.: Evolutionary Structural Optimization. Springer-Verlag, Berlin, 1997.

Minőség és hatékonyság a felsőoktatás és az ipar kapcsolatában

Dr. Nagy Vince, Gál Péter

Széchenyi István Főiskola Győr, Közúti és Vasúti Járművek Tanszék

Az elmúlt évtizedben számos külföldi cég telepedett meg Magyarországon, elsősorban Nyugat-Európából, de az USA-ból és Japánból is. Közülük a járműipari cégek számítanak a legjelentősebbnek.

Amíg az autó- és autóalkatrész-gyártó vállalatok mindenekelőtt új, u.n. zöldmezős beruházásokat hajtanak végre és a gyártás beindításához új gyártóüzemeket és gyártóberendezéseket hoznak létre (AUDI, OPEL, SUZUKI), addig a vasúti járművek területén működő külföldi cégek inkább a meglévő magyar vállalatokkal történő együttműködést, a magyar vállalatok megvásárlását részesítik előnyben (Dunakeszi - AdTranz)

Ezen koncepciók hátterében egyrészt különböző piacpolitikai stratégiák, másrésztől gazdasági tényezők is álltak.

Amíg a közúti járműgyártás vonatkozásában egyértelműen innovatív csúcstermékek és csúcstechnológia került be az országba, néhány év leforgása alatt új termékek, részben új szerkezeti anyagok, új technológiák honosodtak meg, addig a vasúti járműgyártás termékpallettája kevésbé dinamikus fejlődést mutatott.

A nemzetközi elemzések is azt mutatják, hogy az autógyártó vállalatok, amelyek ma lényegében összeszerelő üzemeknek tekinthetők, különlegesen éles versenynek vannak kitéve.

Globalizáció, fúzió, a fejlesztési idők radikális csökkenése, minőség, Core Business, rendszerek, modulok, E-Business és mindenekelőtt az innováció azok a címszavak, amelyek a mai autóipar tendenciáit jellemzik.

Ez nemcsak az autógyártókra, mint tipikus OEM-cégekre érvényes (**O**riginal **E**quipment **M**anufacturer), hanem a beszállítókra éppúgy. Más szóval: a beszállítókkal szemben támasztott követelményeket az autógyártókra érvényes tények és tendenciák alapján lehet kikövetkeztetni.

Mik ezek?

Innovációs képesség

Esetünkben az innováció nem csak magára a termékre korlátozódik, hanem a gyártás során alkalmazott technológiai eljárások és folyamatok innovatív megújítása is alapvető elvárás. A beszállítóknak ma már a fejlesztés fázisában is átfogó együttműködést és felelősséget kell vállalniuk, ami természetesen ezen fázisok költségeinek részbeni viselését is jelenti.

Cost Management

- Átlátható és megbízható költség-számítás
- Utólagos többletköltségek elkerülése
- Speciális Know-how révén versenyképesség a termék teljes gyártási ideje alatt a globális környezetben is

Supplier Management

- Projektmanagement
- Al-beszállítókkal való tevékenység menedzselése
- Logisztikai koncepció
- Gyártási koncepció

Minőség

Az OEM-ek versenyében a minőség az egyik kritikus sikertényező, egyúttal a vásárlók alapvető követelménye is. A beszállítókra ebből az alábbi következtetések adódnak:

- A teljes gyártási folyamat-lánc állandó figyelemmel kísérése (az al-beszállítótól a vásárlóig)
- Valamennyi belső- és külső folyamat önellenőrzése és optimalizálása

Globalizáció

A globális együttműködés lehetővé teszi az OEM-ek számára a tervezési- és fejlesztési idők jelentős mértékű csökkentését. Másrésről a globalizáció révén a világszerte működő telephelyek alkatrészellátása megnyugtatóan biztosított.

A beszállítók számára a fentiekből az alábbi követelmények következnek:

- Globális fejlesztési kapacitások
- Globális gyártástervezés és -előkészítés
- Globális logisztikai kompetencia
- Hajlandóság arra, hogy saját gyártókapacitást hozzon létre az OEM külföldi telephelyének

Könnyű belátni, hogy a beszállítókra megfogalmazható, a fentiekben kifejtett követelmények, amelyek az eseményeket a globális beszerzési piacon határozottan diktálják, nem állnak meg az egykori keleti tömb országainak határánál.

Az egykori magyar közúti- és vasúti járműgyártási ágazatban tevékenykedő beszállítók előtt nincs sok választási lehetőségük: vagy válaszolnak a kihívásra és megpróbálnak a nemzetközi, globális versenyben helytállni, vagy eltűnnek a piacról.

Tanszékünk, a győri Széchenyi István Főiskola Közúti és Vasúti Járművek Tanszéke már évtizedek óta megbízható és megbecsült partnere a magyar iparvállalatoknak, miközben az alábbi szakterületeken különösen intenzív együttműködés alakult ki.

- közúti járműgyártás
- vasúti járműgyártás
- nagy közlekedési vállalatok karbantartó- és felújító üzemei
- márkakereskedések és szervízek

Természetes, hogy a fentiekben felsorolt tendenciák a tanszék munkájára sem voltak hatás nélkül. Az egész világon ismert és alkalmazott elvet „az oktatás és a kutatás egységének elvét a „praxisorientált” jelzővel kellett kiegészítenünk. Ez a jelző azonban lényegesen több, mint egy nyelvtani attribútum.

Mint főiskola mindig is igyekeztünk diákjainkat az alábbi szakterületeken gyakorlati képzésben részesíteni:

- Belsőégésű motorok
- Járműszerekezetek
- Járművizsgálatok és diagnosztika
- Járművek fenntartása
- Járművillamosság és -elektronika

nem utolsó sorban ennek köszönhető, hogy végzett hallgatóink jó hírnevet szereztek nem csupán maguknak, hanem régi alma materüknek is és ahogy a statisztikák is bizonyítják: keresettek a munkaerőpiacon.

De praxisorientáltak azok a szolgáltatások is, melyeket partnereinknek kínálunk. Lehetőségeink elemzése alapján három olyan területet választottunk ki, amelyek az OEM-ek és a beszállítók között is elsőrangú szerepet játszottak:

- Innováció
- Minőség
- Hatékonyság (Cost Management)

A fenti területeken bel- és külföldi együttműködéssel igyekeztünk egyrészt hatékonyságunkat javítani, másrésztől kapacitásunkat bővíteni.

Innováció

Nemzetközi elemzések azt igazolják, hogy a vállalatok a termékinnovációs terveik megvalósításába külső szakembereket is bekapcsolnak. Amíg a nagyvállalatok elsősorban a projektmenedzsment területén valamint a marketing- és értékesítési koncepciójuk kialakításához igénylik a külső szakértők segítségét, addig a kisebb vállalatok a gyártmányfejlesztés területén, tehát pl. a konstrukciós fejlesztés, a funkcionális vizsgálatok területén, valamint az innovációs folyamat költségoptimalizálása során törekednek külső szakértőkkel való együttműködésre.

Miután ezt saját tapasztalataink is megerősítették, elsősorban a beszállító cégekkel való műszaki együttműködést igyekeztük forszírozni. Sikerrel.

Minőség

A korszerű minőségfilozófia alkalmazását, a szabványoknak való megfelelést elsőként az autógyárak követelték meg beszállítóiktól. A minőségbiztosítási rendszer bevezetésével elért másodlagos előnyök, nevezetesen:

- A vállalati eredményesség hosszú távú javítása
- A vállalati folyamatok szabályozottsága, áttekinthetősége
- A számítógépes vállalatirányítási rendszerrel való jó együttműködés
- Folyamatos jobbítási tevékenység

a rendszerek általános elterjedéséhez és elfogadásához vezettek. Egyre több magyar vállalat is létrehozta és működteti a minőségbiztosítási rendszerét. Ennek egyik oka az EU-országokkal való együttműködés, ahol ma már nem csak azt kérdezik meg, hogy van-e minőségbiztosítási rendszer, hanem azt is, hogy ki tanusította. Tapasztalataink szerint a vállalat számára előnyt jelent, ha szakmai tanusító céget tudhat a háta mögött.

A fentiek indokolták, hogy tanszékünk a berlini DIN VSB ZERT cég megkeresésére olyan együttműködést alakítottunk ki, melynek keretében kifejezetten közlekedési vállalatok és járműjavító üzemek számára tudunk, megfelelő szakmai háttérre is támaszkodó felkészítő és tanusító tevékenységet felkínálni.

Hatékonyság (Cost Management)

Az, hogy külföldi vállalatok magyarországi gyártóbázisokat teremtettek maguknak, piacpolitikai megfontolások mellett nem utolsó sorban annak a következménye is, hogy az EU-tagországokhoz viszonyítva Magyarországon lényegesen alacsonyabb a bérszínvonal. A csatlakozási folyamat során viszont egyre inkább érzékelhető egy bérkiegyenlítési folyamat,

amelynek ugyan még a kezdetén tartunk, de már most veszélyezteti egy sor magyar vállalat versenyképességét.

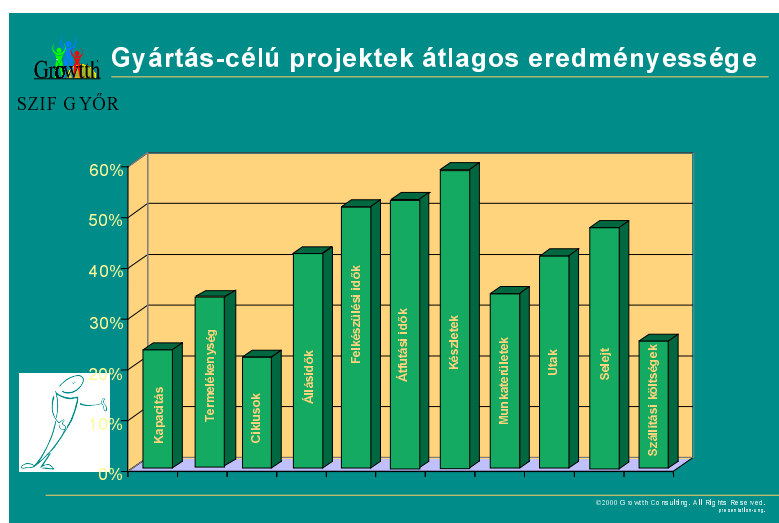
A német GROWTTH[®] CONSULTING EUROPE céggel együttműködve a magyar vállalatok számára is hozzáférhetővé kívánunk tenni egy olyan szolgáltatást, amely az elmúlt években az USA-ban és Európában is igen sikeresnek bizonyult a vállalati tevékenység hatékonyságának növelése területén..

Partnerünk által kifejlesztett és alkalmazott GROWTTH[®] - módszer ("Get Rid of Waste Through Team Harmony", azaz "a veszteségeket közösen, team-munkában felszámolni") a gyakorlatból ered és a gyakorlatban hasznosul.

Közismert, hogy az olyan kulcsfontosságú területek, mint a fejlesztés, gyártás, adminisztráció vagy pl. a vásárló és a beszállító közötti, a teljes vertikumban érzékelhető bonyolult kapcsolatrendszer jelentős mértékben befolyásolja az eredményességet.

Growth olyan speciális programokat fejlesztett ki, amelyek jó biztonsággal alkalmazhatóak éppen ezeken a költségintenzív területeken.

GROWTTH[®] Consulting Europe a tanszékünkkel együttműködve közös vállalkozási formában olyan standardizált programokat kínál, amely gyors és garantált eredményeket kínál elsősorban az autópár területén dolgozó vállalatoknak versenyképességük javítására.



Szekcióelőadások

A kúpkerek fogazása metszőkerékkel

*Dr. Antal Béla¹, Mikes Imre², Dr. Antal Tibor¹*¹Műszaki Egyetem, Kolozsvár, ²Lorenz gyár Karlsruhe, Németország

A kinematikai láncokban a forgómozgások pontos továbbítására gyakran használnak olyan kúpos fogaskereket amelyeknek a fogazása metszőkerékkel történik. Ezeket párhuzamos tengelyekre szerelik fordított kúpossággal, úgy, hogy egymással kapcsolódjanak. Az egyik kúpkereket tengelyirányban állíthatóvá teszik és ezáltal a fogak között lévő játék egészen pontosan szabályozható. Ez nagyon fontos olyan berendezéseknél ahol egy bizonyos alkatrészt meghatározott helyzetbe kell hozni. Ilyen meghajtásokat alkalmaznak például a radarok irányító rendszereknél.

Ezeknek a kúpkereknek a megmunkálása LORENZ típusú fogmetszőgépen történik. A fogazási műveletet szemlélni lehet az 1-es ábrán. A fogaskerék alakú metszőkerék le-fel mozgása közben a fogazandó munkadarab és a szerszám egymáson legördül. Ez lehetővé teszi azt, hogy tovább úgy tekintsük a fogfelületek burkolását mint amikor egy kúpkerek kapcsolódik egy hengeres fogaskerékkel.

A kapcsolódás tanulmányozása céljából az alábbi koordináta rendszerek lettek felvéve (2.ábra):

$Ox_1y_1w_1$ a hengeres kerékhez kötött koordináta-rendszer;

$Ox y w$ álló koordináta-rendszer;

$Ox_2y_2w_2$ a kúpos kerékhez kötött koordináta-rendszer.

Az $x_1y_1z_1$ koordináta-rendszerből az $x_2y_2z_2$ koordináta-rendszerbe való transzformációt a következőképpen írhatjuk fel:

$$\vec{p}_2 = M_{21} \vec{p}_1, \quad (1)$$

ahol M_{21} a transzformációs mátrix.

Az M_{21} mátrix a 2.ábra alapján a következő:

$$M_{21} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 & -\sin \varphi_2 \sin \Sigma & 0 \\ -\sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \Sigma & -\cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \Sigma & \cos \varphi_2 \sin \Sigma & 0 \\ \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 & -\sin \varphi_1 \sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 \cos \Sigma & 0 \\ \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \cos \Sigma & \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \cos \Sigma & \sin \varphi_2 \cos \Sigma & 0 \\ -\sin \varphi_1 \sin \Sigma & -\cos \varphi_1 \sin \Sigma & \sin \Sigma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (2)$$

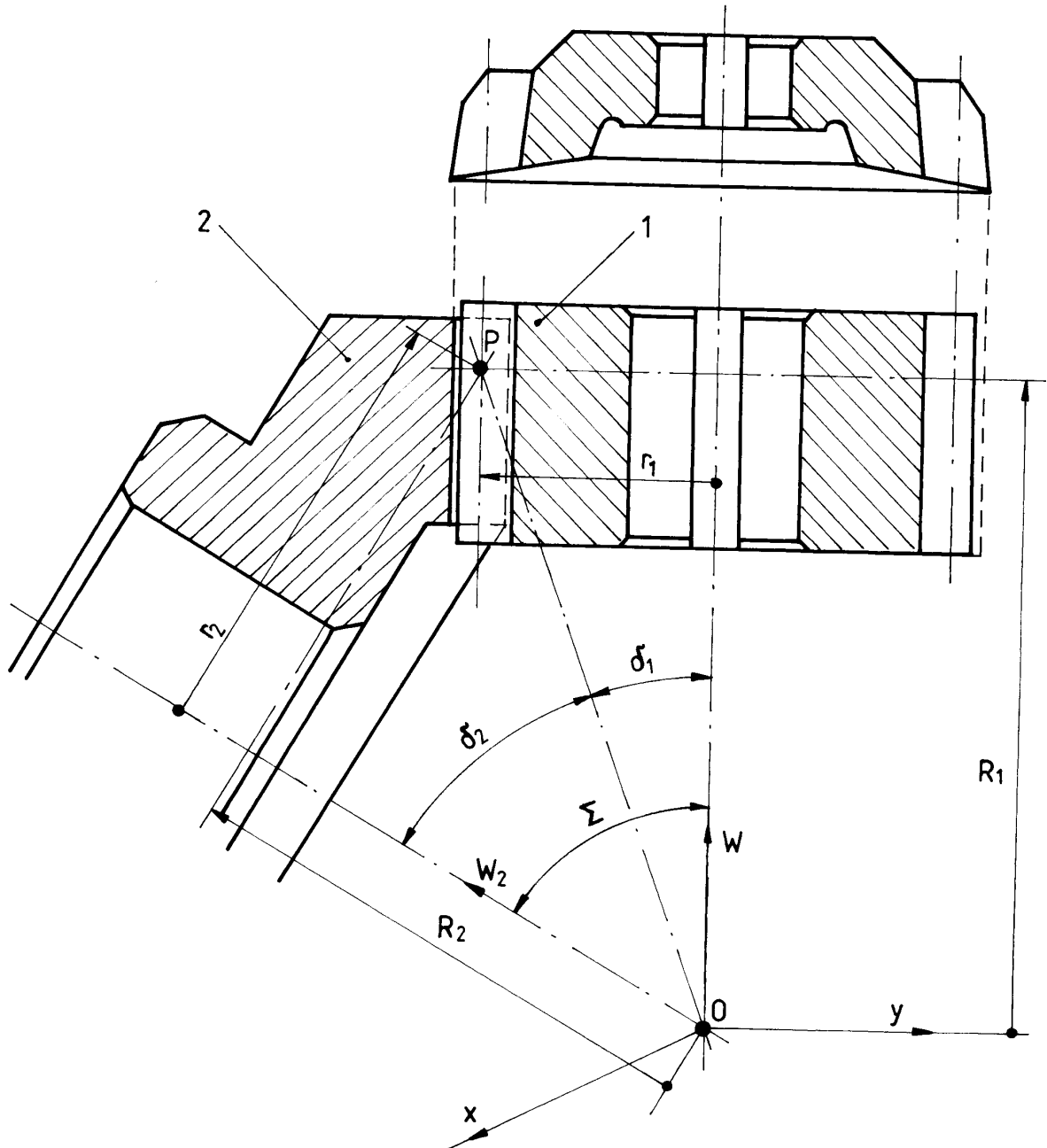
A hengeres kerék relatív sebessége a megmunkálandó kerékhez viszonyítva a következő képlettel határozható meg [1]:

$$\vec{V}_1^{(12)} = M_{12} \frac{dM_{21}}{d\varphi_2} \frac{d\varphi_2}{dt} \vec{\rho}_1, \quad (3)$$

ahol M_{12} inverz mátrixa az M_{21} mátrixnak;

$\frac{dM_{21}}{dt}$ az M_{21} mátrixnak a derivátuma;

$\vec{\rho}_1$ a hengeres kereken lévő valamilyen pont helyzetvektora.



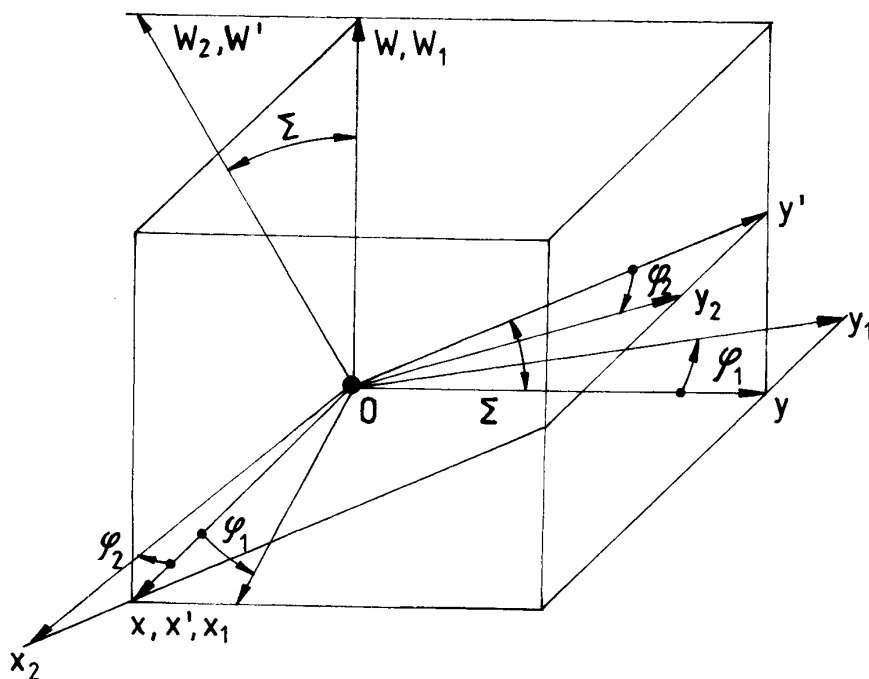
1.ábra

A (3) képletből kifejezhetők a relatív sebesség vetületei a koordináta tengelyekre, az alábbi összefüggésekkel:

$$\left. \begin{aligned} V_{1x1}^{(12)} &= [-y_1(u_{12} + \cos \Sigma) - w_1 \sin \Sigma \cos \varphi_1] \omega_2 ; \\ V_{1y1}^{(12)} &= [x_1(u_{12} + \cos \Sigma) + w_1 \sin \Sigma \sin \varphi_1] \omega_2 ; \\ V_{1w1}^{(12)} &= [\sin \Sigma (x_1 \cos \varphi_1 - y_1 \sin \varphi_1)] \omega_2 . \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Ismeretes, hogy a gördülő felületek között lévő kontaktvonal mentén a relatív sebesség nulla, tehát:

$$\left. \begin{aligned} V_{1x1}^{(12)} &= 0 , \quad y_1 = -w_1 \frac{\sin \Sigma}{u_{12} + \cos \Sigma} \cos \varphi_1 ; \\ V_{1y1}^{(12)} &= 0 , \quad x_1 = w_1 \frac{\sin \Sigma}{u_{12} + \cos \Sigma} \sin \varphi_1 . \end{aligned} \right\} \quad (5)$$



2.ábra

Négyzetre emelve a fenti kifejezéseket és összeadva az eredményeket, egy körkúpot kapunk, amelynek csúcsa az O pontban van:

$$x_1^2 + y_1^2 = \left(\frac{\sin \Sigma}{u_n + \cos \Sigma} \right)^2 w_1^2 \quad (6)$$

Ha $x = 0$ akkor meghatározhatók a kúp alkotói:

$$y = \pm \frac{\sin \Sigma}{u_n + \cos \Sigma} w . \quad (7)$$

A pillanatnyi érintkező vonal egyenlete a gördülő felületek között:

$$y = -\frac{\sin \Sigma}{u_n + \cos \Sigma} w = -\tan \delta_1 w . \quad (8)$$

A metszőkerék vágóélei egy evolvens palástfelületen vannak, ezért a 3.ábra alapján felírhatók az $Ox_1y_1w_1$ koordináta rendszerben a következő paraméteres egyenletek:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= (-1)^n r_{b1} [\sin(\theta_n + \psi) - \theta_n \cos(\theta_n + \psi)]; \\ y_1 &= r_{b1} [\cos(\theta_n + \psi) + \theta_n \sin(\theta_n + \psi)]; \\ w_1 &= u . \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

A (9) összefüggésekben az alábbi jelöléseket alkalmaztuk:

θ_n és u a felület paraméterei;

r_{b1} az alapkör sugara;

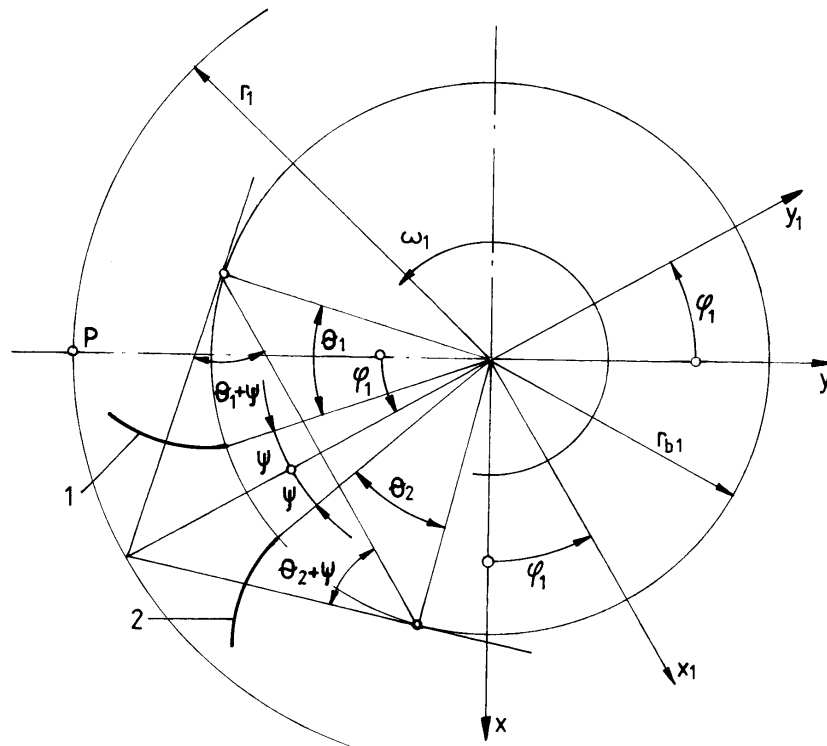
$n=1$ vagy 2 a 3.ábrán lévő evolvensok esetében.

A kúpkerek fogfelületeinek meghatározására a kinematikai módszert alkalmazzuk [1], amely a kapcsolódás alapegyenletére épül

$$\vec{V}_1^{(12)} \cdot \vec{n}_n = , \quad (10)$$

vagy

$$V_{1x1}^{(12)} n_{nx1} + V_{1y1}^{(12)} n_{ny1} + V_{1w1}^{(12)} n_{nw1} = 0 , \quad (11)$$



3.ábra

ahol \vec{n}_n a felület normálvektora;

$n_{nx1}, n_{ny1}, n_{nz1}$ a normálvektor vetületei a koordináta-rendszer tengelyeire;

$V_{1x1}^{(12)}, V_{1y1}^{(12)}, V_{1w1}^{(12)}$ a relatív sebesség vetületei a koordináta-rendszer tengelyeire.

Ha figyelembe vesszük a (9)-es egyenleteket akkor a normálvektor vetületei a következők:

$$\left. \begin{aligned} n_{nx1} &= \frac{\partial y_1}{\partial \theta_n} \frac{\partial w_1}{\partial u} - \frac{\partial y_1}{\partial u} \frac{\partial w_1}{\partial \theta_n} = -r_{b1} \theta_n \cos(\theta_n + \psi); \\ n_{ny1} &= \frac{\partial w_1}{\partial \theta_n} \frac{\partial x_1}{\partial u} - \frac{\partial w_1}{\partial u} \frac{\partial x_1}{\partial \theta_n} = -(-1) r_{b1} \theta_n \sin(\theta_n + \psi); \\ n_{nw1} &= \frac{\partial x_1}{\partial \theta_n} \frac{\partial y_1}{\partial u} - \frac{\partial x_1}{\partial u} \frac{\partial y_1}{\partial \theta_n} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Behelyettesítve a (4) és (12)-es összefüggéseket a (11)-es egyenletbe, meghatározható az alábbi kifejezés:

$$u = r_{b1} \frac{u_{12} + \cos \Sigma}{\sin \Sigma \cos(\theta_{1,2} + \psi \mp \varphi_1)} \quad (13)$$

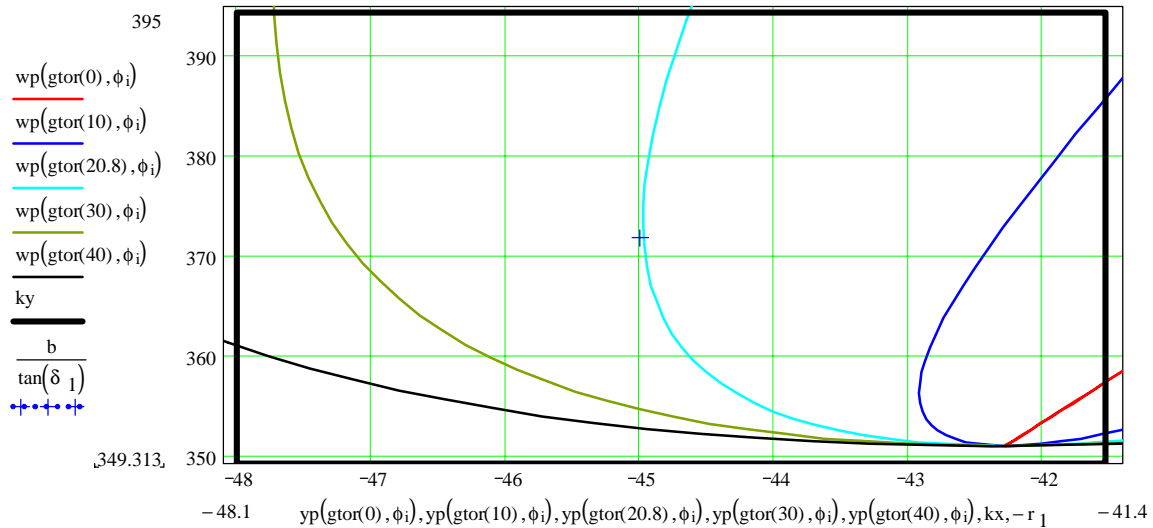
Az 1-es evolvens esetében $\theta_1 - t$ és (-) előjelet, a 2-es evolvens esetében $\theta_2 - t$ és (+) előjelet használunk.

Általános formában, a fogak között lévő érintkezési vonalak az $Oxyw$ koordináta-rendszerben a következő paraméteres egyenletek segítségével határozhatók meg:

$$\left. \begin{aligned} x &= \mp r_{b1} \sin(\theta_{1,2} + \psi \mp \varphi_1) \pm r_{b1} \theta_{1,2} \cos(\theta_{1,2} + \psi \mp \varphi_1); \\ y &= -r_{b1} \cos(\theta_{1,2} + \psi \mp \varphi_1) - r_{b1} \theta_{1,2} \sin(\theta_{1,2} + \psi \mp \varphi_1); \\ w &= r_{b1} \frac{u_{12} + \cos \Sigma}{\sin \Sigma \cos(\theta_{1,2} + \psi \mp \varphi_1)}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Alkalmazva a fenti képletekre a Mathcad programozási nyelvet, az érintkezési vonalak a 4-es ábrán láthatók, abban az esetben ha:

$$z_1 = 30; z_2 = 57; m = 3 \text{ mm}; \alpha = 20^\circ; b = 45 \text{ mm}; \Sigma = 20^\circ.$$



4.ábra

Amint a 4-es ábrán látható a θ_1 paraméter lett felvéve és a φ_1 paraméter lett változtatva, vagyis a fogfelületen egy bizonyos pontnak a pályája lett meghatározva a fogak kapcsolódása közben. Az összes érintkezési görbék esetében létezik egy pont amikor $\theta_1 = \varphi_1$ és $w = r_{b1} \frac{u_{12} + \cos \Sigma}{\sin \Sigma \cos \psi}$. Exért a w koordináta állandó marad. Tehát, az érintkezési vonalak egy vízszintes egyenesről indulnak ki, ez észrevehető a 4-es ábrán is.

A kapcsolódásban lévő fogfelületek folytonos érintkezésbe vannak a mozgás továbbítása céljából. Ezek a fogfelületek viszonylagos mozgásban burkolják egymást. Ismerve a hengeres kerék evolvens palást felületét a (9)-es egyenletek által, alkalmazva a kinematikai módszert meghatározhatjuk a kúpkerek fogfelületeinek egyenleteit. Ezért behelyettesítjük a (9) és (13) egyenleteket az (1) képletbe és megkapjuk a keresett felület paraméteres egyenleteit:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= r_{b1} [A \cos \varphi_2 + (B \cos \Sigma - C) \sin \varphi_2] ; \\ y_2 &= r_{b1} [A \sin \varphi_2 - (B \cos \Sigma - C) \cos \varphi_2] ; \\ w_2 &= r_{b1} \left(B \sin \Sigma + C \frac{\cos \Sigma}{\tan \Sigma} \right) ; \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

ahol

$$\left. \begin{aligned} A &= -\sin(\theta_1 + \psi - \varphi_1) + \theta_1 \cos(\theta_1 + \psi - \varphi_1) ; \\ B &= \cos(\theta_1 + \psi - \varphi_1) + \theta_1 \sin(\theta_1 + \psi - \varphi_1) ; \\ C &= \frac{u_{12} + \cos \Sigma}{\cos \Sigma \cos(\theta_1 + \psi - \varphi_1)} . \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

A (15) és (16) képletek segítségével meghatározhatjuk a kúpkerek fogainak felületét. A kúpkerek fogprofiljainak paraméteres egyenletei egy bizonyos $w_2 = q$ metszetben a következők:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= r_{b1} \left[A \cos \varphi_2 + \left((\tan^2 \Sigma + \cos \Sigma) B - \frac{q}{r_{b1}} \frac{\tan \Sigma}{\cos \Sigma} \right) \sin \varphi_2 \right] ; \\ y_2 &= r_{b1} \left[A \sin \varphi_2 - \left((\tan^2 \Sigma + \cos \Sigma) B - \frac{q}{r_{b1}} \frac{\tan \Sigma}{\cos \Sigma} \right) \cos \varphi_2 \right] . \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Irodalom

- 1] Litvin, F.L., A fogaskerék kapcsolás elmélete, Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1972.

THE GEOMETRY AND KINEMATICS OF THE CYLINDRICAL – SINUSOIDAL TRANSMISSIONS WITH BALLS

A hengeres-színusz görbén mozgó golyós hajtómű geometriája és kinematikája

Dr. Mircea Bara, Dr. Vencel Csibi

Technical University of Cluj Napoca

Tartalom

A dolgozatban egy hengeres-színusz görbén mozgó golyós hajtómű geometriájának és kinematikájának eredeti tanulmánya van bemutatva. A dolgozat két részre oszlik: az első, a hajtómű felépítését és működését mutatja be, míg a második, a geometriával és kinematikával foglalkozik.

Summary

This paper represents an original study concerning the geometry and the kinematics of a cylindrical – sinusoidal transmission with balls. The paper is structured in two parts.

The first part presents the constructive – functional principal and in the second part the basic relations concerning the geometry and the kinematics are determined.

1. Introduction

In figure 1 is presented a cylindrical – sinusoidal transmission with balls, composed of the following elements: 1 - the driving element, 3 – the fixed element (the carcass of the transmission), 2 – the follower element, 4 – the jumper elements (balls). In order to be able to assemble the component elements inside the carcass of the transmission (fig.2), this is provided with an open – tapped cover on the cylindrical side, through which the balls 4 are introduced. Through the driving element outside and the follower inside, the closed sinusoidal channels are processed. By imagining that the balls are rolling in the sinusoidal channels, one can draw the conclusion that the center of the balls moves on the same trajectory.

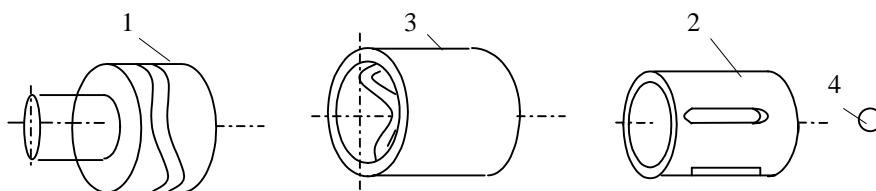


Fig.1. The elements of the cylindrical – sinusoidal transmission with balls

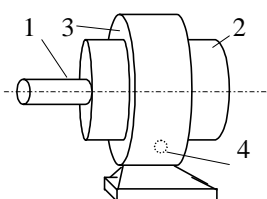


Fig.2. The cylindrical – sinusoidal transmission in assembled stage

Generally, the trajectories are closed spatial curves situated on the cylinders of identical diameters (a particular case: the trajectory of the balls on the driving element is an ellipse situated in a plane which is not perpendicular on the axis of rotation of this one).

The moment the transmission is assembled, the cylindrical surfaces overlap, and the spatial curves placed on these ones cross in a sequence of points.

After the assembling, a third of the ball can be found in the channel of the driving element, a third in the fixed element, and the middle third can be found in the channel of the follower.

The manner of determining the number of longitudinal channels executed in the follower and the number of balls, as well as determining their position during the functioning of the transmission, is going to be analysed in the following chapter.

2. The geometry of cylindrical – sinusoidal transmissions with balls

To begin with, one will determine the motion equation of the center of a ball towards the driving shaft, in a system of cylindrical coordinates OXYZ. One considers a cylinder of radius r equal to the radius of the driving element (fig.3), which crosses a plane that makes on angle θ . Based on figure 3, the following relation can be written:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\cos \theta}. \quad (1)$$

Relation (1) shows the link between the angle of rotation β measured in a perpendicular plane on the axis of rotation and the angle γ , corresponding to the same rotation, but measured in the sectioning plane that makes the angle θ with the axis of rotation of the driving element. With the help of figure 3 and doing the substitution $\beta = 90^\circ - \beta'$, one can write that:

$$\left\{ \begin{array}{l} y = e \sin \beta' \\ \rho = \text{const.} \end{array} \right. \quad (2)$$

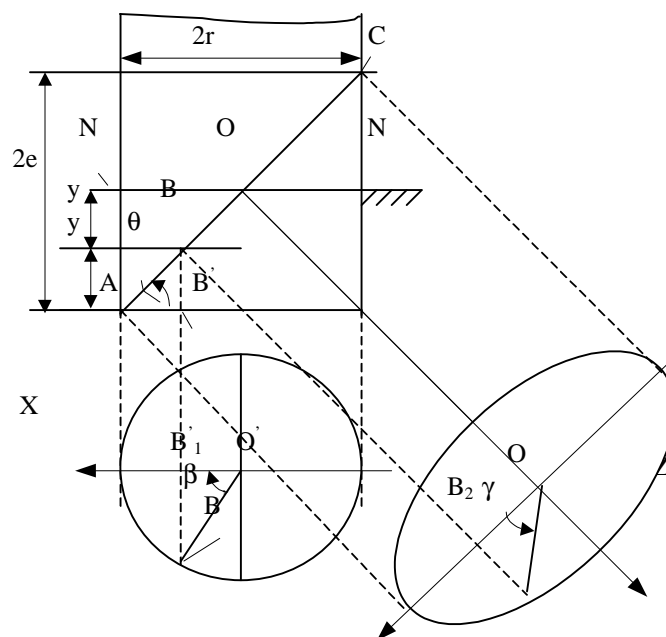


Fig.3. The geometry of the cylindrical – sinusoidal transmission

The center of the ball, reported to the driving shaft, will move according to relation (2), so a sinusoidal motion will be performed.

In relation (2) the following notations have been done:

y – the distance from the center of the ball to the reference surface MN ;

ρ - the radius of the cylinder on which there is the trajectory relative to the center of the ball ;

e – the amplitude of the sinusoid, this being the longest distance of the center of the ball towards the reference surface ;

β' - the polar angle variable in the limits $(0 \div 2\pi)$, determining the position of the center of the ball towards the driving shaft.

Next a schematic model of the transmission will be done (fig.4) in which the plane surface linked rigidly to the driving shaft and that coincides in the first stage with the reference plane is called mobile reference surface. In figure 4, OO_1 – is the mobile axis of the system of cylindrical coordinates, and OO_3 – is the fixed polar axis of the system of cylindrical coordinates.

Equation (2) corresponds to a shaped sinusoidal channel with only one period. In the case the sinusoid on the driving shaft has Z_1 periods, then the motion equation of the ball will be:

$$\begin{cases} y_1 = e \sin(Z_1 \beta') \\ \rho = const. \end{cases} \quad (3)$$

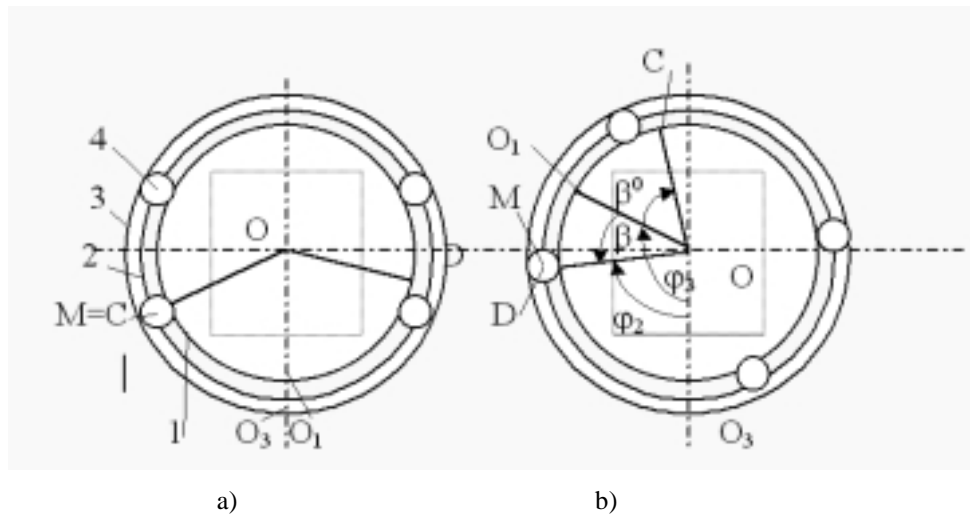


Fig.4. The positioning of the transmission elements

If one reports the motion of the ball towards the carcass then its trajectory will be given by the following relation:

$$\begin{cases} y_3 = e \sin(Z_3 \varphi_2) \\ \rho = const. \end{cases} \quad (4)$$

In relation (4), φ_2 is the polar variable angle in the interval $(0 \div 2\pi)$, which determines the position of the center of the ball and that of the driven shaft towards the carcass of the transmission ;

Z_3 – is the number of periods of the sinusoids on the carcass.

One considers $Z_3 > Z_1$ and that, in the initial moment ($t = 0$) the polar axis OO_1 coincides with the axis OO_3 on the fixed surface (fig.4).

At this moment the center of the ball M coincides with the position of point C, described by equation (3) and with the position of point E, described by equation (4), so

$$\varphi_2 = \varphi_2^0; \beta' = \beta^0; \varphi_2^0 = \beta^0.$$

At a rotation of angle φ_1 of the driving shaft towards the carcass of the transmission (fig.4,b), the polar axis OO_1 changes its position so that point C would have another position towards E, in the same way point M will have different positions towards C and E.

In its new position, the center of ball M may coincide with the center of another ball D or F, given by equations (3) or (4), corresponding to the new position. This new position, when M coincides with A and F, may be determined by the angles:

β' - when the angle is related to the mobile system of coordinates ;

φ_2 - when the angle is related to the fixed system of coordinates.

Based on figure 4 the following relations can be written:

$$\begin{cases} \varphi_2 + (-\beta') = \varphi_1 \\ y_D = e \sin(Z_1 \beta') \\ y_F = e \sin(Z_3 \varphi_2) \end{cases} \quad (5)$$

If there is the condition that $y_F = y_D$ the following relation results:

$$e \sin Z_1(\varphi_2 - \varphi_1) = e \sin(Z_3 \varphi_2),$$

that can be written in the following way:

$$\cos \frac{Z_3 \varphi_2 + Z_1(\varphi_2 - \varphi_1)}{2} \sin \frac{Z_3 \varphi_2 - Z_1(\varphi_2 - \varphi_1)}{2} = 0. \quad (6)$$

Solving equation (6) one obtains two groups of cross points of the sinusoids Z_1 and Z_3 :

- the first group results on the condition :

$$\frac{Z_3 \varphi_2' + Z_1(\varphi_2' - \varphi_1)}{2} = \frac{2k' + 1}{2} \pi,$$

so:

$$\varphi_2' = \frac{2(k' + 1)\pi + Z_1 \varphi_1}{Z_1 + Z_3}, \quad (7)$$

where : $k' = 0, 1, 2, \dots, (Z_2 + Z_3 - 1)$

- the second group results on the condition:

$$\frac{Z_3 \varphi_2'' - Z_1(\varphi_2'' - \varphi_1)}{2} = k'' \pi$$

so:

$$\varphi_2'' = \frac{2k'' \pi - Z_1 \varphi_1}{Z_3 - Z_1},$$

(8)

where: $k'' = 0, 1, 2, \dots, (Z_3 - Z_1 - 1)$.

From relations (7) and (8) one can draw the conclusion that, the angular distance between the centers of two neighbouring balls for each group of solutions, separately. So for the first group one obtains:

$$\Delta\varphi'_2 = \frac{2\pi}{Z_1 + Z_2}, \quad (9)$$

and for the second group, the angular distance will be:

$$\Delta\varphi''_2 = \frac{2\pi}{Z_3 - Z_1}. \quad (10)$$

In order to determine the number of balls corresponding to the number of sinusoids on the driving element and of those on the fixed element, one may use either the first or the second group of solutions. For the first case, the number of balls will be given by the relation:

$$n' = \frac{2\pi}{\Delta\varphi'_2} = Z_3 + Z_1 \quad (11)$$

and for the second case one obtains:

$$n'' = \frac{2\pi}{\Delta\varphi''_2} = Z_3 - Z_1. \quad (12)$$

The angular coordinates φ'_k , φ''_k , that position the n' or n'' balls can be determined with the help of the following relations:

$$\begin{cases} \varphi'_k = \varphi_2 + (k' + 1)\Delta\varphi'_2 \\ \varphi''_k = \varphi_2 + (k'' + 1)\Delta\varphi''_2. \end{cases} \quad (13)$$

Based on what have been previously presented, next we are going to have a kinematic analysis of the cylindrical – sinusoidal transmission.

As a consequence of the motion of the balls in simultaneous contact with the three elements of the transmission, takes place the transmission of the motion with an angular speed from ω_{13} to ω_{23} towards the carcass.

The transmission ratio of the angular speed of the driving element can be determined by deriving in ratio with the time of the relations (7) and (8) so that the following values would be obtained:

– for the first group of solutions,

$$u'_{12} = \frac{\omega'_{13}}{\omega'_{23}} = \frac{Z_1 + Z_3}{Z_1} = \text{const} \quad (14)$$

– for the second group of solutions,

$$u''_{12} = \frac{\omega''_{13}}{\omega''_{23}} = -\frac{Z_3 - Z_1}{Z_1} = \text{const}. \quad (15)$$

The sign (-) in relation (15) indicates the fact that the driving shaft and the driven shaft have angular speeds of counter current for $Z_3 > Z_1$.

In table 1 there are given the transmission ratios of different values of Z_1 and Z_3 .

Tab.1

$\begin{matrix} Z_1 \\ Z_3 \end{matrix}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	2	1,50	1,33	1,25	1,20	1,166	1,143	1,125	1,111	1,10	1,091	1,083	1,077
	0	0,50	0,66	0,75	0,80	0,83	0,85	0,875	0,88	0,90	0,91	0,916	0,92
2	3	2	1,66	1,50	1,40	1,33	1,286	1,25	1,22	1,20	1,18	1,166	1,154
	-1	0	0,53	0,50	0,60	1,66	0,714	0,75	0,77	0,80	0,82	0,833	0,846
3	4	2,5	2	1,75	1,60	1,50	1,43	1,375	1,33	1,3	1,27	1,25	1,23
	-2	-0,50	0	0,25	0,40	0,50	0,57	0,625	0,66	0,70	0,72	0,75	0,769
4	5	3	2,3	2	1,8	1,66	1,57	1,5	1,44	1,4	1,36	1,33	1,31
	-3	-1	-0,33	0	0,20	0,33	0,43	0,50	0,55	0,6	0,63	0,66	0,69
5	6	3,5	2,66	2,25	2	1,83	1,71	1,625	1,55	1,5	1,45	1,41	1,38
	-4	-1,50	-0,66	-0,25	0	0,166	0,286	0,375	0,44	0,50	0,54	0,583	0,62
6	7	4	3	2,5	2,2	2	1,86	1,75	1,66	1,6	1,54	1,5	1,46
	-5	-2	-1	-0,5	-0,2	0	0,143	0,25	0,33	0,4	0,45	0,5	0,54
7	8	4,5	3,33	2,75	2,40	2,166	2	1,875	1,77	1,7	1,63	1,58	1,54
	-6	-2,5	-1,33	-0,75	-0,40	-0,166	0	0,125	0,22	0,3	0,36	0,42	0,46
8	9	5	3,66	3	2,60	2,3	2,143	2	1,88	1,8	1,727	1,666	1,615
	-7	-3	-1,66	-1	-0,60	-0,33	-0,143	0	0,111	0,2	0,273	0,333	0,385

As one can see in table 1, element 2 can have two directions of rotation for the same number of sinusoid Z_1 and Z_3 and when $Z_1 < Z_3$. In a concrete construction one may use either the first or the second group of cross points of the sinusoids Z_1 and Z_3 .

References :

- 1] Bara, M., Transmisii sinusoidale cu bile, Editura Todesco, Cluj Napoca, 2001
- 2] Bara, M., Studii și cercetări asupra unui nou tip de transmisie mecanică, Teză de doctorat, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, 2000.
- 3] Handra-Luca, V., Bara, M., Reductor de turație frontal cu bile. Brevet de invenție Nr. 93186, București, 1987.
- 4] Handra-Luca, V., Bara, M., Reductor frontal cu bile. În: Studii și cercetări de mecanică aplicată, Editura Academiei Nr.2 Tomul 47, București, 1988.
- 5] Handra-Luca, V., Bara, M.V., Geometrie und Kinematik des Reduktionsgetriebes mit Übertragungskugeln, În: Revista Konstruktion Nr.44, Editura Springer-Verlag, Berlin, 1992.
- 6] Harris, T.A., Rolling Bearings Analysis, Wiley, New York, 1991.
- 7] Ignatisev, R. M., Sinusosaricovii reductor, Mehanika mašin, vipuse 58, Iz- vo Nauka, Moscova, 1981.

THE STUDY OF THE INTERFERENCE PHENOMENON IN CYLINDRICAL-SINUSOIDAL TRANSMISSION WITH BALLS

A hengeres-színusz görbén mozgó golyós hajtómű interferencia vizsgálata

Dr. Mircea Bara¹, Dr. Vencel Csibi², Emil Teușan³

Technical Universty of Cluj Napoca

Tartalom

A dolgozat a hengeres-színusz pálya csúcsainak megmunkálásánál fellépő interferenciával foglalkozik. Ez a jelenség csökkenti a pálya és a golyó közötti érintkezési vonalat, mely negatívan befolyásolja a hajtómű teherbírását és élettartamát.

Summary

This paper presents the study of the collision phenomenon, which may occur under certain conditions during the manufacturing of the tips of sinusoidal channel. This phenomenon, by shortening the contact lines between the balls and the ball races, influences negatively the loading capacity and the reliability of the cylindrical-sinusoidal transmissions with balls.

1. Theoretical aspects concerning the occurrence of the collision phenomenon

One imagines several cylinders, in line with the cylinder of the sinusoid with Z_1 periods, or to the one with Z_3 periods. These cylinders differ in radius. The cylinder put under observation out of all the other cylinders with radius of continuous values will be called current cylinder.

The radius of the current cylinder is to be found in the interval $(\rho - r)$ to $(\rho + r)$ where:

ρ – the radius of the cylinder

r – the radius of the generating ball (the same with the radius of the nominal ball).

The coaxial play H , between the cylinder of the sinusoid and the current cylinder is presented as an algebraical value higher than zero, if the current cylinder wraps up the sinusoid and lower than zero, if it is inside the sinusoid. This is called “delay” regarding the center of the sinusoid and $h = \frac{H}{r}$ represents the relative delay.

By sectioning the sinusoidal ball race of the cylinder with the current radius, one gets the longitudinal profile of the cylinder with the radius $\rho + H$.

In projecting the sinusoidal transmission, one must take into account the overall dimensions and the gear ratios, so that the diameter of the balls would be as high as possible, but correlated with the different geometrical parameters of the sinusoidal channels, in order to avoid the interference phenomenon at the level of their peak.

The interference phenomenon in the peaks of the sinusoids is the result of the apparition in the middle of the continuous set (from $h = -1$ to $h = 1$) of the subset of longitudinal profiles (from $h = h_{r1}$ to $h = h_{r3}$, with $-1 < h_{r1} < h_{r3} < 1$) with self sectioned points.

In these points, the longitudinal profiles have two tangents T^x and T^{xx} (fig.2). The subset of longitudinal profiles from $h = h_{r1}$ to $h = h_{r3}$ is constituted of equidistant lines to the

sinusoid Z without a loop. The sharpening of the peaks leads to the shortening of the length of contact lines of the balls with the corresponding ball races (Z_1 or Z_3) on those segments of the path in the center of the ball, which is on the peak of the sinusoid.

In figure 1 can see the lengths of the contact lines of the ball with Z_3 , projected on the axis OZ which is perpendicular on the axis of rotation of the transmission.

This is why one noted with:

h_3' – the relative delay of the cylinder of the sinusoid towards the inner cylindre of the external element of the transmission, on which there is the beginning of the contact lines ;

h_3'' – the relative delay of the end of the contact lines ;

$h = l$ – the relative delay towards the cylinder of the sinusoid, of the bottom of the sinusoidal ball race Z_3 ;

ε_3 – the coordinate relative to the center of the ball.

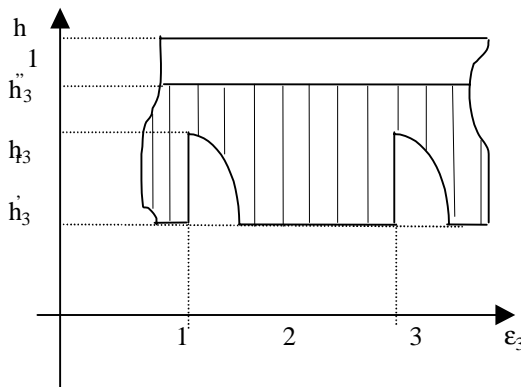


Fig.1. The variation of length of contact lines

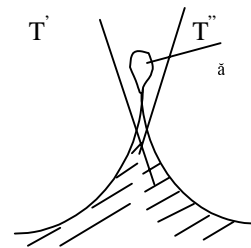


Fig.2. The sharpening of the peak of the sinusoid

The shortening of the length of contact lines presented in fig.2 for the wrapping element (Z_3) can be represented in a similar way for the inner element (Z_1).

2. The analitical determination of the interference phenomenon

Next we are going to do a quantitative evaluation of the interference phenomenon. In fig.3 there are presented two octogonal projections in which:

l – the circumference of the sinusoid Z with the center in O ;

ρ – the radius of the cylinder ;

Z – the number of periods of the sinusoid ;

A – the amplitude ;

3 – the section of the ball race of the cylinder with the radius $\rho + H$;

C – the current position of the center of the generating ball with the radius r ;

OY – the axis of the cylinder of the sinusoid ;

E – the cross point between the cylinder of radius $\rho + H$, with the perpendicular line on the axis OZ and which passes through the peak of the sinusoid ;

M – the cross point of the cylinder of radius $\rho + H$ with the plane $[YOE]$ and the generating ball ;

D – the projection of the point c in the plane $[YOE]$;

B – the point that has resulted from the condition $BD \parallel OY$ and $BM \perp OY$;

ν – the angle between the planes $[YOE]$ and $[YOC]$;

y_C and y_M – the ordinates corresponding to the points M and C .

Based on figure 3 one can write the following relations:

$$\begin{cases} CD = \rho \sin v \\ DB = y_C - y_M \\ BM = H + \rho(1 - \cos v) \\ EM = A - y_M \\ (CD)^2 + (DB)^2 + (BM)^2 = r^2. \end{cases} \quad (1)$$

With the help of these relations one can also write:

$$\rho^2 \sin^2 \nu + (y_c + EM - A)^2 + [H + \rho(1 - \cos \nu)]^2 = r^2 \quad (2)$$

The equation of the sinusoid Z is:

$$y_c = A \sin Z\varphi \quad (3)$$

that, taking into account that: $v = \frac{\pi}{2z} \varphi$ can be turned into :

$$y_C = A \cos Zv. \quad (4)$$

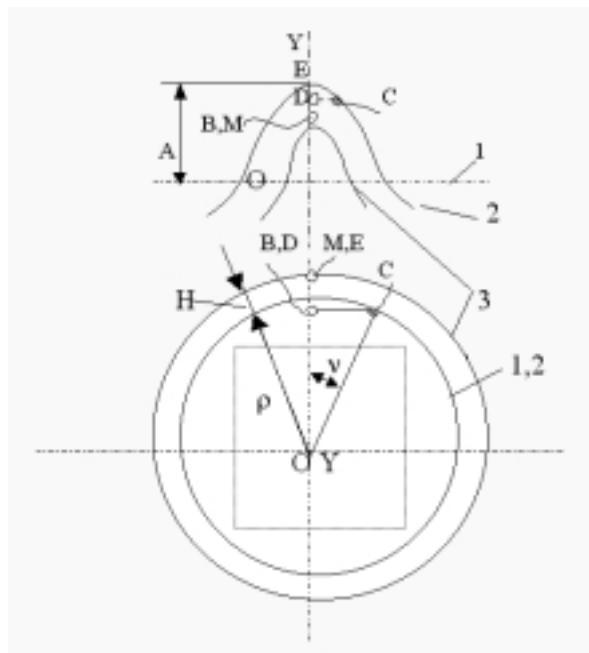


Fig.3. Double section through the ball race

With the help of the relations (2) and (4) one may write:

$$EM = \sqrt{r^2 - H^2 - 2\rho(H + \rho)(1 - \cos v)} + A(1 - \cos Zv) \quad (5)$$

For $\mathbf{v} = \mathbf{v}_0 = 0$:

$$\text{EM}_0 = \sqrt{r^2 - H^2}. \quad (6)$$

If one notes with L the distance between the points M and M_0 , then, with the help of the relations (5) and (6), this can be expressed in the following way:

$$L = \sqrt{r^2 - H^2 - 2\rho(H + \rho)(1 - \cos v)} + A(1 - \cos v) - \sqrt{r^2 - H^2}. \quad (7)$$

Introducing the notations $\frac{L}{r} = l$, $\frac{A}{r} = a$ (relative amplitude), $\frac{r_m}{r} = b$ and taking into account that $H = rh$, one can write that:

$$l = \sqrt{1 - h^2 - 2\frac{\rho}{r}\left(h + \frac{\rho}{r}\right)(1 - \cos v)} + a(1 - \cos v) - \sqrt{1 - b^2}. \quad (8)$$

Considering a plain sinusoid, then by moving the center of the ball along the sinusoid from the definite positions $v_0 = 0$ in a random position v , $v_0 > v < 0,5\pi$, the distance M_0M increases up to a maximum value and then decreases, which means that the relative distance l in this interval has an external value (maximum).

The value of the coordinate (v noted with N) for which $MM_0 = M_0M_{\max}$, becomes the limit value that circumscribes the active and the unloaded running segments of the path in the center of the ball:

– in the interval: $0 < v < N$ – no point belonging to the ball touches any point of the ball race situated on the cylinder h ,

– and for: $N < v < \frac{h}{z}$ – there is contact between the ball and the ball race for this cylinder.

By differentiating relation (8) one obtains the following relation:

$$\frac{\partial l}{\partial v} = \frac{-\frac{\rho}{r}\left(h + \frac{\rho}{r}\right)\sin v}{\sqrt{\left(1 - h^2 - 2\frac{\rho}{r}\left(h + \frac{\rho}{r}\right)(1 - \cos v)\right)}} + az \sin v. \quad (9)$$

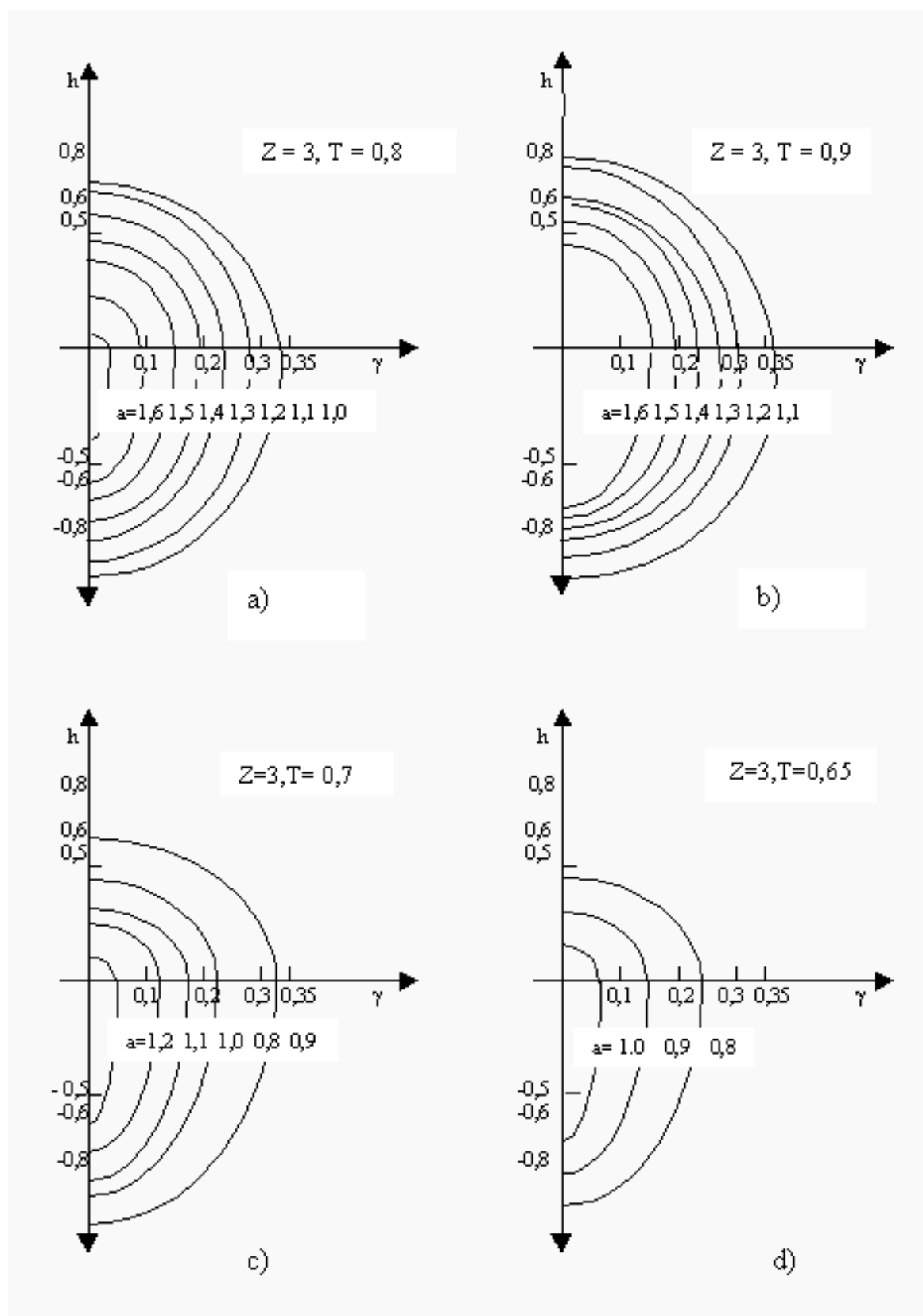
Because $\left(\frac{\partial l}{\partial v}\right)_{v=N} = 0$ one obtains:

$$\frac{\left(\frac{\rho}{r}\right)^2\left(\frac{\rho}{r} + h\right)^2 \sin^2 N}{a^2 Z^2 \sin^2 N} = 1 - h^2 - 2\frac{\rho}{r}\left(\frac{\rho}{r} + h\right)(1 - \cos N). \quad (10)$$

In practical calculations one will use the notations: $\psi_h = \frac{zN}{\pi}$ and $T = \frac{2azr}{\pi\rho} = \frac{2Az}{\pi\rho}$,

and for the external ball race one does the notations: ψ_{h3} and T_3 , γ_h is the angle N expressed in percents and it represents the angle between 2 planes that pass through the axis of the cylinder of the sinusoid and the peak of a demiperiod of the sinusoid.

In order to express as well as possible the variation of lengths of the contact lines between the balls and the ball race, it is indicated that the relation (10) should be under the following form: $\gamma_h = f(h, a, T, z)$, which, unfortunately, is quite difficult to work with.

Fig. 4. Nomograms with the variation of lengths of the contact lines for $Z = 3$

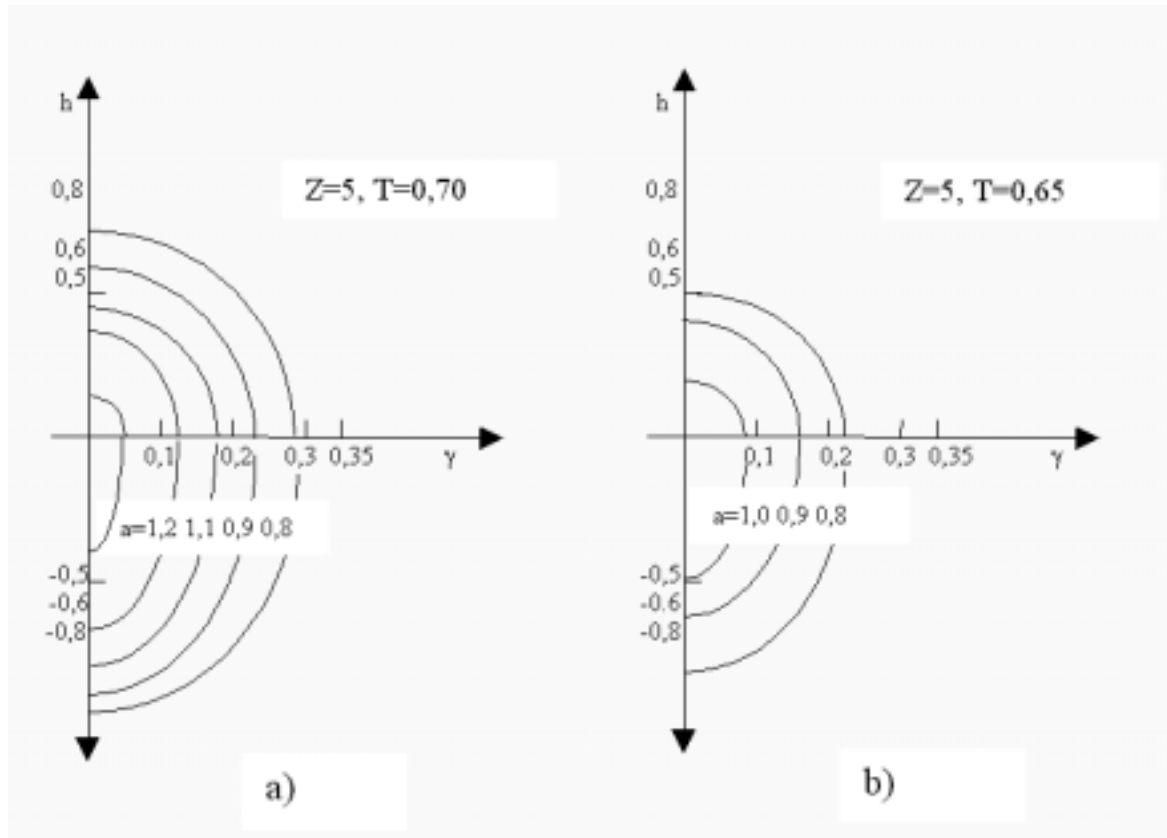


Fig. 5. Nomograms with the variation of lengths of the contact lines for $Z = 5$

Consequently, through numerical analysis, the nomograms in figures 4 and 5 have been traced and they can be used quite easily in the analysis of the interference phenomenon in cylindrical-sinusoidal transmissions.

Bibliografie

- 1] Bara, M., Transmisii sinusoidale cu bile, Editura Todesco, Cluj Napoca, 2001
- 2] Bara, M., Studii și cercetări asupra unui nou tip de transmisie mecanică, Teză de doctorat, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, 2000.
- 3] Handra-Luca, V., Bara, M., Reductor de turație frontal cu bile. Brevet de invenție Nr. 93186, București, 1987.
- 4] Handra-Luca, V., Bara, M., Reductor frontal cu bile. În: Studii și cercetări de mecanică aplicată, Editura Academiei Nr.2 Tomul 47, București, 1988.
- 5] Handra-Luca, V., Bara, M.V., Geometrie und Kinematik des Reduktionsgetriebes mit Übertragungskugeln, În: Revista Konstruktion Nr.44, Editura Springer-Verlag, Berlin, 1992.
- 6] Harris, T.A., Rolling Bearings Analysis, Wiley, New York, 1991.
- 7] Ignatisev, R. M., Sinusosaricovii reductor, Mehanika mašin, vipuse 58, Iz- vo Nauka, Moscova, 1981.

Hulladék csökkentése rugalmas közeggel történő lemezmegmunkálásnál

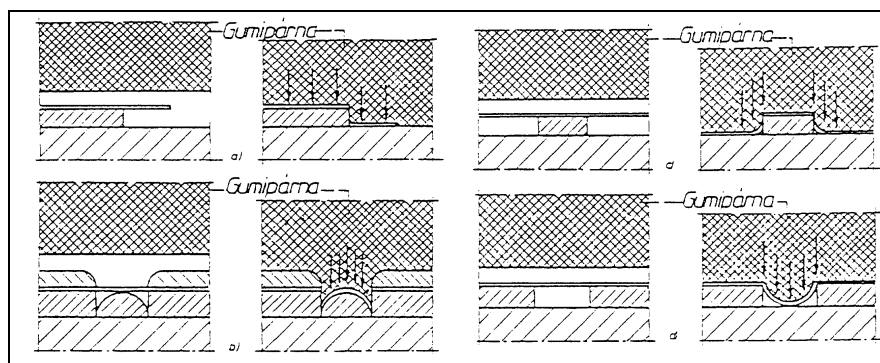
Dr. Bernáth Mihály, Dr. Végvári Ferenc

Kecskeméti Főiskola Műszaki Főiskolai Kar

Kissorozatú lemezalkatrész gyártás esetén jelentős hányadot alkot az alkatrész önköltségében a szerszámköltség. A szerszámozási költségek csökkentése érdekében az utóbbi tíz évben kezd elterjedni a rugalmas közeggel történő alakítás. Ebben az esetben a merev szerszámfelek közül az egyiket rugalmas közeggel, poliuretánnal vagy gumival helyettesítik. Ezáltal szerszámtípustól függően a szerszámköltség ötödére, tizedére, huszadára csökkenhet. A poliuretán a lemezalakító szerszámok készítése során szerkezeti elemként és aktív elemként is felhasználható. Jelen munkánkban a rugalmas közeggel történő kivágással, lyukasztással foglalkozunk. A rugalmas közeggel történő kivágást, lyukasztást kezdetben kis darabszám esetén a könnyen megmunkálható alumíniumlemezek megmunkálására alkalmazták. A korábban alkalmazott gumi minőségének javítása és a poliuretán elasztomer kifejlesztése, hozzájárult a technológia széles körű alkalmazásához. Ma már 0,05...0,1 mm-től 2,0...2,5 mm-ig terjedő vastagságú acéllemez is vágható poliuretán elasztomerrel. A vágás pontossága az IT 8...12 fokozatnak felel meg. A kisebb vastagságú lemezek vágásához tartozik a nagyobb pontosság, amely különösen figyelemre érdemes, mert a kisebb lemezvastagsághoz tartozó kis vágórés elkészítése igen pontos megmunkálást igényel, amely jelentősen megemeli a szerszám gyártási önköltségét a hagyományos szerszámokkal szemben.

Célunk az, hogy olyan eljárást mutassunk be, amellyel a kivágásnál jelentkező hulladék (hulladékhíd) nagysága csökkenthető, ezáltal javul az anyagkihozatal, kedvezőbb a gyártási önköltség.

A különböző elrendezésű kivágás és lyukasztás elvi ábráit az 1. ábrán mutatjuk be [1]. Az ábrán az „a” és „c” megoldás kivágásra vonatkozik, a „b” és „d” megoldás lyukasztásra. A legkedvezőbb kialakítás a vágás minőségére vonatkozóan a „b” ábrán látható. Ebben az esetben a legkisebb a vágás után visszamaradó sorja magassága.



1 ábra.

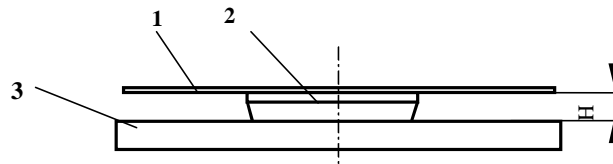
Kivágás és lyukasztás rugalmas közeggel

Kivágásnál, lyukasztásnál nagyon lényeges a kivágó- illetve a lyukasztósablon magassága (2. ábra). Irodalmi adatok alapján a lyukasztósablon optimális magassága a minimális sorjaképződés szempontjából az alábbi összefüggéssel számítható [2, 3, 4,]:

$$H = 3 \left(1 + \frac{A_{11,3}}{100} \right) \sqrt{s} \quad [\text{mm}]$$

Az összefüggésben: s - lemezvastagság [mm],

$A_{11,3}$ - a $L_0=10 \times d_0$ mérési alaphosszhoz tartozó százalékos nyúlás.

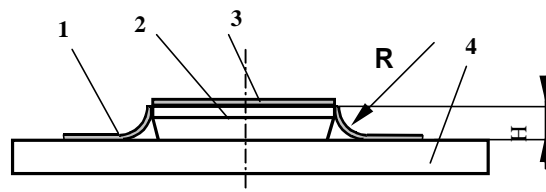


2. ábra

Vágólap kialakítása és mérete

1- kivágandó lemez, 2- vágólap, 3- alaplapp

A fenti elrendezés szerinti kivágásnál nagyon nagy a kiinduló teríték mérete. A vágás folyamata során először a lemez érintkezik a poliuretán párnával, majd az előre haladása során a lemezt rásajtolja a vágólapra és az alaplappra meglehetősen nagy rádiusszal. A poliuretán párna nyomásának növekedésével a kezdetben kialakult rádiusz folyamatosan csökken [5]. A lemez már nem tud elmozdulni, mert az alaplapon a lemez és az alaplapp közt fellépő súrlódó erő nem engedi. A rádiusz csökkenése csak a lemez alakváltozása, nyúlása révén lehetséges. A poliuretán párna nyomásának növekedésével, a rádiusz csökkenésével a lemez annyira megnyúlik, hogy elszakad. Ezt a pillanatot mutatjuk be a 3. ábrán.

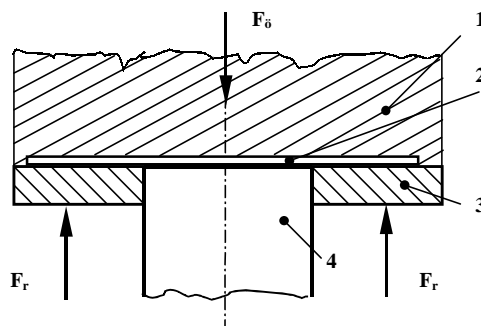


3. ábra

Poliuretánnal kivágott lemez

1- hulladék, 2- vágólap, 3- kivágott munkadarab, 4- alaplapp

Mint látható, ezzel a megoldással adott méretű munkadarab kivágásához nagyon nagy méretű terítékre van szükség, ezért az anyagkihozatal rossz. Célunk a teríték csökkentése volt.



4. ábra

Módosított kivágás elrendezése

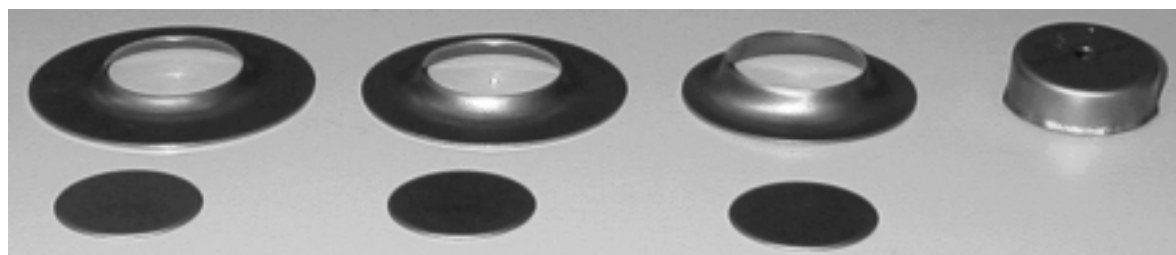
1- poliuretán párna, 2- lemez, 3- leszorító, 4- kivágó bélyeg

Kísérleteink során abból indultunk ki, hogy meg kellene változtatni a vágási sorrendet. Először le kellene szorítani a lemezt síkban, majd a vágóbélyeg kiemelésével kellene a vágást elvégezni. Ebben az esetben elmarad az alakváltozás, amely a lemeznek a vágólapra való rásajtolásából adódik. A kivágást a 4. ábrán látható elrendezésben valósítottuk meg. Az ábrán való elrendezésnél, ha $F_r < F_0$ a vágás során a 3 jelű leszorító elmozdul. Az F_r erő nagysága állítható, ezzel a vágásnál fellépő párnanyomás nagyságát tudtuk változtatni.

Kísérleti paraméterek:

- Kivágó bélyeg átmérője 32 mm
- Poliuretán párna átmérője 80 mm
- Kivágott lemez anyaga M2H
- Kivágott lemez vastagsága 1 mm
- Párnanyomás 10-70 N/mm²
- Poliuretán párna keménysége 95 Shore A

A kísérleteink során az $\phi 32$ mm-es bélyeggel különböző átmérőjű tárcsákból vágunk ki darabokat. Azonos tárcsaátmérő esetén a kivágást többféle poliuretán párnanyomással végeztük el, hogy a párnanyomás függvényében meghatározhassuk azt a legkisebb tárcsaátmérőt, amelyből a kivágás még elvégezhető. Az 5. ábrán bemutatjuk azonos párnanyomás esetén, különböző átmérőjű tárcsákból kivágott darabokat. Az ábrából látható, hogy ezen a nyomáson az $\phi 55$ mm-es tárcsából kivágás nem lehetséges.



$\phi 68$ mm

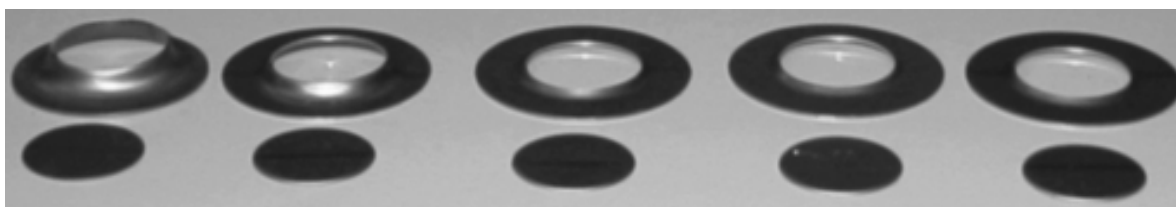
$\phi 64$ mm

$\phi 60$ mm

$\phi 55$ mm

5. ábra

A 6. ábrán bemutatjuk az azonos tárcsaátmérőből különböző párnanyomások mellett kivágott darabokat. Az ábrából látható, hogy a párnanyomás növekedésével a vágás során kialakuló rádiusz nagysága fokozatosan csökken.

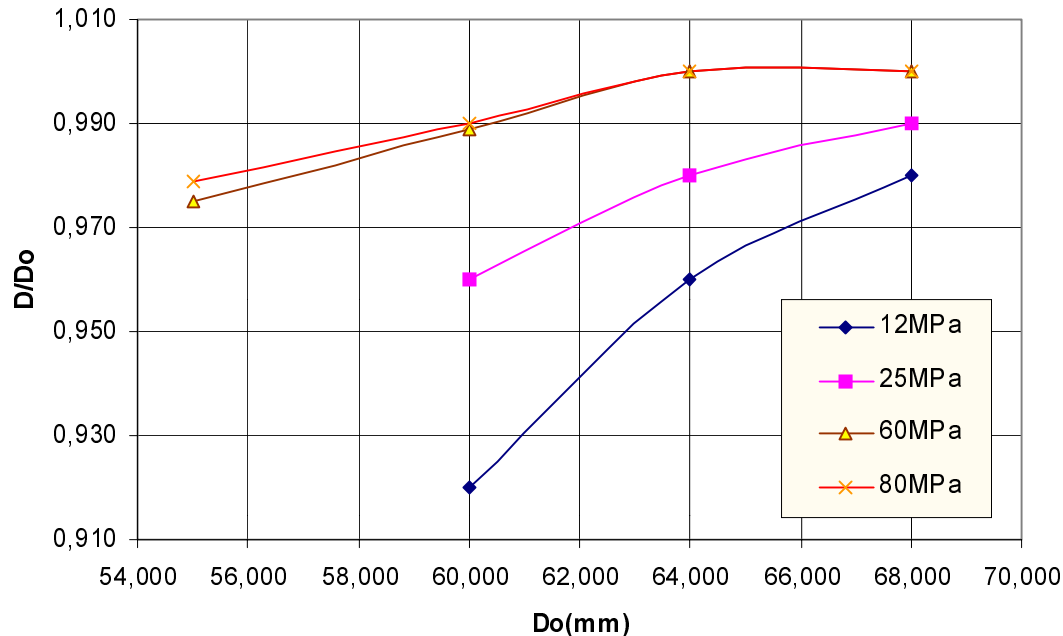


6. ábra

A párnanyomás hatása (balról jobbra növekvő)

Kísérleteink során megvizsgáltuk a párnanyomás hatását a kiinduló tárcsaátmérő méretváltozására is (7. ábra). A párnanyomás növekedésével nő a lemez és a leszorító közti súrlódó erő, egyre kevésbé tud kivágás során sugár irányban behúzódní a lemez, így D/D_0

viszony közelít az egyhez. Azonos párnanyomás esetén a tárcsaátmérő csökkenésével egyre nő a tárcsa behúzódnak mértéke, és egy adott tárcsaátmérő alatt a kivágás nem valósítható meg. A párnanyomás növelésével a kiinduló tárcsaátmérő csökkenthető, ezzel az anyagkihozatal javítható.



7. ábra

*A kiinduló tárcsaátmérő megváltozása a párnanyomás és a tárcsaátmérő függvényében
 D_o -kiinduló tárcsaátmérő, D -hulladék átmérője*

Összefoglalás

Kísérleteink során megállapítottuk, hogy a hulladék mértékére a poliuretán párna nyomása gyakorol döntő hatást. A kivágott munkadarabokon a vágáskor keletkezett sorja nagyon kicsi (0.01-0,04 mm), amely általában kisebb mint a hagyományos kivágáskor keletkező sorja.

Irodalomjegyzék

- 1] Gummi in Werkzeugen für die Blechbearbeitung. Blech Rohre Profile 7. 1960/7. 341-347.
- 2] A.D.Komarov, A.A.Rjabüh, O.M.Szitkin, T.A.Goliuszov: Vürezka detalej poliuretanom. Kuznyecsno-stampovocsnoe proizvodstvo 1972/6. 28-30.
- 3] A.D.Komarov, V.I.Szkobljakov, E.V.Dzjadel: Vüreznüje sablonü dlja vürezki-probivki detalej iz liszta poliuretanom., Kuznecsno-stampovocsnoje proizvodstvo 1978/6. 22-26.
- 4] A.D.Komarov, V.K.Moisseejew: Jó kilátások kivágási technológiai folyamatokra munkadarabokon poliuretán alkalmazásával., IV.Képlékenyalakítási Szeminárium Győr, 1988.
- 5] Dr. Végvári Ferenc: A párnanyomás hatása a húzási sugárra poliuretán párnával történő mélyhúzáskor. Országos Gépész Találkozó OGÉT'98, p.194-197, Románia, Hargitafürdő, 1998. április 24-26

Művelettervezés a GTIPROG/EC rendszerben

Dr. Berta Miklós, Dr. Cser István

Miskolci Egyetem, Gépgyártástechnológiai Tanszék

Összefoglalás

Az alkatrészek gyártási folyamatának tervezését támogató számítógépes rendszerek (CAPP Sytems) egyik fő feladatkörét, a műveletek tervezését és programozását segíti a GTIPROG rendszer család.

A GTIPROG/EC rendszer a GTIPROG (Geometria és Technológia Interaktív PROGramozása) rendszer család tagjaként forgástestek NC-CNC esztergákön és esztergaközpontokon végzett megmunkálásának tervezésére és vezérlőprogramok (NC programok) előállítására szolgál.

Előadásunkban bemutatjuk a rendszerben alkalmazható esztergálási, fúrási és marási műveletelem választékát, geometriai leírásának módját, alkalmazási lehetőségeit és mozgásciklusait.

1. A rendszer általános felépítése

A rendszer technológiai processzorának hatáskörébe a technológiai tervezés és programozás általánosan megoldható feladatai tartoznak, a tervezési eredmények illesztését a konkrét szerszámgép/vezérlés kombinációhoz a posztprocesszorok végzik.

A processzor a felhasználói környezetre illeszthető technológiai adatbázisra (gép-, szerszám-, anyag-, technológiai adatok, stb.) támaszkodva támogatja a művelettervezési feladatok megoldását.

A rendszer fő részei a következők:

- az alkatrészprogramokat feldolgozó technológiai processzor;
- a vezérlőprogramokat előállító posztprocesszorok;
- az adatbázis kezelő funkciókat ellátó szervizprogram.

A **beolvasó-dekódoló** feladata a futtatandó alkatrészprogram szintaktikai ellenőrzése, alfanumerikus azonosítók átkódolása, a láncméretek, illetve a tűrésezett méretek feldolgozása.

A **geometriai processzor** határozza meg az alkatrészprogramban „végtelen” geometriai elemekkel leírt nyers- és készkontúr elemeinek metszéspontjait, továbbá a közbelső (nagyolt) kontúrt, amely az alkatrész főelemeire előírt simítási ráhagyások figyelembevételével képződik.

A **műveletelemek tervezése** során alakulnak ki a nagyolási műveletelemekhez tartozó ráhagyási alakzatok, valamint a többi műveletelem geometriai jellemzői. Itt kerül sor az automatikus szerszámválasztásra, szerszámelrendezésre és a forgácsolási adatok meghatározására, valamint a műveletelemek geometriai adatainak megmunkálási pozícióba történő transzformálására.

A **mozgásciklusok tervezése** állítja elő az egyes műveletelemek előállításához szükséges szerszám-mozgáspályáit.

2. A rendszer megmunkálási utasításai

A GTIPROG/EC rendszerben az alkatrész megmunkálási folyamatának tervezése fél automatikusan történik. Ez azt jelenti, hogy az alkatrészprogramban a felhasználó adja meg a végrehajtási sorrendben az alkatrész megmunkálásához szükséges műveletelemeket,

mégpedig típusuk megnevezésével és a műveletelemekhez rendelt megmunkálási helyek (megmunkálendő felületek) kijelölésével.

A megmunkálási folyamat leírására szolgáló megmunkálási utasítások sorrendje egyben végrehajtási sorrend is, amit a rendszer nem bírál felül. A megmunkálási utasítás (M) általános felépítése:

$MN^o = \{\text{műveletelem típusa}\} [\text{;technológiai adatok}] [\text{; megmunkálási helyek}]$

ahol:

N^o – az M sorszáma ($1 \leq N^o \leq 165$);

{ } – az egymás fölötti változatokból csak egy főszó adható meg;

[] – az egymás fölötti változatokból megadható egy vagy több (módosító, illetve azonosító) tetszőleges sorrendben.

Továbbiakban vizsgáljuk a forgácsolási műveletelemek típusválasztékát, megadási és alkalmazási lehetőségeit, a végrehajtás során alkalmazott mozgásciklusokat. A rendszerben előírható forgácsolási műveletelem választékot az 1. táblázatban foglaltuk össze.

Műveletelem választék

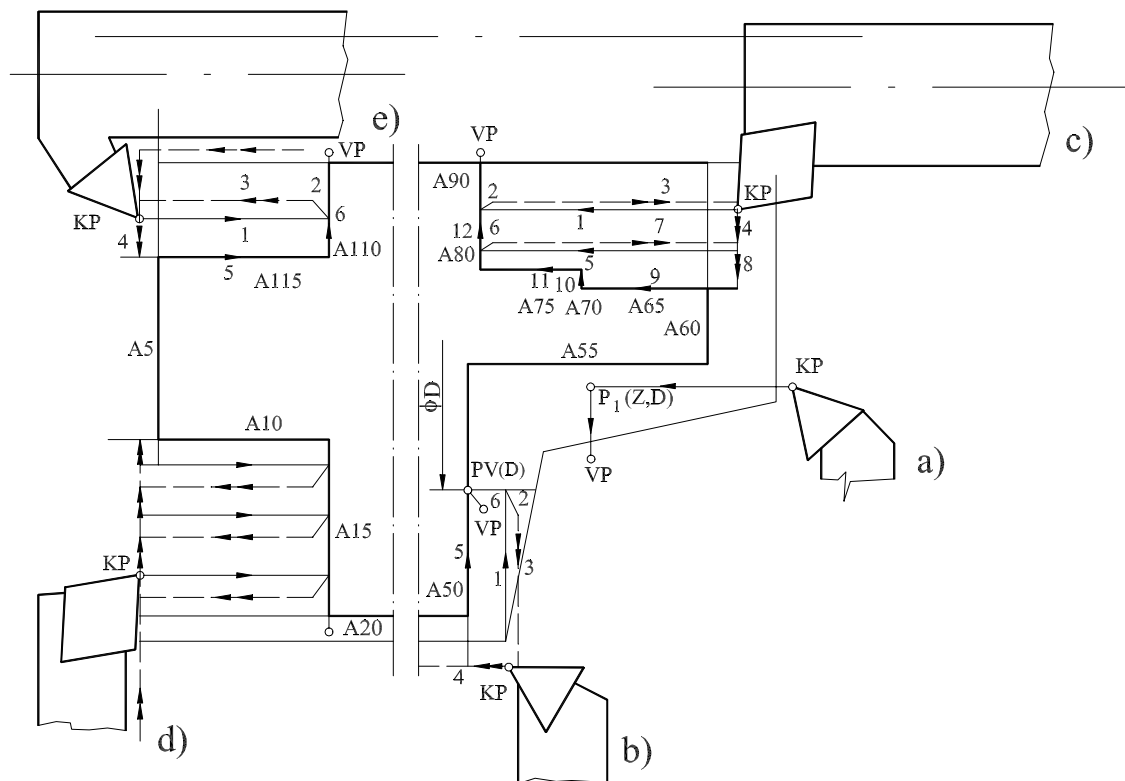
1. táblázat

<i>Műveletelem megnevezése</i>	<i>Főszó</i>	<i>Megjegyzés</i>
1. Esztergálási műveletelemek		
1.1. Nagyolási műveletelemek		
– hosszesztergálás	NH	
– kontúrkövető hosszesztergálás	NHK	
– kereszesztergálás	NK	
– kontúrkövető kereszesztergálás	NKK	
1.2. Simítási műveletelemek		
– kontúrkövető hosszesztergálás	SH	
– kontúrkövető kereszesztergálás	SK	
– egyes felületelemek esztergálása	SE	
1.3. Beszúrási és alászúrási műveletelemek		
– normál hosszbeszúrás	BH	
– normál keresztbeszúrás	BK	
– tipizált keresztbeszúrás menetkifutáshoz	BKM	
– tipizált keresztbeszúrás köszörűkorong kifutásához	BKL	
– tipizált alászúrási köszörűkorong kifutásához	AJ	
– alászúrási	A	
– bonyolult beszúrás	BOB	
– speciális beszúrás		
1.4. Menetesztérgezési műveletelemek		
– metrikus metenesztérgezés	MEM	
– Whitworth metenesztérgezés	MEW	
– trapéz metenesztérgezés	MET	
– speciális metenesztérgezés	MES	
2. Fúrás műveletelemek		
– központfúrás	KFUR	
– fúrás	FUR	
– felfúrás	FFUR	
– süllyesztés	SUL	
– kúpsüllyesztés	KSUL	
– homloksüllyesztés	HSUL	
– dörzsölés	DOR	
– menetfúrás	MFUR	
3. Marási műveletelemek		
– horonymarás	HOR	
– síkmarás	SIK	

3. Esztergálási műveletelemek leírása és feldolgozása

A nagyolási és simítási műveleteknél a megmunkálási hely kijelölését leggyakrabban az alkatrészkontúr elemének(-inek) azonosítójának(-inak) megadásával végezhetjük (lásd az 1.c. ábrát). Bázishely kialakítása, illetve előnagyolás esetén általában nem hivatkozhatunk a kontúrelemre, ilyen esetekben adott pont(-ok) (1.a. ábra) jellemző méreteivel jelölhetjük ki a nagyolási műveletelem ráhagyási alakzatját. Szükség esetén a ráhagyási alakzat, illetve a simítási kontúrszakasz kialakítását a kontúrelemhez rendelt pont jellemző méreteinek megadásával korlátozhatjuk (1.b. ábra). A további műveletelemeknél minden esetben a kontúrelem azonosítót(-kat) írjuk elő.

A forgástestek esztergálása esetén bizonyos esetekben olyan elvárásokkal találkozunk, hogy a megmunkálást egy felfogásban kell végezni (pl. gyorsan forgó villanymotorok tengelyei). Ilyen típusú feladatok megoldására dolgoztuk ki az invers megmunkálás mozgásciklusait (1.d. és 1.e. ábra).



1. ábra

Nagyolási műveletelemek

- a) bázishely esztergálása $M5=NH$; $P1$; Z_z ; D_D ;
- b) keresztesztergálás korlátozó átmérővel $N10=NK$; PV ; D_D ; $A50$;
- c) hosszesztergálás $M20=NH$; $A65$; $A80$;
- d) invers hosszesztergálás $M30=NH$; INV ; $A10$; $A15$;
- e) invers hosszesztergálás furatban $M40=NH$; INV ; $A115$; $A110$

4. Futtatási eredmények

A rendszer futtatási eredményeként a nagyolási műveletelemekhez tartozó ráhagyási alakzatokat jelenítjük meg.

5. Következtetések

A rendszer alkalmazása során az alábbi következtetések vonhatók le:

1. A műveletelemek típusának és megmunkálási helyének megadására kidolgozott módszer igen egyszerű és hatékony.
2. A nagyolási műveletelemekhez tartozó ráhagyási alakzat megjelenítése az interaktív tervezést szolgálja.
3. A szerszámpályák szimulációja jelentős mértékben emeli a vezérlőutasítások megbízhatósági szintjét.

Irodalom

- 1] M. Berta – B. Futó – M. Juhász – Gy. Voloncs: **Programming of turning machining centres by microcomputer**. MECHATRONINFO'88, MATE, Eger, 1988, pp.: 339-350.
- 2] M. Berta – I. Cser – M. Juhász: **Turning centres programming by GTIPRTOG-EC system**. INTERTECHNO'90, Budapest, 1990., pp.: 221-230.
- 3] M. Berta – I. Cser: **Programming, operation planning and quality assurance of turning centers**. VIII.th International Conference on Tools, GTE, Miskolc, 1993., pp.: 627-635.
- 4] M. Berta – I. Cser – I. Dudás: **Production of rotational parts in small series and computer – aided planning of its production engineering**. Intelligent Systems and Advanced Manufacturing, Boston, USA, 1998. pp.: 172-177.

Gradiens-összetételű nanokompozit Ti-Al-nitrid multirétegek kutatása terén elért újabb eredmények

Bíró Domokos

Petru Maior Egyetem, Marosvásárhely

Abstract

Compositionally graded metastable $Ti_{1-x}Al_xN$ coatings have been prepared in multilayer structures by use of reactive magnetron sputtering technique. The gradient composition between the nanocrystalline and columnar polycrystalline layers was achieved in *nm* scale transition by a fuzzy-controlled periodic modulation of the d.c. discharge current/power. Correlations between the phases, crystallographic structure, built-in stresses, size and morphology of grains and the discharge power have been determined.

1. Bevezetés

Ti-Al-nitrid multiréteg-jellegű keménybevonatok alkalmazása a fémfelületek kopás- és korrózióvédelmének fokozásában új lehetőséget kínál a hagyományosan alkalmazott TiN bevonatokkal szemben. Mindezt az $Ti_{1-x}Al_xN$ bevonat magasabb oxidációs hőmérséklete (~800 °C) biztosítja azáltal, hogy a felületen képződő Al_2O_3 réteg diffúziós gát szerepét tölti be a tribokémiai igénybevétel folyamatában. Továbbá, a néhány mikrométer vastagságú multirétegekben tapasztalható mechanikai természetű belsőfeszültségek relaxációja a kritikus tapadási erő L_c nagyságrendű növekedését okozza. A nanokristályos TiAlN multirétegek plazmaporlasztás eljárás útján történő növesztése új távlatot jelent a szuperkemény kompozit anyagok előállításában. A megvalósított TiN-AlN szilárdoldat nanokompozit anyag formájában való képződési mechanizmusának megértése fontos alapkutatási feladat. A kutatás célja az aktív additív elemek mikroszerkezetre gyakorolt hatásának vizsgálata a modulált fázisú, nemegyensúlyi nanoszerkezetek kialakulásában és a multirétegszerkezetű felületbevonatok minőségi teljesítőképességének növelése. Jelen dolgozatban bemutatásra kerül a gőzfázisból kondenzált változó összetételű, nanokristályos többkomponensű nemegyensúlyi multirétegek előállítása, illetve kristálytani és mikroszerkezeti jellemzésében elért eredmények ismertetése.

2. Mintakészítés és kísérleti megfontolások

Az utóbbi évek fontos kutatási eredményének tekinthető a nanoszerkezetű anyagok plazmaporlasztásos előállítása. A nanokompozit bevonatok előállítása olyan fizikai feltételt igényel, amelyben a magas nukleációs folyamathoz alacsony kristálynövekedési sebesség rendelhető [1-2]. Ebben a vonatkozásban a reaktív-plazmaporlasztás jelensége atomi szinten biztosítja a kinetikailag szabályozott metastabilis struktúrák kialakulását. Az aktív adalékelemek szegregációja a kristálynövekedésben azt a szerepet tölti be, hogy a szemcsenövekedés folyamatát lassítva a szövetszerkezet kialakulásával szuperkemény nanokompozit anyag képződik, amelyben a nanométeres tartományra terjedő köbös lapcentrált $Ti_{1-x}Al_xN$ fázisú szemcsék a hexagonális AlN fázisba ágyazódnak bele. A paraméterek nagyfokú kölcsönhatása valamint a folyamat hiszterézisz jellegű viselkedése igen szigorú szabályozási feltételek biztosítását tette szükségessé [3]. Az általunk kifejlesztett szabályozási algoritmus lehetővé tette a reaktív porlasztási folyamat fuzzy-logika elvén

működő vezérlését [3]. Ebben a folyamatban a modulált porlasztási teljesítményre való szabályozás által változó összetételű Ti-Al-N multirétegeket növesztettünk, atomi szinten ellenőrizve a kondenzálódó vegyület képződését.

A kísérleti rétegnövesztéshez használt porlasztórendszer leírását az Olvasó megtalálja egy korábbi dolgozatunkban [4]. A reaktívporlasztást titán és alumínium céltárgy ionbombázása révén valósítottuk meg állandó $p_d=0.26$ Pa nyomásra szabályozott Ar+N₂ atmoszférában. A plazmaporlasztáshoz asszimetrikus magnetronforrást használtunk, amelyet egyenáramú kisüléssel gerjesztettünk. A porlasztott fématomok koncentrációját optikai spektrum intenzitásméréssel határoztuk meg. A kisülési teljesítmény W illetve a reaktív gáz hozamának pontos vezérlésével biztosítottuk a gőzfázisból kondenzálódó rétegnövekedést ellenőrzött feltételek mellett. A rétegnövekedési sebesség a_D kvarcoszcillátorral mért értéke, illetve az optikai intenzitás I_{sp} a szabályozott folyamatban állapotváltozó szerepét töltötte be. A reaktív gáz hozama q_{N_2} illetve a kisülési áram intenzitása I_d a zárt hurokban történő szabályozás folyamatában bemeneti változóként szolgált.

A Ti_{1-x}Al_xN_y multirétegű (A4-A7) minták esetében a kísérleti preparálási paramétereket és krisztallográfiai elemzések eredményeit az 1. táblázat tartalmazza. A növesztés során kettősréteg szerkezetet építettünk $T_S = 300$ °C állandó hőmérsékleten, két különböző teljesítmény érték: W_M magas és W_m alacsony porlasztási teljesítményszint mellett. A krisztallográfiai elemzések Röntgen (XRD) és elektrondiffrakciós (ED) mérési eredményei tanúsítottak a rétegben fejlődő fázisokról.

2. Táblázat: Ti_{1-x}Al_xN_y multiréteg preparálási paraméterei valamint a szerkezeti összetétel meghatározása XRD és ED mérések útján. *PO= kitüntetett orientáció

Minta	q_{N_2} [Nl / h]	q_{Ar} [a.u.]	W_M [W]	W_m [W]	$-U_S$ [V]	Kristály fázisösszetétel	Megjegyzés
A4	0.35	85	900	460	90	β-Ti [+Ti ₂ N(6T)]+SS PO*(200), jól strukturált (XRD) Ti ₂ N(6T)+SS+X (ED)	Puffer átmeneti-réteg és 5 egymást követő réteg
A5	0.35	75	914	529	150	β-Ti +SS PO(111), közepesen strukturált (XRD)	Puffer átmeneti-réteg és 4 egymást követő réteg
A6	0.35	75	986+1085 (II)+(I)	575+400 (II)+(I)	90	SS PO(111), közepesen strukturált Ti ₃ AlN (ζ-Ti ₄ N _{3-x}) ? (XRD)	4+4 kettősréteg eltérő feltételek mellett növesztve
A7	0.35	160	675	506	90	SS rendezetlen struktúra (XRD) SS+Ti ₂ AlN+Ti ₂ N(6T)+X (ED)	4+1 kettősréteg

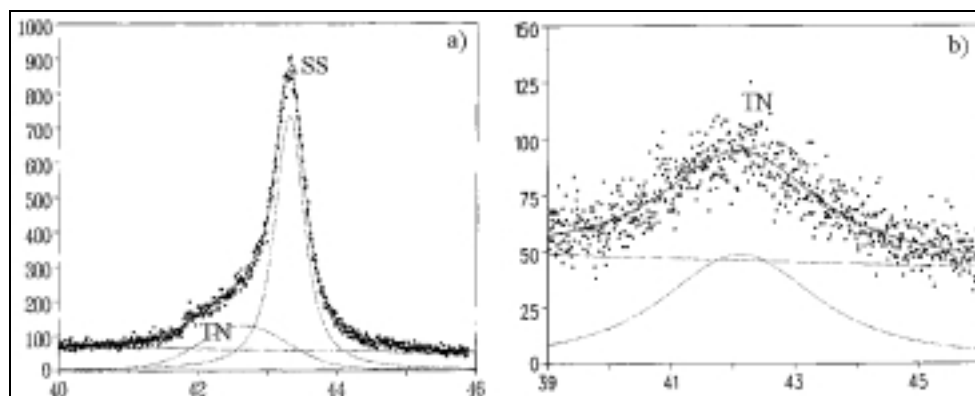
3. Eredmények

3.1. Kristály fázisösszetétel

A krisztallográfiai méréseket hagyományos szimmetrikus Bragg-Brentano módszerrel végeztük, amelyhez a CuK Röntgen-sugárzást használtuk. Modell-kísérletekben előállított rétegek esetén két jól elkülöníthető fázist azonosítottunk:

– lapcentrált köbös Ti_{1-x}Al_xN (B₁- NaCl-típusú) szilárd oldatot (a későbbiekben SS-el jelölve), egy viszonylag jól rendezett kristályos állapotban, amelyet a W_M rétegekhez rendelhettünk. Itten a magas porlasztási teljesítmény nagyobb Al/Ti aránynak megfelelő (amelyben $x > 0.5$, meghaladja a tervezett Ti_{0.5}Al_{0.5}N összetételt) összetételt eredményezett.

– rendezetlen nanokristályos Ti-Al-N köbös fázis (TN-el jelölve), amely erős (200) kitüntetett orientációt jelzett (1 ábra), amelyet a W_m rétegekhez rendelhettünk.



1. ábra

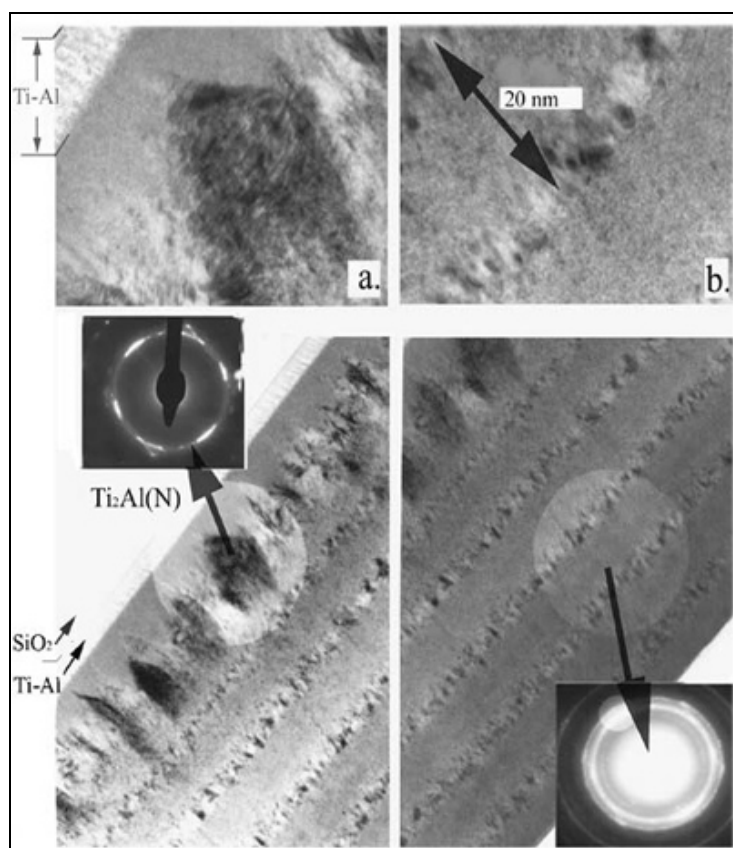
$Ti_{1-x}Al_xN$ modell-minta jellegzetes XRD ábrája.

A (200) reflexió, amely mutatja az egyes fázisok megjelenését a multiréteg szerkezetben:

a). (SS) -szilárd oldat b). szegregált (TN) fázis.

3.2. Mikroszerkezet

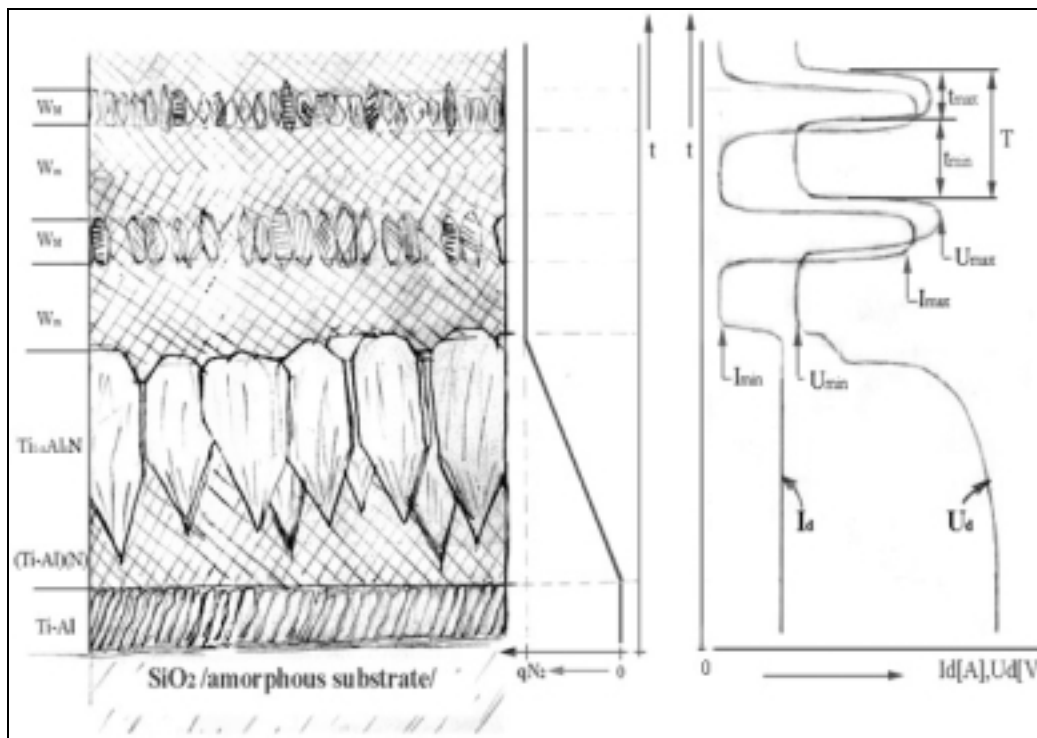
A kísérleti $Ti_{1-x}Al_xN$ minta mikroszerkezeti fejlődését metszeti elektronmikroszkópiai vizsgálattal (XTEM) tanulmányoztuk egy 200 kV CM-20 Philips transzmissziós elektronmikroszkóp segítségével. A méréseket a MTA Anyagtudományi Kutató Intézetében végeztük Budapesten. Egy jellegzetes X-TEM mikrófelvételt mutat a 2. ábra, amelyen az A-4 minta $Ti_{1-x}Al_xN$ multiréteg fejlődését azonosíthatjuk.



2. ábra

X-TEM mikrófelvétel, amelyen az A-4 minta $Ti_{1-x}Al_xN$ multiréteg fejlődését azonosíthatjuk. Az XTEM felvételhez hozzárendelt határolt területű elektron-diffrakció (SAED) ábrája egyértelműen tanúskodik a $Ti_{1-x}Al_xN$ multirétegben kialakult fázisok jelenlétéről és kitüntetett orientációjáról (textúra). A használt mintahordozó termikusan oxidált Si egykristály, amelyen a növekedés egyes szakaszait azonosíthatjuk: a). átmeneti szakasz b). vezérelt átmenet az oszlopos mikroszerkezet (W_M -el növesztve) és a nanostruktúrált/amorf réteg (W_m -el növesztve) között

Az ábrán bemutatott XTEM mikrófelvételen azonosíthatjuk az amorf Ti-Al intermetallikus puffer-rétegre növekvő mikrokristályos, oszlopos szerkezet kialakulásában a nitrogénkoncentráció hatását. A növekvő nitrogén mennyisége illetve a csökkenő porlasztási teljesítmény mellett a szegregálódó amorf AlN blokkolja a kristálynövekedést. Ezáltal az erős húzófeszültséggel terhelt oszlopos mikroszerkezetű réteget felváltja a nyomófeszültséggel jellemzett nanokristályos kompozit természetű réteg. A diffrakciós mérések által meghatározott d_{200} rácstávolságok változása közvetett módon jelezte a belsőfeszültség relaxációját. Ez annak tulajdonítható, hogy az ellentétes belsőfeszültségekkel terhelt rétegek szuperpozíciója révén a gradiens összetételváltozás kristály szemcseméret és fázis összetételváltozást eredményez. A folyamat modellezését bemutató 3. ábra értelmében az állandó nitrogénhozam mellett megvalósított teljesítménymoduláció meghatározó szerepet játszik a nitridvegyület mikroszerkezeti változásában.



3. ábra

Mikroszerkezeti modell a gradiens-összetételű nanokompozit $Ti_{1-x}Al_xN$ multirétegek növekedési folyamatára, változó: W_M magas illetve W_m alacsony porlasztási teljesítmény esetében

4. Összefoglalás

Az átmenti fémek nitridjeit jellemző oszlopos mikroszerkezet és magas belsőfeszültség gyakran korlátokat jelent a kemény védőrétegek alkalmazásában. Az erős oszlopos mikroszerkezet kedvezőtlenül hat, mivel a szemcsehatár mentén történő diffúzió a hordozó korrózió elleni védelmét csökkenti. Ugyanakkor, a belsőfeszültség magas értéke csökkenti a hordozó és a védőréteg tapadási feltételeit. A kitűzött cél olyan szuperkemény nanokompozit anyagok létrehozása, amelyek a korszerű követelményeknek széleskörben megfelelnek.

Kutatásaink eredménye tükrében bizonyítást nyert, hogy a gradiens összetételű multiréteg-keménybevonatok terén végzett kutatások további lehetőséget nyújtanak a mikroszerkezeti és tribokémiai tulajdonságot meghatározó jellemzők optimális kialakításában.

A nanokompozit anyagok előállítása terén végzett kutatások új szerephez juttatják az anyagtudomány szakembereit.

Irodalom

- 1] J. MUSIL, H. HRUBY, *Thin Solid Films* 365, (2000), p.104
- 2] S. VEPREK, *Thin Solid Films*, 317 (1998) p. 449
- 3] L. DÁVID, D. BIRÓ, N. KUTASI, P. B. BARNA, M. BERGER, Proceedings of the 3rd COST 516 Tribology Symposium, Eibar, Spain, 18-19 May (2000), p. 155
- 4] D. BIRÓ, L. DÁVID, P. B. BARNA, R. MANAILA, A. DÉVÉNYI, A. KOVÁCS, Proceedings of the 4th Symposium of European Vacuum Coaters, Anzio-Roma, Sept.25-27 (2000), Proceedings in press.

Az ISO 9000:2000 szabványcsoport a minőségirányítás megváltozott követelményei

Borbély Győző

TÜV CERT vezető auditor
TÜV Rheinland/Berlin-Brandenburg Románia

1. Bevezetés

2000 decemberében a Nemzetközi Szabványhivatal (ISO) megjelentette az ISO 9000 szabványcsoport új kiadását. Az új megjelenéssel alapvetően megváltozott a szabványcsoport szerkezete, valamint a tanúsításra szolgáló szabvány szerkezete és tartalma is.

Az új szabványcsoport szerkezete megfelel azoknak az elveknek, melyek ezeket a szabványokat jellemzik, és amelyek a minőségügyi rendszerek fejlődését bizonyítják. Ilyen értelemben már a szabványcsoport címéből látszik, hogy a szabványalkotók egy előrelépésre gondoltak a minőségügy terén, ugyanis a minőségbiztosítás kifejezés helyét átveszi a minőségirányítás, ezzel is előrevetítve, hogy az új tanúsítási feltételek esetenként megváltoznak, illetve a hangsúly más szempontokra tevődik át. Így, a minőségirányítási rendszerekkel kapcsolatos szabványcsoport négy szabványt tartalmaz, amelyekből jelenleg három jelent meg és lépett életbe, a negyedik megjelenése ez év végére várható.

Az ISO 9000:2000 leírja a minőségirányítási rendszer alapjait és meghatározza a minőségirányítási rendszerekkel kapcsolatos terminológiát.

Az ISO 9001:2000 meghatározza a minőségirányítási rendszerekre vonatkozó követelményeket, gyakorlatilag ez az a szabvány, amelyik előírja a tanúsítási követelményeket.

Az ISO 9004:2000 egy útmutató szabvány, mely irányelveket ad egy már meglévő, illetve fenntartott minőségirányítási rendszer fejlesztésére, ennek eredményességének és hatékonyságának növelésére.

Az ISO 19011 útmutatást ad a minőségirányítási és környezetközpontú irányítási rendszerek auditálásához, ennek a szabványnak a megjelenése várható az idénre.

2. Az új szabványok megjelenésének okai

A szabványok változásának a fő oka az ISO 9001/9002/9003 rendszertanúsítások előre nem látott nagy sikerére vezethető vissza. Az 1994-ben megjelent második kiadás, nem sokban különbözik az 1987-ben megjelenttől, mely szabványokat viszont érezhetően a közepes illetve nagy méretű, inkább a hagyományos értelemben vett gyártó cégek számára hoztak létre. Mivel az eltelt 13 év alatt nagyon sok kis cég, illetve szolgáltatással foglalkozó cég is kiépítette, illetve tanúsította minőségügyi rendszerét, viszont ezen cégek tevékenységeit eléggé nehéz volt felbontani a régi ISO 9001/9002/9003 szabvány 20, 19 illetve 16 eleme szerint, ezen cégek által folyamatos kritika érte a szabványalkotókat, hogy az illető szabványok szerkezete túl nehézkes, sokszor bizonyos szabványkövetelményeket nem lehet értelmezni, illetve bizonyos szabványelemek tárgyalása nem folyamathű (gondoljunk itt a 4.8, 4.9 és 4.12 pontokra), illetve bizonyos fokig felesleges dokumentátságot, bürokráciát okoz. Ezek a kritikák vezettek el ahhoz a felismeréshez, hogy az egyes szabványelemek tárgyalása helyett jobb lenne magukat az egyes folyamatokat szabályozni, figyelembe véve az egyes tevékenységek, folyamatok közötti kapcsolatokat, különböző kölcsönhatásokat, jobban, élethűbben lehet leírni illetve szabályozni a minőségre hatással járó tevékenységeket, illetve csökkenteni kell a kötelezően dokumentált eljárások számát, a fő hangsúlyt nem az előírásokra (eljárásokra), hanem a bizonyítékokra (feljegyzésekre illetve a helyszínen látható állapotra) helyezvén át.

3. Az új szabvány alapelvei

A szabványalkotó meghatározta azokat az alapelveket, melyek a minőségirányítást kell vezéreljék. Ez a nyolc alapelv a következő:

1. Vevőközpontúság – mivel egy szervezet sikert csak akkor tud elérni, ha a termékét el tudja adni egy olyan áron, mely neki hasznot (nyereséget) hoz, egyértelmű, hogy a szervezet legfontosabb feladata a vevői követelmények és igények meghatározása, kielégítése, illetve a vevő megelégedettségének az elérése. A folyamatközpontú megközelítés alapján, mely szerint a folyamat olyan egymással kölcsönhatásban levő tevékenységek sorozata, melyek a bemeneteket kimenetekké (eredményekké) alakítják és az egyes folyamatok eredményei a más folyamatok bemeneteivel azonosak, a szervezetnek meg kell határoznia a vevői követelményeket és meg kell valósítania ezeket, a vevői elégedettség elérésén keresztül. A vevői megelégedettség mérése az új szabványnak egy olyan követelménye, amely nem volt jelen a régi szabványban.

2. A vezetés elkötelezettsége – a cégvezetésnek módjában áll (és a kötelessége is), hogy az egyes célokat meghatározza, és azok elérésére a megfelelő erőforrásokat biztosítsa, illetve az elért eredményeket mérje. A vezetésnek egy olyan légkört kell megteremtenie a cégnél, mely a kitűzött célok elérését biztosítja elsősorban az alkalmazottak oktatása, nevelése, képzése által, illetve a megfelelő erőforrások (humán erőforrások, műszaki háttér, módszerek, információk - adatok) biztosításával. A vezetésnek tudatosítania kell az alkalmazottakban, hogy a legfontosabb céljuk a vevői (külső illetve belső vevői) követelményeknek való megfelelés legyen. A meghatározott, konkrét mérhető mutatószámokat tartalmazó célok elérésén keresztül biztosítja a vezetés az irányítás eredményes és hatékony voltát, illetve a folyamatos javítás feltételeit.

3. A munkatársak bevonása – egy szervezet eredményei legnagyobb mértékben az emberi tényezőn múlnak. Az alkalmazottak felkészítése a célok elérésére, a képzésük, a tudatosságra nevelésük és a nekik megfelelő munkakörnyezet biztosítása fontos feladata a szervezet vezetésének. Ugyanakkor a célok elérése és a hatásosság és hatékonyság növelése érdekében nagyon fontos a munkatársak számára időben biztosítani a helyes információt, az adatokat.

4. Folyamatszemléletű megközelítés – a folyamatok minősége határozza meg tulajdonképpen a termékek, szolgáltatások folyamatos minőségét. Ezen okból kifolyólag a szervezetben meg kell határozni a minőségre kihatással járó folyamatokat, azok időrendi sorrendjét és egymásra gyakorolt hatását, illetve azokat az objektív mutatószámokat, amelyek ezen folyamatok hatásosságát illetve hatékonyságát kifejezik. Az egyes mutatók időbeli alakulásából következtetni kell a folyamatok minőségére, és ezen keresztül maga a minőségirányítási rendszer minőségére is.

5. Rendszerszemlélet – látható, hogy a minőségirányításban használt különböző elvek egymással összefüggésben vannak. Éppen ezért szükséges, hogy ezek az elvek egy rendszerbe legyenek fogva, amely meghatározza a követelményeknek az összességét. A rendszer kiinduló pontja a vevői követelmények megléte és ezek azonosítása, majd ezekből az azonosított követelményekből kell meghatároznia a cégnek saját minőségpolitikáját, illetve minőségcéljait. Az ezeket a célokat megvalósító erőforrásokat meg kell határozni és rendelkezésre kell bocsájtani majd a szükséges folyamatokat ki kell alakítani és végrehajtani. Az egyes folyamatokhoz objektív mutatószámokat kell rendelni és a megállapított mutatószámok értéke és alakulása alapján el kell rendelni és végezni a javító és fejlesztő tevékenységeket annak érdekében, hogy a meghatározott vevői követelményeket és igényeket hatékonyabban és eredményesebben lehessen megvalósítani.

6. Folyamatos fejlesztés – egy cég működésében a folyamatos fejlesztés elengedhetetlen, ez egy állandó célja kell legyen a szervezetnek. A vevői igények, követelmények idővel mind magasabbak és ezeket az igényeket, ezeknek a követelményeknek

a szervezet állandóan meg kell feleljen, aminek következménye a szervezet állandó folyamatos fejlesztése. A folyamatos fejlesztés eredménye egy állandóan javuló rendszer, amely kiindul egy bizonyos alapkövetelményekből (ISO 9001:2000) és fokozatosan fejlődik (ISO 9004:2000 alapján). A folyamatos fejlesztést segítik elő a rendszer különböző kiértékelései, beleértve a minőségügyi auditokat (belső vagy külső auditok).

7. Tényeken alapuló döntéshozatal – az eredményes döntések a helyes adatok és információk ismeretében történnek. Az egyes tevékenységeket, folyamatokat, paramétereket, tulajdonságokat mérhetővé kell tenni, meg kell határozni ezeknek a mutatószámoknak az elfogadható értékeit, és a folyamatokra, az egyes változtatásokra vonatkozó döntéseket ezeknek a mutatóknak illetve időbeli változásuknak az ismeretében kell venni. A helyes adatok, információk időben kell eljussanak azokhoz a megfelelő funkciókhoz, amelyek döntési hatáskörrel vannak felruházva a további szükséges lépésekkel kapcsolatban.

8. Kölcsönös előnyös kapcsolatok a beszállítókkal – a szervezet függ a beszállítóitól és egy hosszútávú kölcsönös kapcsolat előnyös mindkét fél számára. A szervezet célja, hogy minél jobban megismerje beszállítóinak az erősségét illetve a gyenge pontjait, ugyanakkor viszont segítse is őket a saját igényeinek illetve követelményeinek a megismerésében, annak céljából, hogy az alvállalkozó folyamatosan meg tudjon felelni a szervezet változó igényeinek.

4. Az ISO 9001:2000 és ISO 9004:2000 szabványok szerkezete

Habár az ISO 9001:2000 és az ISO 9004:2000 szabványok alkalmazási területe különböző, mivel ezen szabványokat két különböző célból hozták létre (az ISO 9001:2000 tanúsítás céljára, az ISO 9004:2000 egy tanúsításra kellően felkészült szervezet minőségirányítási rendszerének továbbfejlesztése céljából), a két szabvány szerkezete azonos, sőt mi több az ISO 9004:2000 szabvány egy az egyben tartalmazza az ISO 9001:2000 szabvány követelményeit, amelyet követelménypontok szerint elemez, illetve továbbfejleszt. A két szabvány 5 fő fejezetet tartalmaz, mely fejezetek átfogják a régi ISO 9001 szabvány 20 elemét.

A bevezetés, az alkalmazási terület, a rendelkező hivatkozások és a szakkifejezések és meghatározások után a 4. fejezet az első amelyik követelményeket, jelen esetben a minőségirányítási rendszerre vonatkozó általános követelményeket határozza meg. Ezen pontban meghatározódnak a rendszer kialakítására, dokumentálására, fenntartására és fejlesztésére vonatkozó követelmények.

Az 5. fejezet határozza meg a vezetés felelősségét, mely előírja a vezetés elkötelezettségét a minőségügy iránt, a vevőközponúság, mint fő cél kitűzését és elérését, a minőségpolitika megfogalmazását és a mérhető minőségügyi célok meghatározását, illetve ezen célok eléréséhez szükséges tevékenységek megtervezését. Ugyancsak ez a fejezet írja elő a felelőségek, hatáskörök meghatározását, valamint a vezetés képviselőjének a kinevezését, és a belső információknak a helyes áramlását, illetve a minőségügyi rendszer vezetés általi átvizsgálását, meghatározván a vezetőségi átvizsgálás bemenő adatait, illetve ezek kimenő adatait (eredményeit).

A 6. fejezet az erőforrásgazdálkodás követelményeit határozza meg, különösen fontos szerepet kapván a humán erőforrások, itt megemlítvén a szükséges oktatásokat, készségeket, minőséggel szembeni tudatosságra való nevelést, képzést. Az erőforrások megfelelő gazdálkodása csakis megfelelő infrastruktúra (épületek, gépek, berendezések, eszközök, háttérszolgáltatások) és munkakörnyezet (biztonság, higiénia, ergonómia, megfelelő módszerek megléte) létezése mellett történhet meg.

A 7. fejezet határozza meg a termék előállításával kapcsolatos folyamatok követelményeit. Ezeket a folyamatokat meg kell tervezni, hozzá kell alakítani a vevő követelményeihez, végre kell hajtani és ellenőrizni kell, hogy ezen folyamatok olyan termékeket hozzanak létre, melyek megfelelnek a vevői elvárásoknak. A szabályzandó

folyamatok közé tartoznak a vevővel kapcsolatosak (melyek segítségével a termékre vonatkozó követelményeket határozzák meg, ezeket átvizsgálják és a vevővel való kapcsolattartás folyamatai), a tervezés és fejlesztés, a beszerzés, az előállítás és/vagy a szolgáltatás nyújtása (beleértve ezen folyamatok igazolását és érvényesítését, a termék azonosítását és nyomkövetését, a vevő tulajdonának kezelését és a termék állagmegőrzését) és a mérő - és megfigyelő eszközök kezelésével kapcsolatos folyamatok.

A 8. fejezet foglalkozik a méréssel, az elemzéssel és a fejlesztéssel, melyek a termék, a folyamatok és a rendszer működésének a fokmérőjeként szolgálnak. Ez a fejezet terjed ki a vevői megelégedettség, a minőségirányítási rendszer (belső auditok segítségével), a folyamatok és a termék mérésére, a nemmegfelelőségek kezelésére, az adatok elemzésére (vevői megelégedettségre, a termékkövetelmények megvalósulására, a folyamatokra és a termékekre, illetve a beszállítókra vonatkozó adatok), a folyamatos fejlesztésre, és a helyesbítő illetve a megelőző tevékenységekre.

5. Az ISO 9001:2000 szabvány szerinti tanúsítás jellegzetessége

A régi szabványok (ISO 9001, 9002, 9003) szerinti tanúsítások a szabvány szerkezete miatt mondhatni eljárásközpontú auditok alapján történtek. Ebben az esetben tanúsításkor a tanúsítandó szervezetnek a fő feladata a szabvány által megfogalmazott követelményeknek való megfelelés bizonyítása volt. Az auditornak el kellett döntenie a dokumentált eljárások, illetve a helyszínen tapasztaltak alapján, hogy a szervezet által működtetett minőségügyi rendszer megfelel-e az egyes szabványelemek által előírt követelményeknek.

Az ISO 9001:2000 szabvány szerinti tanúsítás, jellege miatt egy folyamatközpontú audit alapján fog történni. Mivel jelen pillanatban az ISO 19011 szabvány, mely a minőségirányítási és a környezetközpontú irányítási szabványok auditjait fogja szabályozni még nem jelent meg, csak tervezet formájában létezik, nem lehet biztosra menni az új szabvány auditjaival szembeni követelményekről, viszont annyit előre lehet látni, hogy ebben az esetben az auditornak a fő feladata a szabványnak való megfelelés szempontja mellett annak elbírálása lesz, hogy a szervezet által használt folyamatok mennyire hatásosan és hatékonyan felelnek meg a minőségcéloknak. Így a jelenlegi eltérések feltárásával szemben, az új szabvány auditorai mintegy javaslattevőként is szolgálhatnak a tevékenységek jobb megszervezése, hatásosságának és hatékonyságának növelése terén. Ennek érdekében az auditorok jobban bele kell lássanak a szervezet belső életébe, tisztában kell legyenek a szervezet folyamataival, az ezeket a folyamatokat minősítő mérőszámokkal, illetve ezek alakulásával. Kimondható, hogy ugyanúgy, ahogy a minőségirányítás is egy szoros vevő – szervezet – beszállító kapcsolatot szűkségtet, a tanúsítási folyamat is egy szorosabb szervezet – auditor kapcsolatot fog feltételezni.

6. Befejezés

Az ISO 9001:2000 szabvány megértése után elmondható, hogy a minőségügy egy felsőbb szintre lépett ezen szabvány megjelentetésével, a fő hangsúlyt egy fejlettebb, az irányításra, a célok meghatározására, ezen célok elérésére illetve az eredmények mérésére és bizonyítására fektetve, csökkentve a kötelezően megkövetelt dokumentációt, a néhol ezzel járó, sokszor kritizált bürokráciát. Ugyanakkor nem csak a szervezet vezetőségét illetve alkalmazottait állítja egy új, nehezebb kihívás elé, hanem a szervezet auditálásával megbízott auditorokat is, akik egy objektív elbírálás érdekében közelebb kell kerüljenek a szervezet mindennapi életéhez, gyakorlatilag ide is kiterjesztvén egy hosszútávú vevő – szolgáltató kapcsolatnak a mintáját. A jövő fogja eldönteni, hogy az új szabvány elterjedése és szükségessége be fogja-e váltani a hozzá fűzött reményeket.

Elektrokémiai megmunkálás alkalmazhatóságának vizsgálata szikraforgácsológépen

Dr. Boza Pál

Kecskeméti Főiskola, Műszaki Főiskolai Kar, Gépgyártástechnológia Tanszék

Bevezetés

A tömbelektrodos szikraforgácsolás a szerszámgyártás egyik leggyakrabban alkalmazott technológiai eljárása. A felhasználók jól tudják, hogy szikraforgácsolással elérhető felületi minőség az anyagleválasztási teljesítmény nagyságától is függ (a szikrakisülések energia tartalmától). Főleg simító fokozatban számolni kell a szerszámelektroda méretváltozásával, fogyásával, illetve a szikraforgácsolt felület különböző mértékű károsodásával is.

Az eddigi eredmények azt mutatják, hogy a szikraforgácsológépet át lehet alakítani úgy, hogy szikraforgácsolást követően elektrokémiai eljárással folytathatjuk a megmunkálást. A két technológia egymás után történő alkalmazásával (ugyanazon a gépen), két különböző eljárást kapcsolhatunk össze annak érdekében, hogy a költséges szerszámgyártás idejét lecsökkentsük és a gyártást gazdaságosabbá tegyük.

1. Elektroeróziós alaksüllyesztés

A szikraforgácsolt acél felületi rétegét két övezet alkotja: a megolvadt, újraszilárdult felületi réteg és a beedződött zóna. A két befolyásolt réteg alatt helyezkedik el az alapanyag. Ennek következtében az újraszilárdult kéregben húzó-, az alatta levőben pedig nyomófeszültség ébred. A réteg zömét alkotó megeresztetlen martenzit és különféle fémkarbidok közös tulajdonsága, hogy igen kemények ridegek és nehezen megmunkálhatók. Az egyenetlen réteg vastagsága főként a kisülések energiatartalmától, illetve időtartalmától függ és velük együtt növekszik. A réteg vastagságának növekedésekor a kialakuló húzófeszültségek is növekednek, és főként rideg acélok szikraforgácsolásakor mikrorepedésekhez vezetnek. A repedések mintegy 20% -a teljesen átszeli a felső kérget és behatol a beedződött övezetbe. Számos szakirodalom mutatja be a szikraforgácsolás után az acélon kialakult szerkezeti változásokat, főleg a mikrorepedések jelenlétét amely károsan befolyásolja az acél egyes mechanikai tulajdonságait [1, 2]. A mikrorepedések a kisülések időtartamának növelésekor szaporodnak, de ugyan ez a hatása a szénttartalom és az edződést elősegítő ötvözőanyagok mennyiségi növekedésének is.

2. Elektrokémiai megmunkálás tervezése és kialakítása szikraforgácsológépen

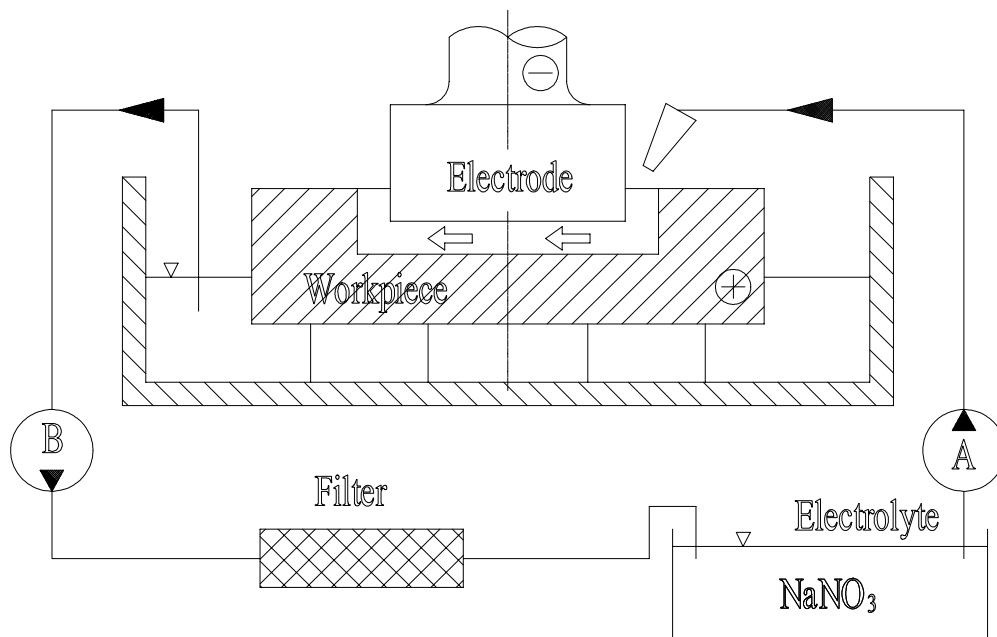
Az átalakított tömb szikraforgácsológép típusa: „EROSIMAT” D.02 volt. Az elektrokémiai megmunkáláshoz a gépet közepes megmunkálási fokozatban használtuk. Ebben az esetben a statikus független impulzusgenerátorban tranzisztorok vannak beépítve úgy, hogy egymástól függetlenül szabályozható az áramerősség és a kisülés frekvenciája. A független impulzusgenerátorral négyszög alakú impulzussorozatot hoztunk létre, amelyet az elektrokémiai megmunkáláshoz jó eredménnyel használtunk. Az elektroeróziós és az elektrokémiai alaksüllyesztés hasonlósága lehetővé tette, hogy a szikraforgácsolásnál használt elektródát (kopott állapotban is) felhasználhassuk az elektrokémiai megmunkálás során. A megmunkálás alatt az elektródát közvetlenül a szikraforgácsoló gép elektróda-befogójába rögzítettük. A megmunkálás elrendezését a 1. ábrán láthatjuk, ahol a munkadarabot, az

elektrodát és az elektrolitot tároló edényt együtt helyeztük a szikraforgácsológép munkatérébe. Az „A” jelű szivattyú segítségével szállítottuk az elektrolitot a munkatérbe, illetve a „B” jelű szivattyúval távolítottuk el. A szikraforgácsoló gépen egyéb átalakítást nem végeztünk.

Az elektrokémiai megmunkálás során (Elektrochemical Machining, ECM) az elektrolízis jelenségét használtuk fel anyagleválasztásra. A vizsgálathoz a műanyag szerszámgyártásban gyakran használt 1.2767/X45 NiCrMo 4 jelű acélt (DIN) választottunk, amelynek keménysége 54 HRC volt. A megmunkáláshoz (NaNO_3) nátrium nitrát típusú elektrolitot használtunk 30 %-os töménységben, közel állandó hőmérsékleten (21-23 °C- on).

3. A kísérlet leírása és értékelése

Az elektrokémiai megmunkálást nyugalomban lévő elektrolitban és áramoltatott elektrolitban vizsgáltuk. Az első esetben azt tapasztaltuk, hogy a megmunkáláskor keletkező reakció termékek nem tudnak eltávozni az aktív zónából, így a folyamatos anyagleválasztás mechanizmusát gátolják. Ebben az esetben a feszültség emelkedni kezdett, az áram ellenőrizhetetlenné vált.



1 ábra

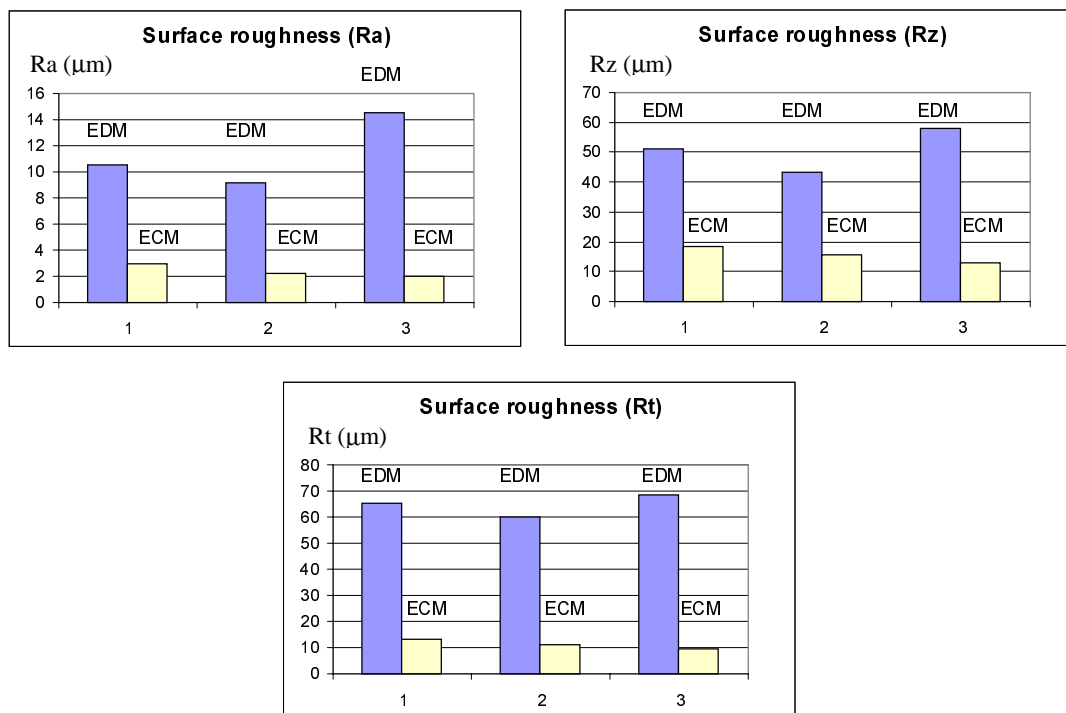
Az elektrokémiai megmunkálás elrendezése

A problémát úgy oldottuk meg, hogy az elektrolitot áramoltattunk az aktív zónában körülbelül 1 bar nyomáson („A” szivattyú), illetve a „B” jelű szivattyúval a munkatérből folyamatosan kiszivattyúztuk. A kísérlet alatt a megmunkált felület nagyságát állandó értéken tartottuk (az elektróda átmérője 10mm volt), miközben az áramparamétereket változtattuk. Azokat a felületrészeket, amelyeket elektrokémiai eljárással nem kezeltünk, vékony lakk réteggel szigeteltünk.

Az elektrokémiai eljárással megmunkált felületet előzőleg szikraforgácsoltuk és a felületeken következő értékeket mértük: $R_a=10-14\ \mu\text{m}$, $R_z=44-58\ \mu\text{m}$ és $R_t=60-69\ \mu\text{m}$ (2. ábra). A szikraforgácsolással megmunkált felületet elektrokémiai eljárással munkáltuk

tovább és az előzőekben mért értékek néhány perces megmunkálás után az alábbiakra csökkentek: $R_a=2-3\text{ }\mu\text{m}$, $R_z=12-18\text{ }\mu\text{m}$ és $R_t=12-10\text{ }\mu\text{m}$ (2. ábra).

A felületi érdesség nagy mértékű csökkenését 3-5 perces elektrokémiai megmunkálással érték el, $0,10-0,12\text{ A/mm}^2$ áramsűrűség mellett. A vizsgálatok során azt tapasztaltuk, hogy az elektrolit koncentráció emelésével a megmunkált felület színe világosabbá vált. Hasonló hatást tapasztaltunk nagyobb áramsűrűség esetén is $0,2-0,3\text{ A/mm}^2$. Megállapítható, hogy a felületi érdesség jelentős mértékű csökkentésére az elektrolit koncentrációja, a felületegységre eső áramsűrűség nagysága és a megmunkálás ideje van hatással.



2. ábra

*A felületi érdesség alakulása EDM és ECM után,
a vízszintes tengelyen a mérések számát ábrázoltuk*

A kísérletek során jól beállított elektrokémiai megmunkálási paraméterek mellett is kaptunk szürke vagy fekete színű felületet. Erős kefével való alapos dörzsölés, tisztítás után egy jó felületi minőségű csillogó felület fedte fel magát. Véleményünk szerint ez azért következhetett be, mert az elektrolit áramoltatása nem volt eléggé intenzív a megmunkálási zónában.

4. Következtetések

A vizsgálatok azt mutatták, hogy tömbszakraforgácsoló gépen jó eredménnyel lehet elektrokémiai megmunkálást végezni. A két eljárás kombinált alkalmazásával (EDM+ECM), a szerszámüreg gyártási idejét 10-15 órával csökkenthetjük (egy átlagos szerszám méretet figyelembe véve), szemben azzal amikor csak az EDM-el végezzük a megmunkálást. Az EDM-el készített felület érdességét jelentős mértékben javítottuk (70-80%-kal) az elektrokémiai kezelés segítségével, miközben eltávolítottuk a hő okozta fehér zónát, a mikropedéseket anélkül, hogy károsan befolyásoltuk volna a munkadarab felső rétegét. Az EDM során használt elektródát változtatás nélkül használtuk az ECM-el történő megmunkálás alatt, anélkül hogy az elektródán méretváltozást tapasztaltunk volna.

Irodalom

- 1] **P. BOZA, G. DURAND, Ph. VIERS:** Study of electrochemical polishing of high-speed steel cutting tools. 47th Annual Meeting of the International Society of Electrochemistry, September 1996, Hungary.
- 2] **P. BOZA:** Contribution à l'augmentation de l'efficacité de coupe des outils en acier rapide par polissage électrochimique. Thèse du Doctorat, Ecole Centrale de Paris (1997).
- 3] **P. BOZA:** Transpassive Dissolution of high speed steel tools in Concentrated Acids under Electropolishing Conditions. Proceedings of First Conference on Mechanical Engineering, Technical University of Budapest, May 28-29, 1998. Springer Hungarica. Pp.:43-47.
- 4] **P. BOZA;** ECM finishing of surface tool-manufacturing by EDM. EMCR'2000, 7th International Symposium on Electrochemical Methods in Corrosion Research, May 28 – June 1, 2000 Budapest, Hungary. No. 180, pp.235

ECM finishing of surface tool-manufacturing by EDM

Summary

Electro-Discharge Machining (EDM) is one of the most often used technical procedure of tool-manufacturing. Users know well, that the surface quality obtained by EDM also depends on the extent of the metal removal rate. In finishing stage, the volumetric wear of the tool-electrode, its decrease and the damage of the EDM surface have to be taken into account.

Results show that it is possible to transform the EDM machine in such a way, that following EDM, machining can be continued with Elektrochemical Machining (ECM) procedure. By applying the two procedures one after the other, (on the same machine) two different procedures can be linked to decrease the time needed for the tool production and rendering the machining more economical.

MODULARITY RATIO A PARAMETER OF THE DESIGN PROCESS

Modularitási együttható a tervezési folyamat egyik paramétere

J. Bukoveczky¹, L. Gulán², L. Zajacová²

¹Széchenyi István University of Applied Sciences, Győr

²Department of Machine Parts, Faculty of Mechanical Engineering,
Slovak University of Technology, Bratislava

Öszefoglalás :Moduláris szerkezeti elemek lehetővé teszik egy racionális szerkezet megtervezését. A meglévő egységesített modulokból összeállított flexibilis gép modularitási együtthatója lehetővé teszi a szerkezet gyártási logisztika szempontjából történt értékelését. Az értékelés eredménye kedvezően befolyásolhatja a gyártó üzem logisztikai láncát, az optimális megoldáskeresés eszközének tekinthetjük.

1. Introduction

In contemporary design praxis flexible design assemblies consisting of unified modules begin to be applied widely. This enables to create structures positively influencing production chain of a company [1]. Modular solution of a structure uses modular parts for the given building sequence, which assures the required product variability, high number of variances and configuration possibilities. By integration of a new structure into existing logistic chain of a company high flexibility and ability to comply with various requirements – so-called variance creation is required. The word module denotes the basic group of a machine structure that serves for the assurance of an elementary machine function (drive, frame, and tool – technological function...). Modules are considered as autonomous, functionally independent parts of a system, which are mutually compatible. They are designed so that they are easily interchangeable and their connection with other parts of the system is assured via standard links. Modular solution of a structure enables decomposition, combination, recombination, and substitution – that is, the variable and rational structure creation [2].

Macromodule is a functionally limited group, consisting of aggregates and nodes fulfilling a partial function of an assembly.

Micromodule – tool is a functionally limited group, serving as a realisation of a particular technology (shovel, bucket, and manipulation fork, crane hook...).

Active macromodule is a functional machine group, which is necessary from the point of view of its functional ability for required technical parameters.

Passive macromodule is a functional machine group which is additionally necessary from the point of view of its functional machine ability for changed (usually improved) technical machine parameters (counterbalance, stabilisation supports) [3].

2. Conditions for modular machine structure assembly

In a flexible machine structure assembly – for instance a manipulator, aimed for a particular building technology (technological machine assembly – TMA) the following conditions must be fulfilled

a) A producer has at his disposal a menu of modules MoX (X denotes a particular sort of a module) that consists of various power classes (sizes) and types (producers). These modules can come from producer's own production, or from subsuppliers, based on customer requirements.

b) Particular modules must fulfil the conditions of internal stability that is to comply with the technical parameters, from the point of view of strength, rigidity, and reliability and must be mutually mountable.

A machine structure assembled from modules fulfilling particular condition [4] must after completing comply to the following criteria:

- The final assembly created as combination of disposable modules must fulfil the requirement of external machine stability in the sense of valid standards.
- Costs for production and assembly mounting must fulfil the condition of economical advantageousness

3. Modularity Ratio of an Assembly

In assessment of Technological Machine Assembly (TMA) from the point of view of modularity, the group of basic working technologies have to be determined that will have to be performed. For instance for the known group of basic working technologies for a mobile manipulator each producer strives to design a universal machine, made from unified modules assuring realisation of all these technologies (loading, manipulating, lifting and service technologies).

The modularity ratio of a structure is the number that expresses the utilisation degree of particular unified building modules in creation of technological machine assemblies. For identification and quantification of modules the following denotations were introduced:

TMA_i – i-th technological machine assembly determined by a micromodule M_i , for i-th technology

$i = 1, \dots, m$ – number of determining technologies

PVM_i – number of used variants of micromodules for creation of "i" assemblies

MaA_{ij} – j – th active macromodule of the i-th assembly

$j = 1, \dots, n$ – number of active macromodules

$PVMA_{Aj}$ – number of used variants of the j-th active macromodule in "i" assemblies

$PVMA_n = \sum_{j=1}^n PVMA_{Aj}$ – total number of used variants of active macromodules in "i" assemblies

assemblies

$PMaA_{ij} = \sum_{j=1}^n MaA_{ij}$ – total number of used active macromodules in i-th assembly

$PMaA_i = \sum_{j=1}^m PMaA_{ij} = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n MaA_{ij}$ – total number of used active macromodules for

creation of "i" assemblies

MaP_{il} – l-th passive module of the i-th assembly

$l = 1, \dots, k$ – number of passive macromodules

$PVMA_{Pl}$ – number of used variants of l-th passive macromodule in "i" assemblies

$PV\text{MaP}_k = \sum_{i=1}^k PV\text{MaP}_i$ – total number of used variants of passive macromodules in "i" assemblies

$\text{PMaP}_{ij} = \sum_{l=1}^k \text{MaP}_{il}$ – total number of used passive modules in the i-th assembly

$\text{PMaP}_i = \sum_{j=1}^m \text{PMaP}_{ij} = \sum_{j=1}^m \sum_{l=1}^k \text{MaP}_{il}$ – total number of used passive macromodules for creation of "i" assemblies

$PV\text{Ma}_i = PV\text{MaA}_n + PV\text{MaP}_k$ – total number of variants of active and passive macromodules used for creation of "i" assemblies

$\text{PMa}_{i/jl} = \text{PMaA}_{ij} + \text{PMaP}_{il}$ – total number of active and passive macromodules for creation of the i-th assembly

$\text{PMa}_i = \text{PMaA}_i + \text{PMaP}_j = \sum_{j=1}^m \text{PMa}_{i/jl}$ – total number of active and passive macromodules needed for creation of "m" assemblies

$\max_i(\text{PMa}_{i/jl})$ – maximal number of active and passive macromodules from which the i-th assembly was made.

Then we can express the modularity ratio of considered assemblies by the following formula:

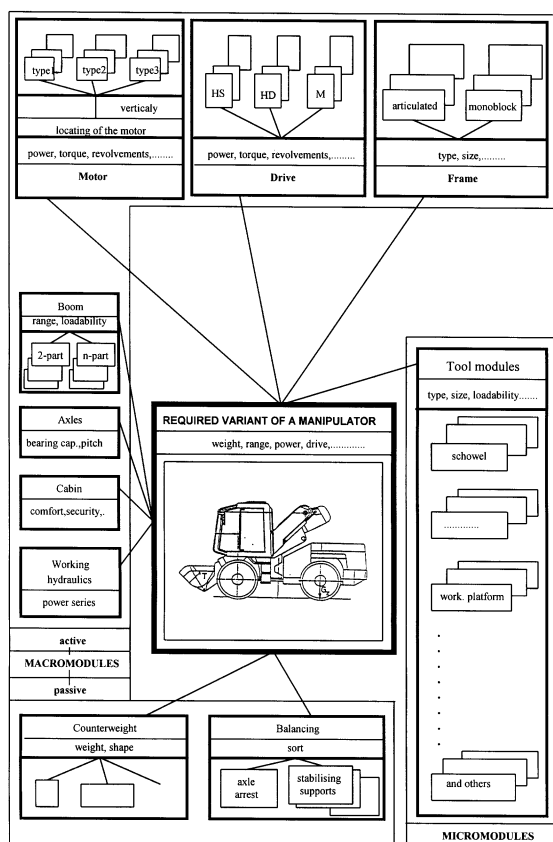


Fig. 1.

Complex attitude to modular structure design

$$\begin{aligned}
 k_M &= \frac{\text{PMa} - \text{PVMa}}{\text{PMa} - \max(\text{PMa}_{ij})} = \\
 &= \frac{(\text{PMaA} + \text{PMaP}) - (\text{PVMaA} + \text{PVMaP})}{(\text{PMaA} + \text{PMaP}) - \max(\text{PMaA} + \text{PMaP})} = \\
 &= \frac{\left(\sum_{i=1}^m \text{PMaA}_{ij} + \sum_{i=1}^m \text{PMaP}_{il} \right) - \left(\sum_{j=1}^n \text{PVMaA}_j + \sum_{l=1}^k \text{PVMaP}_l \right)}{\left(\sum_{i=1}^m \text{PMaA}_{ij} + \sum_{i=1}^m \text{PMaP}_{il} \right) - \max \left(\sum_{j=1}^n \text{MaA}_j + \sum_{l=1}^k \text{MaP}_l \right)} = \\
 &= \frac{\left(\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \text{MaA}_{ij} + \sum_{i=1}^m \sum_{l=1}^k \text{MaP}_{il} \right) - \left(\sum_{j=1}^n \text{PVMaA}_j + \sum_{l=1}^k \text{PVMaP}_l \right)}{\left(\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \text{MaA}_{ij} + \sum_{i=1}^m \sum_{l=1}^k \text{MaP}_{il} \right) - \max \left(\sum_{j=1}^n \text{MaA}_j + \sum_{l=1}^k \text{MaP}_l \right)} = \\
 &= \frac{\sum_{i=1}^m \text{PMa}_{i/jl} - \left(\sum_{j=1}^n \text{PVMaA}_j + \sum_{l=1}^k \text{PVMaP}_l \right)}{\sum_{i=1}^m \text{PMa}_{i/jl} - \max \left(\sum_{j=1}^n \text{MaA}_j + \sum_{l=1}^k \text{MaP}_l \right)} \quad (1)
 \end{aligned}$$

From the expression (1) it is clear that for the growing technological utilisation represented by the growing number of utilised variants of micromodules (tools) – PVM_i we strive to create such a morphology of building macromodules (active and passive) that the following condition is fulfilled:

$$|PVMa_i - \max_i(PMa_{i/j})| \rightarrow 0 \quad (2)$$

The expression (2) we understand in the following sense:

The $|PVMa_i - \max_i(PMa_{i/j})|$ is as small as possible. If the limit condition

$$|PVMa_i - \max_i(PMa_{i/j})| = 0 \quad (3)$$

is fulfilled it is clear that for the creation of "i" technological assemblies identical building macromodules (active and passive) were utilised and the modularity ratio in the sense of (1) is $k_M = 1$. In the opposite case, if for creation of "i" assemblies we utilise the number of macromodules variants $PVMa_i$ equal to the total number of active and passive macromodules PMA_i , we get:

$$\frac{PMA_i}{PVMa_i} = 1 \quad (4)$$

then the modularity ratio in the sense of the formula (1) is $k_M = 0$ and "i" technological machine assemblies are representing the equal number of single purpose machines, each of which is created on the basis of different basic building macromodules. This implies the following condition for assembly creation from disposable modules:

$$\left[\frac{PMA_i}{PVMa_i} \right] \rightarrow PVMi_i = k_u \quad (5)$$

Formulas (3), (5) are the basic recommendations for filling in the Menus of basic building modules, determined for creation of technological machine assemblies for the realisation of required building technologies. Generally, the modularity ratio can acquire values $k_M \in \langle 0, 1 \rangle$. If we introduce the concept of the universality coefficient, denoted as k_U , describing the number of technologies that can be realised by the considered machine assemblies, then in the sense of used denotations the following holds:

$$k_U = PVMi_i \quad (6)$$

Universality coefficient can acquire values $k_U \in \langle 1, m \rangle$. Multiplication of the two considered coefficients

$$K = k_U \cdot k_M \quad (7)$$

can be named as the complex modularity ratio. This coefficient acquires values $K \in \langle 0, m \rangle$.

4. Conclusion

This methodology serves for objectivisation of a designer's work in design of flexible machine assemblies from disposable modules. The choice of modules must be conditioned by the fulfilling of internal stability conditions (strength, rigidity, fatigue life....) and external stability in the sense of valid standards for particular machine type. A designer has at his disposal an objective index, through which he can assess a design efficiency from the point of view of its modularity, it means utilisation of unified modules in a machine or technological assembly design. Every designer's effort has to be the creation of as much as possible mutually exchangeable modules.

The system enables optimisation of a number of machine modules for the most often used working technologies with the usage of logistics principles. In Fig. 1. is an outline of a complex attitude to modular structure design. Inputs for determining of modular ratio enable an objective evaluation of a structure level from multiple points of view. Modularity ratio of a structure in this system can be perceived as an index accelerating the convergence to optimal solution.

5. References

- 1] Jümemann R.: Logistische Systeme. Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln, 1998
- 2] Gulán L., Bukoveczky J.: Logistik of modular structure creation. Proceedings of the XXXVIII. Conference of Machine Parts Departments, Gabčíkovo 8.-10. 9. 1997, Publishing house STU, Bratislava, 1997, p. 357-360.
- 3] Gulán L., Bukoveczky J., Zajacová L.: Modular Machine Design with the use of Logistics Principles. Gépészet 98, Proceedings of the First Conference on Mechanical Engineering, Volume 1, Springer 1998, p. 334-337.
- 4] Gulán L., Bukoveczky J., Zajacová L.: Logistics Principles in the Process of Building Machine Design. Proceedings of the XXXIX. Conference of Machine Parts Departments, 10. - 12. 9. 1998 Liberec, p. 101-104.

Közúttal elválasztott üzemrészek közötti anyagáramlási rendszer tervezési módszere

*Dr. Cselényi József, Gergely Gábor, Dr. Kovács László
Smid László, Dr. Varga János*

Miskolci Egyetem, Anyagmozgatási és Logisztikai Tanszék

Termelő vállalatok közöttal elválasztott gyártócsarnokai között gyakran felmerül a két területen lévő csarnokokat összekötő korszerű anyagáramlási rendszer létrehozásának igénye. Egy ilyen helyzet állhat elő,

- már beépített iparterületen vásárolt két telephely,
- a vállalat termelőkapacitásának növekedése következtében „kinőtt” terület és
- két eddig különálló vállalat integrálódása esetén.

Az igény megjelenések okai lehetnek még:

- a technológiai műveleteket megvalósító részrendszerek rendezetlensége,
- az anyagáramlással kapcsolatos üzemeltetési költségek minimalizálása,
- a két terület közötti, félkész- és késztermékeket tartalmazó egységgrakományok, szerszámok, személyek területről való kilépés nélküli átszállításának lehetősége.

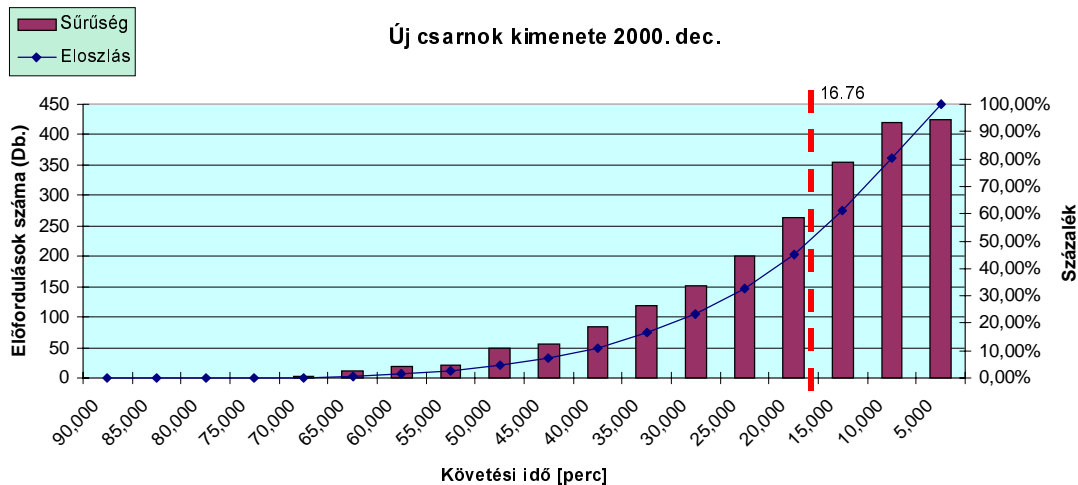
A feladat egy olyan megbízható rendszer tervezése, amely a jelentkező anyagáramlási feladatokat maradéktalanul, esetenként magas automatizáltsági ki tudja szolgálni.

Az első lépésben a logisztikai rendszerrel szemben támasztott alapvető követelmények megfogalmazására van szükség. Ehhez először a jelenlegi állapotot kell feltárni, amely kezdődik az alkalmazott technológiák, technológiai műveletek, a gyártási folyamat, az egységgrakomány-képző eszközök befoglaló méreteinek, tömegének, különleges sajátosságainak a teljes körű megismerésével.

Mivel a tervezést követően megvalósított rendszer a két terület között általában hosszú távon fog működni, figyelmet kell szentelni a távlati elképzelésekre, fejlesztésekre, irányelvekre. A vállalat jövőképeinek tartalmaznia kell, a tervezett termelés felfutást, a két csarnok összevonásával járó technológiai helyek optimális telepítését, amelynél figyelembe kell venni:

- a folyamatos anyagáramlás biztosítását,
- a szűk keresztmetszetek elkerülését,
- az anyagáramlási utak optimális kialakítását és
- a rendszer szükség esetén való bővíthetőségét.

A követelmények deklarálása után a lehetséges műszaki megoldások nagyvonalú megtervezését követően a szükséges ciklusidő meghatározása a legfontosabb feladat. Megfelelő adatok hiányában a ciklusidő meghatározásához szükséges követési idő a termelés modellezésével – anyagáram-szimulációval – állítható elő (1. ábra).



1. ábra

A diagrammokat a jelenlegi, és távlati ki- és bemenetre is el kell készíteni. A kritikus ciklusidő kiválasztásához meg kell határozni, hogy milyen biztonsággal kívánjuk az egységrakományok elszállítását végezni. Az optimális tervezési érték 70-80%. A kiszámított ciklusidő, ha nem adódik kedvező értékre, abban az esetben ez csökkenthető a következő módokon:

- több kocsi beiktatásával a rendszerbe,
- egyszerre több egységrakomány átszállítása,
- az előző kettő kombinált változata.

A számítások befejezése után következhet az anyagáramlástechnikai változatok részletes megtervezése. A változatok képzését a következő elsődleges szempontok figyelembe vételével kell megtenni:

- a pálya helyzete szerint (talajszinten, talajszint alatt, talajszint felett),
- a szintkülönbség leküzdése szerint (lift, lejtő/emelkedő pályába iktatással),
- hajtás szerint (autonóm, központi hajtás),
- működés szerint (folyamatos, szakaszos működésű),
- kötöttség szerint (pályához kötött, pályához nem kötött).

Ezek alapján az elkészített rendszerterveket szűkíteni kell. A változatok értékelése két lépcsős szűrésen megy át.

Az **I. lépcső** az előírt feltételeket nem teljesítő változatok kizárása.

A **II. lépcsőben**, az előzőekben végzett szűrés után fennmaradt változatok értékelése a rendszer minősítésére szolgáló különböző jellemzők súlyozásával elért pontszámok alapján. Az I. lépcsőben előírt feltételek:

- egységrakományok, mindegyike esetén a berendezések hordozó elemei, felületei képesek-e problémamentesen a feladatukat ellátni,
- nem igényel-e különleges (technológiában, technikában, költségekben) szállítópályát,
- a környezeti hatások (szélsőséges esetben is) nem okozhatnak-e zavarokat a működésben,
- ha az anyagáramlási gépláncban vannak folyamatos működésű elemek, ezek kihasználtsági tényezője egy minimális értéket (φ_0) elér-e:

$$\varphi = \frac{Q_T}{Q_N} \geq \varphi_0,$$

- az egységrakományok fel-, le- és átadása különleges (költséges) kiegészítő elemek alkalmazása nélkül megoldható-e,

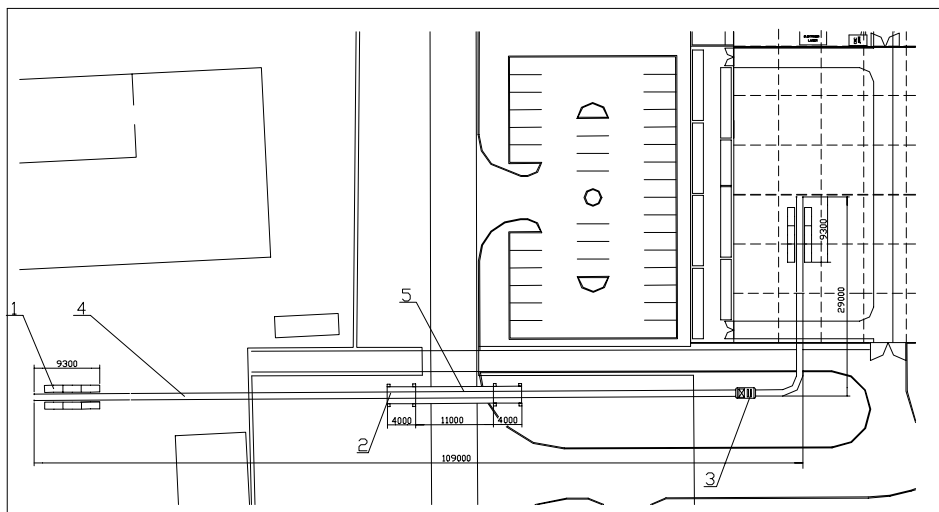
- az anyagáramlási géprendszer területigénye, nem lépi túl a megengedettet,
- az anyagáramlási géplánc működtetése, üzemeltetése nem kíván-e különlegességeket (költségráfordítás, felügyelet, karbantartás),
- megvalósítása olyan hatósági vagy más intézmények engedélyeihez kötött, amelyek megszerzésének nehézsége a kitűzött határidőt veszélyezteti.

Az első szűrés során életképesnek ítélt változatok közül kiválaszthatóság érdekében több szempont alapján értékelni kell. Az osztályozás két módszerrel történhet, amelyeket külön-külön is alkalmazhatunk, de egymással kombinálva is. Az egyik változat, hogy jósági sorrendet állítunk fel a változatokra, ahol az egy szemponthoz tartozó legkedvezőbb rendszerterv kap 1 pontot, a kedvezőtlenebbek sorra egyre magasabb pontszámot. A másik, hogy a változatokat 1-10-ig pontozzuk, a végén a pontszámokat szempontok szerinti súlyozással összegezve a legtöbb pontot kapott változatot célszerű választani. A második változat előnye az elsővel szemben, hogy a változatok között nehezebben alakul ki patthelyzet, illetve két a kritériumnak egyenrangúan megfelelő változat kaphat azonos pontszámot. A kettős értékelést akkor érdemes alkalmazni, ha a változatok értékelésénél közel, vagy azonos helyezések alakultak ki. A második lépcsőben a pontozási szempontok a következők:

- egy rakomány szállítási időszükséglete,
- az elérhető maximális teljesítőképesség,
- a működtetés energiaigénye,
- az anyagáramlás teljesítményszükséglet-változásának költség érzékenysége,
- az anyagáramlási rendszer helyszükséglete,
- az anyagáramlási rendszer megbízhatósága,
- az anyagáramlási géplánc automatizáltsága,
- az anyagáramlási rendszer beruházási költségei.

Ennek a módszernek az alkalmazásával lehet a számunkra legalkalmasabb rendszertervet a leggyorsabban képezni, és elbírálni a feladat alkalmasságára való szempontok szerint.

Egy, az értékelés során a három legjobb változathoz egy vezetőnélküli targoncás megoldásra mutat példát a 2. ábra. Az ajánlatkérésre javasolt változatok részletes értékelését (fel-, leadóhelyi tárolók kapacitásának meghatározása, várakozások, kihasználtságok elemzése, irányítási stratégiák változatainak elemzése, stb.) szimulációs működésvizsgálattal célszerű elvégezni.

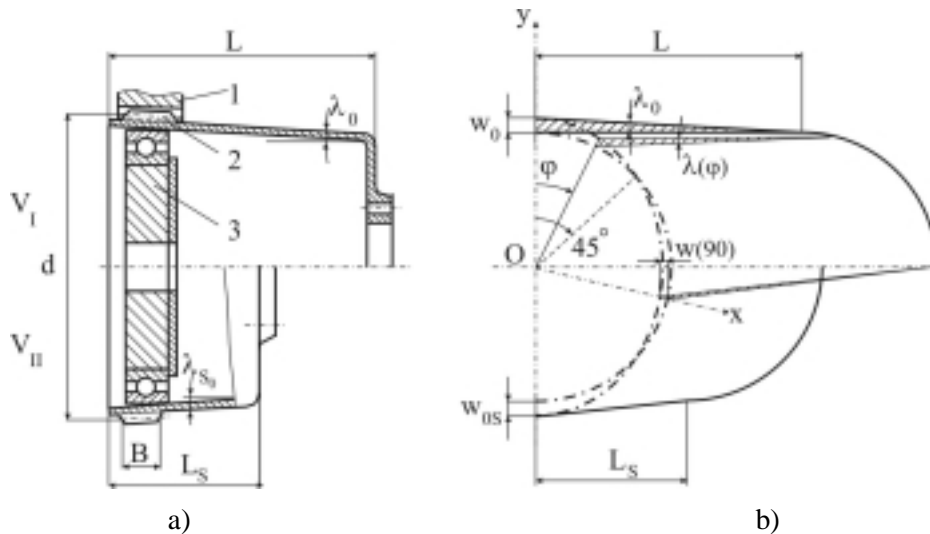


2. ábra

Módszer a hullámhajtóművek fogazatának megmunkálására

Dr. Dali András, Dr. Csibi Vencel, Barbu Dan, Pap Zoltán

A hullámhajtóművek több szempontból is a speciális hajtóművek kategóriájába tartoznak: a hullámkeréknek relatív vékony a fogkoronája és a rugalmas tartományban deformálódik, nagy a fogszáma ($z_2 = 140 \dots 600$), a modulok nagyon kicsik ($m = 0,15 \dots 1$ mm). Legjobb teljesítménye annak a változatnak van, amely egy merev belsőfogazatú hengereskerékből és egy külső fogazatú hullámkerékből áll, mely belsejébe egy hullámgenerátor (ellipszishez hasonló profilú bütyök) van szerelve (1.ábra).



1.ábra

A két kerék fogkülönbsége nagyon kicsi, általában $z_1 - z_2 = 2$, a másodlagos interferencia elkerülése végett a fejmagasságtényezők meg vannak kisebbítve ($h_{as}^* = 0,5 \dots 0,8$). A hullámhajtómű áttételi aránya a következő:

$$i_{32}^{(1)} = \frac{\omega_3}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1 - z_2} = -\frac{z_2}{2}, \quad (1)$$

ahol z_1 és z_2 a merev kerék és a hullámkerék fogszáma.

Azáltal, hogy a generátor a hullámkeréket működés közben változóan deformálja, a két kapcsolómező csak bizonyos szögpozícióban alakul ki, a hullámkerék fogazásának nagy fontossága van a pseudo-belső hengerhajtás kialakításánál úgy, hogy minél nagyobb legyen az átvitt terhelés, de a hajtás élettartama ne legyen túlságosan rövid. A bütykös generátor és a fogazás megmunkálása nagyon precíz kell legyen, ha figyelembe vesszük a nagyon kis modulokat és a rövidített fogmagasságokat, valamint azt a tényt, hogy a hullámkerék fogai nem párhuzamosak a merev kerék fogaival (a rugalmas deformálás következtében). Ellenkező esetben fennáll a részleges hajtás veszélye, amikor csak a fogak frontális részén, a fogéleken van érintkezés.

A hullámkerék alakja megváltozik a generátor beszerelése után. A hullámkerék keresztirányú metszetben egy ellipszishez hasonlít. A maximális sugárirányú alakváltozás az ellipszis hosszabbik tengelye irányában w_0 és ennek értéke egyenlő a modullal:

$$w_o = \frac{m(z_z - z_2)}{2} = m \quad (2)$$

A rövidebbik tengely irányában a sugárirányú deformálás negatív és értéke közel egyenlő a modullal. A kerék deformálhatósága miatt ennek L hossza egyenlő kell legyen a kerék d átmérőjével. Különleges esetekben, mint például robotoknál vagy kapcsolószekrényeknél, ahol kistengelyirányú terjedelemre van szükség, használhatunk rövidített hullámkereket is, ahol $L = (0,6 \dots 0,8) \cdot d$:

Ha a fogak hosszirányú eltérítési szögét λ -val jelöljük a merev kerék fogirányának függvényében, akkor ez a szög annál nagyobb minél nagyobb w értéke és a kerék minél rövidebb:

$$\operatorname{tg} \lambda(\varphi) = \frac{w(\varphi)}{L} = \frac{w(\varphi)}{k \cdot d}; \quad (k = 0,6 \div 1,0) \quad (3)$$

A maximális értékeket az ellipszis kis és nagy tengelyén kapjuk, valamint azoknál a változatoknál, ahol a harmonikus kerék hossza meg van rövidítve.

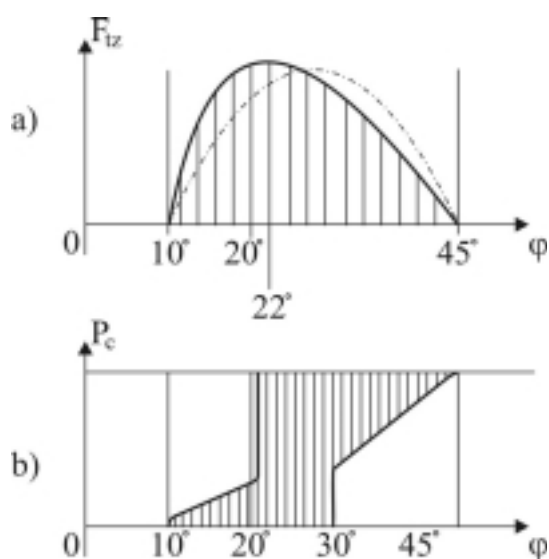
A hullámkerék fogazását kétféleképpen lehet megvalósítani: a). köralakban, ahogy a hullámkereket kialakítják; b). deformált alakban, ahogy a hullámkerék működés közben deformálódik.

A köralakban történő fogazás egyszerűbb, de hátrányosabb a kapcsolómező, az kapcsolódási hordkép, valamint az átvitt terhelés szempontjából.

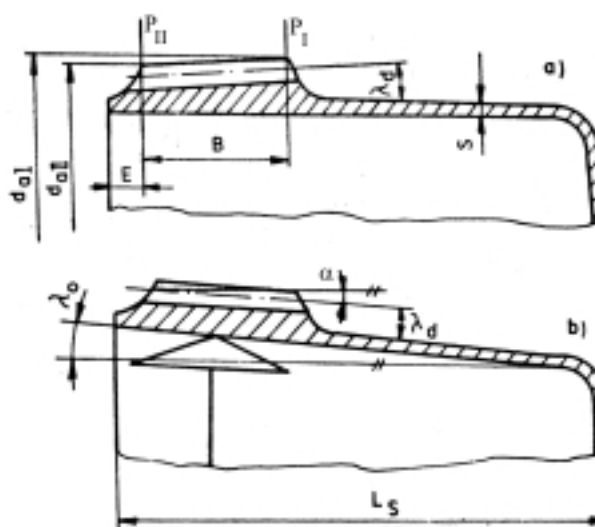
A deformált alakban történő fogazás azokban az esetekben javasolt, amikor nagy az átvitt terhelés. Az eljárásnak különleges előnyei a rövidített hullámkerekek esetében vannak, ahol a λ hajlási szögek relatív nagyok.

A mérési eredményeket figyelembe véve, a két fog közötti hajtási zóna a $\varphi = 10^\circ \dots 45^\circ$, szimmetrikus mind a négy ellipszisnegyedben.

A $\varphi = 45^\circ$ közelében (mivel $w(\varphi) = 0$) a hullámkerék fogai párhuzamosak lesznek a merev kerék fogaival és a megfelelő hajtás biztosítva



2.ábra



3.ábra

távolodni egymástól a fogak, illetve elhagyják a kapcsolómezőt.

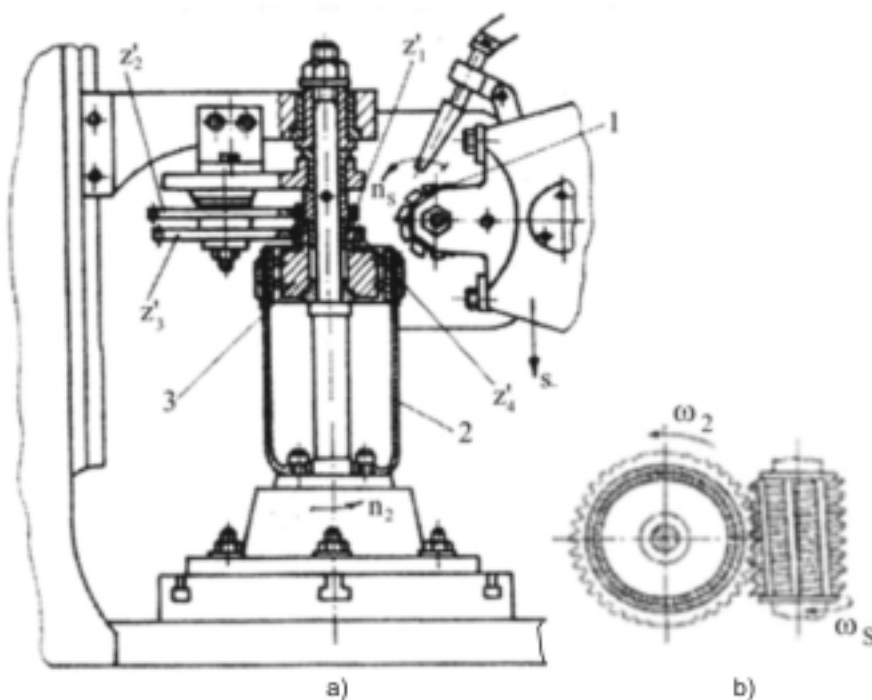
Ha $\lambda_d = (0,5 \dots 0,7)\lambda_0$, akkor az élen történő hajtás csökken és a két kerék fogai párhuzamosak lesznek a $\varphi = 20^\circ \dots 30^\circ$ közelében, pontosabban abban a zónában, ahol effektív érintkezik a két kerék (2.ábra).

A hullámkerék fogazott részét kónuszosra kell esztergálni λ_d negatív szög alatt úgy, hogy a generátor beszerelése után a hullámkerék fogai párhuzamosak legyenek a merev kerék fogaival a $\varphi = 20^\circ \dots 30^\circ$ tartományban (3.ábra).

Ismerve az x_{2I} profileltolási együtthatót a P_I síkban és figyelembe véve a nyomószög $28^\circ \dots 30^\circ$ közötti értékét, az x_{2II} profileltolási együttható a P_{II} síkban:

$$x_{2II} = x_{2I} - \frac{B \cdot \operatorname{tg} \lambda_d}{m} \quad (4)$$

A falvastagságot a nem fogazott részen az osztókör átmérője függvényében vesszük fel: $S = (0,009 \dots 0,015)d_2$.



4.ábra

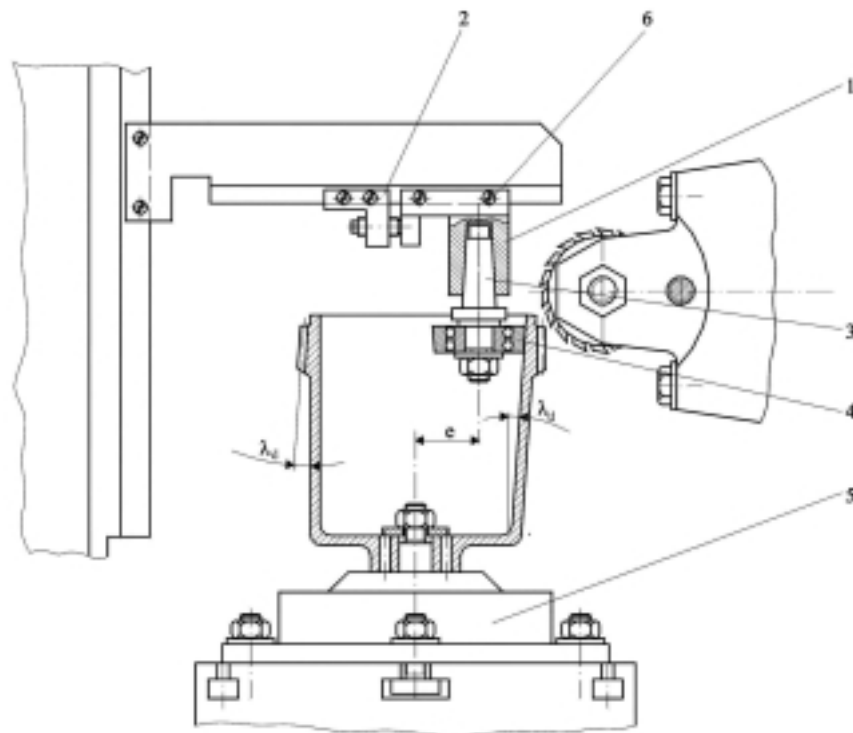
A hullámkerék fogazása deformált állapotban csigamaróval vagy metszőkerékkel, nagy pontosságú kerekek esetén pedig köszörüléssel történik.

A 4.ábrán egy olyan fogmaró készülék van bemutatva, mely a hullámhajtómű működésén alapszik, a legáltalánosabb módon, a hullámkerék deformált állapotban van, úgy a hullámgenerátor mint a mellette levő merev és hullámkerék forognak (differenciál változat). A csigamaró a merev kereket z_1 fogúra munkálja meg. Más szóval a merev kerék n_1 fordulathoz ($n_1 = 1$) a csigamaró $n_s = z_1$ fordulatot kell megtegyen, ha a csigamarónak egy bekezdése van. A hullámkerék a marógép forgóasztalára van rögzítve, mely n_2 fordulatszámmal forog. A 3-as hullámgenerátor n_3 -as fordulatszámmal forog egy z'_1, z'_2, z'_3, z'_4 kinematikai láncon keresztül. A z'_1 kerék a fogazógép forgóasztalához van rögzítve, a z'_4 kerék pedig a hullámgenerátorral forog egyszerre. A z'_1, z'_4 fogaskerekek fogszáma úgy van

kiválasztva, hogy a generátor fordulatszáma n_2 -höz közeli értékű legyen ($i_{32} = n_3/n_2 = 0,95-0,98$ és $n_2 = n_{z1}$).

A fordulatszámok közötti kapcsolatot a Willis képlet segítségével kapjuk meg, mozdulatlan generátor és i_{32} áttételi viszony esetén a bezáró kinematikai láncra:

$$\begin{aligned} i_{21}^{(3)} &= \frac{n_2 - n_3}{n_1 - n_3} = \frac{z_1}{z_2} \\ i_{32} &= \frac{n_3}{n_2} = \frac{z'_1 z'_3}{z'_2 z'_4} \end{aligned} \quad (5)$$



5.ábra.

A fenti összefüggésekből kiszámítható az n_2 fordulatszám n_1 függvényében. Ez az eljárás meglehetősen kedvezőtlen, mivel abban az esetben, ha az elliptikus deformáló rövidebbik tengelye merőleges a maró tengelyére, a kerék fogkoronája eltávolodik a szerszámtól, emiatt nem következik be a forgácsolás. A marógép asztalának nagyon nagy számú fordulatra, valamint nagy számú fogaskerekre és jól rögzített generátorra van szüksége.

Az 5 ábrán látható készülék az előbb említett berendezések helyett használható, azokban az esetekben, amikor kis sorozatos gyártásról van szó és a gyártási árak nem túlságosan nagyok.

A Morse-kúpra egy olyan gyűrűs golyóscsapágy van rögzítve, melynek a külső gyűrűje λ_d szög alatt kónuszosra van módosítva.

A hullámkerék λ_d szög alatti deformálása a 2-es állítócsavarral történik, és az 1-es szánt két csavar rögzíti. Ez a megoldás megközelíti a hullámkerék működési állapotát.

Irodalom

- 1] Dali, A., Csibi, V.I., Ardelean, I., Îmbunătățirea performanțelor la angrenajul armonic cu forma scurtată, REVISTA ROMÂNĂ DE MECANICĂ FINĂ ȘI OPTICĂ (Supliment) COMEFIN'94, Bukarest, 1994, p.122-130
- 2] Musser, C.W., Strain wave gearing (USMC), Brevet USA, Nr.29ö6143/1959
- 3] Volkov, D.P., Krajnev, A.F., Hullámhajtóművek, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1984

Dr. DALI András, docens a Kolozsvári Műszaki Egyetem, Mechanika kar, Mechanizmusok, Finommechanika és Mechatronika tanszékén;
Dr. CSIBI Vencel, egyetemi tanár, a Kolozsvári Műszaki Egyetem, Mechanika kar, Mechanizmusok, Finommechanika és Mechatronika tanszékén;
BARBU Dan, doktorandusz a Kolozsvári Műszaki Egyetem, Mechanika kar, Mechanizmusok, Finommechanika és Mechatronika tanszékén;
PAP Zoltán, V éves Finommechanika szakos hallgató a Kolozsvári Műszaki Egyetemen.

A súrlódás szerepe a lemezalakítás hatékonyságának növelése szempontjából

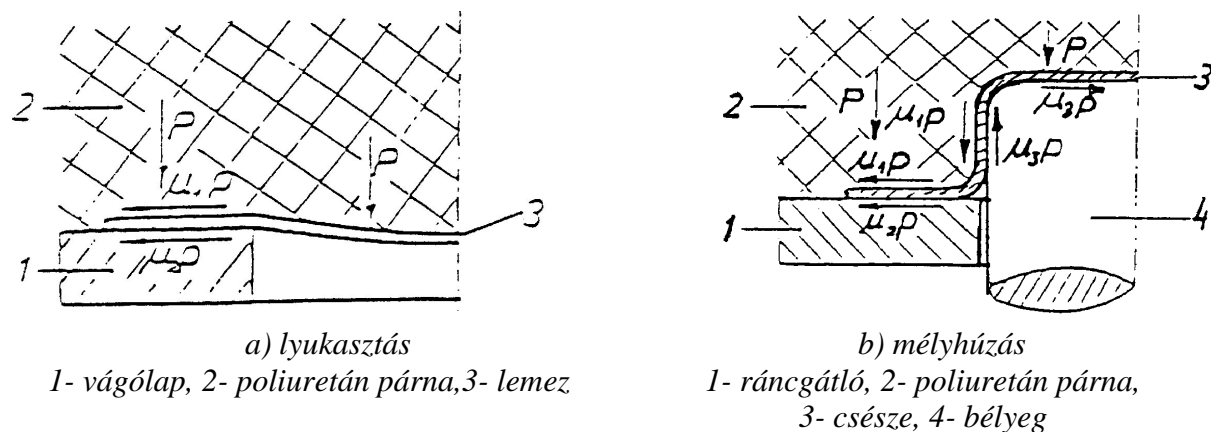
Dr. Danyi József, Dr. Végvári Ferenc

Kecskeméti Főiskola Műszaki Főiskolai Kar

A súrlódás fontos és összetett szerepet játszik a lemezalakító műveletekben. A súrlódó erőket, a súrlódási tényezőt nehéz számszerűen és megbízhatóan meghatározni még két azonos anyag között is. Még bonyolultabb a súrlódás és kenés hatása abban az esetben, ha lényegesen különböző anyagok – pl. rugalmas közeg, gumi, vagy poliuretán és lemezanyag – érintkeznek, ill. mozdulnak el egymáson.

1. A súrlódás szerepe poliuretán párnával történő lemezalakításkor

A súrlódás egyazon lemezalakító műveleten belül is lehet hasznos és káros is. Az 1. ábrán a súrlódás különböző hatásait láthatjuk a lyukasztó és mélyhúzó műveletekben.



1. ábra

A súrlódás szerepe különböző műveletekben az ábra alapján

μ_1 - súrlódási tényező a poliuretán párna és a lemez között

μ_2 - súrlódási tényező a lemez, illetve a vágólap/ráncgátló között

μ_3 - súrlódási tényező a lemez és a bélyeg között.

Kivágásnál, lyukasztásnál cél, hogy μ_1 és μ_2 minél nagyobb legyen, mert annál közelebb lehet a furat a lemez széléhez, míg mélyhúzásnál a μ_1 és μ_2 -nek minél kisebbnek kell lennie, hogy ne növekedjék nagyon a mélyhúzó erő, így növekedhet a húzási viszony. Ugyanakkor a mélyhúzó bélyeg és a lemez között fellépő súrlódás csökkenti a lemezben ébredő húzófeszültséget, tehát hasznos a művelet stabilitása szempontjából.

Látható tehát, hogy a lemezalakító műveletekben a súrlódás felhasználható a művelet hatékonyságának növelésére is.

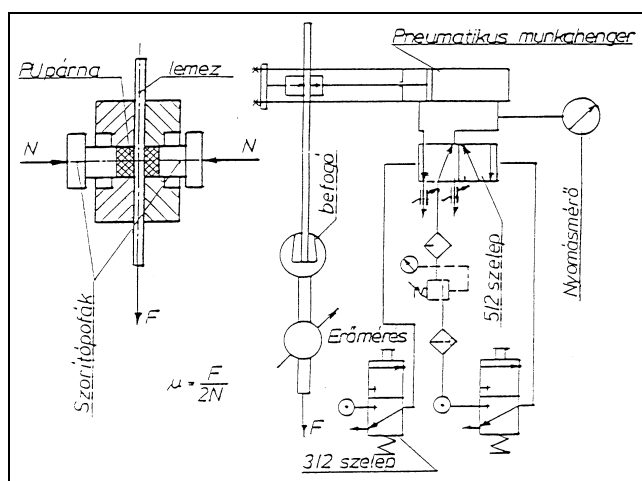
A Kecskeméti Főiskola Műszaki Főiskolai Kara Mechanikai Technológiai Tanszékén több kísérleti módot valósítottunk meg a súrlódási tényező különböző körülmények között történő meghatározására. Ugyanakkor több kísérleti eljárás ismert a fémlemez és a gumi vagy poliuretán elasztomerek közti súrlódási tényező meghatározására [1, 2, 3, 4, 5, 6]. A kísérleti módszerekkel kapott összefüggések szerint a súrlódási tényezőre a fémlemez és a rugalmas párna közötti nyomás gyakorolja a legjelentősebb hatást (lásd következő táblázat).

P.Tipiona [1]	$\frac{1}{\mu} = \frac{1}{\lambda a} + \frac{p}{\lambda}$	p- nyomás (N/mm ²) λ [N((mm/s); t (°C))] a [E (N/mm ²)]
V.V.Lavrentyev G.M.Bartenev [2, 3]	$\mu = c \frac{\alpha + A_0 / A_N p}{1 + \alpha p}$	p- nyomás (N/mm ²) A ₀ - tényleges érintkezési felület (mm ²) A _N - névleges érintkezési felület (mm ²) α - [E (N/mm ²)] c- konstans, kísérleti érték
M.Fukuda K.Yamaguchi [4]	$\mu = 0,58 S^{0,12} \left(\frac{p}{E} \right)^{0,14 \sqrt{S}}$	p- nyomás (N/mm ²) E- rug.mod. (N/mm ²) S-felületi édesség hatását veszi figyelembe
E.I.Iszacsenkov [5]	gumira $\mu = 1,62 \cdot 10^{-1} \frac{H_0^{1,57}}{p} + 1,52 \cdot 10^{-3} H_0^{0,915}$ poliuretánra $\mu = 1,595 \cdot 10^{-1} \frac{H_0^{0,876}}{p} + 1,385 \cdot 10^{-3} H_0^{0,915}$	p- nyomás (kp/mm ²) H ₀ - gumi, ill. poliuretán keménysége Shore A
Komarov [6]	$\mu = \frac{b}{a + p} + c$	p-nyomás N/mm ² a,b,c - konstansak kísérletileg meghatározott értékek

2. Kísérleti módszereink és eredményeink

2.1. Módosított szalaghúzó próba

A hagyományos szalaghúzó próbát úgy fejlesztettük tovább, hogy két oldalról, pneumatikus henger segítségével különböző keménységű poliuretán párnákat szorítottunk a lemezszalag felületéhez. A szalagot szakító gép segítségével, különböző sebességgel húztuk a poliuretán párnák között (2. ábra).



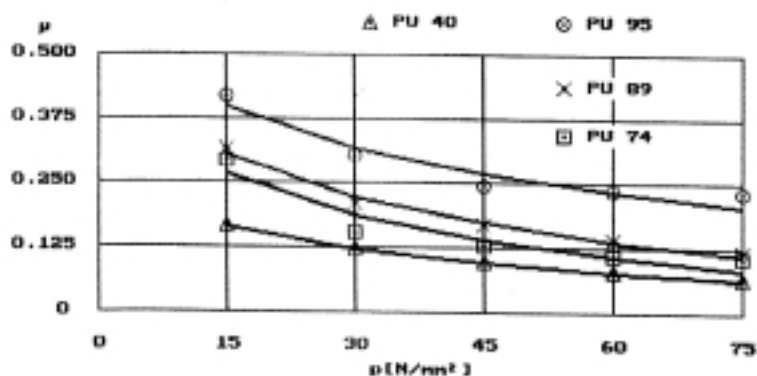
2. ábra

Módosított szalaghúzó próba

Az összeszorító és a szalaghúzó erőkből határoztuk meg a súrlódási tényezőt.

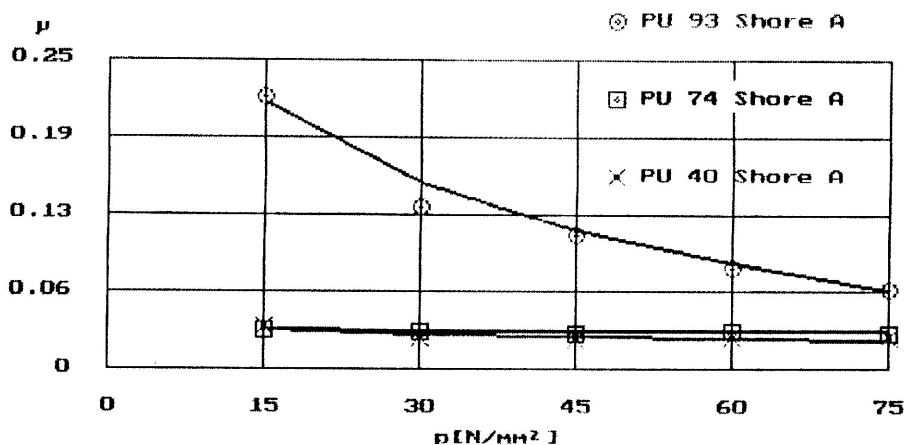
$$\mu = \frac{F}{2N} \quad (1)$$

A felületi nyomást 15-75 N/mm² között változtattuk. A vizsgálathoz M[”]H jelű, hidegen hengerelt mélyhúzóható lemezt használtunk. A lemez átlagos felületi érdessége hengerlési irányban R_a=1,07 μm, a hengerlésre merőleges irányban R_a=0,92 μm. A súrlódási tényező méréséhez használt öntött poliuretánok felületi érdessége R_a=0,04 μm, keménységük 40, 74, 89 és 93 Shore A volt. Eredményeink a 3.-4. ábrán láthatók.



3. ábra

Különböző keménységű poliuretán párnák és a fém lemez közötti súrlódási tényező a nyomás függvényében [8] (kenés nélküli eset)



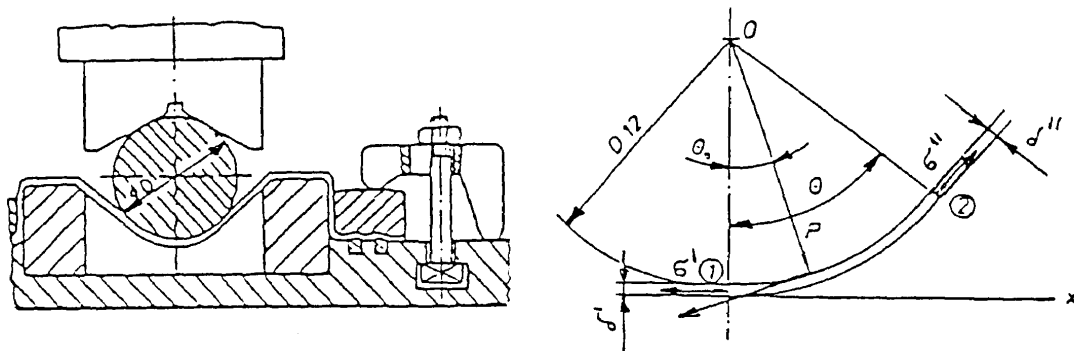
4. ábra

Különböző keménységű poliuretánok súrlódási tényezője EMADO Dd 1101 kenőanyag esetén a nyomás függvényében

2.2. Súrlódási tényező meghatározása lemezanyag nyújtva hajlításával.

Az 5. ábrán látható nyújtva hajlító próbát [7] úgy módosítottuk, hogy a nyújtó-hajlító henger felülete és a lemez közé 5 mm vastag poliuretán lapot helyeztünk (6. ábra). Ebben a kísérletben a súrlódási tényező meghatározásának alapja a következő: A lemez próbatest 1 és 2 pontjaiban fellépő δ' és δ'' vastagságok ismeretében meghatározhatók. Elegendően széles lemez alakváltozás síkbeli, az összehasonlító alakváltozás a következő összefüggésből számítható:

$$\varphi_{\delta} = \frac{2}{\sqrt{3}} \ln \frac{\delta'}{\delta''} \quad (2)$$

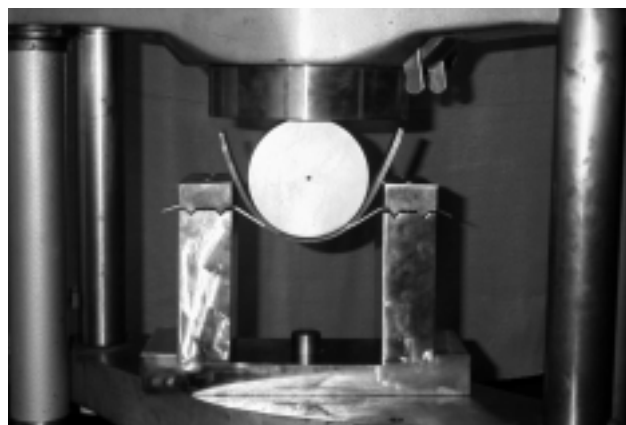


5. ábra

Súrlódási tényező meghatározása nyújtva hajlító próbával

Az általunk használt lemezanyag M2H hidegen hengerelt mélyhúzható lemez. Szélessége 40 mm, vastagsága 1 mm volt. A lemezanyag folyásgörbéje:

$$k_f = 202.9 + 519.71 \varphi_{\delta}^{0.3725} \quad (3)$$



6. ábra

Módosított nyújtva hajlító próba súrlódási tényező mérésére

Ennél a módszernél a lemez képlékeny alakváltozási állapotban van, nyújtva hajlítása történik. Az alakváltozási és a feszültségi állapot és a sebességviszonyok is hasonlóak a tényleges alakító műveleteknél tapasztaltaknak. (Elmozdulás és relatív sebesség csak a képlékeny alakváltozásból adódik.) A súrlódási tényező a kötél-súrlódás elvén az alábbi képletből számítható:

$$\mu = \frac{1}{\theta} \ln \frac{\delta'' \delta''}{\delta' \delta'} \quad (4)$$

Kísérleti eredményeink a módosított nyújtva hajlító próbával:

Kenőanyag	Súrlódási tényező
kenés nélkül	0,28 – 0,3
kenőszappan vizes oldata	0,10 – 0,16
EMADO Dd 1101	0,19 – 0,22
ACL húzópaszta	0,10 – 0,13

A nyújtva hajlító próbával kapott súrlódási tényezők nagyobbak, mint a szalaghúzó próba eredményei. Ez a felületek közötti kisebb nyomással és a már említett nagyon kis relatív sebességekkel magyarázható.

3. Következtetések

Ebben a munkában ismertetett kísérleti eredményeinkből és korábbi tapasztalatainkból az alábbi következtetéseket vonhatjuk le:

- kenés nélkül a poliuretán nagy súrlódási tényezővel rendelkezik
- kenés nélkül a különböző keménységű poliuretánok súrlódási tényezője jelentősen eltér egymástól
- a nyomás növekedésével a súrlódási tényező csökken vagy állandó lesz
- kenés nélkül a súrlódási tényezőt meghatározza a poliuretán párna nyírószilárdsága. A kísérlet során a poliuretán nyíródott, morzsolódott, annál nagyobb mértékben, minél kisebb volt a keménysége, szakítószilárdsága, illetve minél nagyobb volt a rá ható nyomás.
- kenés nélkül a húzási sebesség növelése kis mértékben növeli a súrlódási tényezőt (4. ábra). Kenés esetén a húzási sebesség hatását szignifikánsan nem tudtuk meghatározni.
- kenés hatására a súrlódási tényező egy nagyságrendet csökken
- nagyobb keménységű poliuretán súrlódási tényezője kenés hatására kevésbé csökken (93 Shore A)
- kisebb keménységű poliuretánok súrlódási tényezői között kenés hatására a mérési hibán belüli az eltérés
- különböző kenőanyagok közel azonos súrlódási tényezőt (0,02...0,03) biztosítanak a nyomás függvényében
- 30-45 N/mm² nyomás felett a súrlódási tényezők igen kicsik és közel állandók

Összefoglalás

Kísérleteink igazolták, hogy amennyiben a súrlódási tényezőt mérő módszer körülményei hasonlóak a valós alakítási folyamat körülményeihez, a kapott eredmények reálisak. A súrlódási tényező megbízható ismerete viszont a lemezalakítási folyamat elméleti és gyakorlati vizsgálata szempontjából egyaránt fontos.

Irodalomjegyzék

- 1] Barnenev,G.M.,Lavrentyev,V.V.: O zakone t penija pri uprugom kontakte poverhnosz Dokladi AN Sz.Sz.Sz.R.Iz-vo.AN Sz.Sz.Sz.R., T.141(1961)2.sz.
- 2] Bartenev,G.M., Lavrentyev,V.V.: The law of vulcanized rubber Friction Wear 4(1961)154-160.old.
- 3] Lavrentyev,V.V.: Ekszperimentalnoe isszledovanie zakona trenija rezini v sirokom intervale normalnih davlenij Dokladi AN Sz.Sz.Sz.R. T. 115 (1957) 4.sz. 717-720.old.
- 4] Fukoda,M.,Yamaguchi,K.: On the coefficient of friction between rubber and metal umder high pressure Bull.J SME 17(1974) 157-164.old.
- 5] E.I.Isachenkov: Kontaknoe trenie i szmazki pri obrabotke metallov davlenien Masinosztroenie 1978. Moszkva
- 6] Komarov,A.D,Moiszeev,B.K.,Fedotov.Ju.v, Salavin,V.V.: Ekonomija materialov pri stampovke detalej poliuretanom, Tudományos Műszaki Társaságok (HTO) kujbisevi Területi Tanácsa Kujbisev 1986.
- 7] Conani F.S.; Liska,H.W.: Friction studies on rubberlike materials, Rubb.Chem.Technol. 33 (1960) 1218-1258.old.
- 8] F.Végvári: Blechumformung mit elastischem Medium, Diss. Universität Miskolc, 1995.

Spiroid hajtások fejlesztési irányai

Dr. Dudás Illés, Dr. Bányai Károly

Miskolci Egyetem

Bevezetés

A spiroid hajtások (kúpos csiga kapcsolódása tányérkerékkel kitérő tengelyekkel) egyre nagyobb szerepet kapnak a hajtástechnikában előnyös tulajdonságai miatt (nagy áttételi tartomány, a jó hatásfok, a kis helyszükséglet nagy átvihető teljesítmény mellett, stb.).

Előnyeikhez méltó elterjedését gyártási nehézségei okozták, amelyek a bonyolult gyártásgeometriájából adódnak. Ezek a következők:

- Mind az edzett csiga, mind pedig a lefejtőmaró köszörülése egzakt módon nincs megoldva, mivel a változó átmérő miatt – amelyet a kúposság okoz – a köszörűkorongnak állandóan változó profilúnak kellene lennie.[3]
- A csiganak és a lefejtőmarónak a felületazonossága így nem tartható, a csiga és a tányérkerék kapcsolódása nem tervezhető (hordkép lokalizálása, átviteli hibák csökkentése).
- Külön problémát okoz azoknak a hajtópároknak a gyártása, amelyek méretei és egyéb paraméterei kívül esnek a megszokott és már jól kidolgozott tartományokon . [1].

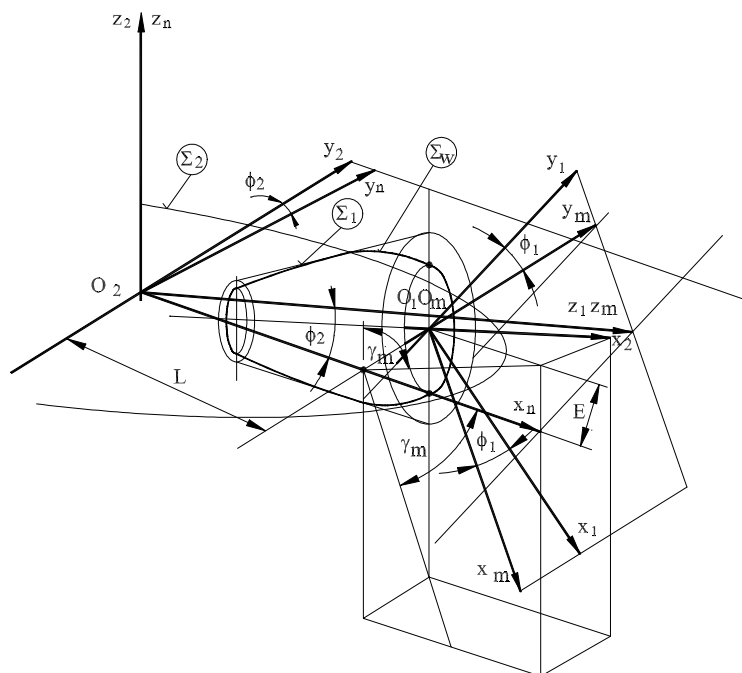
Ezek a problémák és a felhasználók, gyártók részéről jelentkező igények motiválták a szerzőket arra, hogy egy új geometriát és gyártásgeometriát dolgozzanak ki. Alapvetően új módszerrel foglalkoztak:

A hagyományos gyártási eljárást elfogadva (csiga-lefejtőmaró-tányérkerék) a csigát kettősen domborított geometriával, a lefejtőmarót hagyományos geometriával feltételezve a hordkép és az átviteli hibák tervezhetővé válnak [2].

TCA (Tooth Contact Analysis) számítógépes program segítségével megvizsgáljuk a kettősen domborított csiga és a generált tányérkerék kapcsolódását (hordkép elhelyezkedés, átviteli hibák).

1. Alkalmazott koordináta-rendszerek

A Σ_2 tányérkerék fogfelület származtatására használt koordináta-rendszerek S_1 és S_2 , amelyek fixen rögzítettek, az egyik a maróhoz (Σ_1), a másik a tányérkerékhez (Σ_2) és a segéd koordináta-rendszerek S_m és S_n , amelyek az állványhoz mereven rögzítettek (1. ábra).

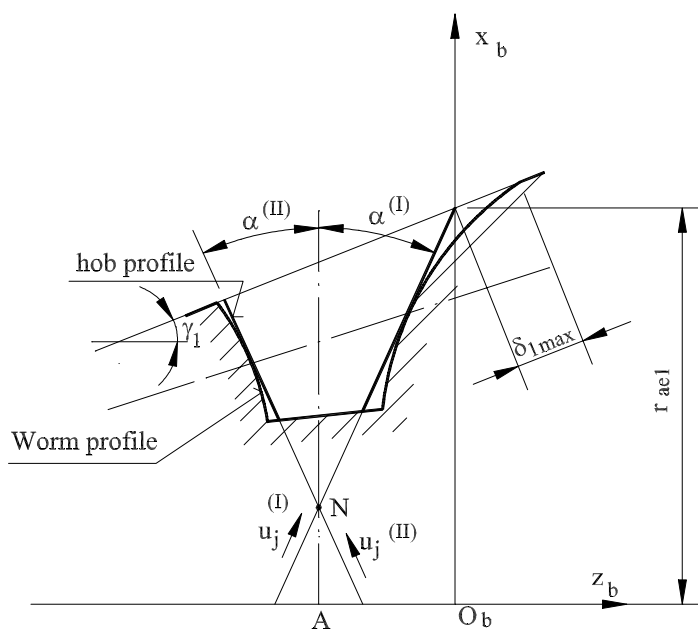


1. ábra

2. A maró (Σ_1) és a csiga (Σ_w) felülete

Mint említettük a maró felülete hosszirányban kúpos, profilja egyenes, míg a csigáé mind hosszirányban, mind profil irányban parabolikusan domborított. Ezt a 2. ábra szemlélteti, mely alapján meghatározhatók a profilok egyenletei.

2.1 A fogak tengelymetszeti profiljai.



2. ábra

2.2. A kapcsolódás egyenlete (maró és tányérkerék)

Az előzőek alapján a kapcsolódás I. törvénye szerint meghatározható a fogfelületek közötti kapcsolódási pontok, vonalak egyenlete.

Itt példaként – a tányérkerék fogfelületének meghatározásához – a maró és a tányérkerék közötti kapcsolódási egyenletet írjuk fel.

$$\begin{aligned}
 f^{(i)}(u_1^{(i)}; \theta_1; \phi_1) &= N_1^{(i)} \cdot v_1^{(12),i} = 0 \\
 f^{(i)}(u_1^{(i)}; \theta_1; \phi_1) &= -N_{1x}^{(i)} [m_{21} (\sin \gamma_m \sin \phi_1 z_1^{(i)} + L \sin \phi_1 - E \cos \gamma_m \cos \phi_1)] - \\
 &\quad - N_{1y}^{(i)} [m_{21} (\sin \gamma_m \cos \phi_1 z_1^{(i)} + L \cos \phi_1 + E \cos \gamma_m \sin \phi_1)] + \\
 &\quad + N_{1z}^{(i)} \{ p_s + m_{21} [-p_s \cos \gamma_m + \sin \gamma_m (\sin \phi_1 x_1^{(i)} + \cos \phi_1 y_1^{(i)} + E)] \}
 \end{aligned}$$

3. A csiga köszörülése

A kettős domborítású edzett csigát köszörülni kell. A köszörűkorong profilja a kívánt csigafelület generálásához a csiga pillanatnyi átmérőjének (tengelyirányban változó) a függvénye.

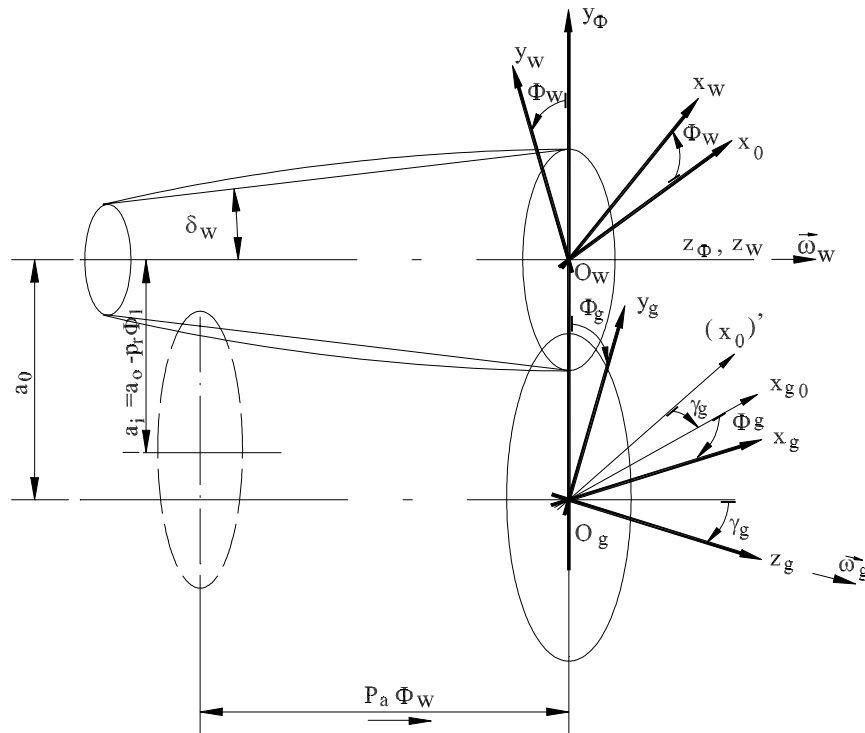
A korongprofil meghatározásához először a csiga és a korong kapcsolódását kell vizsgálnunk [3] a 3. ábrán látható elrendezés szerint.

Az alkalmazott koordináta-rendszerek a következők:

S_w – a csigához kötött koordináta-rendszer

S_g – a köszörűkoronghoz kötött koordináta-rendszer

S_o – az állványhoz kötött álló koordináta-rendszer



3. ábra

A 3. ábra alapján felírható az S_w és S_g rendszerek közötti transzformációs mátrixok (M_{gw} , M_{wg}), valamint a $\frac{d}{dt}M_{gw}$ derivált mátrix.

Így a relatív sebességvektor meghatározható: $\vec{v}_{1F} = P_1 \cdot \vec{r}_w$

Ezek után meghatározhatók a kapcsolódási vonalak az $N_w^{(i)} \cdot v^{(12)(i)} = 0$ összefüggés alapján.

Ez az összefüggés csak számítógépes algoritmussal oldható meg, mivel implicit függvényt ad. A kiadódó érintkezési görbék alakja függvénye a számítás helyének, azaz az a_i tengelytávolságnak. A megoldásként kapott pontokat átranzformálva az S_g rendszerbe meghatározható a köszörűkorong felülete, melynek egy tengelymetszete megadja a szükséges profilt.

Irodalomjegyzék

- 1] D.W. Dudley: Handbook of Practical Gear Design, McGraw-Hill Inc., New York, 1984
- 2] F.L. Litvin, M. De Donno: Computerized Design and Generation of Modified Spiroid Worm Gear Drive with Low Transmission Errors and Stabilized Bearing Contact, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 162 (1998) 187-201
- 3] Dudás I.: Theory and Practice of Worm Gear Drives, 2000. Penton Press, London, p.332
- 4] F.L. Litvin: Gear Geometry and Applied Theory, Prentice Hill, Englewood Cliffs, NJ, 1994

Alkatrészek öntési sajátfeszültségeinek meghatározása véges elem módszerrel

Dr. Égert János¹, Dr. Dúl Jenő²

¹Széchenyi István Főiskola, Győr, ²Miskolci Egyetem, Miskolc

1. Bevezetés

Az öntési szimuláció (lehülés és dermedés hőtani vizsgálata) és a lehülés során keletkező saját-, vagy maradó feszültségek meghatározása már az öntvénytervezés fázisában lehetővé teszi a lehetséges öntési hibák feltárását, az öntési technológia és öntvénykonstrukció korrekcióját. Ezzel drága kísérletsorozatok takaríthatók meg és csökkenthető az öntési selejt.

Az öntéstechnológia helyes megtervezéséhez az öntvényben az öntés és lehülés során kialakuló hőmérséklet-eloszlás nyújt segítséget. Az utoljára megszilárduló tartományok, az ún. hő-centrumok helye és alakja, valamint a dermedési front alakja és előrehaladásának módja szintén fontos információ a technológia-tervezés számára. Az öntvény lehülése és dermedése során saját-, vagy maradó feszültségek keletkeznek, amelyek a teljes lehülés elérésekor, vagy az azt követő további megmunkálásokkor az alkatrész vetemedését, deformációját és esetleg tönkremenetelét (pl. repedését) idézik elő.

Saját-, vagy maradó feszültségeknek azoknak a zárt rendszereknek a feszültségeit nevezzük, amelyekre külső terhelések (erők, nyomatékok) nem hatnak. Az öntéskor a munkadarabban keletkező maradó feszültségeknek három alapvető típusa különböztethető meg:

- Az öntvény különböző részeinek egymástól eltérő lehülési sebességéből, azaz a test egyes tartományai között fellépő hőmérséklet-különbségekből és a halmazállapot-változások okozta hőmérséklet-különbségekből származók.
- A többfázisú anyagoknál (pl. ferrit, cementit, maradék ausztenit) az egyes fázisok egymástól eltérő hőtágulási tulajdonságainak (hőtágulási együtthatóinak) és ezek anizotróp viselkedéséből keletkezők.
- A fém kristályrács-hibáira visszavezethetők (pl. ha a martenzit oktaéder helyeire szénatomok épülnek be).

A kutatómunka során csak az öntvényben fellépő első típusú maradó feszültségeket határoztuk meg.

Jelen cikk a fenti probléma végeselem-megoldásának elvi alapjait foglalja össze. Mérnöki alkalmazásokra az OGÉT 2001 konferencián elhangzó előadás mutat be példákat.

2. A feladat megoldásának elvi alapjai

A termodinamika I. főtétele szerint [1]

$$\dot{u} \rho = \mathbf{F} \cdot \dot{\mathbf{A}} + r \rho - \mathbf{h}_f \cdot \nabla. \quad (1)$$

Az (1) egyenletben \dot{u} a tömegben megoszló belső energia változási sebessége, ρ az anyag tömegsűrűsége, \mathbf{F} a feszültségi tenzor, $\dot{\mathbf{A}}$ az alakváltozás sebesség tenzor, r a tömegben megoszló hőforrás teljesítmény-sűrűség (hőnyelés teljesítmény-sűrűség), \mathbf{h}_f a felületi hőáramsűrűség, ∇ a Hamilton-féle differenciál operátor jele.

Az (1) összefüggésből látszik, hogy a hőtani és a mechanikai állapotok nem függetlenek egymástól. Thermo-mechanikai problémánál (pl. melegalakítási folyamatok modellezésénél) a hőtani és mechanikai feladatot együtt, „kapcsolt” módon kell megoldani. Vannak azonban esetek, amikor az is jó közelítést jelent, ha a hőtani és mechanikai feladatot egymástól függetlenül oldjuk meg. Ilyen pl. az öntési folyamatok modellezése is, ahol először

a hőtani probléma megoldására kerül sor, majd ezután a megoldással kapott hőmérséklet-eloszlás ismeretében határozhatók meg a hőhatásból származó alakváltozások és feszültségek.

a) *A hőtani feladat megoldása* [2], [3].

Stacionárius hővezetési feladat

Ha a termodinamika I. főtételeben nem vesszük figyelembe az alakváltozási energia és a teljes belső energia megváltozását (elhagyjuk az egyenlet bal oldalát és a jobb oldalon álló első tagot), valamint érvényesnek tételezzük fel a

$$\mathbf{h}_f = -\Lambda \cdot (\nabla T) \quad (2.a)$$

Fourier-féle hővezetési törvényt,

amelyben a hőmérséklet gradiense: $(\nabla T)^T = \left[\frac{\partial T}{\partial x}; \frac{\partial T}{\partial y}; \frac{\partial T}{\partial z} \right]$ alakban számítható

és a hővezetési tenzor $\Lambda = \langle \lambda_x \lambda_y \lambda_z \rangle$ (amely csak a főátlóban tartalmaz elemeket),

akkor a hővezetés stacionárius esetre vonatkozó Fourier-féle differenciál-egyenletét kapjuk:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + r \rho = 0, \quad (2b)$$

ahol $T=T(x,y,z)$ a hőmérséklet, a λ_x , λ_y és λ_z hővezetési együtthatók x, y és z irányban.

A (2.b) differenciál-egyenletet az alábbi típusú peremfeltételek figyelembe vételével kell megoldani:

– hőmérsékleti peremfeltétel:

azon az A_T felületen, ahol a T_0 hőmérséklet ismert: $T(x,y,z)=T_0, \quad (3.a)$

– hőáramlási peremfeltétel:

azon az A_h felületen, ahol a \mathbf{h} hőáram-vektor (fluxus) ismert: $-\lambda_n \frac{\partial T}{\partial n} = h_n, \quad (3.b)$

– hőátadási (konvekciós) peremfeltétel:

azon az A_a felületen, ahol a χ hőátadási tényező ismert: $-\chi (T - T_k) = h_a, \quad (3.c)$

– hőszugárzási peremfeltétel:

azon az A_s felületen, ahol a κ hőszugárzási tényező ismert: $-\kappa (T - T_s) = h_s. \quad (3.d)$

Az A_T , A_h , A_a , és A_s felületek együttesen a vizsgált test teljes felületét szolgáltatják:

$A = A_T + A_h + A_a + A_s$. A peremfeltételekben n a felületre merőleges irányt, h_n a fluxus felületre merőleges koordinátáját, h_a a hőátadásból származó fluxus felületre merőleges koordinátáját, h_s a hőszugárzásból származó fluxus felületre merőleges koordinátáját, T_k a környezeti hőmérsékletet és T_s a sugárforrás hőmérsékletét jelöli.

A stacionárius hővezetési feladat végeselem-megoldásának alapját – a virtuális munka elvének analógiájára – a virtuális hőmérsékletek elve szolgáltatja [2]:

$$\int_V \delta \mathbf{D}_T^T \Lambda \mathbf{D}_T dV = \int_V \delta T r \rho dV + \int_{A_h} \delta T h_n dA + \int_{A_k} \delta T \chi (T - T_k) dA + \int_{A_s} \delta T \kappa (T - T_s) dA, \quad (4.a)$$

$$\text{ahol } \mathbf{D}_T^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} & \frac{\partial T}{\partial y} & \frac{\partial T}{\partial z} \end{bmatrix} \text{ és } \mathbf{\Lambda} = \begin{bmatrix} \lambda_x & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_y & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_z \end{bmatrix} \text{ a hővezetési tenzor mátrixa.} \quad (4.b)$$

A vizsgált V tartományt véges-elemekre bontjuk és a hőmérséklet-mezőt a szokásos módon elemenként közelítjük:

$$T^e(x, y, z) = \sum_{i=1}^N G_i^e(\xi, \eta, \zeta) T_i^e, \quad (5)$$

ahol N az elem csomópontjainak száma, G_i^e alakfüggvények és T_i^e csomóponti hőmérsékletek. Az elemekre felvett mezőket az elemhatárokon összekapcsolva, a (4.b) egyenletből a $\mathbf{T}^T = \{T_1 \ T_2 \ \dots \ T_i \ \dots\}$ csomóponti hőmérsékletekre a

$$\mathbf{K}_\Lambda \mathbf{T} = \mathbf{h} \quad (6)$$

lineáris algebrai egyenletrendszeret kapjuk. A \mathbf{K}_Λ hővezetési mátrix a (4.a) egyenlet bal oldalán álló kifejezésből és a jobboldalon álló harmadik és negyedik tag első feléből (a rugalmas ágyazással analóg mátrix rész) származik. A \mathbf{h} csomóponti „hőterhelési” vektor a (4.a) egyenlet jobb oldalán álló első és második tagból, valamint a harmadik és negyedik tag második részéből származik.

A (6) egyenlet peremfeltételeket figyelembe vevő megoldása a csomóponti hőmérsékleteket, illetve a (5) összefüggést felhasználva a keresett hőmérsékletmezőt szolgáltatja.

Instacionárius hővezetési feladat

Ha a hőáramok és ezekkel együtt a hőmérsékletmező időben változik, akkor azt is figyelembe kell venni, hogy a hőtéljesítmény egy részét a test anyaga tárolja és ezzel megváltozik a belső energiája. Ha a termodinamika (1) összefüggés szerinti I. főtételében a bal oldalon álló belső energiát

$$u = c_v T \quad (7.a)$$

a hőmérséklettől függőnek tételezzük fel, akkor a Fourier-féle differenciálegyenlet egy időtől függő taggal bővül:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + r \rho = \rho c_v \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (7.b)$$

ahol t az időt, c_v pedig az anyag fajhőjét (hőtároló képességét) jelöli. A hőtároló képesség mechanikai analógiája az anyag tehetetlensége.

Instacionárius esetben a (3.a-d) peremfeltételek mellett a $t=t_0$ kezdeti időpillanatra vonatkozó kezdeti feltételt is ki kell elégíteni:

az egész vizsgált V térfogatra ismerni kell a hőmérsékletet: (8)

$$T(x, y, z, t_0) = T_0(x, y, z).$$

Ebben az esetben a (4.a) elv bal oldala kiegészül a hőtároló képességet tartalmazó taggal (ugyanúgy, mint a virtuális munka elv a tehetetlenségi erőket tartalmazó taggal):

$$\begin{aligned} \int_V \delta \mathbf{D}_T^T \mathbf{\Lambda} \mathbf{D}_T dV + \int_V \delta T c_v \rho \frac{\partial T}{\partial t} dV = \\ = \int_V \delta T r \rho dV + \int_{A_h} \delta T h_n dA + \int_{A_k} \delta T \chi (T - T_k) dA + \int_{A_s} \delta T \kappa (T - T_s) dA. \end{aligned} \quad (9)$$

A végelem-diszkretizációnál továbbra is csak a hőmérsékletmező térbeli eloszlását közelítjük és csak a csomóponti hőmérsékleteket tekintjük időtől függőnek:

$$T^e(x, y, z, t) = \sum_{i=1}^N G_i^e(\xi, \eta, \zeta) T_i^e(t). \quad (10)$$

Így a csomóponti hőmérsékletekre nézve közönséges differenciálegyenlet-rendszert kapunk:

$$\mathbf{C}\dot{\mathbf{T}} + \mathbf{K}_\Lambda \mathbf{T} = \mathbf{h}, \quad (11)$$

ahol \mathbf{C} a hőtárolási (hőkapacitási) mátrix.

Numerikus idő-integrálás

A (11) egyenletet numerikus integrálással oldjuk meg, az integrálást a (8) kezdeti feltételből indítva. Feltételezzük, hogy a Δt időintervallumon a T hőmérséklet lineárisan változik, tehát fennállnak az alábbi összefüggések:

$$t = t(\beta) = t_i + \beta \Delta t = t_i + \beta(t_{i+1} - t_i) \Rightarrow t = t(\beta) = (1 - \beta)t_i + \beta t_{i+1}, \quad (12.a)$$

$$T = T(\beta) = T_i + \frac{T_{i+1} - T_i}{\Delta t} \beta \Delta t = T_i + \beta(T_{i+1} - T_i) \Rightarrow T = T(\beta) = (1 - \beta)T_i + \beta T_{i+1}, \quad (12.b)$$

ahol $0 \leq \beta \leq 1$ integrálási paraméter.

Ha a (11) egyenletben a hőmérséklet idő szerinti differenciálját a

$$\dot{\mathbf{T}} = \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial t} \approx \frac{\mathbf{T}_{i+1} - \mathbf{T}_i}{\Delta t} \quad (13)$$

differenciával helyettesítjük, akkor a (11) differenciál-egyenletrendszerből a következő rekurziós összefüggést (lineáris algebrai egyenlet-rendszert) kapjuk:

$$[\mathbf{C} + \Delta t \beta \mathbf{K}_\Lambda] \mathbf{T}_{i+1} = [\mathbf{C} - \Delta t(1 - \beta) \mathbf{K}_\Lambda] \mathbf{T}_i + \Delta t[(1 - \beta) \mathbf{h}_i + \beta \mathbf{h}_{i+1}], \quad (14)$$

amelynek segítségével a hőmérsékletmező Δt időlépésenként előállítható. A fenti integrálási eljárás $0,5 < \beta \leq 1$ választás esetén feltétel nélkül stabil (az eredmény nem függ a Δt választástól) és $\beta = 0,5$ választás esetén a trapéz szabályt szolgáltatja.

b) Hőfeszültségek számítása [4], [5].

A hőmérséklet változás hatására bekövetkező feszültségek számításának módját a végelem-analízishez kapcsolódóan rugalmas anyagi viselkedés esetén mutatjuk be, ami öntvények esetén jó közelítésnek tekinthető.

Ebben az esetben a feszültségi vektor az alábbi alakban állítható elő:

$$\boldsymbol{\sigma}^e(X) = \mathbf{C}^e [\boldsymbol{\varepsilon}^e(X) - \boldsymbol{\varepsilon}_0^e(X)] = \mathbf{C}^e \mathbf{B}^e(X) \mathbf{q}^e - \mathbf{C}^e \boldsymbol{\varepsilon}_0^e(X), \quad (15.a)$$

ahol X a helytől való függést jelöli, \mathbf{C}^e az anyagállandók mátrixa, \mathbf{q}^e a csomóponti elmozdulás-vektor és

$$(\boldsymbol{\varepsilon}^e)^T = [\varepsilon_x \ \varepsilon_y \ \varepsilon_z \ \gamma_{xy} \ \gamma_{yz} \ \gamma_{xz}], \quad (\boldsymbol{\varepsilon}_0^e)^T = [\alpha \Delta T(X) \ \alpha \Delta T(X) \ \alpha \Delta T(X) \ 0 \ 0 \ 0]. \quad (15.b)$$

A (15.b) összefüggésben a felső indexben lévő T betű a transzponálást jelöli. A (15.a) egyenlet felhasználásával a potenciális energia minimuma elvből a csomóponti elmozdulás-vektorra a következő lineáris algebrai egyenletrendszer adódik:

$$\mathbf{K} \Delta \mathbf{q} = \Delta \mathbf{f}_T, \quad (16.a)$$

$$\text{ahol} \quad \Delta \mathbf{f}_T = \int_{V^e} [\mathbf{B}^e(X)]^T \mathbf{C}^e \boldsymbol{\varepsilon}_0^e(X) dV \quad (16.b)$$

a hőmérsékletváltozából származó csomóponti terhelésvektor. A (16.a) egyenlet megoldásaként előálló $\Delta \mathbf{q}$ elmozdulások szolgáltatják az öntvény vetemedését és zsugorodását.

Az alkatrészben ébredő aktuális feszültség értéke az egyes időintervallumok feszültségváltozásainak összege:

$$\boldsymbol{\sigma}^e(X) = \sum_i \Delta \boldsymbol{\sigma}_i^e = \sum_i \mathbf{C}^e \mathbf{B}^e(X) \Delta \mathbf{q}_i^e. \quad (17)$$

3. Végeselem-modellek

A hőtani modell

A hőtani vizsgálatnál az öntvényt a formával, a formaszekrénnel, a magokkal és hűtővasakkal együtt kell modellezni, mert ezek az elemek mind alapvetően befolyásolják az alkatrész lehülési és dermedési viszonyait. Tehát a végeselem-hálónak ki kell terjednie az előzőekben felsorolt valamennyi testre (szerkezeti elemre). A hőtani vizsgálatnál ezek alkotják a rendszert, amit vizsgálunk. Peremfeltételeket (hőmérsékleti, hőáramlási, hőátadási, hőszugárzási) ennek a rendszernek a határfelületein kell előírni.

A szilárdságtani modell

A mechanikai számításnál (maradó deformáció: zsugorodás, vetemedés és maradó feszültségek) már elegendő csak az öntvényt vizsgálni, amely a hőtani feladat megoldásaként meghatározott időben változó hőmérséklet mező hatására alakváltozik és keletkeznek benne feszültségek. A végeselem-hálónak ebben az esetben csak az öntvényt kell magában foglalnia. A számítások legegyszerűbben akkor végezhetők el, ha az öntvény hőtani és szilárdságtani számításánál alkalmazott végeselem-felosztás azonos.

Az öntési technológiákra az a jellemző, hogy a lehülés során az öntvény pontjainak elmozdulását semmi nem akadályozza, ezért a szilárdságtani számításához (a maradó feszültségek számításához) mindig elegendő csak annyi kinematikai peremfeltételt előírni, amelyek az öntvény merevtestszerű mozgásait lekötik.

4. Felhasznált irodalom

- 1] Kozák I.: Kontinuummechanika, Miskolci Egyetemi Kiadó, Miskolc, 1995.
- 2] Bathe, K.-J.: Finite Element Procedures, Prentice-Hall, Inc., 1996
- 3] Richter, W.: Numerische Lösung partieller Differentialgleichungen mit der Finite-Elemente-Methode, Vieweg Verlag Braunschweig, 1985.
- 4] Páczelt I.: Végeselem-módszer a mérnöki gyakorlatban, I. kötet, Miskolci Egyetemi Kiadó, 1994.
- 5] SIMTEC FEM Simulation System, User's Manual, RWP GmbH., Aachen/Germany, 1991.

Gépjármű nyitó-záró rendszerek fejlesztési irányai

Forrai Gergely¹, Dr. Kamondi László²

¹Bay Zoltán Intézet, Miskolci Egyetem, Gépelemek Tanszék, Miskolc, Hungary

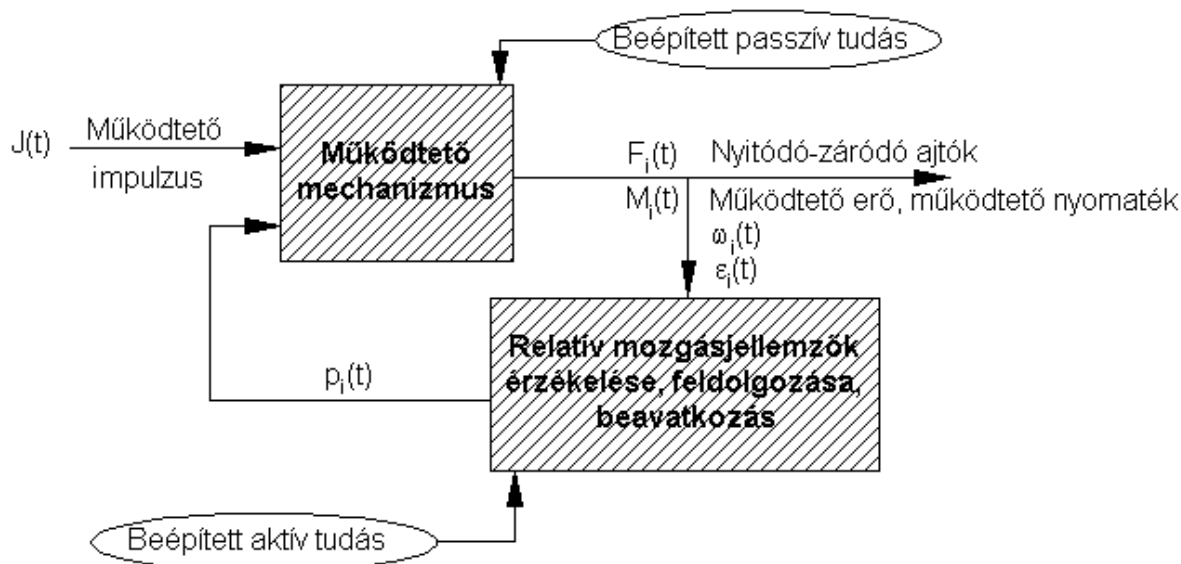
²Miskolci Egyetem, Gépelemek Tanszék, Miskolc, Hungary

1. Bevezetés

Az emberiség mindennapi életét az általa létrehozott eszközök, gépek és berendezések könnyítik, ritka esetben talán nehezítik meg. Az eszközök nagy része az ember "társává", élete fontos részévé, munkaeszközüvé vált. Az eszközök ilyen nagy csoportját alkotják a közlekedés eszközei, legyenek azok személygépkocsik, tehergépkocsik, buszok, vonatok, villamosok, stb. Ami azonban közös a járművekben, hogy a személy, illetve egyéb forgalmat tudatosan szabályozni képes nyitó-záró mechanizmusú szerkezetekkel kell legyenek ellátva. Minden ilyen szerkezetnek képesnek kell lennie rendeltetésétől függően bizonyos mértékű „tömeget” áteresztenie, majd a megfelelő „mennyiség” átjutása után lezárnia. Ha a személyi közlekedést vesszük alapul, akkor ennek a szerkezetnek tudnia kell az utasok le- és felszállását szabályozott módon biztosítani.

2. Nyitó-záró rendszerek funkcionális feladata, tervezői követelményjegyzék

A tervezői követelményjegyzék készítésekor a konstruktőrnek szem előtt kell tartania, mindig azt a fontos tényezőt, hogy a szerkezet egy esetleges veszélyhelyzetben, a lehető legnagyobb hatásossággal szabad utat nyisson a környezet felé. A nyitó-záró szerkezetnek a környezethez viszonyított mozgását elemezve általános és speciális feladatok is megfogalmazhatók. A berendezés összfunckióját kísérli meg bemutatni az 1. ábra.



1. ábra

Nyitó-záró szerkezet összfunckiója

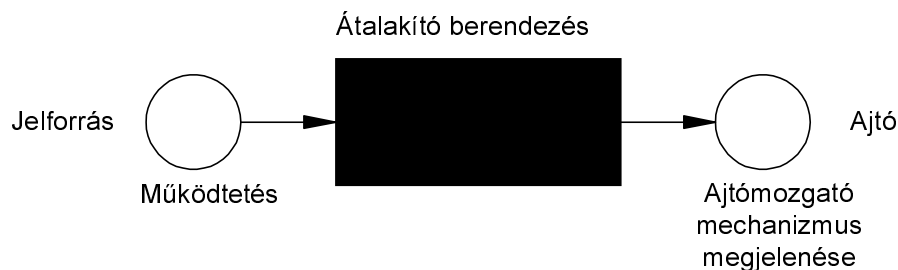
A feladatok ilyen jellegű szétválása (szétválasztása) a gépjárművek fejlődésével, a kor követelményeivel is meghatározottak. Egy gépjármű számára mindig fontos volt, hogy a megfelelő utasforgalom szabályozottan lebonyolítható legyen. A sebesség növekedése, az útviszonyok változása (javulása) miatt egyre inkább előtérbe került a biztonság kérdése. A jármű nagy sebesség melletti menet közbeni viszonyainál a szerkezetek kizárják az utasok, a vezető kiesését, ugyanakkor képesek legyenek egy esetleges veszélyhelyzet esetén a járművet megállítani és az emberek életét előtérbe helyezve szabad utat biztosítani a környezet felé. Ez a változás egy szabályozott rendszerbe a "tudás" bevitelét teszi szükségessé. A tervezők számára fontos kérdés, hogy ez milyen módszerrel és eszközökkel érhető el időben gyorsan, gazdaságosan, hatékonyan, korszerű technológiai sajátosságokkal az ismert módszerektől eltérő megoldásokkal. Ezen az úton való járáshoz nyújt segítséget a tervezésmódszertan elvein alapuló gondolkodás, a tudás integrálása a meglévő, illetve az új szerkezetekbe.

3. Nyitó-záró szerkezet felépítése

A szerkezetet, mint rendszert ha vizsgáljuk, alapvetően három nagy funkciócsoportra (funkciócsoport rendszerre) bonthatjuk:

- szerkezet vezérlése, a nyitó-záró mozgást kiváltó jel előállítása,
- erőátvitel,
- a tulajdonképpeni nyitódó, záródó szerkezet.

A három funkciócsoportot, egyszerűsített formában a 2. ábra mutatja. Az ábra tartalmaz egy működést létrehozó jelforrást, egy nyitó-záró hatást kiváltó szerkezetet és egy "fekete dobozt", melyen az utóbbi hivatott arra, hogy a bemeneten megjelenő (energia, anyag, vezérlőjel) egyértelműen leképezze a kimeneten igényelt információ együttesre, tehát a szabályozott szerkezetmozgató hatásra.



2. ábra

A fékrendszer felépítése

3.1 Nyitó-záró szerkezet vezérlése, a mozgást kiváltó jel előállítása

A nyitó-záró szerkezet működését kiváltó jel előállítására, illetve a vezérlő jellel arányos hidraulikus, pneumatikus nyomás, elektromos feszültség, mechanikus erő létrehozására három féle változat lehetséges:

- embercentrikus a jelképzés, ilyenkor a gépjármű vezetője hozza létre (pedál, kar, gomb segítségével).
- eszközcentrikus a jelképzés, ahol egy intelligens rendszer hozza létre (automatikusan észlel, dönt, cselekszik).
- a harmadik pedig az előző kettő kombinációja: ha a vezető rosszul méri fel a helyzetet a "figyelő rendszer" számítógépe felülbírálja a rendszert.

3.2 Erőátvitel

Erőátvitelre eddig négy különböző módot alkalmaztak, melyek még korántsem ölelik fel a lehetőségek széles skáláját. Az eddig használtak:

- a mechanikus szerkezet (rudazat, Bowden-huzal)
- a hidraulikus szerkezet (ahol a közvetítő [energia folyamat fenntartó] közeg az olaj)
- a pneumatikus szerkezet (ahol a közvetítő közeg a levegő)
- az elektronikus szerkezet (ahol a jelet visszük át)

3.3 A tulajdonképpeni nyitódó, záródó szerkezet

A szerkezet mechanizmusa szerint megkülönböztetünk forgó, illetve egyenes vonalú mozgást megvalósító berendezést. Szabályozott legyen a mozgás a szerkezet élettartamának növelése miatt: ne vágódjon ki, hanem a végállapot előtt egy meghatározott értéknél lépjen működésbe egy fékező mechanizmus. Összehangolt mozgásban álljon rokkantkocsi, babakocsi le-, felszállást könnyítő eszközökkel. Le-, felszállást könnyítő berendezések alkalmazását is ide sorolhatjuk kiegészítő funkcióként: ilyenek a kapaszkodók, sötétben tájékozódást segítő lámpák a lépcsőknél. A szerkezet hatásosságát különböző tényezők befolyásolják:

- a nyitó-záró mozgást megvalósító berendezés tömege: $m[\text{kg}]$
- a nyitó-záró mozgást megvalósító berendezések száma: $n[\text{db}]$

4. Rendszerrel szemben támasztott alapkövetelmények

A szerkezet kifejlesztése folyamán a konstruktőrnek bizonyos alapkövetelményeket mindig szem előtt kell tartania. Ezeket a követelményeket a rendszernek mindig, minden helyzetben, környezeti feltételektől függetlenül tudnia kell.

- Alapfunkció: a nyitó-záró művelet ellátása.
- Zárt állapot megtartása: a szerkezet ne nyílhasson ki automatikusan menet közben
- Becsípődés elleni védelem: a rendszernek képesnek kell lennie kiküszöbölni az „odazárás” veszélyét.
- Vésznyitás: bármikor, bárki megtehesse, bizonyos szempontok figyelembevételével.
- Biztonságtechnikai szempontok: kívülről is lezárható legyen a jármű az üzemén kívüli állapot alatti idegenkezűség kiküszöbölése végett.

Irodalomjegyzék

- 1] Pahl, G.-Beitz, W.: Konstruktionslehre, Springer-Verlog, Berlin-New York, 1978.
- 2] Roth, K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen, Springer-Verlog, 1982.

Mechanikus működtetésű töltetcsere-vezérlés állító berendezés tervezése és funkcionális vizsgálata

Gál Péter

Széchenyi István Főiskola Győr, Közúti és Vasúti Járművek Tanszék

A járműmotorok fejlesztése során az utóbbi évtized valószínűleg a legjelentősebb eseménye és eredménye az elektronikus motormenedzsmenet-rendszerek megjelenése volt. Ez tette lehetővé, hogy a keverékképzés-és égés minőségét befolyásoló legfontosabb paraméterek mindegyikét figyelembevéve optimalizálják a motorikus folyamatokat.

A keverék minősége, tehát a tüzelőanyag és a levegő keverési aránya, valamint gyújtás időpontja mellett harmadik paraméterként megjelent a töltetcsere folyamatába történő beavatkozás lehetősége is annak érdekében, hogy a motor jó fogyasztási- és teljesítmény-paraméterei mellett az egyre szigorodó károsanyagkibocsátást korlátozó normákat is teljesíteni lehessen.

Előadásomban egy olyan konstrukciót mutatok be, amely az ismert VarioCam rendszer egyik változatának tekinthető konstrukció egy alternatívája. Az általában alkalmazott hidraulikus működtetés helyett egy elektromos működtetésű mechanikus csigakerék-áttételes hajtás biztosítja a szívó-vezérmű tengelynek a forgattyús tengelyhez viszonyított elfordítását.

A szerkezetet úgy integráltuk a hengerfejbe hogy az a hidraulikus működtetéshez hasonlóan a láncfeszítő-berendezés funkcióit is átvállalta.

A motor által hajtott kipufogó-vezérműtengelyről lánchajtással forgatott szívó-vezérműtengely viszonylagos elfordítása a motor működése közben úgy történik, hogy a hengerfejben megtámasztott felső láncfeszítő ív helyzetét megváltoztatjuk, pl. felfelé elmozdítjuk. Az állónak felételezett kipufogó lánckerék mellett a láncfeszítő csak úgy képes elmozdulni, és a láncot is megemelni, ha a szívó-vezérműtengelyt hajtó lánckerék, és vele együtt a tengely is eközben elfordul.

Mivel az adott konstrukció esetén adott ívhosszúságú körív alakú láncfeszítőket alkalmaztunk, az állítási tartomány még megengedett határértékeit is meg kellett határozni.

- a. Az az emelési érték, amelynél a lánckerek és a felső feszítő ív között húzott érintő a láncfeszítő ív szélét érinti. Ennél nagyobb emelés ugyan lehetséges, de a lánc az ív szélén megtörik.
- b. Az az emelési érték, amelynél a lánc már nem enged, hiszen az alsó lánccszakasz egyenesként, azaz átmeneti ív nélkül köti össze a két lánckereket. További emelés csak a lánc nyújtásával lenne lehetséges.

Ezeket a határértékeket a gyakorlatban nem érdemes megközelíteni az alkatrészek igénybevételének növekedése miatt. Gyakorlati kivitelezés esetén a hengerfej-konstrukció által megengedett korlátozott hely is meghatározhatja a megvalósítható állítási tartomány határait.

A szerkezet tervezése során arra is tekintettel kellett lenni, hogy a geometriai viszonyokból következően az alsó- és a felső láncfeszítő nem azonos mértékben mozdul el, amit a beépített rugónak kell kompenzálni.

A konstrukció elvi felépítése az 1. ábrán látható.

A speciális mikromotorral hajtott csigatengely (1) hajtja a csigakereket. A csiga-csigakerék közötti áttétel értéke $i = 10$.

Az u. állító orsó (11) a feszítő dugattyúval (14) egy hidraulikus-csillapító egységet képez. A feszítődugattyú belsejében elhelyezett rugó (15) biztosítja a lánc feszességét. Az állító orsó felfelé mozgításakor megváltozik a lánclánckerék között definiálható kapcsolódási szög értéke és helyzete. Ebből következik, hogy az állítási út függvényében megváltozik az

alsó- és a felső láncfeszítők közötti távolság, amely változást a feszítődugattyú be-, ill. kirugóása egyenlíti ki.

A rendelkezésre álló hajtómotor fordulatszáma és nyomatéka, valamint az előírt állítási tartomány és időtartam meglehetősen speciális fogazás választását tette szükségessé.

Az elkészült állító-berendezés funkcionális vizsgálatára egy külön járatópadot alakítottunk ki, amely kis átalakítással igen sokféle hengerfejtípus mechanikai vizsgálatára alkalmas.

A hengerfejet a próbapadon az eredeti, tehát a motorban történő beépítésnek megfelelő helyzetben kell rögzíteni. A vezérműtengely hajtását egy fokozatmentesen szabályozható fordulatszámú motor biztosítja. A közbeiktatott Hottinger típusú nyomatékmérő berendezéssel mérni tudjuk a hajtás közben dinamikusan változó nyomaték lefutását.

Egy inkrementális szögjeladó-párral mérjük a két vezérműtengely egymáshoz képest elfoglalt szöghelyzetének változását, egy-egy útdóval pedig a láncfeszítők elmozdulását.

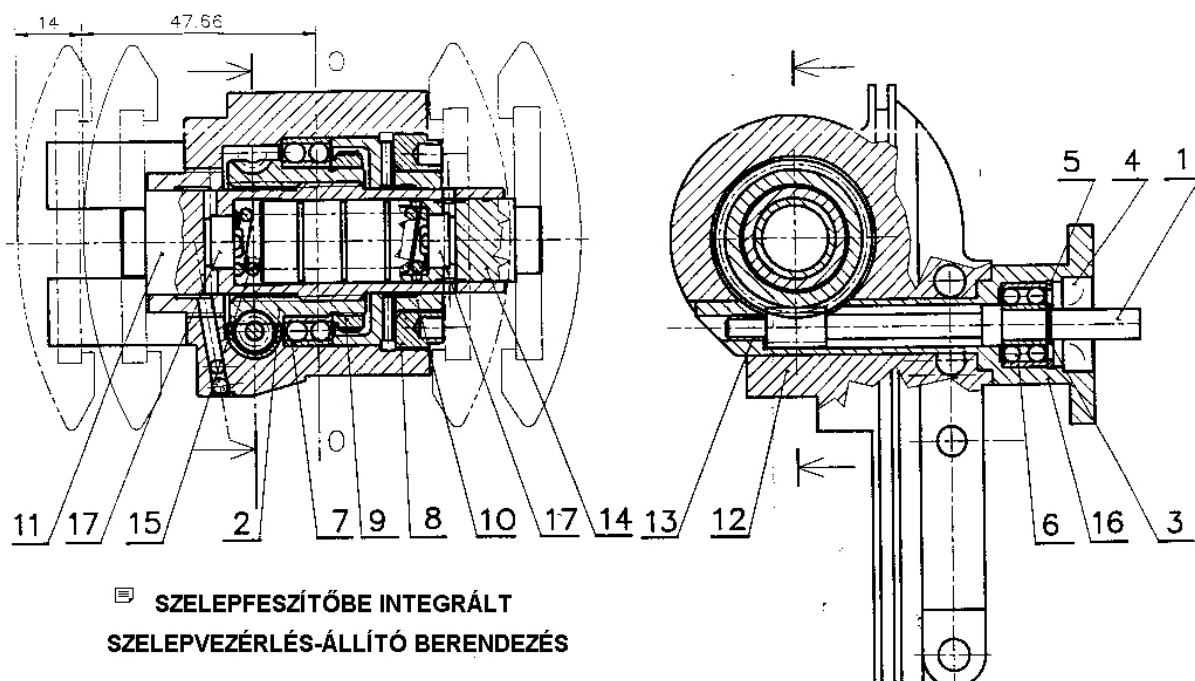
A vizsgálópad szerves része egy szabályozható hőmérsékletű és nyomású olajellátó kör, amellyel egyrészt a működéshez szükséges olajellátás, másrészt pedig egy szabályozott hőmérsékletű üzemállapot is beállítható.

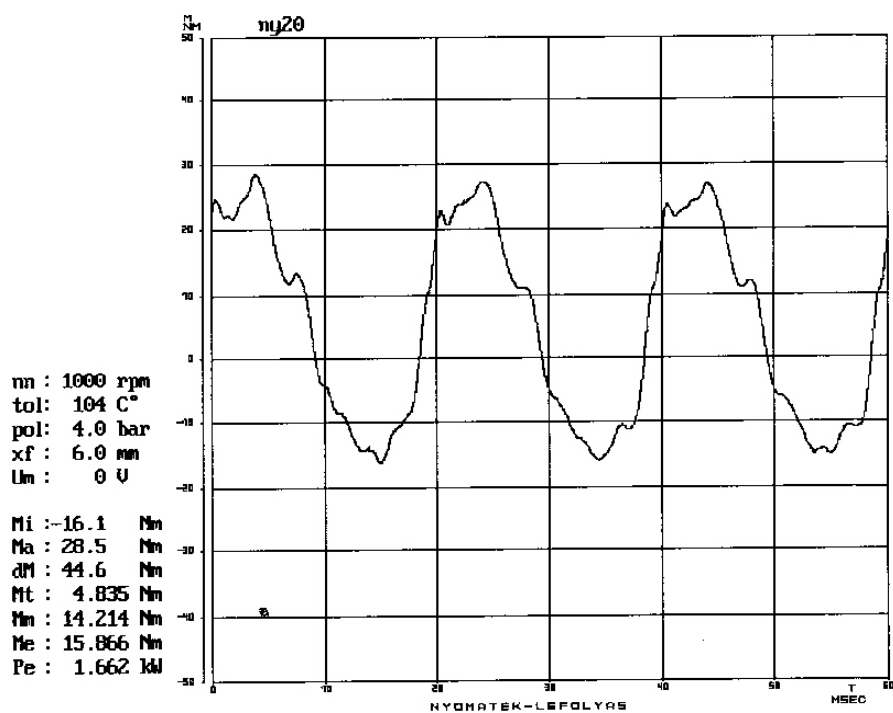
A próbapad így alkalmas különféle konstrukciók és konstrukciós változatok hajtási nyomatékigényének elemzésére ill. összehasonlítására is.

A vizsgált állítóberendezés funkcionális vizsgálatának széles spektrumából két diagramot mutatok be.

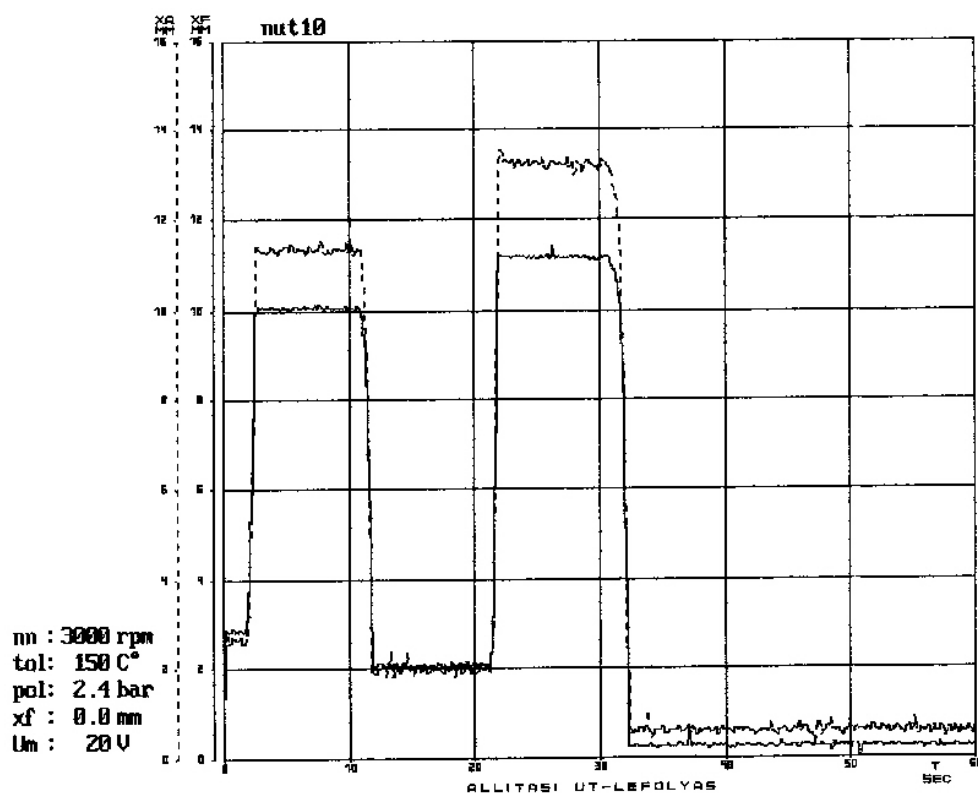
Az 1. sz. diagram jól mutatja a bütyköstengely szögelfordulása függvényében változó hajtási nyomatékokat.

A 2. sz. diagram egy állítási fázist mutat. Látható, az alsó- és felső láncfeszítő ív elmozdulása. A diagramból meghatározható az adott állítási tartomány eléréséhez szükséges állítási idő, valamint meghatározható a két láncfeszítő elmozdulása közötti eltérés is, melyet a láncfeszítő rugónak kell tudni kiegyenlíteni.





HAJTÓNYOMATÉK DIAGRAM



ALSÓ- ÉS FELSŐ VEZETŐSÍN ELMOZDULÁSOK

Auditálás az ISO 9001: 2000 követelményei szerint

Dr. Gremesberger Géza

Magyar Szabványügyi Testület, MSZT., Budapest

1. Az auditálási eljárás célja a tanúsító szervezet szemszögéből:

Az audiator az auditálás folyamata alatt kerüljön minél közelebb a partnerhez, ismerje meg annak a vevővel fenntartott és saját szervezetében működő, ható folyamatait, a vevő megelégedettségét szolgáló rendszereit.

Az auditálás alkalmával az auditor segítse feltárni a folyamatok problémáit és azokat a hiányokat, ha vannak, amelyek nemcsak a szabvány követelményeinek kielégítését hátráltatják, hanem sokkal inkább a szervezet eredményes működését, tevékenységét. Ezeken kívül még fel kell tárnia és rá kell mutatnia a javítás és a tökéletesítés, a fejlesztés lehetőségeire így, pl. megvizsgálva a szervezet alap, a kisegítő és a vezetési folyamatainak hatásosságát / hatékonyságát és ezek javítására tett vagy tehető intézkedéseket, tehát mindent meg kell tenni, hogy az audit valódi hozzáadott értéket jelentsen a szervezet számára.

Az értékelésnek ki kell térnie a szervezet erősségeinek és gyengeségeinek a bemutatására - a vevőkkel kialakított és fenntartott előnyös kapcsolatokra, az esetleges veszélyekre és lehetőségekre - a helyesbítés lehetőségeire, tehát az ún. helyesbítési potenciálra.

2 Az auditálás alapvető szakmai alaptételei:

A minőségirányítási alapelvek:

Ezek meghatározzák a legfontosabb elvi irányvonalakat, amelyeket mind a szervezetnek és az auditoroknak célszerű követni, mert a modell szabvány követelményei is ezekben gyökereznek.

Az alapelvek főleg a felső vezetőséget segítik abban, hogy a szervezetet a nagyobb, a jobb hatásfokú vezetéssel tegyék a vevők számára egyre inkább elismertté.

Az alapelvek a következők:

a) Vevőközpontúság:

a szervezetek vevőiktől függenek, tehát a vevők mai és jövőbeli vevőik igényeit ismerni és teljesíteni kell, illetve ezeket túl is teljesíteni.

b) Vezetés:

a vezetők egyik feladata a szervezet céljainak és igazgatásának egységének fenntartása. A munkakörnyezet és tér olyan legyen, hogy az alkalmazottak elkötelezetten részt vegyenek a szervezet céljai megvalósítási folyamataiban.

c) A munkatársak bevonása:

a szervezet értékét és képességét az alkalmazottak jelentik az ő képességeiket kell a feladatok és célkitűzések megvalósításába szinte a teljes mértékig bevonni.

d) Folyamatszemplétű megközelítés:

a kitűzött minőségcélok és az eredmények hatékonyabban érhetők el, ha ezeket a folyamat megközelítés módszerével kezelik és mint folyamatokat irányítják.

e) **Rendszerszemlélet az irányításban:**

a folyamatok rendszert alkotnak és ennek megfelelő azonosításuk, irányításuk hozzájárul a szervezet eredményességéhez, a folyamatok hatásfokának és hatékonyságának növeléséhez.

f) **Folyamatos fejlesztés:**

a szervezet működéséhez hozzátartozó folyamat legyen az átfogó, folyamatos fejlesztés.

g) **Tényeken alapuló döntéshozatal:**

az objektív és eredményes döntések alapja az adatok és több más információ objektív elemzése.

h) **Kölcsönösen előnyös kapcsolatok a (be)szállítókkal:**

a szervezet és (be)szállítói kölcsönösen függenek egymástól, ezért a kölcsönös előnyökön nyugvó kapcsolat javítja versenyhelyezetüket és minőségelőállító képességüket.

Ha a szervezet ezt a nyolc minőségirányítási alapelveket sikeresen alkalmazza, az gazdaságilag és marketing szempontból is előnyös lesz az *érdekeltek* számára.

3) Az auditálás legfontosabb formai követelményei:

- a szervezet igazoltan, a legfelső vezetés elrendelése alapján, legalább három hónapja használja a minőségirányítási rendszerét,
- a szervezetnél legyen a modellszabvány által előírt módon és tartalommal elvégzett és dokumentált belső audit,
- a szervezetnél legyen a modellszabvány által előírt módon és tartalommal végrehajtott vezetőségi átvizsgálás,
- a szervezetnél legyen minőségpolitika,
- a szervezetnél legyen meghatározott minőségcél.

4) Az audit alapvető módszere:

A tanúsító igazodjék a szervezet alapvető, kiegészítő (támogató) és irányítási (vezetési) folyamataihoz és az értékeléshez az adott területen jártas auditor(oka)t jelöljön ki.

A jártasság azt jelenti, hogy az auditor ismeri a szakmai folyamatokat, a vonatkozó alapvető jogszabályokat és szabályozást, valamint az ugyancsak alapvető vállalatvezetési, irányítási kérdéseket, szempontokat és a gyakorlat fontosabb tényezőit, valamint elegendően nagy gyakorlati tapasztalattal rendelkezik.

A tanúsító a partnerrel kötendő auditálási szerződés megkötése előtt "szerződés átvizsgálást" végez, ami azt jelenti megvizsgálja, hogy pl. akkreditációja érvényes - e a jelentkező által üzemeltetett tevékenységre, - pl. az EA kód alapján besorolható szakterületre.

Az audit speciális mintavétel.

5) Az auditálásban kulcs szerep jut az auditor(ok)nak - aki(k)nek szakmai, minőségirányítási, minőségtechnikai, valamint vállalatvezetési ismeretekkel kell rendelkezni, ezért az auditorok képzését, illetve átképzését az ISO 9000:2000 és az International Accreditation Forum, az ISO/CASCO vagy az EA követelményeinek megfelelően (pl. Bécsi kommuniké szerint) el kell végezni.

Az auditornak a legfelső vezetés szakmai partnerévé kell válnia, ismernie kell a szervezet egészének valós külső és belső üzleti, szervezeti és folyamataira kiterjedő tevékenységét, a jelentkező problémákat át kell látnia és a vezetés figyelmét ezekre rá kell

tudni irányítania, miközben megőrzi korábbi sajátosságait is: így, pl. a pártatlanságát, a döntéshozó -, kapcsolatteremtő -, valamint problémafelismerő képességét, stb.-t.

Ez a magyarázata annak, hogy az az auditor, aki elsősorban minőségellenőrtípusú feladat elvégzésére képes, ma már jelentős mennyiségű ismeretbővítésre szorul és ismeretmegújítás nélkül korunk igényeinek már nem felel meg - az auditornak a fent említett elméleti és gyakorlati ismeretekkel kell rendelkeznie - és személyes felelőssége is jelentősen megnövekedett.

6) Az auditáláshoz felhasznált szakmai ismeretek:

6a.) MSZ EN ISO 9000:2001 szabvány - szótár és értelmezések ismerete,

6b.) az MSZ EN ISO 9001: 2001 modell szabvány - követelmények ismerete és gyakorlati alkalmazása.

Ennek néhány általános jellemzője:

- a modellszabvány általános érvényű, mert mindenfajta szervezet számára alkalmazható - a kizárásokat pedig a szabvány 1.2 Alkalmazás fejezete szerint kell alkalmazni,
- ha szervezet felkészült (kompetens) a tervezési, a fejlesztési feladatokra vagy ezeknek a feladatoknak más vállalkozók számára történő kiadására, akkor az MSZ EN ISO 9001: 2001 szabvány 7.3 pontját nem lehet kizárni - azt a szervezetre érvényesnek kell tekinteni,
- külön is vizsgálni kell, hogy a szervezet végez - e tervezést, fejlesztést, illetve van - e ilyen irányú felelőssége, de vizsgálni kell a többi más alapvető megvalósítási folyamatokat is, mint pl. a gyártás (a megmunkálás), a kereskedelem és a szolgáltatás, - valamint a már említett kizárásokat,
- az alapvető törvényeknek, jogszabályoknak és rendeleteknek való megfelelést is értékelni kell.
- felelősségek és hatáskörök meghatározottak - e,
- a szervezet külső és belső kommunikációs rendszere működik - e és milyen hatékonysággal, stb.

6c.) Egyéb követelmények ismerete:

A fentiekén kívül csupán néhány részletet tekintve különös hangsúly esik azokra az eltérésekre, amelyek ezt a szabványt az előzőtől megkülönböztetik, azaz mássá teszik, így ezek a következő jellemzők:

- a folyamatmegközelítési (PDCA - /plan/do/check/action/ - elv és a rendszerelv alkalmazása,
- kapcsolat az MSZ EN ISO 9004: 2001 - el: konzisztens pár; TQM ; önértékelés,
- más irányítási rendszereknek való megfelelés,
- megengedhető kizárások, 1.2 pont,
- a jogi és szabályozási követelményeknek való megfelelés, pl. a szabvány: 1.1 és 7.2.1 pontjainak,
- dokumentált eljárások: (papíron, mágneses adathordozón, optikai eszközön, fényképen, mintadarabon, számítógépes lemezen, videón, stb.)
 - a dokumentumok kezelése (4.2.3);
 - a feljegyzések kezelése (4.2.4);
 - a belső audit (8.2.2);
 - a nem megfelelő termék kezelése (8.3);

- helyesbítő tevékenység (8.5.2.);
- megelőző tevékenység (8.5.3) ;
- a vezetőség elkötelezettsége (5.1) - benchmarking, SWOT (strength, weakness, opportunity, threat) - elemzés, PEST (political, economical, socio- cultural and technological) - elemzés; balanced scorecard - elemzés, stb.
 - a minőségcélok (5.4.1);
 - gazdálkodás az erőforrásokkal (6);
 - a vevővel kapcsolatos folyamatok (7.2);
 - a vevő megelégedettsége (8.2.1)- indirekt és direkt adatgyűjtés és értékelés;
 - az adatok elemzése (8.4);
 - a fejlesztés (8.5).

7) Az auditálási tevékenységhez szükséges egyéb, a modellszabványtól eltérő, de azzal együtt felhasználható dokumentumok:

7a) normatív dokumentumok:

Az auditor a szervezet tevékenységének ismeretében az auditra történő felkészüléséhez célszerűen választhat és felhasználhatja az alábbi dokumentumokat is:

- ISO 10005:1995 - irányelvek minőségtervekhez,
- ISO 10006:1997 - irányelvek a projekt menedzsment minőségi kérdéseire,
- ISO 10007:1995 a konfigurációs menedzsment minőségirányítási irányelvei,
- ISO 10012-1:1997, 1. rész és
- ISO 10012 - 2:1997 2. rész a mérőeszközök minőségbiztosítása,
- ISO/TR 10013:2000 - irányelvek minőségirányítási rendszer dokumentációihoz,
- ISO/TR 10014:1998 - irányelvek a minőség gazdaságossága irányításához, vezetéséhez,
- ISO/TR 10017:1999 - irányelvek az ISO 9001:1994 - ben meghatározott statisztikai eljárásokhoz,
- ISO TS 16949:1994 - autóipari beszállítók részére kiegészítés az ISO 9001:1994 - hez,
- ISO 9000-3 - irányelvek számítógépes szoftver fejlesztéséhez, alkalmazásához, bevezetéséhez (installációjához) és fenntartásához.

7.b) A szervezet dokumentumai:

- saját értékelés az MSZT - Tanúsítási Titkárság kérdőíve alapján,
- a szervezet minőségirányítási dokumentumai (minőségirányítási kézikönyv, eljárás gyűjtemény stb.).

8) Az audit gyakorlata

Az auditor a felkészüléséhez felhasználja/alkalmazza:

- a szervezet által kitöltött információs adatlapokat, kérdőíveket,
- a minőségirányítási dokumentációt összeveti a modellszabvánnyal és vizsgálatában kitér arra, hogy pl. a kizárások elfogadhatóak - e vagy sem, vagy további indoklás, tisztázás szükséges,
- a minőségirányítási dokumentáció helyesbítése után a helyszíni értékelés következik,
- a helyszíni értékelésre az auditor saját felkészüléseként egy emlékeztető kérdőívet készít (az MSZT ajánlásait is felhasználva) és az eljárás előtt rövid bejárással megismeri a tényleges helyszínt,
- az audit ezt követően hasonló az eddigi gyakorlathoz, de néhány állandó szempont kiegészíti, pl. amelyek a következő kérdésekre keresik a választ:
 - a felsővezetőség teljes mértékben elkötelezett - e a saját minőségirányítási rendszerében foglaltakkal szemben,
 - a szervezet minőségirányítási rendszere elsősorban az üzleti / gazdasági tevékenységre épül - e és nem csak kizárólag az ISO 9001:2000 - t akarja kielégíteni, vagy lart pour lart minőségirányítási rendszert építeni, tehát valóban hasznos - e szervezet részére,
 - az alkalmazottak ismerik - e a minőségirányítási rendszerüket és dokumentumaikat, valamint ezek szabályozott alkalmazását elvégzik - e,
 - a folyamatok felismerhetők - e, átláthatók - e, az utasítások, szabályozások egyértelműek - e, világosak - e, tömörök - e, átfogóak - e, és olvashatóak - e, stb.,
 - a szervezet rendelkezik - e olyan kialakított szervezeti kultúrával, amelyek a folyamatos fejlesztést, tökéletesítést a középpontban tartja és ennek megfelelően végzi ezt és nem kizárólag személyekhez kötöten,
 - a szervezet minőségi vezetője, a vezetőség minőségi megbízottja kulcs szerepet játszik - e vagy csak báb,
 - a belső auditot a szervezet és a legfelső vezetése értéktermelő folyamatnak tartja - e és a saját rendszer fejlesztéséhez ennek eredményeit felhasználja - e,
 - igazodik - e a minőségirányítási dokumentáció a szervezet nagyságához, a végzett tevékenység bonyolultságához, a folyamatok összetettségéhez, és egymás közötti kapcsolataihoz, és
 - az alkalmazottak kompetenciája a feladatokkal adekvát - e,
 - az egyes eljárások megvannak - e, léteznek - e, bevezették - e, alkalmazzák - e és fenntartják - e stb.
- majd az auditor a szervezettel egyeztetve megállapodik az esetleges eltérésekben, és a helyesbítések időpontjában stb. (pl. visszatér - e vagy elfogadja az írásos jelentést és a következő felügyeleti audit során értékeli a helyesbítést, stb.),
- a jelentésében kitér arra, hogy a tanúsítványban mind a szervezet tevékenységi köre milyen szövegezéssel szerepeljen és a kizárások is - ezekről a helyszínen a szervezet megbízott képviselőivel írásban megállapodik.

9) A tanúsítvány

Az MSZ EN ISO 9001:2001 szerint végzett tanúsítási eljárás befejezésekor az auditor jelentése alapján - ekkor már megvan a helyesbítésekre az auditori jóváhagyás is - az MSZT Tanúsítási Bizottsága áttekinti az adott szervezet tanúsítási eljárását. Ezt a tevékenységet a saját NAT (Nemzeti (magyar) Akkreditáló Testület) és SWEDAC (svéd akkreditáló testület)

által akkreditált rendszerdokumentáció és az MSZ EN 45012, valamint az IQNet tagszervezeteként, annak előírásai betartásával végzi el.

Ha minden feltétel teljesül az MSZT Tanúsítási Bizottság javaslatot tesz az MSZT vezetésének a tanúsítvány kiadására és határozatában kijelöli a tanúsítvány érvényességi időtartamát (ami három év) és a legközelebbi felügyeleti audit időpontját.

Az MSZT által kiadott tanúsítvány szövegében világosan benne kell lenni, a szervezet tevékenységi körének, ezt szavakkal is egyértelműen le kell írni úgy, hogy a vevőt semmiképpen se lehessen félrevezetni.

A tanúsítványból világosan kivehetőnek kell lenni, hogy a szervezet milyen szolgáltatást végez, miféle (milyen kategóriába sorolt) terméket gyárt és a tanúsítvány érvényességi körébe beletartoznak a vonatkozó megvalósítási (alapvető, kiegészítő és irányítási) folyamatok is ezeket is tételesen kiírva.

A tanúsítvány szövegében külön is ki kell térni arra, hogy a szervezet végez - e tervezést, fejlesztést, illetve van - e ilyen irányú felelőssége, de a többi alapvető megvalósítási folyamatokra is, mint pl. a megmunkálás, a kereskedelem és a szolgáltatás.

A tanúsítvány szövege és a szervezetre vonatkozó törvények és jogszabályok egymással összhangban kell, hogy legyenek.

Ferromágneses gumin alapuló különleges aktuátor

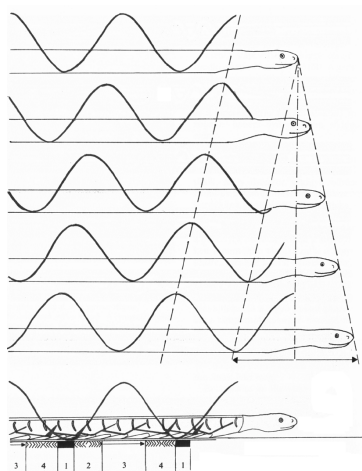
Halas János

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Gépészmérnöki Kar, Finommechanikai, Optikai Tanszék

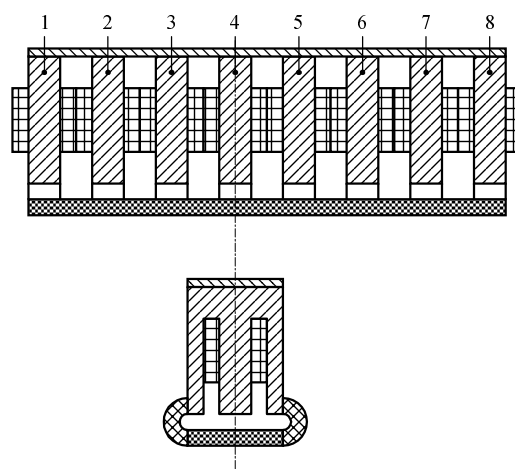
Bevezetés: Az állatvilágban számos olyan mozgásfajta van, amelynek leutánzása számos alkalmazási területen előnyöket jelentene. Ilyen mozgásfajta a testhullámokkal való mozgás is. Ezzel a mozgásfajttal úsznak a halak, mozognak a csigák és néhány kígyófajta is. Ezt a mozgásformát valósítottam meg ferromágneses gumiszalag vezérlésével.

A mozgásforma és műszaki megvalósítása

A testhullámokkal történő mozgást egy kígyó hasáról készült felvétel alapján készült kép segítségével lehet megérteni (1. ábra).



1. ábra



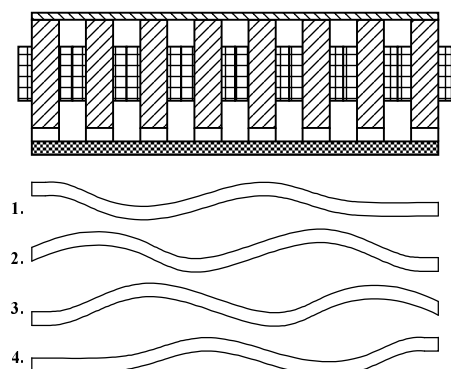
2. ábra

A kígyók, csigák – izmaik segítségével – a hasukon haladó hullámmozgást hoznak létre. Amilyen sebességgel halad ez a hullám hátrafelé, olyan sebességgel haladnak előre (ellentétben a halakkal, itt a két sebesség nem egyenlő) [1.]. Ennek a mozgásformának a leutánzásához, mivel a hagyományosnak tekinthető szerkezetek merevek, nagyon sok elemszámú szerkezet lenne szükséges. Valamilyen rugalmas elemet alkalmazva azonban ez a feladat könnyebben megoldható. Ez a rugalmas elem lehet a nyersgumihoz hozzáadott vaspor segítségével ferromágneses tulajdonságúvá tett szilikongumi is. Egy ilyen szerkezet elvi felépítését mutatja be a 2. ábra.

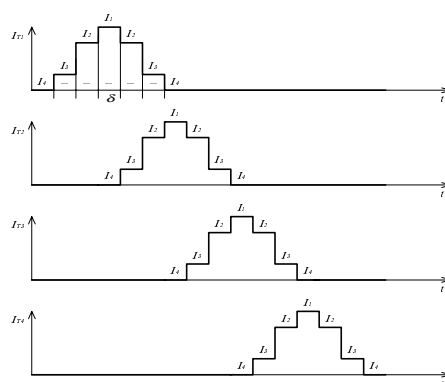
Az ábrán látható szerkezet nyolc elektromágnesből áll. Mindegyik egymástól függetlenül van rugalmas elemekkel a gumiszalaghoz rögzítve. Feszültséget kapcsolva a tekercs kapcsaira a benne folyó áram mágneses teret hoz létre, amely a gumiszalagon keresztül záródik. Mivel az elektromágneses tér energiaminimumra törekszik, amelyet a minél rövidebb erővonalhosszal ér el, az elektromágnes vonzani fogja a gumiszalagot. Az elektromágnesek tekercsei kettesével (1-5, 2-6, 3-7, 4-8) egymással párhuzamosan kötve és páronként időben egymás után vezérelve a 3. ábrán látható hullámokat lehet a gumiszalagon kelteni.

Feltételeztem, hogy a gumiszalagon kialakított hullámmozgás egyenletesebb, ha időben változó árammal gerjesztjük őket. Például ahhoz, hogy a vezérlés az egyik tekercspárról a következőre viszonylag folyamatosan adódjon át, alkalmazhatjuk a 4. ábra szerinti áramalakfüggvényt. Az ábra szerint egyidejűleg két tekercspár van vezérelve, különböző áramerős-

ségekkel. Az egyik tekercsben folyó áram folyamatosan csökken, míg a másik tekercsben folyamatosan növekszik. Az optimális áramalak-függvényt még nem sikerült megtalálnom, erre a későbbiekben, végelelemes modellezés segítségével fog sor kerülni.



3. ábra

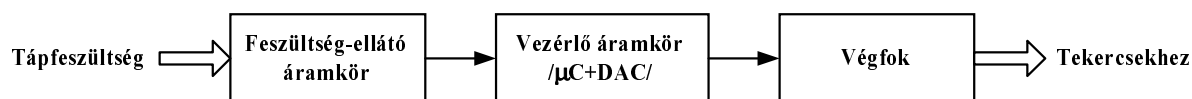


4. ábra

Ehhez a vezérléshez készítettem el egy olyan áramkört, amely megfelelően rugalmas a vezérlési paraméterek és néhány változtatás (pl.: permanens mágneses tulajdonságú gumiszalag alkalmazása) tekintetében. Erre azért volt szükség, mert ilyen alkalmazással a szakirodalomban még nem találkoztam, ezért a vezérlés optimumának felderítéséig sok változtatásra lehet szükség. Másodsorban változások lehetnek a konstrukcióban is, illetve a ferromágneses gumiszalag anyagtulajdonságaiban is (permanens mágneses tulajdonságú porok alkalmazásával), amely a vezérlés megváltoztatásának szükségességét vonja maga után.

Az áramkör leírása

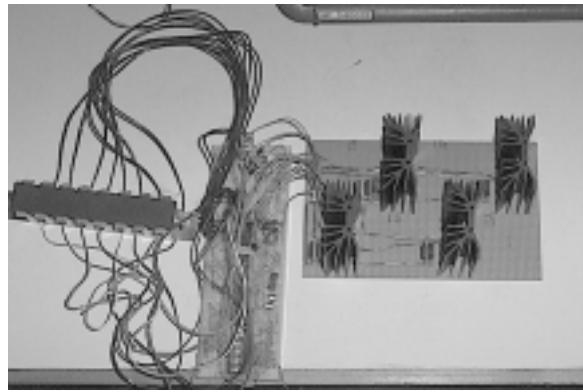
Az áramkör három fő részből áll, az 5. ábra szerint. Az első a feszültségellátó rész, amely az elemek megfelelő feszültséggel való ellátását végzi. A második rész a vezérlést végzi egy mikrovezérlő és egy D/A átalakító segítségével. A harmadik rész pedig a végfokozat, amely a vezérlő egység kimeneti feszültségével vezérelt nagyáramú áramgenerátor szabályozott kimeneti áramot hajt át az egyes tekercspárokon.



5. ábra

Megépítés és kimérés

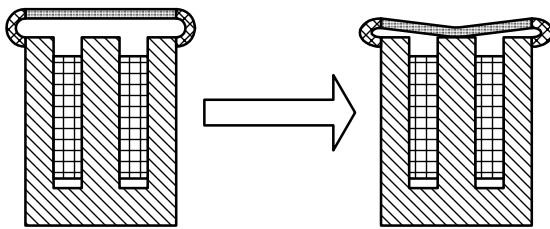
A megépítés során az eredmények biztatóak voltak, további fejlesztések lesznek szükségesek ahhoz, hogy versenyképes aktuátort lehessen így létrehozni. A szerkezet, a súlya miatt, és ferromágneses gumiszalag nem optimális deformációja miatt, önmagát nem, de a rá helyezett tárgyakat képes elmozdítani. A 6. ábrán látható a szerkezetről a vezérlőáramkörrel együtt készült fénykép.



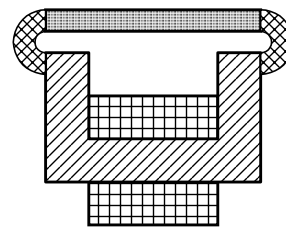
6. ábra

Problémák, a mozgás optimalizációja

Az előző fejezetben volt szó arról, hogy a ferromágneses gumiszalag deformációja nem volt optimális. A deformáció a 7. ábrán látható. Ez konstrukciós hibára vezethető vissza, mivel a szerkezet közepén nincs rugó, így a gumiszalagra ható vonzóerőt nem akadályozza a rugóerő, míg a két szélén igen. Ennek egy lehetséges konstrukciós kiküszöbölése a 8. ábra szerinti szerkezettel lehetséges.

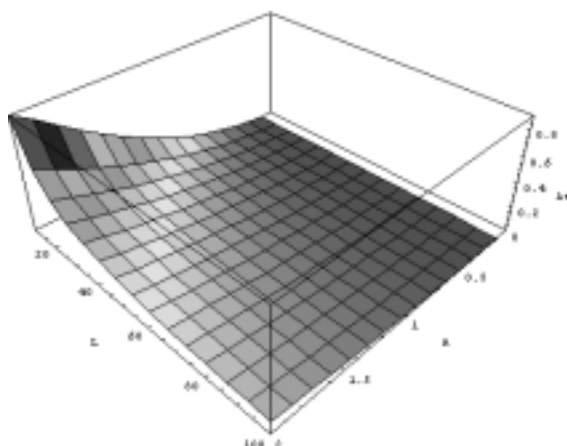


7. ábra

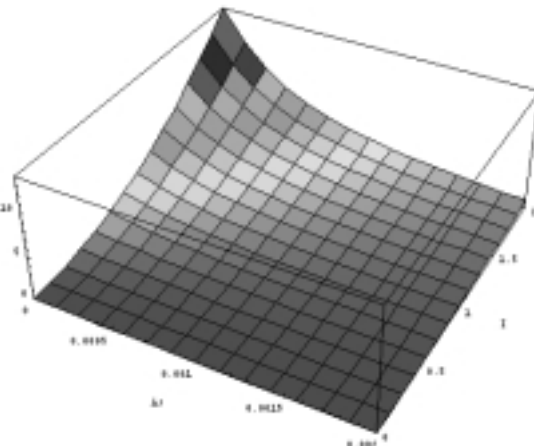


8. ábra

A mozgásra nézve további javítási lehetőség a hullámalak optimalizálása. A 9. ábrán az egy hullám legördülése során kialakuló elmozdulás (Δs) látható, a hullám amplitúdója (A) és hullámhossza (L) függvényében. A diagramból jól látható, hogy ez az elmozdulás, és végeredményben a szerkezet sebessége, annál nagyobb, minél nagyobb a hullám amplitúdója és minél kisebb a hullámhossza.



9. ábra



10. ábra

A hullámhossz csökkentésének konstrukciós akadályai vannak, mivel a tekercsek mérete a menetszám függvényében adott. A menetszámot elsősorban a működtetéshez szükséges erő határozza meg, ami a rugalmas visszatérítő elemek rugóereje által adott. A hullám amplitúdójának növelésével azonban a tekercsek által a ferromágneses gumira ható erő fordított arányban csökken. A szórt mágneses tereket elhanyagolva ez az erőhatás (F) a 10. ábrán látható a hullám amplitúdója (A) és a tekercsen átfolyó áram (I) függvényében, konstans menetszámnál. Ha növeljük a hullám amplitúdóját, ami a mozgás sebességének növeléséhez szükséges, nagyobb gerjesztést kell alkalmazni. Ezt nagyobb árammal, vagy nagyobb menetszámmal tudjuk elérni. Az áram növelésének a melegedés szab határt, ezért egy határon túl kénytelenek vagyunk a menetszámot növelni. Ez viszont, konstrukciós okokból, a hullámhossz növelésével jár együtt, ami a működési sebességre nézve hátrányt jelent. Az optimalizációnál ez mindenképp egy kompromisszum elfogadását szükségelteti.

További optimalizáció szükséges a mágneskörök esetében, mivel a fenti kísérleti konstrukció megalkotásához kereskedelmi forgalomban kapható vasmagos induktivitásokat alkalmaztam. Ezek alkalmazását elsősorban a könnyű beszerezhetőség és az elektromágnesekké való átépíthetőség indokolta, azonban a geometriája a célra nem a legmegfelelőbb.

Összefoglalás

A fentiekben egy újszerű elektromágneses aktuátor történt meg. A jelenlegi konstrukció egy kezdetleges, kísérleti példány, számos változtatásra szorul, azonban az eredmények azt mutatják, hogy az elv működőképes, de optimalizációra szorul. A működési paraméterek változtatására a vezérlőáramkör megfelelően rugalmas, ezért a további konstrukciók vezérlésére is alkalmas lesz.

A működési elvet számos egyéb területen is, nem csak szárazföldi, hanem úszó mozgásra is lehet alkalmazni. Köztudott ugyanis, hogy a halak sokkal gyorsabban tudnak a testükön kialakított hullámmozgás révén úszni, mint a propelleres hajók [1.]. Természetesen itt nem tengerjáró hajók kialakítására gondoltam, hanem felderítő, megfigyelő eszközök létrehozására.

Felhasznált irodalom

- 1] Greguss Ferenc: Eleven találmányok, Móra Könyvkiadó1978.
- 2] Microchip Technical Library CD-ROM
- 3] LM124 – LM224 – LM324 Low power quad operational amplifiers, katalógus, <http://www.st.com>
- 4] TIP120/121/122, TIP 125/126/127 Complementary silicon power Darlington transistors, katalógus, <http://www.st.com>
- 5] MAX1044/ICL7660 Switched-capacitor voltage converters, katalógus, <http://www.maxim.com>
- 6] Digital-to-Analog converters MC144110/MC144111, katalógus, <http://www.motorola.com>
- 7] U. Tietze, Ch. Schenk: Analóg és digitális áramkörök, MK. 1985.

Az OTKA T:032509 támogatásával készült.

Modellezési megoldások zömítésnél

Dr. Halbritter Ernő

Széchenyi István Főiskola Győr
Anyagismereti és Járműgyártási Tanszék

Bevezetés

A párhuzamos nyomólapok közötti zömítése klasszikus képlékeny-alakítási feladat. A nyomólapoknál fellépő súrlódás gátolja az érintkező felületeknél átmérő-növekedést, és emiatt a munkadarab hordósodik. A hordósodás mértékét elsősorban a súrlódási tényező, az alakváltozás mértéke és a munkadarab kiinduló geometriai adatai befolyásolják. A hordósodás jellegét kísérleti adatokra támaszkodva többen megfogalmazták. A szerzők a munkadarab profilját parabolikusnak írták le. Munkánkban az anyagáramlás matematikai modellezésénél az alakítás teljesítmény - szükségletének minimalizálásával vesszük figyelembe a súrlódást.

A cikk bemutatja a sebességmező matematikai megfogalmazását, az eredmények felhasználását.

Előzmények

A tömör hengeres próbatestek homogén alakváltozását eredményező sebességmező leírása több helyen megtalálható a szakirodalomban [pl. 1]:

$$w_z(z) = -\frac{v_0}{h} z, \quad w_r(r) = \frac{1}{2} \frac{r v_0}{h}. \quad (1)$$

Nem hordósodó gyűrű alakú próbatesteknél az anyagáramlás sebességkomponenseit többnyire a következő összefüggésekkel adják meg [2].

$$v_z(z) = -\frac{v_0}{h} z, \quad v_r(r) = \frac{v_0}{2h} \left(\frac{r^2 - R_s^2}{r} \right), \quad (2)$$

ahol v_0 a mozgó szerszámlap sebessége, h a munkadarab magassága, R_s képzeletbeli hengerfelület sugara, amely gyűrűzömítésnél elválasztja a sugárirányú alakváltozásnál a kifelé és a befelé áramló anyagot, r és z koordinátaértékek a hengerkoordináta rendszerben.

A modellalkotás feltételezései

A modellalkotás feltételei a w komponenseinek meghatározásánál:

- F 1. Az anyag összenyomhatatlan,
- F 2. Az anyag homogén és izotróp,
- F 3. A deformáció tengelyszimmetrikus, az anyagáramlás sebességmezeje a hengerkoordináta rendszerben a $w(r, z) = [w_r(r, z), w_z(z)]$ komponensekkel írható le,
- F 4. A sebesség z komponense a munkadarab és a nyomólapok érintkezésénél:

$$w_z(0) = 0; \quad w_z(h) = -v_0.$$

- F 5. A w_z - nek a $z = h/2$ helyen inflexió pontja van, azaz ezen a helyen a ε_z alakváltozási sebesség extrémális.
 F 6. A w_r sugárirányú sebességkomponens a $z = h/2$ helyen maximális.
 F 7. A sebesség z komponense a következő alakban írható:

$$w_z(z) = a \cdot z^3 + b \cdot z^2 + c \cdot z + d, \quad (3)$$

ahol a, b, c, d egyenlőre ismeretlen meghatározandó függvények.

Megoldás

Felhasználva az F4. – F6 feltételeket a következő összefüggést kapjuk [3].

$$w_z(z) = 2 \frac{(c h + v_0) z^3}{h^3} - 3 \frac{(c h + v_0) z^2}{h^2} + c z. \quad (4)$$

Az F 1 feltétel értelmében a sebességmező divergenciája zérus. Az összenyomhatatlanság feltétele hengerkoordináta rendszerben:

$$\varepsilon_{ii} = \frac{\partial w_r}{\partial r} + \frac{w_r}{r} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

alakban írható fel. Ha az (5) egyenletbe $w_z(z)$ kifejezését behelyettesítjük, $w_r(r, z)$ komponensre egy elsőrendű differenciálegyenletet kapunk, mely a z koordinátától mint paramétertől függ. Az F 3 feltétel e differenciálegyenlet megoldásához peremfeltételnek tekinthető. Így az (5) differenciálegyenlettel és $w_r(0, z) = 0$, illetve $w_r(R_s, z) = 0 \quad \forall z$ peremfeltétellel definiált feladat egyértelműen megoldható lesz minden z értékre. A megoldás tömör testre:

$$w_r(r, z) = -3 \frac{r z^2 c}{h^2} - 3 \frac{r z^2 v_0}{h^3} + 3 \frac{r z c}{h} + 3 \frac{r z v_0}{h^2} - \frac{1}{2} r c, \quad (6)$$

ahol c egyelőre tetszőleges állandó, melyet meg kell határozni.

Vezessünk be a c helyére a $k = -c \frac{h}{v_0}$ dimenziótlan paramétert.

Ezzel a (2.48, 2.49) összefüggés:

$$w_z(z) = \frac{z (-2 z^2 k v_0 + 2 z^2 v_0 + 3 z k v_0 h - 3 z v_0 h - k v_0 h^2)}{h^3}, \quad (7)$$

$$w_r(r, z) = -\frac{1}{2} \frac{r (-6 z^2 k v_0 + 6 z^2 v_0 + 6 z k v_0 h - 6 z v_0 h - k v_0 h^2)}{h^3}. \quad (8)$$

Gyűrű alakú munkadarabnál a sugárirányú sebességkomponens:

$$w_r(r, z) = -\frac{1}{2rh^3}(-6r^2 z^2 k v_0 + 6r^2 z^2 v_0 + 6r^2 z k v_0 h - 6r^2 z v_0 h - r^2 k v_0 h^2 + 6R_s^2 z^2 k v_0 - 6R_s^2 z^2 v_0 - 6R_s^2 z k v_0 h + 6R_s^2 z v_0 h - R_s^2 k v_0 h^2) \quad (9)$$

A $k = 1$ esetén a munkadarab hengeres marad, a $k < 1$ -nél hordósodik és a $k > 1$ értéknél a munkadarab palástfelülete homorú lesz. A domború alaknál $z = h/2$ helyen az ε_z alakváltozási sebesség maximális. A $k=1$ esetén a (7, 8, 9) összefüggések a homogén alakváltozásra jellemző, a szakirodalomban jól ismert (1, 2) alakot veszik fel.

A k pontos értéke az alakítás teljesítményszükségletének minimalizálásával határozható meg.

A zömítés teljesítményszükséglete két komponensből tevődik össze:

$$P(k) = P_{id}(k) + P_s(k), \quad (10)$$

ahol P_{id} a deformáció tiszta teljesítményszükséglete, míg P_s a súrlódási teljesítmény, amely a munkadarab és a nyomólapok érintkezési felületén ébred [3].

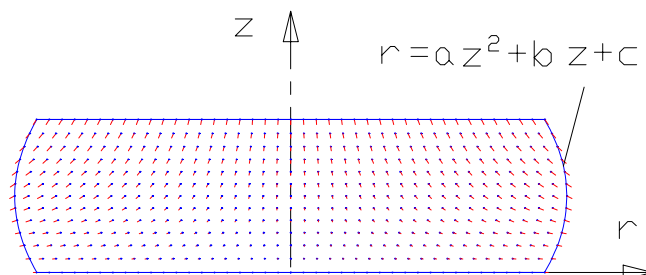
A felsőhatár módszer szerint a k különböző értékeivel létrehozott sebességmező közül az közelíti meg legjobban a valóságot, amelyiknél az alakítás teljesítménye minimális, vagyis a legjobb k érték minimalizálja a $P(k) = P_{id}(k) + P_s(k)$ függvényt. Tehát az anyagáramlás sebességmezejét sikerült a súrlódási tényező figyelembevételével felírni.

Ha a v_0 dt értéke elég kicsi, akkor zömítés közben a k értéke állandónak tekinthető.

Az alakítási folyamat vizsgálatához a zömítés kezdetén a munkadarab keresztmetszetén tetszés szerinti sűrűséggel ponthálót vettünk fel., majd a v_0 dt elmozduláshoz a (7, 8, 9) összefüggésekkel meghatároztuk a felvett pontok új helyzetét. Ezt követően az új geometriát tekintettük kiindulási helyzetnek és a k értéket ennek megfelelően határoztuk meg. A ciklus az összefüggés érvényességi tartományán belül tetszés szerint megismételhető. Egy bizonyos n ismétlési szám után a kezdeti H_0 értékből h érték lesz. A számításainknál a v_0 dt értéke 0.1 mm volt.

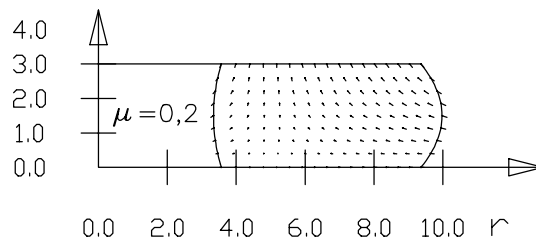
A számítás menetét nagyban megkönnyítjük, ha a k értékét kifejezzük a μ súrlódási tényező és a zömített munkadarab h magasságának függvényében. Egy adott kiinduló geometriánál, a μ súrlódási tényezők és h magasságok egy bizonyos tartományán belül a k értéke regressziószámítással jól közelíthető a $k = c_1 \mu + c_2 h + c_3$ típusú függvénnyel [3].

Az előzőekben leírtak felhasználásával a zömítés modellezésére AutoLISP program készült. A program a megadott súrlódási tényezővel a kívánt mértékig / h magasságig / zömíti a munkadarabot és a végső állapotban lerajzolja a deformált pontháló képét illetve a sebességmezőt.



1. ábra

A felvett pontháló deformációja és a pillanatnyi sebességmező



2. ábra

A gyűrűzömítés anyagáramlásának modellezése.

/H₀ = 5,3 mm, r₀ = 4 mm, R₀ = 8 mm, h = 2,5 mm /

Eredmények alkalmazása

- A súrlódási tényező, az inhomogén alakváltozás és a maradó feszültségek kapcsolatrendszerének vizsgálata [4, 5].
- Alakíthatósági vizsgálat gyűrűzömítéssel [6].
- A zömítés 3D –s modellezése a súrlódási tényező figyelembevételével [7].

Irodalom

- 1] Lange : Lehrbuch der Umformtechnik, Band 1, Grundlagen, Springer- Verlag 1972. Band 2, Massivumformung, Springer- Verlag 1974.
- 2] Burgdorf, M.: Über die Ermittlung des Reibwertes für Verfahren der Massivumformung durch den Ringstauchversuch, Industrie- Anzeiger Nr. 5. 1967.
- 3] ERNŐ HALBRITTER: Modelling of Material Flow During Upsetting Between Parallel Pressure Plates, Hungarian Electronic Journal of Sciences, Széchenyi István University of Applied Sciences, Győr, Hungary , 1999. pp.: 12,
<http://heja.math.szif.hu/MET/MET-990617-A/met990617a/met990617a.html>
- 4] Halbritter E. - Kirckfeld M.: Examination of Deformation by Ring Upsetting 8 th Internationales DAAAM Symposium. Zagreb - Dubrovnik, 23 - 25 th October 1997 , pp.: 111 – 112.
- 5] Halbritter Ernő: A súrlódási tényező és a maradó alakítási feszültségek a gyűrűzömítésnél Miskolc 1998. február 25 - 26., microCAD '98 Mechanikai Technológiák Szekció, pp.21. - 25.
- 6] Csizmazia Ferencné dr. – Dr. Halbritter Ernő - Tarcsay Iván Formability examination based on ring upsetting, microCAD'2000 Nemzetközi Számítástechnikai Tudományos Konferenciára , Miskolci Egyetem 2000. február 23-24.p.: 9 - 14. oldal
- 7] Halbritter Ernő: 3D Modelling of Upsetting, Taking the Coefficient of Friction into Account, microCAD '2001. Március 1-2. Mechanikai Technológiák Szekció, pp.6 oldal, megjelenés alatt.

Finommechanikai motor-hajtómű egység konstrukciójának optimalizálása

Dr. Halmai Attila

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Finommechanikai, Optikai Tanszék

1. A feladat megfogalmazása

Általánosságban a finommechanikai-mechatronikai rendszer motorból, a célfeladatot végrehajtó szerkezetből és a kettő illesztését, összekapcsolását végző hajtóműből tevődik össze. Az eddigi kutatások ebből a rendszerből vagy csak a motort, vagy csak a hajtóművet emelték ki, és ebből következően csak a motorral vagy csak a hajtóművel foglalkoztak egymástól függetlenül. A valóságban a motort és a hajtóművet egyetlen rendszernek kell tekintenünk. Mivel a külvilág felől a követelmények általában előírtak, a hajtómű-motor optimalizálása súlyponti kérdéssé válik. Hiába rendelkezik egy motor kiváló elektromechanikai tulajdonságokkal, ha ezeket a tulajdonságokat egy rossz minőségű hajtómű nem képes érvényesíteni. Ezért a motor-hajtómű komplexumot szerves egységként kell felfogni, amelyben a motor befolyásolhatja a hajtómű kialakítását, de a hajtómű is befolyásolhatja a motorkonstrukciót. Ezáltal elvesztünk bizonyos előnyöket a motor mint szerkezeti egység univerzális használhatóságát illetően, de megnyerünk előnyöket a célfeladat megoldását illetően. Ez a műszaki fejlődés természetes folyamata, a legjobb példa erre a technika fejlődésében az integrált áramkörök létrejötte és elterjedése volt.

A konkrét esetben, amelyet vizsgálat tárgyává teszünk, a cél egy $i = 12$ módosítás elérése lehetőleg minél nagyobb hatásfokkal, és minél kevesebb számú szerkezeti elem felhasználásával. A cél továbbá, hogy az egész egység minél kompaktabb és kisebb legyen. A motor tárcsás kivitelű, egyenáramú szervomotor hagyományos kefékkel és kommutátorral, a motor energiaellátását egyetlen 1,2 V-os Ni-Cd gombakkumulátor cella biztosítja, ebből kell a maximális mechanikai munkát létrehozni.

2. A finommechanikai hajtómű kiválasztása

A finommechanikai hajtómű kiválasztásánál a szerkezeti elemek minél kisebb száma a csigahajtóművet hozza előtérbe. A csigahajtások hatásfoka azonban köztudottan alacsony, így a csigahajtás alkalmazásával látszólagosan szembekerülünk a bevezetésben említett jó hatásfok követelményével.

A csigahajtások hatásfoka (η_i) a következő formulával írható le:

$$\eta_i = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} \quad (1)$$

ahol γ a csiga közepes menetemelkedési szöge, ρ pedig a súrlódási kúp félkúpszöge. A jó hatásfok eléréséhez tehát – mivel a súrlódás csak egy bizonyos mértékig csökkenthető, és a súrlódási tényező a finommechanikában amúgy sem szokott kicsi lenni – a csiga közepes menetemelkedési szögét kell a lehető legnagyobbra választani. A modul értéke általában rögzített, esetünkben $m = 0,3$ így a γ növelése érdekében a csiga átmérőjét kell csökkenteni. A finommechanikai méretek miatt a szilárdsági igénybevétel a legtöbb esetben elhanyagolható, ezért a csiga átmérő irányú méreteit addig a határig lehet csökkenteni, hogy a

csiga magátmérője szinte eltűnjön. Ez természetesen együtt jár azzal, hogy a csigát magából a tengely anyagából köszörüléssel kell kialakítani.

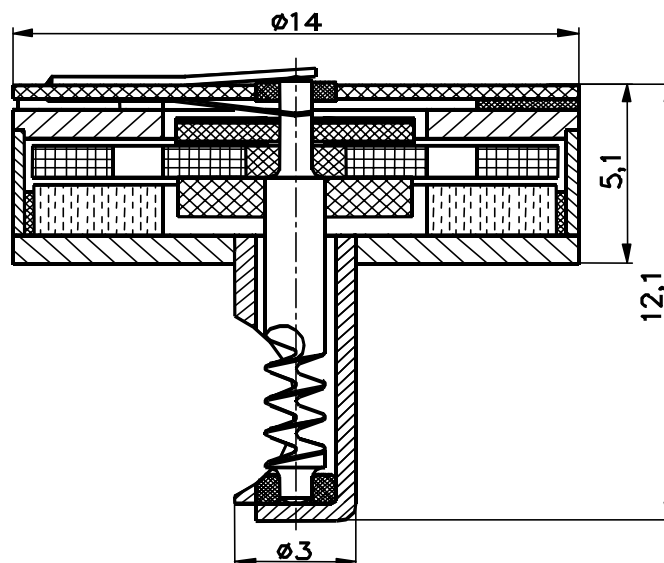
A megvalósított kísérleti példány vázlatos rajzát a 3.1. ábra mutatja. A csiga közepes menetemelkedési szöge $\gamma = 18,2^\circ$, a súrlódási tényezőt a kis méretek, és ebből következően a durvább felületi minőség miatt $\mu = 0,25$ -nek tételeztem fel. A konkrét esetben a csigahajtás hatásfoka $\eta_i = 0,52$, azaz 52 %-ra adódott azzal a megjegyzéssel, hogy ez csak a csiga-csigakerék mint kapcsolódó kinematikai párra vonatkozik, a csigahajtásból származó, a csapágyazásokban fellépő járulékos erőhatások ezt a hatásfokot még csökkenteni fogják.

3. A motor konstrukciójának tervezési szempontjai

A motorkonstrukció kialakításánál a következő szempontokat kell figyelembe venni:

- a motor működésekor keletkező súrlódások minél kisebb saját veszteségi nyomatékot okozzanak,
- a hajtómű visszahatásából eredő erők minél kisebb veszteségi nyomatékot hozzanak létre,
- a konstrukció a külső hatások ellen (por, egyéb szennyeződések) kellő védelemmel és megfelelő robusztussággal rendelkezzen.

Fenti szempontok figyelembevételével terveztem meg a következő ábrán bemutatott motort, amelynek különös jellemzője, hogy a csigahajtásból keletkező axiális erők hatásait a finommechanikában jól ismert csúcságyazással csökkentettük minimumra. A radiális erők felvételére műanyag csapágyak szolgálnak. A motor tervezésénél technológiai okokból nem választottam 0,5 mm-nél kisebb csapátmérőket. A motor külső átmérője helyproblémák miatt nem lehetett 14 mm-nél nagyobb.

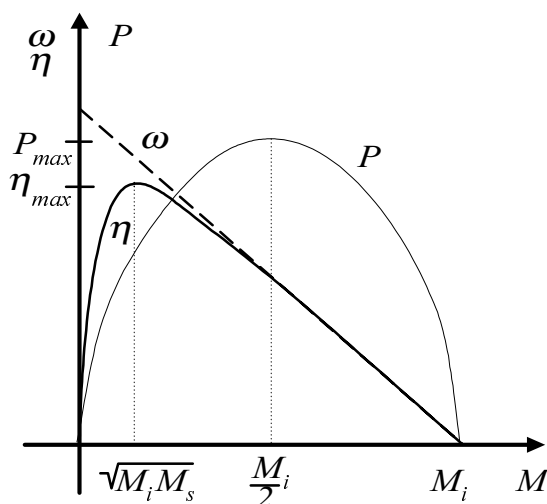


3.1. ábra

Az ábrán jól látszanak a tengely alsó és felső végén kialakított lekerekítési sugarak, és az axiális erők felvételére szolgáló sík megtámasztások. A vázolt konstrukció járulékos előnye, hogy a csúcságyazásoknál keletkező tér nem felesleges, hanem kifejezetten hasznos, mert a kenőanyag hosszabb ideig való tárolási problémáját is megoldja. A teljes motor hossza nincs megkötve, hiszen a tengely csigát is tartalmazó vége igény szerint hosszabbra is és rövidebbre is készíthető.

A motor akkor működik optimálisan, ha munkapontja a maximális hatásfokban, vagy annak környezetében van, ekkor alakítja át ugyanis a rendelkezésre álló elektromos energiát –

esetünkben az áramot – a legkisebb veszteséggel mechanikai teljesítménnyé. Egyenáramú törpemotoroknál a motor hatásfoka jelentősen változik a munkapont függvényében. Ezt a következő jól mutatja Látható, hogy a hatásfok görbéje rendelkezik a legcsúcsosabb maximummal, ezért nagyon fontos, hogy a motor a maximális hatásfok környezetében dolgozzék. Az ábrán a szögsebesség és a mechanikai teljesítmény görbéjét is feltüntettük. Jól észrevehető, hogy a maximális hatásfok munkapontja jellegzetesen nem esik egybe a maximális teljesítményhez tartozó munkaponttal. Ez azt jelenti, hogy a motort „túl kell méretezni”, ha a munkapontot a maximális hatásfokra kívánjuk beállítani.



3.2.ábra

A szakirodalomból ismeretes, hogy légréstekercses motoroknál a hatásfok maximuma az

$$M_{\eta} = \sqrt{M_s M_i} \quad (2)$$

nyomatéknál van. Esetünkben az optimumot a maximális hatásfok közelében történő működtetés jelenti. Ennek (η_{max}) értéke:

$$\eta_{max} = \left(1 - \sqrt{\frac{I_0}{I_{max}}}\right)^2 = \left(1 - \sqrt{\frac{M_s}{M_s + M_i}}\right)^2 \quad (3)$$

A képletben I_0 az üresjárási áram, I_{max} a maximális áram, M_s a súrlódási, illetve veszteségi nyomaték, M_i pedig az indítónyomaték.

Az optimális motorkonstrukció meghatározásához ismernünk kell a veszteségeket, amelyeknek egy része a terheléstől független, a másik, nagyobb része pedig függ a terheléstől. Tekintve, hogy a motor olyan eszközt hajt meg, amelynek a terhelése korlátozott, megcsúszik, így a hasznos terhelőnyomaték (M_h) maximumát ismerjük. Ezt a módosítással át kell transzformálni a motortengelyre, miközben figyelembe kell venni a hajtómű vesztségeit (η_i), és a hajtás során fellépő járulékos veszteségeket (η_v) is.

$$M_{mot} = \frac{M_h}{i \cdot \eta_i \cdot \eta_v} \quad (4)$$

Ha ez az érték a motor maximális hatásfokot adó munkapontjában van, akkor állítható, hogy a konstrukció optimumon van. Ha figyelembe vesszük, hogy abszolút pontosan a

világon semmit nem lehet előállítani, és megelégszünk a munkapont egy önkényesen választott $\pm 10\%$ -os közelítésével, úgy írható, hogy:

$$0,9 M_{\eta} < M_{mot} < 1,1 M_{\eta} \quad (5)$$

4. Mérési eredmények

A fenti szempontok alapján tervezett integrált motor-hajtómű egység kísérleti példánya el is készült. A motor mágneskörében a legnagyobb energiatartalommal rendelkező ritka földfém (Nd-Fe-B) mágneset alkalmaztunk, amelynek felmágnesezettségi iránya axiális. A mérési eredményeket a következő táblázat mutatja.

Névleges tápfeszültség	1,2 V
Forgórész ellenállása	38 Ω
Üresjárási fordulatszám	3000 min^{-1}
Maximális teljesítmény	8,6 mW
Üresjárási áram	1,6 mA
Üresjárási veszteségi nyomaték	5,7 mNmm
Indítónyomaték	110 mNmm
A maximális hatásfokhoz tartozó nyomaték	25 mNmm
Maximális hatásfok	60 %
A hajtóművel leadott teljesítmény	1,4 mW
80 mAh akkumulátorral a minimális működési idő	10 óra

5. Következtetések

A példaként választott esetben a meghajtott egységből visszafelé számított szükséges motornyomaték értéke – a hajtómű veszteségeit is figyelembe véve – $M_{mot} = 26$ mNmm, a motor maximális hatásfokához tartozó nyomaték pedig $M_{\eta} = 25$ mNmm. Tekintettel arra, hogy a két érték csak néhány %-ban tér el egymástól, kielégíti az (5) egyenlőtlenséget. Ezek alapján állítható, hogy a motor-hajtómű egységet az energiafelhasználás szempontjából sikerült optimálisra elkészíteni. A bemutatott eset csak egy a sok lehetséges közül, a lényeg a módszerben van, amely módszert értelemszerűen más finommechanikai jellegű hajtásokra is célszerű alkalmaznunk.

6. Irodalomjegyzék

- 1] W. Krause: Konstruktionselemente der Feinmechanik, Hanser Verlag 1993.
- 2] A. Halmai: Die Vorteile der Axial-Magnetfeld Gleichstrom Kleinstmotoren. 43. IWK, 21-24 September 1998. TU Ilmenau.
- 3] Dr. Halmai Attila: Új konstrukciójú elektromágneses aktuátorok a mechatronikában: a tárcsás forgórészű egyenáramú törpemotorok. Habilitációs értekezés, Budapesti Műszaki Egyetem, Budapest, 1998.
- 4] A. Halmai: The Optimal Design of Axial Flux DC Micromotors. 3. Polish-German Mechatronic Workshop. 2000. October 5-7. Krynica, Poland pp.72-76.

A Fellows típusú metszőkerék és a származtató lécpofil referenciasíkjainak relatív helyzetéről

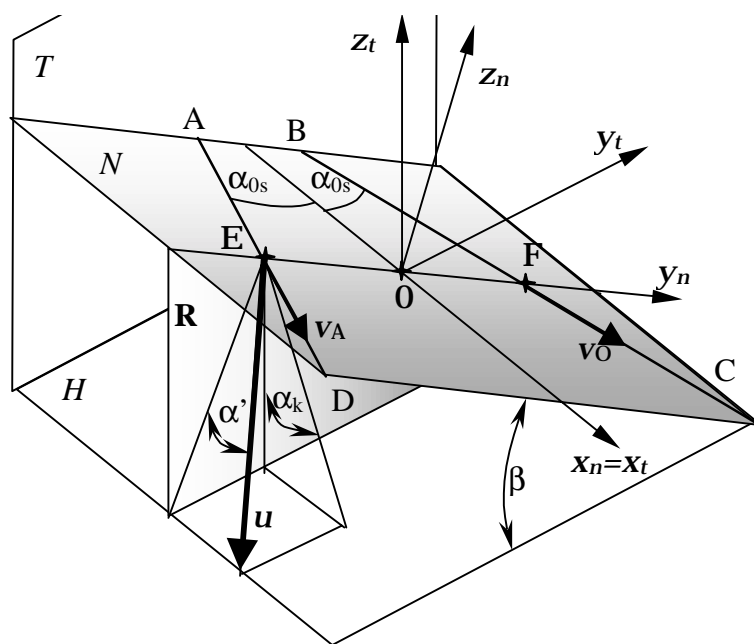
Dr. Hollanda Dénes, Dr. Máté Márton

Marosvásárhelyi „Petru Maior” Egyetem

Jelen dolgozat tárgya a Fellows típusú metszőkerék és a generáló lécpofil érdekes geometriai tulajdonságának bizonyítása. Ennek megfelelően, a generáló léc és a metszőkerék referencia-homloksíkjai nem esnek egybe. Következésképpen, a generáló léc referencia-homlokszelvényében a metszőkerék-fajlagos profileltolása negatív. A továbbiakban a generálóléc és a metszőkerék referencia-homloksíkjai közötti távolság számítása kerül bemutatásra.

1. A generáló lécpofil geometriai modellje.

A Fellows típusú metszőkereket származtató generáló lécpofil a N normálmetszetben található ABCD egyenlő szárú trapéz, a lécpofil szög pedig α_{0s} . Az N sík a metszőkerék tetszőleges H homlokszelvényével β szöget zár be, ahol β a szerszám névleges dőlésszöge (1. ábra).



1. ábra. a generáló lécpofil geometriai modellje.

A léc származtatófelületei úgy alakulnak ki, hogy a generálóprofil az u vektor irányával megegyező egyenes mozgást végez. Ez az irány a DIN 1821 német szabványban ismertetett módon található meg. A generálóléc görbülősíkja R . Ennek értelmében az EF szakasz hossza megegyezik a normálosztás felével.

Az ABCD generálóprofil O középpontjában definiált $Ox_n y_n z_n$ koordinátarendszer, az Ox_n tengely körüli β szöggel való elfordítása nyomán, az $Ox_t y_t z_t$ helyzetbe kerül. Az $Ox_t y_t$ síkban található a generáló léc homlokprofilja. A homlokprofil osztósíkbeli méretének számításához szükségesek a generálófelületek egyenletei.

2. A generálófelületek egyenleteinek meghatározása

A metszőkerék fogárkának tompa oldalát a v_A és u vektorok által meghatározott sík, míg a hegyes fogoldalt a v_O és u vektorok által meghatározott sík generálja. A szükséges vektorok komponenseinek kifejezése, az előnyösebb felírást biztosító koordinátarendszerekhez viszonyítva, a következők:

$$\mathbf{v}_A^n = \begin{Bmatrix} \cos \alpha_{0s} \\ \sin \alpha_{0s} \\ 0 \end{Bmatrix}; \quad \mathbf{v}_O^n = \begin{Bmatrix} \cos \alpha_{0s} \\ -\sin \alpha_{0s} \\ 0 \end{Bmatrix}; \quad \mathbf{u}^t = \begin{Bmatrix} \sin \alpha' \\ -\cos \alpha' \sin \beta \\ -\cos \alpha' \cos \beta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \operatorname{tg} \alpha_k \\ -\sin \beta \\ -\cos \beta \end{Bmatrix} \quad (1)$$

A \mathbf{v}_A és a \mathbf{v}_O vektor egyszerűbben kifejezhető az $Ox_n y_n z_n$ koordináta-rendszerben, míg az \mathbf{u} vektor előnyösebben fejezhető ki az $Ox_t y_t z_t$ rendszerben. Figyelembe véve a tekintett koordináta-rendszerek közötti transzformációt, valamint a lécszél normálszélvénnyének osztósíkbeli méretét ($OE = OF = 0,25 \cdot \pi \cdot m_n$), a generálósíkok vektoregyenletei a

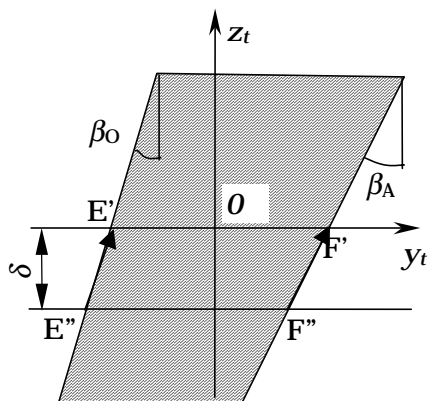
$$\begin{aligned} (\Sigma_A): (\mathbf{v}_A \times \mathbf{u}) \cdot (\mathbf{r} - \mathbf{r}_F) &= 0 \\ (\Sigma_O): (\mathbf{v}_O \times \mathbf{u}) \cdot (\mathbf{r} - \mathbf{r}_E) &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

egyenletek, ahol \mathbf{r} a sík tetszőleges pontjának helyzetvektora, az \mathbf{r}_F illetve \mathbf{r}_E vektorok pedig az E illetve F pontok helyzetvektorai. A (2) egyenletekben szereplő összes vektor az $Ox_t y_t z_t$ rendszerhez van viszonyítva. A számítások elvégzése után a generálósíkok skaláregyenletei a következők lesznek:

$$\begin{aligned} -\frac{\operatorname{tg} \alpha_{0s}}{\cos \beta} \cdot x + (y - a \cos \beta) \cdot (1 - \operatorname{tg} \alpha_{0s} \operatorname{tg} \alpha_k \sin \beta) - (z + a \sin \beta) \cdot (\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha_{0s} \operatorname{tg} \alpha_k \cos \beta) &= 0 \\ \frac{\operatorname{tg} \alpha_{0s}}{\cos \beta} \cdot x + (y + a \cos \beta) \cdot (1 + \operatorname{tg} \alpha_{0s} \operatorname{tg} \alpha_k \sin \beta) - (z - a \sin \beta) \cdot (\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \alpha_{0s} \operatorname{tg} \alpha_k \cos \beta) &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

Az 1.sz. ábrából látható, hogy a generálóléc generálóléc fogvastagsága, a lécszél referencia-homlokmetszetében az Oy_t tengely mentén mérendő. Az említett fogvastagság számításához szükséges meghatározni a generálósíkok azon pontjait, amelyek a referencia-homloksík és az osztósík metszéspontjánál találhatók. A keresett fogvastagság az ezen pontok által meghatározott szakasz hossza. Mivel a referencia-homloksík és az osztósík egyenletei kanonikusak az $Ox_t y_t z_t$ rendszerhez viszonyítva, ($x_t=0$ illetve $z_t=0$), a (3) egyenleteket megoldva következik:

$$y_A = \frac{a}{\cos \beta \cdot (1 - \operatorname{tg} \alpha_{0s} \operatorname{tg} \alpha_k \sin \beta)} \quad y_O = -\frac{a}{\cos \beta \cdot (1 + \operatorname{tg} \alpha_{0s} \operatorname{tg} \alpha_k \sin \beta)} \quad (4)$$



2.sz.ábra. a metszőkerék referencia-homlokszelvénye

Innen, figyelembe véve, hogy a léc normál-referenciasíkjában a fogvastagság fele $a=0,25 \cdot \pi \cdot m_n$, a referencia-homloksíkbeli fogvastagság

$$s_t = \frac{\pi m_n}{2 \cos \beta} \cdot \frac{1}{1 - \tan^2 \alpha_{os} \tan^2 \alpha_k \sin^2 \beta} = \frac{\pi \cdot m_t}{2} \cdot \frac{1}{1 - \tan^2 \alpha_{os} \tan^2 \alpha_k \sin^2 \beta} \quad (5)$$

Könnyen belátható, hogy $s_t > 0,5 \pi m_t$, tehát a generálóléc referencia-homlokszelvényében a metszőkerék fogárok-mérete nagyobb, mint a homlokosztás fele.

3. A metszőkerék referencia-homlokszelvényének lokalizálása.

A 2.sz. ábrán, a generálóléc fogának $Oy_t z_t$ síkkal való metszetén, az $E'F'$ szakasz hossza a léc fogvastagsága a referenciális homlokszelvényben. Mivel ez nagyobb, mint a homlokosztás fele, a léc fogvastagsága pedig a metszőkerék fajlagos profileltolásával arányosan csökken, belátható, hogy a metszőkerék homlok-referenciasíkja δ -val a léc homlok-referenciasíkja alatt helyezkedik el. A léc fogoldalainak dőlésszögei β_A , illetve β_O , a hegyes, illetve a tompa fogoldalon. Ezen szögek értékeinek számítása lehetséges a szakirodalomban ismertetett módon [1,2,3], vagy egyszerűbben, az 1.sz. ábrán bemutatott geometriai modell felhasználásával. Ez utóbbi esetben, a dőlésszögek tangensei a generálósíkok és az $Oy_t z_t$ sík metszésegyenesei irányvektorainak komponenseiből számítható. Figyelembe véve az 1.sz. ábrát, felírható:

$$\begin{aligned} \mathbf{E''E'} &= (\mathbf{u} \times \mathbf{v}_O) \times \mathbf{i}_t \\ \mathbf{F''F'} &= (\mathbf{u} \times \mathbf{v}_A) \times \mathbf{i}_t \end{aligned}$$

A léc fogoldalainak dőlésszöge az $\mathbf{E''E'}$ és $\mathbf{F''F'}$ vektorok komponenseiből könnyen számítható.

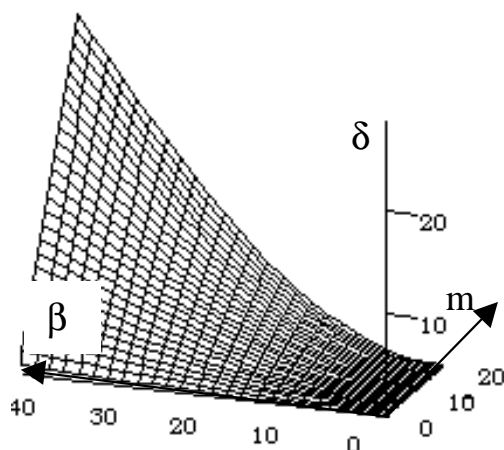
Továbbá, a 2.sz. ábrából következik:

$$E''F'' \equiv 0,5 \cdot m_t \pi = E'F' - \delta \cdot (\tan \beta_A - \tan \beta_O) \quad (6)$$

Figyelembe véve az $E'F'$ szakasz hosszának kifejezését (5), a metszőkerék és a generálóléc referencia-homloksíkjai közötti δ távolságot az alábbi kifejezés adja:

$$\delta = \frac{m_t \pi}{4} \cdot \tan \alpha_k \tan \alpha_{os} \tan^2 \beta \cos^3 \beta \quad (7)$$

A δ távolság változása a modulusz, illetve a névleges dőlésszög függvényében a 3. sz. ábrán látható. Megfigyelhető, hogy a bemutatott geometriai sajátosságnak csak nagy dőlésszögű, és -moduluszú, pontos metszőkerék tervezése és gyártása esetében van gyakorlati jelentősége.



3.ábra.

Irodalom

- 1] Bali, J., Ferdefogú metsző és hámozókerek gyártásgeometriai számítása. Gép, XXV évf., 1973, 6 sz.
- 2] Bali, J. A fogaskerék lefejtőmaró és a metszőkerék kölcsönös kapcsolódásáról. Gép, XXV. évf., 1973, 6. sz.
- 3] Bali, J., Ferdefogú metsző- illetve hámozókerek és fésűskék geometriai méretezésének és gyártásának néhány kérdése (homlokmetsetben élezett fogazókerek) Gép, XXVI. évf., 1974, 12.sz.

A Fellows típusú metszőkerekek profileltolásának ellenőrzése

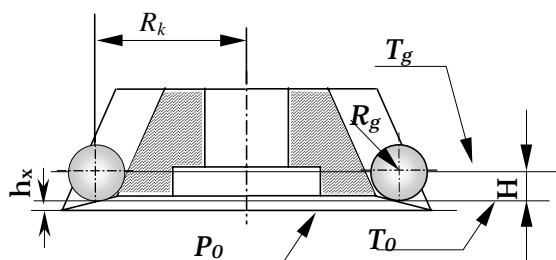
Dr. Hollanda Dénes, Dr. Máté Márton

Marosvásárhelyi „Petru Maior” Egyetem

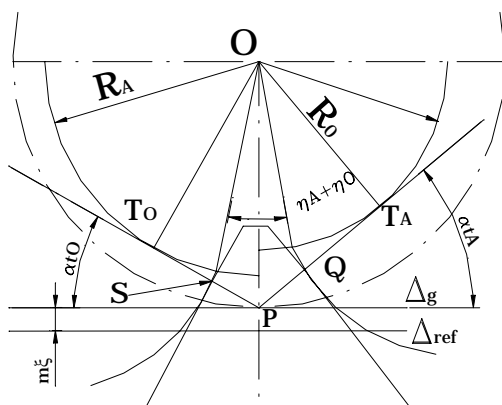
A hengeres fogaskerekek profileltolásának ellenőrzése közvetett módszerrel történik. A profileltolás a többfogmért, illetve a csap- vagy golyóméretből számítható. A fogaskerekekkel ellentétben, a metsző-kerekek fogoldalát két, különböző csavarelmelkedésű evolvens csavarfelület határolja, amely lehetetlenné teszi a többfogmért biztonságos ellenőrzését. Metszőkerék esetében kizárólag a golyóméret ellenőrzése jöhet szóba. A jelen dolgozat tárgya a Fellows típusú metszőkerék golyómérete és a homlokszelvényben mért profileltolása közötti reláció megállapítása és elemzése.

1. A Fellows típusú metszőkerék fogoldalainak parametrikus egyenletei.

Ismert tény, hogy a Fellows típusú metszőkerék generálóprofilja homlokmetszetben aszimmetrikus trapéz, minek következtében a hegyes, illetve a tompa oldal kapcsolószöge különböző. Emiatt a fogárkot meghatározó evolvens csavarfelületek két, különböző sugarú alaphengerről vannak lefejtve. A mérési feladat jellege szükségessé teszi a fogárkot határoló csavarfelületek parametrikus egyenleteinek felírását, figyelembe véve a golyóméret meghatározásának sajátosságait, amelyek az 1.sz. ábrán figyelhetők meg.



1.ábra. a golyóméret meghatározása



2.ábra. A generálóléc foga és a fogárkok-evolvensei

Legyen a P_0 sík a mérőasztal alapsíkja, amely merőleges a metszőkerék tengelyére. A tompa fogoldalak foghegyei elméletileg a P_0 síkban találhatók. Legyen T_0 az új metszőkerék viszonyítási homlokmetszete, melynek tengelyirányú távolsága a mérőasztal alapsíkjától h_x . Az R_g sugarú golyók középpontjai egy T_g homlokszelvényben találhatóak, melynek a T_0 -tól való távolsága H . Evidens, hogy a golyókat támasztó sík $H+h_x-R_g$ távolságra található az asztal alapsíkjától. Beállítás után a golyók középpontjai egy R_k sugarú körön illeszkednek, melynek középpontja elméletileg a metszőkerék tengelyére esik. Az R_k sugar mérete a T_0 homloksíkbeli fajlagos ξ_t profileltolás, a H méret és a mérőgolyók R_g sugarának függvénye.

A fogárkok parametrikus egyenleteinek felírásához a generálóléc fogprofilja szükséges, mely a 2.ábrán látható. A fogárkok T_0 síkbeli két evolvensét az S illetve a Q pontok írják le, miközben a lécc Δ_g gördülőegyenese, m_x távolságra a lécc osztóegyenestől, legördül a metszőkerék osztókörén.

Mivel ez az állapot helyettesíthető azzal, hogy a PT_0 , illetve a PT_A egyenesek gördülnek le a nekik megfelelő alapkörökön, az evolvenstrigonometria első alapösszefüggéséből kiindulva [1], a következő relációkat kapjuk:

$$\begin{cases} \eta_{\text{O}} = \frac{\pi}{2z_s} - \frac{m_t \xi_s}{z_s} \cdot (\text{tg } \alpha_{\text{tA}} + \text{tg } \alpha_{\text{tO}}) - \text{inv } \alpha_{\text{tO}} \\ \eta_{\text{A}} = \frac{\pi}{2z_s} - \frac{m_t \xi_s}{z_s} \cdot (\text{tg } \alpha_{\text{tA}} + \text{tg } \alpha_{\text{tO}}) - \text{inv } \alpha_{\text{tA}} \end{cases} \quad (1)$$

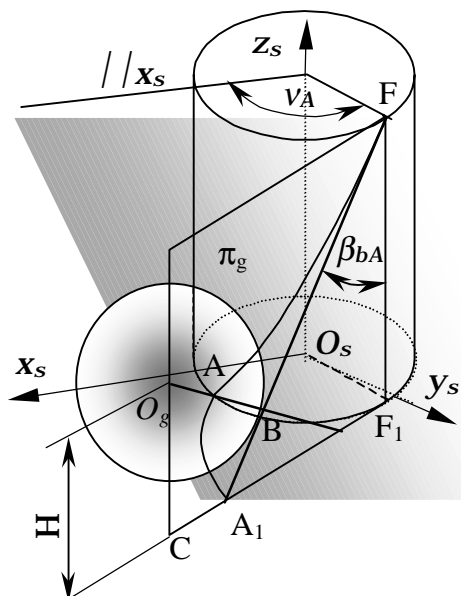
A P főpont helyzete úgy van megválasztva, hogy felezze a generálóléc gördülőegyenesein mért fogvastagságot. Elfogadva, hogy OP egy $x_s y_s$ O koordinátarendszer Ox_s tengelye, az η_O és η_A szögek ismeretében, a fogárkot határoló hegyes, illetve tompa oldalak csavarfelületeinek parametrikus egyenletei a következők lesznek [2]:

$$[A_{\alpha A}]: \begin{cases} x_s = R_{bA} [\cos(v + \eta_A) + u \sin(v + \eta_A)] \\ y_s = R_{bA} [\sin(v + \eta_A) - u \cos(v + \eta_A)] \\ z_s = p(v - u) \end{cases}$$

2. Az érintkezési pontok térbeli helyzetének meghatározása.

A golyó a fogárookban addig közeledik a metszőkerék tengelyéhez, ameddig mindkét csavarfelületet érinti. Analitikusan kifejezve a kettős érintés feltételeit, meglehetősen bonyolult egyenletrendszerhez jutunk, amelynek kezelése csupán számítógépes segédlettel célszerű. Jelen dolgozat egy sokkal egyszerűbb módszert illusztrál, amely az evolvens csavarfelületek geometriai sajátosságán alapszik.

Tekintsük a 3. ábrán bemutatott evolvenscsavarfelület lefejtését az alaphengerről. A π_g sík csúszásmentes legördülése az R_{bA} sugarú alaphengeren β_{bA} dőlésszögű evolvenscsavarfelület képzését eredményezi, melynek AA_1 evolvensze az alaphenger tengelyére orientált $O_s x_s y_s z_s$ koordináta-rendszer $O_s x_s y_s$ síkjában található. A v_A szöggel mérhető legördülés után a π_g gördülősík az FF_1 generátor mentén érinti az alaphengert.



3.ábra. *A golyó helyzete a fogoldalhoz viszonyítva*

Az evolvens csavarfelület ilyen módon történő generálását felhasználva következik, hogy ennek bármely pontjában hozzárendelt normálvektor tartóegyenese a π_g sík eleme. A golyó bármely pontjában húzott normálegyenes viszont a golyó középpontján halad át. Innen következik, hogy a golyó középpontja eleme annak π_g síknak, amely az érintési pontot tartalmazza. Ismerve az M golyóméretet, illetve a golyó sugarát, a középpontok körének R_k sugarát egyszerűen lehet számítani [1]. A 3. ábrán ez a sugár az O_s , és a golyó O_g központjának $y_s O_s x_s$ síkba való C vetülete között mérhető. Ismerve azt, hogy a golyóközép pont magassága H , egyszerű számításokból következik a v_A szög mértéke:

$$v_A = \sqrt{\frac{R_k^2}{R_{bA}^2} - 1} - \frac{R_k}{R_{bA} \cos \beta_{bA}} + \frac{H}{R_{bA}} \operatorname{tg} \beta_{bA} \quad (3)$$

A tompa fogoldalra hasonló megfontolások alapján, érvényes:

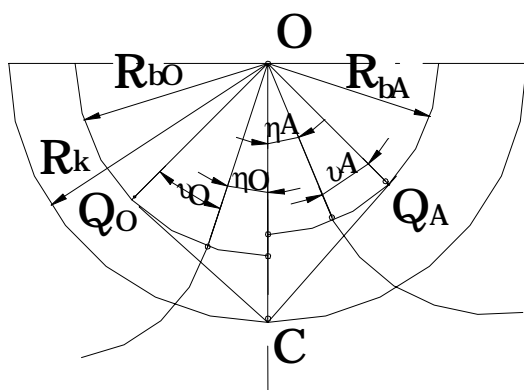
$$v_O = \sqrt{\frac{R_k^2}{R_{bO}^2} - 1} - \frac{R_k}{R_{bO} \cos \beta_{bO}} - \frac{H}{R_{bO}} \operatorname{tg} \beta_{bO} \quad (4)$$

A (3) és (4) relációk segítségével a fogárok és a golyó érintkezési pontjai egyértelműen meghatározhatóak. Akár analitikus, akár a szinotikus megfigyelések módszerét alkalmazva kimutatható, hogy a tompa illetve a hegyes fogoldalok nem ugyanabban a homlokszelvényben érintkeznek a golyóval, tehát a feladatot nem lehet homlokszelvényben értelmezni.

3. A homlokszelvényi profileltolás számítása.

Ismerve az érintkezési pontok helyzetét, következésképpen a fogárkot közrezáró csavarfelületek gördülősíkjainak helyzetét, a profileltolás a 4. ábrán látható geometriai összefüggéseken alapszik. Megfigyelhető, hogy a $Q_O C Q_A O$ húrnégyszög, tehát felírható:

$$\eta_A + \eta_O = \pi - Q_O \hat{C} Q_A - (v_O + v_A) \quad (5)$$



4. ábra. a profileltolás és a golyóméret kapcsolata.

A fenti relációban szereplő $Q_O O Q_A$ szög a golyóközép pont körének sugara, illetve az alaphengerek sugarai segítségével felezhető ki.

Másrészt, a golyóméret és az R_k sugár kapcsolata a következő

$$R_k = \begin{cases} M - 2R_g, & \text{ha } z_s = 2k \\ \frac{M - 2R_g}{1 + \cos \frac{\pi}{z_s}}, & \text{ha } z_s = 2k + 1, k \in \mathbb{N} \end{cases}$$

Figyelembe véve az (1), (3), (4) és (5) összefüggéseket, a golyóméret és a metszőkerék homloksíkban mért fajlagos profileltolása között a következő képlet írható fel:

$$\xi_s = \frac{z_s}{2m_t(\operatorname{tg} \alpha_{tA} + \operatorname{tg} \alpha_{tO})} \cdot \left\{ \pi \frac{1-z_s}{z_s} - (\operatorname{inv} \alpha_{tA} + \operatorname{inv} \alpha_{tO}) + \arcsin \frac{R_{bO}}{R_k} + \arcsin \frac{R_{bA}}{R_k} + \right. \\ \left. + \sqrt{\left(\frac{R_k}{R_{bA}}\right)^2 - 1} + \sqrt{\left(\frac{R_k}{R_{bO}}\right)^2 - 1} - R_k \left(\frac{1}{R_{bA} \cos \beta_{bA}} + \frac{1}{R_{bO} \cos \beta_{bO}} \right) + \frac{2H}{m_t z_s} (\operatorname{tg} \beta_A + \operatorname{tg} \beta_O) \right\} \quad (6)$$

A (6) képletben a β_A és β_O a fogoldalak osztóhengeren illeszkedő csavarvonalainak dőlésszögei.

4. A profileltolás képletének elemzése

Figyelembe véve a (6) relációba lépő méretek eredetét, észrevehető, hogy a ξ kiértékelésekor jelentkező δ_ξ hiba a mérési hibák, illetve a megmunkálásnál jelentkező beállítási hibák összegezéséből ered.

Mérési hibának tekinthető a golyóközpontok H beállítási hibája, az M golyóméret hibája illetve a $2\delta R_g$ golyóátmérőeltérés.

A képletben résztvevő egyéb méretek hibája a generálószerszám $\delta\alpha_s$ normálprofilhibájából, a névleges dőlésszög $\delta\beta$ hibájából, és a $\delta\alpha_k$ axiális fejszalagél-hátszöghibából adódik.

Ha a ξ_s profileltolást a fent említett mennyiségek függvényében fejezzük ki, akkor

$$d\xi_s = \frac{\partial \xi_s}{\partial M} dM + \frac{\partial \xi_s}{\partial R_g} dR_g + \frac{\partial \xi_s}{\partial H} dH + \frac{\partial \xi_s}{\partial \alpha_s} d\alpha_s + \frac{\partial \xi_s}{\partial \beta} d\beta + \frac{\partial \xi_s}{\partial \alpha_k} d\alpha_k$$

hatváltozós függvényt kapunk, amelynek a teljes elsőrendű differenciálja a becslési hibát fejezi ki:

Megfigyelhető, hogy a mérésből adódó becslési hibák elkülöníthetők a technológiai eredetű hibáktól, amennyiben ezek előzetesen ki voltak értékelve.

Irodalom

- 4] Szeniczai, L., Általános fogazás, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1952

A fésűskés generáló vágóélprofiljának analitikus számítása nem evolvens profilok fogazására.

Dr. Hollanda Dénes, Dr. Máté Márton

Marosvásárhelyi „Petru Maior” Egyetem

Bevezetés

Régebben az egyenes vágóélű szerszámok használatához ragaszkodott úgy a technológus, mind a szerszámkészítő. Ma azonban, a numerikus vezérlésű szerszámgépek elterjedése után, nem jelent problémát a nem egyenes élű szerszámok gyártása. Talán egy új korszak kezdődik a szerszámtervezők és készítőik számára, mivel az egyenes vágóélű szerszámok használata nem lesz olyan nagy követelmény mind eddig volt.

A fogazó fésűskést eddig inkább csak az evolvens profilú fogaskerek fogazására használták. Előnyét éppen egyenes vágóélének köszönhette. E szerszám azonban ugyan olyan mértékben alkalmas nem evolvens profilú kerek fogazására is. Ebben az esetben azonban meg kell határozni a generáló vágóélprofil, amely jelenthet bizonyos nehézséget, különösen analitikus meghatározás esetén.

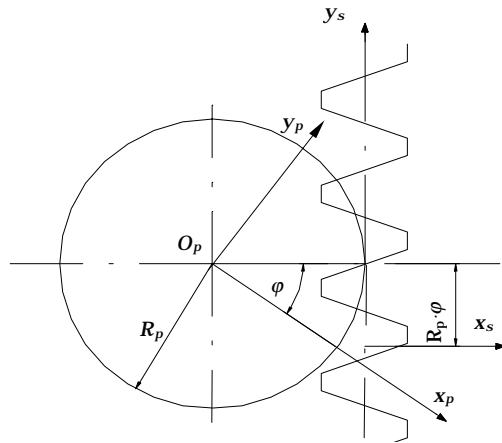
A megmunkálendő fogprofil és a generáló fésűskés profil egymást kölcsönösen burkoló görbék. A burkoló görbe (a szerszámprofil) analitikus meghatározása esetén a foggörbét leíró paraméter és a foggörbe mozgásparamétere közti összefüggést minden fogprofilra meg kell határozni, amely nem mindig egyszerű feladat.

E dolgozat a paraméterek közti összefüggés meghatározásának általános analitikus módszerét ismerteti.

A paraméterek közti összefüggés meghatározása

Ismert a gyártandó fogaskerék fogprofil egyenlete. E profil általános egyenletét, parametrikus formában, a munkadarabhoz kötött $Ox_p y_p z_p$ koordináta rendszerben (1.ábra), az alábbi mátrix alakban adjuk meg:

$$\mathbf{r}_p = \begin{pmatrix} x_p(\theta) \\ y_p(\theta) \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (1)$$



1.ábra

A fogaskerék és a fésűskés relatív helyzetét, a φ paraméter értékének megfelelően, az 1. ábra szemlélteti.

A fésűskés generáló profiljának a meghatározása szükségesé teszi a fogprofil egyenletének az átírását az $O_s x_s y_s z_s$ szerszám rendszerbe (1.ábra). A transzformációs mátrix, az $O_p x_p y_p z_p$ rendszerből az $O_s x_s y_s z_s$ rendszerbe, a következő formában írható:

$$\mathbf{M}_{sp} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & 0 & -R_p \\ -\sin \varphi & \cos \varphi & 0 & R_p \cdot \varphi \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

A fogprofil görbesereg helyzetvektorát, a szerszámrendszerben, az alábbi képlet szerint számítjuk:

$$\mathbf{r}_s = \mathbf{M}_{sp} \cdot \mathbf{r}_p \quad (3)$$

Behelyettesítve a (2) és (1) összefüggéseket a (3) egyenletbe, a mátrixok összeszorozása után a következő összefüggést kapjuk:

$$\begin{cases} x_s = x_p(\theta) \cdot \cos \varphi + y_p(\theta) \cdot \sin \varphi - R_p \\ y_s = -x_p(\theta) \cdot \sin \varphi + y_p(\theta) \cdot \cos \varphi - R_p \cdot \varphi \\ z_s = 0 \end{cases} \quad (4)$$

A (4) egyenletrendszer a fogprofil görbesereg egyenlete a szerszám koordináta rendszerében. E görbesereg burkológörbéje a fésűskés generáló élprofilja. A burkológörbe egyenletének meghatározása szükségesé teszi a θ és φ paraméterek közti összefüggés meghatározását. Ez az alábbi egyenlőség felhasználásával lehetséges [2]:

$$\frac{\frac{\partial x_s}{\partial \varphi}}{\frac{\partial x_s}{\partial \theta}} = \frac{\frac{\partial y_s}{\partial \varphi}}{\frac{\partial y_s}{\partial \theta}} \quad (5)$$

ahol

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_s}{\partial \varphi} &= -x_p(\theta) \cdot \sin \varphi + y_p(\theta) \cos \varphi \\ \frac{\partial x_s}{\partial \theta} &= \dot{x}_p(\theta) \cdot \cos \varphi + \dot{y}_p(\theta) \sin \varphi \\ \frac{\partial y_s}{\partial \varphi} &= -x_p(\theta) \cdot \cos \varphi - y_p(\theta) \sin \varphi - R_p \\ \frac{\partial y_s}{\partial \theta} &= -\dot{x}_p(\theta) \cdot \sin \varphi + \dot{y}_p(\theta) \cos \varphi \end{aligned} \quad (6)$$

Behelyettesítve a (6) egyenletrendszer értékeit a (5) egyenletbe, a számítások elvégzése után a következő egyenletet kapjuk:

$$R_p \cdot \dot{x}_p(\theta) \cos \varphi + R_p \cdot \dot{y}_p(\theta) \cdot \sin \varphi - x_p(\theta) \cdot \dot{x}_p(\theta) + y_p(\theta) \cdot \dot{y}_p(\theta) = 0$$

A fenti trigonometriai egyenlet megoldása után, felhasználva az alábbi behelyettesítéseket

$$\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = t \quad \sin \varphi = \frac{2t}{1+t^2} \quad \cos \varphi = \frac{1-t^2}{1+t^2}$$

és figyelembe véve a t és φ közti összefüggést, a következő eredményt kapjuk:

$$\varphi = 2 \arctg \frac{-R_p \dot{y}(\theta) \pm \sqrt{R_p^2 [\dot{x}_p^2(\theta) + \dot{y}_p^2(\theta)] - [y_p(\theta) \dot{y}_p(\theta) - x_p(\theta) \dot{x}_p(\theta)]^2}}{y_p(\theta) \dot{y}_p(\theta) - x_p(\theta) \dot{x}_p(\theta) - R_p \dot{x}_p(\theta)}$$

Behelyettesítve a φ értékét a (4) egyenletbe, megkapjuk a fésűskés generáló vágóél profilját.

Az általános módszer nagy előnye, hogy a tervezőnek nem kell ismernie az egymást kölcsönösen burkoló görbék elméletét, csak annyi matematikai ismerettel kell rendelkeznie, hogy deriválni tudjon egy egyparaméteres függvényt. A megmunkálandó fogprofil parametrikus egyenletéből nagyon egyszerűen számítható a generáló szerszámprofil. A fogprofil egyenletének deriváltjait (a görbét leíró paraméter függvényében) be kell helyettesítenie a φ paraméter értékének kiszámítását biztosító (8) egyenletbe és az így kapott értéket a (4) egyenletbe. Az így kapott kifejezés a fésűskés generáló vágóélprofiljának analitikus egyenlete.

Irodalom

- 1] Hollanda, D. Bazele aşchierii şi generării suprafeţelor Vol. II. Atelierul de multiplicare a Universităţii "Petru Maior" Tg. Mureş, 1996.
- 2] Litvin, F.L. A fogaskerék kapcsolás elmélete. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1972.

Ellipszoid töltetű kolonna alkalmazása gázok abszorpciójára

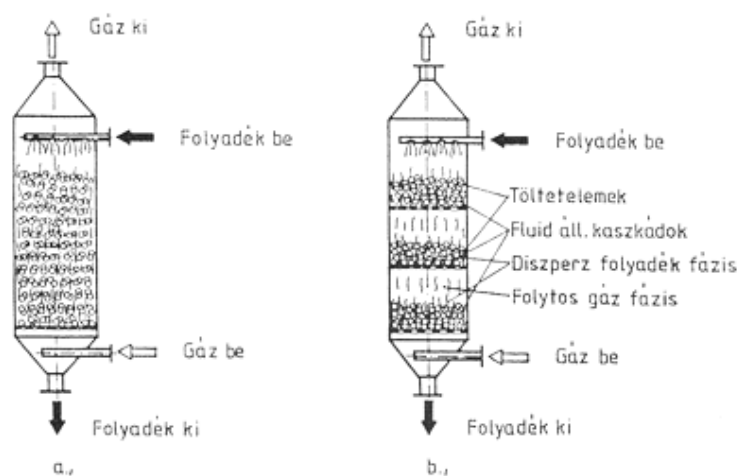
Hortobágyi Tímea, Dr. Molnár Károly

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Vegyipari és Élelmiszeripari Gépek Tanszék

Az intenzív gazdasági növekedés, a növekvő iparosodás és energiafelhasználás a környezet állapotának folyamatos romlásához vezetett. Mára már egyértelművé vált, hogy a környezet állapotának megóvása, védelme határokat nem ismerő, közösségi együttműködést igénylő feladat. A környezetvédelmi politika jelenleg az Európai Unióban egyre nagyobb szerepet kap. Magyarország, mint a jövőben csatlakozni kívánók egyike, az EU környezetvédelmi előírásait több pontban nem tudja betartani a remélt csatlakozásig, ezért e területeken derogációt, azaz átmeneti könnyítéseket kért [1]. A levegő- és víztisztaságra vonatkozó előírások, kiemelve az ipari levegőszennyezést, ahol elsősorban a legjobb technológiák alkalmazását illetve a káros gázkomponensek csökkentését írják elő.

A különféle technológiai gázok általában port, széndioxidot és egyéb gázok mellett ammóniát, kéndioxidot illetve nitrogén-oxidokat tartalmazhatnak. Környezetvédelmi okokból a pormentesítésen kívül a káros komponensek kimosása is szükséges. Mivel mind a kéndioxid, mind pedig a nitrogén-oxidok vízben igen rosszul oldódnak, ezért a hagyományos mosótornyok mérete nagy. Akkor lehet kisebb, ha olyan gáz-folyadék fázisérrintkeztetőt alkalmazunk, amelyben meg tudjuk növelni a folyadékoldali anyagátadás sebességét. Még gazdaságosabb a leválasztó rendszer, ha a fázisérrintkeztetőben egyidejűleg a porleválasztást is

meg lehet valósítani, mert ekkor szükségtelenné válik az igen költséges elektrosztatikus vagy más porleválasztás. Ezért a töltelékes kolonnák közül ki kell emelni a mozgó töltetes fluid diszperz kolonnákat (1. ábra), amelyek gazdaságosan képesek megvalósítani ezt a feladatot. A fluid diszperz kolonnákat kedvező tulajdonságaik miatt egyre gyakrabban alkalmazzák az iparban. A berendezések



1. ábra

kedvező működésű tartományuk, jó hatásfokuk, széleskörű alkalmazhatóságuk valamint alacsonyabb beruházási és üzemeltetési költségük miatt az iparban igen gyakran alkalmazott típusúak. Ezeket a kolonnákat kedvező tulajdonságaikon kívül az egyszerű szerkezet és az egyszerű működési elv tette széles körben alkalmazottá.

Az eljárás lényege, hogy a folytonos gázfázissal a szilárd töltetet fluidizált állapotba hozzuk, a folyadékfázist pedig a fluidizált töltetre diszperz fázisként vezetjük rá. Tehát az eljárás egy folytonos ellenáramú fázisérrintkeztetés fluidizált töltet alkalmazásával. A fluidizált töltetet, vagyis a mozgóágyat üreges műanyag gömbök, ellipszoidok, stb. alkotják. A töltet anyaga lehet polietilén, polipropilén, polisztirol, polivinilklorid. Korrozív vagy speciális közegek érintkeztetéséhez alumíniumoxid tölteteket is alkalmaznak.

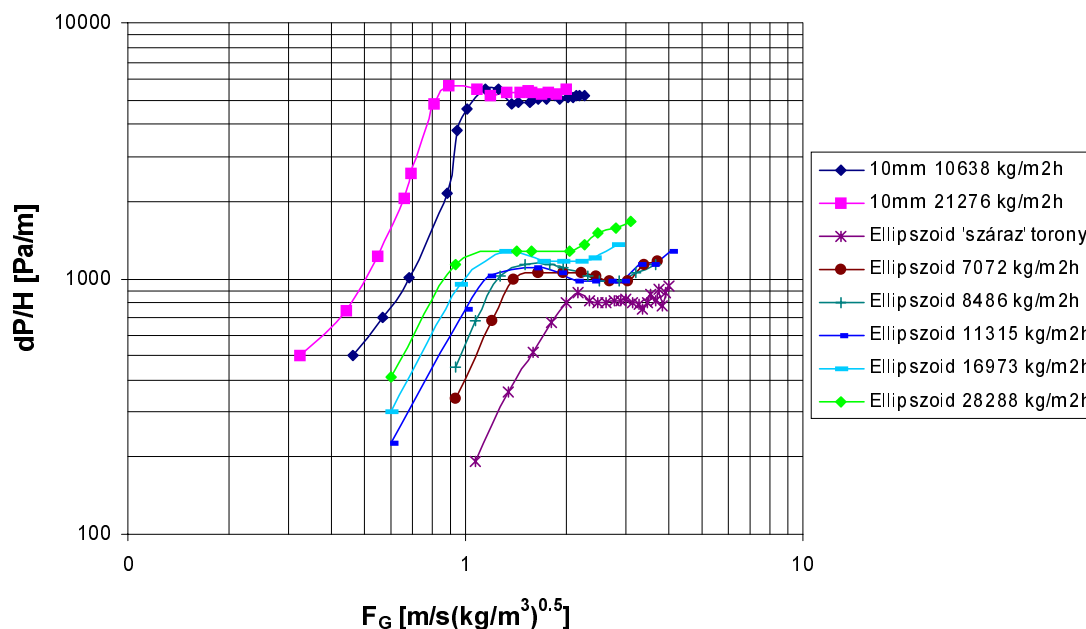
Ezeknél a berendezéseknél jelenleg elsősorban gömb alakú tölteteket használnak. A gömb alakú töltetekre vonatkozó hidrodinamikai és anyagátadási kísérletek bebizonyították, hogy alkalmazásuk előnyösebb, mint az álló ágyas kolonnáé. Az általunk végzett kísérleteknél ellipszoid alakú tölteteket alkalmaztunk. A kísérletsorozat egyik feladata a fluid diszperz kolonna ellipszoid töltettel való alkalmazása esetén a várható előnyök bizonyítása.

Kísérleti eredmények

Hidrodinamika

A hagyományos és a fluidizált tölteléktestek körében Molnár és Nyitrai a Raschig-gyűrű és fluidizált golyó töltet hidrodinamikai jellemzőit hasonlította össze [2]. A kísérleteket $\varnothing 10$ és $\varnothing 14$ mm-es golyókkal és a velük egyenértékű átmérőjű Raschig-gyűrűkkel végezték el. Megállapították, hogy a mozgó és a hagyományos töltetű torony kedvező üzemeltetési tartományában ($v_G=2-3$ [m/s]) a mozgó töltetű torony jelentősen kisebb nyomáseséssel üzemel.

Az ellipszoid (38/50 [mm]) típusú tölteléktesttel végzett kísérleteinket egy 5 fokozatú, 300 mm-es átmérőjű fluid diszperz kolonnán, $H=0,65$ [m] ágymagasság mellett végeztük el [3]. A 2. ábrán látható diagram a gázterhelési tényező függvényében a nyomásesést ábrázolja locsolásmentesen, illetve öt különböző állandó értéken tartott folyadékterhelés mellett. A görbék a várt alakot mutatják, meghatározhatók az alsó és a felső eláradási pontok, illetve látható, hogy a görbék a nagyobb folyadékterhelés növelésével a nagyobb nyomásesés tartományába tolódnak el. A torony működési tartománya a különböző folyadékterheléseknél $\sim v_G=1,5-3$ [m/s] gázsebességnél van, amely a folyadékterhelés növelésével enyhén balra tolódik.



2. ábra

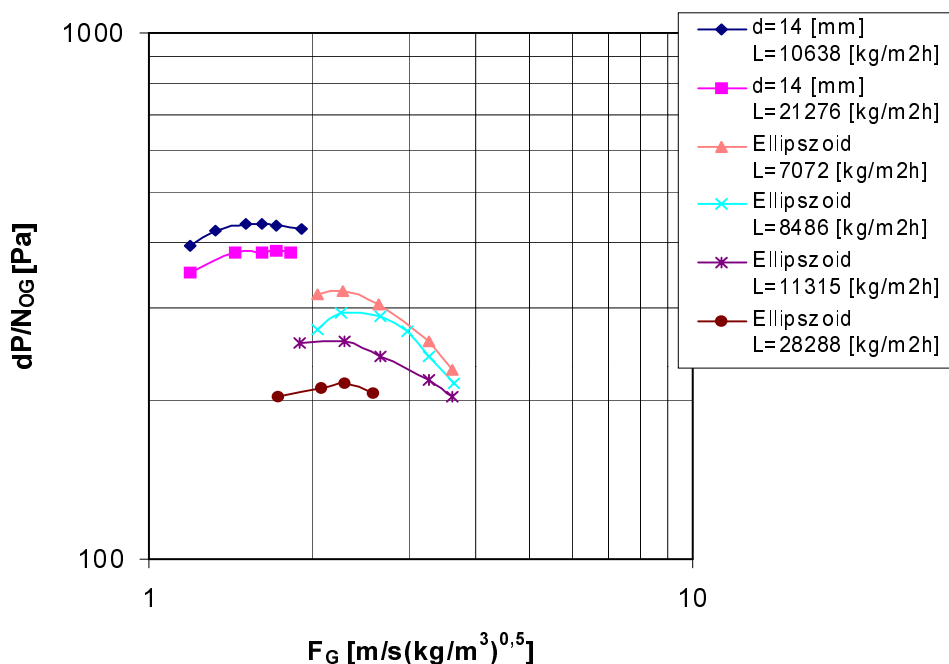
Az ábrán az Ø10 mm-es golyó töltetekkel végzett hidrodinamikai kísérletek eredményei is láthatók. A nyomásesés görbék az ellipszoid görbéi felett helyezkednek el, ami a töltetek sűrűségkülönbsége ($\rho_g/\rho_{ell}=5,83$) miatt indokolt. Mivel az ellipszoid töltet kisebb nyomáseséssel üzemel, így kisebb ellenállást okoz. A görbék jellege azonos, amit mind a golyó mind az ellipszoid töltetre jellemző homogén fluidizáció indokol.

Anyagátadás

Ahhoz, hogy a töltettípus anyagátadási jellemzőit megismerjük, mind a rosszul mind a jól oldódó gázzal szembeni viselkedését vizsgálni kell. Az ellipszoid töltetnek először a jól oldódó gázokkal szembeni viselkedését vizsgáltuk. A méréseket a hidrodinamikai mérésekhez hasonló körülmények között ammónia-levegő-víz rendszerben végeztük el. Az általunk végzett kísérletek eredményeit [4] az irodalomban található [5][6] eredményekkel vethetjük össze. A rendelkezésünkre álló ellipszoid töltet egyenértékű átmérőjével ($d_e=44,8$ [mm])

közel azonos egyenértékű átmérőjű ($d_e = \frac{4F_{sz}}{a_f}$) (1) töltelék típusok anyagátadási jellemzőit

vetettük össze az eredményeinkkel. A kiválasztott, két, álló ágyas kolonnákban használt töltelék típus a 2"-es Raschig-gyűrű ($d_e=32,2$ [mm]) és az L-Spirax töltet ($d_e=38,3$ [mm]), illetve a rendelkezésünkre álló Ø14mm-es fluidizált golyó töltet. Az átviteli egységmagasságot (H_{OG}) ábrázolva a gázterhelési tényező (F_G) függvényében két fontos következtetést vonhatunk le:



3. ábra

- Mivel $H_{OG} = \frac{G}{K_y a A}$ (2) alakban írható fel, így megállapítható, hogy míg a fluidizált

töltetek anyagátadási hatásfoka hasonló üzemi paraméterek mellett jobb, mint a Raschig-gyűrűé illetve az L-Spiraxé, addig a két fluidizált típus egymáshoz viszonyítva közel azonos anyagátadási jellemzőket mutat.

- A torony magasságát az átviteli egységmagasság és az átviteli egységyszám szorzataként határozhatjuk meg. Az intenzívebb anyagátadás az átviteli egységmagasság csökkenése révén kisebb kolonna, így kisebb költség nagyságot eredményez.

A 3. ábra az átviteli egységyszámra vonatkoztatott nyomásesést mutatja a gázterhelési tényező függvényében. Ezzel a töltet abszorpciós hatását jellemző átviteli egység magasság és a fajlagos nyomásesés $\Delta p/N_{OG}$ is ismertté vált. A töltet alkalmazhatóságánál a minimális nyomásesés és az intenzívebb anyagátadásból adódó kisebb töltetmagasságnak eleget téve az ellipszoid töltet jobb tulajdonságokkal bír.

A további kísérletek indokoltak, a kétféle töltet széleskörű összehasonlítása végett, mivel elvárásaink szerint az ellipszoid töltet a golyó tölteléktest használatával szemben helyi turbulenciát okoz, amely a fázishatár-felület megújulását intenzívebbé teszi.

Jelölésjegyzék

a	$[m^2/m^3]$	fázishatár-felület egységnyi töltött térfogatban
a _f	$[m^2/m^3]$	fajlagos felület
A	$[m^2]$	üres toronykeresztmetszet
d _e	$[m]$	egyenértékű átmérő
F _G	$[m/s \sqrt{kg / m^3}]$	gázterhelési tényező
F _{sz}	$[m^3/m^3]$	szabad térfogat
G	$[kg/s]$	gázfázis anyagárama
H	$[m]$	ágymagasság
H _{OG}	$[m]$	átviteli egységmagasság
K _y	$[kg/m^2s]$	gázoldali anyagátbocsátási tényező
L	$[kg/s]$	folyadékfázis anyagárama
N _{OG}	$[m]$	átviteli egységyszám
v _G	$[m/s]$	gázfázis sebessége
ρ _g	$[kg/m^3]$	golyó töltet sűrűsége
ρ _{ell}	$[kg/m^3]$	ellipszoid töltet sűrűsége

Irodalomjegyzék

- 1] Újvári Miklós: Magyarország környezetvédelmi könnyítéseket kér az Európai Uniótól, Magyar Hírlap /1999/
- 2] Dr. Molnár Károly – Dr. Nyitrai Ferenc: Mozgóágyas és állóágyas tornyok összehasonlítása, Gép XXXIX. 4. /1987/
- 3] Pilka Lajos, Szakdolgozat: Fluid diszperz kolonna hidrodinamikai tulajdonságainak és keveredési viszonyainak kísérleti vizsgálata, BME Vegyipari és Élelmiszeripari Gépek Tanszék /2000/
- 4] Tóth Gábor, Szakdolgozat: Fluid diszperz kolonna anyagátadási tulajdonságainak kísérleti vizsgálata, BME Vegyipari és Élelmiszeripari Gépek Tanszék /2000/
- 5] Gas Absorption Manual, Nittetu Chemical Engineering LTD., Japan /1991/
- 6] Dr. Molnár Károly: Mozgótöltetű tornyok alkalmazási körének kiszélesítése, Kutatási részjelentés /1984/

Szilikon elasztomerek dinamikus modelljének méréseken alapuló identifikációja hálózat szintézissel

Dr. Huba Antal, Molnár László

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Finommechanikai, Optikai Tanszék

Bevezetés

A finommechanikai és különösen a gyógyászati eszközök gyártása terén új távlatokat nyitott a különleges mechanikai, elektromos, optikai, biokémiai, stb. tulajdonságokkal rendelkező szilikon elasztomerek népes családja. A tervezéshez, FEM szimulációkhoz nélkülözhetetlenül fontos anyagjellemzők és modellek egyáltalán nem, vagy csak igen közelítő jelleggel álltak rendelkezésünkre. Az anyagjellemzők rendszertechnikai alapokon nyugvó meghatározásához az elektrotechnikából ismert hálózat-szintézis módszerét alkalmaztuk. Ez a módszer a fenomenológikus leírások között a lehető legkisebb hibával tükrözi az anyag tulajdonságait, hiszen a számításokhoz a méréses úton nyert rendszerválaszból indultunk ki.

Anyag modellezés

Az anyagtudományban régóta használt módszer a rendszertechnikai szemléletű (tehát a célnak alárendelt mértékű lényeg-kiemelésen alapuló) modellezés, ha egy adott anyag-féleség dinamikus tulajdonságainak leírása a feladat. Az anyagtörvények és modellek ismerete nélkül lehetetlen bármiféle megalapozott tervező tevékenység. Általánosan elterjedt a dinamikus viselkedés *lineáris, koncentrált paraméterű, passzív modell-elemekkel* való, közelítő leírása. Ennek során bizonyos anyag tulajdonságok makroszintű leírását kapjuk.

Műanyagok esetében az egytengelyű feszültség-nyúlás összefüggések alapján, a rendszertechnikában használatos "black-box" módszerrel, tehát az ismert bemenő függvényre adott rendszerválasz alapján következtetnek a dinamikus modellre. Ezek a modellek többé-kevésbé pontosan tükrözik a valós tulajdonságokat, és általános, hogy a különböző mechanikai terhelésekre (nyújtás, relaxáció) eltérő struktúrájú modelleket adnak meg. Így például nyújtás esetében az egyszerű Kelvin-Voigt modell, vagy ennek változatai, míg a feszültség-relaxációra a Maxwell, Standard-Solid, Burgers, stb. modelleket alkalmazzák.

Vizsgálataink, mérési eredményeink az mutatták, hogy a fent említett modellek egyike sem felel meg azoknak a pontossági követelményeknek, amelyeket a szilikon elasztomer anyagok kapcsán szükségesnek láttunk.

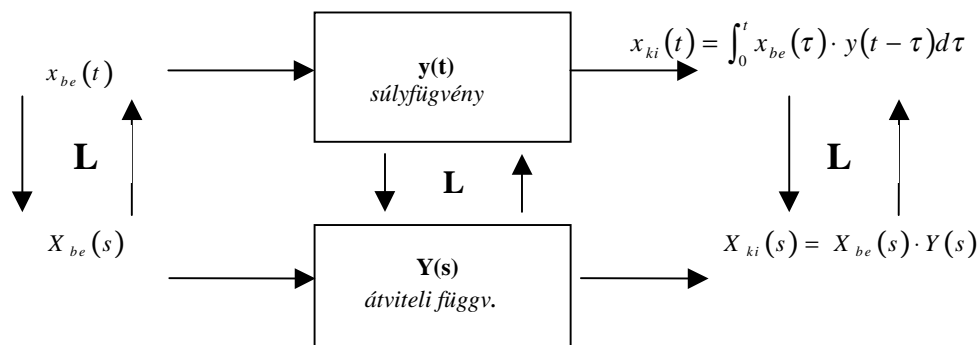
Ezért arra törekedtünk, hogy a villamos hálózatok elméletében szokásos, precíziós szűrőkapcsolások tervezéséhez használatos *szintézis módszerrel* keressük meg azt a lineáris, koncentrált paraméterű hálózatot, amely *egyformán* és a lehető legkisebb hibával írja le nyújtásra és relaxációra a kiválasztott szilikon elasztomerek viselkedését. Megállapítottuk, hogy a modell akkor lesz teljesebb értékű és precízebb, ha a lineáris paraméterekről áttérünk a koncentrált, nemlineáris modellezésre, hiszen ismeretes, hogy a polimerek anyagparaméterei függenek a hőmérséklettől, a gerjesztő frekvenciától és az időtől. E nemlineáris modell tárgyalására azonban már nem e cikk keretében kerül sor.

Mérések

A szerkezetekben felhasználni kívánt szilikon elasztomerek anyagmodelljei megalkotásának alapját azok a kiterjedt szakító és relaxációs vizsgálatok képezték, amelyekről a [2] irodalom mutat be.

Az anyagmodell identifikációja szintézis módszerrel

Lineáris, vagy munkapontban linearizálható, koncentrált paraméterekkel leírt dinamikus rendszerekre az idő és az operátor (frekvencia) tartományokban az alábbi összefüggések ismertek:



1. ábra

Kapcsolat az idő-és operátor tartomány között

Az **1. ábrán** $y(t)$ a súlyfüggvény (autonóm rendszerválasz), $Y(s)$ az átviteli függvény, a konvergencia feltételek figyelembe vételével tetszőleges lefutású gerjesztés és a rendszerválasz idő és operátor tartománybeli alakja $x_{be}(t)$, $X_{be}(s)$, $x_{ki}(t)$, $X_{ki}(s)$. A **2. ábra** szerint - lineáris rendszereknél - a három függvényből, kettő ismeretében, a hiányzó harmadik meghatározható:

Ismert (idő, vagy operátor tartományban)		Meghatározható (idő, vagy operátor tartományban)
$x_{be}(t), X_{be}(s)$	$x_{ki}(t), X_{ki}(s)$	$y(t), Y(s)$
$x_{be}(t), X_{be}(s)$	$y(t), Y(s)$	$x_{ki}(t), X_{ki}(s)$
$y(t), Y(s)$	$x_{ki}(t), X_{ki}(s)$	$x_{be}(t), X_{be}(s)$

2. ábra

A keresett függvény meghatározása

Esetünkben a gerjesztés és a rendszerválasz időbeli lefutása ismert. A szintézis módszer lényege abban áll, hogy nem "próbálgatással" keresi a jelekből meghatározható és a válaszhoz legjobban illeszkedő passzív hálózatot, hanem a matematikai úton meghatározott átviteli függvényből vezeti le a lehetséges impedancia/admittancia kapcsolást. Probléma, amely a vizsgálatunk során is jelentkezett, csak abból adódhat, hogy nem minden operátoros törtfüggvénynek felel meg valós technikai rendszer. Ez a nehézség azonban az automatikából ismert közelítő módszerrel áthidalható.

Valós technikai rendszerek átviteli függvénye, az s operátort, mint változót tekintve mindig racionális tört. Ha azonban az átviteli függvény fogalmát - tekintettel arra, hogy egy általános kereszt, valamint átmenő változó is lehet gerjesztés és rendszerválasz - az admittanciákra és impedanciákra is kiterjesztjük, akkor az így értelmezett átviteli függvényben a nevező és a számláló fokszámával kapcsolatban már mások a követelmények.

Az átviteli függvény általános alakja az alábbi:

$$\frac{X_{ki}(s)}{X_{be}(s)} = \frac{b_m s^m + \dots + b_0}{a_n s^n + \dots + a_0} = Y(s) \quad (1)$$

Passzív elemekből álló hálózat esetében az a_i, b_j együtthatók előjele pozitív. Az $Y(s)$ törtfüggvényből kétpólusokból álló kapcsolás vezethető le akkor, ha $s = j\omega$ helyettesítéssel

- $Y(j\omega)$ pólusai és nulla helyei a komplex sík baloldalán helyezkednek el, illetve az imaginárius tengelyen egyszeresek,
- $a_i, b_j \geq 0$
- $\operatorname{Re}\{Y(w)\} \geq 0$ minden ω -ra. Ebből következik, hogy a számláló és a nevező közötti fókusz-eltérés maximálisan egy lehet, valamint az, hogy $-\pi/2 \leq \arg\{Y(w)\} \leq +\pi/2$.

Szakító diagramtól az impedancia hálózatiig

A szakítóvizsgálatok mérési eredményeinek adatfájljai szokásosan a nyúlás és az erő (ismert anyag-keresztmetszettel a feszültség) közötti kapcsolatot reprezentálják. Hálózat azonban csak impedanciákból/admittanciákból építhető, tehát meg kell határozni a nyúlás - és alakváltozási sebesség közötti relációt. Az általános impedanciát, így a mechanikait is, úgy definiálják, hogy periódikus, vagy ilyen összetevőkre bontható általános időfüggvények esetében az alábbi formájú:

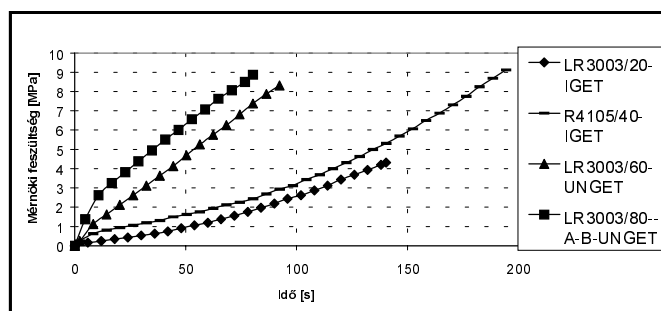
$$\frac{L\{\text{Keresztv.}\}}{L\{\text{Átmenő v.}\}} = \frac{L\{\text{sebesség}\}}{L\{\text{erő}\}} = Z(s) = \frac{V(s)}{F(s)}, \quad \text{valamint} \quad \frac{1}{Z(s)} = G(s) = \frac{F(s)}{V(s)}, \quad (2)$$

ahol $Z(s)$ az impedancia, $G(s)$ pedig az admittancia. A mechanikai, egyenes vonalú mozgást végző rendszerek három koncentrált, passzív elemének impedanciája a fentiek szerint:

$$Z_m(s) = \frac{1}{sm}, \quad Z_k(s) = \frac{s}{k}, \quad Z_b(s) = \frac{1}{b}, \quad (3)$$

ahol m a tömeg, k a rugómerevség, b a sebességarányos csillapítási tényező.

A szakító vizsgálatok bemeneti függvényei a $t(0^+)$ kezdeti idővel az egység-sebesség (nyúlás), illetve az egység-ugrás (alakváltozási sebesség) jellegűek. Az egység-ugrás függvényt utánzó alakváltozási sebesség állandója szabványosan előírt $v(t) = 50$ [mm / s], de ennek az értéknek a vizsgálatára még visszatérünk. A vizsgált nagyszámú, R 4105/40-IGET típusjelű, Wackers gyártmányú, peroxidos szilikon gumik keménysége négy csoportba volt sorolható: Sh20, Sh40, Sh60 és Sh80. A dinamikus rendszer válaszok ($\sigma(t)$) az alábbi formát adták:



3. ábra
A szakítódigramok átlagos alakja

Az egyes anyagkeménységek mérésrel nyert adatainak átlagához a *Mathematica 3.0* program segítségével illesztettük 2.3 % hibahatáron belül az időfüggvényeket. A $\sigma(t)$ illetve $f(t)$ rendszerválasz Laplace transzformáltját ugyancsak a *Mathematica 3.0* segítségével kaptuk. Tekintettel arra, hogy a bemenet Laplace transzformáltja

$$L\{v(t)\} = \frac{v_0}{s} = V(s) \quad (4)$$

a keresett $Y(s)$ átviteli függvényt akkor kaphatjuk meg, ha a rendszerválasz Laplace transzformáltját szorozzuk az $1/V(s)$ függvénnyel. Tehát

$$Y(s) = L\{\sigma(t)\} \frac{s}{v_0} \quad (5)$$

Ez a törtfüggvény azonban természetesen még nem reprezentál kétpólus hálózatot, ehhez elő kell állítani a $Z(s)$, vagy a $G(s)$ függvényt. Felhasználva, hogy a szakító vizsgálatokból rendelkezésre állnak az erő és az alakváltozási sebesség közötti átlagolt időfüggvények, a diagramokból közvetlenül az admittancia hálózat vezethető le:

$$G(s) = \frac{F(s)}{V(s)} = \frac{A_0 \sigma(s)}{V(s)} \quad (6)$$

Az Sh 40 keménységű, peroxidos gumik szakítódiagramjainak átlagértékére illesztett $\sigma(t)$ görbe az alábbi függvénnyel írható le:

$$\sigma(t) = 0.9321(1 - e^{-0.1144t}) + 0.0002447t^2 \quad [\text{MPa}] \quad (7)$$

Ennek Laplace transzformáltja

$$\sigma(s) = \frac{0.00005598 + 0.0004894s + 0.10664s^2}{s^3(0.1144 + s)} = \frac{b_0 + b_1s + b_2s^2}{s^3(\sigma_0 + s)} \quad (8)$$

Végül megkapjuk a keresett, elméleti admittancia modellt:

$$G^*(s) = A_0 \cdot Y(s) = A_0 \cdot L\{\sigma(t)\} \cdot \frac{s}{v_0} = \frac{A_0}{v_0} \cdot \frac{b_0 + b_1s + b_2s^2}{s^2(\sigma_0 + s)} \quad (9)$$

Látható, hogy $G^*(s)$ nem elégíti ki a valós kétpólusokkal szemben támasztott követelményeket, hiszen kettős pólusa van a képzetes tengelyen. Ezért az egyik pólust, az automatikában szokásos feltételek mellett $|\sigma_1|$ értékkel "betoljuk" a komplex sík bal térfelére, de minden kipróbált $-\sigma_1$ értékre ellenőrizve, hogy az így módosított függvényből, a visszatranszformálás során kapott $\sigma(t)$ görbe az előírt hibasávon belül marad-e? E művelet jogosságát a húzási sebességből adódó dinamika (t.i.: a $\sigma(t)$ válaszjel legnagyobb változásából levezethető jellemző körfrekvencia), azaz az integráló jelleget helyettesítő T1-jelleg indokolja. Bebizonyítható, de ezen cikk terjedelmét meghaladná, hogy az integráló jelleg ($s=0$) azért helyettesíthető, mert a frekvenciamenet azon szakaszán folyik a szabványos sebességű szakító vizsgálat, ahol a helyettesítő T1-jelleg és az integráló jelleg között nincsen különbség, egyaránt a -20 dB/dekádos meredekség adódik az adott körfrekvencián. Miután sikerült egy ilyen $\sigma_1 = 0.002667$ értéket meghatározni, a keresett admittancia kapcsolás matematikai modellje is rendelkezésre áll:

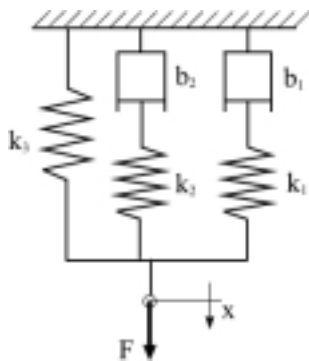
$$G(s) = \frac{A_0}{v_0} \cdot \frac{b_0 + b_1s + b_2s^2}{s(\sigma_0 + s)(\sigma_1 + s)} \quad (10)$$

A szintézis módszer szerint ez a függvény parciális törtre bontva kétpólus kapcsolást reprezentál:

$$G(s) = \frac{A}{s} + \frac{B}{s + \sigma_0} + \frac{C}{s + \sigma_1} = \frac{k_A}{s} + \frac{1}{\frac{s}{k_B} + \frac{1}{b_0}} + \frac{1}{\frac{s}{k_C} + \frac{1}{b_1}}, \quad \text{ahol} \quad (11)$$

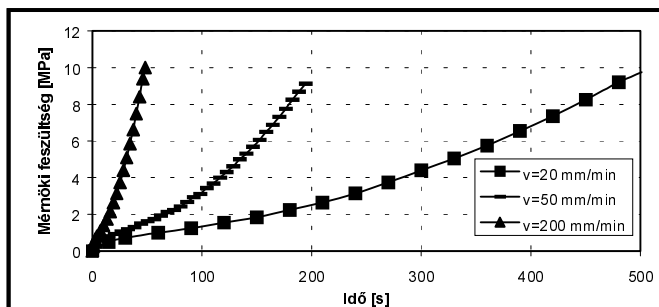
$b_0 = \sigma_0/B$ és $b_1 = \sigma_1/B$. A függvényből adódik, hogy a helyettesítő kapcsolás egy rugóból, és vele párhuzamosan kapcsolva két-két sorosan kapcsolt rugóból és csillapításból (egy-egy Maxwell-modell) szintetizálható. A helyettesítő kapcsolást az **4. ábrán** szemléltetjük.

Tekintettel arra, hogy a polimerek anyagjellemzői idő, gerjesztő frekvencia és hőmérséklet függőek, nem elégedhetünk meg a linearizált, koncentrált paraméterű modellel, hanem keresni kell a rendszerválaszt kielégítő, előzőekhez hasonlóan pontos modellt. A húzási sebesség állandó, tehát a csillapítási tényezők sebességfüggése jelen esetben kizárható. Természetes, hogy a sebességfüggés a különféle szakítási sebességgel felvett válaszfüggvényekben már nyomon követhető. (**5. ábra**)



4. ábra

A szilikon elasztomerek lineáris koncentrált paraméterű dinamikus modellje.



5. ábra

A válaszfüggvény a húzási sebesség függvényében az R4105/40-IGET szilikonguminál

Esetünkben a válaszfüggvény nemlinearitását ezek szerint kizárólag a rugómerevségek elmozdulástól való függése okozhatja. Ez a polimerek mikro-szerkezetéből, a láncstruktúra csavarodott formájából egyenesen következik. A húzás kezdeti szakaszában az erők növekednek, de a változás degresszív, mert először a csavart láncmolekulák megnyújtása történik, és itt a már majdnem nyújtott állapot eléréséhez egyre kevesebb erő szükséges. A már kinyújtott láncok keresztmetszei a további húzás esetében viszont fokozott ellenállást tanúsítanak, innen a görbéken tapasztalható négyzetes karakterisztika. Ha a húzás sebességét is növeljük, akkor a viszkózus tulajdonságok okozta erők is megnövekednek, amint azt a szakítópróbák is igazolták.

Irodalom

- 1] Guillemain, E.A.: Synthesis of Passive Networks J.Wiley & S., New York, 1986
- 2] Molnár L., Huba A.: Szilikon elasztomerek dinamikai modelljei, OGÉT 2001, Kolozsvár
- 3] Molnár L., Huba A.: Measurement of dynamic properties of Silicone Rubbers, /2000, Periodica Polytechnica, Mechanical Engineering

Az OTKA T:032509 támogatásával készült.

Axiális átömlésű vízgépek számítógéppel segített hidraulikai tervezése

Dr. Kalmár László

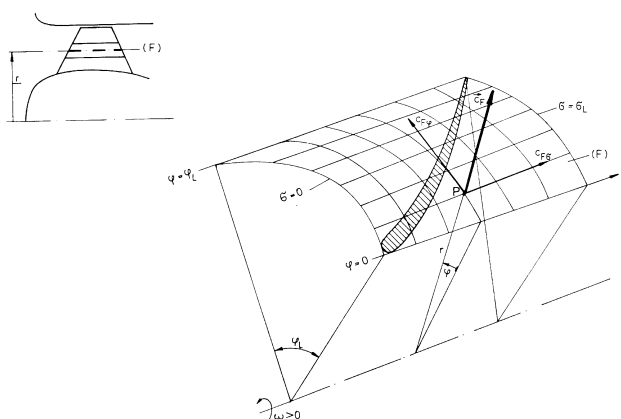
Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszék, Miskolci Egyetem, Magyarország

Összefoglalás

A cikk egy olyan számítási eljárást ismertet, amely közvetlenül alkalmas axiális átömlésű vízgépek - előírt üzemi paraméterek teljesítését biztosító - lapátozása geometriai jellemzőinek meghatározására. A vízgép lapátozott terében kialakuló térbeli áramlás numerikus vizsgálatát közelítőleg a forgórész forgástengelyével koaxiális tengelyű hengerfelületek segítségével ún. részcsatornában végbemenő, azok középfelületére lokalizált kétdimenziós áramlások vizsgálatára vezetjük vissza. A lapátozás hidraulikai tervezési eljárása két fő lépésben hajtható végre. Az első részben a lapátozás fő hidraulikai és geometriai jellemzői tapasztalati összefüggések és adatok felhasználásával kerülnek meghatározásra. A második fő lépésben az ún. hidrodinamikai szingularitások módszer alkalmazásával a lapátfelület különböző sugarú hengerfelületek mentén adódó profilmetszeteinek koordinátáit határozzuk meg. Ezen profilmetszetek ismeretében a vízgép lapátozásának gyártásához szükséges hidraulikai tervdokumentáció elkészíthető és a több tervezési változatból a legjobbnak ítélt változat kiválasztható.

1. A lapátmetszetek meghatározásának alapösszefüggései

A vízgép lapátozásának terében kialakuló térbeli áramlást a forgástengellyel koaxiális hengerfelületekkel határolt részcsatornában végbemenő, azok (F) középső áramfelületein (1. ábra) kialakuló kétdimenziós áramlások sorozataként vizsgáljuk [1].



1. ábra.

Egy tetszőleges részcsatorna (F) középső áramfelületén kialakuló 2D áramlásra a tömegmegmaradást és az abszolút áramlás örvénymentességét kifejező differenciál egyenletek írhatók fel:

$$\frac{\partial c_{F\sigma}}{\partial \sigma} + \frac{1}{r} \frac{\partial c_{F\varphi}}{\partial \varphi} = h(\sigma, \varphi) \quad (1)$$

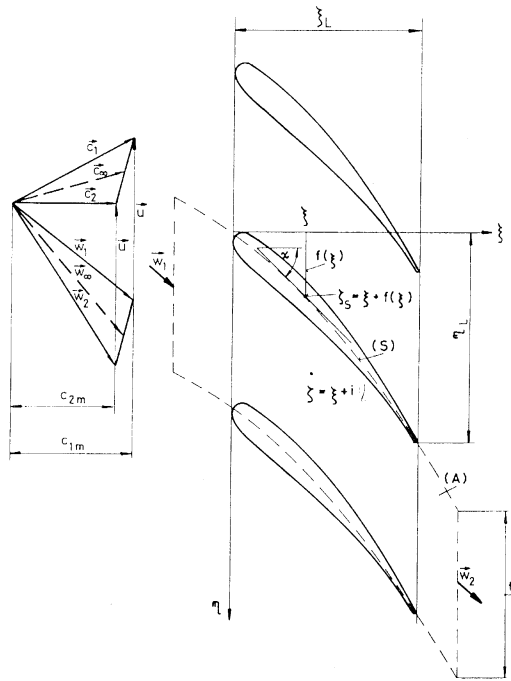
$$\frac{\partial c_{F\varphi}}{\partial \sigma} - \frac{1}{r} \frac{\partial c_{F\sigma}}{\partial \varphi} = 0 \quad (2)$$

Az (1) és (2) parciális differenciál egyenletrendszer a

$$\sigma = 0 - \text{nál} : c_{F\sigma} = c_{F1\sigma}; \quad c_{F\varphi} = c_{F1\varphi} \quad \text{és} \quad \sigma = \sigma_L - \text{nél} : c_{F\sigma} = c_{F2\sigma}, \quad c_{F\varphi} = c_{F2\varphi}$$

peremfeltételek felhasználásával alkalmas az ismeretlen $c_{F\sigma}(\sigma, \varphi)$ és $c_{F\varphi}(\sigma, \varphi)$ sebességeloszlások meghatározására.

2. A tervezés numerikus módszere



2. ábra.

Konform leképezés alkalmazásával a részcsatorna (F) középső áramfelületén kialakuló kétdimenziós áramlás áttaszformálható egy a $\zeta = \xi + i\eta$ képsíkon végbemenő (un. egyenes szárnyrác körüli) kétdimenziós áramlásra (2. ábra). Mivel a képsíkon kialakuló áramlás is örvénymentes, így létezik az áramlás Φ sebességi potenciálfüggvénye és ezáltal a feladat megoldása valójában egy Poisson-féle differenciálegyenlet megoldására vezethető vissza. A kapott differenciálegyenlet potenciáleméleti módszerrel történő megoldása révén meghatározható a képsíkon kialakuló áramlás sebessége [1] egy tetszőleges $\zeta = \xi + i\eta$ pontban konjugált komplex alakban (lásd a 2. ábra jelöléseit):

$$\bar{c}(\zeta) = c_\xi - i c_\eta = \bar{c}_B(\zeta) + \bar{c}_D(\zeta) + \bar{c}_\infty \quad (3)$$

$$\text{ahol: } * \quad \bar{c}_B(\zeta) = \frac{1}{2t} \int_{(A)} h^*(\xi', \eta') \coth \frac{\pi}{t} (\zeta - \zeta') dA$$

$$* \quad h^*(\xi, \eta) = -\frac{1}{b} \frac{db}{d\xi} c_\xi$$

$$* \quad \bar{c}_D(\zeta) = \frac{1}{2t} \int_{(S)} (q + i\gamma) \coth \frac{\pi}{t} (\zeta - \zeta') ds$$

$$* \quad \bar{c}_\infty = \frac{c_{1m} + c_{2m}}{2} - i \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2}$$

$$* \quad \frac{b}{b_l} \equiv - \left[1 + \left(\frac{c_{1m}}{c_{2m}} - 1 \right) \frac{\xi}{\xi_L} \right]$$

* q , illetve γ : a forrás és nyelő-, illetve örvényeloszlás az (S) szingularitáshordozó görbe mentén.

A hidrodinamikai szingularitások módszer un. első főfeladata (a tervezési eljárás) célja a szárnyrác előtt és mögött adott peremfeltételeket teljesítő szárnyprofil (lapátmetszet)

alakjának meghatározása. A feladat numerikus megoldása úgy történik, hogy alkalmasan választott q és γ szingularitáseloszlásokhoz meghatározzuk azt a vázvonalat, amely a szingularitások által indukált sebességtérnek áramvonala és egyben a szingularitásoknak is hordozója. Ez az áramlásra vonatkozó kinematikai feltétel a (3) alapján számítható sebességkomponensek felhasználásával az (S) görbe pontjaiban az alábbi módon fejezhető ki:

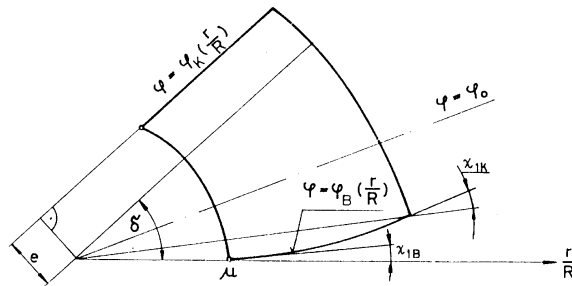
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{d f}{d \xi} = \frac{u_{\eta} - c_{\eta}}{c_{\xi}} \quad (4)$$

ahol u_{η} a képsíkon érvényes kerületi sebesség.

A vázvonala $f(\xi)$ eloszlásának η dimenziótlan diszkrét értékei a (4) összefüggésből adódó derivált értékeket felhasználva a

$$f(\xi) = \xi_L \int_0^{\frac{\xi}{\xi_L}} \operatorname{tg} \alpha d\left(\frac{\xi}{\xi_L}\right) = \xi_L \eta(\xi) = \eta(\xi) \quad (5)$$

alapján numerikus integrálással határozható meg.

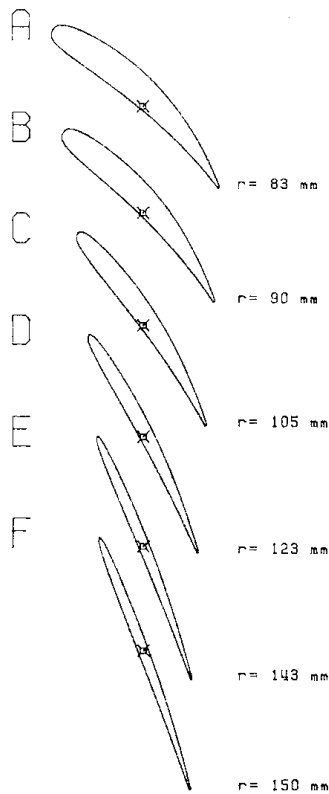


3. ábra.

Ha a lapátfelület tengelyirányú kontúrgörbéit a 3. ábrán feltüntetett paraméterek alkalmas megválasztásával rögzítjük, akkor az

$$\eta_L(r/R) = \frac{r}{R} [\varphi_K(r/R) - \varphi_B(r/R)]$$

összefüggésből számítható η_L , valamint az (5) alapján felírható $\eta_L = \xi_L \eta(\xi_L)$ képlet felhasználásával az ξ_L , illetve az $f(\xi)$ részcsatornánkénti aktuális értéke is meghatározható.



4. ábra.

A fenti módon az (5) összefüggésből számított $f(\xi)$ koordináták minden részcsatorna esetében a 3. ábra adatainak megfelelő hosszúságú profilmetszetet garantálják.

A vázvonala $f(\xi)$ koordinátáinak ismeretében az (S) görbe pontjaiban - annak szívott és nyomott oldalán - az alábbiak szerint meghatározható a relatív sebesség eloszlása is:

$$w_s(\xi) = \sqrt{1 + tg^2 \alpha} c_\xi \pm \frac{\gamma}{2} = w_s^* \pm \frac{\gamma}{2} \quad (6)$$

Itt a felső előjel a profilmetszet szívott-, az alsó pedig a nyomott oldalára vonatkozik.

A profilmetszetben belüli áramlásra felírható tömegmegmaradási egyenlet átalakítása révén előállítható a profilmetszet vastagságeloszlásának számítására alkalmas

$$d_K(\xi) = \frac{\xi_L R}{2 w_s b} \int_0^{\xi_L} \frac{q b}{\sqrt{1 + tg^2 \alpha}} d\left(\frac{\xi}{\xi_L}\right) \quad (7)$$

összefüggés is.

Ezt követően meghatározható a profilmetszetek kontúrgörbéje menti $w_K(\xi)$ sebességeloszlás:

$$w_K(\xi) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left[\frac{d}{ds} \left(\frac{d_K}{R} \right) \right]^2}} w_s(\xi) \quad (8)$$

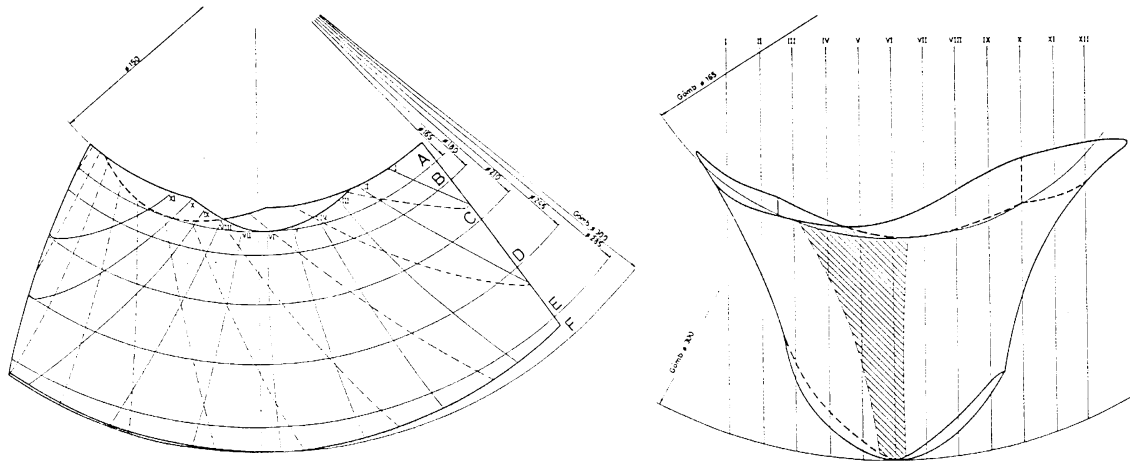
ahol:

$$\frac{d}{ds} \left(\frac{d_K}{R} \right) \cong \frac{q}{2 w_s^*}$$

A sebességeloszlás ismeretében - a súrlódásmentes közegre érvényes Bernoulli egyenlet felhasználásával - számítható a lapátfelület szívott- és nyomott oldala menti nyomáseloszlás.

A fent vázolt számítást a vízgép minden részcsatornájára elvégezve a kapott geometriai eloszlásokból megszerkeszthető a vízgép járókerekének lapátfelülete és egyidejűleg rendelkezésre áll a lapátfelület pontjaiban - súrlódásmentes közeg áramlása esetén - kialakuló sebesség- és nyomáseloszlás is.

A számítási módszer alkalmazhatóságának bemutatására egy Kaplan turbina kismintájára vonatkozóan végrehajtottuk a fenti hidraulikai tervezési eljárást. Az egyes részcsatornák középfelületein nyert lapátmetszetek a 4. ábrán, a lapátfelület két nézetben pedig az 5. ábrán látható.



5. ábra.

Irodalomjegyzék

- 1] Dr. Czibere Tibor : A hidrodinamikai ráscselmélet két főfeladatának potenciálméleti megoldása, Akadémiai doktori értekezés, Miskolc 1965.
- 2] Dr. Czibere Tibor – Dr. Kalmár László : Áramlástechnikai gépek számítógépi programjai: A ráscselmélet első főfeladatának megoldása összenyomható közegre, Kutatási jelentés, Miskolc 1975.
- 3] Dr. Kalmár László : Axiális átömlésű vízturbinák járókerekének hidraulikai tervezése, Oktatási segédlet (AMT-OS/24), Felhasználói leírás (AMT-PR/15), OKKFT G/6-V. Oktatási Alprogram, Miskolc 1988.
- 4] Dr. Baranyi László - Dr. Kalmár László : Computer-aided Hydraulic Design of Blading of Water Turbines, 2nd International Exhibition and Conference CAMP'92, pp.82-89, Budapest 1992.

A kötéstechnika szerepe a termékfejlesztésben

Dr. Kamondi László

Miskolci Egyetem, Gépelemek Tanszéke

1. Bevezetés

A műszaki termékekkel szemben támasztott követelményeket a jövő elvárásai, kihívásai, a korábbiaktól eltérően, szemléletében is jelentősen befolyásolni fogják. Az új elvárásoknak az új szemlélet, a másként való gondolkodás, a felelősségérzet és a felelősségvállalás mértékadó motiváló ereje lesz. A műszaki termékek, az igényváltozás ciklusidejének rövidülése okán is gyorsabban kell, hogy megújuljanak. A várható fejlődés a trendje a terméktervezőket, a konstruktőröket is új utak, módszerek, eljárás-alkalmazások irányába *kényszerítik*. A múlt és a ma termékgyártóinak *tettei* figyelmeztetően hatnak, ha a termékek és a felhasználók környezethez való viszonyát tekintjük. A fogyasztás és termelés felveti a környezetünk iránti felelősségünket. E felelősségben a tervező is keresi a *helyét*. Felvetődik a kérdés, vajon mit tehet a tervező? Alapvetően meghatározhatja a műszaki termékek életútját, gazdaságosságát, hasznosságát, a beépített technikát és tudást, a környezethez való alkalmazkodás képességét [5].

A fogyasztó és a társadalom által elvárt igények alapvetően a költségekre (ár, üzemeltetés, javítás), a használhatóságra, a kezelhetőségre, az egyszerűsége, a megbízhatóságra, az esztétikumra, megszüntethetőségre (újrahasznosítás, megsemmisítés) vonatkozik. Ez utóbbi a az erkölcsileg elavult (amúgy még használható), vagy üzemképtelen (már nem, vagy nem érdemes javítani) termékek problematikáját veti fel, mely egyben a környezetvédelmi szempontok előtérbe kerülését is jelenti.

2. A műszaki termék életútja

A termék az életútját a gazdaságtalan üzemeltetés, a konkurenciaharcban elszenvedett vereség, a teljes üzemképtelenség stb. okok miatt fejezheti be. Az okokból is kitűnik, hogy a termék akár részegységeiként, akár elemeiként még visszakerülhet a felhasználói körbe, vagy alapanyagként újra feldolgozásra kerülhet. A termékre nézve ez az alternatív út, melyet például az újrahasznosíthatóság is jelent, a környezethez való alkalmazkodás kezelését is eredményezheti.

A műszaki termék iránti *igényt* a piac szereplői motiválják, melyből elemzések révén fel kell ismerni a termékötletet. A termékötlet a *terméktervezés* fázisában eljut a leendő termék leírásához, mely tartalmazza a megvalósítandó funkciókat, a domináns vevői igényeket, az elérni kívánt piacot, az érvényesíthető árat, a tömegszerűséget, a piaci jelenlét idejét.

A műszaki termék a funkcióit meghatározó fizikai elvek (törvények, jelenségek) és hatáshordozók rögzítése, a kialakítás minőségi- és mennyiségi meghatározása révén nyeri el dokumentáció szintű formáját. Ez a dokumentáció szint, már kísérletekkel, mintadarabokkal ellenőrzött, még nem valóságos terméket, de gyártásra érett terméket jelent. A termék a gyártási folyamatba kerülve nyeri el tárgyasult formáját és fogja hordozni azokat a funkciókat, melyek életre hívták. Az elkészült termék kereskedelmi láncban keresztül értékesítve jut el a felhasználóhoz, ahol rendszeres karbantartás, esetleges javítás mellett meghatározott ideig üzemel. Az üzemelési idő végét több tényező is befolyásolja, mint pl. az elavulás, a javíthatóság kérdése stb.

A műszaki terméknek az életpályája végén be kell kerülnie az újrahasznosítási körbe, ahol elemeit, építőcsoportjait (egységeit) újra felhasználják, alapanyagként újrahasznosítják, vagy véglegesen megsemmisítik.

Termék újrahasznosíthatóvá az öt létrehozó tervező, fejlesztő folyamatban tehető. A tervező, fejlesztő folyamat a célnak (C) megfelelően, számos feltételt, igényt, kötöttséget, törvényt és előírást (I_i), valamint ezek fontosságát (s_i) szem előtt tartva és betartva juttat el egy *elképzelést a konkrét termékig*

$$\text{Termék} = f(C, s_1 \cdot I_1, s_2 \cdot I_2, \dots, s_i \cdot I_i, \dots, s_n \cdot I_n).$$

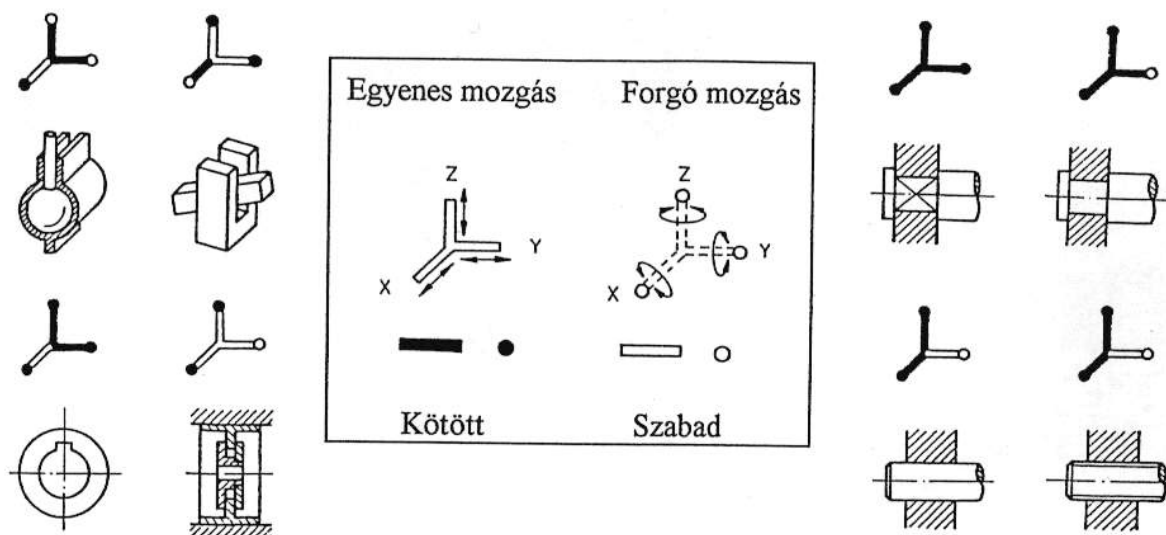
Az újrahasznosítás igényei és az ebből származó kötöttségek a tervező a fejlesztő folyamat minden fázisában és pontján érvényesíthetők, melyben azt tervezésmethodikai-, funkcióépítési- és kialakítási ismeretek támogatják.

A műszaki termékek építési módjának megválaszthatósága teszi lehetővé, hogy a termék felépítése áttekinthető legyen, építőelemeik valamilyen bonyolultsági szintig integrálhatóak legyenek. Ezzel lehetővé válik az egyszerű szerelés, a bontás vagy adott esetben a szerelés és bontás feltételekhez kötése.

3. A kötések szerepe a terméképítésben

A műszaki termékek sokféle elemből épülnek fel. Egy adott funkció egymástól eltérő építési módokkal is megvalósítható. Ami közös bennük, hogy az építőelemek egymáshoz kötéssel kapcsolódnak. A kötések sorozata is biztosítja, hogy a termék az elvárt funkciót teljesíteni tudja. Az egyes kötések megvalósítása a költségeket, a lehetőségeket és a terhelhetőséget illetően mindig kihívás a tervező számára.

A kötések [1] olyan *eszközök*, amelyek két elemet szilárdan (nem mozgathatóan), vagy mozgathatóan kötnek össze egymással úgy, hogy azok a mindenkori terhelés hatására nem válnak szét.



1. ábra

Kötések lehetséges mozgásirányai

A szilárd vagy kvázi szilárd kötések a lehetséges mozgások 6 szabadsági fokát megkötik, ezért képesek bármilyen irányú mozgás felvételére. A mozgatható kötések két elem között a legkevesebb szabadságfokú mozgást engedik meg úgy, hogy a mindenkori terhelés azokat nem választja szét (1. ábra).


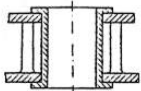
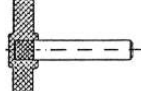

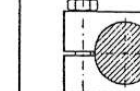
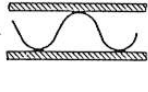
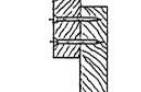



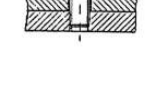
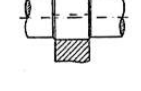



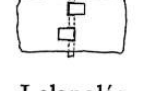
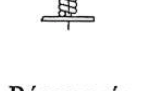
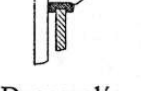


Mindenegyik kötés egy vagy több fizikai elven (hatáson) alapszik, meghatározott anyagokból áll és meghatározott kialakítású. A fejlesztő számára -egy előre rögzített ismérvekkel bíró kötés megvalósításához- a fizikai hatások, anyagok és a kialakítási lehetőségek állnak rendelkezésre, azaz

$$\text{Kötés} = f \{ \mathbf{H} \text{ (hatás), } \mathbf{A} \text{ (anyag), } \mathbf{K} \text{ (kialakítás) } \}.$$

Ez a kapcsolat egyben egy rendezési sémát is takar a kötések rendszerezet fejlesztéséhez a célok, az elvek és a megoldási lehetőségek vonatkozásában. A kötések építőkövei (alapelemei) a teljesség igénye nélküli felsorolásban az alábbiak lehetnek, melyek közül is néhányra a 2. ábra mutat elvi megoldásokat:

- | | | | | |
|--------------|---------------|--------------|---------------|---------------|
| - tágitás | - behúzás | - forrasztás | - zsugorítás | - kiöntés |
| - beakasztás | - tűzés | - sajtolás | - csomózás | - betapasztás |
| - ékelés | - bepattintás | - peremezés | - beolvasztás | - befeszítés |
| - rácsavarás | - beágyazás | - besajtolás | - szorítás | - hurkolás |
| - csavarás | - szögezés | - hegesztés | - szegecseles | - ragasztás |
| - gittelés | - hasítás | - lelapolás | - bordázás | - stb. |

Egy kötés egyértelműen meghatározható az alkalmazható fizikai elv, a lehetséges anyag és a kialakítás megválasztása által [2,5].

				
Kiöntés	Peremezés	Beágyazás	Tűzés	Szorítás
				
Ragasztás	Szegezés	Szegecseles	Sajtolás	Bepattintás
				
Csavarozás	Zsugorítás	Hegesztés	Bordázás	Befeszítés
				
Lelapolás	Rácsavarás	Dugaszolás	Hasítás	Gittelés

2. ábra

A kötés megvalósításának alapelemei

A kötés megvalósítására a megoldások széles skálája áll rendelkezésre, melyekből az *optimális* megoldás a kötés által megvalósítandó cél (**C**) és a súlyozott feltételrendszer ($s_i \cdot F_i$) alapján választódik ki, így egy adott funkciót megvalósító kötés (**K_k**) általánosan is leírható

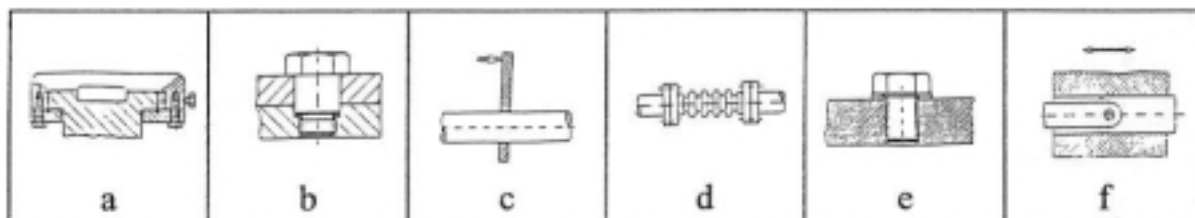
$$K_k = f(C \text{ (cél)}, s_1 \cdot F_1, s_2 \cdot F_2, \dots, s_i \cdot F_i, \dots, s_i \cdot F_i).$$

Kötésekre vonatkozó követelmények, feltételek rendszere a teljesség igénye nélkül, csak a leglényegesebbnek ítélteteket kiemelve az alábbiak

- | | | |
|----------------------------|-----------------------|------------------------------|
| - oldható v. oldhatatlan | - kevés számú elem | - karbantartási igény |
| - hiba kompenzáló képesség | - csillapítás mértéke | - anyagtakarékosság |
| - pozicionálási pontosság | - tömítő képesség | - kis szerelési költség |
| - élettartam | - hő terhelhetőség | - kis gyártási költség |
| - biztonság | - korrózió állóság | - újrahasznosíthatóság, stb. |

Egy konkrét kötés számára egy vagy több fizikai elv és hatáshordozó (anyag) is használható, tehát egy kötésnél a különböző irányú mozgás lehetőségek megköthetése megvalósítható egymástól eltérő fizikai hatásokkal, anyagokkal.

Kötések végső kialakítását tekintve, azzal hogy oldhatóak vagy nem oldhatóak a működést illetően további igényből származó jellemzőkkel, ill. sajátosságokkal is rendelkeznek. Ezek a sajátosságok természetesen nem kételemes kötésre, hanem kötéscsoportra is vonatkozhatnak. Ilyen sajátosságok lehetnek (3. ábra) pl. a játégmentes vagy nem (a), pozicionáló vagy nem (b), öntartó vagy nem (c), hibakompenzáló vagy nem (d), tömítenek vagy nem (e) stb.



3. ábra


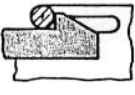
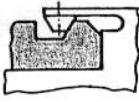
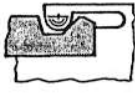
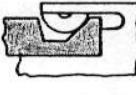
Kötési sajátosságok

Azok a kötések, amelyek nem anyagzáróak mindig hordozzák azt a lehetőséget, hogy a kötés vagy a hatásfelület- vagy az anyagvariáció eredményeképpen nem oldható kötésből oldható kötésbe megy át. Ez az átváltoztathatóság elérhető azzal is, hogy a kötésben az alapfunkciót nem befolyásoló segédfunkciókat, ill. azokat megvalósító segéd hatásfelületeket alakítanak ki. Az alapvető kötéstípusok, mint az anyagzáró-, erőzáró- és alakzáró kötések az újrahasznosíthatóság vonatkozásában is különbözőséget mutatnak.

4. Kötések megvalósítása

Adott funkciót megvalósítását célzó kötésnél lényeges lépés a lehetséges fizikai elvek feltárása. A kötés fizikai elvének például a rugalmas alakváltozást választva, kézen fekvőnek tűnik a bepattanó kötés választani, mely a fizikai hatás egy lehetséges megvalósítása. A hatáshordozó, az anyag vonatkozásában a relatíve nagy rugalmas alakváltozásra képes anyagok közül pl. műanyag vagy fém választható. A kialakítást előtérbe helyezve az

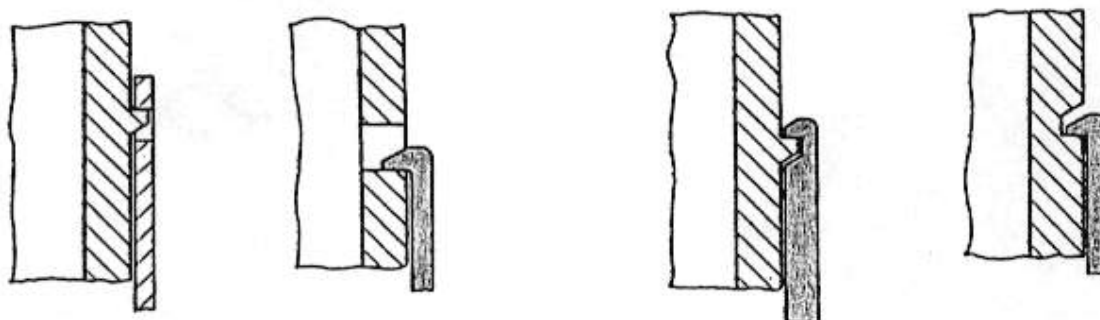
érintkezési felületek párosítása alapján variációk állíthatók elő. A felületek a következők lehetnek: sík, henger, kúp, gömb, körgyűrű. A síkfelülethez hozzárendelve önmagát és a többi hivatkozott többi felületet a 4. ábra szerinti kialakítás variációk lehetségesek [1].

	Sík	Henger	Kúp	Gömb	Tórusz
Sík					

4. ábra

A hatásfelületek párosításának variációja bepattanó kötéshez

A kialakítások további variációit a fizikai hatást megvalósító hatásfelületek helyzetvariációja adja (5. ábra).



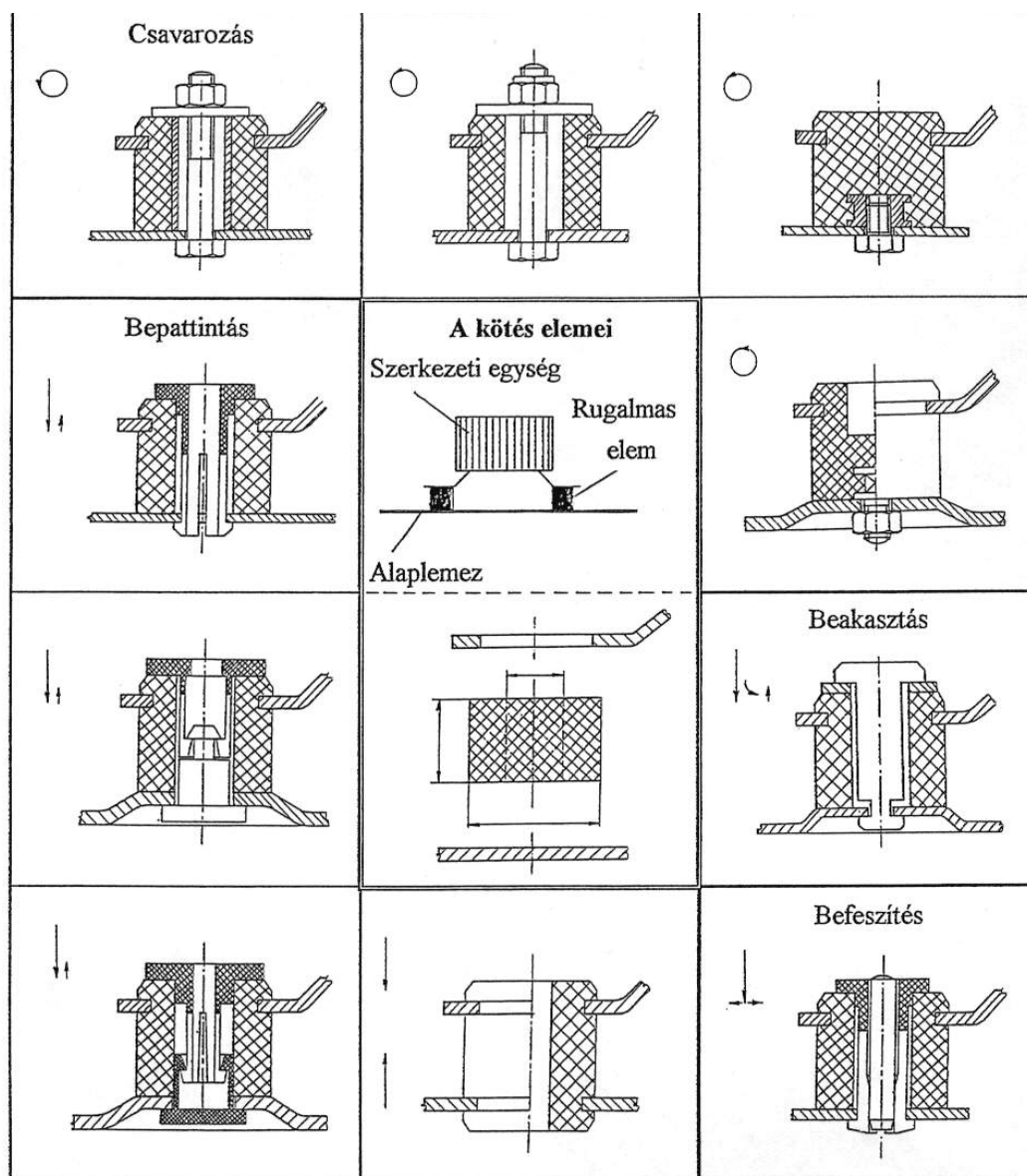
5. ábra

Hatásfelületek helyzet variációja bepattanó kötéseknel

Egy adott funkció vagy részfunkció megvalósítása egy vagy több kapcsolt kötés eredményeképpen áll elő. Az ilyen kötések kötéscsoportot alkotnak. A kötéscsoportban résztvevő elemek egy zárt méretláncba rendezettek. Az egy része csak illeszkedik egymáshoz, míg másik része, mint záró tag zárja a méretláncot, ezzel létrehozza kötéscsoportot.

A kötések a követelményektől függetlenül általában oldhatóak vagy nem oldhatóak. Azok a kötések, amelyek nem anyagzáróak (anyagzáró például a hegesztett, ragasztott, forrasztott stb. kötés) mindig hordozzák azt a lehetőséget, hogy a kötés vagy hatásfelület variáció vagy anyagvariáció eredményeképpen nem oldhatóból oldható kötésbe meg- vagy alakítható át. Ez az átváltoztathatóság elérhető azzal is, hogy ha a kötésben az alapfunkciót nem befolyásoló segédfunkciókat ill. azokat megvalósító segéd hatásfelületeket alakítanak ki. Ezek a segéd hatásfelületek biztosítják pl. a kötés bontását vagy nyitását.

A 6. ábrán bemutatott példa kapcsán egy kötéscsoport variációi láthatók (az ábra nem mutatja a teljes megoldásmezőt). A kötésben három összekötendő elem vesz részt. Az egyes megoldások mellett elhelyezett jelek azt mutatják, hogy a kötések milyen jellegű mozgásokkal hozhatók létre (a hosszú nyíl egyenes manipuláló mozgást, a rövid nyíl visszaengedést, a kör alakú nyíl forgatást jelöl). Az ismertetett megoldásokban közös, hogy nem tartalmazzák a szerkezeti egységek talpa és a rugalmas elem közötti kötés variációit, hanem egyetlen megoldást mutatnak, melyek besorolhatók a bepattanó, vagy a peremezett kötések közé is. Ez a kötéscsoport egy háztartási készülék kötés rendszerében részfunkciót lát el. Az alapvető feladat a kötés egészére a rugalmas ágyazás biztosítása, melyhez a rugalmas elem méretei adottak.



6. ábra

Kötés megvalósítása az alapelemek és a hatásfelületek variációja alapján

Amint az ábra is mutatja, a kialakítás alternatívák széles sávban mozoghatnak, átfogják az oldható és nem oldható kötések tartományát, tág lehetőséget adnak az anyagok variálására, megteremtik a lehetőségét a kevésszámú elem alkalmazásának, az újrahasznosítási feltételek teljesítésének.

A bepattanó kötések között számos olyan található, mely alkalmas úgy az oldható, mint a nem oldható kötés alternatív megoldására. Ezen alternatív megoldás-variációk szükségességét indokolja, hogy bizonyos termékeknél részben a fogyasztó biztonsága érdekében, részben garanciális feltételek ellenőrizhetősége érdekében a kötések csak korlátozott kör számára legyenek csak bonthatóak, akár speciális segédeszköz segítségével. Ezen elvárások, követelmények egy célszerű hatásfelület variációval vagy azok helyzet-variációjával biztosítható.

5. Összefoglalás

A műszaki termékek gazdaságos megvalósíthatósága, utóéletének kezelése nagymértékben attól függ, hogy az elvek és elvárások milyen mértékben épülnek, ill. építhetők be termékbe a fejlesztési folyamat során. Az elemek közötti kötések elvhelyes kialakítása a célok elérésében és egyben a termék megépítésében csak egy eszköz ahhoz, hogy később, nem csak a karbantartás és javítás területén, de a részleges- vagy teljes bontás, ill. szétszerelés fázisában is lehetőséget adjon egy hatékony-, biztonságos- és gazdaságos újrahasznosítás előkészítésére.

Irodalom

- 1] Koller, R.: Entwicklung einer Systematik für Verbindungen – ein Beitrag zur Konstruktionsmethodik., Konstruktion 36 (1984), S.: 173-180.
- 2] Koller, R.: Konstruktionslehre für den Maschinenbau. 3., neubearbeitete und erweiterte Auflage. Springer-Lehrbuch. 1994.
- 3] Meerkamm, H.: Integrierte Produktentwicklung im Spannungsfeld von Kosten-, Zeit- und Qualitätsmanagement. VDI Berichte 1136. p:80-86.
- 4] Welp, E. G.: Planung und Steuerung verteilter Produktentwicklungsprozesse. Konstruktion 48 (1996). p:319-328.
- 5] Kamondi, L.: A korszerű termék és a kötéstechnika., Géptervezés-termékfejlesztés '96 Szeminárium. Miskolc, 1996. május 24-25. p.:59-64.
- 6] Kamondi, L.: Az újrahasznosítás és a termékfejlesztés kapcsolata., MicroCAD '97. Nemzetközi Számítástechnikai Tudományos Konferencia. Miskolc, 1997 február 26-27. p.:173-178.

Húzóborda fékezőerő közelítő számítása

Dr. Kirchfeld Mária

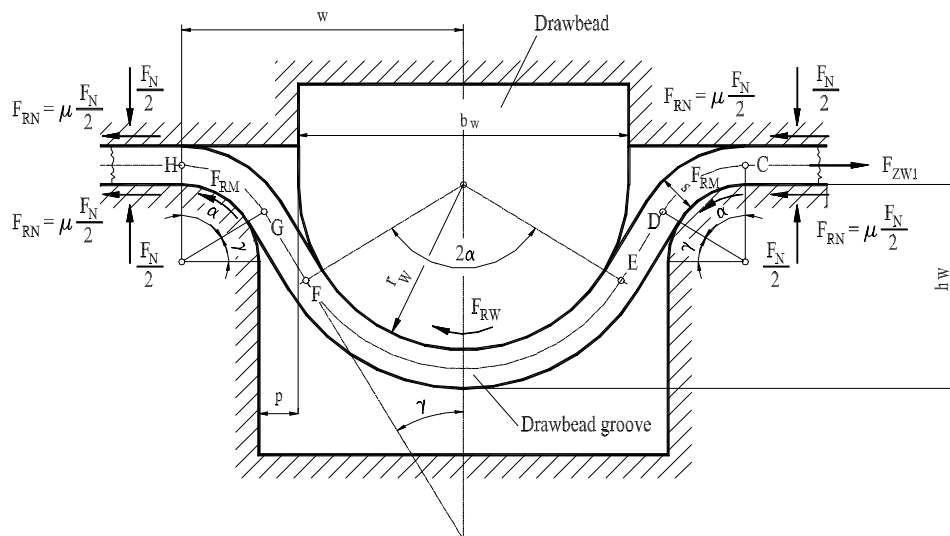
Széchenyi István Főiskola, Győr

Bevezetés

A lemezalakítás sikerének feltétele a lemezanyag megfelelő folyása. Így rendkívül fontos szerepet játszik az anyagáramlás szabályozása. Ez biztosítja az alkatrészek megfelelő minőségét, akadályozza meg a ráncosodást és a szakadást. A szabályozáshoz szükséges erőt a ráncgátló - a lemez és a szerszám között fellépő súrlódás révén- ill. a húzóbordákkal biztosítják. Négyszögletes mélyhúzott, ill. mélyhúzással és falvékonyító mélyhúzással alakított szabálytalan alakú alkatrészeknél, mint pl. a gépjármű karosszéria elemek a képlékeny alakváltozás eloszlása egyenlőtlen. Az alakító szerszámba minden olyan helyen húzóbordát építenek be, ahol az anyag nem kívánatosan könnyen folya át a húzóélen. A húzóborda a folyás szabályozáshoz szükséges erőt a lemezanyag többszöri hajlítása és visszahajlítása révén fejti ki. A húzóborda fékezőerő függ a húzóborda geometriájától, a borda magasságától, a bordavég kiképzésétől, ill. a bordák számától.

1. Bordareakció számítása a Kluge-féle módszer

A húzóborda valójában két részből áll, a bordából és a bordahoronyból, az 1. ábrán hengeres kialakítású húzóborda látható. Amikor a lemez áthalad a húzóbordán, a "H" horonyváll rádiuszon meghajlik (r_N) kb. a lemezvastagságnak megfelelő szakaszon. A "HG" íven a lemez csúszik, így a szerszám és a lemez közti súrlódás következtében erő ébred. A "G" pontban a lemez kiegyenesedik. Az " r_N " horonyvállon ébredő, a lemezanyag folyását gátló visszatartó erő tehát a hajlító, a súrlódási és a visszahajlító erő eredője. A "HG" íven fellépő jelenség ismétlődik az "FE" és a "DC" íven. [1] A húzóborda fékezőerő számításánál figyelembe kell venni továbbá a szorító erőből adódó μF_N súrlódási erőt.



1. ábra

A húzóborda elvi vázlata

A húzóbordánál fellépő fékezőerő meghatározására számos módszer létezik. Az ezeket áttekintő irodalom 20%-os pontossága ellenére a *KLUGE* féle módszert jó tervezési segédletnek ítéli. [2]. A modell a hajlító és visszahajlító erő számításánál tiszta hajlítást feltételez (a húzás plusz hajlítás helyett). Az hajlítási ill. visszahajlítási pontokban ("H" - "C") az alakítási szilárdságot az egyes pontokra vonatkoztatott átlag alakváltozás alapján határozza meg. A bordánál és a horonyvállakon azonos átfogási szögeket feltételez. Az " α " átfogási szög a húzóborda geometria és a bordamagasság függvénye.[3]

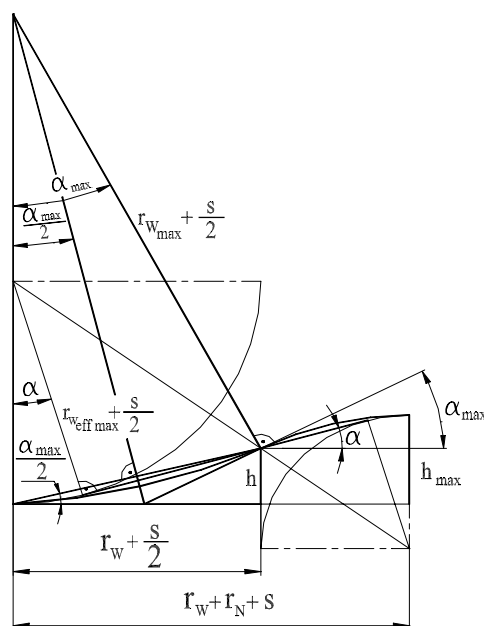
$$F_{BR} = \left\{ \left[\left[\mu \cdot F_N + \frac{k_{fH} \cdot s^2}{4(r_N + \frac{s}{2})} \right] e^{\mu \alpha} + \frac{k_{fG} \cdot s^2}{4(r_N + \frac{s}{2})} + \frac{k_{fF} \cdot s^2}{4(r_W + \frac{s}{2})} \right] e^{\mu \cdot 2\alpha} + \frac{k_{fE} \cdot s^2}{4(r_W + \frac{s}{2})} + \frac{k_{fD} \cdot s^2}{4(r_W + \frac{s}{2})} \right] e^{\mu \alpha} + \frac{k_{fC} \cdot s^2}{4(r_N + \frac{s}{2})} + \mu \cdot F_N \quad (1)$$

F_{BR} : húzóborda fékezőerő	[N]	s : lemezvastagság	[mm]
r_N : horonyváll rádiusz	[mm]	α : átfogási szög	
r_W : borda rádiusz	[mm]	μ : súrlódási tényező	
k_{fH-C} : alakítási szilárdság	[N/mm ²]		

A képletben a szerző nem veszi figyelembe a bordamagasság növekedésével a tényleges hajlítási sugaraknak a szerszám rádiusztól való eltérését. A módszer pontosabbá tehető, ha a valós viszonyokat közelítő értékkel számolunk, és ezek meghatározására matematikai összefüggést dolgozunk ki.

2. A Kluge féle módszer korrekciója adott szerszámgeometriához számított hajlítási sugarakkal

Az alkatrészek mélyhúzásánál nagyobb bordamagasságoknál, ha a borda és a horony közötti hézag a lemezvastagsággal egyenlő (zárt szerszám), a lemez valóban követi a szerszám rádiuszait. A *KLUGE* elmélet feltételezi, hogy a hajlítás sugara megegyezik a szerszámsugarakkal, az átfogási szöget a két szerszámkörív közös érintője határozza meg ($\alpha = \alpha_{\min}$).



2. ábra

A húzóborda geometriai viszonyai

r_N	: horonyváll rádiusz	[mm]
r_W	: borda rádiusz	[mm]
$r_{W\text{effm}}$: valósnak vélt maximális hajlítási rádiusz a bordán adott borda- magasság esetén	[mm] [mm]
h_W	: bordamagasság	
α_{max}	: adott bordamagassághoz tartozó maximális "átfogási szög"	

Ha abból indulunk ki, hogy a lemez a bordaív legalsó pontján ill. a horonyváll ív legfelső pontján érintkezik a szerszámmal, úgy hogy a lemez két köríve inflexiós ponttal kapcsolódik egymáshoz, az átfogási szögre maximális értéket kapunk. Az ezzel a szöggel számított közelítő hajlítási sugarak a valós mért értéktől nagymértékben különböznek.

A tényleges lemezártások valósnak vélt hajlítási sugarakkal, a következő összefüggések alapján közelíthetők.

$$r_{\text{weff}} = \frac{\text{tg} \alpha' \left(r_w + \frac{s}{2} - \frac{s}{2} \cdot \text{tg} \frac{\alpha'}{2} \right) - h}{\text{tg} \alpha' \cdot \text{tg} \frac{\alpha'}{2}} \quad (2)$$

$$r_{\text{Neff}} = \frac{\text{tg} \alpha' \left(r_N + \frac{s}{2} \right) - (h_w - h)}{\text{tg} \frac{\alpha'}{2} \cdot \text{tg} \alpha'} \quad (3)$$

r_{Neff} : valósnak vélt hajlítási rádiusz a horonyvállon

r_{Weff} : valósnak vélt hajlítási rádiusz a bordán

h_w : bordamagasság

α' : valósnak vélt "átfogási szög"

A tényleges mért lemezártások az $\alpha' = \frac{2\alpha + \alpha_{\text{max}}}{3}$ alapján számított sugarakkal jól egybeesnek.

3. A számított és mért eredmények összevetése lemezcíkhúzó vizsgálattal

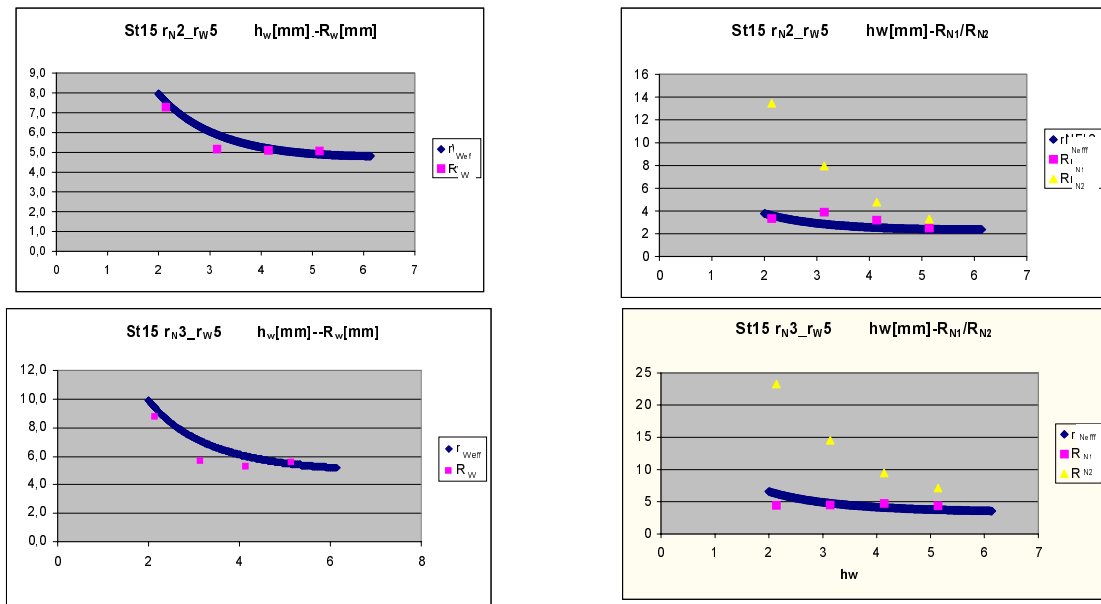
A lemezcíkhúzó vizsgálatot 30mm széles 400mm hosszú különböző lemeztartók alumínium ill. acéllemezből készült próbatesteken, ZWICK 18570 típusú szakítógépen végeztük. A próbatesteket a lemezanyagból a hengerlés irányában vettük ki. A zsírtalanított felületekre közvetlen a mérés előtt $\sim 18 \text{ g/mm}^2$ mennyiségű RAZIOL CLF 180 minőségű kenőanyagot vittünk fel. A vizsgálatot adott szerszámgeometriával egy adott bordamagasságra, különböző a 3-8 kN-os tartományba eső szorítóerővel végeztük, 1000 mm/min alakítási sebességgel. Anyagminőségként négy különböző bordamagasságban készült mérési sorozat, három különböző húzóborda geometriára. A húzott lemezcíkok görbületi sugarait, a próbatesteken a borda felőli oldalon R_W , ill. a horony felőli részen a felfutó R_{N1} , ill. a lefutó oldalon R_{N2} rádiuszokat 3D-mérőkordinátás mérőberendezéssel mértük.

ANYAGMINŐSÉG	ALUMÍNIUM 1. A 6181 AlMg0.8 Si0.9 2. A 6016 AlMg0.4 Si1.2	ACÉL St15
LEMEZVASTAGSÁG	1.10 mm	0.89 mm
PRÓBATEST	HENGERLÉSI IRÁNYBAN KIVÉVE	
SZORÍTÓ ERŐ	$\sim 3.0 \sim 8.0 \text{ kN}$	
ALAKÍTÁSI SEBESSÉG	1000 mm/min	
KENŐANYAG	RAZIOL CLF 180 $\sim 18 \text{ g/mm}^2$	

1.táblázat

A vizsgálati feltételek

A 3.ábra diagramjai a valósnak vélt, számított lemezsugarak, és a mért értékek összehasonlítását mutatja St15 mélyhúzzható acél anyagminőségre, különböző szerszámgeometria esetén. A valósnak vélt, számított $r_{W\text{eff}}$ sugarak a borda oldalon mért R_W rádiusszal jól megegyeznek. A horony oldali felfutó részen ("DC"ív) ugyanez $r_{N\text{eff}}$ R_{N1} értékekre elmondható. A lefutó részen ("HG"ív), a kisebb bordamagasságoknál, a valósnak vélt számított $r_{N\text{eff}}$ és a mért R_{N2} értékek nagy eltérést mutatnak. A számított értékek korrekciója a rendelkezésre álló mérési adathalmaz alapján elvégezhető.



3.ábra

A valósnak vélt számított és a mért lemez rádiuszok összehasonlítása

4. Mérési eredmények tényleges munkadarabon

A közölt korrekciós számítási módszer alkalmazhatóságát tényleges munkadarabon is ellenőriztük. Többfajta mélyhúzzható anyagminőségből (St14, St04, St15, ZSt340), különböző alakú terítékekből, különböző húzóborda magassággal készítettünk mérési sorozatokat. A mérési paramétereket, a ráncgátló nyomást, az alakítási sebességet az eredmények összehasonlíthatósága érdekében azonosnak választottuk. A bélyegerőt és a ránc tartó erőt az alakítás során induktív erőmérővel mértük, az adathalmazt számítógépen rögzítettük és dolgoztuk fel. Az alakítás erő szükségletét a bélyegerőt F_S [kN], az elméletileg beállított ráncgátló erővel F_N [kN] határoztuk meg, a húzóbordák fékezőerő hatását mind a KLUGE féle mind a korrekciós módszer szerint számolva. Az elméleti erőszükségletet az egyes esetekre a ténylegesen mért ráncgátló erővel újra számoltuk mindkét módon. A különböző anyagminőségű 420x330 mm-es, sarkított (50mm) terítékű lemezekből 180-80 mm hosszúságú bordákkal húzott darabokra kapott eredmények szerint a KLUGE féle módszer ~20~25%-os pontatlansága a javasolt korrekcióval ~5%-os pontosságra javítható, amely a szerszám tervezésénél első lépésben kielégítő.

Irodalom

- 1] H.D. Nine, "(1978) Drawbead Forces In Sheet Metal Forming" *Mechanics Of Sheet Metal Forming* 179-211 Old.
- 2] S.G. Xu, M.L. Bohn, K.J. Weinemann (1997), "Drawbeads in Sheet Metal Stamping- A Review" *Sheet Metal Stamping: Development Application* 233-245 OLD.
- 3] Siegfried Kluge (1992), "Spannungsüberlagerung durch Einsatz von Ziestäben beim Umformen unregelmässiger Blechteile" *Blech Rohre Profile* 117-123 OLD.

Környezetbarát precíziós forgácsolás

Kundrák János

Miskolci Egyetem, Gépgyártástechnológiai Tanszék

Bevezetés

A társadalmi fejlődés szükségessé, a műszaki-technikai fejlődés lehetővé tette a környezetvédelmi szempontok egyre hatékonyabb érvényesítését a gépgyártásban is. Ezért a műveletek megválasztásánál eddig alkalmazott szempontok (pontosság, felületminőség, gazdaságosság, stb.) kiegészültek a környezetvédelem elvárásaival.

A forgácsoló eljárásokban a megfelelő forgácsleválasztás az esetek többségében hűtő-kenő folyadék gyakran jelentős mennyiségű felhasználásával történik. Sokszor nem is annyira a hűtő-kenő hatás, hanem az öblítő-mosó hatás miatt van nagy mennyiségű hűtő-kenő folyadékra szükség. Friss felmérés szerint a hűtő-kenő folyadékok funkciója: 70 %-ban forgács eltávolítás öblítéssel ill. mosással, 20 % hűtés és 10 % kenés [1]. Hűtő és kenőhatásuk biztosítja egyes szerszámanyagok gazdaságos éltartamát, mosóhatásuk pedig a megmunkált munkadarabok tisztaságában érvényesül, miáltal nagyobb termelékenységgel mellett jó felületi minőség jön létre. Kedvező tulajdonságai mellett azonban, az elpárolgó, a forgáccsal távozó, valamint az elhasznált hűtő-kenő folyadék igen jelentős környezetkárosító hatással rendelkezik.

Az egyéb területeken jelentkező drasztikus környezetkárosító anyagok és hatások mellett a gépgyártás területén a hűtő-kenő folyadék felhasználás vált a legfontosabb környezetkárosító tényezővé. Emellett a hűtő-kenő folyadék beszerzése és kezelése szintén jelentős költséget képez, amely meghaladhatja a szerszámköltséget ill. annak többszörösét is. Ez a két faktor, nevezetesen a környezetszennyezés és a költség olyan fontossá vált hogy a kutatási munkák egyre inkább a környezetkímélő megmunkálások felé irányulnak.

Ez a cikk edzett acélok kemény-esztergálását és köszörülését hasonlítja össze, és annak lehetőségét vizsgálja, hogy kiváltható-e a jelentős mennyiségű hűtő-kenő folyadékot igénylő köszörülés más, a környezet szempontjából kedvezőbb keményszergálással.

1. Környezetkímélő hűtő-kenő módszerek

A forgácsolásnál alkalmazott hűtés-kenés jelenlegi helyzetének áttekintését az 1. táblázat tartalmazza. A táblázatból látható hogy a szerszámanyagok közül a gyorsacél minden megmunkálásnál, miközben a forgácsoló eljárások közül köszörülés - néhány kivételtől eltekintve - teljes hűtést-kenést igényel. A keményfém szerszámoknál mintegy 50...60 %-ban alkalmaznak teljes hűtést-kenést, míg a kerámiánál és a szuperkemény szerszámanyagoknál teljesen szárazon történik a határozott éllel történő forgácsolás [3].

Szerszámanyagoktól függő hűtés-kenés

1. táblázat

Megmunkálási mód	A száraz megmunkálás lehetősége						
	HSS	HM	SK	CBN	D	Al ₂ O ₃	SiC
Esztorgálás	●	◐	○	○	○	-	-
Fúrás, süllyesztés	●	◐	○	○	○	-	-
Marás	●	◐	○	○	○	-	-
Mélyfúrás	●	●	-	-	-	-	-
Menetfúrás	●	◐	-	-	-	-	-
Lefejtőmarás	●	◐	-	-	-	-	-
Fűrészelés	●	●	-	-	-	-	-
Köszörülés	-	-	-	●	◐	●	●
● 100 %-ban nedves				○ 100 %-ban száraz			

A környezetkímélő hűtés és kenés megvalósítása céljából a következő módszereket lehet alkalmazni:

- A hűtő-kenő folyadékok összetételének módosítása.
- A hűtő-kenő folyadék mennyiségének csökkentése.
- Minimális mennyiségű anyaggal való kenés.
- Minimális mennyiségű anyaggal való hűtés.
- Száraz megmunkálás hűtő-kenő anyag nélkül.

A nagykeménységű edzett anyagok befejező megmunkálására korábban természetes módon az abrazív megmunkálásokat javasolták. Köszörülésnél – amely eljárás legtöbb hűtő-kenő folyadékot fogyasztja – két megoldás is ígérkezik. Az egyik a minimális hűtés alkalmazása, a másik pedig a helyettesítés olyan megmunkálással, amely szárazon végezhető. A szuperkemény szerszámok megjelenésével nyílt lehetőség a határozott, egyélű szerszámok alkalmazására. A szuperkemény anyagok két alapvető csoportjából - a gyémánt ill. bórnitrid alapúak - a CBN-t használjuk edzett acélok és nagykeménységű öntöttvasak forgácsolására.

2. Precíziós megmunkálás száraz megmunkálással

CBN szerszámmal végzett esztorgálást – a keményesztorgálást- hűtő-kenő anyag nélkül végezzük, tehát szárazmegmunkálás. A száraz eljárások környezetkímélő hatását, a nedves eljárásokkal való összehasonlítás alapján lehet jól megítélni. Nem csak azt a szempontot kell mérlegelni, hogy a nagy mennyiségű elhasznált hűtő-kenő folyadék megsemmisítése, vagy esetleges reaktiválása mennyire károsítja a környezetet, hanem azt is, hogy folyadék-köd és a benne lévő fém részecskék belégzése mennyire károsítja a dolgozók egészségét. Statisztikai felmérések szerint [4] például az USA-ban a 380 millió liter/év folyadék károsít 1,2 millió dolgozót a forgácsoló megmunkálásoknál [4]. Amíg a nedves eljárásnál a köd, addig a száraz eljárásoknál a por belégzése veszélyes. Azt tapasztalták, hogy száraz eljárásnál a részecskék nagysága 1...4 µm; nedves eljárásnál pedig 1 µm alatti, ami a tüdőbe kerülve rendkívül káros.

2.1. Megmunkálás keményesztorgálással

Az alkalmazott abrazív megmunkálások akkor helyettesíthetők keményesztorgálással, ha nemcsak gazdaságosabb lesz, hanem az alkatrészre előírt minőségi és pontossági követelmények is biztosíthatóak. A szuperkemény szerszámok fizikai - mechanikai tulajdonságai (nagy keménység, a jó hővezető-képesség, a nagy kopás- és hőállóság stb.) és

polikristályos jellege meghatározott sajátosságokat kölcsönöznek a velük való forgácsolás folyamatának.

Kísérletekkel bizonyítottuk, hogy a forgácsolási folyamat alapvető jellemzői közötti kölcsönhatásokat leíró valamennyi függvény általános törvényszerűséget mutat, és azoknál a forgácsolósebesség értékétől függően három jellemző tartomány figyelhető meg. Valamennyi forgácsleválasztást leíró jellemző a tartomány határait meghatározó forgácsolósebességnél szélsőértékkel rendelkezik (1. ábra) [2].

A CBN szerszám munkaképességére jelentős hatással van a szerszám homlokfelületén keletkező védőréteg, a fémes felrakódás. Ez a forgácsolási folyamatot alapvetően meghatározó jelenség. Az első sebesség-tartományban ($v_c < v_{c12}$) a felrakódás éppen csak elkezdődik, de nem stabil a védőréteg. A másodikban ($v_{c12} < v_c < v_{c23}$) stabilizálódik, a harmadikban ($v_c > v_{c23}$) pedig teljesen hiányzik.

A forgácsolt úthossz (L) elérhető maximális értéke furatesztergáláskor is jelentős (2. ábra; szerszám: Composite 10, munkadarab anyag: GO3; HRC 60 ± 2 , furatátmérő: $d = 45-100$ mm).

A leválasztható forgácskeresztmetszet, az alkalmazható forgácsoló sebesség ill. az elérhető forgácsolt úthossz teszi gazdaságossá a keményszergálást. További előny, hogy a CBN szuperkemény szerszámokkal végzett forgácsolással jó felületminőség biztosítható. Az érdekesség precíziós forgácsolásnak felel meg, a technológiai paraméterek széles tartományában pedig nyomó maradó feszültség és felkeményedett réteg alakul ki.

Analiza cinematică a mecanismelor cu elemente flexibile, cu aplicații în protetică

Dan Mândru, Stelian Stan, Dan Barbu

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca

A Protetikában használt, hajlékony elemekből álló mechanizmusok kinematikai elemzése

Kivonat: A dolgozat a működés felépítésében levő rugalmas elemekből álló mechanizmusok (vezetékek, kébelek, szjak) kinematikai elemzésével foglalkozik. Bemutatja a két és három újperces újjak esetét, melyek mozgásai egybehangoltak, biztosítva a megfogott tárgyak formájához és méretéhez való alkalmazkodását. A módszert fel lehet használni olyan protézisek tervezéséhez, amelyek elősegítik az aktuátorok távoli elhelyezését és a természetes fogáshoz hasonló könnyed fogás biztosítását.

Introducere

În această lucrare sunt propuse mecanisme cu elemente flexibile (fire, benzi, cabluri, curele sau curele dințate) din structura modulelor de mână ale protezelor pentru membrul superior uman. Sinteza structurală a acestor mecanisme a urmărit imitarea formei și a dimensiunilor mâinii precum și adaptabilitatea la forma și dimensiunile obiectelor prinse. În conformitate cu [4], [6], cel de-al doilea criteriu de sinteză presupune articularea și coordonarea falangelor unui deget, coordonarea mișcărilor degetelor, în special, opoziția și coordonarea degetului mare, precum și schimbarea configurației de prindere.

În [3], [6], [8], sunt prezentate mecanisme cu elemente rigide articulate, cu roți dințate, cu elemente flexibile și mecanisme hibride, cu rolul de a asigura coordonarea mișcărilor falangelor unui deget. Cele cu elemente flexibile au caracteristici care le recomandă pentru aplicații din domeniul protezelor pentru membrul superior uman: posibilități de miniaturizare și reducere a greutății, dimensiuni reduse pentru elementele flexibile ce permit raze mari de încovoare și astfel, mișcări ample de flexie-extensie ale degetelor și falangelor, funcționare silențioasă, evitarea supraîncărcărilor prin alunecarea elementului flexibil, nu reclamă precizie mare de execuție și montaj, sunt ieftine și ușor de întreținut, [6].

Pentru mecanismele corespunzătoare degetului mare (cu două falange articulate) și celorlalte patru degete (cu câte trei falange articulate) se vor determina relațiile dintre cursele unghiulare sau liniare ale elementelor conducătoare și pozițiile falangelor, în mișcare de flexie-extensie coordonată.

Descrierea metodei

Metoda de analiză, prezentată detaliat în [7], [9], [10], presupune următoarele ipoteze: elementele flexibile sunt permanent tensionate, se neglijează alungirea lor, coeficientul de frecare dintre elementele flexibile și roți este suficient de mare pentru a fi evitată alunecarea, distanțele dintre axele roților este menținută constantă de către elemente rigide, prin intermediul elementelor flexibile sunt acționate lanțuri cinematice deschise.

În figura 1 sunt prezentate mecanismele elementare cu element flexibil fără sfârșit (fig. 1 a), cu element flexibil fixat la capete (fig. 1 b) precum și grafurile asociate acestor mecanisme (fig. 1 c, respectiv, 1 d).

S-au folosit următoarele notații: 1,2 - roți, 3 - element rigid care menține constantă distanța dintre axele roților 1 și 2, 4 - element flexibil. Traseul elementului flexibil poate fi de tip paralel (fig. 1 a) sau încrucișat (fig. 1 b). Conform grafurilor din figurile 1 c și d, elementele rigide 1,2 și 3 sunt reprezentate prin vârfurile grafurilor iar cuplele, prin muchii ale grafurilor.

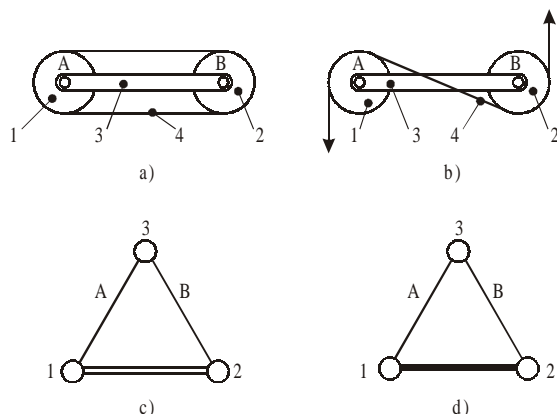


Fig. 1 Mecanisme elementare cu elemente flexibile

Cuplele de rotație dintre roți și elementul distanțier 3, A și B, sunt reprezentate cu linii subțiri. Legătura dintre cele două roți realizată de un element flexibil cu traseu paralel este reprezentată cu linie dublă (fig. 1 c) în timp ce legătura prin elementul flexibil cu traseu încrucișat este reprezentată cu linie îngroșată (fig. 1 d).

Un *circuit fundamental* din structura unui graf este format prin adăugarea unei linii duble sau a unei linii groase la o structură minimală reprezentată prin

vârfuri și linii subțiri. Dacă se notează cu 1 și 2 vârfurile grafului ce corespund unei perechi de roți și cu 3 vârful ce corespunde elementului rigid distanțier, ca și în figurile 1 c și d, prin alegerea în mod convenabil a sensului pozitiv al axelor de rotație, se poate scrie următoarea ecuație de mișcare:

$$R_1\theta_{1,3} = \pm R_2\theta_{2,3} \quad (1)$$

în care $\theta_{1,3}$ și $\theta_{2,3}$ sunt unghiurile de rotație relativă ale roților 1, respectiv 2, în raport cu elementul 3 iar R_1 și R_2 sunt razele roților. Semnul "+" corespunde traseului paralel al elementului flexibil iar semnul "-", traseului încrucișat.

În cazul a trei elemente coaxiale, i, j, k , între unghiurile de rotație relativă, există relația:

$$\theta_{i,j} = \theta_{i,k} - \theta_{j,k} \quad (2)$$

unde $\theta_{i,j}$ este rotația relativă a elementului i față de elementul j .

Analiza mecanismelor degetelor cu două și cu trei falange

În figura 2 se consideră policele unui modul de mână cu două falange, articulate. Prima falangă este reprezentată de elementul cinematic 1, articulat în O de placa palmară, iar cea de-a doua este reprezentată de elementul cinematic 2, rigidizat de roata $j+1$. Roata j este considerată element conducător al mecanismului. Graful asociat mecanismului (fig. 2 b) are un circuit fundamental $\{j, j+1, 1\}$. Relația (1) capătă forma:

$$R_j\theta_{j,1} = R_{j+1}\theta_{j+1,1} \quad (3)$$

Elementele 0, 1 și roata j sunt coaxiale, astfel că relația (2) devine:

$$\theta_{j,1} = \theta_{j,0} - \theta_{1,0} \quad (4)$$

Înlocuind relația (4) în relația (3) și ținând seama că elementul 2 este rigidizat de roata $j+1$, rezultă:

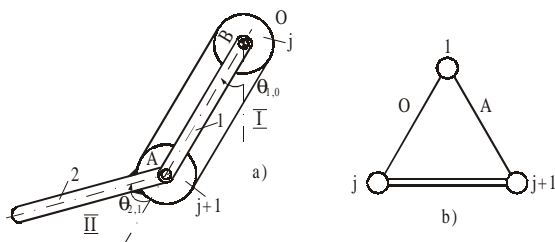


Fig. 2 Mecanismul policelui cu două falange (M = 1, L = 2)

$$\theta_{j,0} = \theta_{1,0} + \frac{R_{j+1}}{R_j} \theta_{2,1} \quad (5)$$

Relația (5) arată influența unghiurilor de rotație a celor două falange asupra unghiului de rotație $\theta_{j,0}$ a roții conducătoare j . Pentru cazul particular $R_j = R_{j+1}$, relația (5) devine:

$$\theta_{j,0} = \theta_{1,0} + \theta_{2,1} \quad (6)$$

În figura 3 a se consideră cazul unui deget cu trei falange articulate, cu mișcări coordonate. Roata j este element conducător iar elementul 3 este rigidizat de roata $j+2$. Se obțin relațiile:

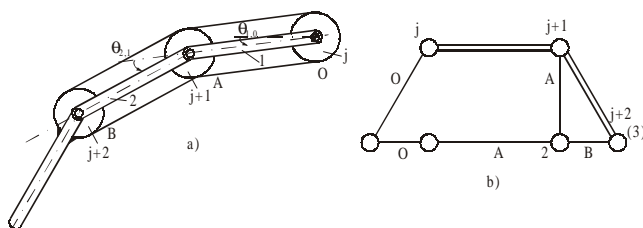


Fig. 3 Mecanismul unui deget cu trei falange ($M = 1$, $L = 3$)

$$R_j \theta_{j,1} = R_{j+1} \theta_{j+1,1}, \quad (7)$$

$$R_{j+1} \theta_{j+1,2} = R_{j+2} \theta_{3,2}, \quad (8)$$

$$\theta_{j,1} = \theta_{j,0} - \theta_{1,0}, \quad (9)$$

$$\theta_{j+1,2} = \theta_{j+1,1} - \theta_{2,1}, \quad (10)$$

$$\theta_{j,0} = \theta_{1,0} + \frac{R_{j+1}}{R_j} \theta_{2,1} + \frac{R_{j+2}}{R_j} \theta_{3,2} \quad (11)$$

$$\theta_{j,0} = \theta_{1,0} + \theta_{2,1} + \theta_{3,2} \quad (12)$$

Se consideră mecanismul policelui cu două falange articulate, reprezentate de elementele 1, respectiv 2, cu gradul de mobilitate $M = 2$, din figura 4. Falanga 2 este rigidizată de roata 4. Elementele 1 și 3 sunt conducătoare. În figura 4 b s-au reprezentat cu linie întreruptă motoarele de antrenare, $M1$ și $M2$ și roțile 1', 3', 5 și 6. Conform relației (5), în acest caz se obține:

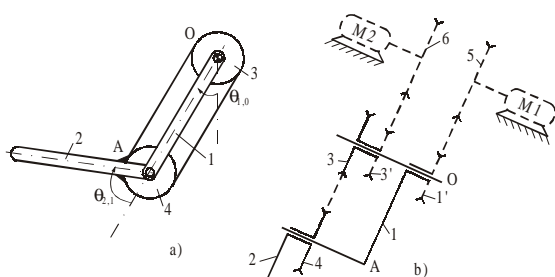


Fig. 4 Mecanismul policelui cu două falange ($M = 2$, $L = 2$)

$$\theta_{3,0} = \theta_{1,0} + \frac{R_4}{R_3} \theta_{2,1} \quad (13)$$

Dacă adăugăm și relația $\theta_{1,0} = \theta_{1,0}$ rezultă:

$$\begin{bmatrix} \theta_{1,0} \\ \theta_{2,1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & \frac{R_4}{R_3} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta_{1,0} \\ \theta_{2,1} \end{bmatrix} \quad (14)$$

care permite calculul deplasărilor unghiulare ale elementelor conducătoare în funcție de deplasările din articulațiile

degetului $\theta_{1,0}$ și $\theta_{2,1}$. Pentru cazul particular $R_4 = R_3$ rezultă:

$$\begin{bmatrix} \theta_{1,0} \\ \theta_{3,0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta_{1,0} \\ \theta_{2,1} \end{bmatrix} \quad (15)$$

Cu ajutorul relației (15) se pot calcula unghiurile din articulațiile degetului, în funcție de parametrii de intrare (problema pozițională directă):

$$\begin{bmatrix} \theta_{1,0} \\ \theta_{2,1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & 1 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \theta_{1,0} \\ \theta_{3,0} \end{bmatrix} \quad (16)$$

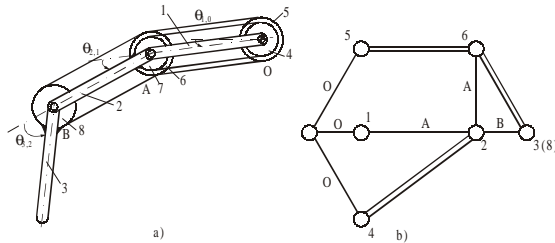


Fig. 5 Mecanismul unui deget cu trei falange ($M = 3$, $L = 3$)

În fig. 5 este prezentat mecanismul unui deget cu trei falange, cu gradul de mobilitate $M = 3$. Elementele conducătoare sunt 1, 4 și 5. Roata 7 este rigidizată de elementul 2 iar 8, de elementul 3. Relațiile corespunzătoare sunt:

$$\theta_{4,0} = \theta_{1,0} + \frac{R_7}{R_4} \theta_{2,1} \quad (17)$$

$$\theta_{5,0} = \theta_{1,0} + \frac{R_6}{R_5} \theta_{2,1} + \frac{R_8}{R_5} \theta_{3,2} \quad (18)$$

$$\theta_{1,0} = \theta_{1,0} \quad (19)$$

din care se obține relația matriceală (20), care pentru cazul particular $R_7 = R_4$ și $R_5 = R_6 - R_8$, conduce la relația (21) din care rezultă relația de calcul a paramerilor de ieșire (22):

$$\begin{bmatrix} \theta_{1,0} \\ \theta_{4,0} \\ \theta_{5,0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & \frac{R_7}{R_4} & 0 \\ 1 & \frac{R_6}{R_5} & \frac{R_8}{R_5} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta_{1,0} \\ \theta_{2,1} \\ \theta_{3,2} \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$\begin{bmatrix} \theta_{1,2} \\ \theta_{4,1} \\ \theta_{5,0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta_{1,0} \\ \theta_{2,1} \\ \theta_{3,2} \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$\begin{bmatrix} \theta_{1,0} \\ \theta_{2,1} \\ \theta_{3,2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \theta_{1,0} \\ \theta_{4,0} \\ \theta_{5,0} \end{bmatrix} \quad (22)$$

Concluzii

În [5], [6] au fost analizate în mod analog și mecanismele cu elemente flexibile fixate la capete. Relațiile deduse sunt utile la proiectarea modulelor de mână. Aceste mecanisme permit cele mai asemănătoare soluții cu acționarea naturală a falangelor. Ele favorizează plasarea actuatorilor la distanță față de cupla acționată. Conferă mai multă suplețe prinderii față de mecanismele cu elemente rigide articulate. Rezultă că se pot utiliza cu succes atât mecanisme cu elemente flexibile fără sfârșit cât și cu elemente flexibile fixate la capete, cu acționare uni- sau bidirecțională, pentru a coordona mișcările a două sau a trei falange.

Bibliografie

- 1] Bercan, N. - *Optimizarea mecanismelor cu fire aplicabile la roboții industriali*, Teză de doctorat, Universitatea Transilvania din Brașov, 1995.
- 2] Bronzino, J.D. (editor) - *Biomedical Engineering Handbook*, CRC Press & IEEE Press, Hartford, 1995.
- 3] Dudiță, Fl.; Starețu, I. - *Istoria mecanismelor protezelor și proiectarea inventivă a robotomecanismelor de prehensiune*, Lucrările celui de-al VIII-lea Simpozion Național de Roboți Industriali ROBOT '88, Cluj-Napoca, 1988, pag. 193 - 200.
- 4] Guittet, J. - *La robotique medicale*, Ed. Hermes, Paris, 1988.
- 5] Mândru, D.; Tătar, O. - *Tendon-Driven Mechanisms for Hand Prostheses*, Proceedings of the VIII International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, 2000, Liberec, pag. 419 – 424.
- 6] Mândru, D. - *Cercetări privind optimizarea mecanismelor din structura protezelor pentru membrul superior uman*, Teză de doctorat, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, 1998.
- 7] Ou, Y.J. - *Kinematic Synthesis of Tendon-Driven Manipulators with Isotropic Transmission Characteristics*, J. of Mechanical Design, vol.113, 1993, pag. 884 – 891.
- 8] Starețu, I. - *Sisteme de prehensiune*, Editura Lux Libris, Brașov, 1996.
- 9] Tsai, L.W.; Lee, J.J. - *Kinematic Analysis of Tendon - Driven Robotic Mechanisms Using Graph Theory*, Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, vol. 111, 1989, pag. 59 - 65.
- 10] Tsai, L.W. - *Design of Tendon - Driven Manipulators*, Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, vol. 117, 1995, pag. 80 - 85.

Studii privind comanda cărucioarelor pentru persoanele cu handicap

Dan Mândru, Stelian Stan, Dan Barbu

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca

A mozgássérült személyek által alkalmazott tolókocsik vezérlését bemutató tanulmányok

Kivonat: A dolgozatban összehasonlító rendszerezés és elemzés készült a mozgássérült személyek számára tervezett tolókocsik jellemzőbb vezérlőrendszereiről. Bemutatásra kerülnek a bioorvosi technikának és összetevőjének – a rehabilitációs technikának – sajátosságai. A tanulmány tartalmaz néhány jellegzetes, a szervezet mobilitásának helyreállítására vonatkozó szempontot. Megtalálhatók a vezérlőrendszerek számára elengethetetlen feltételek, valamint egy tolókocsi vezérlési és ellenőrzési vázlata is megtekinthető.

A továbbiakban a kapcsolós, a botkormányos, a fejmozgatást, illetve az izmok elektromos jeleit felhasználó vezérlőrendszerek összehasonlító elemzésére kerül sor. A dolgozatot a tolókocsik vezérlőrendszereinek megvalósításával kapcsolatos következtetések levonása zárja.

1. Ingineria reabilitării – componentă a ingineriei biomedicale

Ingineria biomedicală vizează proiectarea, realizarea și exploatarea unor dispozitive, aparate, tehnici pentru prevenirea unor afecțiuni sau pentru diagnosticarea și tratamentul bolnavilor. Caracteristica ei constă în faptul că pleacă de la *identificarea nevoilor (cerințelor)* actualului sistem de asigurare a sănătății, căutând cu posibilitățile tehnologice existente să-l îmbunătățească, [1].

Reabilitarea este forma de asistență medico-socială complexă și unitară în concepție, ce se desfășoară continuu și are ca scop reintegrarea deficienților în societate și familie, [3]. Produsele și tehnicile specifice reabilitării sunt necesare în cazul disfuncționalităților (pierderea capacității de manifestare a unei funcții în aceeași manieră în care se manifestă aceasta în condiții de sănătate) precum și în cazul handicapurilor (dezavantaje în desfășurarea unor activități, pierdere a autonomiei și adaptivității persoanei afectate). Handicapurile membrilor inferioare ridică probleme deosebite de restituire a mobilității persoanelor afectate, [2].

Ingineria reabilitării constă în aplicarea științei și tehnologiei pentru a ameliora handicapurile persoanelor cu disfuncționalități, [1]. Printre cele mai semnificative domenii ale ingineriei reabilitării, alături de: proteze și orteze pentru membrele superioare și inferioare, stimularea electrică funcțională, echipamente pentru asigurarea stabilității posturale, analiza și asistarea mersului, asistarea funcțiilor de comunicare, se numără și cărucioarele pentru handicapați.

2. Aspecte specifice cărucioarelor pentru persoanele cu handicap

Limitările de mobilitate conduc la restricții ce determină scăderea calității vieții. Recâștigarea mobilității se realizează prin intermediul protezelor și ortezelor pentru membrele inferioare, cu ajutorul mijloacelor și dispozitivelor de mobilitate (cârje, bastoane, cadre), a echipamentelor de asistare a mersului, a cărucioarelor, scooterelor etc. Cărucioarele redau mobilitatea unei grupe destul de mare de persoane, în special celor cu afecțiuni cerebrale, ale

coloanei sau cu scleroză multiplă. Din punct de vedere funcțional pot fi manuale (fără sursă exterioară de energie – pentru utilizatori cu paralizie a membrilor inferioare) și cu sursă exterioară de energie (în special, electrică). În acest ultim caz, sunt alcătuite dintr-un ansamblu pentru mișcare, structura de rezistență, sursa de energie, accesorii și sistemul de comandă sau *interfața utilizator-cărucior*. Proiectarea și realizarea acestora trebuie să țină seama de restantul funcțional (motric și senzorial) diminuat, al utilizatorului, [4]. Prin intermediul interfeței, utilizatorul trebuie să fie capabil să controleze direcția, sensul și viteza de deplasare a căruciorului, să poată comanda oprirea și întoarcerea utilizând pentru aceasta *semnale biologice*. Caracteristicile acestor semnale biologice, generate de către o persoană cu handicap locomotor, pentru comanda propriului cărucior pot fi sistematizate după cum urmează:

- să fie mărimi fizice măsurabile, ce iau valori într-un interval $[V_{\min}, V_{\max}]$ valorile extreme corespunzând unui efort maxim al utilizatorului, respectiv unui efort nul;
- utilizatorul să poată menține semnalul biologic un interval de timp Δt între limitele V_x și V_y din intervalul $[V_{\min}, V_{\max}]$ (proprietatea de *stabilitate*);
- utilizatorul să poată menține valoarea semnalului biologic la o valoare V_0 din intervalul $[V_{\min}, V_{\max}]$ fără un efort deosebit;
- utilizatorul să poată modifica valoarea semnalului de comandă de la o valoare V_a stabilizată cu o cantitate ΔV cât mai mică (proprietatea de *sensibilitate*);
- utilizatorul să poată reproduce o anumită valoare V_b a semnalului biologic atât la timpul t cât și la timpul $t+\Delta t$ (proprietatea de *fidelitate*);
- utilizatorul să poată controla o valoare V_d a semnalului de comandă independent de valorile altor semnale biologice (proprietatea de *independență*);
- utilizatorul să poată reproduce cu o frecvență dată o valoare V_e a semnalului de un număr dat de ori (proprietatea de *repetabilitate*);
- utilizatorul să poată modifica rapid valoarea semnalului (proprietatea de *dinamică* a semnalului).

3. Schema generală de comandă a unui cărucior

Pornind de la schema generală de comunicare utilizator – echipament de reabilitare, se poate modela fluxul de semnale ce asigură manifestarea celor două funcții ale acestei comunicări: funcția de comandă - de a da ordine căruciorului și funcția de control - de a verifica sau urmări modul în care se execută ordinele.

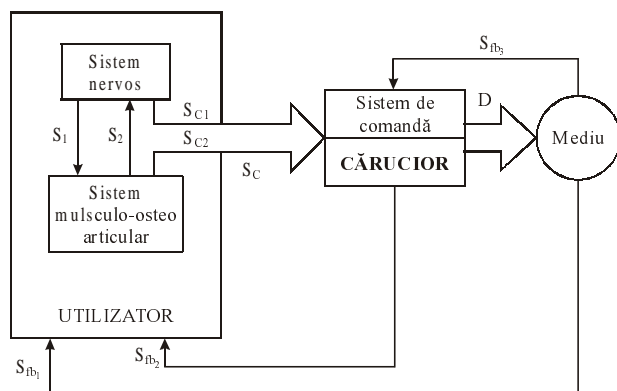


Fig. 1

Schema generală de comandă a unui cărucior

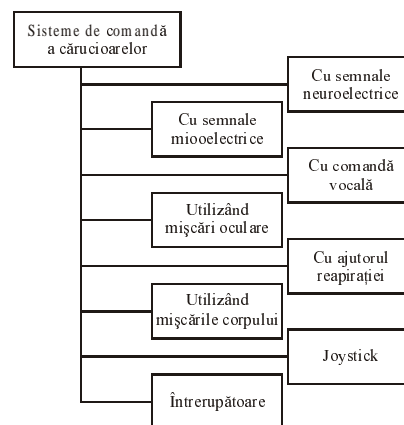


Fig. 2

Clasificarea sistemelor de control

Conform celor prezentate în figura 1, utilizatorul declanșează un semnal nervos s_1 ce ia naștere în sistemul nervos, excitând prin fibre nervoase motorii un țesut muscular. Contrakția se poate manifesta ca o întărire a mușchiului (contracție *izometrică*), sau ca o scurtare a acestuia (contracție *izotonică*), ceea ce va determina o deplasare a unor segmente osoase datorită mobilității articulare. Astfel, semnalul de comandă s_c poate fi captat la nivelul terminațiilor nervoase (s_{c1} – pentru comanda neuroelectrică) sau la nivelul sistemului musculo-osteo-articular (s_{c2} – pentru comanda mioelectrică, cu joystick sau întrerupătoare) prin intermediul potențialului de acțiune al mușchilor, prin mărirea volumului mușchilor, prin deplasarea unor segmente ale organismului. Cu D s-a notat deplasarea căruciorului în mediu. Modul în care are loc deplasarea este urmărit prin intermediul mai multor semnale de feedback: s_2 , semnal de feedback interoceptiv; s_{fb1} , prin care sunt transmise utilizatorului informații din mediu, reprezentativ fiind feedback-ul vizual; s_{fb2} , prin care sunt transmise utilizatorului informații despre evoluția căruciorului.

În figura 2 este prezentată o clasificare a interfețelor utilizator-cărucior care sunt obținute din particularizarea schemei din figura 1. Sistemele bazate pe mișcările capului pot fi fără contact (cu traductori ultrasonici sau optoelectronici) sau se pot încadra în categoria celor cu întrerupătoare sau cu joystick. Întrerupătoarele mai pot fi acționate cu mâna sau cu bărbia iar joystick-ul, cu mâna, limba, bărbia. La cele prezentate în fig.2 se mai adugă sistemele hibride.

Indiferent de tip, interfețele utilizator-cărucior trebuie să îndeplinească următoarele condiții: să nu influențeze poziția comodă și sigură a utilizatorului; dacă sunt necesare mișcări, acestea să solicite un efort minim, să fie atractive din punct de vedere cosmetic; strategia de control să fie intuitivă, ușor de învățat și de aplicat, chiar și la viteze mari; să pună în valoare toate capacitățile căruciorului; să nu necesite modificarea acestuia, să fie durabile.

4. Analiza unor sisteme de comandă și control

În conformitate cu datele statistice prezentate în [4] doar 10% din utilizatorii de cărucioare recurg la cărucioare electrice. Dintre aceștia 81% preferă sistemele de comandă cu joystick, 9% sistemele cu întrerupătoare și manșă acționată prin mișcările capului și bărbiei, 6% sistemele bazate pe inspirație și expirație (*Sip and Puff*) iar 4% alte sisteme (comandă vocală, cu mișcările oculare sau cu joystick acționat de limbă).

Sistemele cu joystick sunt cele mai accesibile, strategia de comandă fiind simplă: joystick-ul se îndreaptă în direcția de deplasare dorită. Pentru utilizatorii cu dificultăți motrice sunt realizate joystick-uri adaptate ca și cele din figura 3a. Extensiile de prindere sunt atașate prin filetare, având mărimi diferite. În figura 3b este prezentat un sistem de poziționare fie a unui joystick fie a unor întrerupătoare într-o poziție convenabilă utilizatorului, [12]. Sistemul se montează fie pe spătarul căruciorului fie pe mâner, A, B, C, D reprezintă reglajele pe verticală, pe orizontală și de oscilație care permit poziționarea la nivelul pieptului sau mijlocului utilizatorului. Permite blocarea în pozițiile selectate.

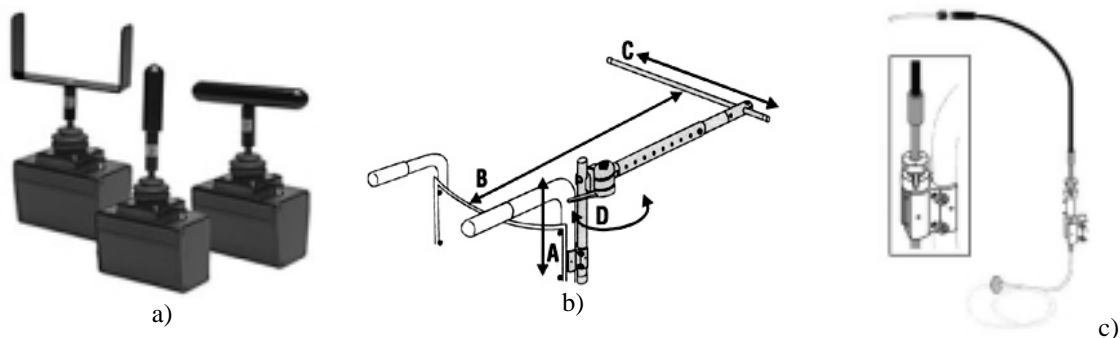
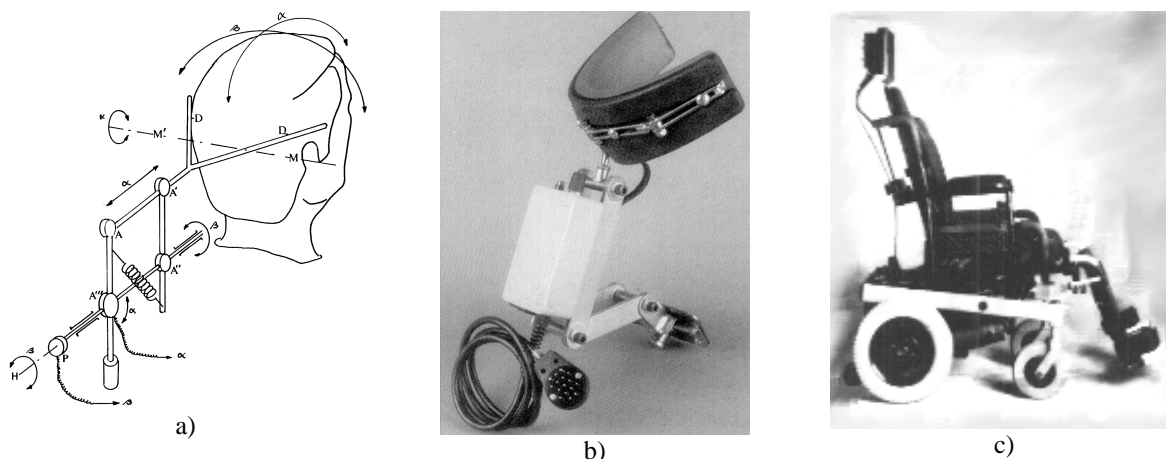


Fig. 3 *Exemple de sisteme de comandă*

Sistemul din figura 3c dă rezultate excelente în utilizarea zilnică, este complet ajustabil, are o greutate redusă, este ușor de întreținut și oferă libertate utilizatorului. Comenzile sunt transmise prin suflarea într-un tub și prin combinarea nivelelor de presiune obținute la expirație și inspirație.

În figura 4 sunt câteva exemple de sisteme de comandă bazate pe mișcările de înclinare în față – spate și în stânga – dreapta ale capului. Sistemul din figura 4a presupune atașarea unui mecanism cu bare articulate care să preia mișcările capului; în două din articulațiile acestui mecanism fiind plasate două potențiometre a căror semnal de ieșire este proporțional cu amplitudinea mișcărilor capului.

Fig. 4 *Sisteme de comandă cu mișcările capului*

În fig. 4b este ilustrat un sistem de control prin întrerupătoare acționate prin mișcările capului. Cele 5 întrerupătoare permit controlul pornirii/opririi, a sensului și a întoarcerii. Se poate adapta la adulți sau la copii, are dimensiuni reduse. Funcționarea sistemului de control hibrid din figura 4c se bazează pe selectarea modului de deplasare (înainte, înapoi sau întoarcere) cu un întrerupător amplasat în tetieră și comanda efectivă a mișcării selectate prin mișcarea capului detectată fără contact cu ajutorul unor senzori ultrasonici.

Sistemele de comandă performante bazate pe microprocesoare și pe interfețe *friendly* au dat mai multă independență persoanelor cu handicapuri severe care au putut trece de la nevoia de asistență de-a lungul unei zile întregi la câteva ore. Una din tendințele cercetărilor în acest domeniu o reprezintă cărucioarele cu ghidare automată.

Bibliografie

- 1] Bronzino, J.D. (editor) - *Biomedical Engineering Handbook*, CRC Press & IEEE Press, Hartford, 1995.
- 2] Buhler, C. – *Robotics for rehabilitation – an European perspective*, Robotica, vol. 16, 1998, pag. 487.
- 3] Davalli, A; Sacchetti, R. – *Assistive Technology in Rehabilitation*, Proceedings of the International Conference on Machine Automation ICMA 2000, Osaka, 2000, pag. 609 – 614.
- 4] Fehr, L., s.a. – *Adequacy of power wheelchair control interfaces for persons with severe disabilities: A clinical survey*, J. of Rehabilitation Research and Development, vol. 37, no. 3, 2000.

- 5] Hok Kwee, H. – *Integrated control of MANUS manipulator and wheelchair enhanced by environmental docking*, Robotica, vol. 16, 1998, pag. 491 –498.
- 6] Kostrakievici, S., s.a. – *Dispozitiv electromecanic pentru comanda carucioarelor cu actionare electrica*, Revista Romana de Mecanica Fina & Optica, 7, 1997, pag. 1186 – 1190
- 7] Krovi, V.; Kumar, V. – *Modeling and Control of a Hybrid Locomotion System*, Transaction of the ASME, vol. 121, 1999, pag. 448 – 454.
- 8] Madarasz, R.L., s.a. – *The Design of an Autonomous Vehicle for the Disabled*, IEEE Journal of Robotics and Automation, vol. RA-2, no. 3, 1996, pag. 117 – 125.
- 9] Murahashi, K., s.a. – *Designing Methods for an Electric Wheelchair Based on the Operator's Performance*, Proceedings of the International Conference on Machine Automation ICMA 2000, Osaka, 2000, pag. 439 – 444.
- 10] Prassler, E., s.a. – *Navigating a Robotic Wheelchair in a Railway Station during Rush Hour*, The International Journal of Robotics Research, vol. 18, no. 7, 1999, pag. 711 – 727.
- 11] Seki, H.–*A Powered Wheelchair Controlled by EMG Signals from Neck Muscles*, Proceedings of the Int. Conference on Machine Automation ICMA 2000, Osaka, 2000, pag. 433 – 438.
- 12] ***<http://regencyrehab.cca.org.au/>; <http://disabilities.com/>

Hozzájárulás az optimális sorrendterv kiválasztásához

Mezei Sándor

Traian Vuia Iskolaközpont, Marosvásárhely

1. Bevezetés

A dinamikusan változó piac új és nehéz feladatok elé állítja az alkatrészeket gyártó egységeket a kis tételekben gyártott és nagyon változatos rendeléseivel. A változatos termelés gyakran igényli a rugalmas gyártórendszerek alkalmazását, egy változatos és nagyszámú szerszám és készülék létezését és használatát, valamint a megmunkálási dokumentumok gyors megtervezését és alkalmazását. A hagyományos módszerekkel megtervezett technológiai dokumentumok elkészítése és annak alapján a műszaki háttérnek a biztosítására nem jut sem idő, sem anyagi fedezet. Az új kihívások arra kényszerítik a gyártókat, hogy félig kész módszereket és rögtönzött megoldásokat alkalmazzanak a rendelői igények kielégítésére, ami gyakran a pontosság, valamint a minőség rovására megy és veszélyeztetik a termelés gazdaságosságát és annak az időbeli megtervezését és kivitelezését.

A következőkben bemutatott sorrendterv készítés és a sok lehetséges variánsból az optimális sorrendterv kiválasztásának az a szerepe, hogy segítséget nyújtson a szakembereknek e a téren és gyors, de ugyanakkor elég pontos tervezési módszert biztosítson a feladat megoldásához és tudományos kivitelezéséhez. Az eljárás könnyen alkalmazható kis és közepes vállalatok esetében akkor, ha a tervező rendelkezik minden olyan napra pontos adattal ami a termelésben résztvevő szakemberekkel és anyagokkal, valamint termelő eszközökkel és működéshez szükséges költségekkel kapcsolatos.

2. A termelési költségek kiszámítása

Egy bizonyos alkatrésznek az elkészítése adott pontossági és minőségi igények mellett megköveteli a gazdaságosságnak a biztosítását is, ami szorosan kötődik a termék elkészítéséhez. Bármelyik alkatrész többféle megmunkálással elkészíthető, kezdve az alkalmazott anyagminőséggel, félgyártmánnyal és folytatva az alkalmazott eljárásokkal és azoknak a sorrendjével. Ha az elméleti variánsok közül kizárjuk minden olyant, mely nem biztosítja az igényelt pontosságot és minőséget, valamint mindazokat melyekre nincs megfelelő műszaki és személyi háttér, még mindig marad elég sok változat, mely közül választani kell azt az egyet, mely a legjobban megfelel a rendelő és a gyártó igényeinek. A lehetséges változatok tanulmányozása és azokból az optimális variáns kiválasztása egy hosszú és nagyon munkaigényes feladat, mely nem mindig elfogatható a szigorú határidők miatt. Ezért volt szükség egy rövid, de elég pontos módszernek a kidolgozására, mely azon kívül, hogy megoldja az optimális technológia kiválasztását, felhasználható a felbecsült gyártási költségek kiszámítására és szükség esetén az alkatrészek csoportosítására és azoknak a csoporttechnológia alapján való legyártására.

Az alkalmazott cél-függvény a gyártási költségek, melyeket a létező anyagi- (anyagok, félgyártmányok, szerszámgépek, szerszámok, eszközök, stb.), emberi- (tervező és kivitelező munkaerő) és pénzügyi források (álló és forgó alapok) határozzák meg. Szem előtt kell tartanunk azt a sajátos helyzetet, hogy az alkatrészgyártás egy diszkrét folyamat, mely során lépésről lépésre folyamatosan változtatjuk meg a gyártmány alakját, méreteit és állapotát addig, míg a kész darabot elkészítjük. Kis és közepes sorozatok esetében egyik munkahelyről a másikig a tétel továbbítása egy alkalommal történik, mikor az egész tétel elkészült és gyakran találkozunk olyan helyzetekkel, hogy a következő helyen nincs üres kapacitás mi

miatt a gyártandó alkatrész várakozásra kényszerül vagy lehetséges, hogy nagy távolságra, egyik műhelyből a másikba, vagy éppen egyik gyárból a másikba kell szállítani a darabokat. Ugyanakkor, azt is szem előtt kell tartanunk, hogy a műveletek sorrendjének fontos szerepe van az alkatrész elkészítésében és a tervezett műveletek nem mindig felcserélhetők.

Az alkatrész gyártási költségeit a következő képlettel kell kiszámítani:

$$K = \sum_{i=0}^n \sum_{j=1}^m \mu_{i_j, i+1_j} (K_{d_i} + \frac{K_{t_i}}{N}) \quad (1)$$

ahol:

- K – az összköltség
- $\mu_{i_j, i+1_j}$ – transzfer tényező az i művelet j variánsa és az $i+1$ művelet j variánsa között
- K_{d_i} – az i művelet egy darabra eső költsége
- K_{t_i} – az i művelet egész tételre eső költsége
- N – a tétel darab száma
- n – a műveletek száma
- m – a variánsok száma

Az $i = 0$ művelet költsége alatt, az anyag költségét értem K_0 mely ugyanannál az anyagminőségnél változó érték, mert különböző félgyártmányok más súlyú anyagot igényelnek. Ezt a költséget mindig egy kész termék elkészítésére felhasznált anyagmennyiséghez viszonyítottam.

Az $i = 1 \dots n$ – el a műveleteket jelöltem, kezdve a félgyártmány elkészítésével és befejezve az utolsó művelettel.

A $j = 1 \dots m$ – el az i művelet esetében a variánsok számát jelöltem, mely lehet 1 vagy lehet m .

Az i művelet költségeit (K_d , K_t) bizonyos darab esetében és az adott, rendelkezésünkre álló műszaki tényezők esetében határozzuk meg. Ezt etalon értéknek tekintjük.

A transzfer tényező ($\mu_{i_j, i+1_j}$) értékét a megmunkálási viszonyok határozzák meg. Ha

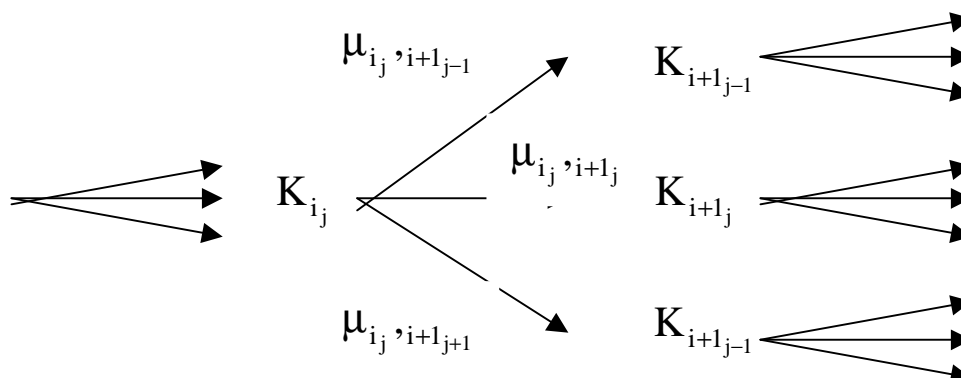
$\mu_{i_j, i+1_j} = 0$, akkor a következő műveletet, vagy egy következő variánst nem kell elvégezni.

A transzfer tényező értékét aszerint választjuk meg, hogy milyen viszonyt vélünk felfedezni a következő művelet esetében az adott darab és az etalon alkatrész között. Itt megjelenik a megmunkálási ráhagyás különbsége, a művelet bonyolultsága, a műveletek közötti várakozási idő, a szállítási távolságok befolyása a költségekre, a munkaerőhöz kötődő kiadások, stb. E tényező lehet egynél kisebb vagy egynél nagyobb, ami azt jelenti hogy kisebb vagy nagyobb kiadásokkal jár a megmunkálás mint az etalon darab esetében.

A transzfer tényező segítségével csoporttechnológiát is tervezhetünk és annak a költségeit is kiszámíthatjuk, ha megfelelő értéket határozzunk meg számára.

A darabszám (N) segítségével meghatározhatjuk különböző félgyártmányok és megmunkálási eljárások költségeinek nagyságát egy darabra viszonyítva, valamint kiszámíthatjuk a sorozat nagyságának a határértékét melyre egy bizonyos eljárás gazdaságos vagy nem.

A megmunkálás sémáját az 1. ábrán mutattam meg, hol az i és az $i + 1$ műveletek közötti kapcsolatokat megteremtő $\mu_{i_j, i+1_j}$ transzfer tényező jelentőségét hangsúlyoztam ki.

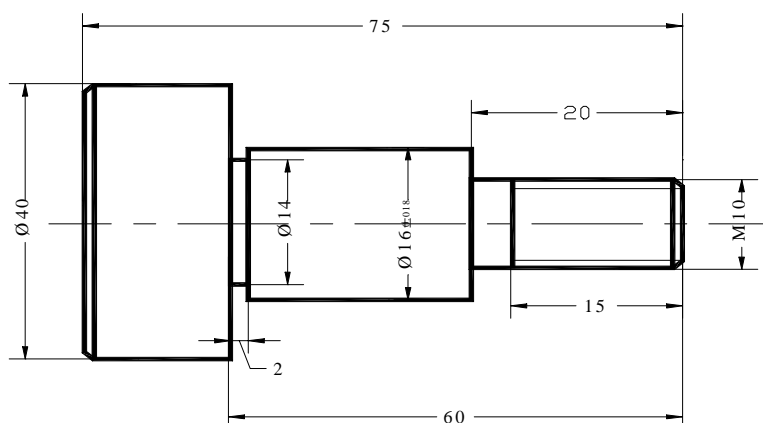


1. ábra

A megmunkálás sémája

3. Példa

A fent említetteket a következő példával szemléltetem, melyet a 2. Ábrán mutatok be.



2. ábra

Csavar

Az alkatrész elkészítését négy féle félgyártmányból terveztem el, melegen hengerelt, hidegen húzott, szabadon kovácsolt és súllyesztékben sajtolt, melyek megfelelőek az adott anyag és rendeltetés szempontjából. Az utóbbi kettőnek hőkezelést is alkalmaznak.

Forgástest révén a nagyoló és simító megmunkálásokat négy féle eszterga gépen végezhetjük el, párhuzamos esztergán (SN 320), revolver esztergán (SRO 40), automata esztergán (SARO 42) és számvezérlésű esztergán (SP 250 CNC). A két középsőn rúdból készül a darab és utána egy köszörüléssel elvégezhető, az első és utolsón darabszerű félgyártmányból készítik a darabot és egy második esztergálás során fejezzük be a megmunkálást.

A köszörülés két féle gépen végezhető és pedig csúcs közötti és csúcs nélküli köszörűgépen.

Az esetleges más megmunkálásoktól eltekintettem, mert a megmunkálási sorrendterv optimalizálását nem befolyásolják azok a műveletek melyeket egy féleképpen végzünk el minden esetben. Az elért eredményeket az 1. Táblázatban mutatom be.

1. táblázat A csavar megmunkálásának számszerű adatai

Sorszám	Megnevezés	Darabköltség	Tételköltség
1	Melegen hengerelt rúd	30800	0
2	Hidegen húzott rúd	32000	0
3	Kovácsolt darab	19250	0
4	Süllyesztékben sajtolt darab	12950	0
5	Darabolás	3150	15750
6	Kovácsolás	23500	45000
7	Sajtolás	3290	2042000
8	Hőkezelés	0	9000
9	SN 320 (1)	10870	25200
10	SRO 40	4540	93000
11	SARO 42	3500	7570
12	SP 250 CNC (1)	7570	233000
13	SN 320 (2)	4710	22050
14	Köszörülés	790	3750
15	SP 250 CNC (2)	810	133000
16	Csúcs közötti köszörülés	1370	18900
17	Csúcs nélküli köszörülés	1180	20000

Az alkalmazott transzfer tényezők a következők :

$$\mu_{0,1} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0.95 \\ 1.02 \\ 0.75 \end{bmatrix} \quad \mu_{1,2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1.1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1.1 \end{bmatrix} \quad \mu_{2,3} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1.1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1.1 \end{bmatrix}$$

$$\mu_{3,4} = \begin{bmatrix} 1.1 & 0 & 0 & 1.1 \\ 0 & 0.99 & 0.99 & 0.99 \\ 0.66 & 0 & 0 & 0.66 \\ 0.44 & 0 & 0 & 0.44 \end{bmatrix} \quad \mu_{4,5} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 & 0.9 \\ 1.5 & 0 & 0 & 1.5 \\ 1.2 & 0 & 0 & 1.2 \end{bmatrix} \quad \mu_{5,6} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & 1 \\ 1 & 1 \\ 1 & 1 \end{bmatrix}$$

A lehetséges 18 variánsnak a költségeit a számológép segítségével ki lehet számítani egy adott sorozat nagyság esetében. Ismerve az egy darabra eső és az egész tételre eső költségeket, azonban sokkal gyorsabban eredményhez jutunk ha a különböző variánsokat összehasonlítjuk és meghatározzuk ezeknek az alkalmazási esélyeit.

2. táblázat A gazdaságos variánsok

N sorozatszám	Gazdaságos variáns	Sorrendterv
1-3	1	Hengerelt rúd-darabolás-SN-SN-csúcsközötti köszörülés
3-5	5	Húzott rúd-SRO-köszörülés- csúcsközötti köszörülés
6-180	6	Húzott rúd-SRO-köszörülés- csúcsnélküli köszörülés
180-	18	Sajtolat darab-CNC-CNC- csúcsnélküli köszörülés

Irodalom

- 1] **Ancău M.** : Optimizarea proceselor tehnologice, U.T. PRES. Könyvkiadó, Kolozsvár,1999
- 2] **Kerekes L., Gyenge Cs. És Dezső G.** : Optimizarea proceselor de aşchiere, Casa cărţii de ştiinţă könyvkiadó, 1995
- 3] **Noto La Diega S., Passannanti A., La Commare U** : Lower and Upper Bounds of Manufacturing Cost in FMS, Annals of the CIRP Vol. 42/1/1993

Szilikon elastomerek dinamikai modelljei

Molnár László, Dr. Huba Antal

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Finommechanikai, Optikai Tanszék

1. Bevezetés

Néhány évvel ezelőtt intenzív kutatás kezdődött a szilikonok anyagtulajdonságainak feltárására a BME Finommechanikai, Optikai Tanszék gondozásában. E kutatás egyik állomása a szilikonok dinamikai viselkedésének megismerése. A feladat nehézségét és egyben szépségét jelenti a szilikongumik nemlineáris, időfüggő, hőmérsékletfüggő viselkedése. A dinamikai modellalkotást az ez a szükségessé, hogy általában a polimerekre használt modellekkel nem, vagy csak nagyon nagy hibákkal írható le a szilikongumik viselkedése. A modellalkotás bázisát mérések alkották, azok közül is elsősorban a szakítóvizsgálat és a relaxációs vizsgálat. A modellalkotás módszerül a hálózati szintézist választottuk. [1]

2. Modellalkotás fázisai

Az összes létező szilikongumi-típusra elképzelhetetlen elvégezni a modellalkotást, de a szakítógörbék alapján két típusba sorolhatók. Az egyik típus (A) (50 Sh-nál nagyobb, vagy egyenlő keménységűek) szakítógörbéje konkáv a szakadási nyúlásig, a másik típus (B) (50 Sh-nál kisebb keménységűek) szakítógörbéje először konkáv, majd konvex, azaz tartalmaz egy inflexiós pontot. A cikk terjedelme miatt egy olyan szilikongumira mutatjuk meg a modellalkotást, mely szakítógörbéje tartalmaz inflexiós pontot, a másik típus modelljét csak közöljük. Természetesen azt várjuk, hogy ez a bonyolultabb szakítógörbére felépített modell alkalmas lesz a (A) típusba soroltak viselkedésének leírására is. Ez a szilikongumi az R4105/40-IGET típusú.

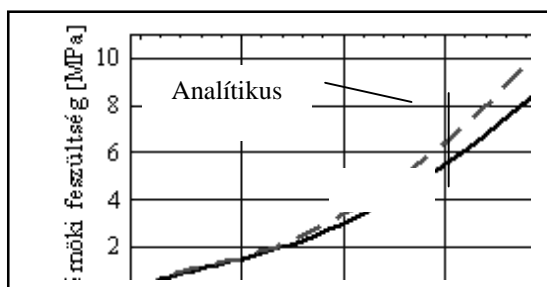
2.1. Nemlineáris függvényillesztés a szakítógörbe pontjaira

Az [1] cikkben ismertette módon elsőként a modellezni kívánt rendszer gerjesztő, ill. válaszfüggvényét állítjuk elő a frekvenciatartományban. Ehhez szükséges a válaszjel analitikus leírása. Ehhez a fázishoz is és a modellalkotás során a Mathematica 3.0 szoftvert használtuk.

A szakítógörbére illesztett függvény:

$$\sigma(t) = 0.9321 \cdot (1 - e^{-0.1144 \cdot t}) + 0.0002447 \cdot t^2 \quad [\text{MPa}] \quad (1)$$

Az (1) egyenlettel megadott szakítógörbe és a mérési pontok közötti korrelációs együttható 0.9715. Az 1. ábra jól mutatja a mért és az illesztett görbék közötti eltérést.



1. ábra

A mért szakítógörbe és az illesztett

A rendszer bemeneti függvénye szakítóvizsgálatnál az időben állandó sebességfüggvény ($v(t)$) azaz a szakítás sebessége, esetünkben 50 mm/min. A következő lépésben állítsuk elő a bemeneti és a kimeneti jelek Laplace transzformáltját és ezek segítségével írjuk fel a rendszert jellemző admittanciát ($G(s)$).

2.2. A rendszert jellemző admittancia felírása

A bemenet Laplace-transzformáltja:

$$L\{v(t) = v_0\} = \frac{v_0}{s} = V(s) = \frac{0.833 \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]}{s} \quad (2)$$

A kimenet Laplace-transzformáltja:

$$\sigma(s) = \frac{0.10664 \cdot s^2 + 0.0004894 \cdot s + 0.00005598}{s^3 \cdot (0.1144 + s)} \quad (3)$$

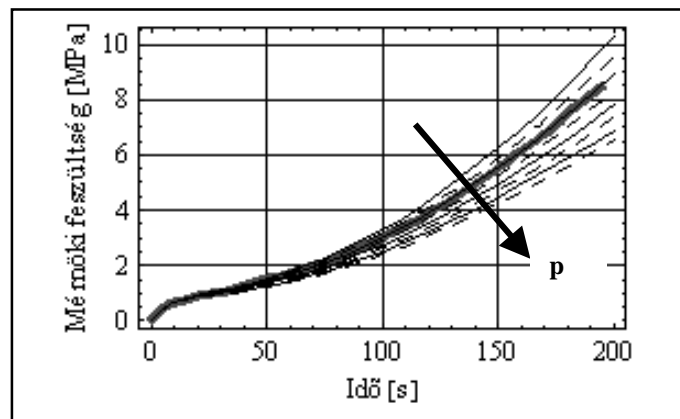
A rendszert leíró admittancia ($G(s)$):

$$G(s) = \frac{F(s)}{V(s)} = \frac{A_0 \cdot \sigma(s)}{V(s)} = \frac{10.32 \cdot (0.10664 \cdot s^2 + 0.0004894 \cdot s + 0.00005598)}{s^2 \cdot (0.1144 + s)} \quad (4)$$

A rendszer átviteli függvénye arányos az admittanciával, attól csak egy konstanssal (A_0 , eredeti keresztmetszet) való szorzásban tér el. [1] Egy admittancia, vagy impedancia ismeretében már identifikálható a rendszer, feltéve, ha az átviteli függvény teljesíti a szükséges feltételeket. Az [1] cikkben közölt feltételek közül egy nem teljesül. Az átviteli függvény, esetünkben az admittancia is, pólushelyeinek száma a képzetes tengelyen kétszeres - ezt a (4) nevezőjében az s^2 mutatja - az előírt egyszeres helyett. A pólushelyek számát csökkenteni kell egyre. Természetesen ez hatással lesz a rendszer válaszfüggvényére is. A rendszeridentifikáció előtt nézzük meg, hogy milyen hatással van a rendszer válaszára, ha az admittanciát a következőképp módosítjuk:

$$G(s) = \frac{10.32 \cdot (0.10664 \cdot s^2 + 0.0004894 \cdot s + 0.00005598)}{s \cdot (p + s) \cdot (0.1144 + s)} \quad (5)$$

A (5) nevezőjében szereplő p paraméter a pólushelyek számát egyre csökkenti. A paraméter hatását a rendszer válaszára a 2. ábra mutatja. Látható, hogy létezik egy olyan p érték, amelynél a rendszer válasza pontosan megegyezik a mért szakítógörbével (az ábrán a folytonos vastag vonal). A 2. ábrán a $0.0005 \leq p \leq 0.008$ tartományt ábrázoltuk. A mért szakítógörbét a $p = 0.002667$ értéknél kapjuk vissza. Ezzel az értékkel egy olyan admittanciát kapunk, amely már teljesíti a szükséges feltételeket és emellett a rendszer válasza pontosan megegyezik a mért szakítógörbével. A továbbiakban az így kapott admittanciát paraméteres formában vizsgáljuk a lineáris modellek előállításához. A modellekhez megadjuk a modellparaméterek értékeit.



2. ábra

A ' p ' paraméter hatása a szakítógörbére

2.3. A szilikongumik dinamikai modelljei

A szintézis módszerével vizsgált admittancia:

$$G(s) = \frac{d \cdot s^2 + e \cdot s + f}{a \cdot s^3 + b \cdot s^2 + c \cdot s} \quad (6)$$

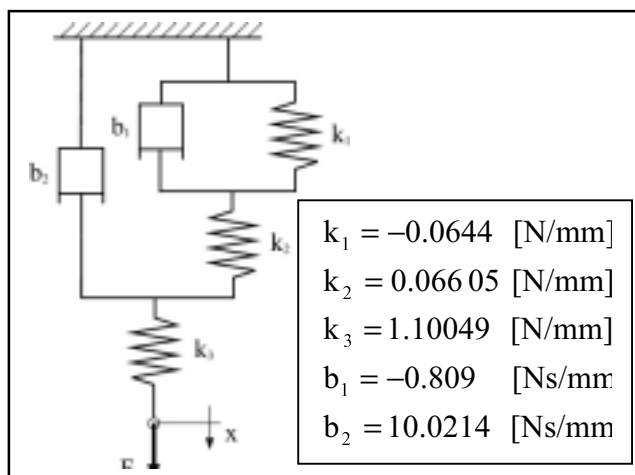
Egy valós technikai rendszer viselkedését több egymással egyenértékű modell is leírhatja. Most azt mutatjuk meg, hogy létezik három harmadrendű rendszer, amelyek ugyanazt az admittanciát (6)-t adják. Természetesen a lineáris modellek paraméterei eltérnek egymástól. A három eltérő lineáris modellt úgy kapjuk, hogy (6)-t összesen háromféle módon bonthatjuk úgy elemi egységekre, hogy a modellben csak $Z_k = \frac{s}{k}$ impedanciájú rugóelem és

$Z_b = \frac{1}{b}$ impedanciájú csillapítóelem szerepel.

– A I. dinamikai modellt a (6) következő formába történő alakításával kaptuk:

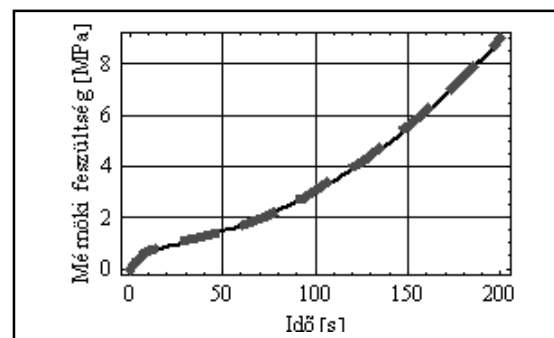
$$G(s) = \frac{1}{\frac{s}{k_3} + \frac{1}{b_2 + \frac{1}{\frac{s}{k_2} + \frac{1}{b_1 + \frac{k_1}{s}}}}} \quad (7)$$

A modell kapcsolását a 3. ábra mutatja. A három független energiatároló a k_1 , k_2 , k_3 merevségű rugóelemek, amelyek a rendszer rendszámát adják. A modell a következő paraméterösszeállítás mellett írja le az R4105/40-IGET szilikongumi viselkedését a szakítóvizsgálat során.



3. ábra

A szilikongumi I. dinamikai modellje és a modellhez tartozó paraméterek

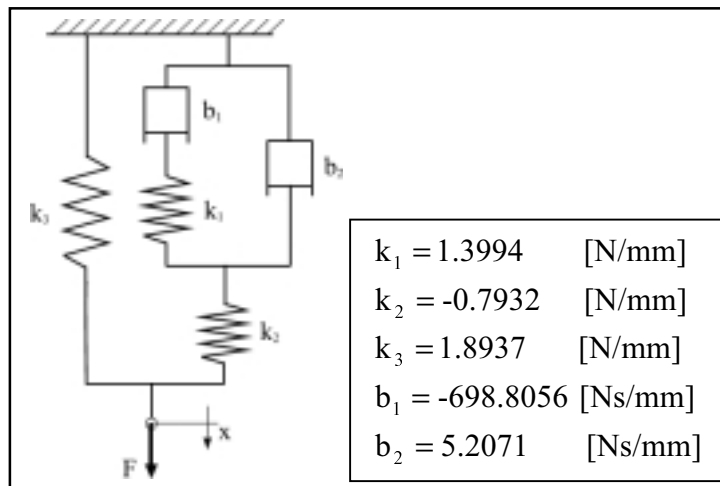


4. ábra

A modell válasza $v = 50$ mm/min gerjesztő jelre és a mért szakítógörbe

– A II. dinamikai modellt a (6) következő felbontásából kapjuk:

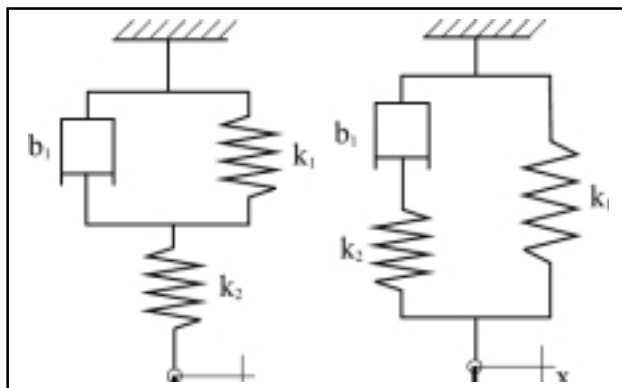
$$G(s) = \frac{A}{s} + \frac{B \cdot s + C}{a \cdot s^2 + b \cdot s + c} = \frac{k_3}{s} + \frac{1}{\frac{s}{k_2} + \frac{1}{b_2 + \frac{1}{\frac{s}{k_1} + \frac{1}{b_1}}}} \quad (8)$$



5. ábra

A szilikongumi I. dinamikus modellje és a modellhez tartozó paraméterek

szilikongumik leíró modelljeit magában foglalják a I., II., III. dinamikai modellek. Az 'A' típusú szilikongumik dinamikai modelljeit a 6. ábra mutatja. Látható, hogy a I., II., III. dinamikai modellekben valamely csillapítási tényező (b_1 vagy b_2) nullának történő választásával megkapjuk a 6. ábra modelljeit, melyek rendszáma azáltal, hogy az I., II., III. modellekben két rugóelem összefüggővé válik, vagy kiiktatásra kerül kettőre csökken.



6. ábra

A konvex szakítógörbével rendelkező szilikonok dinamikai modelljei

Felhasznált irodalom

- 1] Huba A., Molnár L.: Szilikon elasztomerek dinamikai modelljének méréseken alapuló identifikációja hálózat szintézissel, OGÉT 2001, Kolozsvár
- 2] Molnár L., Valenta L., Takács Á.: Viscoelastic Material Model Based on System Technology /2000, május, Budapest, Gépészet 2000 pp.272-276
- 3] Molnár L., Huba A.: Measurement of dynamic properties of Silicone Rubbers /2000, Periodica Polytechnica, Mechanical Engineering

Az OTKA T:032509 támogatásával készült.

Hipoidhajtás terhelési állapotának vizsgálata

Dr. Orbán György

Frigopartner Kft., Kolozsvár

1. Terhelésátadás az érintkezési pontok mentén

A hipoidhajtást képező fogaskerekek fogfelületei pontszerűen kapcsolódnak abban az esetben, ha a két elem nem visz át forgatónyomatékot. A hipoidhajtás által átvitt nyomaték a testek fogfelületén az érintkezési pontok körül ható megoszló terhelést jelent. A terhelés hatására létrejött rugalmas elmozdulás következtében ezek a pontok kismértékben eltolódnak a fogfelületeken. Ez azt jelenti, hogy a terhelésátadás során mind a terhelés helye, mind pedig annak nagysága ismeretlen és a folyamatos legördülés miatt ezek a paraméterek folyamatosan változnak egy legördülési perióduson belül. Következésképpen tehát annak érdekében, hogy a fogaskerekeket ért mechanikai hatásokat teljes mértékben meghatározhassuk, egy legördülési cikluson belül, minden helyzetben ismernünk kellene a kerekre ható erőrendszer nagyságát és az érintkezési pontokból álló vonalrendszert, amely a terhelés mértékétől függően mozdul el, a kezdeti terheletlen érintkezési pontokhoz képest.

A bemutatott vizsgálat célja annak az érintkezési nyomáseloszlásnak a meghatározása, amely az érintkezési pontokban adódnak át. A használt módszer a következő megközelítéseket használja:

- eltekint a legördülés közben folyamatosan változó terhelés helyének és nagyságának a teljes periódusra történő meghatározásától, és csak egy tetszőlegesen kiválasztott időpillantra állapítja meg az egyik fogaskerék fogának terhelését.
- a terhelés nagyságától függetlenül az érintkezési pontok terhelt esetben is egybeesnek a terheletlen érintkezési pontokkal. Ez azért lehetséges, mert az érintkezési pontok eltolódása arányos a rugalmas alakváltozás mértékével, ami az [5] szerint a két fogra 0,02 mm, tehát igen kis mértékű. Másrészt a helyi rugalmas benyomódás hatására nem tolódik el az érintkezési pont, csak a rugalmas meghajlás miatt, amely a 0,02 mm elmozdulás egy bizonyos hányada. A fentiek alapján megállapítható, hogy az érintkező pontok terhelése hatására fellépő eltolódás igen csekély.

2. Az érintkezési állapot elemzése és az érintkezés geometriai feltétele

Rugalmas testek érintkezésének feltételeit geometriai és feszültségi érintkezési feltételekre szokás bontani [9]. A geometriai érintkezési feltétel összefüggést ad a kezdeti hézag, a rugalmas alakváltozások és a merevtestszerű elmozdulás között, míg a feszültségi érintkezési feltétel szerint az érintkezési tartomány határvonalán (és azon kívül) az érintkezési nyomás nulla, míg az érintkezési tartományon belül nullánál nagyobb.

Jelen esetben az érintkezési geometria feltétele a következő: az érintkezési pont a terhelés hatására nem változik, ezért az érintkező testek rugalmas alakváltozásainak összege az érintkezési pontokban azonos kell legyen a merevtestszerű elmozdulással.

A merevtestszerű elmozdulás jelen esetben 0,02 mm a fogfelületre normális irányban.. Ha ismernénk a közelítő feltétel mellett a két testre ható érintkezési nyomáseloszlást, és a hajtópár elemeit külön-külön ezzel a nyomással terhelnénk abban a helyzetben, ahol a terheletlen állapotba elhelyezkednek, akkor a rugalmas alakváltozások következtében, a két fogfelületnek a közös normális irányú 0,02 mm-es közelítésével újra hézagmentesen érintkezésbe kerülne az érintkezési pontban. A továbbiakban a tanulmány célja ennek az ismeretlen nyomáseloszlásnak a meghatározása.

3. A megoldási algoritmus

Az érintkezési nyomáseloszlás meghatározása iteratív módon történik. Az iteratív megoldás azt jelenti, hogy a kiinduló nyomáseloszlást folyamatosan úgy kell módosítani, hogy az iterációs lépések nyomáseloszlásai által létrehozott rugalmas elmozdulások összege egyre közelebb kerüljön a közös normális irányú 0,02 mm-es megkívánt pontpáronkénti elmozdulásszöveghez. Az alábbi képlet a $k+1$ -edik iterációs lépésbeli érintkezési nyomáseloszlás meghatározására szolgál:

$$p_n^{k+1} = c \times \frac{0.01}{(\sum u_z)_n^k} \times p_n^k$$

Ahol: $-n$ a vizsgált pontpár,

$$(\sum u_z)_n^k$$

az 1-es és a 2-es jelű testek n jelű csomópontjainak normális irányú elmozdulásszöge a k -adik lépésben

$$(u_z^1 + u_z^2)_n^k$$

c a konvergencia sebességét befolyásoló érték.

4. A végelelem modell

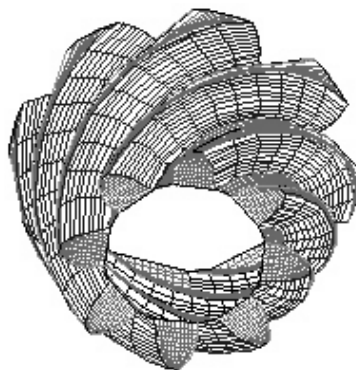
Az iteráció lépéseiben a nyomáseloszlások által okozott rugalmas elmozdulások végelelemes módszerrel kerültek meghatározásra, a COSMOS/M végelelemes programrendszer [8] segítségével.

A megoldás közelítő feltételei:

- lineárisan rugalmas anyagtörvény;
- kis alakváltozás;
- sima felületek (nincs felületi érdesség)
- az érintkezési pontok helyben maradnak;

A dolgozatban a kiskerék tanulmányozása került bemutatásra.

A fogfelületeket és az ezeket lehatároló felületeket egy konkrét hipoidhajtás esetére a [2] szerint ábrázoltam. Az így megrajzolt héjmodell (1.ábra) még nem alkalmas a végelelem modell megalkotásához. Az AutoCad héjmodellt kellett testmodellé alakítani. Ezt a következőképpen végeztem el: AutoCad-ban, felhasználva a héjmodellnél létrejött polyline-okat, az ezekre támaszkodó edge surface-okkal lehatároltam a homlokfelületeket és a 3D surface-ok segítségével egy zárt henger alakú szárat rajzoltam.



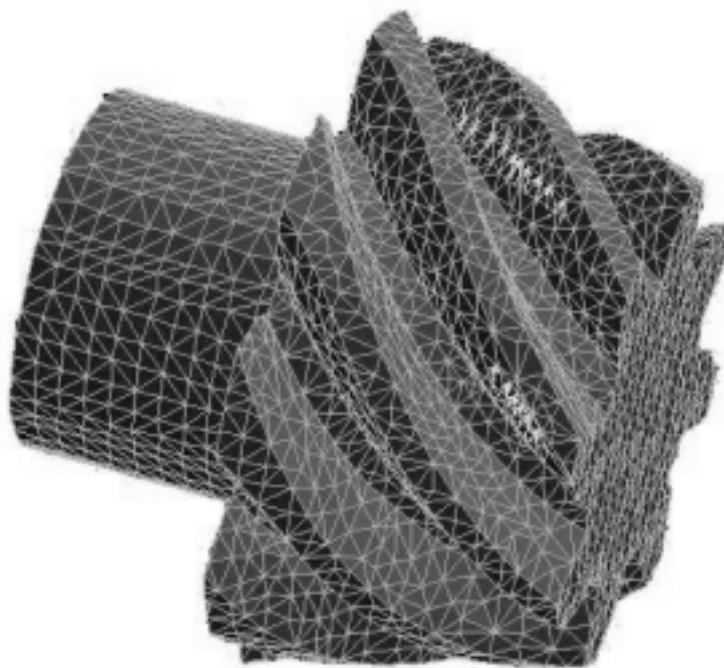
1.ábra

A kapott zárt felületet a Pro-Engineering programcsomag segítségével testmodellé alakítottam és ugyanitt kialakítottam a végelelemhálót is. A kiskerék 41000 csomópontból és 41100 elemből épült fel. A felhasznált elemtípus 8 csomópontos lineáris SOLID elemtípus.

A kiskerék peremfeltételei úgy lettek meghatározva, mintha a kerék a hengeres részén szögmerev kúpgörgős csapágyakkal lenne megtámasztva.

A kiskerék tanulmányozásánál az acél anyagjellemzői lettek megadva.

A vizsgálat a legördülési folyamat olyan időpillanatát elemzi, amikor 2 fogpár kapcsolódik egyszerre. A fogpárok kapcsolóvonalait ábrázoló végelelemes csomópontok a 2. ábrán láthatók. Ezekre a csomópontokra hat a terhelés, és ezen pontok normálisirányú elmozdulásösszege alapján lehet a nyomáseloszlást lépésenként kijavítani. Mivel a végelelemes csomópontokat csak koncentrált erővel lehet terhelni, ezért az iteráció során a csomóponti elmozdulások alapján a koncentrált erők nagyságát kellett változtatni a fenti összefüggéshez hasonló módon, ezt követően lehet a kapott erőrendszert nyomássá átszámítani. Az erők mindig a felületi normálisokkal párhuzamos irányban mutatnak, vagyis a surlódástól eltekintünk.



2. ábra

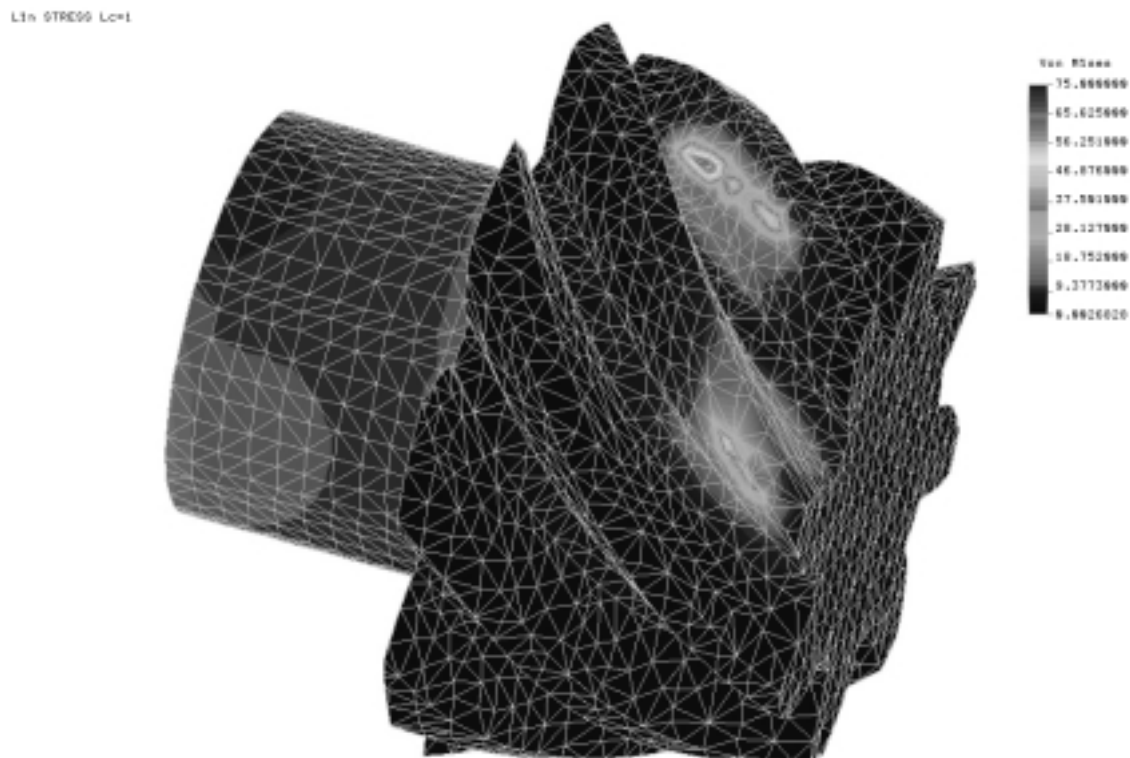
5. A számítási eredmények

A kiinduló, csomópontként állandó nagyságú erőrendszerből 5 iterációs lépésen keresztül lehetett eljutni ahhoz a terheléshez, amely a merevtestszerű elmozdulás feltételeit kielégítő elmozdulásmezőt eredményez. Az iterációs lépésekhez tartozó (a csomóponti erőrendszerből számított) nyomáseloszlásokat mutatja be a 3. ábra.

6. Összefoglalás

Az elvégzett vizsgálat szerint a kidolgozott algoritmus alkalmas a hipoidhajtások érintkezési és feszültségi állapotának közelítő meghatározására. A kapott eredmények szerint az érintkezési pontokban igen nagyok a helyi feszültségek.

A jelen elemzés csak egy kiragadott érintkezési pontra érvényes. A teljes választ, egy átfogó képet az érintkezési állapotról akkor nyerhetünk, ha a legördülés folyamán követjük nyomon az érintkezési pontok vándorlását, és az azokhoz tartozó feszültségi állapotot.



3. ábra

Irodalom

- 1] Maros, D.: A fogaskerékajtások hordképének előszámításának fejlesztése.(Contribuții la precalculul petei de contact la angrenaje). Fogaskerékszakemberek nemzetközi találkozója. Universitatea de Nord, Nagybánya, 1996.
- 2] Maros, D. Orbán.Gy; Állandó fogmagasságú körív alakú hipoidhajtások kapcsolódásának számítógépes vizsgálata. EMT,Műszaki Szemle, II évfolyam 5-6 szám, 20-24old, 1999.
- 3] Orbán, Gy.: Állandó fogmagasságú körív alakú kúpkerékajtások lefejtésének és hordképzókalizációjának számítógépes szimulációja {Simularea generării și a localizării contactului la angrenajele conice cu dantura în arc de cerc}. Doktori disszertáció (80 irodalom-cím), Műszaki Egyetem, Kolozsvár, 1998.
- 4] Varga, Sz; Néder Z.: Ivelt profilú csigahajtás érintkezési állapotának elemzése. BME Gépészmérnöki Kar Gép szerkezet-tani Intézet, TDK dolgozat, 1993.
- 5] Váradi,K; Pollár,R: Analysis of Gear Teeth Contact by the Finite element Method, Acta Technica, Acad Sci. Hung. 101 (4), PP 397-416, 1988.
- 6] Váradi,K; Pollár,R: Analysis of the Geometrical Condition of Contact, Separatum Periodica Polytechnica Mechanical Engineering, Vol.32. No.1 Budapest 1988.
- 7] Váradi,K; Molnár ,L; Kollár,Gy; Gara,P: Néhány gépészeti érintkezési feladat vége-sele-mes megoldása. GÉP XXXIX. Évfolyam, 1987. 1 szám január.
- 8] COSMOS/M User Guide, Sixth Edition, Version 1.65 April 1992.
- 9] Johnson,K,L: Contact Mechanics, Cambrige University Press, 1985.

A belső csigás hajtások kapcsolási mezőjének meghatározása a hengerekkel való metszés módszerével

Páy Gábor

Nagybányai „Északi” Egyetem, Románia

Abstract

The internal worm gear pairs are a relative new kind of worm gear pair, that are composed by a helical worm and an internal teeth worm wheel. The angle between the axis can variate in the general case between 0 and 90 degrees. This paper presents the determination of mating surfaces for the internal worm gear pairs in general case using the method of intersection with cylinders

Bevezetés

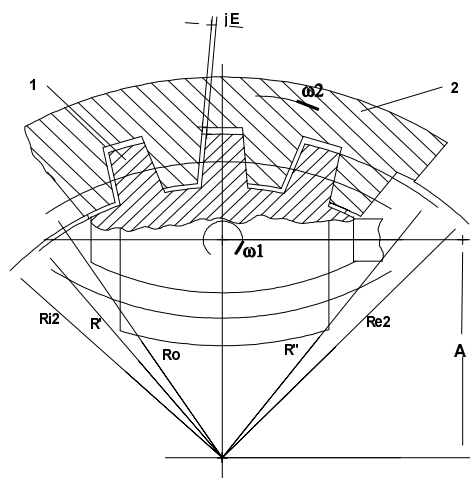
1972-ben három japán kutató, Ueno, Terashima és Sakamoto megpróbálta meghatározni a belső fogazatok megmunkálására használható elipszis alakú csigamaró geometriáját, valamint legyártani azt [10]. A fellépő geometriai és kinematikai nehézségek miatt megállapították, hogy ezt a módszert csak nagyolásra lehet használni. Pay E. és Jankó B. 1979-ben kibővítik kutatásukat a kölcsönösen burkoló felületek matematikai meghatározására, majd 1980-ban Pay E. konstruktív megoldásokat ad a belső fogazatok megmunkálására használható csigamaróról. Az elvégzett kutatások következtében, figyelembe véve az megmunkálási – működési analógiákat, felmerül a belső csigás csigahajtás megvalósításának lehetősége. Egy csigahajtás esetén, ahol a csigakereket a csiga képezi le új elméleti és technológiai kérdések merültek fel.

A belső csigás hajtások elemei egy elipszoid alakú csiga és egy belső fogazatú csigakerék. Ahhoz, hogy a csigakerék körülölelje a csigát, a csiga külső felülete egy konvex görbe által leírt forgástest kell legyen.

1986-ban és 1987 – ben, Pay E. szabadalmaztatta az egylépcsős belső csigás hajtóművet [3], meghatározva ezen hajtások geometriáját, illetve a belső csigás hajtások elemeinek megmunkálási lehetőségét [4].

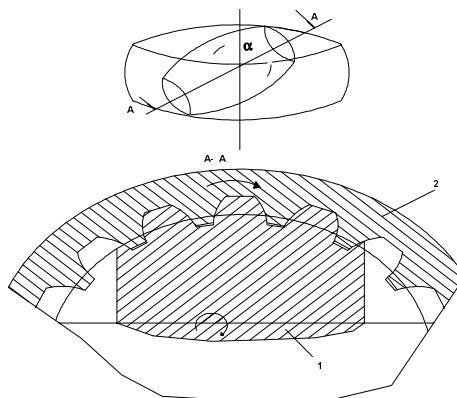
Ezek a hajtások részben hasonlítanak a globoid hajtáshoz, viszont abban eltérnek, hogy itt a tengelyek helyzete háromféle lehet. Párhuzamos tengelyek esetén a hajtás hasonlít a kitérő tengelyű hengeres hajtásokra [1], viszont jóval nagyobb kapcsolási számot biztosít. Ebben az esetben nem okoz gondot a csiga csapágyazása.

Kitérő merőleges tengelyek esetén (1. ábra), a hajtást csak nagy méretű csigakerék esetén valósíthatjuk meg, mivel más esetben lehetetlen a csiga csapágyazása. Ezt az esetet nyugodtan nevezhetjük anti-globoid hajtásnak, mivel a részelemek ugyanúgy viszonyulnak egymáshoz, csak éppen ez egy belső hajtás [5], [6], [9]. Ebben az esetben a csiga axiális metszete egy körellipszis, tehát a külső felület egy szimmetrikus forgástest.



1. ábra Kitérő merőleges tengelyű belső csigás hajtás

A harmadik lehetőség, a kitérő nem merőleges tengelyű belső csigás hajtás (2. ábra), [5]. Ebben az esetben a két tengely között egy állandó α szög van. A csiga csapágyazása nem okoz gondot, ugyanakkor a hajtás mérete is kisebb, mivel így csak a csiga fogazott szakaszának kell beférnie a csigakerékbe, a behajtás és a csapágyazás már lehet azon kívül. A csiga axiális metszete egy ellipszis, tehát a külső felülete egy elipszoid forgástest.



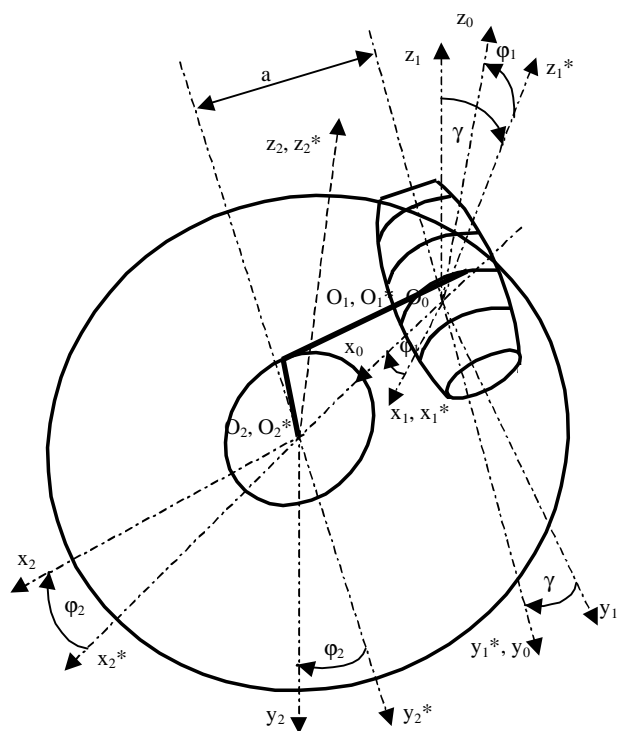
2. ábra Kitérő nem merőleges tengelyű belső csigás hajtás

A belső csigás hajtások általános helyzetű matematikai modellezése

A matematikai modellezéshez a 3. ábrán látható egyszerűsített séma szolgál [9].

Az ábrán a következő koordináta – rendszerek vannak:

- $O_0x_0y_0z_0$ - álló alapszisztem;
- $O_1x_1y_1z_1$ - a csigához kötött mozgó rendszer;
- $O_1^*x_1^*y_1^*z_1^*$ - álló rendszer, mely az alapszisztemhez viszonyítva $\gamma = \text{konstans}$ ($0^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$) szöggel van elfordulva;
- $O_2^*x_2^*y_2^*z_2^*$ - álló rendszer mely az alapszisztemhez viszonyítva az "a" tengelytávval van eltolva az O_0x_0 tengely irányában;
- $O_2x_2y_2z_2$ - a csigakerékhez kötött mozgó rendszer.



3. ábra. A belső csigás hajtások matematikai modellezésének egyszerűsített sémája

csigakerék tengelye közötti szög $\alpha = 90^\circ - \gamma$, tehát, ha $\gamma = 0^\circ$ akkor $\alpha = 90^\circ$ és ekkor kitérő merőleges tengelyű hajtásról, ha viszont $\gamma = 90^\circ$ akkor $\alpha = 0^\circ$ és párhuzamos tengelyű hajtásról beszélünk.

A csigakerék $O_2x_2y_2z_2$ rendszeréből a csiga $O_1x_1y_1z_1$ rendszerébe történő transzformáció következtében a csigán levő mozgó pont koordinátái a következők:

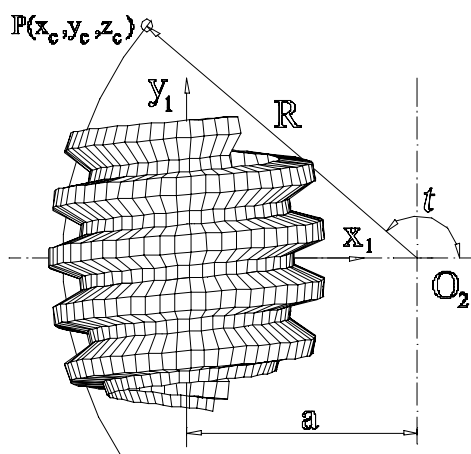
A csiga a saját O_1y_1 tengelye körül forog ω_1 szögsebességgel, míg a csigakerék az O_2z_2 tengely körül forog ω_2 szögsebességgel. A csiga fogfelületét az "u" egyenes képezi le, mely a csigakerék osztókörével együtt az $x_2O_2y_2$ síkban helyezkedik el. A leképező egyenes ω_2 szögsebességgel forog az O_2z_2 tengely körül, miközben állandóan érinti az r_0 sugarú profilkört.

Észrevehető, hogy a csiga és a

$$\begin{cases} x_1 = -\cos \varphi_1 [a - r_0 \sin(\varphi_2 - \alpha_{ax}) + u \cos(\varphi_2 - \alpha_{ax})] \\ y_1 = -\sin \gamma \sin \varphi_1 [a - r_0 \sin(\varphi_2 - \alpha_{ax}) + u \cos(\varphi_2 - \alpha_{ax})] + \\ \quad + \cos \gamma [r_0 \cos(\varphi_2 - \alpha_{ax}) + u \sin(\varphi_2 - \alpha_{ax})] \\ z_1 = -\cos \gamma \sin \varphi_1 [a - r_0 \sin(\varphi_2 - \alpha_{ax}) + u \cos(\varphi_2 - \alpha_{ax})] - \\ \quad - \sin \gamma [r_0 \cos(\varphi_2 - \alpha_{ax}) + u \sin(\varphi_2 - \alpha_{ax})] \end{cases} \quad (1)$$

Az érintkezési vonalak meghatározása hengerekkel való metszésből

A hengerekkel való metszés azt jelenti, hogy a fentebb megkapott csigát metszük a csigakereket megtestesítő hengerekkel. Ezek átmérője megfelel a csigakerék különböző átmérőivel így megkaphatjuk az érintkezési vonalakat. Ez egy közelítő módszer mely által ellenőrizhetjük az eddigi matematikai modellezés pontosságát [2].



4. ábra. A hengeres felületek és a csigafelület metszési vonalainak meghatározása

A henger sugara R , mely az $[R_{\min}, R_{\max}]$ intervallumon változik, vagyis a csiga lábkörátmérőjétől a fejkörátmérőjéig, így a csigakerék egész fogmagassága meghatározható.

Tekintsük a 4 ábrán látható O_2 középpontú és R sugarú hengert. Ezáltal tulajdonképpen a csigakereket testesítjük meg. Az ábrán az R sugár a csigakerék osztókör sugarának felel meg [9].

A henger és a csiga jobb fogfelülete közötti metszési görbék egyenletét úgy kapjuk meg, ha a csiga fogfelületének egyenletét (1) behelyettesítjük a henger egyenletébe.

Ezáltal egy „ u ”-ban másodfokú egyenlethez jutunk, mely csak a csiga „ φ_1 ” elfordulási szögétől függ.

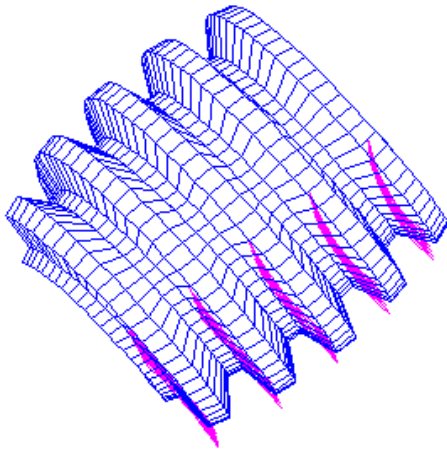
$$Au^2 + Bu + C = 0 \quad (2)$$

melynek együtthatói a következők:

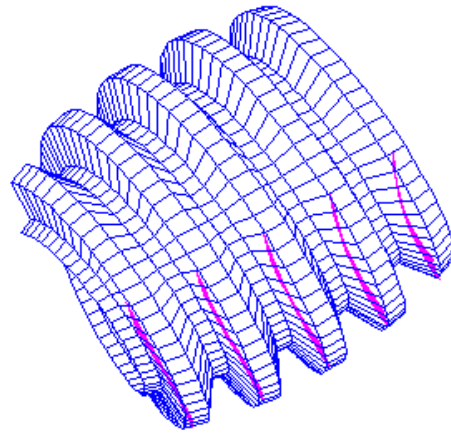
$$\begin{cases} A = \cos^2 \varphi_1 \cos^2(\varphi_2 - \alpha_{ax}) + \\ \quad + [\sin \gamma \sin \varphi_1 \cos(\varphi_2 - \alpha_{ax}) - \cos \gamma \sin(\varphi_2 - \alpha_{ax})]^2 \\ B = 2(\cos^2 \varphi_1 + \sin^2 \gamma \sin^2 \varphi_1) \cos(\varphi_2 - \alpha_{ax}) [a - r_0 \sin(\varphi_2 - \alpha_{ax})] - \\ \quad - 2 \cos(\varphi_2 - \alpha_{ax}) [a \cos \varphi_1 - r_0 \cos^2 \gamma \sin(\varphi_2 - \alpha_{ax})] - \\ \quad - 2 \sin \gamma \cos \gamma \sin \varphi_1 [a \sin(\varphi_2 - \alpha_{ax}) + r_0 \cos 2(\varphi_2 - \alpha_{ax})] \\ C = \{\cos \varphi_1 [a - r_0 \sin(\varphi_2 - \alpha_{ax})] - a\}^2 + r_0^2 \cos^2 \gamma \cos^2(\varphi_2 - \alpha_{ax}) + \\ \quad + \sin^2 \gamma \sin^2 \varphi_1 [a - r_0 \sin(\varphi_2 - \alpha_{ax})]^2 - R^2 - \\ \quad - 2r_0 \sin \gamma \cos \gamma \sin \varphi_1 \cos(\varphi_2 - \alpha_{ax}) [a - r_0 \sin(\varphi_2 - \alpha_{ax})] \end{cases} \quad (3)$$

Abban az esetben, ha a másodfokú egyenletnek vannak valós gyökei, akkor ezek a gyökök a a rendszerek közötti összefüggést határozza meg, így megkaphatjuk a csiga

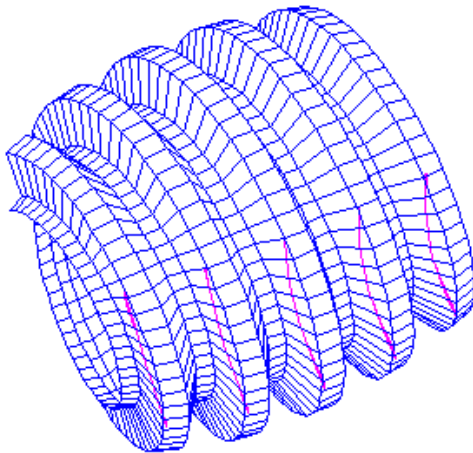
fogfelülete és az R sugarú hengerek közötti metszésgörbéket. Ha tanulmányozzuk ezen eredményeket különböző tengelyszögek esetére az 5 ábrán látható eredményekhez jutunk [9].



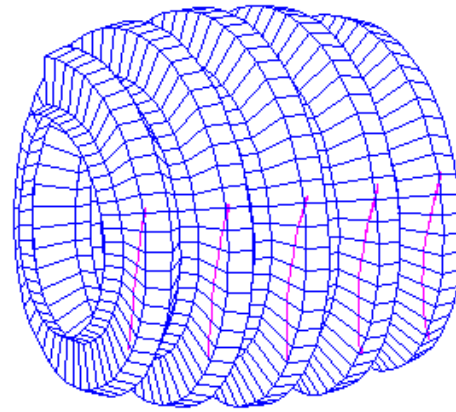
$$i_{21} = 40, q = 14, m = 10, \gamma = -30$$



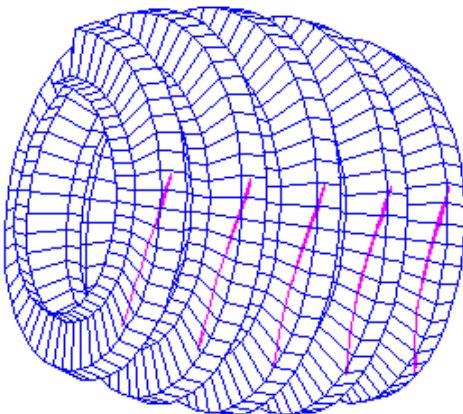
$$i_{21} = 40, q = 14, m = 10, \gamma = -20$$



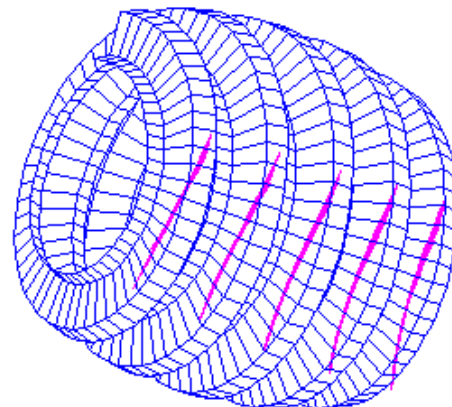
$$i_{21} = 40, q = 14, m = 10, \gamma = -10$$



$$i_{21} = 40, q = 14, m = 10, \gamma = +10$$



$$i_{21} = 40, q = 14, m = 10, \gamma = +20$$



$$i_{21} = 40, q = 14, m = 10, \gamma = +30$$

5. ábra. A hordó csiga és a henger közötti metszésvonalak γ különböző értékeire

Következtetések

A belső csigás hajtások új típusú hajtások melyek egy hordócsigából és egy belső fogazatú csigakerékből tevődnek össze.

A dolgozat bemutatja a csiga hengerekkel való metszéséből adódó kapcsolódási vonalakat illetve a kapcsolódási mezőt megközelítő felületet. A hengerekkel való metszés egy megközelítő módszer mely viszont igazolja az eddigi számítások pontosságát, valamint megközelítőleg meghatározza a továbbiakban elérendő eredményeket, vagyis a kapcsolódási mező alakját és helyzetét amit a kapcsolódási egyenletből nyerünk.

Amint az 5 ábrán látható $-20 \div +20$ tengelyszög esetén a kapcsolódási viszonyok megfelelőek, ugyanakkor a hajtás méretei is csökkenthetők. Ezen tengelyszög határokon kívül a kapcsolódási viszonyok nem a legmegfelelőbbek.

Felhasznált irodalom

- 1] Litvin, F.L. - *A fogaskerék kapcsolás elmélete*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1972.
- 2] [2] Maros, D., Killmann, V., Rohonyi, V. - *Csigahajtások*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1970.
- 3] Pay, E. - *Reductor melcat cu melc interior*, Brevet de invenție nr. 90521, 1986, București, România.
- 4] Pay, E., Vijdeliuc, M., Sziklai, V. - *Freză pentru prelucrarea melcului butoi.*, Brevet de invenție nr. 103382, București, România, 1987.
- 5] Pay, E., Páy, G., Cioban, H. - *Study Regarding the Internal Worm Gearings and Their Simulation Using the CAD System.*, Journal of Intelligent Mechatronics, Design and Production, vol.I, no.4, 1995, Ankara, Turkey.
- 6] Páy, G., Cioban, H., Cotetiu, R. - *Study and research regarding the internal worm gear pairs*, International Multidisciplinary Conference, Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Building Tehnology, Baia Mare, 28-29 november 1997, pp. 119-126
- 7] Pay, E., Siposs, I., Páy, G. - *Belső csigás hajtások matematikai modellezése*, A XIV Országos Géptervezők és Termékfejlesztők Szemináriuma, Miskolc, Hungary, 15.Dec.1998, Gép, IL. Évfolyam, 11 / 1998, pp. 52-55.
- 8] Páy, G., Ungureanu, N., Cotețiu, R. - *A belső csigás hajtások kapcsolási mezejének meghatározásához szükséges matematikai modellezés*, Kutatási és Fejlesztési Tanácskozás MTA Agrár Bizottság Ülése, Gödöllő, Hungary, 17 – 18 ian. 2000., paper no. 51.
- 9] Páy, G. - *Belső csigás hajtások*. Ph.D. disszertáció, Tudományos vezető: Dr. Siposs István Egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Miskolc 2001
- 10] Ueno, T., Terashima, K., Sakamoto, M. - *Study on Hobs for Cutting Internal Gears*. In: Publication ASME, New York, 1972, pp.

Kötött forgácsolás modellezése molekuláris dinamikai szimulációval

Dr. Szabó Ottó¹, Gurzó József²

¹Miskolci Egyetem, ²T.Boss Kft.

Bevezetés

A klasszikus forgácsoláselmélet a forgácsolási folyamat leírásánál számos egyszerűsítéssel dolgozik. A kutatók – egyszerűsítések után – ortogonális szabadforgácsolást vizsgálják, mivel a forgácsolási folyamat síkbeli mechanikai feladatként leírható [5]. A valóságos esetek többsége ún. kötött forgácsolás, amelyenél a forgácsolásban a szerszám főélén kívül részt vesz a mellékél. A kötött forgácsolást szokás térbeli forgácsolási modellnek is nevezni. Ennek tipikus példája a hosszesztergálás

Ultrapontos forgácsolásnál (pl. esztergálásnál) ahol kis A_c forgácskeresztmetszetek leválasztása történik, a klasszikus forgácsolás elmélet számítási módszerei nem adnak kielégítő eredményeket. Az anyag szerkezetét, kristálytani felépítését is figyelembe kell venni.

Korábbi dolgozatainkban már bemutattuk a vizsgált atomok potenciális energiájának és az atomra ható erőnek változását az atomsorok egymáson való elmozdulása esetén [2, 3, 4]. A számítógépi módszer lehetővé teszi mikroforgácsolásnál (pl. ultrapontos esztergálással) a forgácsolási erő és hőmérséklet számítását, a kialakuló felületi érdesség várható értékének meghatározását.

Különböző kristálytani irányokból végzett forgácsolás

Minden kristályosodási típusnak van olyan csúszási síkja, melyben az alakváltozás elsősorban végbemegy. Az azonban, hogy mely lehetséges csúszási sík, mely lehetséges kristálytani irányába fog bekövetkezni az alakváltozás az nagyban függ a szóba jöhető csúszósíkok és irányok, és a kristályra ható erők egymáshoz viszonyított helyzetétől. Ebből következik, hogy minden csúszósík csúszási irányához tartozik egy olyan nagyságú erő, mely a legkisebb erővel képes az alakváltozást (forgácsolást) az adott síkban és irányban előidézni. Ennek ismerete számos előnnyel jár, pl.: kis rezgés, jó felületi minőség, stb. A következőkben ezért azt fogjuk vizsgálni, hogy egy adott szerszám geometria mellett mely kristálytani helyzet lesz az optimális a forgácsoló erők szempontjából (legkisebb forgácsoló erő).

A szimulációt egy 800 atomot tartalmazó munkadarab és egy 300 atomot tartalmazó szerszám, tehát összesen 1100 atom segítségével fogjuk elvégezni. A szerszámot tökéletesen merevnek és élesnek tételezzük fel. Az alapszimulációt - melyhez a további különböző irányokból végzett forgácsolás eredményeit fogjuk viszonyítani - a következő bemenő adatokkal fogjuk lefolytatni (1. táblázat). A szimuláció kezdeti állapotáról az 1. ábra ad felvilágosítást.

A forgácsolás szimulációja során a szerszámra a 2. ábra szerinti erők hatottak. A forgácsoláselméletben megszokott skaláris jelölések: $F_e = F$, $F_z = F_c$, $F_x = F_f$ és $F_y = F_p$.

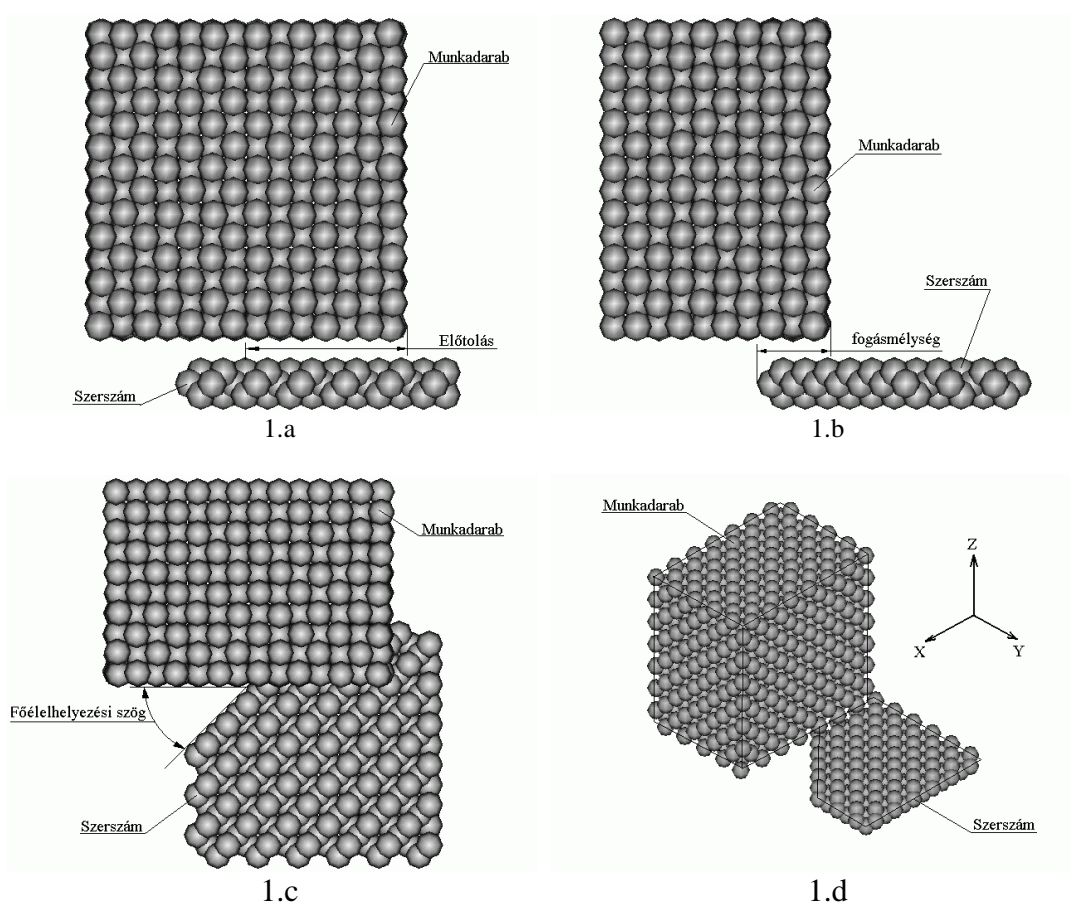
A diagrammból látható, hogy a közelítőleg $0,2 \text{ nm}^2$ forgácsoláshoz kb. $7,9 \cdot 10^{-8} \text{ N}$ nagyságú erő szükséges. Ez fajlagosan elég nagy, de vegyük figyelembe, hogy rendkívül kicsi a forgács vastagsága, míg a fogásmélység és a szerszám csúcscsugarának aránya igen kicsi.

A 3. ábra a 90-es adatfile-számhoz tartozó munkadarab állapotot mutatja a -1,0,0 kristálytani irányból.

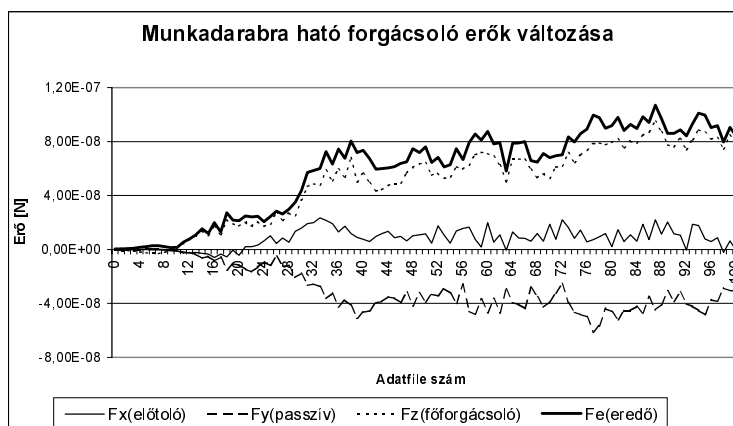
A számításokból kaptuk, hogy a forgácstőben $8,6 \cdot 10^{-9} \text{ N}$, a forgács és a szerszám felülete között $2,9 \cdot 10^{-8} \text{ N}$, a forgácsolt felületen $2,6 \cdot 10^{-9} \text{ N}$ nagyságú erő hat, illetve a forgácstőben $1,6 \cdot 10^4 \text{ °C}$, a forgács és a szerszám felülete között $0,94 \text{--} 1,6 \cdot 10^4 \text{ °C}$, a forgácsolt felületen $1,2 \text{--} 1,6 \cdot 10^4 \text{ °C}$ nagyságú helyi hőmérséklet uralkodik.

1. táblázat

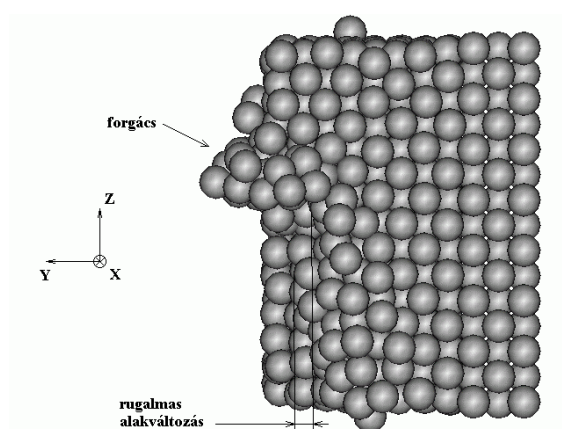
BEMENŐ ADATOK	SZIMULÁCIÓ
munkadarab kristályosodási típusa:	Felületen középpontos köbös (réz)
munkadarab kristályosodási iránya:	X tengely \parallel $\langle 100 \rangle$ iránnyal
szerszám kristályosodási típusa:	Gyémánt köbös
szerszám kristályosodási iránya:	Y tengely \parallel $\langle 100 \rangle$ iránnyal
környezeti hőmérséklet (T °C):	20
előtolás (f nm/ford.):	0,5
fogásmélység (a_p nm):	0,4
főél elhelyezési szög (κ_f °):	45
oldalhátszög (α_f °):	0
terelőszög (λ_s °):	0
oldalhomlokszög (γ_f °):	0
mellékél elhelyezési szög (κ_f' °):	0
tengely-mellékhátszög (α_p °):	0
élsugár (r_β nm):	0
csúcssugár (r_ϵ nm):	0,2



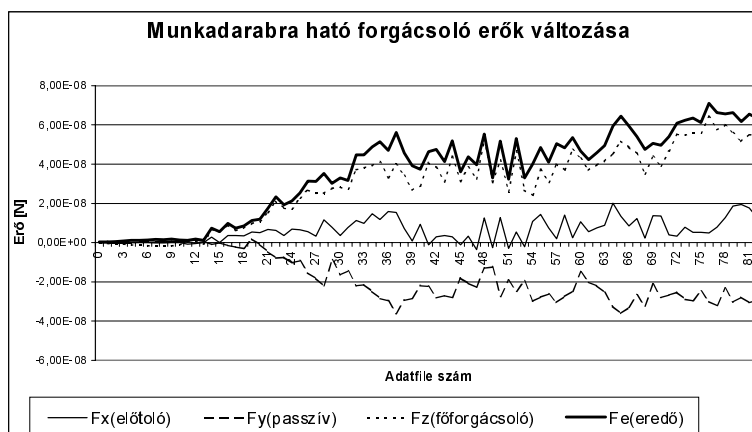
1. ábra. A munkadarab és a szerszám háromdimenziós szimulációs modellezése



2. ábra. A szerszámra ható erő és annak komponensei



3. ábra. Munkadarab alakváltozása és a forgács

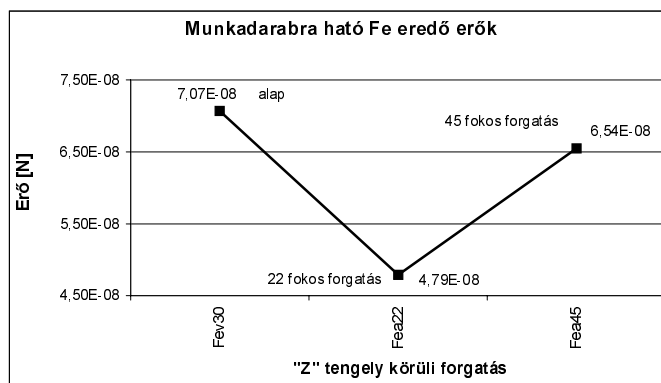


4. ábra. „Z” tengely körüli forgatás hatása a forgácsoló erőre

Az előző alap állapothoz képest forgassuk el a kristályt a „Z” tengelye körül 22° -kal és végezzük el így a forgácsolás szimulálását.

A 4. ábra a „Z” tengely körül 22° -kal elforgatott forgácsolás eredményét mutatja. Látható, hogy az eredő forgácsoló erő kb. $4,8 \cdot 10^{-8}$ N körül van. Ez kisebb, mint az alap állapotba tartozó forgácsoló erő.

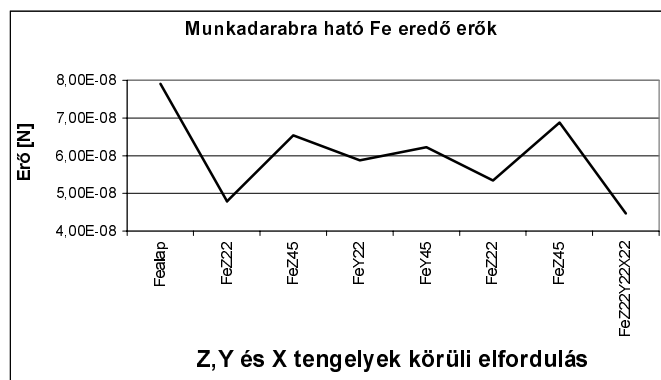
Az 5. ábra az eredő forgácsoló erőt mutatja a „Z” tengely körüli elfordulás függvényében.



5. ábra. Az Fe eredő forgácsolóerő változása

Következtetések

A 6. ábra az eredő forgácsoló erőt mutatja az eddig felsorolt forgácsolási kísérletek sorrendjében. Látható, hogy a „Z” tengely körüli 22°-os, illetve az „Z”, „Y” és „X” tengely körüli 22°-os elfordulás esetén lesz a legkisebb az eredő forgácsoló erő.



6. ábra. Az Fe eredő forgácsolóerő változása

A számítások kísérleti eredményekkel jó egyezést mutatnak. A vizsgálatokat pl. réz egykristály esetén végeztük el és a számításokat a valós helyzet figyelembevételével végeztük el.

A kutató munkát OTKA T030668 és OTKA F019105. sz. támogatással végezzük.

Irodalom

- 1] Kittel, C.: Introduction to Solid State Physics, John Wiley and Sons, Inc. New York
- 2] Szabó O. - Gurzó J.: Computer Modelling of Microcutting Process, CAMP'94, MTA SZTAKI Sept. 13-15. Budapest, 1994. pp.130-137.
- 3] Szabó O. - Gurzó J.: Variation of Temperatur Due to the Sliding of Atomic Planes, IXth Internati-onal Conference on Tools, University of Miskolc, Sept. 3-5. 1996. Miskolc, 1996. pp.307-312.
- 4] Szabó O. - Gurzó J.: Atomsíkok elcsúszásakor bekövetkező hőmérsékletváltozás felületen középpontos kristályrács esetén. IV. FMTÜ, 1999. március 19-20. Erdélyi Múzeum Egyesület, Kolozsvár, 1999. pp.85-88.
- 5] Bali J.: Forgácsolás (2. kiad.), Tankönyvkiadó, Budapest, 1988. pp.72-103.

Élelmiszeripari termékek minőségbiztosítása szárítási folyamatoknál

Szendrey Róbert

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Vegyipari és Élelmiszeripari Gépek Tanszék

Bevezetés

Napjainkban nagyon elterjedt a szárított élelmiszerek, gyümölcsök, zöldségek felhasználása. Ezek előnyei a hosszú tárolhatóság, a könnyen szállíthatóság és bizonyos iparág számára fontos nyersanyag.

Szárítás alatt azt a folyamatot értjük, amely során valamely termékből a nedvességet hőközléssel távolítjuk el. A nedvesség eltávolítása történhet a nedvesség állapotának a megváltozása nélkül, vagy a nedvesség állapotváltozásának alkalmazásával. Az alábbiakban ez utóbbi szárítási folyamatot fogom vizsgálni. Az élelmiszeriparban a szárított termékekkel szemben tanúsított egyre magasabb minőségi igények és ugyanakkor az energiagazdálkodási szempontok, megkövetelik az optimális szárítási viszonyok legmegfelelőbb megválasztását.

A kísérlet célja

Állandó száradási sebességű szakaszon kapott hőátadási tényezők irodalmi adatokkal való összehasonlítása. A hőátadási folyamatok vizsgálata érdekében, különböző élelmiszeripari anyagokkal szárítási kísérletet végeztem. Ezek felhasználásával megvizsgáltam a hőátadási tényező alakulását a szárítás folyamata alatt

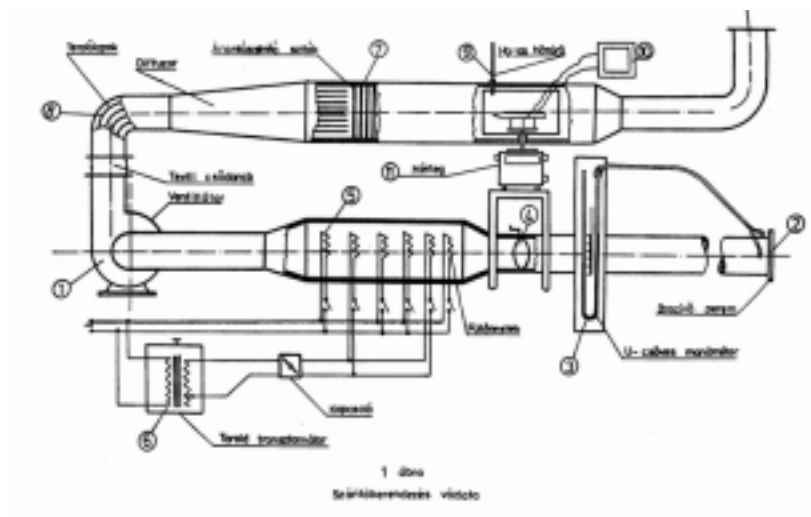
Kísérleti mérések

A konvekciós szárító berendezésekben az anyag az áramló közegnek adja át nedvességtartalmát. Az áramló közeg (levegő) kettős szerepet játszik, egyrészt közvetíti az energiát a szárítandó anyag felé (hőátadó közeg), másrészt átveszi az anyag felületéről eltávozó nedvességet, és azt eltávolítja.

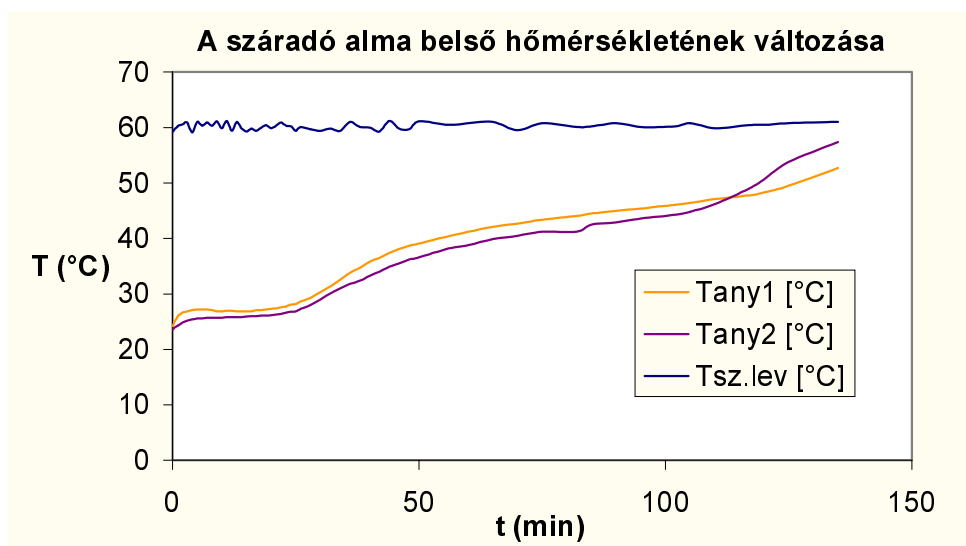
A méréseket többfajta élelmiszeripari anyaggal végeztem (répa, alma, karalábé, stb.), az 1. ábrán látható berendezés segítségével.

A konvekciós szárító berendezésben a kísérleti anyagokat feldarabolt alakban, az áramlási sebességgel párhuzamosan helyeztem a szárítószekrénybe. A kísérlet alatt mértem: a belépő levegő hőmérsékletét és nedvességtartalmát; a mérőperem nyomáskülönbségét; a szárítandó anyag tömegét; a szárító levegő és az anyag belső hőmérsékletét és az időt.

Az anyag hőmérsékletének alakulását –alma kísérleti anyag esetén– a szárítási idő függvényében a 2. ábra mutatja.

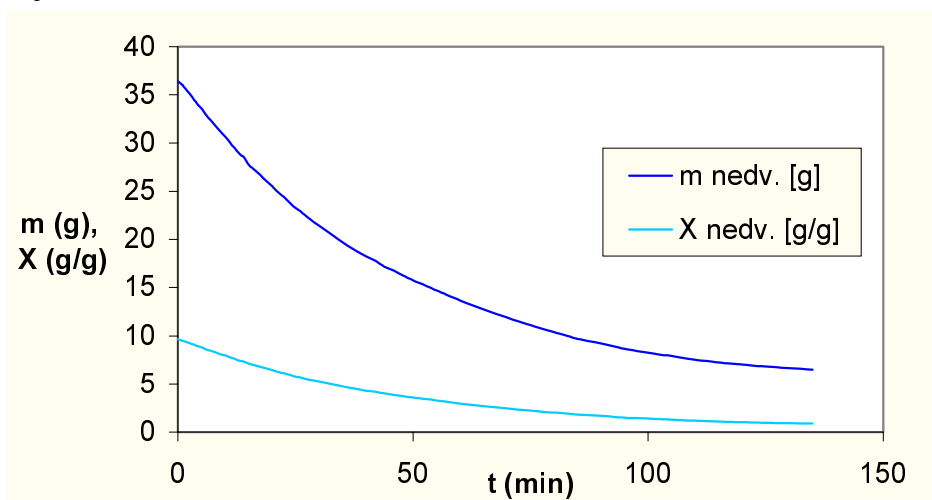


1. ábra



2. ábra

Az anyag tömegének és nedvességtartalmának változását a szárítási idő függvényében a 3. ábra mutatja.



3. ábra

Kiértékelés módszere

Konvekciós szárítás esetén, veszteségmentes esetben, az anyag felületére érkező hőáram a nedvesség elpárolgotatására és az anyag melegítésére fordítódik [2, 3]:

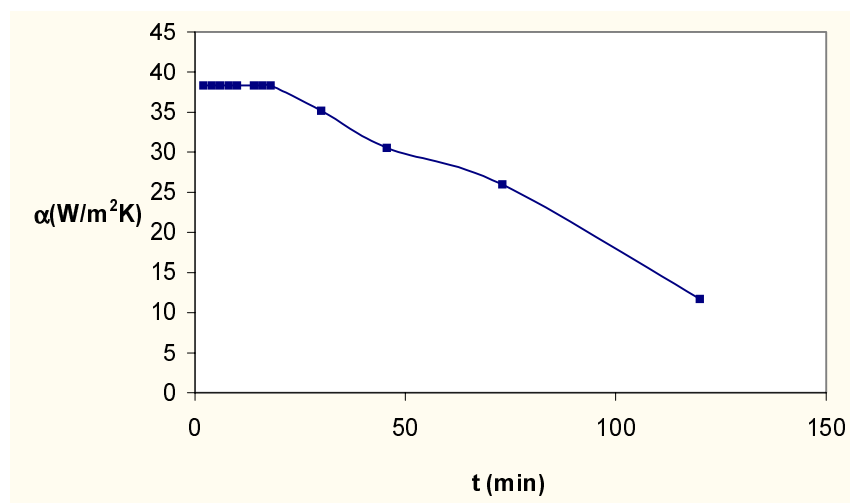
$$\alpha \cdot (T_G - T_F) = N \cdot r_F + \frac{m \cdot c}{A} \cdot \frac{dT}{dt} \quad (1)$$

$$N = -\frac{1}{A} \cdot \frac{dm_{nedv}}{dt} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \right] \quad (2)$$

A szabad nedvesség száradási szakaszában (mint az a 2. és 4. ábrán is látható) az anyag melegítésére fordított hőmennyiség elhanyagolható, azaz:

$$\alpha \cdot (T_G - T_F) = N_{\text{áll}} \cdot r_F \quad (3)$$

Az (1) és (3) összefüggés, valamint a kísérleti eredmények felhasználásával, meghatározható a hőátadási tényező változása a szárítási idő függvényében, amit a 4. ábra is mutat.



4. ábra

Látható, hogy a csökkenő száradási sebességű szakaszban a hőátadási tényező lényegesen kisebb, mint az állandó száradási sebességű szakaszban (alma szárítási kísérleténél a 2. perctől a 19. percig).

Irodalmi adatok számos összefüggést közölnek a hőátadási tényező meghatározására.

[2] alapján a dimenziótlan egyenlet az alábbi alakban írható fel:

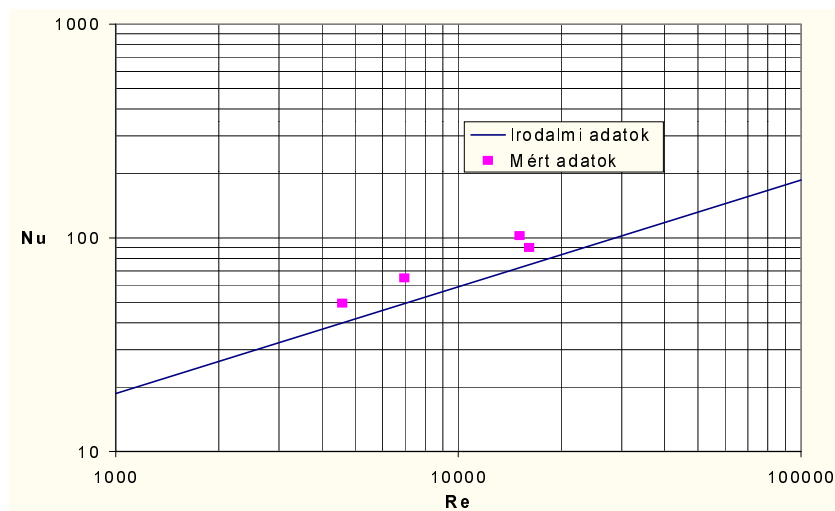
$$Nu = 0,664 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (4)$$

$Re < 10^5$ és $0,1 < Pr < 1000$ tartományban

$$Nu = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda} \quad (5)$$

$$Re = \frac{v \cdot x}{\nu} \quad (6)$$

A $Nu - Re$ számok kapcsolata irodalmi és a mérések állandó sebességű szakaszának kiértékelése alapján az 5. ábrán látható.



5. ábra

Megállapítható, hogy a mért hőátadási tényező értékek lényegesen magasabbak, mint az irodalmi számítások alapján meghatározott értékek. Ennek magyarázata az, hogy a Nusselt kritériális egyenlet tiszta hőátadásra vonatkozik lamináris áramlási viszonyok között. A mérés során egyidejű hő- és anyagátadási folyamatot vizsgáltunk. A próbatest felszínén az elpárolgó folyadék részecskék (gőzmolekulák) megzavarják a lamináris határréteget, turbulenciát okoznak. Ilyen körülmények között a hőátadás intenzívebb, mint tiszta hőátadás esetén.

Jelölésjegyzék

α	W/m^2K	hőátadási tényező	T	$^{\circ}C$	hőmérséklet
T_G	$^{\circ}C$	a szárítógáz hőmérséklete	t	min	idő
T_F	$^{\circ}C$	anyag felületi hőmérséklete	m	kg	tömeg
N	kg/m^2s	száradási sebesség	Nu	-	Nusselt szám
r_F	kJ/kg	fajlagos párolgáshő	Re	-	Reynolds szám
m_{nedv}	kg	nedves anyag tömege	x	m	jellemző méret
c	kJ/kgK	az anyag fajhője	λ	W/mK	hővezetési tényező
A	m^2	hőátadási felület	ν	m^2/s	kinem. viszkozitás
			v	m/s	áramlási sebesség

Irodalomjegyzék:

- 1] Szentgyörgyi Sándor, Molnár Károly, Parti Mihály: Transzportfolyamatok, Tankönyvkiadó, Budapest /1986/
- 2] Szentgyörgyi Sándor: Vegyipari gépek I, 2. Rész, Tankönyvkiadó, Budapest /1980/
- 3] Örvös Mária: Doktori értekezés, Budapest /1986/
- 4] Raznjevic: Hőtechnika táblázatok, Műszaki Könyvkiadó Budapest

A fémkristályok alakja mint minőségi jellemző

Dr. Szőcs Katalin

A fémek minősége – vegyi, fizikai és szilárdsági jellemzőik – közvetlenül befolyásolják a legtöbb használati eszközünk élettartamát és minőségét. A fémek minősége és a mikroszövetükben fellelhető fémkristályok felületi feszültsége között összefüggés van.

Olvadt állapotban a fémek felületi feszültsége illetve minősége a mai műszerezettséggel még nem mutatható ki. A szilárdulás után a fémek kristályainak alakja mikroszkóppal viszonylag könnyen jellemezhető. A jobb minőségű illetve a nagyobb felületi feszültséggel rendelkező fémkristályok egyre gömbölyűbb alakot vesznek fel.

A fémek alapszövetének mikroszkóppal történő vizsgálata egyértelműen arra enged következtetni, hogy összefüggés mutatható ki a fémek elektropozitivitása és a minőség illetve a kristályaik szélén megnyilvánuló felületi feszültség között. Így a fémgyártásban ismeretes az alkáli fémek és az alkáli földfémek jótékony hatása az alapfém mechanikai szilárdságára és mikroszövetére. A fémek mikroszövetében látható kristályok alakja megszilárdulás után a fémfűrdőben található felületi feszültség szerint alakul. A mechanikai jellemzők javulásával a fémkristályok mind gömbölyűbb alakot vesznek fel. Nemcsak az alkáli fémek és az alkáli földfémek javíthatják a többi fém tulajdonságait. Bármely fém esetében minden elektropozitívabb és tömörebb kristályráccsal rendelkező fém jó hatással lehet.

Ha egy fémfűrdőbe az illető fémnél elektropozitívabb elemet vagy annak vegyületét adagoljuk és utána rögtön kiöntjük, megszilárdulás után a kapott fém mechanikai jellemzői rendszerint jobb minőségi szintet mutatnak és kristályai gömbölyűbbé válnak. Ezt az adagolást módosításnak, finomításnak, esetenként dezoxidálásnak nevezzük. Megfelelő körülmények között a fémkristályok alakja annál gömbölyűbb minél több elektropozitívabb elemet adagoltunk az adott fémfűrdőhöz. Mivel a túlzásba vitt módosítás a fém rétegződéséhez, úgynevezett flotációhoz vezet, a módosítási technológiát esetenként meg kell határozni. A módosításhoz szükséges anyagmennyiség általában 0,1-3% között változik. Mivel a módosításhoz használt elektropozitív fém könnyen oxidálódik és forráspontja sok esetben több száz fokkal alacsonyabb mint az alapfémé, ezért gyakran a módosító fém vegyületével vagy elegyével dolgoznak. A vegyületek az alapfém nagyobb olvadási hőmérsékletén rögtön elbomlanak. Módosításra a színesfémek öntésénél a következő vegyületek valamelyikét használják: nátriumkarbonát, nátriumhexafluoszilikát, nátriumsulfát, kalciumfluorid, magnéziumfluorid, nátriumfluorid, üvegpor, kriolit, káliumklorid, kalciumoxid, magnéziumoxid stb.

A vas és más nehézfém módosítóanyagai ferroötvözetek néven ismertek, de lehetnek fémek is. A ferroötvözetek a tiszta vassal már előre 1-20%-ban elegyített magnézium-, kalcium-, bárium-, stroncium-, bór-, alumínium- és szilíciumtartalmú ötvözetek a módosítással járó olykor heves reakciók elkerülése végett. Elektropozitívabb jellege miatt a módosító fém könnyen oxidálódik nemcsak a levegő oxigénjével, hanem a fémfűrdőben található oxidokkal is, ezért erős dezoxidáló hatása is van. A módosító hatás időben változik. Az elektropozitívabb módosító elem, alacsonyabb olvadási hőmérséklete miatt, könnyen elpárolog és kiég, így módosító hatását fokozatosan elveszíti. Ezért a módosítóanyag adagolását közvetlenül öntés előtt kell elvégezni, lehetőleg az öntőüstben. Az így kapott fém az öntőüstből minél hamarabb ki kell önteni, mert a módosító hatás csak tovább csökken, mely mérhető a fém mechanikai jellemzőivel és látható a különböző öntési idő után vett fémminták kristályainak alakján. Ez a jelenség nem más mint a felületi feszültség csökkenése

a módosításra használt fém elpárolgása és oxidációja következtében. A szakirodalom a teljes indukált felületi feszültség csökkenését „lecsengésként” ismeri.

A hexagonális kristályráccsal rendelkező bázikus módosító anyag minőségjavító hatását legkönnyebben a vas ötvözeténél figyelhetjük meg. A legegyszerűbb acél vagy nyersvas más szennyező elem hiányában ferrites azaz tércentrált köbös kristályszerkezetű. A vasat kísérő szén a kristályok szélén lemezes formában helyezkedik el. Ha a ferrites vashoz magnéziumot, kalciumot, báriumot vagy ezek elegyeit adjuk a felületi feszültség növelésével a szén mind tömörebb formát vesz fel. Ezeket a szénalakzatokat kialakulásuk sorrendjében nevezik lemezes, fészkes, korall vagy vermikuláris, szabálytalan gömb és szabályos gömbgrafitnak. A 2. ábrán a fontosabb módosított vastípusoknak megfelelő grafitalakzatokat láthatjuk. Az Euro-szabványok szerint a grafit típusokat római számmal jelölik I-től VIII-ig. A grafit gömbösödésével az öntvény szilárdsági jellemzői is mind magasabb minőségi szintet érnek el. (2. táblázat) Módosító vagy gömbösítő anyagként többnyire magnézium reszeléket vagy magnéziumtartalmú ferroötvözetet használnak. A gömbgrafitos vas mikroszövetében a ferrit kerek fehér mezőként veszi körül a fekete gömbgrafitot (3-a. ábra) A perlit sötét mezőként jelenik meg a ferrit mögött. Az elektronmikroszkóppal a perlit lemezkéi jól láthatók a gömbgrafit mellett egy teljesen perlites vasban. (3-b. ábra)

Jó minőségű fémek öntéséhez a módosító hatás hosszabb kell legyen mint a módosítástól az ötvözet megszilárdulásig eltelt idő. Tehát az öntési idő rövidebb kell legyen mint a lecsengési idő. A fémöntődék gyakorlatában az öntéshez szükséges idő 5 perctől 40-50 percig változik a formázósor sebességétől, az öntvények nagyságától és az öntés módjától függően. A módosító hatás időállósága az alkalmazott bázikus anyagtól és a fémfürdőben található savas jellegű elemek koncentrációjától függ.

1. Szürke öntvények

Kísérleteinket a szürke öntvények közül a gömbgrafitos vasakra terjesztettük ki, melyeknél a módosító hatás időállósága a grafit alakján könnyebben követhető. Kísérleteinkhez egy 5% és egy 11% magnéziumot tartalmazó szilíciumos ferroötvözetet alkalmaztunk. A folytvas hőmérséklete 1450-1480°C, miután kéntelenítettük a foszfortartalmat 0,040% alá csökkentettük, a szilíciumtartalmat pedig 0,1 és 1,4 között változtattuk. Lényegében a fürdő szilíciumtartalmának 1,4% alá való csökkentésére külön finomítási technológiát dolgoztunk ki. [14]

A grafit alakjának változása a magnéziumötvözet adagolásával egy 0,6% szilíciumot tartalmazó elővasnál a 4. ábra szerint alakult. Kevesebb magnéziumot tartalmazó ferroötvözetből többet kell adagolni, hogy megfelelő gömbösítő hatást érjünk el. A mikroszövet vizsgálatára a mintákat módosítás után 5 perc múlva öntöttük.

A vasfinomítás költséges volta miatt és az adott öntési időnek megfelelő lecsengési idő ismerete érdekében, a finomítási fok változásával vizsgáltuk a grafit alakját különböző öntési idő után. Az 5. ábra a lecsengési idő és az olvadék szilíciumtartalma közti összefüggést mutatja különböző mennyiségű és minőségű magnéziumötvözet adagolásánál, 0,030% kén tartalomnál, 0,040% foszfor- és 0,32% mangántartalomnál.

A fémek minősítéséhez szükséges szilárdsági jellemzők és a mikroszövet vizsgálata nemcsak drága és időigényes, hanem az öntvények egy részének feldarabolását is igénylik. Ezenkívül a gyártás során szükséges gyors döntéshozatalhoz nem megfelelően gyors ellenőrzési módok. A gömbgrafitos öntvények gyártásánál a lecsengés ellenőrzésére és a minőség jobb biztosítása érdekében gyorsabb roncsolásmentes vizsgálatok kutatásába kellett hogy kezdjünk. Összefüggést kerestünk a grafit alakja illetve a vas kristályainak felületi feszültsége és az ultrahang terjedési sebessége között. Az ultrahangos mérésekhez ép öntvényeket valamint szabványos mintadarabokat is használtunk. Az ultrahangot mint

minőségellenőrző módszert az utóbbi két évtizedben az acélgyártásban használták rejtett üregek és zárványok kimutatására.

A kísérletek során kiderült, hogy a grafit alakja nagymértékben befolyásolja a vas-szén ötvözetekben az ultrahang terjedési sebességét. A nemzetközi minősítési szabványok szerint a gömbgrafitos vasnál fontos mikroszöveti követelmény az V. és VI. típusú grafit aránya a III. és IV. típusúhoz képest. kísérleti eredményeink szerint az V. és a VI. típusú gömbgrafit arányának növekedésével mind a ferrites mind a perlites gömbgrafitos vasban az ultrahang terjedési sebessége nő.

2. Fehér vasak

Az ötvözött fehér vasaknál is megfigyelhető a felületi feszültséget növelő anyagok jótékony hatása a mikroszövetre, illetve az ötvözetek tartósságára. A karbidos ötvözeteket kopásálló alkatrészek gyártására használják a golyósmalmoknál, hengerműveknél, gépjárműveknél stb. E nagy keménységű ötvözetektől függ a cement minősége, a porcelán kötőképessege, a színesfémek érceinek tisztítása stb. A kopásállóság növelésére a vasat karbidképző elemekkel ötvözik, mint a króm, vanádium, wolfrám. Szükség esetén a vas 25-30% krómot is tartalmazhat. A különböző ötvözőelem karbidjainak keménysége eltérő, ahogy a 10. ábra is mutatja. [13] Logikus volna, hogy a nagyobb keménységű karbidokat képző elemek használata, mint a bór, titán, cirkónium, vanádium, kopásállóbb öntvények gyártását tennék lehetővé. Azonban az oxigénnel szembeni nagyobb affinitásuk miatt nagyobb mérvű ötvözésre mégsem használják őket, mert viszonylag hamar oxidálódnak és kiválnak a vas salakjába. Míg a krómmal ötvözött folytvassalakjának krómtartalma csak fele mint a fémnek, addig a vanádiummal ötvözött vas salakjában 15-20-szor annyi vanádium található mint a megfelelő fémfűrdőben. Nagyobb mérvű ötvözést az öntőüstben pedig nem lehet végezni a vas lehűlése miatt. A fenti ferroötvözetek az olvasztó kemencében kell a vashoz adagolni magas olvadási hőmérsékletük és nehézkes porításuk miatt. Az ötvözésen kívül a fehér vasakat az üstben is módosításnak kell alávetni.

Kísérleteinkhez krómmal ötvözött fehér vasat állítottunk elő 13-32% krómtartalommal, melyben 2,3-2,4% szén, 0,2-0,3% szilícium és mangán, 0,030-0,040% kén és foszfor is volt. Az üstben való módosításnál különböző aktivitású elemet használtunk, hogy a fémkristályok közötti felületi feszültség hatását vizsgálhassuk. Öntés után a vas minőségét a szabványoknak megfelelően koptató vizsgálatokkal és az alapszövet elemzésével ellenőriztük.

A koptató vizsgálatokat M50(03) kvarchomokkal és sajtolt acélból készült ellentesttel végeztük. Három változónak (a krómtartalom, t kopási idő, p kontaktnyomás) a kopásra gyakorolt hatását vizsgáltuk. A változók alapszintjét és terjedelmét a 3. táblázat tartalmazza. A fordulatszám állandó, 350 ford/perc. A kopást tömegcsökkentéssel mértük milligrammban. A 11. ábrán látható kopási eredményekből a következő regressziós egyenlethez jutottunk:

$$m = 4,39 - 0,2524 \cdot Cr + 1,195 \cdot T + 7,892 \cdot p$$

A kopás a krómtartalom növekedésével csökken, a nyomás és az idő növelésével pedig nő.

Módosítóanyagként ferroszilíciumot (FeSi), folypátot (CaF₂), ferrobórt (FeB), és ferroszilikomagnéziumot (FeSiMg11) használtunk. A módosítás után kapott ötvözetek alapszövetét a 15. ábrán láthatjuk, a karbidrészecske számláló kvantimmal mért jellemzőket és az ütőmunkát a 4. táblázat szemlélteti. Legjobb eredményt a ferrobór + folypát kombinált módosítóanyaggal értük el (14-1. ábra), mellyel legtöbb apró szemcséjű karbid, finom mátrix és nagy ütőmunkájú ötvözet keletkezett. Bizonyára a bór és kalcium együttes felületi feszültségkeltő hatása érvényesült. A 14-4. ábrán látható, hogy a savas jellegű szilícium

módosítóanyagként nem használható dezoxidáló hatása ellenére sem. A magnéziumot és szilíciumot tartalmazó (FeSiMg11) ferroötvözetrel a karbidok felaprózódnak, de a mátrix elnyúlt alakot vesz fel, mely törékeny ötvözetet eredményezett. Ebből következik, hogy jó minőségű kopásálló ötvözet csak felületi feszültségnövelő bázikus anyagok adagolásával nyerhető. A felületi feszültség növelésével azonos hőkezelési mód mellett a martenzitmezőben található szekunder karbidok formája is kerekedik. Ezek a karbidok csak elektronmikroszkóppal láthatók (16. ábra).

A kísérletek eredményeként két bejegyzett és alkalmazott találmány született. A legyártott ötvözetek egyes hengerműben és cementmalom őrlőgolyóiként (Torda, Élesd, Deva, Rošia Montana, Medgidia stb.) kis kopás után megtalálhatók.

A fentiekből kitűnik, hogy összefüggés van a fémötvözetek kristályainál észlelt felületi feszültség és a fémek minőségi jellemzői között. Megfelelő ötvözéssel és elektropozitívabb módosítóanyagok használatával, valamint jó hőkezeléssel az ötvözetek élettartama tovább növelhető. Az alkáli fémek vagy alkáli földfémek adagolásával a kristályok gömbölyűbbek és apróbbak lesznek, szívósabb és kopásállóbb ötvözetet eredményeznek.

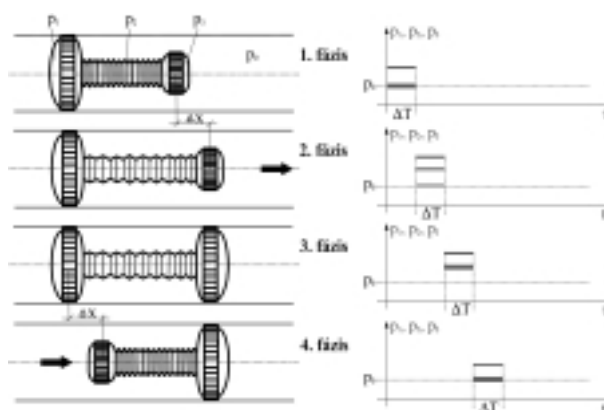
Nagy hosszirányú alakváltozásra képes szilikon aktuátor vizsgálata

Takács Áron

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Finommechanikai, Optikai Tanszék

1. Bevezetés

Napjainkban az orvostudomány egyik leggyorsabban fejlődő ága a minimális beavatkozással járó sebészet (minimal invasive surgery). Ennek a céljait szolgálják majd a jelenleg több helyen is fejlesztés alatt álló, önjáró, perisztaltikus elven, pneumatikusan vagy hidraulikusan működtetett endoszkópok, melyek működési elve az **1. ábrán** látható [4]. Az ilyen szerkezetekre vonatkozó megoldási javaslatok –szabadalmak [1],[2]– szinte mindegyikében megfigyelhető egy harmonikához hasonló redőzött falú, elasztikus anyagból készült csőszerű elem, mely a szonda hosszirányú megnyúlását hivatott biztosítani. Ezen elemek esetében a cél az, hogy minél nagyobb megnyúlást érjünk el már kis belső terhelő nyomásnál is. Ez a cikk az ilyen redőzött falú aktuátorok kialakításával és gyártásával foglalkozik.



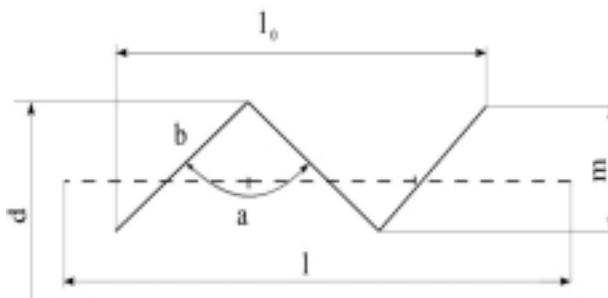
1. ábra

A perisztaltikus szondák működési elve

2. A falprofil meghatározása

A profil alakjából közelítőleg meghatározható annak elméletileg lehetséges maximális megnyúlása. Vegyük például a **2. ábrán** látható egyszerű profilt!

Alaphelyzetben az elem egy szakaszának hossza:



2. ábra

A profil alakváltozásának számítása

$$l_0 = 3b \sin(a/2)$$

Megnyúlás után pedig:

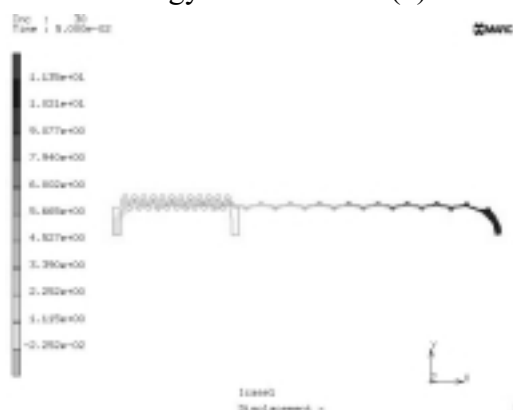
$$l = 3b \quad (2)$$

Ebből a hosszváltozás:

$$\Delta l = 3b[1 - \sin(a/2)] \quad (3)$$

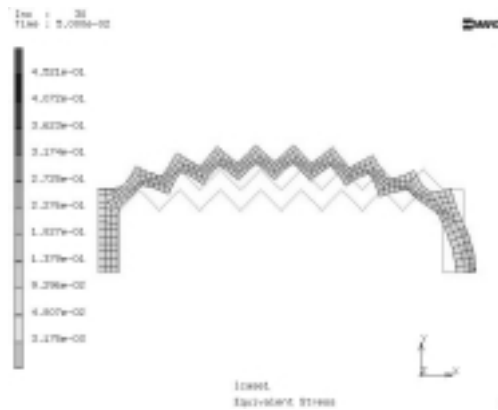
Mint a képletből látható, a profil nyúlékonysága kétféleképpen javítható: Az a szög, illetve a b hossz növelésével. Az a szög csökkentésének gyártástechnológiai okok, a b hossz

növelésének pedig az a körülmény szab határt, hogy a profil mélysége (m) értelemszerűen nem lehet nagyobb az átmérő (d) felénél.



3. ábra

Vékony falú profil alakváltozása



4. ábra

Vastag falú profil alakváltozása

Korábbi vizsgálatok [3] kimutatták, hogy a profilmélység és a falvastagság aránya döntően befolyásolja az elem nyúlékonyságát. Az olyan profilok, ahol a falvastagság jóval kisebb a profil mélységénél, igen jó alakváltozó képességgel rendelkeznek. A **3. ábrán** látható profil már igen kis nyomás hatására is több mint duplájára növelte hosszát. Az ilyen profilok előállítása azonban –különösen kis méreteken- igen nehéz. Gyártástechnológiai szempontból sokkal egyszerűbb vastagabb falú elemeket előállítani. Ha azonban a falvastagság a profil mélységével összevethetővé válik, az alakváltozás jellege drasztikusan megváltozik. Mint a **4. ábrán** látható, ebben az esetben nem lép fel hosszirányú alakváltozás, csak a fal kihordósodása figyelhető meg. E megfigyelések alapján célszerűnek tűnhet a profilmélység lehető legnagyobbra való növelése. A vizsgálandó profilt mi is ennek figyelembe vételével alakítottuk ki.

3. Egy konkrét profil végeselemes vizsgálata és mérése

Hogy az aktuátor viselkedését a valóságban is megvizsgálhassuk, elkészítettük egy ilyen alkatrész prototípusát (**5. ábra**). Az egyszerű gyárthatóság kedvéért –a majdan a szondánál használatoshoz képest- kétszeres méret, és ragasztott szerkezet mellett döntöttünk. Az aktuátor anyaga szilikon gumi, ami nagy alakváltozó képessége és biokompatibilitása miatt alkalmas arra, hogy ilyen jellegű szondák alapanyagaként szolgáljon. Az egyes szegmenseket 30 ShoreA keménységű szilikon elastomerből, prészerszámban gyártottuk, majd saját anyagukkal összeragasztottuk őket. Végül a ragasztási helyeket kemencében vulkanizáltuk.



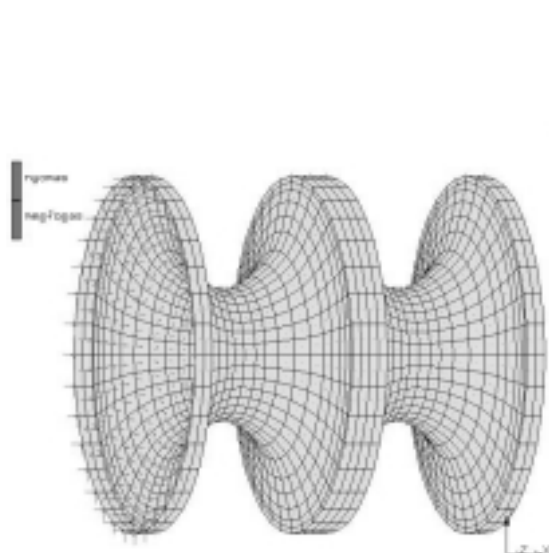
5. ábra

A vizsgált prototípus

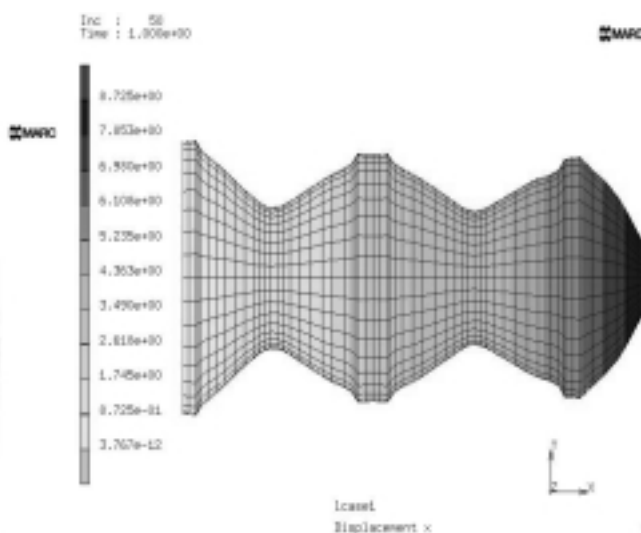
3.1 A prototípus végeselemes vizsgálata

A profil várható tulajdonságait vizsgálandó elkészítettük végeselemes modelljét. Mivel ismétlődő szerkezeetről van szó, a modellben –a számítási igényt csökkentendő- csak két összeragasztott szegmens működését vizsgáltuk. A modell építése során háromdimenziós héj elemeket alkalmaztunk. A ragasztás helyén fellépő anyag-felhalmozódást a falvastagság

ragasztási helyeken való megnövelésével vettük figyelembe. A modellt belső nyomással terheltük, mely 1s alatt lineárisan 0,7bar értéket ér el. Második peremfeltételként a modell egyik oldalán a csomópontok hosszirányú elmozdulását gátoltuk meg. A modell anyaga 30° ShoreA keménységű szilikon gumi, melynek viselkedését ötparaméteres Mooney-Rivlin anyagmodell írja le. A végeleemes modell és peremfeltételei a **6. ábrán**, a számítás eredménye pedig a **7. ábrán** látható. A terhelt állapotot ábrázoló képen látható, a profil –ellentétben a **3. ábrán** láthatóval– nem egyenesedett ki teljesen. Ennek oka a profilmélységben keresendő. Teljesen „kinyúlt” állapotban a profil eredetileg eltérő átmérőjű részei azonos átmérőjűvé válnak. Az eredetileg kis átmérőjű részek a kerületük mentén értelemszerűen megnyúlnak, míg a nagy átmérőjűek összenyomódnak. Ennek a relatív nyúlásnak, ill. összenyomódásnak a mértéke attól függ, hogy mekkora a profilmélység és az elem átmérőjének viszonya. Jelen esetben a profilmélység viszonylag nagy az átmérőhöz képest, így a kerületek relatív nyúlása is, ami megakadályozza a profil kiegyenesedését, és így a teljes hosszirányú alakváltozást. A modell hosszirányú megnyúlása, eltekintve a homloklapnak –a valóságban nem jelentkező– kidomborodásától 6,1mm, ami az eredeti 10mm-es hosszhoz viszonyítva 61%-os nyúlást jelent.



6. ábra
Peremfeltételek

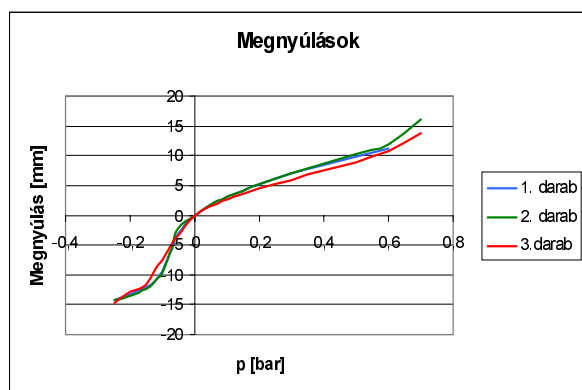


7. ábra
A modell alakváltozása terhelés hatására

3.2 Az elkészült prototípus mérése

A három elkészített próbadarabon kétféle mérést végeztünk. Az elsőben az egyik végükön rögzített darabok másik végének síkbeli mozgását –vagyis megnyúlását, és vizsgált síkbeli elhajlását vizsgáltuk belső (pozitív és negatív) terhelő nyomás hatására. A harmonika végpontjának helyzetét különböző nyomásértékek mellett mérőmikroszkóppal határoztuk meg. A mérés eredményei a **8. és a 9. ábrán** láthatók. Mint a megnyúlások diagramján látható, a próbadarabok a végeleemes modellnél is alkalmazott 0,7bar-os nyomás hatására kb. 15mm-rel nyúltak meg, ami a darabok 35mm-es kiinduló hosszára vonatkoztatva nem egészen 50%-os alakváltozást jelent. Figyelemre méltó az aktuátor viselkedése negatív nyomások esetén. Ebben a tartományban a jelleggörbe –a profil felületeinek összefekvéséig– sokkal meredekebb, mint felfújáskor, tehát már igen kicsit negatív nyomással is jelentős rövidülés érhető el. (Egy szondánál azonban célszerűbb a másik tartományt használni, hogy a pneumatikus rendszer esetleges zavara esetén a legkisebb állapotára húzódjon össze.) Arra, hogy a mérések a modellnél több mint tíz százalékponttal kisebb nyúlást mutattak, a próbatestek jelentős elhajlása ad magyarázatot (ld. **9. ábra**), mely esetenként megközelíti az 5-6mm-t, vagyis a hosszirányú

megnyúlás harmadát! Az elhajlás oka a szerszám tökéletlenségében, valamint a ragasztásos technológiában keresendő. A szerszámrészek egymáshoz képesti elmozdulása jelentős anizotrópiát okoz a falvastagságokban, ami az egyenlőtlen ragasztóanyag-eloszlással együtt a

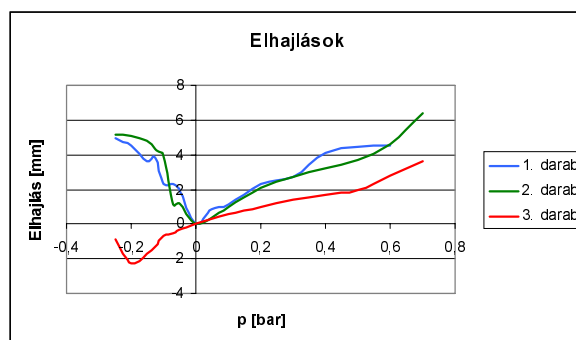


8. ábra

A prototípusok megnyúlása

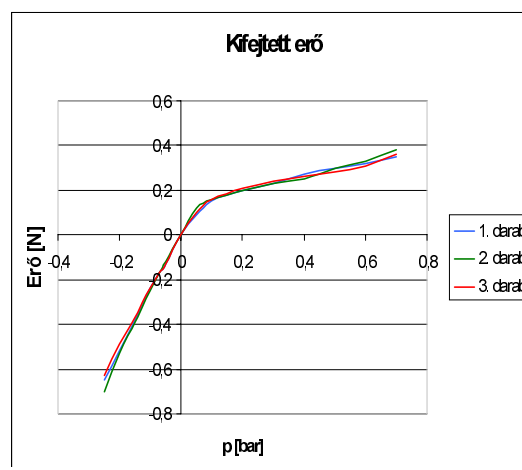
egyenetlen alakváltozást, és ezáltal elhajlást okoz.

Egy önjáró szondának az előrehaladáshoz erőt tudnia kifejteni. Az általunk elkészített aktuátor által kifejtendő erő vizsgálatára irányult a második mérés. Ennek során egy erőmérő cellával mértük a próbatest –helyben maradóvége által kifejtett erőt, miközben belső nyomással terheljük. Ebben az esetben is megvizsgáltuk a pozitív és negatív nyomástartományokat. Mint a **10. ábrán** látható, a karakterisztika már igen kis nyomások esetén megtörik, meredekség jelentősen csökken. Ennek oka a próbadarabok nagyon hamar bekövetkező kihajlása volt, ami nagymértékben korlátozta a kifejtendő erőt. Ennek elkerülése a legkisebb átmérő megnövelésével, vagyis a profilmélység és az átmérő arányának megváltoztatásával lehetséges.



9. ábra

A próbadarabok elhajlása az egyenestől



10. ábra

A próbatestek által kifejtett erő

4. Tanulságok

Mint láthattuk, a redőzött falú csövek alakváltozásán alapuló aktuátorok tervezésekor a konstruktőr csak igen szűk határok között mozoghat, melyeket a gyárthatóság, és az elvárások húznak meg. Megfelelő működés ezen határok között is csak nagy pontosságú présszerszámok alkalmazásával biztosítható.

5. Irodalom

- 1] Catheter advancer, LeVeen, et.al., Us Patent Nr. 4,389,208, 1983. Június 21.
- 2] Endoscopic robot, Dario et.al., US Patent Nr. 5,906,591, 1999. Május 25.
- 3] Takács Áron, Diplomaterv, BMGE Finommech. Opt. Tsz. 2000.
- 4] Molnár L., Halas J., Takács Á.: Önjáró szonda működésének végeselemes vizsgálata 2000. Április, Marosvásárhely, OGÉT 2000 pp. 73-76.
- 5]

A cikk az OTKA T:032509 támogatásával készült.

Az ISO 9001:2000 és az ISO 14001:1996 követelményei szerinti integrált rendszerek auditálása

Takács Julianna

Magyar Szabványügyi Testület, Budapest

1. A minőségirányítási és a környezetközpontú irányítás rendszerek összehasonlítása

Hasonlóság az irányítási rendszerek kialakulása során

- történeti fejlődés – az utólagos kezeléstől az integrált vezetésig;
- elmozdulás a technológiai megoldástól a szervezeti megoldás felé;
- folyamatirányítás, bár a célok eltérőek;
- a különböző rendszerek együttműködése hangsúlyt kapott;
- gyakran külső hatásokra indulnak be;
- a rendszerek alkalmazása hasonló;
- azonos kulturális háttérrel igényelnek.

Hasonlóság a rendszerek alkalmazásában

Közös intézkedések:

- politika;
- folyamatirányítás;
- helyesbítő intézkedések kezelése;
- belső audit;
- vezetőségi átvizsgálás;
- képzés;
- erőforrások szükségessége/biztosítása.

Közös vonás: körfolyamatok.

Különbség a rendszerek alkalmazása során

- a KIR extra költségeit nehéz áthárítani a fogyasztóra;
- a minőségirányítási rendszernek általában nagyobb jelentőséget tulajdonítanak, több átfedés az elsődleges folyamatokkal;
- a KIR-nél a hangsúly a folyamatos fejlődésre irányul.

Az elért eredmények közötti különbségek

Minőségirányítási rendszer:

- a termék, szolgáltatás minőségének javítása;
- a szállítás megbízhatósága;
- a vevői megelégedettség növekedése.

Környezetközpontú irányítási rendszer:

- a hulladék és egyéb szennyezéskibocsátások csökkenése;
- energiafelhasználás csökkenése;
- folyamatok kézbe tartása;
- a termékek hatásai.

2. A környezetközpontú irányítási és a minőségirányítási rendszer integrálásának elvi alapjai

Az alapvetően fogyasztócentrikus minőségügyi rendszerrel (MIR) szemben a környezetközpontú irányítási rendszer (KIR) bevezetésének oka inkább a környezetvédelemmel kapcsolatos jogszabályi kötelezettségek, vállalati és fogyasztói igények, a versenyképesség megőrzése, növelése, a termékkel szemben támasztott környezetvédelmi elvárások.

A minőségirányítási és a környezetközpontú irányítási rendszer egyaránt rendszeres és folyamatos továbbfejlesztési szándékot/igényt tételez fel, a személyi állomány közösen felelős a környezet védeleméért és az egyre magasabb minőségi színvonal eléréséért.

Mindkét irányítási rendszer esetleg szükségessé teszi a belső szervezet átalakítását, kiegészítését, valamint a gyenge pontok, a kockázati tényezők és a hiányosságok feltárását is.

A MIR és a KIR irányítási rendszerek modellszabványainak elemeit összehasonlítva, megállapítható, hogy a szabványokban sok közös terület van, és a megfelelő, egymást erősítő hatásokat fel lehet használni egy új irányítási rendszer létrehozásához.

Így egy, már meglévő minőségirányítási rendszert véve alapul gazdaságilag hatékony minőségirányítási és környezetirányítási rendszert lehet kialakítani, viszonylag kisebb költséggel.

Az integrált minőségirányítási és környezeti irányítási rendszer előnyei

Az integrálás pozitív hatásai között megkülönböztethetünk rövid-, valamint közép- és hosszú távú előnyöket.

Rövid távon a következő előnyökkel számolhatunk

- erőforrás-megtakarítás,
- egymást erősítő hatások felhasználása,
- a személyzet motivációjának növekedése,
- a környezeti szempontok egyidejű tudatosulása és alkalmazása minden vállalati szinten,
- a külső szaktanácsadás iránti szükséglet csökkenése.

A minőségirányítási és a környezetvédelmi szempontok egyidejű figyelembevételével a belső munkafolyamatok jobban áttekinthetővé válnak, és ez javítja a vállalati hatékonyságot is.

Közép- és hosszú távú előnyök

- az újszerű fogyasztói igények kielégítésével a piaci részesedés növelése,
- az irányítási rendszer elemekből való felépítése lehetővé teszi, hogy az innovatív szempontokat könnyen beilleszthetjük a rendszerbe,
- a gondosabb környezeti megfontolás javítja a vállalati imázst,
- a jogi és gazdasági vonatkozások egyidejű figyelembevétele minimálisra csökkenti a környezetvédelemmel és a termékfelelősséggel kapcsolatos kockázatokat,
- valamennyi belső vállalati folyamat optimalizálása közös és átfogó szemlélet alapján.

3. Az integrált minőségirányítási –környezetközpontú irányítási rendszer kialakításának gyakorlati kivitelezése

A meglévő minőségirányítási rendszer kiegészítése a KIR követelményeivel

A már meglévő minőségirányítási rendszer és a KIR követelményeinek összehasonlítása megadja a szükséges információt arról, hogyan lehet az egyes elemeket továbbfejleszteni, kiegészíteni.

A megfelelő elemek részletes elemzése és egybevetése lehetővé teszi az integrált minőségirányítási – környezetközpontú irányítási rendszer dokumentumainak kidolgozását.

Az integrált irányítási rendszer kialakítása a két irányítási rendszer közös elmeinek összehangolásával

A két irányítási rendszer közös elemeinek együttes szabályozásával a dokumentáció terjedelme lényegesen csökkenthető, mivel az átfedés kb. 30 %-ra tehető.

A jelenlegi tapasztalatok szerint a kézikönyveket külön-külön, a különböző követelményeket tartalmazó eljárásokat az egyes modellszabványok előírásai szerinti bontásban, az azonos követelményeknek megfelelő szabályozásokat pedig egy-egy közös eljárásban célszerű elkészíteni, illetve szabályozni.

4. A környezetközpontú irányítási rendszer és a minőségirányítási rendszer elemeinek összehasonlítása a követelményeket figyelembe véve

Az ISO 9001:2000 nemzetközi szabvány nem tartalmaz olyan követelményeket, amelyeket más irányítási rendszer körébe tartozna, de a kidolgozása során egyik alapvető szempont volt a két irányítási rendszer követelményeinek összehangolása annak érdekében, hogy könnyebb lehessen a két szabvány együttes alkalmazása a felhasználók részére.

Ezen összehangolást láthatjuk az ISO 9001:2000 nemzetközi szabvány A.1. és A.2. táblázataiban, illetve ennek kifejtését az előadás szóbeli részében bemutatandó táblázatokban.

Studiu privind tehnologia microsistemelor

Tătar Mihai Olimpiu, Mândru Dan, Barbu Dan, Rusu Călin

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
Facultatea de Mecanică

Tartalom: Az utóbbi években a mikrorendszerek technológiája többirányú gyakorlati alkalmazhatóságának következtében igen fontossá vált az ipar számára. A dolgozat írói megpróbálják körülhatárolni az mikrorendszerek technológiájának fogalmát, ugyanakkor bemutatják egy mikrorendszer nek és összetevőinek szerkezetét.

Introducere

Tehnologia microsistemelor, (TMS) reprezintă cea mai actuală soluție de a rezolva multiplele probleme legate de performanțele deosebite ce se impun componentelor unui sistem: senzori, actuatori, modulele de prelucrare a informațiilor. Cercetătorii în domeniul TMS caracterizează *un microsystem* prin integrarea senzorilor și actuatorilor miniaturizați cu module de prelucrare a informațiilor de aceleași dimensiuni, care permit sistemului să "simtă", să ia decizii și să reacționeze în concordanță cu aceste decizii, [1].

TMS este definită ca *integrarea funcțională a elementelor mecanice, electronice, optice și a altor elemente funcționale* utilizând tehnici specifice. Comparativ cu sistemele convenționale microsistemele au mult mai multe funcții și deci aplicații mai numeroase, [5].

În prezent nu există păreri unanime privind dimensiunile microsistemelor. Unii cercetători consideră că acestea au dimensiuni de ordinul a câțiva cm, alții încadrează în această categorie sistemele cu dimensiuni de ordinul μm . În tabelul 1 se prezintă spectrul microsistemelor și metodele corespunzătoare de măsurare și de realizare. În această clasificare este acoperită o scara dimensională de la 10 mm la câțiva nanometri.

Tabelul 1

	Metode de observare/măsurare	Elemente componente	Tehnologii de realizare
10 mm Milimașini	Vizibile cu ochiul liber	Componenete miniaturizate	Prelucrări de precizie
1 mm Micromașini	Microscop optic	Micro-componente	Microtehnologii specifice (ex.: LIGA.)
1 μm Nanomașini	Microscop electronic	Comonente moleculare	Ingineria proteinelor, biotehnologie

Este evident faptul ca TMS acoperă un domeniu larg de aplicații. Cele mai semnificative arii de aplicații sunt prezentate în figura 1.

O altă definiție, mai generală, a microsistemelor este cea prezentată în [1], *ca fiind acele sisteme la care cât mai multe funcții sunt realizate într-un spațiu redus și la care cel puțin o componentă este realizat prin una din microtehnologiile cunoscute.*

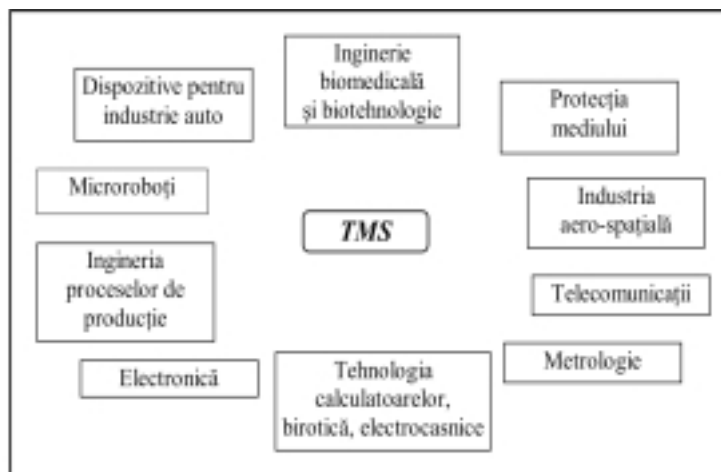


Fig. 1 Aplicații ale microsistemelor

Structura microsistemelor

Structura unui microsistem este determinată de *funcțiile* sale, și anume:

- detectarea, prelucrarea și evaluarea semnalelor externe;
- luarea unor decizii pe bază informațiilor receptate;
- transformarea deciziilor în comenzi corespunzătoare pentru actuatori.

Principalele componente ale unui microsistem sunt prezentate în figura 2.

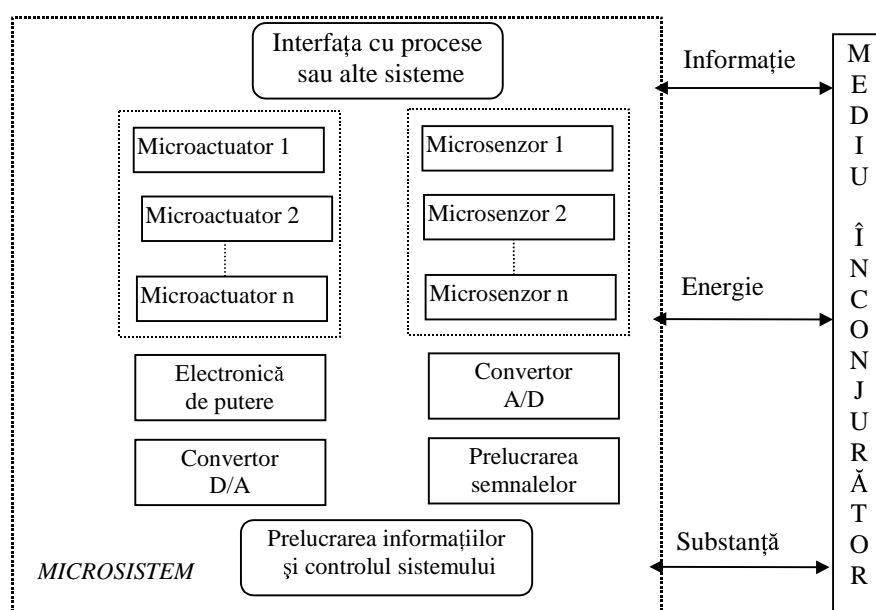


Fig. 2 Structura microsistemelor

O caracteristică importantă a microcomponentelor, în comparație cu componentele convenționale, este că senzorii și actuatorii sunt compatibili ca mărime și preț de cost cu tehnologia microelectronică. În acest sens, TMS depășește performanțele proceselor tradiționale de prelucrare precisă.

O problemă majoră specifică zilelor noastre în domeniul TMS o constituie transferul rezultatelor cercetărilor în aplicațiile practice industriale (sau tranzația de la fascinația tehnică la succesul economic), [2].

Principalul motiv este reprezentat de costurile mari ale echipamentelor de realizare a microcomponentelor. Se consideră că TMS este un domeniu în care cooperarea dintre institutele de cercetare și companiile industriale este esențială pentru asigurarea succesului. Se așteaptă ca standardizarea să joace un rol mai important în domeniul TMS, contribuind la reducerea costurilor microsistemelor.

Senzorii se realizează, în prezent, pe un substrat, integrați într-o matrice senzorială; în funcție de aplicația acestora pot utiliza principii mecanice, termice, magnetice, chimice sau biologice.

Actuatorii sunt elemente active ale unui microsistem care permit acestuia să reacționeze la un stimul (de ex.: micromotoare, micropompe, supape, gripere, întrerupătoare, relee). Spre deosebire de miniaturizarea senzorilor care este posibilă în prezent, ceea ce a actuatorilor este o direcție de cercetare care trebuie să rezolve aspecte multiple privind atât materialele cât și tehnologiile de realizare a microactuatorilor, [4].

Modulul de prelucrare a informațiilor și control al sistemelor are funcții complexe și este limitat din punct de vedere al dimensiunilor și al consumului de putere. Algoritmii de control trebuie adaptați la necesitățile și specificul microsistemelor.

Interfața cu alte procese sau sisteme asigură schimbul de energie, informație și substanță. Se consideră că fezabilitatea și succesul pe piață a viitoarelor microsistemelor depinde de dezvoltarea interfețelor practice micro-macro. În prezent, se bucură de un mare interes interfața electrică (pentru transmiterea informațiilor și energiei). Sunt studiate diverse posibilități de realizare a interfețelor pe cale optică, termică, acustică, etc. Până în prezent singura metodă utilizată pentru transferul de substanță este cea cu ajutorul unor elemente specifice micro-fluidicii.

Convertoarele A/D și D/A fac, deseori parte integrantă din interfața electrică. Ele permit conversia semnalelor analogice date de senzori în semnale ce pot fi prelucrate digital precum și controlul analog al actuatorilor utilizând comenzi digitale generate de microcontroler. În cazul microsistemelor cu structură descentralizată, echipate cu senzori și actuatori inteligenți (cu propriile microcontrolere) convertoarele A/D și D/A pot fi integrate direct pe chip-urile microsenzorilor sau microactuatorilor, [1], [3].

Componentele pentru *electronica de putere* sunt esențiale pentru orice microsistem, ele ridicând deseori probleme electromagnetice sau termice de care trebuie să se țină seama în faza de proiectare.

Modul de prelucrare a informațiilor de către un microsistem este ilustrat în figura 3. Componentele de prelucrare a informației generează semnale electrice pentru controlul actuatorilor utilizând datele de la senzori: Un ciclu de prelucrare a informațiilor cuprinde: *captarea lor, transformarea, stocarea, evaluarea și generarea de semnale*.

Semnalele de la diferiți senzori sunt digitalizate cu un convertor A/D și amplificate, semnalele prelucrate servesc ca și semnale de control pentru actuatori. Microsistemele pot fi auto-monitorizate și testate de propriile unități de control și pot comunica cu alte sisteme și microsisteme, dacă este necesar.

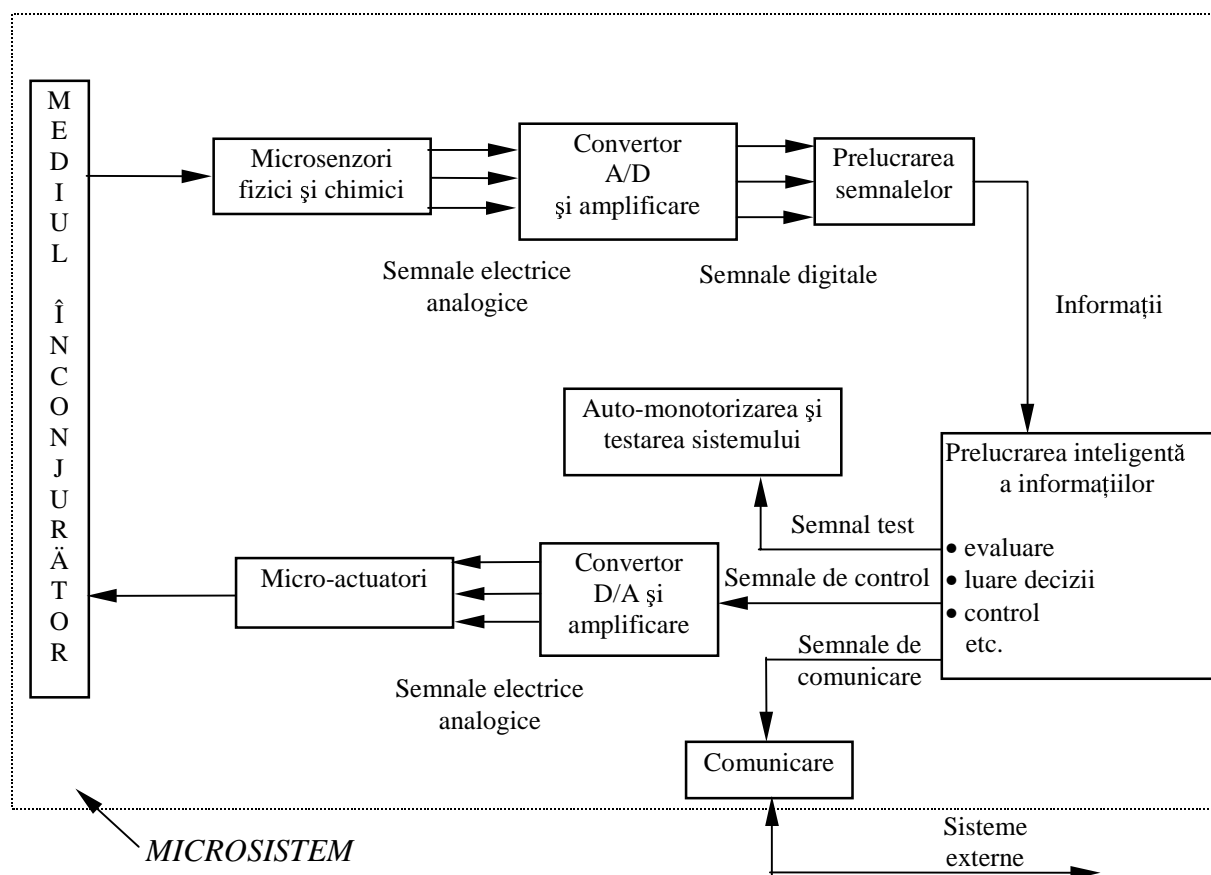


Fig. 3 Procesarea semnalelor și a informației într-un microsistem

Fluxul informațional este mai dificil de urmărit la microsisteme decât la sistemele clasice și nu pot fi utilizate toate tehnicile clasice de prelucrare a informațiilor, [1].

Pentru microroboți (una din cele mai importante aplicații a TMS) este foarte importantă capacitatea de a se adapta la cerințele procesului, ei trebuie să fie capabili să lucreze în medii necunoscute și să garanteze o anumită comportare în situații imprevizibile. Pentru aceasta au nevoie de metode noi de prelucrare a informației, care să nu necesite un model exact al sistemului și care să permită un compromis rezonabil între procesarea în timp real, exactitatea și cantitatea datelor de intrare (logica fuzzy și rețelele neuronale, etc), [5].

Bibliografie

- 1] FATIKOW, S., REMBOLD, U., Microsystem Technology and Microrobotics Springer-Verlag, Berlin, 1997.
- 2] MADOU, M., Fundamentals of Microfabrication, CRC Press LLC, New York, 1997.
- 3] NITU, C., GRECU, E., Minirobotica si microrobotica subdomenii ale mecatronicii, Revista Romana de Mecanica Fina si Optica, Nr. 11, 1997, pag. 1107-1112.
- 4] TABIB-AZAR, M., Microactuators Electrical, Magnetic, Thermal, Optical, Mechanical Chemical & Smart Structures, Kluwer Academic, Publishers, Boston, 1998.
- 5] TĂTAR, M.O. Stadiul actual al cercetărilor în domeniul sistemelor de acționare a microroboților, Referat de doctorat, nr. 1, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, 1999.

A minőségbiztosítás vizsgálata a liofilezett termékek esetében

Teleki Levente Gábor, Dr. Tömösy László

BME Gépészmérnöki Kar,
Vegyipari és Élelmiszeripari Gépek Tanszék

Bevezetés

Napjaink egyik legkorszerűbb eljárása az oldódóképesség és a biológiai aktivitás megtartására a fagyasztva szárítás, más néven liofilezés. Ez az eljárás a megfagyasztott termék nedvességtartalmának vákuumtérben megvalósuló szublimációjából áll. Ennél fogva nagyon kívánatos eljárás az élelmiszeriparban, ugyanis kiváló minőségű késztermék állítható elő vele.

1. A liofilezés főbb jellemzői

A liofilezés két fő műveletből áll: első lépés a fagyasztás, ami a jó végtermék – minőség eléréséhez hagyományosan, de gyorsan történik. Második lépés a szublimáció, amelynek lényege, hogy a nedvességet az oldat hármaspontja alatti hőmérsékleten és nyomáson visszük szilárd állapotból gőz állapotba és így távolítjuk el a termékből.

A nedvesség eltávolítás [4] vákuum kamrában történik, általában úgy, hogy alulról hővezetéssel vagy felülről hősugárzással biztosítjuk a szükséges hőbevitelt. A sugárzó fűtés során az érkező hő az anyag kiszáradt, kis hővezető képességű rétegén át jut oda, ahol a szublimáció lejátsszódik és a hőbevitel, meglehetősen nagy hőmérséklet-különbséget igényel. A művelet jól oldódó – liofil – anyagot eredményez.

A szárított anyag megtartja eredeti struktúráját, csak a fagyasztáskor képződött jégkristályok tűnnek el belőle. Kiszáradt oldat: tej, kávé struktúrája a szivacshoz hasonlít, számtalan mikroszkópos és makroszkópos méretű csatornával és pórussal. Az ilyen anyag nagy felületet képez jól oldódik ennek folytán erősen higroszkópos.

A szárított termék minőség biztosítását szem előtt tartva a liofilezett termékek az alábbi fontos tulajdonságokkal rendelkeznek:

- a biológiai anyagok megtartják biokémiai, fiziológiai és terápiás tulajdonságaikat,
- az állati és növényi szövetek vitális struktúrája változatlan marad,
- rendkívül gyorsan és maradék nélkül visszaoldhatók, azaz legjobb a rehidratációs tulajdonságuk más szárítási műveletek termékeihez viszonyítva.

Az eljárás kíméletes voltára jellemző [5], hogy az így szárított baktériumok és vírusok életképességüket is megtartják és szárított állapotban szobahőmérsékleten évekig eltarthatók. Funkcióik természetesen szárított állapotban megszűnnek, vagy nagymértékben csökkennek, anyagcseréjük minimális, de nedvesség visszaadás után visszanyerik szaporodóképességüket is.

Példa néhány termékfajtákra, amelyek liofilezése különösen előnyös:

- fehérjetartalmú preparátumok (anyatej, fermentek, szérumok, hemoglobinnal); transzfúziós készítmények; plazma frakciók; gyógyszerek; antibiotikumok; vakcinák; sejtek, szövetek,
- élelmiszerek, melyek más módon nem tartósíthatók, így fehérjék (diétás célokra), élesztők, tejsavbaktériumok, enzimek, gyümölcsdarabos zab-, rizspehely, stb;
- szárított táplálkozási és élvezeti cikkek, amelyek más módon való tartósítással nem érik el a kívánt minőségét, mint például különböző levesporok, fűszerek, szárított zöltségek vagy gyümölcsök, kávé, hús, stb.

A fagyasztva szárítás hátránya, hogy drága művelet, mert nagy energiafogyasztó más módszerekhez viszonyítva. A liofilező berendezések beruházási költsége is magas. Az energiafogyasztás durva közelítésben szinte kétszerese a konvekciós szárításnak, hiszen egyazon anyagon két műveletet kell elvégezni: fagyasztást és szárítást. Ez szükségessé teszi a fagyasztva szárítás minden egyes tényezőjének a mélyreható tanulmányozását. A fagyasztva szárításnál érvényesülő transzporttényezőket sokan tanulmányozták [2]. Céljuk a transzporttényezők mérési módszerének optimális kialakítása volt. Nagyon fontosak a termékek fizikai tulajdonságainak ismerete, mert ezek befolyásolják a transzporttényezőket.

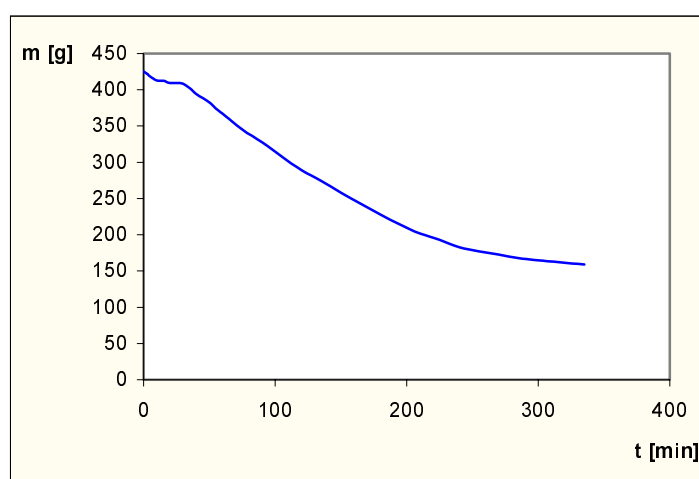
2. Kísérlet - Technológiai szempontok

A magas költségekre való tekintettel sok laboratóriumi liofilező berendezést használnak. Ezeknek fontos szerepük van a fagyasztva szárítási technológiák kidolgozásában, a termék minőségének kutatásában – javításában [1], a fellépő transzporttényezők meghatározásában.

Tanszékünk is laboratóriumi liofilező berendezéssel rendelkezik, amely megfelelőképpen műszerezve pontos adatokat ad a szárítás alatt lejátszódó folyamatról. A továbbiakban ezeket a paraméterek is elemezni fogjuk.

A kísérlet célja: tej liofilezése, a mért paraméterek (száradó anyag tömege, fűtőlap hőmérséklete, kondenzátor hőmérséklete, réteg hőmérsékletek, eltelt idő) értékelése.

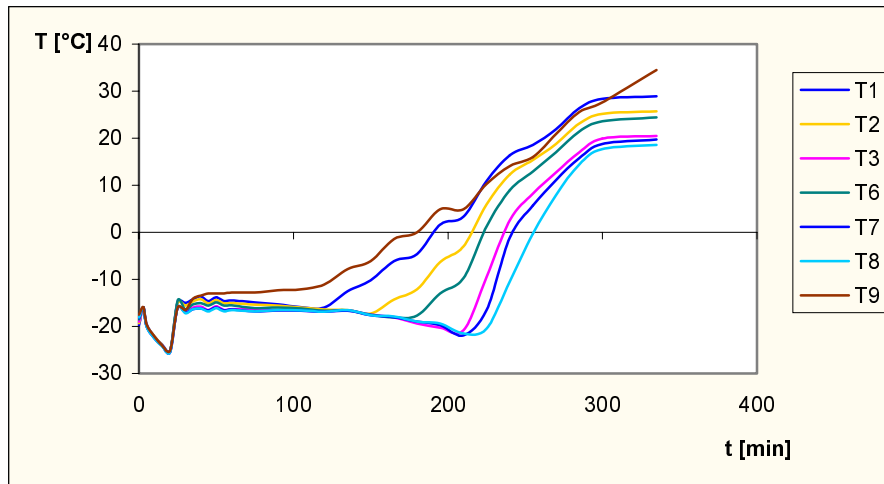
A száradó anyag tömegét mérleg-cella segítségével nagy pontossággal mértük. Ez azért említésre méltó, mert szárításkor egyszerre két gép van működésben: egy hűtőaggregát és egy vákuumszivattyú, amelyek együtt igen zavaróan hatnak a súlymérésre. Az 1. ábrán jól megfigyelhető, hogy a szublimáció a száradás folyamatának kezdetekor igen intenzív, majd lassul, mert a száradó réteg vastagodása növekvő diffúziós ellenállást képez a távozó gőzzel szemben. A vákuumszivattyú folyamatosan szívja el az evakuált térben felszabaduló gázokat, a maradéknomás egyre csökken. Amint a vákuum egyre jobb lesz, felgyorsulhatna a szublimáció, azonban ez azért nem történik meg, mert a gőz az anyag egyre mélyebb rétegeiből jön fel. Állandó fűtőlap-hőmérséklet és kondenzátor hőmérséklet mellett kialakul egy közel egyensúlyi állapot, amelynél közel állandó szublimáció és tömegcsökkenés tapasztalható.



1. ábra

Az anyag réteghőmérsékleteit egy „hárfa” segítségével mértük. Ezen szabványos réz-konstantán hőelemek vannak egy téglalap alakú műanyag kereten kifeszítve, rögzítve. Ez a

száradó anyagba helyezve olyan szögben állítható, hogy minden hőelem külön réteghőmérsékletet mérjen. A 2. ábrán jól követhető, hogy a hőelemek a szárítási folyamat elején ugyanazt a hőmérsékletet mutatják, majd a száradás előrehaladtával más-más hőmérsékletet mutatnak, ami az adott réteg hőmérsékletét mutatja.



2. ábra

3. A liofilezés matematikai modellezésének alapjai

A liofilezés matematikai modellezésénél figyelembe kell vennünk [3], hogy két rétegünk van: egy fagyott, nedves réteg és egy száraz réteg. Ebből adódóan fel kell írunk a hővezetési egyenleteket mindkét rétegre, majd meg kell fogalmaznunk a megfelelő peremfeltételeket.

A fagyott rétegre a következő egyenleteket írjuk fel:

$$c_{II} \rho_{II} \frac{\partial t_{II}}{\partial \tau} = -\frac{\partial}{\partial z}(q_{II}), \text{ ahol } q_{II} = -\lambda_{II} \frac{\partial t_{II}}{\partial z}, \text{ így } \frac{\partial t_{II}}{\partial \tau} = a_{II} \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}$$

A fagyott réteg tálca felőli oldalán a peremfeltételt a fűtés módja szabja meg. Értéktartó szabályozással biztosítható $z = L$ helyen $T_L = konst.$

A száraz réteg esetében :

$$c_I \rho_I \frac{\partial t_I}{\partial \tau} = -\frac{\partial}{\partial z} [q_I + j_w c_{pw} (t_\xi - t_I)], \text{ ahol } q_I = -\lambda_I \frac{\partial t_I}{\partial z} \text{ és } j_w = g \frac{d\xi}{d\tau}$$

$$\frac{\partial t_I}{\partial \tau} = a_I \frac{\partial^2 t_I}{\partial z^2} - g \frac{c_{pw}}{c_I \rho_I} \frac{d\xi}{d\tau} \frac{\partial (t_\xi - t_I)}{\partial z}$$

A kezdeti peremfeltétel $z = 0$ esetében: $\left. \frac{\partial t_I}{\partial z} \right|_{z=0} = 0$ és $q|_{z=0} = 0$

Fel kell írni még az egyensúlyt, ami érvényes a két réteg közös határán, a $z = \xi$ helyen:

$$q_\xi = -\lambda_I \left. \frac{\partial t_I}{\partial z} \right|_{\xi^-} \quad q_\xi = -\lambda_{II} \left. \frac{\partial t_{II}}{\partial z} \right|_{\xi^+} + j_w r_s \quad q_\xi = -\lambda_{II} \left. \frac{\partial t_{II}}{\partial z} \right|_{\xi^+} + g \cdot r_s \frac{d\xi}{d\tau}$$

A fenti összefüggésekre közelítő megoldásokat alkalmazva [3] adódik:

$$\lambda_{II} = \frac{r_s \cdot L}{(t_L - t_K)B}$$

illetve

$$\beta = \frac{1}{s(t_L - t_K)} \cdot \frac{1}{2M \cdot g + \frac{B}{L}}$$

4. Következtetések

Napjainkban egyre fontosabb, hogy egy adott termék a legjobb minőségű legyen, megtartsa minden jó tulajdonságát (biokémiai, fiziológiai, íz, aroma, szín), ezért a kutatók nagy hangsúlyt fektetnek arra, hogy a liofilezés, mint kiváló terméket eredményező folyamat, olcsóbb legyen, technológiai szempontból pedig olyan megoldásokat keresnek ami hozzájárulhat a még könnyebben kezelhető berendezések kivitelezéséhez.

5. Jelölésjegyzék

t	°C	hőmérséklet	<u>indexek:</u>	
τ	min	idő	I	száraz réteg
c	J kg ⁻¹ K ⁻¹	fajlagos hő	II	fagyott nedves réteg
ρ	kg m ⁻³	sűrűség	w	nedvesség tartalom
q	W m ⁻²	hőáram sűrűség	pw	nedves pórusok
λ	W m ⁻¹ K ⁻¹	hővezetési tényező	ξ	szublimációs zóna
a	m ² s ⁻¹	hődiffuzivitás	L	fűtőlap
L	m	anyag rétegvastagsága	K	kondenzátor
T_L	K	fűtőlap hőmérséklete		
z	m	rétegvastagság ordinátája		
j	kg m ⁻² s ⁻¹	tömegáram		
ξ	m	száraz anyag vastagsága		
r_s	J kg ⁻¹	szublimációs hő		

Irodalomjegyzék:

- 1] Armansyah H. Tambunan, 2000. The optimal operating condition for an energy efficient freeze-drying process. Proceedings of the 12th international Drying Symposium (IDS2000), paper 205.
- 2] Emad Kh., Al-Shakarchi, 2000. Designing of freeze drying apparatus by self-originated devices. Proceedings of the 12th international Drying Symposium (IDS2000), paper 11.
- 3] Tömösy, L., 1981. Theoretical and experimental investigation of freeze drying I. Periodica Polytechnica
- 4] Teleki, L., 2000. A fagyasztva szárítás vizsgálata. „A ma diákjai – a jövő tudósai” poszterkiállítás
- 5] Teleki, L., 2001. A fagyasztva szárítás az élelmiszeriparban. MTA, MÉTE és KÉKI által rendezett 301. Kollokvium, 274. füzet

Nagyrugalmasságú konstrukciós elem növelt pontosságú analízise

Turkevi-Nagy Nándor , Dr. Huba Antal

Finommechanikai, Optikai Tanszék,
Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,

Bevezetés:

Azon kutatások során, amelyek újszerű anyagok konstrukciós célú alkalmazását célozzák meg, csak a legritkább esetekben fordul elő, hogy a választott alapanyag összes paramétere rendelkezésünkre áll. Még ritkább azon esetek száma, amikor az alkalmazni kívánt nemlineáris viselkedésű – esetünkben viszkoelasztikus – alapanyagra alkalmazható, kiforrott matematikai leírást találunk. A jelen cikkben bemutatni kívánt analízis ennek megfelelően a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Finomechanika és Optika Tanszékén működő, szilikonok alkalmazásával foglalkozó munkacsoport tagjainak és partnereinek [1] munkájára alapoz. Bemutatunk egy szilikon-elasztomer alapanyagú, hasi folyadék (*ascites*) elvezetésére szolgáló implantátum egyenirányító szelep megoldást, valamint annak nagy pontosságú analízisét egy terhelési esetre.

1. A feladat

Az implantátum rendszere, feladata és jelenleg alkalmazott kivitelei a [2] cikk alapján megismerhetők. Ki kell emelni azonban három fontos konstrukciós szempontot, amelyek a kutatások első fázisában elkészült prototípusok gyártása, mérése, elemzése alapján előtérbe kerültek:

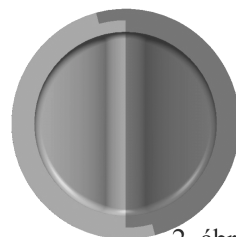
1. a szelep zárási biztonsága nagy legyen (záró irányban sem hosszú idő alatti lassú átszivárgás, sem túlterhelés miatti deformációból eredő átengedés nem megengedett),
2. a billentyűk közötti áteresztő rés felületei geometriailag egyértelműek és jó minőségűek legyenek (és ez összhangban van azzal az igénnyel, hogy a záró ajkak rendelkezzenek alaphelyzetben összefekvő felületekkel)
3. a szelep tokozása elengedhetetlen (a nagyrugalmasságú alapanyag deformációjának szükséges helyeken és irányokban történő meggátolására).

2. Konstrukciós megoldások

A 2. pontnak megfelelően a jelenlegi konstrukciós szakaszban osztott billentyűs szelep alkalmazása tűnik célszerűnek. Ezt a megoldást az **1. ábra** szemlélteti. A fél-szelepek (amelyek azonosak, így gyártani csak egyfélét kell) relatív pozícionálása a hengeres paláston található lépcsős végződés segítségével történik: **2. ábra**. A tömítést a lépcső-felületek összeragasztásával oldhatjuk meg.



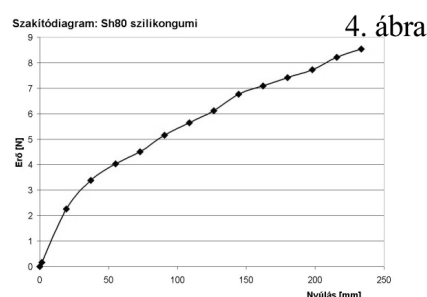
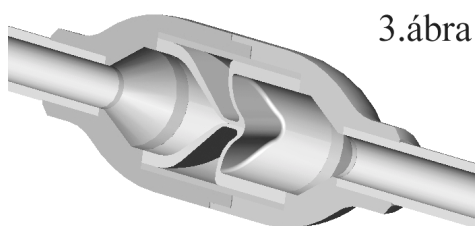
1. ábra



2. ábra

Az osztott szelepkialakítás lehetővé teszi az egymásra fekvő záró felületek egyszerű kialakítását is. A billentyű alakjának megválasztásánál törekedtünk a szelep kiáramlási oldalán a konkáv térfogati részek minimalizálására. Ezzel lehet csökkenteni az áramlás lassulását valamint az *ascites*-ből a fibrin-szálak lerakódását, az eldugulás veszélyét [2]. A tokozás kialakításánál egy merev gyűrűt alkalmazunk, ennek feladata az implantátum védelme a testmozgásokból származó deformációs hatásoktól (felülés, lehajlás, stb.). A merev gyűrű teflonból (PTFE) készül.

A védőgyűrűvel ellátott szelep egy újabb, biokompatibilis szilikon gumi tokba kerül, amelynek feladata a csatlakozó csövek fogadása és a teljes burkolás. Ez a tok is két félből tevődik össze, a kialakuló rendszer metszeti képét a **3. ábra** szemlélteti.



3. Az elemzés

Az új billentyűalak optimalizálása prototípusok készítése útján túl költséges lenne. Mivel rendelkezésünkre állnak a szilikon alapanyagok anyagvizsgálati görbéi, valamint ismeretes [3], [4] alapján, hogy a különböző Mooney-Rivlin matematikai modellek jó közelítéssel írják le az elasztomerek viselkedését, használható megoldás a végelelem-analízis.

Az analízis célja a működés ellenőrzése mellett a nyitó-nyomáshoz tartozó rés-keresztmetszet számítási eljárásának kidolgozása. Ezzel a módszerrel a későbbiekben ugyanis optimalizálni lehet majd a geometriát, az alapanyag keménységét, egyéb paramétereket.

3.1. Alapanyag és modellje:

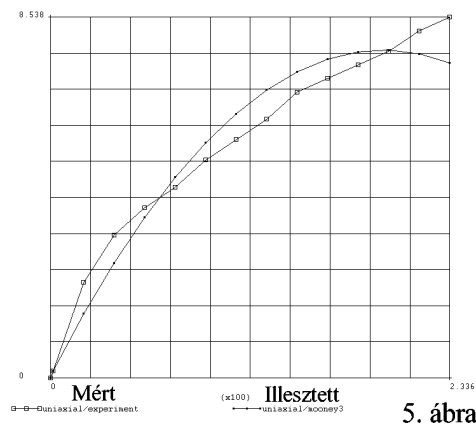
A szelep alapanyaga 80-as ShoreA keménységű peroxidos [5] polysziloxán láncú szervetlen polimer. Szakító-diagramja a **4. ábrán** látható.

Anyagmodellnek – illeszkedési jóság alapján – a 3 paraméteres Mooney modellt választottuk.

Az illeszkedést az **5. ábra** mutatja be.

3.2. Geometriai modell

Korszerű CAD szoftverek segítségével a teljesen pontos geometria elkészíthető. A fél-szelep geometriájának a felét kellett csak elkészíteni, ugyanis szimmetrikus a forma, a lépcsőzetes-kiképzés kivételével. Ez a részlet azonban elhanyagolható, mivel a peremfeltételek miatt nem fog részt venni a deformáció kialakításában. A 3D-s modell a **6. ábrán** látható. (Befoglaló méretek: Ø10x18.)



5. ábra

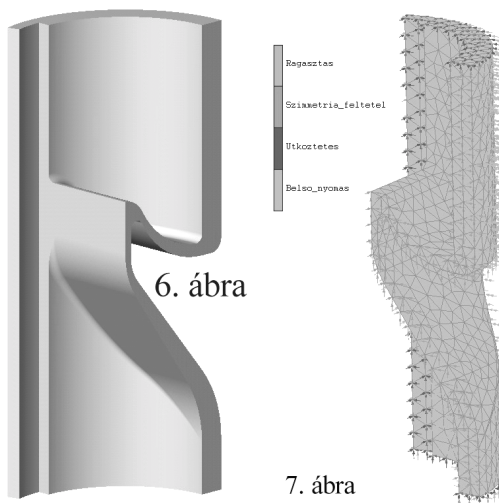
A forma kialakításánál törekedtünk elemi geometriai építőelemek használatára, ezért csak egyenes és körív szakaszok, elemi műveletek valamint lekerekítések definiálják a testet.

A végelem háló generálása automatikus volt, átlagos elemél-hossz: 0.4 mm. A végelem-háló paraméterei:

- 1615 csomópont
- 5821 elem
- 4+1 csomópontos, tetraéder elemek

3.3. Terhelés

A terhelési eset 0.01 MPa nyitó nyomáskülönbséget modellezett. Ezt a beömlő oldali billentyűfelületen megjelenő felületi nyomás reprezentálja. A ragasztott felület elmozdulása gátolt. A tokozás egyéb részeire eső felületek deformációja részben gátolt, a szimmetria-sík szimmetria-peremfeltételt kapott. A terheléseket és megfogásokat a **7. ábra** mutatja be.



6. ábra

7. ábra

3.4. Számítási jellemzők

3D-s analízis elvégzésénél a pontosság növelését kettő lényeges jelenség figyelembevételével támogattuk. Elsőként a nagy deformációk pontosabb számításához a megfelelő metódus mellett felfutó terhelést alkalmaztunk. A nyomásterhelés 20 lépésben érte el a maximális szintet. Másik lehetőségként pedig a felületek ön-kontaktusát is modelleztük (**8. ábra**: kontakt felület-párok). A billentyű hátsó felületeinek érintkezése a valóságban is felléphet. Az eredményekben ezt vizsgáltuk.

4. Eredmények

A számítás jellemzői:

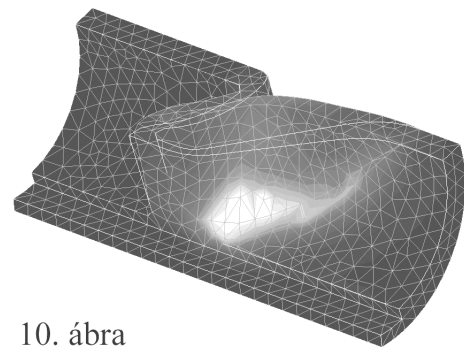
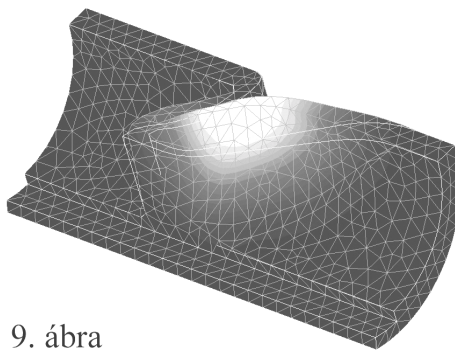
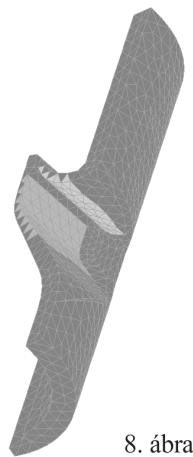
szoftver:	Marc, Marc-Mentat
hardver:	IntelP III. 650, 256 Mb-Ram
időigénye:	1.8 óra

4.1. Deformáció

Az utolsó terhelési lépésben történő megjelenítéssel: **9. ábra**.
(A vékony vonallal az eredeti alak látható.)

4.2. Cauchy-féle feszültség [3]

Az utolsó terhelési lépésben történő megjelenítéssel: **10. ábra**.

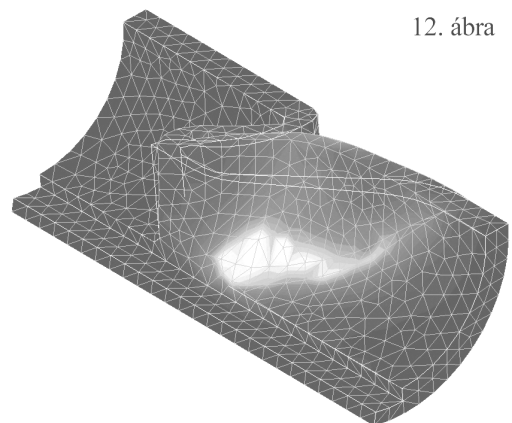
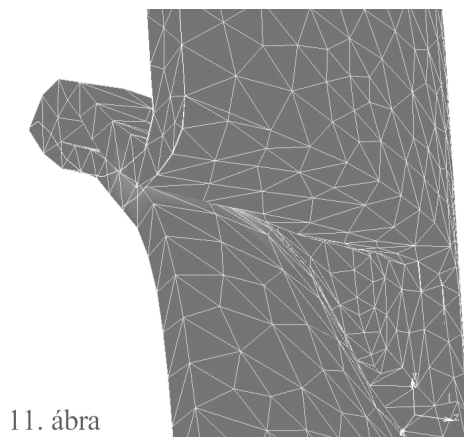


4.3. Kontakt nyomásból származó felületi erő

Az utolsó terhelési lépésben történő megjelenítéssel: **11. ábra**.

4.4. Egyenértékű nyúlás

Az utolsó terhelési lépésben történő megjelenítéssel: **12. ábra**.



Megjegyezzük, hogy az egyenértékű nyúlás maximális értéke kb. 43 %, ennek megfelelően az illesztett anyagmodell-görbe (**5. ábra**) első szakaszát kellett csak használni.

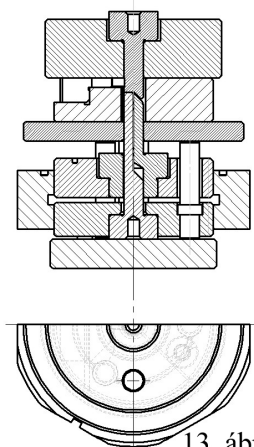
5. Értékelés, következtetés:

Az eljárás segítségével számítható az adott nyomáshoz tartozó rés-keresztmetszet. Az analízis segítségével nagy pontossággal lehet igazítani a változtatható paramétereket a megkívánt nyomás-térfogatáram jelleggörbéhez. (Ezt az orvosok írják elő.)

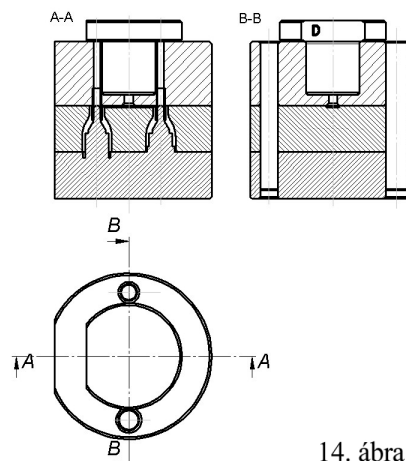
Pontosítani kell az anyagmodellt a mérési értékekhez képest, legalább a munkaszakaszon (0...60 % tartományban).

Ellenőrizni kell a záró irányú viselkedést is. (Ez lineáris anyagmodellel – Hooke-törvény – már megtörtént, ám jelen esetben az már elfogadhatatlan pontosságú.)

Mérésekkel igazolni kell a számítások eredményeit. Ez hamarosan megtörténik, ugyanis a bemutatott konstrukció présszerszáma már készülóban van (**13. ábra**), a tokozást gyártó présszerszám pedig készen áll (**14. ábra**).



13. ábra



14. ábra

Irodalomjegyzék, hivatkozások

- 1] **Dr. Huba Antal, Molnár László, Valenta László:** Szilikon-elasztomer anyagok tulajdonságai és konstrukciós célú alkalmazásai a finommechanikában és a gyógyászatban, *OGÉT - Arad, Románia, 1999.*
- 2] **Turkevi-Nagy Nándor:** Testfolyadékot szállító rendszer egyenirányító szelepének kifejlesztése, *FMTÜ - Kolozsvár, Románia 1997.*
- 3] **Ogden R. W.:** Large deformation isotropic elasticity –on the theory and experiment for incompressible rubberlike solids, *Proc. R. Soc. London. A.326, 565-584 (1972)*
- 4] **Boros T.:** A rugalmas potenciál és a feszültségi állapot számításának módszere a nemlineáris kontinuummechanikában, *GÉP. XXIX. 1977.*
- 5] **Dr. Nagy József:** Szilikon polimerek és felhasználási lehetőségeik, *Műszaki közlemények I-II. 1977*

Modern technológiák alkalmazása a vasalapú szinterelt alkatrészek gyártásában

Zsók János Csaba¹, Dr.Pálfalvi Attila²

¹Draexlmaier Romania Kft., Szatmárnémeti, ²Műszaki Egyetem, Kolozsvár

Összefoglaló

Az alábbiakban összefoglaltunk három – a HTS, az Ancordense és az Ancorbond – csak az utóbbi évtizedben bevezetett, illetve bevezetés alatt álló gyártástechnológiák esetében, a Kolozsvári Műszaki Egyetemen folytatott kísérleteink eredményeit, illetve a már a nemzetközi szakirodalomban is közölt és elért eredmények egy részét.

1. Bevezető

A porkohászat a korszerű tömeggyártási technológiák és a különleges anyagok megmunkálásának egyik leggyorsabban fejlődő ága.

A porkohászati technológia előnyeit a tömeggyártásban lehet igazán kihasználni. A mechanikus alkatrészek nagy darabszámú gyártásánál egyre nagyobb az igény, hogy a porkohászati termékek funkcionális vagy gazdasági előnyeit kihasználva, ezek egyre szélesebb területen – például az autógyártásban – kerüljenek felhasználásra.

Az eljárás főbb előnyei:

- egyedülálló mikroszerkezeti tulajdonságok,
- kis anyagvesztés és gyártási hulladék,
- a gyártási folyamat minden része automatizálható
- más eljárással nem készíthető ötvözetek is gyárthatók,
- jó pontosság, akár IT7 is elérhető,
- igény szerint homogén, illetve inhomogén anyagok állíthatók elő,
- jelentős forgácsolási költség takarítható meg,
- a keletkező hulladék általában újrafeldolgozható,
- elemi porok keverésével illetve szinterelésével széles ötvözetsor állítható elő [1].

A továbbiakban bemutatásra kerül néhány olyan szinterelési technológia, amelyek alkalmazását ipari méretekben az utóbbi évtizedekben kezdték el az amerikai és a japán autóipari alkatrészek gyártásánál és a Kolozsvári Műszaki Egyetemen jelen pillanatban is kísérletezünk, hogy az alábbiakban megemlített technológiák segítségével új, feljavított tulajdonságú porkohászati anyagokat hozzassunk létre.

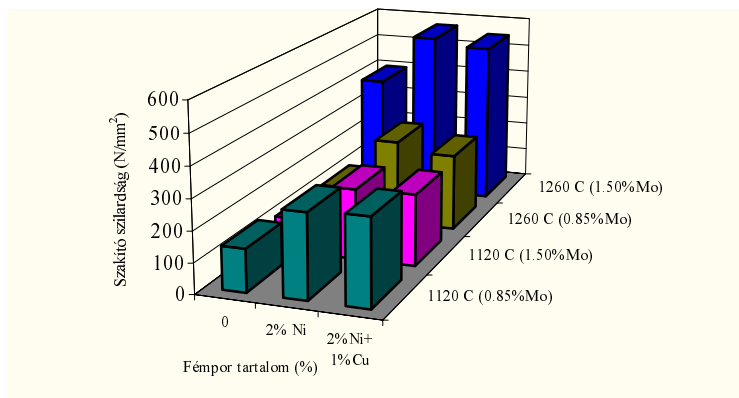
2. A HTS (High Temperature Sintering) technológia

A 90-es években merült fel annak az ötlete, hogy az eddig használt szinterelési hőmérsékletet (1120 °C) jelentősen növeljék, vagyis magas hőmérsékleten (1260-1350 °C) folytatott szinterelést alkalmazva, lehet növelni a porkohászati úton gyártott alkatrészek mechanikai, technológiai és fizikai tulajdonságait.

A leggyakrabban használt alkatrészek a vasporok, réz, nikkel illetve molibdénrel való ötvöztetéssel készülnek, amelyek a mechanikai szilárdság növelését, illetve kopásállóságot kell, hogy biztosítsanak. A HTS technológia használatának főbb előnyei között megemlíthetjük a szinterelési sűrűség növelését, a korozióállóság növelését, a szakító szilárdság növelését illetve kalibrálási műveletek kiiktatását.

A Kolozsvári Műszaki Egyetemen végzett kísérletek nyomán megállapíthatjuk, hogy a molibdén tartalom 0,85%-ról 1,50%-ra való növelésével, és mindkét esetben belül 2% nikkel,

illetve 2% nikkel és 1% rézpor hozzáadagolásával (1.ábra) a szakító szilárdság: 100%-al nő a DP200+0,85%Mo tartalmú anyagnál, és 110%-al nő a DP200+1,50%Mo tartalmú anyagnál a klasszikus szinterelési technológia alkalmazása esetén, és 140%-al nő a DP200+0,85%Mo tartalmú anyagnál, és 38%-al nő a DP200+1,50%Mo tartalmú anyagnál a HTS alkalmazása esetén [3,4].



1.ábra

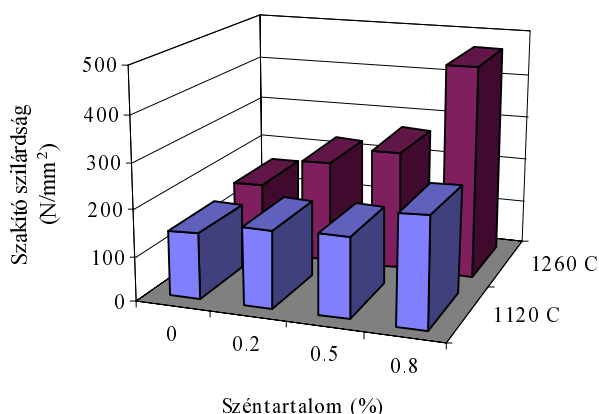
A szakító szilárdság változása a fémportartalom és a szinterelési hőmérséklet függvényében

Mint az 2. ábrán látható a széntartalom 0%-ról 0,8%-ra való növelésével, a szakító szilárdság:

- 64%-al nő, a klasszikus technológia alkalmazása esetében, és
- 194%-al nő, a HTS alkalmazása esetében.

A DP200-as, Romániában gyártott vas-porral elért eredmények megközelítik az NC100.24-es típusú, a Höganäs Co. cég által gyártott porral világszínvonalon elért eredményeket. Mint észrevehető a HTS alkalmazásával sokkal jobb eredményeket értünk el, mint a klasszikus technológia esetében.

Tehát a jövő autóiparának az a tendenciája, hogy az alkatrészek minél kisebbek legyenek és minél nagyobb performanciával rendelkezzenek. A HTS technológia egy megoldás lehet, ugyanis így igen jó mechanikai tulajdonságú szinterelt alkatrészek nyerhetők [3,4].



2.ábra

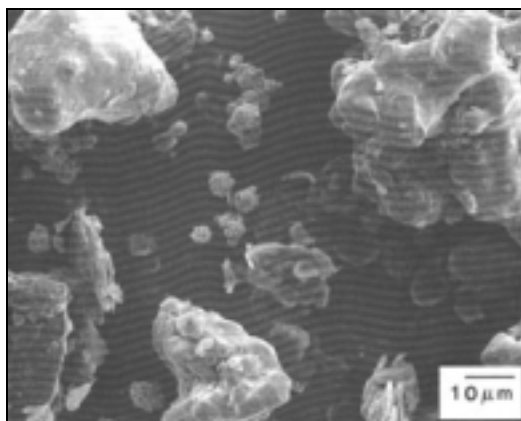
A szakító szilárdság változása a széntartalom és a szinterelési hőmérséklet függvényében

3. Az ANCORBOND technológia

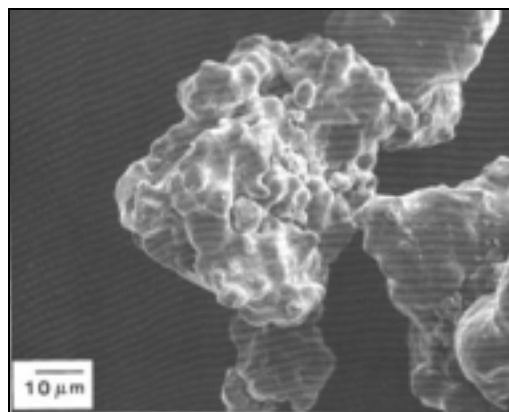
Az Ancorbond technológiát a Höganäs Co. cég fejlesztette, és az alapja tulajdonképpen az, hogy a fémporok homogenizálásakor egy bizonyos összekötő anyag: Ancorbond illetve Ancorbond Plus adalékot használva megnő a keverékek folyási karakterisztikája, a préselhetőség, a préselt darabok szilárdsága, és a porsajtoló szerszám hasznos térfogatának kitöltése.

Tehát a porkeveréknek a homogénizátorból való kiürítése és a matricába való adagolása között felép az úgynevezett porlékonysági jelenség. Az Ancorbond technológia alkalmazásával, illetve a megfelelő arányú összekötő anyag alkalmazásával, a kisebb méretű porszemcsék rátapadnak a nagyobb méretű, az ötvözet alapját képező vasporszemcsék felületére, ezáltal lecsökkentve, illetve teljesen kiküszöbölve a porlékonysági jelenséget.

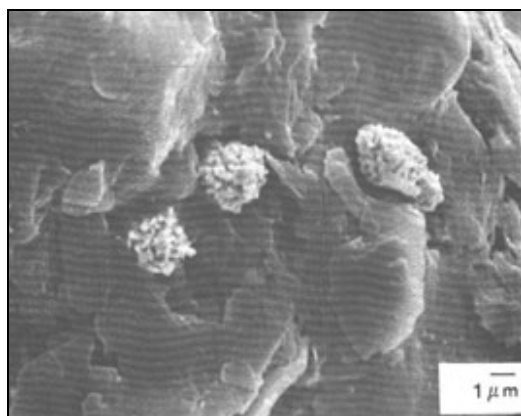
A 3. illetve a 4. ábrákon vannak feltüntetve a Fe-C-Ni ötvözetről a pásztázó elektronmikroszkóppal (SEM) készült felvételek. A 3. ábrán megfigyelhető a vaspör, a lameláris grafitpor és a szivacsos szerkezetű nikkell klasszikus keverése, ahol nagyon jól észrevehető a mikron nagyságrendű fém-porszemcsék porlékonysági jelensége. A 4. ábrán az Ancorbond kötőanyag, illetve technológia használata esetén mindez nem észlelhető, ugyanis a finomszemcséjű vas, grafit, illetve nikkelpör az alapvaspör felületéhez kötődik.



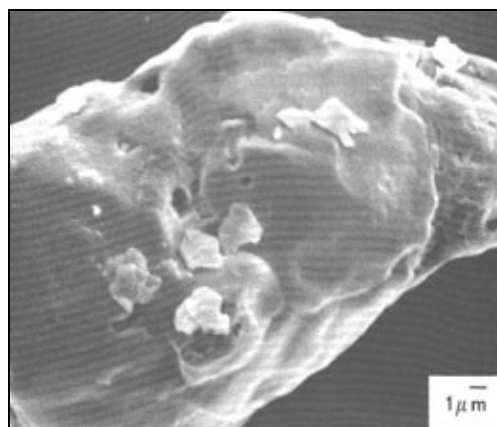
3.ábra
Klasszikus keverés, SEM felvétel



4.ábra
Ancorbonddal való keverés, SEM felvétel



5.ábra
Fe-Ni fémporok Ancorbonddal való keverése, SEM felvétel



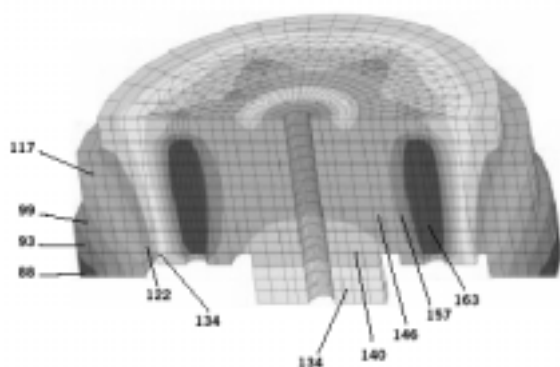
6.ábra
Fe-grafit fémporok, Ancorbonddal keverése, SEM felvétel

Az 5. illetve 6. ábrákon látható a mikroszkópikus nikkelpor, illetve grafitpor-szemcsék tapadó mechanizmusa.

Tehát összehasonlítva a Fe-C-Ni szerkezetű porok esetében a klasszikus és az Ancorbond technológiát, a kutatások kimutatták a préselés utáni (nyers) szakító szilárdság 8-25%-os növekedését. Az Ancorbond technológia alkalmazásával nő a keverékek préselhetősége és a présszerszámból való kitoló erők sokkal kisebbek mint a klasszikus technológia esetében.[2]

4. Az ANCORDENSE technológia

Az Ancorbond keverési technológiából kifejlesztett Ancordense technológia szintén a Höganäs Co. cég találmánya. A technológia alapja az, hogy a sajtoló szerszámban a fémporokat 130-155 °C-ra (átlagosan 145 °C-ra) előmelegítjük majd azután préseljük, és ezáltal szinterelés után jelentősen növekedik a szinterelési sűrűség.

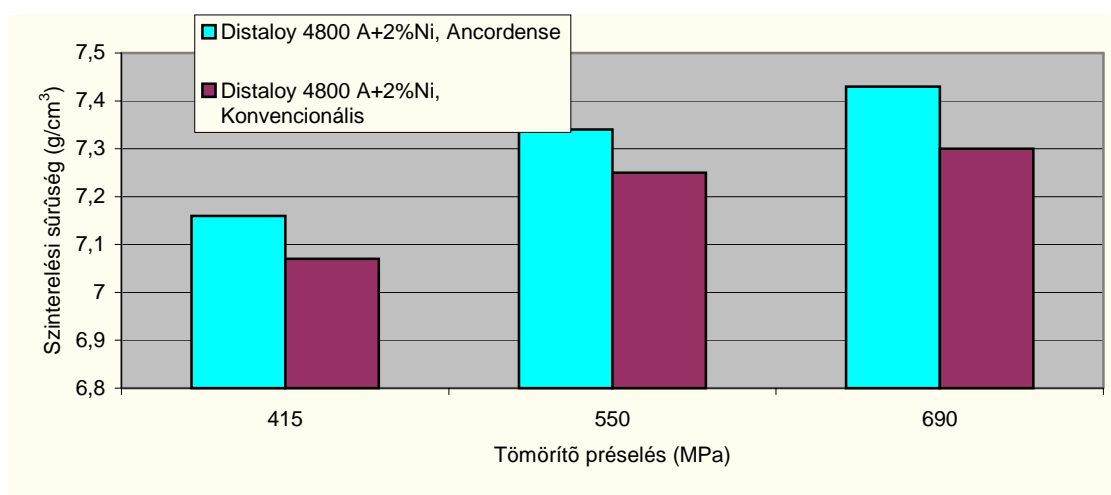


A 7. ábrán megfigyelhető a matricában fellépő hőmérséklet eloszlásának a szimulációja, amelyet IFAM Brémai Intézetében készítettek

A 8. ábrán megfigyelhető a szinterelési sűrűség változása az alkalmazott technológia és a tömörítő préselés függvényében [3,4].

7. ábra

A hőmérséklet eloszlása a sajtoló matricában



8. ábra

A szinterelési sűrűség változása az alkalmazott technológia függvényében

Tehát például a Distaloy 4800+2%Ni ötvözet esetében, 0,04-0,15 g/cm³-el nő a szinterelési sűrűség ha az Ancordense technológiát alkalmazzuk a konvencionális technológia helyett.

5. Szakirodalom

- 1] Pálfalvi Attila, Pokohászat, Erdélyi Múzeum-Egyesület.Kolozsvár,1993.
- 2] Donaldson, I., Hanejko, F.G., An investigation into the effects of proccesing methods on the mecanichal charachteristics of high performance ferrous P/M materials PM2TEC'95, Seattle, USA, Hoeaganaes Technical Data, 1995.
- 3] Zsók, János Csaba, Cercetări experimentale legate de obținerea unor materiale sinterizate feroase slab aliate pentru industria construcțiilor de mașini. Referat de doctorat, nr.3, UTCN, 1999.
- 4] Zsók, János Csaba, Use of HTS in ferrous based powder metallurgy products, and their properties according to C, Mo, Ni and Cu content. Second International Conference on Powder Metallurgy, RoPM2000, Cluj-Napoca, pag. 243-248.

Jegyzetek

