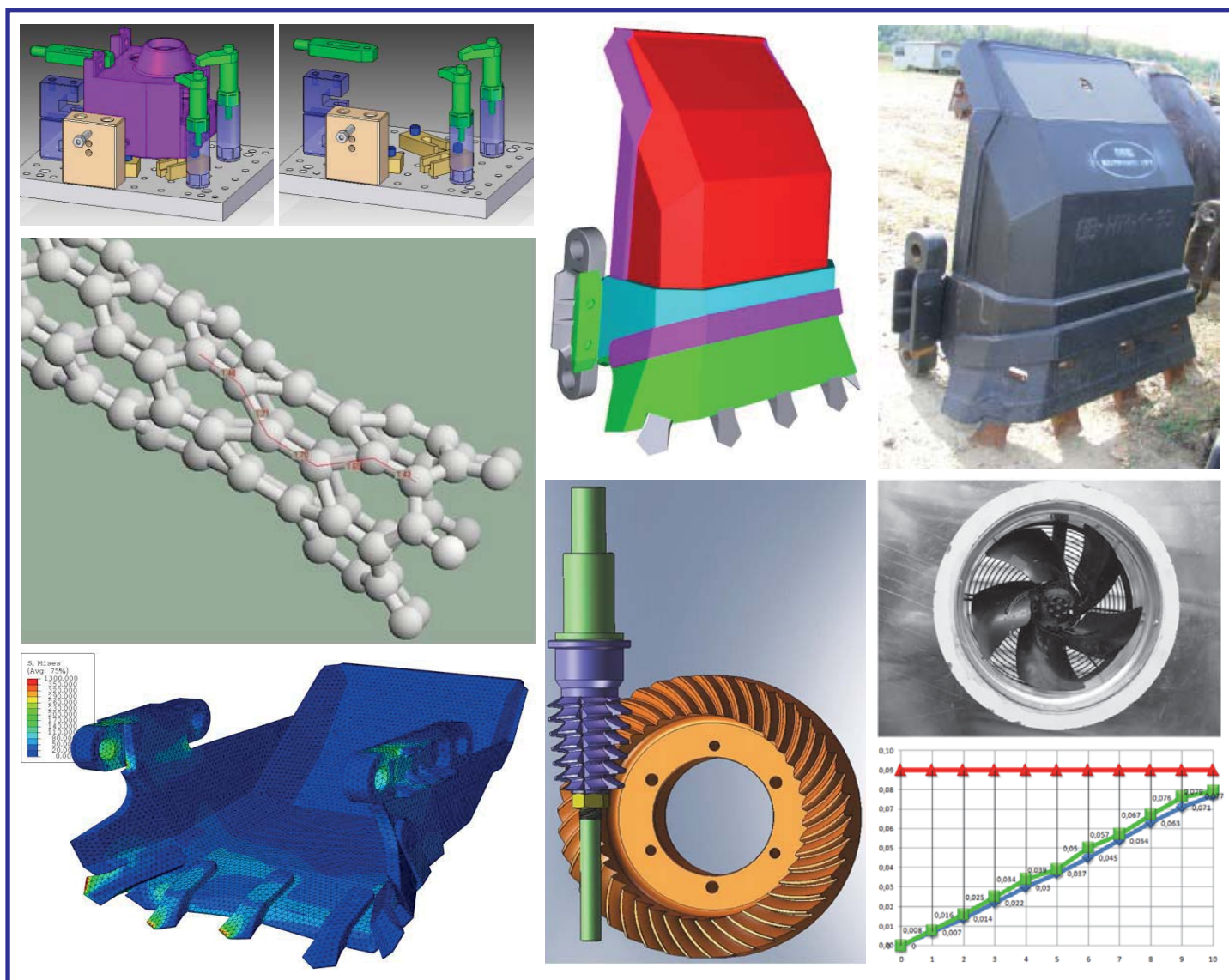


GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



4. TM Innovatív gépészeti termékfejlesztés

A tudományos műhely vezetője: **Dr. Kamondi László**
e-mail: machkl@uni-miskolc.hu
tel: +3646 565 111, 1272 m.

Az innovatív gépészeti termékfejlesztés tudományos műhely kutatási tevékenységét a termékek fejlesztésmetodikájára, funkcióinak megvalósítására és a termék megfelelőségnek részbeni ellenőrzésére fókuszálja. Ennek területei:

1. Tervezési algoritmusok fejlesztése, a környezettudatos tervezés irányelveinek kutatása.
2. Természeti analógiák alkalmazása a termékfejlesztésben.
3. Műszaki termékek energialáncát fenntartó hajtásláncok pl. szabadonfutók, fogazott tengelykapcsolók tervezésmetodikájának fejlesztése, megfelelőséget biztosító mérések kidolgozása.
4. A hajtásláncok mozgásleképező elemeinek, pl. foghézaggal rendelkező fogazott elempárok kinematikai és dinamikai vizsgálata, nem szimmetrikus fogazatok alkalmazhatóságának, szilárdsági viselkedésének kutatása műanyag fogaskerekek méretezési elveinek és vizsgálatának kutatása, a nagy áttételű hajtóművek (hullám és dörzs) fejlesztése.
5. Virtuális és valós termékek optimalizálási elveinek és módszereinek kutatása, alkalmazási lehetőségek bemutatása.



Görgős teljesítménymérő fékgép



Akusztikai labor

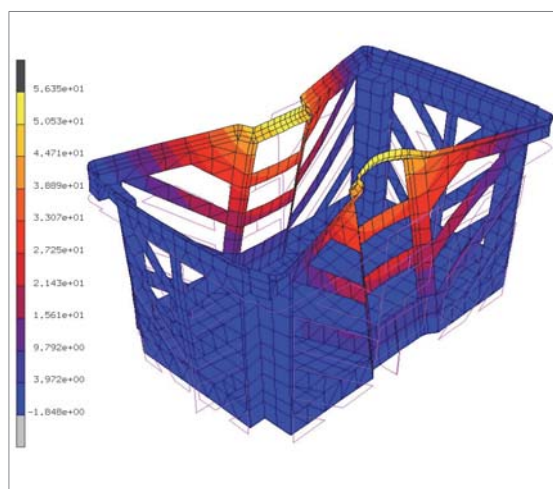
Végelelemes modellezés és szimuláció

A tudományos műhely vezetője: **Dr. Bertóti Edgár**
e-mail: edgar.bertoti@uni-miskolc.hu
Tel.: +36 46 565 162

A Miskolci Egyetem Mechanikai Tanszékén működő tudományos műhely elméleti és alkalmazott mechanikai kutatásokat folytat többek között az alábbi témákban:

- szerkezeti elemek (acél, műanyag, kompozit, gumi) szilárdsági és dinamikai analízise;
- érintkezési, kopási problémák modellezése és végelelemes megoldása;
- talaj- és kőzetmechanikai folyamatok numerikus szimulációja és végelelemes modellezése;
- új modellek és számítási eljárások kidolgozása.

A numerikus szimulációk során részben saját fejlesztésű, részben kereskedelmi szoftvereket alkalmazunk.



Vékonyfalú szerkezetben terhelés hatására kialakuló deformáció és feszültségeloszlás

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

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

SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczöni Ádám

elnök

Vesza József

főszerkesztő

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

főszerkesztő-helyettesek

Dr. Barkóczi István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bercsey Tibor

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czitán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Dudás Illés

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Kármán Antal

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Szűcs Edit

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Zobory István

Tisztelt Olvasó!

Tavaly lezárult a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt, melynek keretében az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósultak meg azok a kutatások, melyek a 4-es Kiválósági Központ keretében **Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák** címmel folytak a Miskolci Egyetemen. A központ célja volt a kutatási potenciál fejlesztése olyan kutatásokkal, amelyek innovatív modellezést, tervezést és technológiai folyamatokat valósítanak meg, összhangban az Európai Unió azon törekvésével, amely az innováció serkentésére, a leghatékonyabb környezetbarát technológiák alkalmazására, fejlesztésére irányul.

A Kiválósági Központ hét tudományos műhelyre tagozódott, melyek akkor egy-egy tanszék köré szerveződtek. Közben intézetek alakultak a karon és ezek a következők: Anyagszerkezet-tani és Anyagtechnológiai, Gyártástudományi, Energetikai és Vegyipari Gépészeti, Műszaki Mechanikai, Gép- és Terméktervezési, valamint a Logisztikai Intézet. Az itt dolgozó oktatók BSc, MSc és doktorandusz hallgatókat is bevontak a kutatásokba, amelyek így jó lehetőséget biztosítottak arra, hogy a fiatalok megismerkedjenek a tudományos munkával. A közel két évig működő központ programjához kapcsolódva nem egy hallgató nyújtott már kiemelkedő teljesítményt, illetve készített színvonalas TDK dolgozatot, PhD értekezést.

Az egyes tudományos műhelyek témái nagyon sokrétűek, interdiszciplináris jellegűek, sokszor még egy adott témán belül is. A tervezés témakörében olyan tervezési, modellező eljárásokat fejlesztettek ki, amelyek hatékonyabban és megbízhatóbban modellezik a szerkezeteket és jelenségeket, jobb tervezési megoldásokat adnak. Foglalkoztak szerkezetek és rendszerek optimális méretezésével. Vizsgálták a termékéletpályát, a műszaki rendszerek hajtáslánc felépítését, a környezettudatos elvekhez és az alternatív üzemanyag használatához is kapcsolódókat kutatások, valamint áramlás és hőtechnikai laboratóriumi és numerikus modellezéshez is számos kutatás kötődött. A gépészeti technológiák területén a környezetbarát, szerves vegyipari, illetve a folyamatos technológiák vizsgálata és energiaraionalizálás történt. Jelentősek a professzionális mechanikai anyagvizsgálatok, valamint a számítógéppel segített technológiai folyamattervezés és modellezés, valamint a befejező precíziós megmunkálások, és a nagyszilárdságú acélok hegesztése területén elért eredmények is.

A Tudományos Műhelyeken belül működő húsz K+F téma nagyon szerteágazó. Néhány közülük az alapkutatásokhoz közelít, míg mások inkább a gyakorlatban alkalmazhatók, egyesek már most látványos eredményt hoztak, mások távlati eredményekkel kecsegtetnek. Annak érdekében, hogy ezeket az eredményeket a szakmai közönség is megismerhesse, a műhely kutatói jelentős számú publikációt készítettek el és jelentettek meg hazai és külföldi konferenciákon, hazai és külföldi szakmai folyóiratokban. Természetesen az oktatásba is beépítésre kerülnek az eredmények. Ez a cikkgyűjtemény is ezt a célt szolgálja, bemutatva a Kiválósági Központ Tudományos Műhelyeinek legújabb tudományos eredményeit.

A Kiválósági Központ tovább tevékenykedik, szeretnénk az elért eredményeket továbbfejlesztetni, újakkal bővíteni. A 2014-2020-as időszakra, a formálódó GINOP és EFOP pályázatokra számos témajavaslatot dolgoztunk ki. Remélhetőleg ezek beépítésre kerülnek az elkövetkező pályázati kiírásokba.

Az első 5 cikk a 4KK kutatóinak eredménye, a következők a társegységek kutatóinak eredményeit mutatják be.

Prof. Dr. Jármái Károly

Stratégiai és fejlesztési rektorhelyettes, a Kiválósági Központ vezetője

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

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

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

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

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

Kereskedelmi és Hitelbank: 10200830-32310236-00000000

Felelős kiadó: Dr. Igaz Jenő ügyvezető igazgató.

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

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

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

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

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

Előfizethető még közvetlenül a szerkesztőségben is.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

A megjelent cikkek lektoráltak.

A kiadvány a Nemzeti Kulturális Alap támogatásával jelenik meg.

TARTALOM

1. Kovács György, Jármai Károly

KOMPOZIT SZENDVICSSZERKEZET OPTIMÁLIS TERVEZÉSE RÉSZECSEKCSOPORT OPTIMÁLÓ MÓDSZERREL5

Egy új szerkezeti modell szerkezetoptimalizációs módszere került bemutatásra. A szerkezet laminált karbonszál-erősítéses fedőlemezekből és Al merevítőkből szegecseléssel került összeállításra. A tervezés során az optimális bordaszám és borda geometria, valamint az optimális kompozit fedőlemez rétegszám került meghatározásra, mely szerkezet biztosítja a minimális költséget és/vagy tömeget amellet, hogy teljesíti a megfogalmazott méretezési feltételeket is.

2. Szirbik Sándor

FESZÜLTÉGSZÁMÍTÁS A SÍKRUGALMASSÁGTAN DUÁL RENDSZERÉBEN A HIPERSZINGULÁRIS INTEGRÁLEGYENLETEK MÓDSZERÉVEL9

A jelen tanulmány a síkrugalmasságtan duál rendszerében kidolgozott peremelem-módszer integrálegyenleteinek felhasználásával eljárást dolgozott ki a perem menti feszültségek pontos számítására. Az eljárás alap gondolata, hogy a feszültségeket a peremen elvben pontosan megadó és hiperszinguláris integrálok tartalmazó képletek részint analitikusan, részint pedig numerikusan nagyon kis hibával számíthatóvá tehető. A számítási eredmények azt bizonyítják, hogy a módszer alapján kifejlesztett kóddal lényegesen javítható a számítások numerikus pontossága már alacsony elemszám esetén is.

3. Virág Zoltán

MÉRITÉKLÉTRÁS KOTRÓ ÚJ HEGESZTETT MERÍTÉK ÉS BONTÓFOG KOPÁSÁNAK TAPASZTALATAI15

Az új merítékek technológiai és üzemeltetési előnyei gyakorlati és gazdasági szempontból is nagyon hamar felismerhetőek. A nagyobb szilárdságú merítékeknel kevésbé várható káros deformáció, várhatóan kisebb lesz az ebből adódó műszaki meghibásodás. Az új bontófogon fellépő kisebb fajlagos vágóerő kisebb hajtásteljesítményt igényel, továbbá mivel kisebbek az oldalerők, kisebb lesz a fordítási teljesítmény igénye. A bontófogak élettartama megfelelő időben történő helycserével és felhegesztett élvédelemmel tovább növelhető.

4. Bihari János

KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKES HAJTÁSOK HIBÁI19

A kisméretű, olcsó fogaskerekkel szerelt hajtóművek problémáit okozó tényezők felismerése időnként bonyolult feladat. Ez a cikk néhány hibajelenséget, valamint a hibák okait kutató vizsgálatokat és elemzéseket mutat be.

5. Dömötör Csaba

A TERMÉSZETI INTUÍCIÓ HATÁSA A TERMÉKFEJLESZTÉS GYAKORLATÁRA23

A gépek és termékek formaterveiben már a kezdetektől jelen vannak a természet alkotó elvei és megoldásai. Ezen természetes konstrukciók jól alkalmazhatók a mérnöki gyakorlat különböző területein. A cikk ezen analógiák fellelési útja és tudatossága szerinti osztályozást és az így kapott típusok eloszlását mutatja be.

6. Rétfalvi Attila, Dr. Stampfer Mihály, Dr. Szegh Imre

FEATURE-ALAPÚ TECHNOLÓGIAI MODELL LÉTREHOZÁSA AUTOMATIZÁLT KÉSZÜLKÉTERVEZÉSHEZ27

Ebben a cikkben a technológiai feature-alapú munkadarab modell létrehozásához szükséges lépések kerültek bemutatásra. A techno-

lógiai feature egyrészt a készüléktervezés másrészt a megmunkálás tervezés automatizálását teszi lehetővé. A munkadarab CAD modelljéből a lokális (a feature-re jellemző) és a globális (a helyzetre és irányra vonatkozó) geometriai adatok kinyerhetők, míg a megmunkálási igényekre és a pontosságra vonatkozó adatokat a bemutatott rendszernél interaktív módon kell megadni. Egy hajtóműház példáján keresztül szemléltettük, hogyan hasznosíthatók a technológiai feature-ök automatizált készüléktervezés során.

7. Sábitz László, Prof. Dr. Zobory István

TUSKÓS FÉKEZÉSŰ VASÚTI TÖMBKERÉK TERMOELASZTIKUS FOLYAMATAINAK VIZSGÁLATA VÉGES ELEMES MÓDSZERREL - I.33

A cikk egy olyan FEM bázisú számítási eljárást mutat be, amely alkalmas a vasúti kerekekben fellépő termikus folyamatok meghatározására. A módszerrel azt vizsgálták, hogy a vasúti kerekek fékezesekor létrejönnek-e a martensitképződés szükséges feltételei.

8. Pataki Tamás, Dr. Kári-Horváth Attila

MŰANYAG ALKATRÉSZEK ERŐSÍTÉSÉNEK MÓDSZEREI SZÉN NANOSZERKEZETEKSEL38

Napjainkban a szén nanocsöveket műanyag mátrixú kompozitok szilárdságának növelésére alkalmazzák. A cikk a nanocsövekkel erősített szerkezetek tulajdonságait mutatja be. A szerkezetek gyenge pontjait a Brenner féle potenciálfüggvényre épülő algoritmussal vizsgálják.

9. Bodzás Sándor, Dr. Dudás Illés

TENGELYMETSZETBEN ÍVELT PROFILÚ KÚPOS CSIGAHAJTÁS TÁNYÉRKERÉK LEFEJTŐMÁRÓJÁNAK GYÁRTÁSGEOMETRIAI ELEMZÉSE42

A szerzők által szabadalmaztatott geometriájú csigahajtás tányérkerékének gyártásához használt lefejtőmaró újraélezhetőségének vizsgálatára matematikai modellt állítottak fel. A számítógépes analízissel megállapították, hogy az újraélezési határszög öt fokra tehető.

10. Tvardovska Sofya

ELEKTROLIT OLDATTAL TELÍTETT PORÓZUS ANYAG JELLEMZŐINEK BEFOLYÁSA A MECHANOELEKTROMÁGNES HULLÁMOK ELOSZLÁSÁRA KÜLSŐ ELEKTROMOS MEZŐ HATÁSAKOR46

A cikk a mechanoelektromágnes hatásnak kitett, elektrolit oldattal telített porózus anyag fizikai és mechanikai tulajdonságainak a hullásterjedésre gyakorolt hatásáthatását elemzi. A szerző az oldat koncentrációjának hullám paramétereit és a közeg porozitását és permeabilitását számszerűsíti. Az eredmények azt mutatják, hogy az elsőrendű mechanoelektromágneses fázissebesség csökken a frekvencia és a koncentráció növekedésével. Az eredmények a földkéreg szerkezetének tanulmányozásához alkalmazhatók.

11. Tóth Bence

AXIÁLIS ÁTÖMLÉSŰ VENTILÁTOR ÁRAMLÁSTECHNIKAI VIZSGÁLATA LAPÁTRÁCS-MÉRÉSI ADATOK ALAPJÁN50

A cikk egy egyszerűsített módszert mutat be, amely axiális ventilátorok áramlástani jellemzőinek számítására szolgál.

KOMPOZIT SZENDVICSSZERKEZET OPTIMÁLIS TERVEZÉSE RÉSZECSCSOPORT OPTIMÁLÓ MÓDSZERREL

OPTIMAL DESIGN OF A COMPOSITE SANDWICH STRUCTURE BY PARTICLE SWARM OPTIMIZATION METHOD

Kovács György*, Jármai Károly**

ABSTRACT

This study shows the optimization method of a new complex structural model [laminated carbon fiber reinforced plastic (CFRP) deck plates with aluminium (Al) stiffeners] which is depicted in Figure 1. The structure was designed for both minimal cost and minimal weight taking into consideration 7 design constraints.

1. BEVEZETÉS

A kompozitok több szempontból fontos anyagok a mérnöki gyakorlatban, a műszaki célú szerkezeti anyagok legkorszerűbb családját képezik. A tulajdonságok olyan széles skálájával rendelkeznek, melyek más anyagokkal elérhetetlenek, mint például a nagy szilárdság, kis sűrűség, korrózióval és vegyi anyagokkal szembeni ellenállás, kedvező hajlítási merevség, jó rezgéscsillapítás, esztétikus megjelenés. A kompozitokat – ezen tulajdonságaiknak köszönhetően – jelenleg is számos iparágban (űrkutató, hadiipar, járműipar, építőipar, gépipar, vegyipar, egészségügy) alkalmazzák.

A jelenlegi tanulmányban vizsgált többcellás kialakítású tartó a szendvicsszerkezet és a cellalemez kombinációja (1. ábra). A szendvicsszerkezetek fém, vagy szálerősítéses műanyag fedőlemezekből állnak, a közbelső réteg pedig általában hab, vagy méhsejtváz. Ezzel szemben a cellalemezeket fém fedőlemezek és a közéjük hegesztett fém merevítők alkotják.

A megalkotott új szerkezeti modell 2 CFRP (carbon fiber reinforced plastic, szálerősítéses műanyag) fedőlemezről, és köztük több alumínium üreges négyzet szelvényű hosszmerítő csőből áll. Így a megalkotott új modell az anyagok, merevítők és a gyártási technológiák kombinációja.

Számos szakirodalom foglalkozik szendvicsszerkezetek, bordázott lemezek és cellalemezek vizsgálatával, tervezésével és alkalmazásával, mint például [1, 3, 4, 6-10].

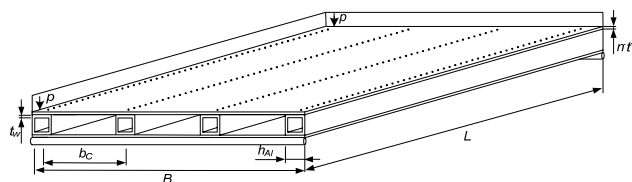
A dolgozat célja az új szerkezet optimálási módszerének kidolgozása. A kidolgozott célfüggvények költség- és tömeg-célfüggvények. A számítás során a teljes szerkezet középhajlására, a kompozit lemezek

horpadására, az Al merevítő cső gerinchorpadására, a kompozit lemezben ébredő maximális feszültségre, az Al csőben keletkező maximális feszültségre, a szerkezet sajátfrekvenciájára vonatkozó méretezési feltételek, valamint a fedőlemez rétegszámára (n), az alkalmazott bordaszámra (n_s) és a borda geometriájára (h_{Al} , t_w) vonatkozó méretkorlátozási feltételek lettek figyelembe véve.

A többcélű optimálás során a normált súlyozásos részecskecsoporthoz (Particle Swarm Optimization) módszer került alkalmazásra.

2. AZ ÚJ TÖBBCELLÁS SZENDVICSSZERKEZET

A vizsgált többcellás szendvicsszerkezet az 1. ábrán látható. A CFRP fedőlemezek laminált réteges szerkezetek. Az egyes kompozit rétegek szál térfogat aránya 61%, a mátrix térfogat aránya pedig 39%. Az egyes rétegekben a karbonszál erősítés hosszirányban került elhelyezésre. A fedőlemezek szegecseléssel lettek az alumínium négyzet keresztmetszetű merevítő bordák (SHS) alsó és felső övlemezéhez rögzítve.



1. ábra. Többcellás cellalemez

Az optimálás célja egy $L = 2250$ mm hosszúságú, $B = 2000$ mm szélességű, $p = 3,5 \cdot 10^{-3}$ N/mm² felületen megoszló ($p = 7$ N/mm vonalmenti) terhelésű cellalemez optimális szerkezeti méreteinek meghatározása.

A fedőlemezek összeállítása során felhasznált előimpregnált CFRP rétegek anyagjellemzői az alábbiak: az egyes rétegek vastagsága $t^* = 0,2$ mm, a rugalmassági modulus hosszirányban $E_x = E_c = 120$ GPa, keresztirányban pedig $E_y = 9$ GPa. A nyíró modulusok a következők: $G_{xy} = G_{yz} = G_{xz} = 4,4$ GPa. A CFRP réteg fajlagos tömege $\rho_c = 180$ g/m², Poisson tényezői $\nu_{xy} = 0,25$ és $\nu_{yx} = 0,019$.

* egyetemi docens, ** egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Logisztikai Intézet

3. CÉLFÜGGVÉNYEK ÉS MÉRETEZÉSI FELTÉTELEK

3.1. Költséggüggvény, mint célfüggvény

Általában a leggyakoribb követelmény, hogy a szerkezet gazdaságos legyen, vagyis törekedni kell a költségminimumra. A költségüggvény a vizsgált többcellás kompozit lemez esetén az anyag és a gyártási költségek összegeként írható fel [2]:

$$f(x) = K = K_{CFRP} + K_{Al} + K_{hőkezelés} + K_{gyártás}$$

$$K (\text{€}) = 2 \cdot (n \cdot 31,047) + k_{Al} [n_s (\rho_{Al} 4 h_{Al} t_w L)]$$

$$+ 2 \cdot n \frac{525}{528} + k_f [n \cdot 14_{\min} + n_s \cdot 26_{\min} + 110_{\min}] \quad (1)$$

ahol n a CFRP rétegek számát jelenti, n_s a merevítő bordák száma, ρ_{Al} az Al profilok sűrűsége, h_{Al} az Al profilok magassága és szélessége, t_w pedig a falvastagsága, min pedig a percben kifejezett gyártási folyamatok tartama.

A szerkezet anyagköltségének jelentős részét a kompozit fedőlemezek teszik ki. Esetünkben ez a költség a 31,047 €/réteget jelenti. Az Al bordák költsége 4,94 €/kg. A fajlagos gyártási költség $k_f=0,6$ €/min. A hőkezelés költsége a kezelendő fedőlemezek méretétől és a mátrix-gyanta típusától függ. Esetünkben ezen költségkomponens a fedőlemez rétegszám és méret üggvényeként számítható. Egy általunk már korábban legyártott 220x1200x2mm méretű CFRP fedőlemez költségét ismerjük, mely alapján a számítási példában szereplő méretű lemez költsége már származtatható az (1) egyenletben látható módon.

A teljes gyártási költség (mint az idő üggvénye [min]) a CFRP lemezek gyártásához szükséges idő ($n \cdot 14_{\min} + 110_{\min}$), az Al bordák vágási idő ($n_s \cdot 6_{\min}$), valamint a szerkezet összeállítási idő ($n_s \cdot 20_{\min}$) költségének összegeként adódik. A CFRP lemezek gyártásához szükséges idő magába foglalja a présformák előkészítésének, az egyes rétegek leszábasának és a rétegek összeállításának időtartamait. A szerkezet összeállításának ideje a CFRP rétegek és az Al merevítők fúrásából és összeszegecseléséből tevődik össze. A furatok elkészítésének ideje a rétegszám üggvénye.

Az optimálandó paraméterek az Al borda geometriája (h_{Ab} , t_w), a CFRP fedőlemezek rétegeinek száma (n), valamint a merevítő bordák száma (n_b). A szálirány valamennyi rétegben (0°), mint az már korábban is meg lett adva.

3.2. Szerkezzetömeg, mint célfüggvény

A szerkezet teljes tömege a CFRP és az Al komponensek tömegének összegeként írható fel:

$$m = 2 \rho_c [B L (n t^*)] + n_s \rho_{Al} [L (4 h_{Al} t_w - 4 t_w^2)] \quad (2)$$

ahol: t^* az egyes rétegek vastagsága, a fedőlemez sűrűsége $\rho_c=180 \cdot 10^{-9}$ kg/mm², az alkalmazott AlMgSi05 négyzetcső sűrűsége pedig $\rho_{Al}=2,7 \cdot 10^{-6}$ kg/mm³.

3.3. Méretezési feltételek

3.3.1. A szerkezet középlehajlása

$$w_{\max} = \frac{5p L^4}{384(E_c I_c + E_{Al} n_s I_{Al})} + \frac{5\Delta M L^2}{48(E_c I_c + E_{Al} n_s I_{Al})} \leq \frac{L}{200} \quad (3)$$

ahol: I_c és I_{Al} a kompozit lemez és az Al borda inerciája, E_c és E_{Al} a CFRP laminát redukált rugalmassági modulusa, valamint az Al borda rugalmassági modulusa. A szerkezet teljes lehajlásának számításánál számolnunk kell a szerkezeti elemek relatív elmozdulásból adódó járulékos lehajlással is. A $\Delta\sigma$ feszültségkülönbségből adódóan ΔM nyomatékkülönbség is jelentkezik. A szerkezet teljes lehajlása tehát a számított elsődleges lehajlás és a szerkezeti elemek relatív elmozdulásából adódó lehajlás összegeként írható fel.

3.3.2. A kompozit lemez horpadása [1]

$$\left(\frac{b_c}{n l^*}\right) \leq \sqrt{\frac{\pi^2}{6\sigma_{\max}(1-\nu_{xy}\nu_{yx})} [\sqrt{E_x E_y + E_x \nu_{xy} + 2G_{xy}(1-\nu_{xy}\nu_{yx})}] \quad (4)$$

ahol b_c : a bordák közötti lemezszélesség, σ_{\max} : a kompozit laminátban a terhelés hatására ébredő maximális feszültség, E_x , E_y , G_{xy} : a kompozit laminát modulusai, ν_{xy} , ν_{yx} : Poisson tényezők.

3.3.3. Az Al cső gerinchorpadása [2]

$$\frac{h_{Al}}{t_w} \leq 42 \sqrt{\frac{235 E_{Al}}{240 E_{Steel}}} \quad (5)$$

ahol: E_{Al} , E_{Steel} az alumínium és az acél rugalmassági modulusa.

3.3.4. Feszültségi feltétel a kompozit lemezre

A szerkezetre ható terhelésből adódó nyomaték megoszlik a szerkezet CFRP és Al teherviselő komponensei között. $X_c M$ a teljes nyomaték kompozit lemezre eső része, az $X_{Al} M$ pedig a merevítőre eső rész.

$$\frac{X_c M}{I_c} \cdot \frac{h_{Al} + n t}{2} \leq \sigma_{Call} \quad (6)$$

ahol: $M = \frac{p L^2}{8}$; $\sigma_{Call} = \frac{\sigma_T}{\gamma_c}$ a megengedett feszültség;

$X_c M$ a kompozit lemezre eső nyomaték; σ_T a kompozit laminát szakító szilárdsága; γ_c a biztonsági tényező (=2).

A merevítő bordák nagy számából adódóan az optimálás során a keresztirányú hajlításból származó feszültséggel nem kell számolni.

3.3.5. Feszültségi feltétel az Al csőre

$$\frac{X_{Al} M}{n_s I_{Al}} \cdot \frac{h_{Al}}{2} \leq \sigma_{Alall} \quad (7)$$

$$X_{Al} = \frac{E_{Al} n_s I_{Al}}{E_{Al} n_s I_{Al} + E_c I_c}; \quad \sigma_{Alall} = \frac{f_y}{\gamma_{Al}}$$

ahol: a megengedett feszültség; $X_{Al} M$ az Al merevítőre eső nyomaték; f_y az Al folyáshatára; γ_{Al} a biztonsági tényező (=2).

3.3.6. Sajátfrekvencia feltétel

$$f_1 = \frac{\pi}{2L^2} \sqrt{\frac{10^3 (E_{Al} I_{Al} + E_k I_k)}{m}} \geq f_0 \quad (8)$$

m : tömeg/folyóméter [kg/m]; f_0 : korlátozás a sajátfrekvenciára (50 Hz).

3.3.7. Méretkorlátozási feltételek

$$\begin{aligned} 10 &\leq h_{Al} \leq 100 \\ 2 &\leq t_w \leq 6 \\ 16 &\leq n \leq 32 \\ 7 &\leq n_s \leq 20 \end{aligned} \quad (9)$$

A fenti méretkorlátozási feltételek gazdaságossági és gyárthatósági szempontok alapján kerültek meghatározásra, valamennyi változó dimenziója [mm].

3.4. Normált Súlyozásos Részecskecsoport Módszer (Particle Swarm Optimization)

A vizsgált szerkezet többcélűfüggvényes (költség- és tömeg-célűfüggvényes) optimalása a normált súlyozásos részecskecsoport módszer (Particle Swarm Optimization, PSO) alkalmazásával lett elvégezve.

A részecskecsoport módszer az evolúciós módszerek egy viszonylag új osztálya, mely alkalmas lehet az optimális megoldás x^* megkeresésére általános optimalási feladatoknál. Az eredeti PSO algoritmus – melyet Kennedy és Eberhardt [5] javasolt 1995-ben – a nagy csoportokban élő élőlények szociális viselkedésén, egymásra hatásán alapszik. A PSO csapatviselkedéseket szimulál, amelyek legjobban madárcsapat, halraj, méhraj esetén érzékelhetőek. Bebizonyosodott az alkalmazások során, hogy egyszerre gyors és hatékony, főként erősen nemlineáris optimalási problémáknál előnyös az alkalmazása. A PSO módszer különösen hasznos paraméteres optimalásra folytonos, többdimenziós térben.

A normált súlyozás módszere kikerüli azt a problémát, amit az egyszerű súlyozás módszerénél a célfüggvények nominális értékei közötti nagy különbség jelent, vagyis hogy az egyes célfüggvények súlyozó tényezőinek nincs hatása az optimumra. A normált súlyozás módszerénél a w_i súlyozó tényezők jól meghatározzák az adott célfüggvény fontosságát.

$$f(x) = \sum_{i=1}^r w_i f_i(x) / f_i^0 \quad (10)$$

ahol $w_i \geq 0$, $\sum_{i=1}^r w_i = 1$, továbbá feltételezzük, hogy $f_i^0 \neq 0$.

4. TÖBBCÉLÜGGVÉNYES OPTIMÁLÁS NUMERIKUS EREDMÉNYEI

A többcélűfüggvényes optimalás során a fent bemutatott normált súlyozásos részecskecsoport módszer került alkalmazásra.

Érzékenységvizsgálatot is végeztünk abból a célból, hogy a szerkezet kialakítása, vagyis az optimális szerkezet méretei milyen érzékenyen változnak az egyes paraméterek változásakor. Számos paraméter különböző értékei esetében vizsgáltuk az optimális szerkezet geometriai méreteinek változását.

Először is 20, 22, 24 és 26 rétegszámú fedőlemezek esetében vizsgáltuk a tervezési változók alakulását.

Számos paraméter vizsgálatának eredményeképpen elmondható, hogy a tervezési változók változtatása nincs jelentős hatással a célfüggvény értékére.

A fajlagos gyártási költség (k_f) változása azonban nagy hatással van az optimális kialakítású szerkezetre.

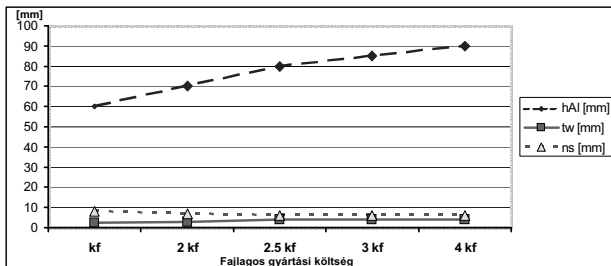
Az 1. táblázat az optimális szerkezetváltozatokat mutatja 26 rétegszámú fedőlemez alkalmazásakor különböző fajlagos gyártási költség értékek (1; 2; 2,5; 3 és 4-szeres), illetve a költség- és tömeg célfüggvények különféle súlyozási értékei esetén.

1. táblázat Particle Swarm Optimáló módszerrel történt többcélűfüggvényes optimalás eredménye

	célfüggvények súlyai	h_{Al} [mm]	t_w [mm]	n_s [mm]
k_f [€/min]	100-0%	60	2,5	8
$2k_f$ [€/min]	0-100%	50	3	9
	50-50%	50	3	9
	80-20%	50	3	9
	90-10%	55	3	8
	95-5%	60	3	8
$100-0%$	70	3	7	
$2,5k_f$ [€/min]	100-0%	80	4	6
$3k_f$ [€/min]	100-0%	85	4	6
$4k_f$ [€/min]	100-0%	90	4	6
költség-tömeg célfüggvények				

A táblázat második oszlopában szereplő számpárok első tagjai a költség-, a második tagjai a tömeg-

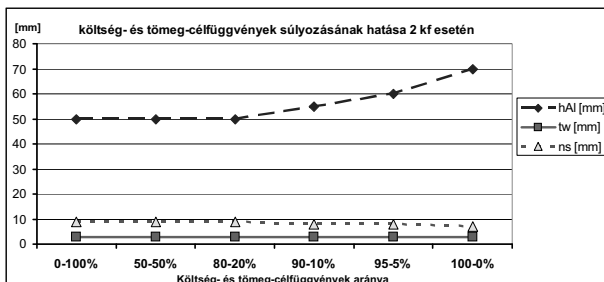
célfüggvények súlyait mutatja a többcélfüggvényes optimalás esetében.



2. ábra A bordaszám és a bordageometria alakulása különböző nagyságú fajlagos gyártási költséggel számolva egycélfüggvényes költségoptimalás esetén

A 2. ábra a bordaszám és a bordageometria alakulását mutatja a fajlagos gyártási költség alakulásának függvényében egycélfüggvényes költségoptimalás (100-0%) esetén.

Jól látható, hogy a minimális költségű szerkezet bordaszáma (n_s) csökken, a bordageometria (h_{Al} , t_w) pedig nő a fajlagos gyártási költség növekedésével.



3. ábra A bordaszám és a bordageometria alakulása a költség- és a tömeg-célfüggvény eltérő súlyozása esetén $2k_f$ fajlagos gyártási költség mellett

A 3. ábra a bordaszám és a bordageometria alakulását mutatja a költség- és a tömeg-célfüggvény eltérő súlyozása esetén $2k_f$ fajlagos gyártási költség mellett. A %-os arány párok első tagjai a költség-, a második tagjai a tömeg-célfüggvények súlyait mutatják a kétcélfüggvényes optimalás esetében.

Megfigyelhető, hogy a költség-célfüggvény súlyának növelésével a bordaszám csökkenése, valamint a bordageometria növekedése következik be. Továbbá látható az is, hogy a tömeg-célfüggvény súlyának növelésével pedig a bordaszám növekszik, míg a bordák geometriai méretei csökkennek.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

Egy új szerkezeti modell szerkezetoptimalási módszere került bemutatásra. A szerkezet laminált karbonszál-erősítéses fedőlemezekből és Al merevítőkből szegeccseléssel került összeállításra. A tervezés során az optimális bordaszám és borda geometria, valamint az

optimális kompozit fedőlemez rétegszám került meghatározásra, mely szerkezet biztosítja a minimális költséget és/vagy tömeget amellet, hogy teljesíti a megfogalmazott méretezési feltételeket is.

A szerkezet többcélfüggvényes optimalása során a normált súlyozásos részecskecsoporthoz módszer (Particle Swarm Optimization) került alkalmazásra.

Továbbá érzékenységvizsgálatot is végeztünk abból a célból, hogy a szerkezet kialakítása, vagyis az optimális szerkezet méretei milyen érzékenyen változnak az egyes paraméterek változásakor. Számos paraméter különböző értékei esetében vizsgáltuk az optimális szerkezet geometriai méreteinek alakulását.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatás az Európai Unió és Magyarország támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával a TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001 azonosító számú „Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése konvergencia program” című kiemelt projekt keretei között valósult meg. A kutató munka részben a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében, valamint az OTKA T 109860 projektek támogatásával valósult meg.

IRODALOM

- [1] Barbero E. J. (1999) *Introduction to composite materials design*, USA: Taylor & Francis
- [2] Farkas, J.; Jármái, K. (1997) *Analysis and optimum design of metal structure*, Balkema: Rotterdam-Brookfield.
- [3] Farkas, J.; Jármái, K. (1998) *Minimum material cost design of five-layer sandwich beams*. Structural Optimization 15 No.3-4, pp.: 215-220
- [4] Jármái, K.; Farkas, J.; Petershagen, H. (1999) *Optimum design of welded cellular plates for ship deck panels*, Welding in the World 43 No.1, pp.: 51-54
- [5] Kennedy, J.; Eberhart, R. (1995) Particle swarm optimization, *Proc. of the 1995 IEEE International Conference on Neural Networks*, Perth, Australia, IEEE Service Center, Piscataway, NJ, 4, pp.:1942-1948
- [6] Noor, A. K.; Burton, W.S.; Bert, C. W. (1996) *Computational models for sandwich panels and shells*, Appl. Mech. Rev. 49 No. 3, pp.: 155-199
- [7] Vinson, J. R. (2001) *Sandwich structures*, Appl. Mech. Rev. 54 No. 3, pp.: 201-214
- [8] Virág, Z. (2006) *Optimum design of stiffened plates*, Pollack Periodica, Vol. 1, No. 1, HU ISSN 1748-1994, pp. 77-92
- [9] Virág, Z. (2004) *Optimum design of stiffened plates for different loads and shapes of ribs*, Journal of Computational and Applied Mechanics, Volume 5, Number 1, HU ISSN 1586-2070, pp. 165-179
- [10] Zenkert, D. (1995) *An introduction to sandwich construction*, W Midlands: EMAS Publ.

FESZÜLTSGSZÁMÍTÁS A SÍKRUGALMASSÁGTAN DUÁL RENDSZERÉBEN A HIPERSZINGULÁRIS IN- TEGRÁLEGYENLETEK MÓDSZERÉVEL

HYPERSINGULAR INTEGRAL EQUATION METHOD FOR STRESS COMPUTATION IN THE DUAL SYSTEM OF PLANE ELASTICITY

Szurbik Sándor*

ABSTRACT

In this paper the hypersingular integral equation method in the dual system of elasticity is applied to some boundary value problems. The accuracy of stress computations on the boundary is greatly increased if one applies hypersingular integral equations instead of utilizing the traditional computational techniques of the boundary element method. In contrast to papers [1], [2], [3], [4] in which the problems are based on an approximation of displacements and tractions, here we consider a dual system in which the stress functions of order one and the rigid body rotation are the fundamental variables. It is a further advantage of applying the dual formulation that the stress components can be computed directly by taking the derivatives of the stress functions of order one.

1. BEVEZETÉS

A peremelem-módszer esetén a peremponti feszültségek számítása a peremen kapott közelítő polinomiális megoldások felhasználásával (ezek fokszáma az alakfüggvények fokszáma) képezhető a közelítő megoldások deriváltjainak kihasználásával. Az utóbbi körülmény okozza azt, hogy a perem menti feszültségek pontossága sokszor nem kielégítő. A perem menti feszültségek numerikus pontosságának növelése motiválta az [1] tanulmányokat, amelyek a peremelem-módszer hiperszinguláris integrálegyenleteihez kötődően javasoltak és teszteltek a perem menti feszültségek pontosabb számítására alkalmas eljárást a rugalmasságtan két és háromdimenziós feladatai esetén. Az idézett vizsgálatok a rugalmasságtan primál rendszerét tételezték fel. Nyitott kérdés maradt, hogy miként alkalmazható az idézett tanulmányok gondolatmenete, ha a rugalmasságtan ún. duál rendszerében tekintjük a megoldandó peremérték-feladatokat. A jelen tanulmány ezzel a kérdéssel foglalkozik a rugalmasságtan síkfeladatai körében. Duál rendszerben az elsőrendű feszültségfüggvényeket (és a merevtestszerű forgást) tekintjük alapváltozónak a feszültsé-

ségek az elsődleges és az alakváltozások a másodlagos közbülső változók. Ebben a rendszerben Szeidl [5] alatti tanulmányai dolgozták ki a peremelemes formalizmust.

2. PEREMELEM-MÓDSZER DUÁL RENDSZER- BEN

A vizsgálatokat az x_1, x_2 síkbeli kartéziszi koordináta-rendszerben végezzük. Az általános érvényű egyenletek írásakor pedig a vektor- és tenzoranalízis indexes jelölismódját alkalmazzuk. Ennek megfelelően a jobbra lent írott indexek koordinátaindexek és ekkor latin index értéke 1, 2, 3, görög index értéke pedig 1, 2 lehet. Néma indexpár szerint összegezni kell. A felül (akár jobboldalon, akár a baloldalon álló), avagy az alulírott a, e és j indexek azonban nem koordinátaindexek és értékük értelmezésüktől függően tetszőleges egész szám lehet. $\delta_{\kappa\lambda}$ és $Q_{\kappa\rho}$ a Kronecker delta és a permutációs szimbólum. Az $x(x_1, x_2)$ az ún. futópont és az általában rögzítettnek tekintett $y(y_1, y_2)$ pont pedig a forráspont.

A vizsgálatoknak az $L_o = L_u \cup L_t$ peremgörbével határolt, egyszerűen összefüggő belső A_i síktartomány a tárgya. Az L_u peremíven elmozdulások, L_t peremíven feszültségek (feszültségfüggvények – ezek képezhetők az előírt feszültségekből) az előírt mennyiségek. Az előírt értékeket kalap jelöli: \hat{u}_λ pl. az előírt elmozdulás. A duál Somigliana képletek az

$$u_\kappa(y) = \oint_{L_o} U_{\kappa\lambda}(x, y) t_\lambda(x) ds_x - \oint_{L_o} T_{\kappa\lambda}(x, y) u_\lambda(x) ds_x \quad y \in A_i, \quad (1)$$

$$c_{\kappa\lambda} u_\lambda(y) = \oint_{L_o} U_{\kappa\lambda}(x, y) t_\lambda(x) ds_x - \oint_{L_o} T_{\kappa\lambda}(x, y) u_\lambda(x) ds_x \quad y \in L_o, \quad (2)$$

$$0 = \oint_{L_o} U_{\kappa\lambda}(x, y) t_\lambda(x) ds_x - \oint_{L_o} T_{\kappa\lambda}(x, y) u_\lambda(x) ds_x \quad y \notin L_o \cup A_i \quad (3)$$

alakban írhatók fel. A képletekben $u_\lambda(x)$ elsőrendű feszültségfüggvény (duál elmozdulás), $u_3(x) = \varphi(x)$ merevtestszerű forgás (az elmozdulásmező betűjele ezzel szemben az álló kis u betű),

* egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Műszaki Mechanikai Intézet

$$[U_{kl}(x, y)] = K_1 \begin{bmatrix} -2 \ln R - 3 - 2 \frac{r_2^2 r_1^2}{R^2} & 2 \frac{r_1 r_2}{R^2} & \frac{2}{\mu} (1 - \nu) \frac{r_1}{R^2} \\ 2 \frac{r_2^2 r_1}{R^2} & -2 \ln R - 3 - 2 \frac{r_1^2 r_2}{R^2} & \frac{2}{\mu} (1 - \nu) \frac{r_2}{R^2} \\ \frac{2}{\mu} (1 - \nu) \frac{r_1}{R^2} & \frac{2}{\mu} (1 - \nu) \frac{r_2}{R^2} & 0 \end{bmatrix},$$

$$K_1 = \frac{\mu}{4\pi(1-\nu)} \quad (4)$$

az elsőrendű alapmegoldás, s az ívkoordináta (pozitív irányba történő haladásakor a tartomány a baloldalon fekszik), $t_\lambda(x) = -du_\lambda / ds$ az u_λ elmozdulásmező ívkoordináta szerinti deriváltjának ellentettje (duál feszültség), R a futópont és a forráspont távolsága, $r_\lambda = x_\lambda - y_\lambda$, μ és ν a nyírási rugalmassági modulus és a Poisson szám, $c_{\kappa\lambda}$ az y pontbeli érintők – ha több érintő van mint egy (töréspont) – által bezárt szögtől függ, egyébként $c_{\kappa\lambda} = \delta_{\kappa\lambda}/2$. n_λ a külső normális. A másodrendű alapmegoldást pedig a összefüggés értelmezi.

$$[T_{i\lambda}(x, y)] = K_2 \begin{bmatrix} n_1 r_1 \left(4 \frac{r_2^2}{R^2} - 2(3-2\nu) \right) & -n_2 r_1 \left(4 \frac{r_2^2}{R^2} + 2(1-2\nu) \right) \\ +n_2 r_2 \left(4 \frac{r_2^2}{R^2} - 2(3-2\nu) \right) & -n_1 r_2 \left(4 \frac{r_1^2}{R^2} - 2(1-2\nu) \right) \\ -n_1 r_2 \left(4 \frac{r_1^2}{R^2} + 2(1-2\nu) \right) & n_2 r_2 \left(4 \frac{r_1^2}{R^2} - 2(3-2\nu) \right) \\ -n_2 r_1 \left(4 \frac{r_2^2}{R^2} - 2(1-2\nu) \right) & +n_1 r_1 \left(4 \frac{r_1^2}{R^2} - 2(3-2\nu) \right) \\ -n_1 \frac{2}{\mu} (1-\nu) \frac{r_1^2 - r_2^2}{R^2} & -n_1 \frac{4}{\mu} (1-\nu) \frac{r_1 r_2}{R^2} \\ -n_2 \frac{4}{\mu} (1-\nu) \frac{r_1 r_2}{R^2} & +n_2 \frac{2}{\mu} (1-\nu) \frac{r_1^2 - r_2^2}{R^2} \end{bmatrix},$$

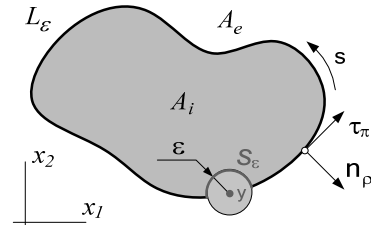
$$K_2 = \frac{1}{8\pi(1-\nu)R^2} \quad (5)$$

A vonatkozó alapmegoldások az x jelű pont y forráspontához való közeledésekor gyenge, logaritmus típusú ($\ln R$), illetve erős (R^{-1}) szingularitást mutatnak. Az (1) és (3) egyenletekben, mivel az y pont nem esik a peremre, nem jelentkezik szingularitási probléma. A megoldást a peremen megadó (2) integrálegyenletben az L_u peremíven duál feszültségek, az L_t peremíven pedig a duál elmozdulások az ismeretlenek. Az A_i tartomány komplementereként is megadható A_e -vel jelölt külső tartomány esetén a vonatkozó (1), (2) és (3) egyenletek jobb oldala kiegészül végtelen távoli pont konstans feszültségi állapotát megadó $\tilde{u}_\kappa(y)$ feszültségfüggvényekkel ($\varphi(\infty) = 0$). További részletek a külső tartománnyal kapcsolatos peremelemes formalizmusról, a síkrugalmasságtan duál rendszerbeli alapegyenletéről, a vonatkozó peremfeltételekről (feszültségfüggvények számítása a terhelt peremíveken), illetve a nagybani és kiegészítő kompatibilitási feltételek szerepéről Szeidl [5] alatti munkáiban található. Mivel ezek a gondolat-

menetben nem játszanak szerepet, továbbá terjedelmi korlátokra is tekintettel ezeket itt nem ismertetjük.

3. DUÁL RENDSZERBELI HIPERSZINGULÁRIS INTEGRÁLEGYENLETEK

Az elsőrendű feszültségfüggvényeken alapuló hiperszinguláris integrálegyenlet levezetése során kizárjuk a forrásponti szingularitás kis környezetét a vizsgált tartományból. Ez azt eredményezi, hogy a formalizmus majd a (3) egyenleten alapul, és a vonatkozó integrálok számítása a forráspontot kizáró kis íven analitikus (zárt alakú) képleteket eredményez. Leolvasható a viszonyokat szemléltető 1. ábráról, hogy y középpontú ε sugárral rajzolt körlap A_i siktartományában fekvő részét távolítottuk el az A_i tartományból. Az ε sugarú körlap A_i -ben fekvő peremívét S_ε , az L_o megmaradó ívét L_ε jelöli. Az így adódó siktartománynak pedig $L_\varepsilon \cup S_\varepsilon$ a peremgörbéje.



1. ábra. Az y középpontú ε sugarú körtartomány kizárásával nyert új peremgörbe

Mivel az y forráspont az új tartományon kívülre került fennáll a (3) egyenlet. Ennek az egyenletnek

$$0 = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \left\{ \int_{L_\varepsilon} U_{\kappa\lambda, \rho}(x, y) t_\lambda(x) ds_x - \int_{L_\varepsilon} T_{\kappa\lambda, \rho}(x, y) u_\lambda(x) ds_x + \int_{S_\varepsilon} U_{\kappa\lambda, \rho}(x, y) t_\lambda(x) ds_x - \int_{S_\varepsilon} T_{\kappa\lambda, \rho}(x, y) u_\lambda(x) ds_x \right\} \quad (6)$$

az y_ρ szerinti parciális deriválja – a ∂_ρ parciális deriváltat vessző után álló alsó indexpozíciójű ρ jelöli. A deriválási művelet után adódó $D_{\kappa\rho\lambda} = U_{\kappa\lambda, \rho}$ mátrix

$$D_{111} = \frac{\mu}{4\pi(1-\nu)} \left[2 \frac{r_1}{R^2} - 4 \frac{r_1^2 r_2^2}{R^4} \right], \dots, \quad (7)$$

$$D_{222} = \frac{\mu}{4\pi(1-\nu)} \left[2 \frac{r_2}{R^2} - 4 \frac{r_1^2 r_2^2}{R^4} \right].$$

elemeknek R^{-1} típusú erős szingularitása van. Az $S_{\kappa\rho\lambda} = T_{\kappa\lambda, \rho}$ mátrix

$$S_{111} = \frac{1}{8\pi(1-\nu)R^2} \left\{ \frac{1}{R^2} \left[n_1 r_2 \left(16 \frac{r_1^2 r_2}{R^2} + 4(1-2\nu)r_2 \right) + n_2 r_1 \left(16 \frac{r_2^3}{R^2} - 4(3-2\nu)r_2 \right) \right] - n_1 \left(4 \frac{r_1^2}{R^2} + 2(1-2\nu) \right) \right\},$$

$$\dots,$$

$$S_{222} = \frac{1}{8\pi(1-\nu)R^2} \left\{ \frac{1}{R^2} \left[n_1 r_2 \left(16 \frac{r_1^3}{R^2} - 4(3-2\nu)r_1 \right) + n_2 r_1 \left(16 \frac{r_1 r_2^2}{R^2} + 4(1-2\nu)r_1 \right) \right] - n_2 \left(4 \frac{r_2^2}{R^2} + 2(1-2\nu) \right) \right\} \quad (8)$$

elemeire pedig az R^{-2} típusú hipersingularitás a jellemző. Vegyük észre, hogy terjedelmi okok miatt nem írtuk ki a $D_{\kappa\rho\lambda}$ és $S_{\kappa\rho\lambda}$ mátrixok valamennyi elemét.

A vizsgált síkbeli tartomány határoló peremgörbéjén vett y forráspont kis környezetében a vonatkozó peremérték feladat változóit folytonos és deriválható függvényei a helynek, így a forráspont kis környezetben fekvő x pontban rájuk vonatkozóan az

$$u_\lambda(x) = u_\lambda(y) + u_{\lambda,\delta}(y)(x_\delta - y_\delta) + O(r^2) \quad (9)$$

és

$$t_\lambda(x) = -u_{\lambda,\pi}(y)Q_{\rho\pi}n_\rho(x) = -u_{\lambda,\pi}(y)\tau_\pi(x) \quad (10)$$

közelítő összefüggések érvényesek – τ_π a peremörbe érintő egységvektora. Ez azt jelenti hogy y pontbeli értékek (függvényérték és deriváltja) határozzák meg a vonatkozó függvények kis környezetbeli viselkedését. A (9) és (10) összefüggések (6) egyenletbe történő behelyettesítése és az identikusan zérust adó tagok törlése után (a részletes igazolást itt most nem részletezve) a

$$\lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \left\{ \int_{L_\varepsilon} D_{\kappa\rho\lambda} t_\lambda(x) - S_{\kappa\rho\lambda} u_\lambda(x) ds_x \right\} = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \left\{ \frac{b_{\kappa\rho\lambda}}{\varepsilon} u_\lambda(y) \right\} + d_{\kappa\rho\alpha\beta}(y) u_{\alpha,\beta}(y) \quad (11)$$

határértéket kapjuk a (3) egyenletből, ahol a jobboldalán álló két tag meghatározására a

$$\lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \left\{ \frac{b_{\kappa\rho\lambda}}{\varepsilon} u_\lambda(y) \right\} = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \left\{ \int_{L_\varepsilon} S_{\kappa\rho\lambda} ds_x u_\lambda(y) \right\} \quad (12)$$

valamint a

$$d_{\kappa\rho\alpha\beta}(y) u_{\alpha,\beta}(y) = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \left\{ \int_{L_\varepsilon} D_{\kappa\rho\lambda} \hat{u}_{\lambda,\pi}(y) \tau_\pi(x) ds_x + \int_{L_\varepsilon} S_{\kappa\rho\lambda} u_{\lambda,\delta}(y)(x_\delta - y_\delta) ds_x \right\} \quad (13)$$

képletek szolgálnak. Igazolható, hogy belső pont esetén $b_{\kappa\rho\lambda}(y) = 0$, továbbá a peremre eső y forráspont esetén a (12) integrál értéke az általunk vizsgált esetekben – az egyszerűség végett a tartomány határgörbéjét simának, azaz töréspont nélkülinek tekintjük –, zérus értékű, következésképp $b_{\kappa\rho\lambda}(y) = 0$ és fennáll az is, hogy $d_{\kappa\rho\alpha\beta} u_{\alpha,\beta} = 0,5 u_{\kappa,\rho}$. Figyelembe véve, hogy a feszültségek és az elsőrendű feszültségfüggvények között a $t_{\psi\kappa}(y) = Q_{\psi\rho\lambda} u_{\kappa,\rho}(y)$ összefüggés áll fenn zérus tartományi teher esetén (ez feltevés) a (13) egyenlet alapján a perem y pontjában a

$$t_{\psi\kappa}(y) = 2Q_{\psi\rho\lambda} \left[\int_{L_o} D_{\kappa\rho\lambda}(x, y) t_\lambda(x) ds_x - \int_{L_o} S_{\kappa\rho\lambda}(x, y) u_\lambda(x) ds_x \right] \quad (14)$$

képlet a feszültségszámítás alapképlete. A jobboldalon álló integrálok számszerű értékének meghatározása során a 4. szakaszban leírtak alapján kell eljárni. A (14) képletre vezető gondolatmenet alapján kapjuk meg az (1) egyenletből a feszültségszámítás

$$t_{\psi\kappa}(y) = Q_{\psi\rho\lambda} \left[\int_{L_o} D_{\kappa\rho\lambda}(x, y) t_\lambda(x) ds_x - \int_{L_o} S_{\kappa\rho\lambda}(x, y) u_\lambda(x) ds_x \right] \quad (15)$$

formuláját a vizsgált síktartomány belső pontjaiban. Külső tartomány esetén a fenti képleteket értelemszerűen ki kell egészíteni a végtelen távoli pont feszültségi állapotához tartozó $t_{\psi\kappa}(\infty)$ konstans feszültséggel, pl.:

$$t_{\psi\kappa}(y) = 2 \left\{ t_{\psi\kappa}(\infty) + Q_{\psi\rho\lambda} \left[\int_{L_o} D_{\kappa\rho\lambda}(x, y) t_\lambda(x) ds_x - \int_{L_o} S_{\kappa\rho\lambda}(x, y) u_\lambda(x) ds_x \right] \right\} \quad (16)$$

ha perempont az y pont.

4. INTEGRÁLÁS A SZINGULARITÁST TARTALMAZÓ PEREMELEM FELETT

A numerikus implementáció során a vizsgált feladathoz tartozó tartomány zárt L_o peremgörbéjét n_{be} ívre – három csomópontú peremelemre – osztjuk fel. Ezt figyelembe véve a tartomány peremén feszültségszámításra szolgáló (14) képlet a

$$t_{\psi\kappa}(y) = 2Q_{\psi\rho\lambda} \left[\sum_{e=1}^{n_{be}} \int_{L_e} D_{\kappa\rho\lambda}(x, y) t_\lambda(x) ds_x - \sum_{e=1, e \neq m}^{n_{be}} \int_{L_e} S_{\kappa\rho\lambda}(x, y) u_\lambda(x) ds_x - \sum_{j=1}^6 I_{\kappa\rho j}^m u_j^m \right] \quad (17)$$

alakban írható át. A képletben álló $I_{\kappa\rho j}^m$ tag az y forráspontot tartalmazó, m sorszámú elem feletti integrálásból adódik. Azért szerepel ez a tag elkülönítetten, mert szinguláris tagok is vannak az integranduszban. A hat elemű u_j^e és a t_j^e vektorokat a következők értelmezik.

Az e -ik L_e ($e=1, \dots, n_{be}$) peremelemen a végpontokhoz, és az elem középső pontjához u_λ^a és t_λ^a ($a=1, \dots, 3$) vektorokat a lokális csomóponti sorszámozás sorrendjében az

$$\left[u_j^e \right]^T = \left[\left[u_\lambda^1 \right]^T \quad \left[u_\lambda^2 \right]^T \quad \left[u_\lambda^3 \right]^T \right] \quad (18)$$

és a

$$\left[t_j^e \right]^T = \left[\left[t_\lambda^1 \right]^T \quad \left[t_\lambda^2 \right]^T \quad \left[t_\lambda^3 \right]^T \right] \quad (19)$$

hat elemű vektorokba gyűjtjük össze ($j=1, \dots, 6$). A

$$N^1(\xi) = \frac{1}{2} \xi(\xi-1), \quad N^2(\xi) = (1-\xi^2), \quad (20)$$

$$N^3(\xi) = \frac{1}{2} \xi(\xi+1)$$

kvadratikus alakfüggvények (Lagrange polinomok) alkalmas elrendezésével nyert $N_{\lambda j}$ approximációs mátrix felhasználásával, ez a $\xi \in [-1, 1]$ lokális koordinátára történő áttérést is jelenti, az

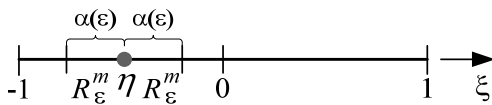
$$u_\lambda(\xi) = N_{\lambda j}(\xi) u_j^e \quad \text{és} \quad t_\lambda(\xi) = N_{\lambda j}(\xi) t_j^e \quad (21)$$

formában áll elő a peremelemek felett a duál elmozdulás és duál feszültség közelítése. Felhasználva ezt a (17) egyenlet átírható a

$$t_{\psi\kappa}(y) = 2O_{\psi\kappa} \left[\sum_{e=1}^{n_{\kappa}} \int_{R^e} D_{\kappa\lambda}(\xi, \eta) N_{\lambda_j}(\xi) J(\xi) d\xi t_j^e - \sum_{e=1, e \neq m}^{n_{\kappa}} \int_{R^e} S_{\kappa\lambda}(\xi, \eta) N_{\lambda_j}(\xi) J(\xi) d\xi u_j^e - \sum_{j=1}^6 \int_{R_{\kappa j}^m} u_j^m \right] \quad (22)$$

alakba, ahol $J(\xi)$ a Jacobi-féle függvénydetermináns. Jelölje R^e az L_e jelű peremelem képét a ξ koordináta-tengelyen. Az R^e felett $\xi \in [-1, 1]$, az elem kezdő, középső és végpontjának pedig rendre a -1 , 0 és $+1$ koordinátpont felel meg ezen a tengelyen.

A szingularitást tartalmazó m sorszámú elemhez tartozó R^m intervallumot a 2. ábra szemlélteti. Az ábra feltünteti az elemen lévő forráspont kizárását jelentő ε sugarú kör által a peremelem görbéjéből kimetszett részek α hosszúságú képei által alkotott R_ε^m intervallumokat is. Az y forráspontnak az η felel meg.



2. ábra. A szingularitáshordozó elem leképzése: az R^m intervallum

Ha $e \neq m$, akkor az integrálás a jól ismert Gauss-kvadratura szabállyal végezhető el. Az 5. szakaszban bemutatásra kerülő számpéldák numerikus megoldása során a 14 pontos, $[-1, 1]$ intervallumra vonatkozó változat került alkalmazásra. A továbbiakban az

$$I_{\kappa j}^m = \int_{R^m} S_{\kappa\lambda}(\xi, \eta) N_{\lambda_j}(\xi) J(\xi) d\xi = \int_{R^m} F_{\kappa j}^m(\xi, \eta) d\xi \quad (23)$$

integrál meghatározását taglaljuk. A számításához a következő sorfejtések ismerete szükséges: Az $N_{\lambda_j}(\xi)$ approximációs mátrixot az

$$N_{\lambda_j}(\xi) = N_{\lambda_j}(\xi) \Big|_{\xi=\eta} + \frac{d}{d\xi} N_{\lambda_j}(\xi) \Big|_{\xi=\eta} \underbrace{(\xi - \eta)}_{\delta} + O(\delta^2) = {}^0N_{\lambda_j}(\eta) + {}^1N_{\lambda_j}(\eta) \delta + O(\delta^2) \quad (24)$$

módon fejtjük Taylor sorba az η körül. A sorfejtéseket elegendő a második taggal bezárólag elvégezni, mivel a problémát okozó integranduszok aszimptotikus viselkedése R^{-2} típusú. Igazolható, hogy a Jacobi determináns és a külső normális szorzata a

$$\begin{aligned} J_1(\xi) &= n_1 J(\xi) = A_2 + 2B_2 \delta + O(\delta^2) \\ J_2(\xi) &= n_2 J(\xi) = -A_1 - 2B_1 \delta + O(\delta^2) \end{aligned} \quad (25)$$

alakban számítható, ahol A_λ -át és B_λ -át a három csomópontú $[x_\lambda^a \ (a=1, \dots, 3)]$ a csomóponti koordináták] és az y forráspontot tartalmazó L_m peremelemen tekintett $r_\lambda = x_\lambda - y_\lambda$ különbség sorfejtéséből kell helyettesíteni:

$$A_\lambda = \left. \frac{\partial x_\lambda}{\partial \xi} \right|_{\xi=\eta} = (x_\lambda^1 - 2x_\lambda^2 + x_\lambda^3) \eta + \frac{1}{2} (x_\lambda^3 - x_\lambda^1), \quad (26)$$

$$B_\lambda = \left. \frac{1}{2!} \frac{\partial^2 x_\lambda}{\partial \xi^2} \right|_{\xi=\eta} = \frac{1}{2} (x_\lambda^1 - 2x_\lambda^2 + x_\lambda^3). \quad (27)$$

Az $S_{\kappa\lambda}$ mátrix – lásd a (8) összefüggést – elemeinek sorba fejtéséhez, mivel a vonatkozó képletek tartalmazzák az r_λ helyvektort és annak $R=|r_\lambda|$ abszolút értékét, szükség van az

$$\frac{1}{R^2} = \frac{1}{A^2 \delta^2} - 2 \frac{C}{A^4 \delta} + O(1) \quad (28)$$

és az

$$\frac{r_\lambda}{R} = \frac{A_\lambda}{A} \operatorname{sgn}(\delta) + \left[\frac{B_\lambda}{A} - \frac{A_\lambda C}{A^3} \right] \frac{\delta}{\operatorname{sgn}(\delta)} + O(\delta^2) \quad (29)$$

sorfejtések hatványaira és ezek egymással vett szorzataira. A (28) és (29) képletekben álló A és C állandókat az

$$A = \sqrt{\sum_{\lambda=1}^2 A_\lambda^2} = J(\eta), \quad C = \sum_{\lambda=1}^2 A_\lambda B_\lambda \quad (30)$$

összefüggések értelmezik. A (23) képletben álló integrandusz a (24)-(29) sorfejtések figyelembe vétele után az

$$F_{\kappa j}^m(\xi, \eta) = \frac{{}^{-2}F_{\kappa j}^m(\eta)}{(\xi - \eta)^2} + \frac{{}^{-1}F_{\kappa j}^m(\eta)}{\xi - \eta} + O(1) \quad (31)$$

alakban Laurent-sorként írható fel a forráspont környezetében, ahol ${}^{-2}F_{\kappa j}^m(\eta)$ és ${}^{-1}F_{\kappa j}^m(\eta)$ csak az η függvénye – konkrét számérték rögzített η esetén. A (31) sorfejtést a (23) képletben álló integranduszból levonva és egyúttal hozzá is adva – elkülönítve ezzel a szinguláris és nem szinguláris képletrészeket adódik, hogy

$$\begin{aligned} I_{\kappa j}^m &= \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \int_{R^m - 2R_\varepsilon^m} \left\{ F_{\kappa j}^m(\xi, \eta) - \left[\frac{{}^{-2}F_{\kappa j}^m(\eta)}{(\xi - \eta)^2} + \frac{{}^{-1}F_{\kappa j}^m(\eta)}{\xi - \eta} \right] \right\} d\xi + \\ &+ \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \int_{R^m - 2R_\varepsilon^m} \frac{{}^{-2}F_{\kappa j}^m(\eta)}{(\xi - \eta)^2} d\xi + \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \int_{R^m - 2R_\varepsilon^m} \frac{{}^{-1}F_{\kappa j}^m(\eta)}{\xi - \eta} d\xi = \\ &= {}^0I_{\kappa j}^m + {}^{-2}I_{\kappa j}^m + {}^{-1}I_{\kappa j}^m \end{aligned} \quad (32)$$

A szingularitást tartalmazó integrálok zárt alakban számíthatók. A fennmaradó integrálok pedig Gauss kvadraturával számíthatók. Sorra véve ezeket a (32) képlet első integrálja tekintetében a vonatkozó $\varepsilon \rightarrow 0$ határátmenet elvégzése után egy a $(\xi - \eta)^n$ hatványaiból álló ($n \geq 0$) hatványsort kapunk következőképp – amint már utaltunk rá – reguláris az

$${}^0I_{\kappa j}^m = \int_{-1}^1 \left\{ F_{\kappa j}^m(\xi, \eta) - \left[\frac{{}^{-2}F_{\kappa j}^m(\eta)}{(\xi - \eta)^2} + \frac{{}^{-1}F_{\kappa j}^m(\eta)}{\xi - \eta} \right] \right\} d\xi \quad (33)$$

integrál és az a Gauss kvadratura szabályával numerikusan számítható. A (32) egyenletben álló második integrál kezeléséhez előbb a $[-1, \eta - \alpha]$ és $[\eta + \alpha, 1]$ részintervallumokra kell bontani a $[-1, 1]$ intervallumot és alkalmazni az

$$\alpha(\varepsilon) = \frac{\varepsilon}{A} - \frac{C}{A^4} \varepsilon^2 \operatorname{sgn}(\varepsilon) + O(\varepsilon^3) \quad (34)$$

sorfejtést. Ennek ismeretében állítható elő az integrál meghatározására szolgáló

$$\begin{aligned}
 -^2 I_{kpj}^m &= \lim_{\varepsilon \rightarrow 0^+} \int_{-1}^{\eta-\alpha} \frac{-^2 F_{kpj}^m(\eta)}{(\xi-\eta)^2} d\xi + \lim_{\varepsilon \rightarrow 0^+} \int_{\eta+\alpha}^1 \frac{-^2 F_{kpj}^m(\eta)}{(\xi-\eta)^2} d\xi = \\
 &= -^2 F_{kpj}^m(\eta) \left(\frac{1}{1+\eta} + \frac{1}{1-\eta} \right) \quad (35)
 \end{aligned}$$

analitikus képlet a vonatkozó határátmenetek képzése után. A (32) egyenlet harmadik integrálját megvizsgálva arra jutunk, hogy az is analitikusan kezelhető, azaz a kijelölt műveletek elvégzése után az

$$\begin{aligned}
 -^1 I_{kpj}^m &= \lim_{\varepsilon \rightarrow 0^+} \int_{-1}^{\eta-\alpha} \frac{-^1 F_{kpj}^m(\eta)}{\xi-\eta} d\xi + \lim_{\varepsilon \rightarrow 0^+} \int_{\eta+\alpha}^1 \frac{-^1 F_{kpj}^m(\eta)}{\xi-\eta} d\xi = \\
 &= -^1 F_{kpj}^m(\eta) \ln \left| \frac{\eta-1}{1+\eta} \right| \quad (36)
 \end{aligned}$$

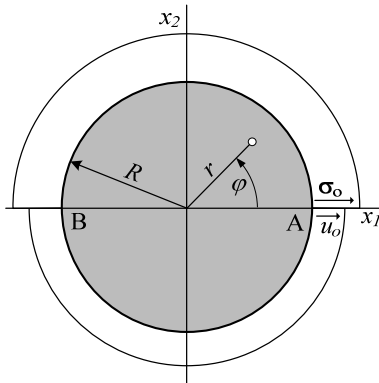
alakban írható fel. Összegyűjtve az eddigi eredményeket a szingularitást tartalmazó peremelemen vett integrál értékének számszerű meghatározását az alábbi formula alkalmazásával végezhetjük el:

$$\begin{aligned}
 I_{kpj}^m &= \left\{ \int_{-1}^1 F_{kpj}^m(\xi, \eta) - \left[\frac{-^2 F_{kpj}^m(\eta)}{(\xi-\eta)^2} + \frac{-^1 F_{kpj}^m(\eta)}{\xi-\eta} \right] \right\} d\xi - \\
 &- ^2 F_{kpj}^m(\eta) \left(\frac{1}{1+\eta} + \frac{1}{1-\eta} \right) + ^1 F_{kpj}^m(\eta) \ln \left| \frac{\eta-1}{1+\eta} \right| \quad (37)
 \end{aligned}$$

A (37) számítási képlet a numerikusan meghatározandó rész mellett tartalmaz két analitikusan meghatározandó függvényértéket, amelyek a forráspont képének η helykoordinátájától függenek. Így tehát félig analitikus módon kezelhető a szingularitást tartalmazó peremelem felett végzett integrálás és a (37) képlet a numerikus számításokban is felhasználható, azaz kódolható. Az ismertetésre került technikát felhasználva Fortran 90 számítógépi program készült. Ennek alkalmazhatóságát a következő fejezet számpéldái szemléltetik.

5. SZÁMPÉLDÁK

1. Példa. Az $R = 10$ mm sugarú A_1 belső körtartomány AB jelű ívén a $\sigma_0 = 100$ MPa radiális feszültség (sugárirányú terhelés), a BA ívén pedig az $u_0 = (1-2\nu) R \sigma_0 / 2\mu$ radiális elmozdulás van előírva. A tartomány anyagának $\mu = 8 \cdot 10^4$ MPa a nyírási rugalmassági modulusa és $\nu = 0,3$ a Poisson száma.



3. ábra. Körtartomány homogén peremterheléssel

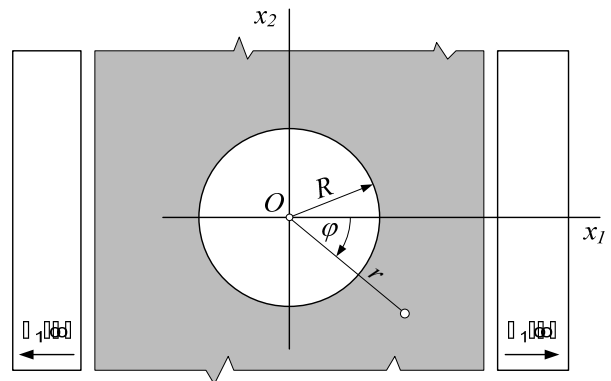
Könnyű ellenőrizni, hogy az előző értékek a tekintett körtartomány egy homogén feszültségállapothoz tartozó peremértékek. Következésképp a kitűzött feladat teljes tartományon érvényes analitikus megoldása $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_0 = 100$ MPa és $\tau_{12} = \tau_{21} = 0$.

1. táblázat. Feszültségértékek javulása egy perempontban a felosztás függvényében

n_{be}	σ_1 [MPa]	τ_{12} [MPa]	σ_2 [MPa]
8	99,86512	$-6,04096 \cdot 10^{-3}$	99,88720
16	99,98509	$-6,17259 \cdot 10^{-4}$	99,98576
32	99,99821	$-4,42785 \cdot 10^{-5}$	99,99823
64	99,99978	$-2,74219 \cdot 10^{-6}$	99,99957

A fenti feladat olyan teszt példa, amely az elemfelosztás növelésével járó pontosság javulást szemlélteti. Megjegyezzük, hogy a számításokban használt peremelemes felosztás során nem használtuk ki a nyilvánvaló szimmetria tulajdonságokat. Így is jól látszik, hogy a peremgörbén vett pontokban már alacsony elemszámmal is igen jó az egyezés az analitikus megoldással.

2. Példa. Legyen az $R = 10$ mm sugarú kör most egy külső A_e tartomány kontúrja. A végtelen távoli pontban $\sigma_1(\infty) = 100$ MPa, $\tau_{12}(\infty) = \tau_{21}(\infty) = \sigma_2(\infty) = 0$ a feszültségek értéke és zérus a merevtestszerű forgás. A tartomány anyagjellemzői ugyanazok, mint az előző példában.



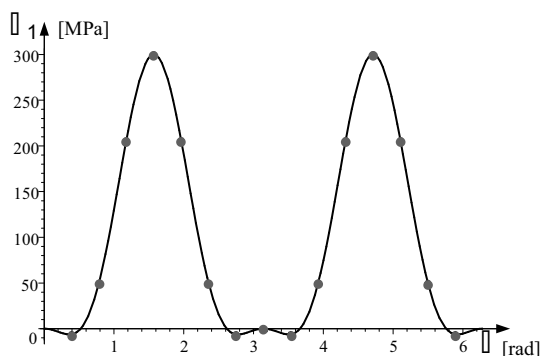
4. ábra. Az O középpontú R sugarú körrel határolt külső tartomány és terhelése

A kitűzött feladatnak van zárt alakú megoldása az (r, φ) polár koordináta-rendszerben pl. [5]. Az analitikus megoldás alapján

$$\begin{aligned}
 \sigma_1 &= \sigma_1(\infty) [1 - 2 \cos \varphi] \sin^2 \varphi, \\
 \sigma_2 &= \sigma_1(\infty) [1 - 2 \cos \varphi] \cos^2 \varphi, \quad (38)
 \end{aligned}$$

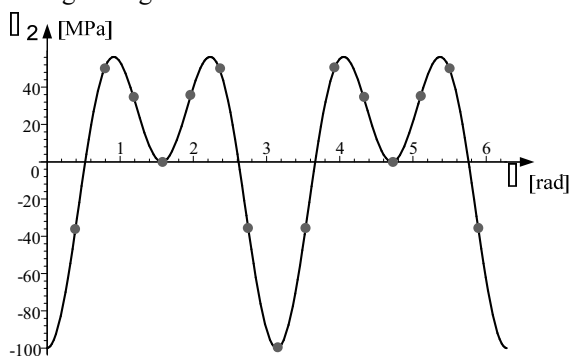
$$\tau_{12} = \tau_{21} = \sigma_1(\infty) [1 - 2 \cos \varphi] \sin \varphi \cos \varphi$$

a feszültségek értéke a φ függvényében.



5. ábra. A peremgörbén vett σ_1 feszültség a φ szög függvényében

A numerikus számítás során 16 db ekvidisztans peremelemre bontottuk fel az ábrán látható tartomány peremgörbét (az R sugarú kört). A feladatban a perem menti t_λ duál feszültség az ismeretlen. Ezt a Szeidl [6] által kifejlesztett Fortran 90 forráskódú peremelemes program segítségével határoztuk meg. A perem diszkrét pontjaiban a saját programunkkal számított normál-feszültségeket és az analitikus megoldást az 5. és 6. ábrák diagramjai szemléltetik. Figyeljük meg, hogy a diszkrét pontok már 16 elem esetén is jól illeszkednek az analitikus megoldás görbéire.



6. ábra. A peremgörbén vett σ_2 feszültség a φ szög függvényében

6. ÖSSZEFOGLALÁS

A jelen tanulmány a síkrugalmasságtan duál rendszerében kidolgozott peremelem-módszer integrálegyenleteinek felhasználásával [5,6] eljárást dolgozott ki a perem menti feszültségek pontos számítására. Az eljárás a síkrugalmasságtan primál rendszerében M. Guiggiani és szerzőtársai [1,2,3,4] által kifejlesztett technikán alapul. Az alapgondolata, hogy a feszültségeket a peremen elvben pontosan megadó és hiperszinguláris integrálokat tartalmazó képletek részint analitikusan, részint pedig numerikusan nagyon kis hibával számíthatóvá tehetők. Ezzel szemben a hagyományos feszültségszámítás a perem menti polinomiális közelítések deriváltjait használja fel: a deriváltak képzése miatt tehát komoly hibaforrás jelenik meg a formalizmusban (különösen akkor,

ha viszonylag jelentős a feszültségek perem menti változása – gondoljunk ehelyütt a feszültségcsúcsok pontos számításának igényeire a törésmechanikában) A számítási eredmények azt bizonyítják, hogy a módszer alapján kifejlesztett kóddal lényegesen javítható a számítások numerikus pontossága már alacsony elemszám esetén is. Végezetül megjegyezzük, hogy a terjedelmi korlát miatt csak a gondolatmenetet és a fontos részeredményeket, valamint ismert megoldással rendelkező teszt példákat választva a vonatkozó számítási eredményeket tudtuk a jelen tanulmányban bemutatni.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

7. IRODALOM

- [1] Guiggiani, M., Krishnasamy, G., Rizzo, F. J., Randolphi, T. J.: *Hypersingular boundary integral equations: a new approach to their numerical treatment*, IABEM Symp., 1990.
- [2] Guiggiani, M.: *Direct evaluation of hypersingular integrals in 2D BEM*, Proc. 7th GAMM Seminar on Numerical techniques for Boundary Element Method, Kiel, Germany, 1991, in Notes in Numerical Fluid Mechanics, W. Hackbusch ed., Vol. 33, Vieweg, 1992. pp. 23-34.
- [3] Hildenbrand, J., Kuhn, G.: *Numerical computation of hypersingular integrals and application to the boundary integral equation for the stress tensor*, Engineering Analysis with Boundary Elements, Vol. 10, 1992. pp. 209-217.
- [4] Guiggiani, M.: *Hypersingular formulation for boundary stress evaluation*, Engineering Analysis with Boundary Elements, Special Issue on Integration Techniques, 13(2), 1994. pp. 169-179.
- [5] Szeidl, G.: *Dual Problems of Continuum Mechanics (Derivation of Defining Equations, Single Valuedness of Mixed Boundary Value Problems, Boundary Element Method for Plane problems)*, Habilitation Booklets of the Miskolc University, 1997. pp. 52-63. (In Hungarian)
- [6] Szeidl, G.: *Boundary Integral Equations for Plane Problems in Terms of Stress Functions of Order One*, Journal of Computational and Applied Mechanics, 2(2), 2001. pp. 237-261.

MERÍTÉKLÉTRÁS KOTRÓ ÚJ HEGESZTETT MERÍTÉK ÉS BONTÓFOG KOPÁSÁNAK TAPASZTALATAI

EXPERIENCE OF WEARING OF THE NEW WELDED BUCKET AND CUTTING TOOTH OF BUCKET LADDER EXCAVATOR

Virág Zoltán*

ABSTRACT

This paper briefly outlines the operative wearing results of an optimized cutting tooth. The description of the rock cutting process is very complex. Thus the investigation of the effect of lateral forces was complicated through cutting tests. A finite element analysis of cutting tooth was presented in which the linear increase of the lateral force is taken into consideration. The simulation results have shown that the maximum stresses decrease if the lateral force increases. Operative results show the correctness of the simulation. This design process and results are summarized in this paper.

1. BEVEZETÉS

Az elmúlt közel tíz évben sikeres meríték és bontófog fejlesztéseket végeztünk a Mátrai Erőmű ZRT. Visontai és Bükkábrányi bányáiban üzemelő marótárcsás és merítéklétrás kotróinál. A fejlesztési cél olyan vizsgálati és terezi módszer kidolgozása volt, amely biztosítja a merítéklétrás kotrókon eddig használt jövesztő szerkezetek felülvizsgálata után kifejlesztett új elemek (meríték, bontófog) kedvezőbb tulajdonságait [1]. Különösen fontos volt, hogy legyenek egységesek és könnyen cserélhetőek a bontófogak, mivel eddig felhegesztett bontófogakkal üzemeltek a merítékek. Ezek felújítása és cseréje költséges és időrabló feladat volt, mely jelentősen csökkentette a gépek üzemelési idejét. A feladat elvégzéséhez szükséges laboratóriumi lignitforgácsolási vizsgálatok elvégzése a jövesztett lignitekből vett mintákon [2], új típusú cserélhető bontófog kifejlesztése az üzemi megfigyelések és a forgácsolási eredmények alapján. Ezeket a bontófogakat több mint egy éve használják a HM-1-es merítéklétrás kotrón a visontai bányában. Ezek tapasztalati eredményeit foglalja össze ez a cikk.

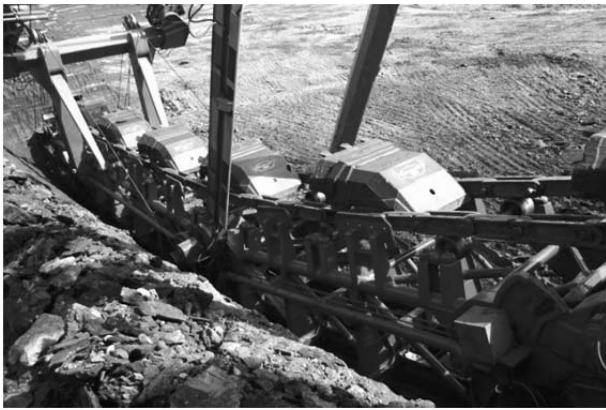
2. A MERÍTÉKLÉTRÁS KOTRÓNÁL ALKALMAZOTT JÖVESZTÉSI TECHNOLOGIA

A bontófog fejlesztés célja az volt, hogy a jellemző technológia lépések során, azaz a talpszint alóli legyezökotrással végzett blokkos jövesztésnél, a szénszalag mellett elhelyezkedő ún. letörésnél és a blokk szabad részsűjénél végzett merítéklétrá süllyesztésénél, illetve a merítékek éppen a megengedett mértékig fogásba lépésénél a hajtást ne terheljük túl. A kotrógép pozícióját és az ismétlődő jövesztési ciklusok utáni hátraállás nagyságát a gép és merítéklétrá paraméterei, valamint a jövesztett telep vastagsága határozza meg. Elsődleges célunk ennél az összetett mozgásnál kialakuló sebességi mező feltérképezése, valamint az eredő sebességvektorok meghatározása volt. A technológia felülvizsgálatánál a bontófogak forgácsképzését is vizsgáltuk, mely jól megfigyelhető a jövesztett felületen és a letörések homlokfelületén (1. és 2. ábra). Azt tapasztaltuk, hogy a jövesztőképek önállóan, zárt forgácsot jövesztenek le és a bontófogak közötti szakaszon gyakran forgácsolnak a vágóélek. A vizsgálatok alapján a maximális eredő sebességvektorok 15-20°-os tartományban



1. ábra. Forgácsképek a jövesztett felületen a régi merítékekkel

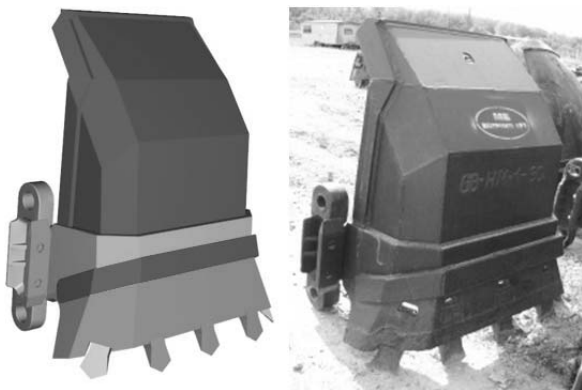
* egyetemi docens, Miskolci Egyetem Geotechnikai Berendezések Intézeti Tanszék



2. ábra. Forgácsképek a jövesztett felületen az új merítéssel

3. A MERÍTÉK ÉS BONTÓFOG FEJLESZTÉSE

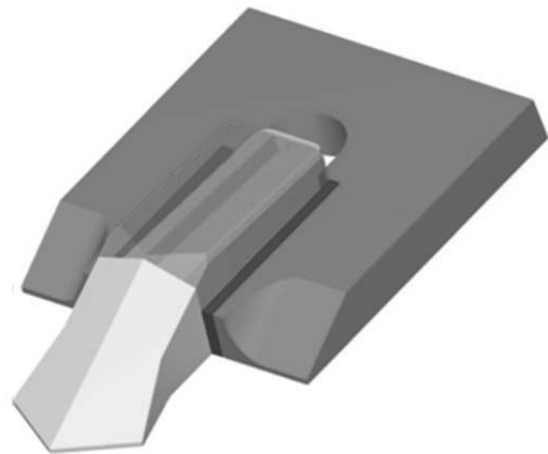
Az új merítékek konstrukciós kialakításánál a cserélhetőség, a bontófog elhelyezése, valamint a felhordócsatorna formája jelent korlátot, továbbá figyelembe kell venni a gyárthatóságot és a kedvezőbb jövesztést. Mindezek alapján sokszögű sík lemezekből felépülő vágóéleket, vágóéltartókat és merítékhatákat terveztünk, hogy egyszerűbb és pontosabb legyen a gyártás és a felújítás. Ezekből hegesztéssel precízebben gyártható meríték készül (3. ábra).



3. ábra. Az új meríték 3D-s modellje és egy legyártott új meríték

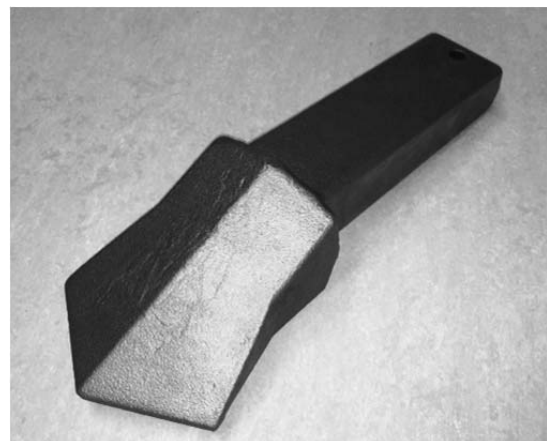
Ahhoz, hogy fejlesztési célokat elérjünk, nagyon sok megfigyelési, adatgyűjtési, tervezési, konstrukciós stb. feladatot kellett összehangoltan elvégezni, hogy a munkánk eredményeként a merítékekre új egységes cserélhető bontófog kerüljön. Figyelembe kellett venni az alkalmazott technológiának való megfeleltetést jövesztési szempontból, valamint az élgeometria minősítését energetikai szempontból, a cserélhetőséget és a felújíthatóságot. Az elméleti vizsgálat és a technológiai vizsgálatok megmutatták, hogy egy-egy meríték bonyolult mozgást végez jövesztés közben. Legyezés közben a merítékek parabola pályán

mozognak és minden pillanatban a jövesztés iránya szöveget zár be a merítéklétrával. Az új bontófog kialakítását két területre bonthatjuk, egyik a bontófogfej kialakítása, másik a rögzítési megoldás kifejlesztése. Olyan új bontófogfejet kellett tervezni, amely a teljes jövesztési tér minden pontján reális geometriai feltételek mellett jöveszt. Vizsgáltuk a jövesztési technológiáknál a jövesztés feltételeit és módját, számítottuk illetve a pályagörbék fényképfelvétele alapján meghatároztuk a lengetés pályagörbének irányát, amely alapján az eredő sebesség vektorok behatárolhatók voltak. A cserélhető bontófog egy, a vágóélbe süllyesztett késtartótokban kerül elhelyezésre, mely vágóélhez rögzítése a tok teljes hossza mentén, mindkét oldalon végig futó hegesztési varrat segítségével történik.



4. ábra. A bontófog rögzítése a vágóélen

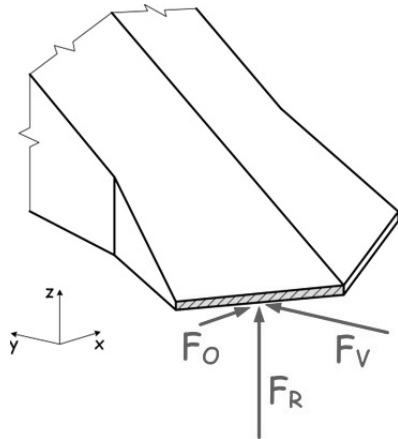
Az 5. ábrán látható bontófog szárának felső lapja, valamint a késtartó ehhez illeszkedő belső oldala 3 százalékos dőléssel bír, ezáltal a fog szára a jövesztés közben a belsőleg kúpos kialakítású tokban megszorul, a fogfej pedig a tövében kialakított vállon fekszik fel.



5. ábra. Az új cserélhető bontófog

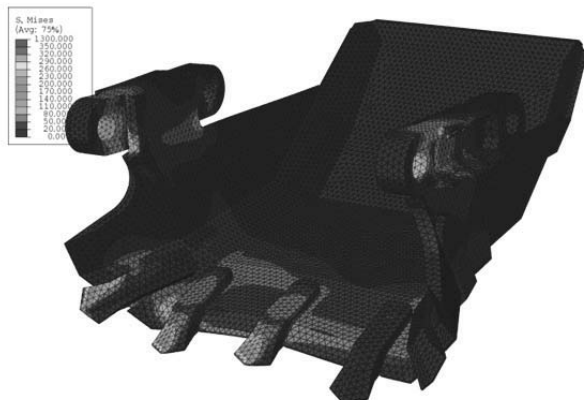
A jövesztés során a bontófogakon fellépő erőhatásokból származó terhelést, az egyszerűség

kedvéért a bontófogfej megfelelő felületén megoszló terhelésként, azaz külső terhelésként működtetjük. A korábbi mérési eredményekből (az ún. kismintán végzett korábbi lignitforgácsolási kísérletekből) az állapítható meg, hogy forgácsolás közben a közepesen kopott bontófogat terhelő erőhatás három komponensből az ún. F_V vágóerőből, F_O oldalrőből és az F_R rányomó erőből áll össze (6. ábra).



6. ábra. A bontófogat terhelő erők

Az előzőek alapján felállított mechanikai modellen végzett végeelemes számításokból nyert redukált feszültségeloszlást jeleníti meg az 7. ábra.



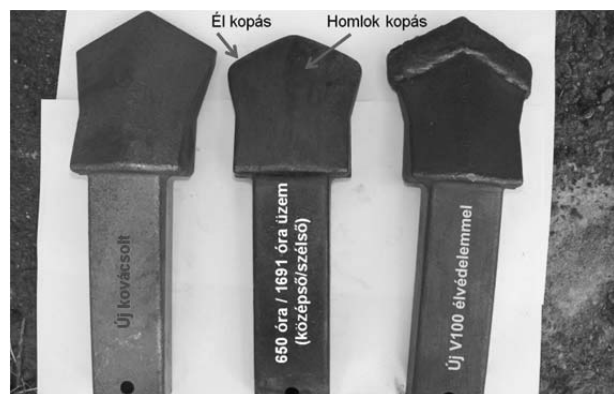
7. ábra. A redukált feszültségek eloszlása az új merítéknél

Ez alapján megállapítható, hogy a redukált feszültségértékek a fogfej legelején lévő lapon (élen) 1000 MPa körüli maximummal torlódnak, majd gyorsan leesnek közvetlenül a fog elején 600 MPa alá. A vágóélen ébredő feszültségek pedig ezeknél kisebb nagyságúak és nagyon gyorsan leépülnek. Így az várható, hogy a bontófog művelésbe kerülő része, azaz a terhelést felvevő él megy először tönkre. A bontófogat extrém esetben a modellezetnél nagyobb terhelés is érheti jövesztés közben. Előreláthatólag ennek nagyobb részét az előzőek alapján a bontófog feje viseli el és majd ez is deformálódik a legjobban.

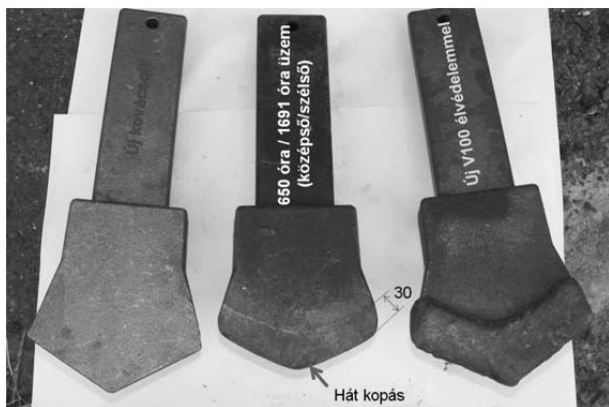
4. ÜZEMI TAPASZTALATOK ÉS EREDMÉNYEK

Miután az új bontófogak és merítékek már több mint egy éve legyártásra kerültek és üzemelnek a visontai bányauzemben az új elemek viselkedését folyamatosan nyomon követtük [4]. A működés során 650, 1036 és 1691 üzemóra elteltével tettünk megállapításokat (8. , 9. és 10. ábrák):

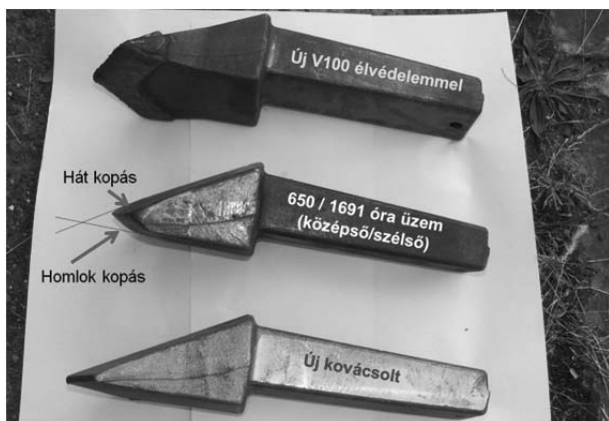
- 650 óra üzemidő elteltével már a kopások láthatóak voltak. A középső három bontófog intenzívebben kopott a két szélső bontófoghoz képest, így ezért ezek cserélve lettek. A középső bontófogak csúcsa 30 mm-es mélységben szimmetrikusan kopott el, a két szélső bontófog kopása enyhén aszimmetrikusan, a meríték közepe felé eső oldalon kis mértékben erőteljesebben kopott 5 mm-es mélységben. A 135 db-os beépített komplett bontófog garnitúrából mindössze 1db bontófog tört ki, amely időközben pótolva lett.
- 1036 óra üzemidő elteltével a kétoldali szélső bontófogokon aszimmetrikus kopást tapasztaltunk, ezért ezeket felcseréltük, hogy egyenletesen kopjon a bontófog. A középső három bontófogat 665 üzemóra elteltével ki kellett cserélni az intenzív kopás miatt. Az intenzív kopás elkerülése érdekében a középső három bontófog Vautid 100 porbeles elektródával felhegesztett élvédelmet kapott.
- 1691 óra üzemidő után a két szélső korábban felcserélt bontófog elkopott, ezért cserélni kellett új Vautid 100 élvédelemmel ellátott bontófogra. A középső három bontófogon a korábbi Vautid 100 élvédelemnek köszönhetően nem volt észlelhető kopás még 1026 óra elteltével sem. A bontófogok közül 3db tört el, melyeknek pótlása időben megtörtént.



8. ábra. A bontófog él- és homlokkopása és a Vautid V100 élvédelem



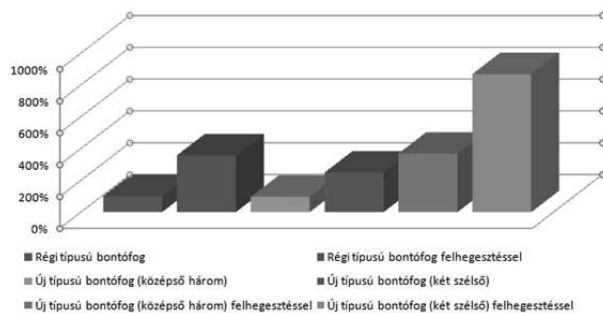
9. ábra. A bontófog hátkopása és a Vautid V100 élvédelem



10. ábra. A bontófog hát- és homlokkopása és a Vautid V100 élvédelem

Az új merítékek és bontófogak közel kétezer órás üzemi tapasztalatai alátámasztják a fejlesztés fontosságát. Az időben felismert bontófog kopások és az azt követő bontófog cserék miatt a merítéken nem jelentkezik jelentős kopás. A hegesztett sokszögű sík lemezes konstrukció miatt könnyebb és pontosabb lett a legyárthatóság és a felújíthatóság. A szilárdság és a stabilitás előtérbe helyezése miatt megnövekedett a merítékek élettartama, mely nagy biztonsággal elvárható, hogy a régi meríték élettartamának több mint kétszerese lesz.

A meríték karbantartási költségek jelentős mértékben lecsökkentek az új típus beépítését követően, mivel csak bontófog költség merült fel azok kopása miatt. A régi típusú kovácsolt bontófogakhoz képest az új kovácsolt bontófogak élettartamában javulás látható (11. ábra). Ezt tovább növeli a felhegesztett élvédelem és a megfelelő bontófogak időben való cseréje, hogy a kopást figyelve minél hosszabb ideig használhatóak legyenek.



11. ábra Az új és régi típusú bontófogok élettartamának összehasonlítása

5. ÖSSZEFOGLALÁS

Az új merítékek technológiai és üzemeltetési előnyei gyakorlati és gazdasági szempontból is nagyon hamar felismerhetőek. A nagyobb szilárdságú merítékeknél kevésbé várható káros deformáció, várhatóan kisebb lesz az ebből adódó műszaki meghibásodás. Az új bontófogon fellépő kisebb fajlagos vágóerő kisebb hajtásteljesítményt igényel, továbbá mivel kisebbek az oldalerők, kisebb lesz a fordítási teljesítmény igénye. A bontófogak élettartama megfelelő időben történő helycserével és felhegesztett élvédelemmel tovább növelhető.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka részben a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében valósult meg, valamint az OTKA T 109860 számú projekt támogatásával.

7. IRODALOM

- [1] LADÁNYI, G., SÜMEGI, I., VIRÁG, Z.: Meríték- és bontófogfejlesztések első fázisának eredményei a Mátrai Erőmű ZRt. bányáiban üzemelő merítéklétrás kotróknál, *43. Bányagépészeti és Bányavillamosági Konferencia kiadványa*, 135-148. o., 2010.
- [2] VIRÁG, Z., LADÁNYI, G., SÜMEGI, I.: Laboratóriumi közetforgácsolási vizsgálatok bükkábrányi és visontai bányauzemből származó lignit mintákon, *XIII. Bányászati, Kohászati és Földtani Konferencia*, 146-149. o., ISSN 1842-9440., 2011.
- [3] VIRÁG, Z., SZIRBIK S.: Merítéklétrás kotró technológiájához optimált cserélhető bontófog vizsgálata, *GÉP*, LXII. évfolyam 11. szám 48-51. o., ISSN 0016-8572., 2011.
- [4] NAGY, E.: HM-1 típusú merítéklétrás kotrógép új tervezésű merítékeinek gyakorlati tapasztalatai ME Zrt. Visonta Bányauzemében, *45. Bányagépészeti és bányavillamosági konferencia*, Balatongyörök, 2012.

KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKES HAJTÁSOK HIBÁI TROUBLESHOOTING OF SMALL PLASTIC GEAR DRIVES

Bihari János, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet

ÖSSZEFOGLALÁS

A kisméretű, olcsó fogaskerekekkel szerelt hajtóművek problémáit okozó tényezők felismerése időnként bonyolult feladat. Ebben a cikkben bemutatok néhány hibajelenséget, valamint a hibák okait kutató vizsgálatokat és elemzéseket.

ABSTRACT

Causes of troubles and failures of cheap small plastic gears are sometimes hard to recognize. This paper introduces some faults and the troubleshooting methods.

1. BEVEZETÉS

Napjainkban nagyon elterjedtek a kisméretű műanyag fogaskerekekkel szerelt hajtások. A méretükből és gyakran erősen korlátozott költségvetésű gyártásukból fakadóan az ilyen hajtóművek időnként újszerű problémákkal szembesítik mind a tervezésükért, mind a gyártásukért felelős mérnököket. Az olcsó, kisméretű műanyag fogaskerekes hajtóművek gyakori problémája, hogy a tőrés értéke is kicsi, ugyanakkor alacsony költséggel kell őket előállítani, így az ideális tőrés biztonságos betartásához szükséges precíziós gyártás nem valósítható meg. Ilyenkor a fejlesztők feladata annak a megítélése, hogy milyen tőrés határokkal képesek még biztonságosan ellátni a funkciójukat.

Ez a cikk olyan problémákat mutat be, amelyek két, sorozatban gyártott hajtómű elemzésekor merültek fel. A gyártóval kötött egyezménynek megfelelően a cikkben nem szerepelnek a valódi hajtóművek rajzai és fényképei, ezeket vázlatos rajzok helyettesítik.

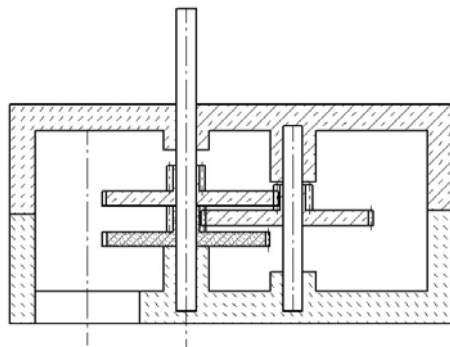
2. A KIINDULÁSI HELYZET

A megbízásunk két hajtóműtípus problémáinak elemzésére szült, ezen kívül a minőségi problémák felismeréséhez használt módszereket is értékelni kellett alkalmazhatósági szempontból. Mindkét hajtómű egyszerű mozgatószerkezetekben kap szerepet. Ezeket vagy 3 voltos tápegységről táplálva

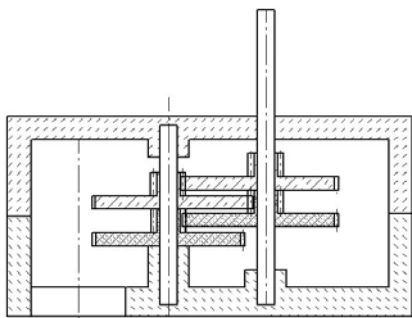
csoportokban használják, vagy újabb alkalmazásokban akkumulátorok feszültségéről táplálják őket. Az akkumulátorok kapacitása optimális esetben három állítási művelet végrehajtását tudja biztosítani, így szélsőséges esetben, pl. nagyon alacsony vagy magas külső hőmérséklet, vagy erős szél esetén is képesek biztonságosan elvégezni egy állítási műveletet az egységek. A csoportos alkalmazásnál is lényeges, hogy a teljes rendszer energiafogyasztása a lehető legkisebb legyen, mert így a tápegység is kicsi lehet. A gyártósor végén ezért az egységeket két módszerrel ellenőrzik. Az egyik során a motor áramfelvételét mérik, így következtetve a veszteségekre és a fogyasztásra. A másik módszerrel az egység átforgatási nyomatékát mérik, kiszűrendő a motorok beszerelési hibáit.

3. A HAJTÓMŰVEK FELÉPÍTÉSE

Mind a két hajtóműtípushoz ugyanolyan egyenáramú motort használnak. Az egyik hajtómű (a továbbiakban I. hajtómű, 1. ábra) áttétele 125:1, ez a vízszintes irány gyors pozicionálását végző egység része, a másik hajtómű (a továbbiakban II. hajtómű, 2. ábra) áttétele 625:1, ez a függőleges irány beállításáért felelős, lassabban mozgó pozicionáló egység része. Mindkét hajtóműben ugyanazok a fő elemek találhatóak, 10 és 50 fogú ikerkerék/kerekek, 3 mm vastagságú acél tengelyen zsuporkötéssel rögzítve, a műanyag házban csapágyazva, illetve ugyanilyen kerekek a tengelyen csapágyazva. A fogaskerekek modulja 0,5 mm.



1. ábra: Az I. hajtómű felépítése



2. ábra: A II. hajtómű felépítése

Az egységeket eleve alacsony költségűre tervezték, ezért ezeket a fogaskerekeket a piacon kapható számos hasonló közül választották ki. Az egységek az évek során számos módosításon estek át a költségek további csökkentésének érdekében.

4. A PROBLÉMA ISMERTETÉSE

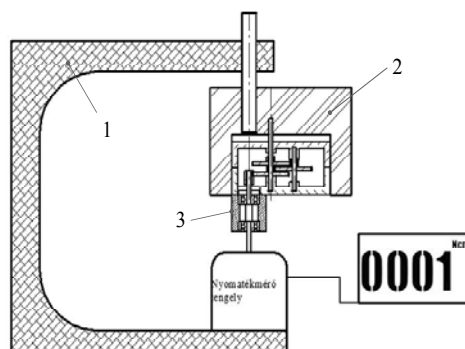
Az utolsó módosítás a fogaskerekek anyagát érintette, a korábbi üvegszállal erősített PA66 anyagot cserélték le POM anyagra. A számítások szerint a hajtómű még így is erősen túlméretezett, így ez elméletileg nem befolyásolja a működését. Ezen kívül a kenőanyagot cserélték le, mert a korábban használt zsír a napsugárzásnak kitett egységeknél nagyon megolvadt és kiszivárgott a házból.

A változtatások bevezetésekor minden rendben lévőnek tűnt, ám néhány hónap elteltével azt tapasztalták, hogy több hajtómű esik ki a végellenőrzésen, valamint a vevői reklamációk száma is megszorodott. Ekkor visszaálltak a korábbi PA66 anyagra, azonban a problémás hajtóművek száma nem esett vissza a korábbi szintre, a motorok áramfelvétele a termékek akár 10 %-ánál meghaladta az elvárt értéket. Ezen kívül azt is tapasztalták, hogy a motorok áramfelvétele az egységek egy jelentős részénél a normális értékre csökken, ha 1-2 percig járatják őket. Ez azonban sajnos nem oldja meg a problémát, mert a szerelés ütemideje 68 másodperc, amibe csak a rövid ellenőrzés fér bele, a járatás nem.

5. VIZSGÁLATOK

A fogaskerekeket beérkezéskor a bejövő áruk minőségellenőrzését végző csoport ellenőrzi, száz darabonként egy szűrőpróbaszerűen kivett minta alapján, egyprofilos legördítéssel. Az itt kapott eredmények alapján a fogaskerekeket megfelelő minőségűnek tekintették.

Mikroszkóp alatt összehasonlítva a fogazatokat a korábbi mintákkal szintén nem tapasztaltunk jelentős eltérést, bár azt meg kell említeni, hogy az ilyen olcsó fröccsöntött fogaskerekek fogprofilja csak közelítőleg evolvens, a hajtóművek meghibásodását azonban nem kopás, vagy a fogfelület károsodása okozta, de fogtörések előfordultak. Ezért először összeszerelt hajtóműveket kezdtem vizsgálni. A vizsgálatokat az átforgatási nyomaték ellenőrzésével kezdtem, amihez egy PCE TM-80 kiértékelő egységet használtam, a hozzá csatlakoztatott nyomatékmérő tengely mérési tartománya 0-143 Ncm volt. A minőségellenőrzés során az automatikus berendezés háromszor megforgatja a tengelyt, ha pedig a megengedett 3 Ncm értéknél nagyobb értéket mér, akkor piros színű ellenőrzőcímkét helyez el a házban. Ugyanakkor nem figyel, hogy mekkora elfordulásnál nő a forgatónyomaték a megengedett érték fölé, vagy hogy esetleg folyamatosan nagyobb-e a megengedett értéknél.



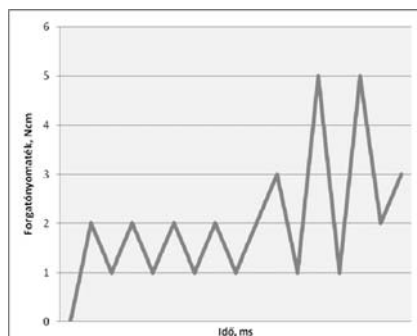
3. ábra: A mérőberendezés elrendezése

Az általam használt mérőberendezés vázlatát a 3. ábra mutatja. mérés előkészítéseként elkészítettünk egy akkora hengert, ami pontosan megfelelt a motorok csatlakozó méreteinek és ebben csapágyaztunk egy tengelyt, aminek az egyik végére a PCE TM-80 tokmánya csatlakozik, a másik végére pedig a motorokon is megtalálható szinterfém fogaskerék került (3. ábra, 3). A hajtóművekhez készült egy befogó, aminek a tengelye pontosan a behajtó tengellyel szemben van elhelyezve (3. ábra, 2). Az egész rendszert egy híd fogja össze, ez biztosítja, hogy a hajtómű behajtó tengelye, vagy a nyomatékmérő tengely ne feszüljön be (3. ábra, 1). Ezután a hajtóműveket a befogóval együtt egyenletes sebességgel megforgatva történt a mérés. A mérőrendszer kimenő jele

alján adott időponthoz, így elfordulási szöghöz tartozó nyomatékértékeket kaptam. A pontokat idő-forgatónyomaték koordináta-rendszerben ábrázolva több tendencia is megfigyelhető.

5. A MÉRÉSEK EREDMÉNYEI

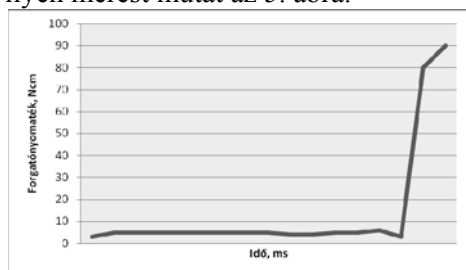
A minőségellenőrzésen hibásnak minősített hajtóművek kiesésének egyik gyakori oka 4. ábrán látható lokálisan, csak adott elfordulási helyeknél jelentkező megnövekedett nyomaték.



4. ábra

Ez általában azoknál a hajtóműveknél jellemző, amelyek rövid járatás után már normális értékeket produkálnak és főleg a II. típusú hajtóműveket érinti. Megfigyelhető ugyanakkor, hogy ennél a felbontásnál a forgatónyomaték alapértéke 1 és 2 Ncm között ugrál, mégpedig egyenletes időközönként, ami eleve valamilyen problémára, valószínűsíthetően interferenciára utal. A magas, majd normális értékre beálló nyomaték oka az első gyanúk szerint sorja, vagy kisebb öntési hiba lehet, ami rövid idő után lekopik.

Egy másik, gyakran előforduló mérési eredmény a hibás hajtóműveknél, hogy folyamatosan nagyon magas a forgatónyomaték értéke, egy ilyen mérést mutat az 5. ábra.



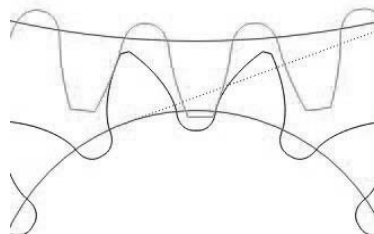
5. ábra

Az ilyen hajtóműveket normál fordulatszámra járattva azt tapasztaljuk, hogy az érték egy idő után tovább nő, akár 0,8-0,9 Nm értékig, majd a hajtómű tönkremegy, általában valamelyik fogaskerék fogazata sérül, mindezt úgy, hogy a

hajtóműnek nincs külső terhelése. Itt azonban a magas érték önmagában nem magyarázza a hajtómű tönkremenetelét, mert a fogaskerekek túlméretezettsége miatt a fogazatot terhelő erő még a POM esetén is kisebb, mint ami a veszélyes feszültségek kialakulásához szükséges.

6. VIZSGÁLATOK A MÉRÉSEK ALAPJÁN

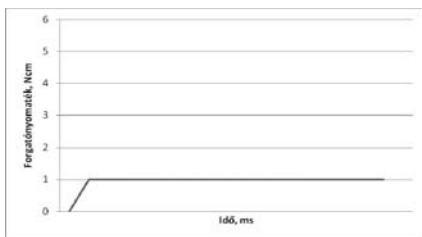
A 4. ábrán látható jelleg több változatban is előfordult, ezért szükséges volt a hajtóművek alaposabb vizsgálata. Ha ellenőrizzük az alapvető méreteket és a hozzájuk tartozó tűréseket, akkor arra jutunk, hogy a tengelytáv tűrését az ISO 286:2010 alapján ajánlott Js7 eltéréssel számolták ki. A fogazat ellenőrzése során pedig azt kapjuk, hogy a kiskerék fogazatát lefejtő módszerrel gyártva erősen alámetszett lesz, ugyanakkor a profileltolási tényező növelése sem oldja meg a problémát, mert az alámetszés elhárítása előtt fellép a fogkihegyesedés.



6. ábra: A kiskerék fogazata alámetszett és a fejszalag szélessége is túl kicsi

A műanyag fogaskerekekénél ezek a problémák elkerülhetők, mert az előállításukhoz használt szerszám geometriája nem kötött. A fogaskerekeket mikroszkóp alatt vizsgálva látható volt, hogy a profil nem alámetszett és a fejszalag szélessége is megfelelő, azaz több mint a minimális 0,1 mm. Ez viszont azt is jelenti, hogy a tengelytáv számításához a használt módszer [1] nem megfelelő, a tűréseket sem lehet az ISO 286:2010 alapján meghatározni. A probléma észlelését nehezíti, hogy ezeknél a műanyag fogaskerekekénél az interferenciák hatása nem olyan markáns, mint a nem rugalmas anyagú kerekekénél, valamint az is, hogy ha a tengelytáv közel van a felső határmérethez, akkor megfelelő ehhez a fogazathoz is. Ez utóbbi nem általános érvényű megállapítás, hanem csak erre a helyzetre érvényes. Az interferenciák azonban csak a görbe ugráló jellegét magyarázzák, a nyomatékcúcsokat nem. Ezekre az interferenciák vizsgálatokor született magyarázat. Szétszerelés

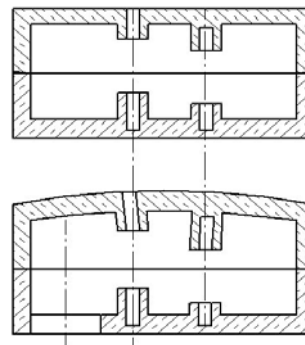
és alapos tisztítás után tusírozó festékekkel bevont fogaskerekekkel szereltem össze néhány hajtóművet. Ezeknél a túl magas nyomatóécsúcsok teljesen eltűntek. Így további kísérletekkel jutottam arra a következtetésre, hogy a nyomatóécsúcsok pontosan ahhoz az elfordulási pozícióhoz tartoznak, mikor a kerek behordják a kenőanyagot adagoló automata által benyomott zsírt a kapcsolódási pontba. A zsír szobahőmérsékleten túl kemény, a kidolgozásához nagyobb forgatónyomatókra van szükség. Az alsó kerek oldalirányban 0,05 mm elmozdulásra képesek, míg a felső, zsigorkötéssel rögzített fogaskereknek nincs ilyen játéka. Mivel a II. hajtóművekben két ilyen kerék van, logikus, hogy a probléma ezeknél gyakoribb. Lágyabb kenőanyaggal, a tengelytáv beállítása után ezeknél a hajtóműveknél az átforgatási nyomatók legtöbbször a 7. ábrán látható jelet adja, azaz jobb az átlagnál.



7. ábra: Átforgatási nyomatók a módosítások után

Jelentősebb problémát jelentenek az 5. ábrán látható hibák. Itt az vezetett nyomra, hogy nagyon lassan kezdtem forgatni a befogót, ekkor időnként a folyamatosan nagy nyomatók mellett ismét interferenciákra jellemző csúcsokat lehetett mérni. A hajtóművek szétszerelése után látszott, hogy a nagy fogaskerek lapjai összeértek, súrolási nyomokat hagytak egymáson. Ehhez társultak az interferenciák, amiknek oka az, hogy a tengelytáv az eredetileg meghatározottnál is kisebb volt. A kerek egymást tartják a helyükön axiális irányban, így egy bizonyos fokig a lapok összeérése üzemszerűnek tekinthető, de ilyen mértékben nem. A gyors tönkremenetelt az okozza, hogy üzemi fordulatszámánál a fogaskerek hőmérséklete gyorsan eléri a 80 °C értéket, ahol az alapanyag szilárdsága már csak jelentősen csökken. A jelenség oka pedig az, hogy a ház feleit összekötő furatok ferdek a felső részben, így a ház összeszereléskor torzul, a tengelytáv csökken, a kerek pedig ferdén állnak, így

egymáshoz feszülnek, nem pedig a kenőanyagrétegre támaszkodva futnak egymás fölött.



8. ábra: A ház torzulása összeszerelés után

Ez azért fordulhat elő, mert a házfelek minőségellenőrzésekor a furatok helyzetének mérését csak a belső oldalon írták elő, a tengely furatai pedig összeszerelés előtt a megfelelő helyen vannak. Ha a furatok a házban ferdek, akkor a ház torzulása miatt a tengely furatai is elmozdulnak. Ugyanez a jelenség okozza a nyomató ingadozását azoknál a hajtóműveknél, ahol a tengelytáv módosítása és a lágyabb kenőanyag nem oldotta meg teljesen az interferenciák problémáját, mivel az új tengelytáv is kisebb lesz a szükségesnél a torzulás miatt. Szintén ez az oka, hogy hiába álltak vissza a régi anyagokra, mindössze egy szerencsétlen véletlen, hogy a ház hibája az új anyagok bevezetésével egy időben jelentkezett. A rajzok és eljárások ennek megfelelő módosítása után ez a probléma már nem jelentkezett többé.

IRODALOM

[1] DIN 3964 Achsabstandsmaße und Achslagetoleranzen von Gehäusen für Stirnradgetriebe, 1980

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

A TERMÉSZETI INTUÍCIÓ HATÁSA A TERMÉKFEJLESZTÉS GYAKORLATÁRA

IMPRESSION OF NATURAL INTUITION TO PRACTICE OF PRODUCT DEVELOPMENT

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

ABSTRACT The design rules and solutions of nature have been present in the machine and product design since their beginning. Engineers can use these natural constructions in different fields of technical practice. This paper focuses on the classification of these analogies and probability distribution according to direction and consciousness of using.

1. BEVEZETÉS

Az embert már az ősközösségi társadalomban is foglalkoztatták az őt körülvevő környezet törvényszerűségei, hiszen ezek ismeretében könnyebbé vált az alkalmazkodás, biztosabb lehetett az életben maradás vagy éppen sikeresebb a vadászat. **A természet tudatos másolása hamar megjelent** különböző célzattal. A rejtőzködés, a ragadozók vagy éppen a zsákmányállatok megtévesztése az élelem-szerzés alapvető részfeladata lett, így szükség-szerűen tökéletesedtek az ehhez kapcsolódó stratégiák, melyek az élőlényektől való tudatos tanulás fejlődésével egyre tökéletesebbé váltak. Kiemelten kezelendő a tény, hogy amíg egy-egy know-how vagy ipari szabadalom felhasználása vagy megkerülése jelentős befektetéssel jár, addig a természetben rendelkezésre álló ismeretanyag általában költségek és jogi következmények nélkül szabadon felhasználható.

2. AZ INTUÍCIÓ

A megszerzett tapasztalatokra, kreativitásra és asszociációra épülő módszereket az intuitív módszerek közé soroljuk. Ezen metódusok elsősorban a koncepcióképzésben játszanak fontos szerepet, hiszen a tervezés ezen fázisában a feladatot tekintve még viszonylag kevés peremfeltétellel illetve kötöttséggel kell számolni, ami megengedi az emberi elme „szárnyalását”. Ezen eljárások közé sorolhatók a csoportos alkotó technikák, a brainstorming és az analógia alapú tervezési séma is, ami az

emberi intelligencia szerkezeti modelljére épülve létező megoldások átalakításával képez akár egészen eltérő igényt is kielégítő konstrukciót. Megfelelő tapasztalat hiányában azonban az intuitív munka eredményessége jelentős mértékben csökken. Hatékonyságán csak a tervező ismereteinek minél szélesebb körű bővítésével lehet javítani, ami különféle katalógusok alkalmazásával is elérhető.

Azonban abból kiindulva, hogy **az alapvető természeti törvények minden emberben ösztönszerűen kódolva vannak**, választhatunk egy alternatív utat is, amelyben nem hanyagoljuk el a természeti struktúrákból meríthető intuíció alkotóerejét, kihasználva a tényt, hogy ennek alapköveit már maga a természet tette le számunkra. Az alkalmazáshoz először is a tervezők tudatát kell kinyitni már a koncepcióképzés kezdeti szakaszában, amihez a feltárt organikus és anorganikus analógiákkal való ismerkedés az első lépés, ami által a folyamat - hacsak részben is -, de fejleszthetővé válik.

3. ADAPTÁCIÓ A TERMÉSZETBŐL

A természet másolásának igen fontos szerep jut az emberiség történetében, s bár ezen cikk kifejezetten a gépészmérnöki gyakorlatban történő hasznosítás lehetőségeire koncentrálnak, meg kell jegyezni, hogy a természeti adaptáció nemcsak a műszaki területeken bír kiemelt jelentőséggel, de inter-, multi- illetve transz-diszciplináris módon számos tudományágban megkerülhetetlenül jelen van.

Az élőlények eredetével, testfelépítésével, működésével, és a környezettel való kapcsolatával foglalkozó biológia az önmagát is befoglaló *Természettudományok* ágaival, így a fizikai, kémiai, föld- vagy éppen környezet-tudományokkal teremt legkönnyebben kapcsolatot. Az *Orvostudományok* és az *Agrártudományok* szintén gyakran vizsgálják a természet működési elveit de köthetnek a

műszaki tudományok csoportjához is, amelyek közül a természeti adaptációk szempontjából egyébként az építészmérnöki, gépészeti, informatikai, anyag- és hadtudományi alkalmazások a legjellemzőbbek.

A humán területek sem nélkülözik a természetből másolt mintákat, hiszen a *Társadalom-, Bölcsész- illetve Hittudományoknak* is vannak olyan kutatási ágai, ahol analógiakereséssel születnek új megoldások a kutatott problémákra. A *Művészet-tudományok* területein pedig ha a *szimmetria, arányosság, tagolás, irány, kontraszt*, vagy éppen a *ritmus* megjelenítési formáira gondolunk, először az építő-, képző-, zene- illetve iparművészeti ágak eredményeiben szembesülünk a természet tudatos vagy tudatalatti utánzásával. [8]

A gép- és terméktervezés területén a természeti folyamatok, motívumok, eszközök vagy működési elvek alkalmazására fellelt analógiákat sok esetben az ember tudatosan a természetből adaptálva, az élővilágtól tanulva valósította meg. De a tapasztalat azt mutatja, hogy a biológiai megfigyelésektől távol álló modern tervezési eljárásokban is a természeti struktúrákkal nagymértékben harmonizáló megoldásokhoz jutunk. Nem is annyira spekulatív tehát az a hipotézis, miszerint "a mérnöki tudományok alapvető alkotóelemeinek többsége a természet világában is kifejlődött".

A természetből ellesett mérnöki műtárgyakat kutatva egészen korai példákat is találhatunk, hiszen pattintott kőszerszámaival már az ősember is igyekezett másolni a ragadozók fegyvereit. Az ókori görög mitológia sem példanélküli ezen a téren, hiszen *Daidalosz* és *Ikarosz* a madarak szárnyainak leutánzásához viasszal favázakra ragasztott madártollakat használtak, hogy kezükben tartva a levegőbe emelkedhessenek [1]. Ezúttal a mítoszok történelmi ténszerűségén nem érdemes vitatkozni, hiszen esetünkben annak van igazi jelentősége, hogy **az írásbeliség megjelenésével gyakorlatilag egy időben megjelentek a természet másolásáról szóló publikációk** is, amelyek napjainkig jelen vannak a különféle tudományos kiadványokban.

Bár a fejlett társadalmak a modernizációval és a meginduló urbanizációval fokozatosan eltávolodtak a természettől, az analógiák keresése a középkorban és újkorban is folytatódott. Napjainkra a természeti adaptáció egy kiemelten népszerű területté vált, mégis a nemzetközi kutatói törekvések ellenére a tapasztalat azt mutatja, hogy továbbra is csak

speciális kutatás-fejlesztési feladatok esetén kerül előtérbe. Ahhoz, hogy a természeti elvek az általános mérnöki gyakorlatban is alkalmazhatók legyenek, a jövőben szükségessé válik egy olyan műszaki szemlélettel összeállított, az oktatásban és gyakorlatban is jól alkalmazható katalógus összeállítása, mely az iparban használt tervezési módszerekhez kapcsolódva kínálja a természeti analógia alapú konstruálás lehetőségét.

4. BIONIKA ÉS BIOMIMETIKA

A biológia és a műszaki alkalmazások kapcsolatával egy viszonylag fiatal tudományterület, a bionika foglalkozott először, mely a XX. század második felétől került a figyelem középpontjába és néhány év alatt a műszaki tudományok és a biológia peremterületeit összefogó multidiszciplináris tudományággá vált. Fő törekvése, hogy az élő szervezetek működési elvét, funkcióit, hatáshordozóit vagy alkalmazkodási mechanizmusát azok műszaki gyakorlatban történő felhasználhatósága szerint vizsgálja. A „bionics” kifejezést először *Dr. Jack E. Steele* őrnagy, az amerikai légierő orvos-pszichiátere használta egy konferencián 1960-ban. Az új fogalom mögött a biológia és a mérnöki tudományok integrálásának megértése állt, hiszen ekkorra nemcsak felismerték, hogy az élővilág számos műszaki feladatot oldott már meg az évmilliók alatt – mely megoldásokból már addig is sokat tanultak a szakemberek –, de megjelent az igény ennek mérnöki gyakorlatban történő tudatos alkalmazására is.

Mivel a bionika az orvostudomány területéről indult és terjedt el így jellemzően mikrobiológiai analógiákkal valamint a szervek vagy testrészek mechanikus változattal való cseréjének lehetőségeivel foglalkozik. A két tudományterület megkülönböztetésének igénye ezért hamar megjelent, így *Otto H. Schmitt* 1969-es gondolata révén [2] a műszaki szaknyelvben egymás szinonimájaként a *biomimetika* illetve *biomimikri* kifejezés honosodott meg, mely a görög bios (élet) és mimézis (utánzás) szóból származik. [3]

4.1. A biomimetika értelmezése

Az alapszavak jelentése ellenére a műszaki gyakorlatba adaptált természeti analógiákat vizsgálva az esetek túlnyomó többségében nem beszélhetünk egyszerű utánzásról. Ennek oka, hogy míg a művészetekben kulcsfontosságú az organikus formák minél pontosabb másolása, addig a mérnökök számára rendszerint a

működési elv **megismerése, megértése** majd az elérhető technológiákhoz igazított **alkalmazása** jelenti az adaptáció első lépését, fő feladatát illetve végső célját.

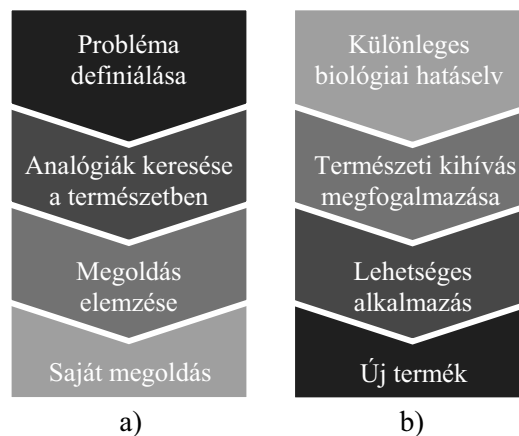
Ezen szakterületen napjaink egyik ismert kutatója Janine Benyus a biomimikri kifejezést a „természet ihlette megújítás” eszközeként definiálja. Véleménye szerint a biomimikri eszméjének lényege az, hogy a természetben lévő modellek, rendszerek, folyamatok és alapelemek tanulmányozása használható terveket kínál a emberiség ma megoldandó problémáira. [4] A természettől való tanulás koncepcióját oly módon népszerűsíti, mint a fenntartható design egy lehetséges módszertanát. Mivel a természetben lévő technológiákat alapvetően meghatározza az energiaminimum elve [5], ezért a valódi fenntarthatóságot akkor tekinthetjük elérhetőnek, ha a tervezés során a természet inspirálta anyaghasznosítási normák és gyártási folyamatok is előtérbe kerülnek. [6]

4.2. A biomimetika irányai

A természetből történő adaptációnak a szakirodalom két módját különbözteti meg, amelyeknél a emberi alkotás és a természeti analógia közt bejárt út éppen ellentétes irányú. A műszaki feladatból kiinduló, felkutatott jellegű, leginkább a hagyományos analógia-kereséshez hasonló úgynevezett „top-down” folyamatot **analóg eljárásnak**, míg az ezzel ellentétes irányú, gyakran biológiai kutatások során fellelt hatáshordozók alkalmazásán nyugvó módszert **absztraktív eljárásnak** nevezzük.

Az analóg eljárásban az első lépés egy műszaki probléma megfogalmazása vagy újradefiniálása, melyet a kellő mértékben általánosítani szükséges azért, hogy a természetben fellépő kihívásnak megfeleltethető legyen. Ismerve a élőlényekkel vagy élettelen objektumokkal szemben fellépő fizikai, kémiai vagy egyéb behatásokat, meg kell találni az ökológia azon résztvevőit, amelyeknek nincs lehetőségük kikerülni ezeket, hiszen így fennmaradásuk biztosításához az alkalmazkodás útján valamilyen megoldással biztosan rendelkeznek. Ezen megoldásokat, mint analógiákat részletesen, akár a mikrobiológia szinten megvizsgálva megtalálható az adott helyzetben optimumot képviselő hatáselv és hatáshordozó. Az analóg eljárás lépéseinek a problémamegoldás általános modelljéhez hasonló folyamatábráját az 1.a) ábra mutatja be. 0

Az absztrakt eljárás 1.b) ábrán vázolt lépései segítségével a természet egy konkrét hatáselvét igyekszünk a műszaki gyakorlatba átültetni. A természetben fellelt hatáshordozók vizsgálatával ily módon a tudomány mindenkori ismerettömegébe beépíthető, majd az iparban hasznosítható korszerű ismeretek nyerhetők.



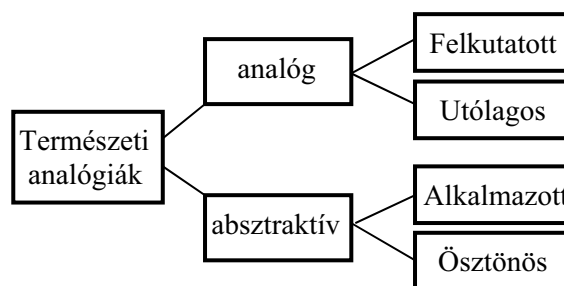
1. ábra.

a) Analóg eljárás b) Absztrakt eljárás

5. TERMÉSZETI ANALÓGIÁK TÍPUS SZERINTI ELOSZLÁSA

Egy adott természeti analógia műszaki és organikus megfelelője közötti viszony alapján a biomimetika irányaihoz további alkategóriák rendelhetők. Egy felismert analógia lehet a tervezési folyamatban végbemenő **tudatos adaptáció** eredménye, de gyakran csak a biomimetika tudományában utólag felismert **véletlenszerű egyezésről** beszélhetünk.

Az *analóg eljárás* során meg kell különböztetni a természetben tudatosan keresett és talált műszaki feladatból kiinduló megoldásokat, melyeket **Felkutatott analógiáknak** nevezhetünk. Ezzel szemben a leggyakoribbak az **Utólagos analógiák**, amikor egy mérnöki problémát hagyományos módon megoldva, annak végeredményében – többnyire jóval később – felismerhető a természet egy addig ismert vagy utólag felismert megoldása.



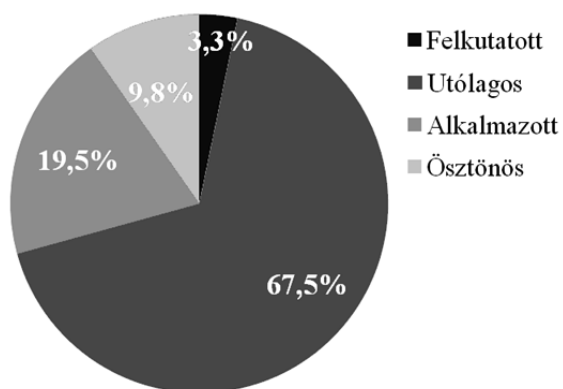
2. ábra.

A biomimetika irányainak alkategóriái

Az *absztraktív eljárásban* is egy szándékos és egy véletlenszerű alkategória különböztethető meg. Előbbi esetén a természetből ismert elvből kiindulva tudatos kereséssel új műszaki megoldás születik, ezért az így adaptált megoldásokat az *Alkalmazott analógiák* közé soroljuk. Abban az esetben pedig, amikor egy feladat evidens megoldása egyezik meg a természetben fellelhető elvvel, *Ösztönös analógiáról* beszélhetünk. (2.ábra)

A bemutatott kutatás során előtérbe került analógiákat egy reprezentatív adatbázis tartalmazza, melynek bár részletes bemutatására jelen cikkben nincs lehetőség, viszont a benne rendszerezett adaptációk kiértékelésével készített statisztika eredményét érdemes közelebbről szemügyre venni.

A rendelkezésre álló szakirodalmak alapján a legtöbb természeti analógia besorolható valamely az előző bekezdésben ismertetett alkategóriába. Ezek alapján rendszerezve a katalógus elemeit a 3.ábrán bemutatott eloszlást kapjuk. A grafikonon feltüntetett értékekből egyértelműen megállapítható, hogy a **tudatos analógiák** mértékadó hányadát az absztrakt úton megvalósult ún. *Alkalmazott analógiák* adják. Egészében vizsgálva az adatbázist viszont egyértelműen kitűnik, hogy a napjainkig fellelt természeti párhuzamok közül, összességében az utólag felismert, akaratlanul keletkező *Utólagos analógiák* jelentik a minta elemeinek túlnyomó többségét.



3.ábra.

Analógiák alkategóriák szerinti eloszlása

6. KÖVETKEZTETÉSEK

Az eloszlásból megállapítható, hogy kiemelten fontos az *Utólagos analógiákból* való tanulás lehetőségeinek feltárása, mert ezáltal a létező műszaki megoldások tökéletesítése illetve továbbfejlesztése válik lehetővé. Az analóg eljárás módszerére ki kell dolgozni egy olyan

algoritmust is, amivel igazoltan növekszik a katalógusban jelenleg elenyésző mértékben jelenlévő *Felkutatott analógiák* aránya.

7. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] GRAVES, Robert: A görög mítoszok I., Európa könyvkiadó, Budapest, 1981
- [2] SCHMITT, Otto H.: Some interesting and useful biomimetic transforms, Third Int. Biophysics Congress, 1969. p. 297.
- [3] SARIKAYA, Mehmet; AKSAY, Ilhan A.: Biomimetics: design and processing of materials, Woodbury, N.Y.: AIP Press. p.2. 1995.
- [4] COOPER, Melanie: Closing the loop, Prodesign. 2008.Oct., p.33.
- [5] KNIGHT, Alison: Hidden Histories: the story of sustainable design, ProQuest Discovery Guides, 2009. June
- [6] PULFER, Rachel: Form follows nature, Azure, 2008. May, pp. 108.
- [7] Dömötör, Cs.: Természeti formák a termékfejlesztésben, Géptervezők és Termékfejlesztők XVIII. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2002. november 7-8., elektronikus kiadvány
- [8] Péter, J.: A dizájn értelmezése, GÉP 9-10: pp. 71-76. (2010)

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

ACKNOWLEDGEMENTS

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

FEATURE-ALAPÚ TECHNOLÓGIAI MODELL LÉTREHOZÁSA AUTOMATIZÁLT KÉSZÜLÉKTERVEZÉSHEZ

CREATING TECHNOLOGICAL FEATURE-BASED MODEL FOR AUTOMATED FIXTURE DESIGN

Rétfalvi Attila^{*}, Dr. Stampfer Mihály^{**}, Dr. Szegh Imre^{***}

ABSTRACT

During the fixture planning there are many often recurring tasks. If we could automate these tasks, we could save the process engineer of a tiring and often time consuming activity. In order to we can automate the fixture planning we need the CAD model of the workpiece and the fixture elements, and the feature-based model of the workpiece. In this paper those steps are introduced that are needed for conversation of the CAD model into feature-based model.

1 BEVEZETÉS

A gyártástervezés egyik fontos területe a munkadarab befogó készülék(ek) tervezése. A készülék feladata a munkadarab helyzetének meghatározása a szerszámgép munkaterében. A készülék tervezése két lépésben történik. Első lépésként a műveleti sorrenddel párhuzamosan a készülék „elvi vázlatát” tervezik meg, mivel készülékeknek jelentős hatása van a műveleti sorrendre. Második lépésként a készülék egzakt konstrukciós tervét, mint önálló feladatot tervezik. A műveletelemek tervezése során már ismernünk kell a konkrét készülék tervét, hiszen az ütközések elkerülése miatt a szerszámok mozgáspályáinak tervezése ezt megköveteli. Látható, hogy az alkatrészek technológiai folyamatainak tervezése és a készüléktervezés hatékony együttműködést igényel. Ha sikerül megvalósítani egy olyan automatizált integrált tervezőrendszert, mely képes a két tervezési feladat hatékony megoldására, a gyártás előkészítése jelentősen lerövidülhet.

Célunk egy olyan integrált tervezőrendszer létrehozása, mely a munkadarab CAD modelljéből kiindulva (a technológus által interaktív módon megadott technológiai elvárások figyelembevételével) megtervezi

az alkatrészek műveleti sorrendtervét, és az egyes műveletekhez szükséges készülékeket, valamint létrehozza a készülékek CAD modelljét. Az integrált tervezőrendszer fontos eleme az a modul, amely a munkadarab CAD modelljét átalakítja a műveleti sorrendtervezéshez és készüléktervezéshez szükséges feature-alapú technológiai modellé. A cikk ennek a modulnak a működési elvét ismerteti.

2 AZ INTEGRÁLT TERVEZŐRENDSZER MODULJAI

Az integrált tervezőrendszer a következő modulokat tartalmazza:

- 1.) IGES posztprocesszáló modul – ezen modul megnyitja az alkatrész IGES formátumban elmentett modelljét, kikeresi, hogy milyen feature-ök találhatók rajta, és kinyeri az egyes feature-ök jellegzetes adatait. Felületet biztosít a felhasználó számára a megmunkálási igények és a tűrések megadásához. Az adatokat a sorrend- és készüléktervezésnek megfelelő rendezett formában elmenti.
- 2.) Sorrendtervező modul – az előző modul kimeneti adatai alapján meghatározza a megmunkáláshoz szükséges műveletek tartalmát és sorrendjét, valamint kidolgozza a készülék elvi megoldását.
- 3.) Készüléképítő modul – az előző modul javaslatait figyelembe véve szabványos építőelemekből kiválasztja a készülék elemeit, és konkrét készüléket épít az adott művelethez.
- 4.) SE szerelő modul – megépíti a készülék CAD modelljét Solid Edge assembly környezetben.

Természetesen, mód van arra, hogy az integrált rendszer fejlesztése során a művelettervezés és műveletelem tervezés feladatait is automatizálják. Az alkatrész feature alapú modellje illetve a készülék CAD modellje

* tanársegéd, Szabadkai Műszaki Szakfőiskola

** egyetemi docens, PTE, Pollack Mihály Műszaki Kar

*** egyetemi docens, BME, Gépészmérnöki Kar

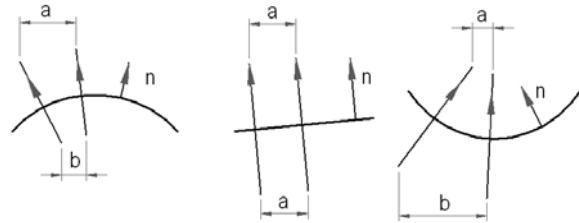
ezen feladatok tervezésének automatizálása során is eredményesen használható.

Az integrált rendszer moduláris felépítésű, lehetővé téve ezzel a rendszer konkrét vállalati igények szerinti bővítését, testre szabását

3 A FEATURE-ALAPÚ MUNKADARAB MODELL LÉTREHOZÁSA

Feature alatt olyan felületelem csoportot értünk, melynek tagjait valamilyen logikai kapocs, valamilyen közös tulajdonság köti össze. Megkülönböztetünk *tervezési*, *megmunkálási* és *készülékezési* feature-öket. *Tervezési feature*-nek olyan felületelem csoportok számítanak, melyeket azonos módon generálunk, mindössze a bemenő paraméterek különböznek, ilyenek például a söpört felületek. *Megmunkálási feature*-t az olyan felületelemek képeznek, melyeket azonos számszámmal vagy számszámkombinációval, azonos megmunkálási módok alkalmazásával - akár azonos megmunkálási paraméterekkel - készítünk el, ilyenek példának okáért a kúposüllyesztésű furatok. A *készülékezési feature*-ök olyan felületelem csoportok, melyek a munkadarab felfektetése, tájolása vagy szorítása során játszanak szerepet, ilyen értelemben készülékezési feature-t alkothatnak például azonos magasságon található síkfelületek. A mai 3D modellező programok feature alapú tervezésre alkalmasak, de automatizált megfogástervezéshez ezeket a modelleket át kell alakítani *technológiai* (megmunkálási és készülékezési) *feature*-öket tartalmazó modellé. Ez annyit jelent, hogy ki kell keresni a gyártási, illetve a készülékezési szempontból összetartozó felületelem csoportokat, továbbá ki kell nyerni a megmunkálás és készülékezés szempontjából fontos adataikat, és készüléktervezéshez megfelelő formátumban el kell tárolni. A rendszerünk bemenő adatait a munkadarab CAD modelljének IGES formátumban elmentett változata szolgáltatja. Azért választottuk ezt a semleges bemenő formátumot, mivel a különböző 3D modellező programok különböző módon tárolják a velük készített modellek adatait, mi pedig szerettük volna biztosítani a rendszer modellező programtól való függetlenségét. Sajnos a semleges formátumban elmentett modellek nem tartalmazzák még a tervezési feature-ök típusára vonatkozó adatokat sem, és a többi geometriai és topológiai adat sem a megfogástervezéshez megfelelő módon van tárolva ezen file-okban. Először tehát a CAD modellt feature alapú modellé kell alakítani, ez három lépésben történik: (i) a modell felületelemeinek felismerése, geometriai és topológia adatainak kinyerése, (ii) a felületelemek csoportosítása, (iii) a felületelem csoportok felismerése [2.]. A felületelemek felismerése, adataik kinyerése történhet belső illetve külső megközelítéssel. A *belső megközelítés* ún. API (*application protocol interface*) program készítését jelenti, ez a program a munkadarab modelljét létrehozó modellező software-hez kapcsolódó kiegészítő program,

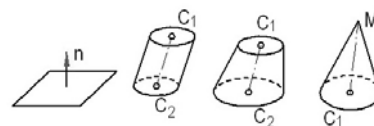
mely a modellező programon keresztül ki tudja nyerni a geometriai és topológiai adatokat. A *külső megközelítés* esetén a munkadarab CAD modellje valamilyen semleges formátumban (IGES, STEP, stb.) kerül elmentésre, ezt a szöveges file-t megnyitja és átdolgozza egy (Prolog, C++, Visual Basic, vagy egyéb program nyelvből írott) külső program. Mi ez utóbbi módszer mellett döntöttünk. Rendszerünk IGES postprocesszáló modulja, amely Visual Prolog 6.3 fejlesztő környezetben íródott, először meghatározza, hogy az egyes határológörbék milyen görbeszakaszból állnak (egyenes szakasz, körív, kúpszelet, stb.), meghatározza az egyes görbeszakaszok jellemző adatait (kezdőpont, végpont, középpont, sugár, stb), meghatározza az egyes felületelemek típusát (sík, hengeres, kúpos, stb.), és kinyeri azok jellemző adatait (méret, konvexitás, irány, a munkadarab mely oldalán található, a munkadarab nullpontjához viszonyított helyzete). A konvexitást a szokásostól kissé eltérő módon vizsgálja a modulunk, két szomszédos felületrészen a felületrészek normálisai irányába tesz egy adott nagyságú lépést felfelé és lefelé (1.ábra).



1. ábra Konvexitás vizsgálat alapvető esetei

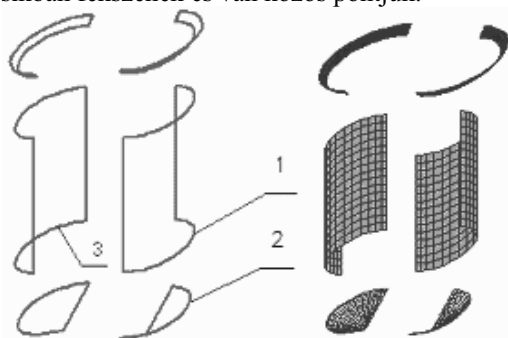
Ha az így kapott felső végpontok távolabb vannak egymástól, mint az alsó végpontok ($a > b$), akkor domború, ha közelebb ($a < b$), akkor homorú, ha ugyanolyan távol vannak ($a = b$), akkor a vizsgált irányban sík felületrészről van szó. Ennek a módszernek az előnye abban van, hogy nem kell számontartani a körülményeket.

A felületek iránya és az, hogy a munkadarab melyik oldalán találhatóak a számszámhozáférés, a lehetséges megmunkálási irányok, a készülékelemek kiválasztása és elhelyezése szempontjából fontos. Síkfelületek irányát a normálisuk segítségével lehet meghatározni (2.ábra), forgástesteknél pedig a forgástengely határozza meg az irányukat, például hengeres és csónakfű felületknél az íves határológörbék középpontjai (C_1, C_2), kúpfelületnél pedig az íves határológörbe középpontja (C_1) és a csúcspont (M) segítségével határozható meg.



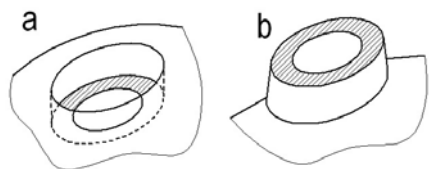
2. ábra Felületek iránya

A következő lépésben a program kikeresi a közös határoló-görbeszakasszal rendelkező felületelemeket. Közös határológörbe szakasznak minősülnek az olyan szakaszpárok, melyeknél azonos a kezdőpont_1 és a kezdőpont_2, valamint a végpont_1 és a végpont_2; vagy azonos a kezdőpont_1 és a végpont_2, valamint a végpont_1 és a kezdőpont_2. Továbbá az olyan körívek, melyeknek azonos a középpontja ($C_1=C_2$) és sugara ($R_1=R_2$), és az őket tartalmazó síkok normálisai párhuzamosak ($n_1||n_2$), és van egy közös pontjuk. Ennek értelmében közös határológörbeszakasznak minősülnek például a 3.ábrán az 1 és 2, valamint az 1 és 3 görbedarabok. Közös határológörbeszakasznak minősülnek az olyan egyéb kúpszeletek is, melyek egymásban fekszenek és van közös pontjuk.



3. ábra Kúpos süllyesztésű furat
a) a felületelemek határológörbéi
b) a felületelemek csoportosítva

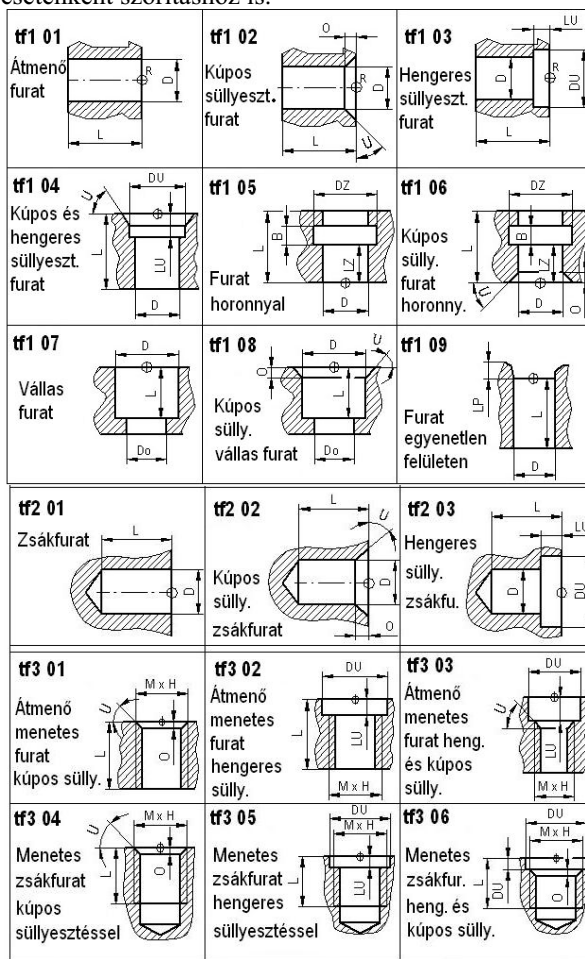
Miután a program kikereste a közös határológörbével rendelkező felületelemeket, sorba rakja azokat a térben, majd csoportosítja a felületelemeket. A csoportosítás úgy történik, hogy elindul egy végső határoló felülettől, és addig veszi a szomszédos felületeket, amíg újabb végső határoló felülethez nem ér. Végső határoló felület lehet például egy teljes kúpfelület (zsákfurat esetén), vagy olyan síkfelület, melyen van belső görbe, és „felfelé” nincs folytatása. A 4a ábrán a sraffozott felületnek van folytatása „felfelé”, tehát nem végső határolófelület, a 4b ábrán sraffozott felületnek nincs folytatása a felület normálisa irányában, így végső határoló felületnek minősül.



4. ábra Végsőhatárolófelület vizsgálat

A felületelemek csoportosítása után meg kell vizsgálni, hogy a csoport feature-t képez-e, és ha igen milyen fajta feature-t képez. Első körben azt nézi meg az IGES postprocesszáló modul, hogy milyen furatok (átmenő vagy zsákfurat, menetes vagy menet nélküli, kúpos vagy hengeres süllyesztéssel rendelkező, vagy süllyesztés nélküli, rendelkeznek-e horonnyal vagy sem) találhatóak

a munkadarab modelljén (5.ábra). A furatok igen gyakran felhasználhatók a pozicionálás során, és esetenként szorításhoz is.



5. ábra A leggyakrabban előforduló furattípusok

A továbbiakban azt vizsgálja milyen (elegendően nagy) kiemelkedő vagy besüllyesztett kör alakú illetve szögletes felületek találhatóak (6.ábra). Ezek potenciális felfektetési illetve szorítási felületek.

Ezután megnézi milyen azonos síkban fekvő síkfelület csoportok találhatóak a modellen, mekkorák és milyen az elrendezésük (7.ábra), hisz előfordulhat, hogy kihasználhatók a felfektetési feladat megoldása során, vagy esetleg az irányba állítási feladat megoldása során. Végezetül azon felületek adatait nyeri ki, és rendezi megfelelő struktúrába, melyek nem tartoznak egyik említett csoporthoz sem.

Ezután megnézi milyen azonos síkban fekvő síkfelület csoportok találhatóak a modellen, mekkorák és milyen az elrendezésük (7.ábra), hisz előfordulhat, hogy kihasználhatók a felfektetési feladat megoldása során, vagy esetleg az irányba állítási feladat megoldása során. Végezetül azon felületek adatait nyeri ki, és rendezi megfelelő struktúrába, melyek nem tartoznak egyik említett csoporthoz sem.

tf5 01 gyűrűszerű kiemelkedő felület 	tf5 02 négyzetleges kiemelkedő felület 	tf5 03 megszakításos sík felületek
tf5 04 gyűrűszerű besüllyesztett felületek 	tf5 05 négyzet. besüllyesztett felületek 	
tf9 01 szorításhoz alkalmas üreg 	tf9 02 szögkalatti megmunkálatlan felület 	
tf9 03 külső hengeres megmunkálatlan felület 	tf9 04 külső kúpos megmunkálatlan felület 	

*R - referencia pont (C1, C2)

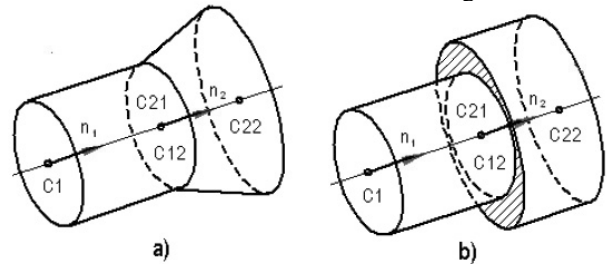
6. ábra Potenciális felfektetési és/vagy szorítási felületek

gtf5 01 Két tagból álló négyzetgl. csoport 	P1 = 2	P1 = 1		
gtf5 02 Három tagú négyzetgl. csoport 	P2 = -1	P2 = 1	P2 = 2	P2 = -2
gtf5 03 Négytagú négyzetgl. csoport 	P1 - egyik főtengellyel párhuzamos felület (1,2) P2 - a főtag iránya (1; 1,2,2) P3 - a két főtag iránya (1, -1, 2, -2)			
gtf5 04 Kéttagú háromsz. alakú csoport 	P2 = 1	P2 = -1	P2 = 2	P2 = -2
gtf5 05 Háromtagú háromsz. alakú csoport 	P3 = 1	P3 = -1	P3 = 2	P3 = -2

7. ábra A megszakításos felületek (tf5 03) alcsoportjai

Az egyes típusok azonosítása - a közös határológörbék és az egyes felületelem jellemző adatainak birtokában, valamint térbeli elhelyezkedésük ismeretében - furatok esetében a következő módon zajlik: a csoport elemei közt lennie kell belső hengeres felületnek; ha található a csoport elemei közt belső hengeres felület, akkor a program megvizsgálja, hogy vannak-e vele egytengelyű

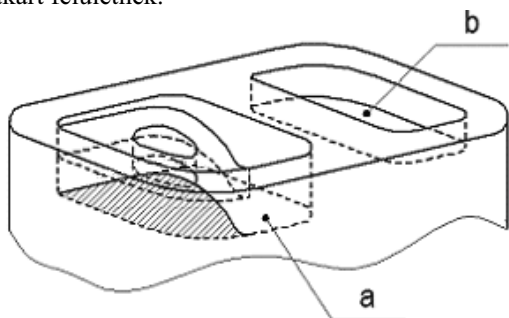
szomszédos felületelemek (8.a ábra), vagy valamelyik közvetlen szomszédos elemnek van-e a vizsgált belső hengeres felülettel egytengelyű szomszédja (8.b ábra). Ezután tovább vizsgálja azok szomszédos felületeit is, amíg végső határolófelületig nem ér. Az egytengelyűség feltétele, hogy a felületek iránya párhuzamos ($n_1 \parallel n_2$), és a második felületelemnek van olyan belső határológörbéje, melynek középpontja (C_{21} vagy C_{22}) az első felületelem egyik határológörbéjének középpontján (C_{11} vagy C_{12}) áthaladó egyenesen fekszik. Annak eldöntése érdekében, hogy a potenciális feature valóban featuret képez-e, a csoport elemeit a közös irány mentén sorra veszi (a munkadarab súlypontjától való távolság szerint), és megnézi, hogy milyen módon követik egymást. Ha 2 sík végső határoló felülete közt csak azonos átmérőjű belső hengeres felületelemek találhatók, melyek külső határológörbéi közül valamelyik az egyik sík belső határológörbéje, akkor átmenő furatról (tf101) van szó. Ha belső csonkakúp felületeket belső hengeres felületek követnek, akkor kúpos sülyesztésű furatról (tf102) van szó, illetve ha a belső hengeres felület menetes, akkor menetes kúpos sülyesztésű furatról (tf301) van szó. Egyszerű zsákfurat (tf201) esetén két szomszédos egytengelyű félhengert két egytengelyű félkúp követ (3.b ábra a két felső csonkakúp nélkül). Amikor a program egy csoportról megállapítja, hogy milyen felületelem csoportot képez, akkor annak elemeit kiveszi a további vizsgálatokból.



8. ábra Egytengelyű felületelemekkel rendelkező csoportok

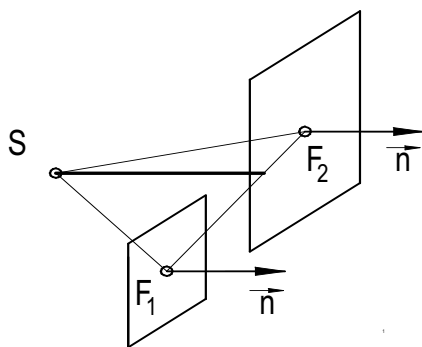
Az azonos síkban fekvő megszakított síkfelületek keresésekor csak a külső felületek közt keresgél a program. Külső felületnek számít az a felület, amelyről elindulva és a felület normálisa irányában haladva nem találunk felületelemet, vagy ha mégis, akkor azok 90° -os vagy annál nagyobb szöget zárnak be a vizsgált felülettel. Amennyiben vannak belógó felület elemek (olyanok, amelyek kevesebb, mint 90° -os szöget zárnak be a vizsgált felülettel) a normális irányában haladva, akkor természetesen fontos tudnunk, hogy a felület hozzáférhető-e; akkor tekintjük hozzáférhetőnek, ha területének kevesebb, mint 40%-a takart. Ennek ellenőrzése a belógó felületelemek kontúr vonalainak a vizsgált felületre való levetítése segítségével történik. A vetítés iránya a vizsgált felület normálisának irányában történik. A vetületek és a vizsgált felület metszetének területe nem haladhatja meg a vizsgált felület területének 40%-át. Ilyen értelemben a 9. ábrán látható

a-val jelült felület takart, míg a *b*-vel jelölt nem számít takart felületnek.



9. ábra Hozzáférhetőség szemléltetése

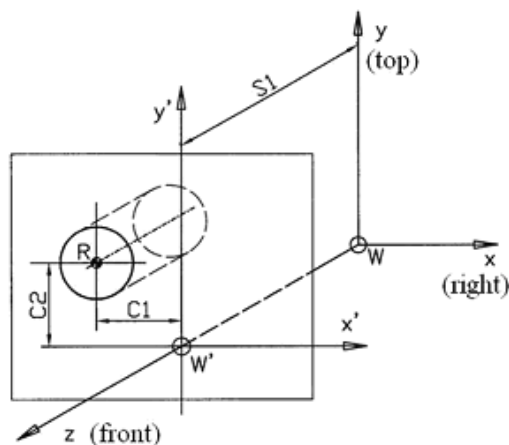
Az egymásban fekvő felületek párhuzamosak, és a felületi normálisuk ugyanabba az irányba mutat, a súlypontjuk és a munkadarab nullapontja közti távolság normális irányú vetületei azonos nagyságúak (10. ábra).



10. ábra Egymásban fekvő felületek

A készülék elvi megoldásához a felületelem csoportok lokális adatain túl szükség van a munkadarab globális szerkezetét leíró adatokra is. Egyrészt munkadarabhoz 6 oldalt rendelünk (előlső, hátsó, jobb, bal, felső, alsó), és meghatározásra kerül, hogy mely felületelemcsoport a munkadarabban mely oldalán található. Továbbá minden felületelem referencia pontján (R) keresztül egy hordozósíkot veszük fel (11. ábra). A hordozósík és a munkadarab nullapontja közti távolság (S1), valamint a hordozósíkban található további két koordináta (C_1, C_2) segítségével a referencia pontok helyzete egyértelműen meghatározható.

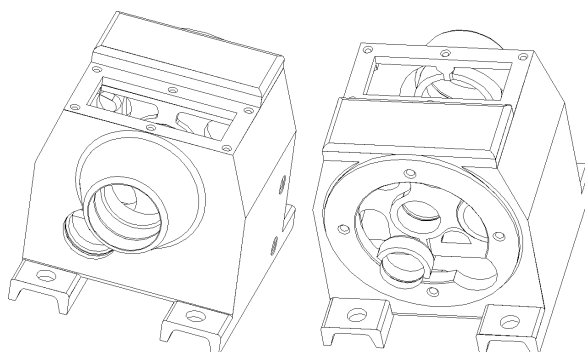
A megfogástervezéshez a geometriai adatokon kívül tudnunk kell azt is, hogy mely felületek lesznek megmunkálva, milyen pontossággal, mely felületek kötöttek helyzettűréssel. Ezeket az adatokat az IGES formátumban elmentett modelltől nem tudjuk automatikusan kinyerni, ezért ezeket a felhasználó interaktív módon adja meg. A feature-alapú modell létrehozásának folyamata a [3.] cikkben még részletesebben be van mutatva.



11. ábra A felületelemcsoportok helyzetének meghatározása

PÉLDA A TECHNOLÓGIA-FEATURE ALAPÚ MODEL FELHASZNÁLÁSÁRA

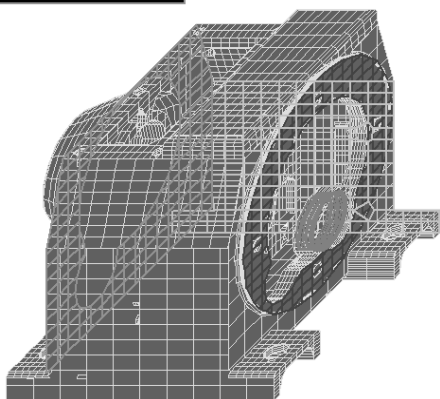
Most pedig nézzük meg egy gyakorlati példán, hogyan lehet hasznosítani a fent leírtakat. A 12. ábrán egy öntött hajtóműház látható.



12. ábra Hajtóműház

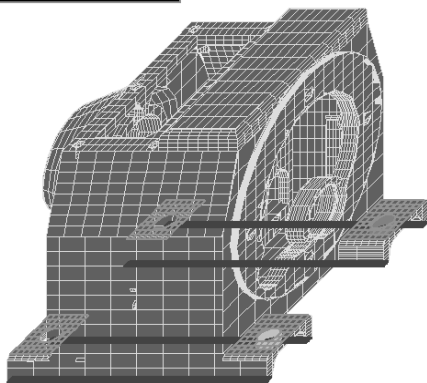
Miután az IGES posztprocesszálo modul felismerte a jellemző felületelem csoportokat és kinyerte azok jellemző adatait (lásd 6. és 7. ábra), a felhasználó megadja a megmunkálási igényeket, előírja a tűréseket. Ezután a műveleti sorrendtervező modul javaslatokat tesz a befogások számára és sorrendjére, és az egyes befogások készülékeinek elvi megoldásaira. A 13. ábrán a kiegészítő- (első), a 14. ábrán a főbefogás (második) készülékeinek elvi megoldása látható. Az első befogás során, a javaslat szerint, a munkadarabot a lila gyűrű alakú felületre célszerű felfektetni, a rózsaszínű belső hengeres felület és a szürkésfehér síkfelület segítségével célszerű pozicionálni, és a zöld síkfelületen célszerű leszorítani három pontban. A második befogás során a négy lila síkfelületre célszerű felfektetni, a rózsaszínű és szürkésfehér belső hengeres felületeken célszerű pozicionálni, és a négy zöld síkfelületen célszerű leszorítani.

Supporting surface(s): 114
 Guiding surface(s): [5]
 Endstop surface: 108
 Clamping surface(s): [34,34,34]



13. ábra Az első (kiegészítő) befogás elvi megoldása

Supporting surface(s): 77
 Guiding surface(s): [18]
 Endstop surface: 19
 Clamping surface(s): [71,68,69,70]



14. ábra A második (fő) befogás elvi megoldása

A **15.ábrán** az első befogáshoz javasolt elvi megoldás alapján (a rendszer által) épített készülék látható a munkadarabbal és a nélkül.

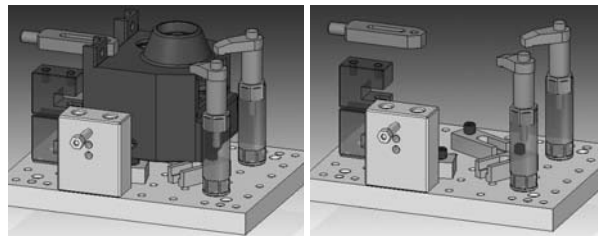
ÖSSZEFOGLALÓ

Ebben a cikkben a technológiai feature-alapú munkadarab modell létrehozásához szükséges lépések kerültek bemutatásra. A technológiai feature egyrészt a készüléktervezés másrészt a megmunkálás tervezés automatizálását teszi lehetővé. A munkadarab CAD modelljéből a lokális (a feature-re jellemző) és a globális (a helyzetre és irányra vonatkozó) geometriai adatok kinyerhetők, míg a megmunkálási igényekre és a pontosságra vonatkozó adatokat a bemutatott rendszerrel interaktív módon kell megadni. Egy hajtóműház példáján keresztül szemléltettük, hogyan hasznosíthatók a technológiai feature-ök automatizált készüléktervezés során.

SUMMARY

In this article the main steps of the creating the technological feature-based model of the workpiece are

presented. The technological features can be used for automated fixture planning and for machining planning, too. From the CAD model of the workpiece both local (describing the feature) and global (describing the position and orientation) geometrical characteristics can be obtained, while the machining requirements and tolerances should be manually given in presented system. Through the example of a gearbox housing it was shown how can be technological features used during automated fixture planning.



15. ábra A kiegészítő befogás készüléke a munkadarabbal, és a munkadarab nélkül

IRODALOMJEGYZÉK

- [1.] STAMPFER M., SZEGH I., RÉTFALVI A.: *Szekrényszerű alkatrészek készüléktervezése, a részfeladatok tipizálásával, az elemekből összeszerelhető készülékek lehetőségeinek figyelembevételével*, Gép LVII/12, p 19-22, 2006
- [2.] B. BABIĆ, N. NEŠIĆ, Z. MILJKOVIĆ: *A review of automated feature recognition with rule-based pattern recognition*, Computers in Industry 59, p 321-337, 2008
- [3.] A. RÉTFALVI: *IGES-based CAD model post processing module of a Setup and Fixture Planning System for box-shaped parts*, SISY 2011, 9th IEEE International Symposium on Intelligent Systems and Informatics, Subotica, Serbia, p 247-255, 2011
- [4.] LECHNER E.: *Készüléktervezés*, Miskolci Egyetem, 1963
- [5.] J. G. NEE: *Fundamentals of Tool Design*, SME, Dearborn, MI, 1998
- [6.] SZIRMAI-KLAOS L., ANTAL Gy., CSONKA F.: *Háromdimenziós grafika, animáció és játékfejlesztés*, Computerbooks, Budapest 2006

TUSKÓS FÉKEZÉSŰ VASÚTI TÖMBKERÉK TERMO-ELASZTIKUS FOLYAMATAINAK VIZSGÁLATA VÉGES ELEMES MÓDSZERREL - I.

Finite Element Investigation of the Thermo-Elastic Processes of a Tread-Braked Monoblock Railway Wheel

Sábitz László¹, Prof. Dr. Zobory István²

ABSTRACT

The present study introduces a FEM-based computational process for the determination of the thermal processes arising in railway wheels during block brake operation. The simulated temperature fields are evaluated in order to determine whether the necessary conditions of martensite formation are satisfied on the wheel tread.

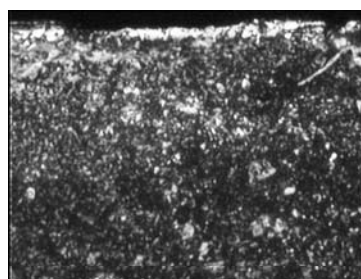
1. BEVEZETÉS

Az utóbbi időszakban a MÁV egyik négytengelyes személykocsi-típusánál több alkalommal történt kerékkoszorú repedés és törés. A kerék futófelületéből kiinduló repedést több esetben észleltek [1,2], ezek egy része azonban a kerékkoszorú nagyobb kiterjedésű, radiálisan a keréktárcsába is behatoló igen veszélyes repedéséhez vezetett (1. ábra). Egy esetben a teljesen átrepedt kerékkoszorú, és a keréktárcsában tovaterjedő repedés következtében egy 80 cm-es koszorúszegmens kiszakadása miatt kisiklásos baleset történt [3]. A balesetet szenvedett személykocsi forgóvázába tuskós fékezésű abroncs nélküli *monoblokk* kerekek voltak beépítve, kerekenként négy-négy féktuskóval. A kerekek futófelületén végzett mikroszkópi vizsgálatok martenzit foltok jelenlétét mutatták ki (2. ábra). A futófelület és a féktuskók fékműködés közbeni csúszó érintkezése során disszipált súrlódási hő a kerékkoszorúban jelentős gátolt tangenciális nyomófeszültséget hoz létre, ami a felmelegedett vékony futófelületi réteg plasztikus alakváltozásához vezet [4]. A kerékkoszorú megemelkedett felületi hőmérséklete kezdeti hőmérsékleti állapotot jelent a túlfékezett kerék és a sín gördülő kapcsolatában megvalósuló makroszkopikus csúszás miatti olyan csúszósávi túlmelegedési jelenség bekövetkezéséhez, amely a futófelület közeli anyagi részek esetében már meghaladhatja a martenzit fejlődéshez szükséges határhőmérsékletet (723°C).

A martenzit megjelenéséhez azonban a fentiek szerinti lokálisan túlhevült futófelületi részek kritikus lehülési sebességnél gyorsabb hűlése is szükséges [5]. A jelen tanulmányban a tuskók által generált hőáram következtében kialakuló hőmérsékletviszonyok vizsgálatára szorítkozunk a monoblokk kerék koszorújában és tárcsájában, és nem vizsgáljuk a keréktalpi makroszkopikus csúszás (csúszva gördülés) hatásaként adódó lokális hőmérsékletcsúcsok alakulását, illetve a sínnel való együttműködéssel kapcsolatos gyors lehülés kérdéskörét, mely utóbbi egy következő publikáció tárgya lesz.



1. ábra: A koszorútól a kerékgagyig átrepedt kerék



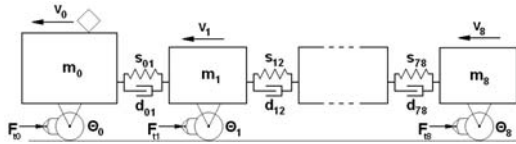
2. ábra: Martenzites szövet a futófelület környezetében (N = 1000x)

¹ tanársegéd, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Vasúti Járművek, Repülőgépek és Hajók Tanszék

² szakvezető egyetemi tanár, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Vasúti Járművek, Repülőgépek és Hajók Tanszék

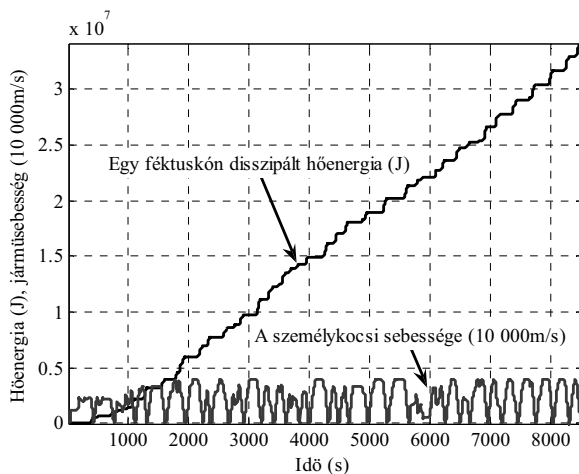
2. A VONATMOZGÁS DINAMIKAI SZIMULÁCIÓJA

A tömbkerék termo-elasztikus folyamatainak véges elemes modellezésénél figyelembe veendő terhelésadatok a vonat hosszdinamikai folyamatainak szimulációs úton történő elemzésén alapulnak. Az alkalmazott linearizált hosszdinamikai modell a 3. ábrán látható.



3. ábra: Egy villamosmozdonyból és nyolc, tuskós fékezéssű, tömbkerékes futóművű négytengelyes személykocsiból összeállított szerelvény linearizált hosszdinamikai modellje (a forgó tömegek járművenként összevonva)

A Budapest és Hegyeshalom közötti, 188 km hosszúságú vasútvonal emelkedési és irányviszonyait figyelembe véve mind személyvonat, mind gyorsvonat továbbítását megjelenítő számítógépes menetszimuláció valósult meg. A sebesség-idő függvény (a menetábra) és az alkalmazott fékezőerő időbeli lefutásának szimulációval történt meghatározása alapján számíthatóvá vált a tuskó/kerék fékezési csúszósúrlódásos érintkezés következtében a vonat üzeme során disszipált hőmennyiség időbeli alakulása a vonal teljes befutása esetén (4. ábra).



4. ábra: Egyetlen féktuskó/kerék érintkezésnél disszipált hőenergia, és a vizsgált személykocsi sebessége az idő függvényében, személyvonati menet esetén

Jellegzetesen rajzolódik ki az ábrán a kumulatív hőenerálódási görbén a vonatmozgás közbeni fékalkalmazások időtartama során jelentkező hőfejlődést megjelenítő, meredek

homlokú emelkedések egymásutánja. A szakirodalomban is alkalmazott feltételezés szerint (lásd pl. [6]) súrlódásos fékezés esetén a vonatban tárolt összes kinetikus energia csaknem egésze hőenergiává alakul. Az összes keletkező súrlódási hőnek a kerékbe jutó hányada korábban elvégzett hőtani számítások alapján [4] megengedhető közelítéssel 80 % körül állandósul egy fékezés során (öntöttvas féktuskó és acél kerék esetén). Ennek tükrében a tömbkerék véges elemes modelljének hőterhelése $\alpha=0.8$ értékű hőmegosztási tényező figyelembe vételével került meghatározásra. A kerék futófelületén át a keréktestbe jutó, a teljes személyvonati vonatmenetre kiegyenlített átlagos hőenergia-áram 3200 J/s volt.

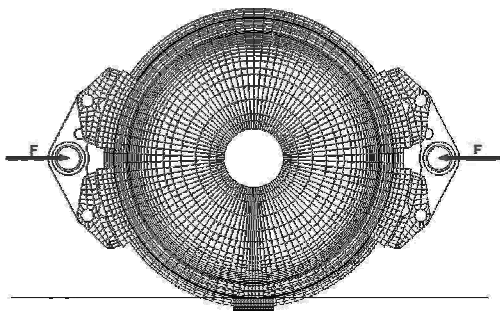
3. A TÖMBKERÉK ÉS A FUTÓFELÜLETRE TERHELÉST GYAKORLÓ EGYÉB SZERKEZETI RÉSZEK EGYESÍTETT VÉGES ELEMES MODELLJE

3.1 A kerék, a fék és a sín tekintetbe vett részeinek végeelemes felosztása

A számíthatóhoz figyelembe vett térbeli tartomány a tömbkerék, a 4 db. féktuskó, a féksaruk és a kereket alátámasztó sínfej 3 dimenziós modelljét foglalja magába. A vizsgálatot az előfordult tömbkeréktöréses balesetet szenvedett jármű kerékkoszorú méreteivel (jelentősen kopott, újabb esztergályozásra már nem alkalmas, a határméretre kopás után selejtezendő tömbkerék) végeztük el. A viszonyok érzékeltetésére szolgál, hogy az új állapotú kerék 920 mm-es futóköri átmérőjével szemben a vizsgált balesetes kerék futókör átmérője csupán 866 mm volt, a kerékkoszorú eredeti 55 mm-es vastagságához képest a vizsgált kopott kerék koszorúvastagsága jelentősen lecsökkent, 28 mm-es radiális méretű volt. Az elvékonyodott kerékkoszorú nagyobb feszültségértékek kialakulását okozta, így a váltakozó fárasztó terhelés intenzitása megnövekedett az új állapotú kerék esetéhez képest, mely tény természetszerűen növelte meg a repedésterjedés és a törés valószínűségét [7].

A térbeli felosztás kialakításakor fontos szempont volt, hogy a kerék futófelületének közelében a lehető legpontosabb eredményt szolgáltató, szabályos alakú és sűrűn elhelyezkedő (kisméretű) véges elemek kerüljenek alkalmazásra. A számítási igény kordában tartása érdekében, a kerék belseje felé haladva a térbeli felosztás finomsága fokozatosan lecsökkent. A véges elemes háló elkészítésekor túlnyomó többségben 8 csomópontos „hexaéder” típusú elemek kerültek alkalmazásra. Az optimális háló elkészítése néhány helyen szükségessé tette 6 csomópontos „wedge”, azaz ék alakú elemek alkalmazását. A kerék/sín érintkezéshez közeledve a tangenciális elemméret fokozatosan csökken. Az 5. ábrán látható a számításokhoz alkalmazott

modell, melynek összes elemszáma cca. 23 000, a csomópontok száma pedig cca. 30 000 volt.



5. ábra: A véges elemes modell felépítése

3.2 A figyelembe vett terhelések, peremfeltételek és anyagjellemzők

A kerék mechanikai- és hőterheléseinek a modellre való rávitele fokozatosan, lépésről lépésre történt. Ez az eljárás lehetővé tette, hogy feltárható legyen az egyes terhelés-összetevők relatív mennyiségi hozzájárulása a kombinált terhelési állapotok kialakulásához. Elsőként a kerék/sín érintkezési peremfeltétel figyelembe vétele és a kerék súlyának rávitele, valamint a kerékre ható további kényszerek (elfordulás és tengelyirányú elmozdulás megszüntetése) létrehozása történt meg. Az így kialakuló feszültségmező elemzése után a terhelési és peremfeltétel-rendszer kiegészült a kereket terhelő függőleges csapágyerővel. A következő lépés a tengelyre szilárd illesztésű kötéssel kapcsolódó kerékben fellépő, a kerékagyat belülről támadó nyomófeszültség-eloszlás figyelembe vétele volt. A kialakuló feszültségmező vizsgálata után a számítási modell további fejlesztéseként definiálásra került a tuskó/kerék érintkezési felületeken átadott, a futófelületre merőleges és a tangenciális súrlódási erőrendszer, a kerék/sín gördülőkonton átvitt vízszintes keréktalpi erőrendszer, valamint az ez utóbbit kiegyensúlyozó, a kerékagnál fellépő vízszintes erő. A felsorolt mechanikai terhelések elkészítésének utolsó lépésében az egyes erők, megoszló erőrendszerek időbeli változása, majd a szögsebesség-változás miatti centrifugális erőváltozás hatása is meghatározásra került. Végül a hőtani peremfeltételek és terhelések figyelembe vétele történt meg: a tuskó/kerék kapcsolatban generált súrlódási hő a modell a kerület mentén egyenletesen megoszló, de időben változó intenzitású hőáram-sűrűségként kezeli. A hőáram-sűrűség időbeli változása a vonatmozgás dinamikai szimulációjával nyert eredményekből adódott. A környezetnek leadott hőmennyiség meghatározása egy sebességfüggő átlagos hőtadási tényező segítségével történt.

A kerék, a féksaruk és a sín anyaga 0.5% C-tartalmú szerkezeti acél, a féktuskók anyaga pedig P10 jelzésű, szabványos féktuskó öntöttvas. Az összes szerkezeti rész esetén lineáris elasztikus anyagmodell került alkalmazásra. (Ennek következtében, a folyáshatárnál nagyobb fe-

szültség elérése esetén plasztikus alakváltozás kialakulására lehetett következtetni.)

3.3 A szimulációs időtartomány diszkrét felosztása és a számítás sajátosságai

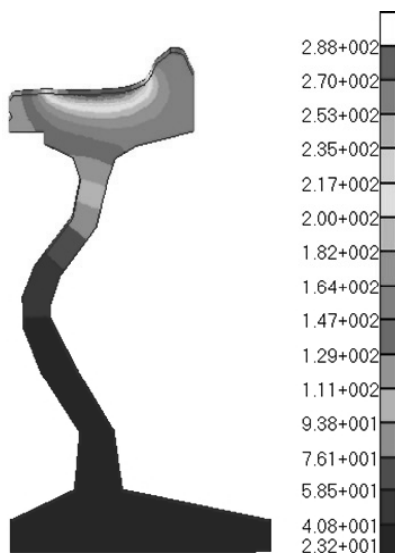
A Budapest-Hegyeshalom közötti 188 km hosszú vasúti pálya *személyvonati* és *gyorsvonati* menetben történő befutásához tartozó mechanikai és hőterhelési folyamatot a VEM program feldolgozta. Annak érdekében, hogy a sorozatos megállító- és lassító fékezésekhez köthető felmelegedési, majd az ezeket követő lehülési folyamatok a rendelkezésre álló számítógépi kapacitás mellett követhetőek legyenek, a véges elemes számítás változó időlépéssel futott. A legsűrűbb időbeli felosztás ($\Delta t = 0.01s$) az egyes fékezések kezdetekor került alkalmazásra, a fékezési folyamatok előrehaladtával az időlépések nagysága fokozatosan növekedett, igazodva a hőtani- és feszültségfolyamatok időbeli változásának intenzitásához.

4. A SZIMULÁCIÓS EREDMÉNYEK KIÉRTÉKELÉSE

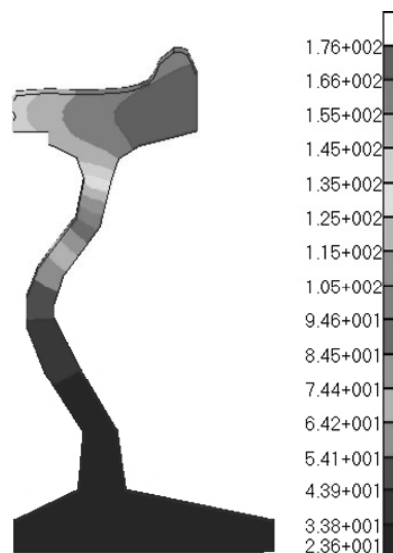
4.1 A hőmérséklet-eloszlás változása a kerékben

A 6 és 7. ábrákon megfigyelhető a tömbkerék hőmérséklet-eloszlásának változása egy megállító fékezés és azt követő hűlési folyamat során. A féktuskók és a kerék súrlódásos érintkezése rendkívül intenzív hőbevitelt hoz létre a kerék futófelületén, ezáltal a kerékkoszorúban igen nagy hőmérsékleti gradiensek mellett megvalósuló, inhomogén hőmérsékletmező alakul ki. A kerék belsejébe irányuló, lényegében radiális hővezetési folyamat nem tudja az összes hőt kellő gyorsasággal „elszállítani”, így *hőtörődési jelenség* lép fel a futófelület közelében (6. ábra). A vékony felületközelbeli réteg hőmérséklete már a fékezés kezdetekor jelentősen megemelkedik, a kerékkoszorú „zöme” azonban mintegy 100-120 °C-kal „lemarad”. Az erősen felmelegedett vékony felületközelbeli réteg hőtágulása tangenciális irányban gátolt, ami nagy tangenciális nyomófeszültséget, valamint a meleg állapotban kialakuló maradék alakváltozást eredményez.

A megállás pillanatához közeledve már érvényesül a fékezés végső szakaszára jellemző kisebb hőbevezetési intenzitás és a testben való hővezetés hatása, ezért az előzőnél valamelyest kiegyenlítettebb hőmérséklet-eloszlás tapasztalható. A megállást követő nagyjából egy perces hűlési időtartam eredménye egy, a 7. ábrán bemutatott hőmérséklet-eloszlás. A felületmenti átlagos hőmérséklet legnagyobb értéke a bemutatott fékezési esetben 176°C. A vizsgált pályaszakaszra jellemző lassú jelek miatt a gyakorlatban könnyen előfordulhat, hogy ekkor már a következő fékezés kezdődik.

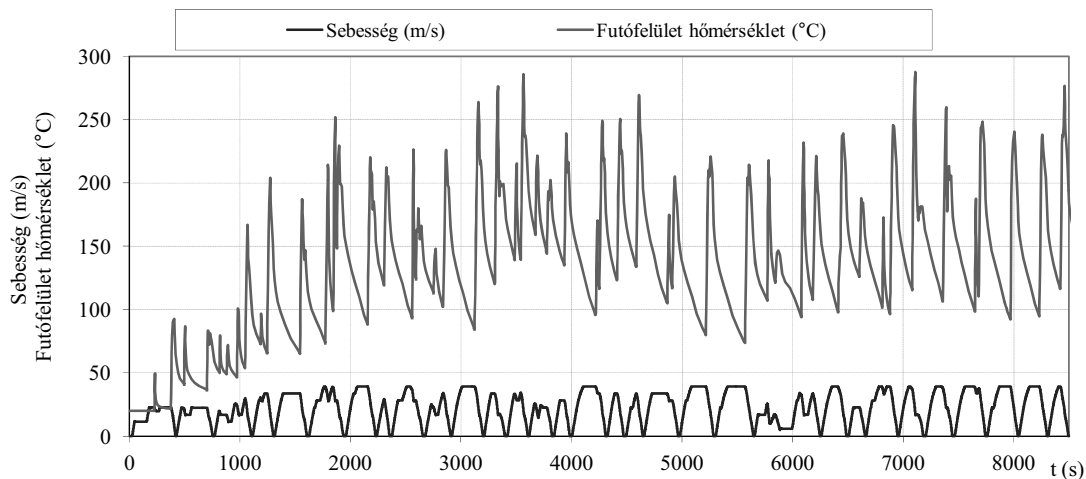


6. ábra Hőmérséklet-eloszlás a tömbkerék meridiánmetszetében, a fékezés megkezdése utáni $t = 25s$ időpontban. A hőmérséklet pillanatnyi csúcértéke 288 °C .



7. ábra Hőmérséklet-eloszlás a tömbkerék meridiánmetszetében, a fékezés megkezdése utáni $t = 130s$ időpontban (a megállás utáni kb. 1 perc hűlési folyamat eredménye). A hőmérséklet pillanatnyi csúcértéke 176 °C .

Futófelületi átlagos hőmérséklet és haladási sebesség az idő függvényében Budapest és Hegyeshalom között (188 km), személyvonati menetben



8. ábra A vizsgált tömbkerék futófelületi hőmérséklete, és a haladási sebesség-időbeli alakulása, személyvonati menet során, a Budapest-Hegyeshalom pályaszakasz figyelembe vételével

A futófelület egy kiválasztott pontjának számított hőmérséklete a 8. ábra szerint változik. A szimuláció eredményei szerint a futófelületi hőmérséklet a Budapest-Hegyeshalom menet során végig 300 °C alatt maradt. Ki kell emelnünk, hogy ez a számítás a teljes névleges kontaktfelületen való, egyenletes érintkezés feltételezésén alapult. Az érdes felületek valóságos érintkezési viszonyai

(a tényleges érintkezés a névleges felület cca. 10%-án valósul meg), valamint a termo-elasztikus instabilitási jelenség eredményeként a tényleges hőmérséklet lokálisan akár 50%-kal is meghaladhatja az itt szimulált értéket. Ez azonban még mindig nem elégséges a vas-karbon állapotára G-O-S vonalának eléréséhez, ami a martenzites szövetszerkezet kialakulásának szükséges feltétele.

5. A VIZSGÁLATOKBÓL LEVONHATÓ KÖVETKEZTETÉSEK

A vonatvábbítás közbeni tuskós fékezési üzemiállapotok során megvalósuló energia-disszipációs folyamat jellemzőinek figyelembe vételével a kerékre vonatkozóan végzett termo-elasztikus analízis eredményeiből az alábbi következtetések vonhatóak le:

- Normál fékezési körülmények között a monoblokk vasúti kerekekben számított hőmérsékletmezők jellege olyan, hogy az ismétlődő fékezési folyamat okozta hőbevitel magyarázni képes a laboratóriumi vizsgálatok eredményeként talált [2], és az ismételten lejátszódó újrakristályosodási folyamatok következményének betudott *finom szemcséjű* szövetszerkezet kialakulását a futófelület alatti vékony rétegben.
- A tuskós fékezés közben a koszorúba lépő hőenergia eredményeként kialakuló cca. 300 °C átlagos futófelületi hőmérsékletszint kezdeti értékül szolgál a kerék-sín kapcsolatban a kerék túlfékezése miatt esetenként bekövetkező makroszkopikus csúszás okozta lokális futófelület-túlhevülési folyamathoz. Ily módon a martenzit képződés egyik szükséges feltételének megalapozódásaként értékelhető a felületi folyamatokra nyert szimulált hőmérsékletszint, ezen alaphőmérséklet szintre halmozódnak a további esetleges hőhatások lokális hőmérsékletet megnövelő összetevői.
- A tuskós fékezésű tömbkerék futófelületén a martenzit képződés szükséges és elégséges feltétele a jelen számítások eredményeinek tükrében teljes mértékben csak akkor valósulhat meg, ha egyrészt *valamilyen abnormalis üzemi körülmény* (pl. tökéletlen fékkioldás, a fékrudazat beszorulása, a csúszásgátló nem megfelelő működése, instabil, kapcsoló üzem jellegű, intermittens működése, ami a kerék/sín kapcsolatban makroszkopikus csúszást, csúszva-gördülést hoz létre) miatt *lokálisan túlmelegedett tartományok képződnek a futófelületen*, másrészt ezek a tartományok igen hirtelen hűlnek le. A lokálisan túlhevült tartományoknak a hideg (környezeti hőmérsékletű) sínfejjel való gördülő érintkezése alatt a felülethez közeli rétegben olyan *nagy lehűlési sebességek* valósulnak meg, amelyek már a martenzit képződéshez elégséges feltételt jelenthetnek.
- A tapasztalt kerékfalpi martenzit képződés legvalószínűbb oka a kerék/sín csúszva gördülő kontaktfelületén kialakuló csúszósúrlódási folyamat mint egy kicsi de intenzív lokális felületi hőbevitelt okozó „ötödik féktuskó” hatása fogható fel. A csúszva gördülő érintkezési felület által bejárt csúszási sáv keletkező igen nagy lokális hőfejlődés alkalmas arra, hogy a kritikus határ (723 °C) fölé emelje a tuskók által már amúgy is

felmelegített (cca. 300 °C-os) futófelület-közeli vékony réteg hőmérsékletét.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A munka szakmai tartalma kapcsolódik a "Minőségorientált, összehangolt oktatási és K+F+I stratégia, valamint működési modell kidolgozása a Műegyetemen" c. projekt szakmai célkitűzéseinek megvalósításához. A projekt megvalósítását az Új Széchenyi Terv TÁMOP-4.2.1/B-09/1/KMR-2010-0002 programja támogatja.

A munka szakmai tartalma kapcsolódik a "Új tehetség-gondozó programok és kutatások a Műegyetem tudományos műhelyeiben" c. projekt szakmai célkitűzéseinek megvalósításához. A projekt megvalósítását a TÁMOP-4.2.2.B-10/1--2010-0009 program támogatja.

7. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] ZOBORY, I. (témavezető.): Kerékabroncs hőtani és kopási állapotának kacsolt vizsgálata II. *Kutatási jelentés*, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Vasúti Járművek Tanszék, Budapest, 2009.
- [2] ZOBORY, I. (témavezető.): Német kocsi tömbkerék repedésszerű károsodásának oknyomozó vizsgálata, *Kutatási jelentés*, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Vasúti Járművek Tanszék, Budapest, 2009.
- [3] ZOBORY, I., SÁBITZ, L., KOLONITS, F., BÉKEFI, E.: A MÁV tömbkerékes német személykocsija üzemi fékezési folyamata során a tömbkerékben kialakuló termikus- és feszültség-folyamatok kvantitatív vizsgálata. *Kutatási jelentés*, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék, Budapest, 2010.
- [4] SÁBITZ, L., ZOBORY, I.: Finite Element Modelling of the Thermoelastic Processes In Tread-Braked Wheels, Proceedings of the 8th International Conference on Railway Bogies and Running Gears, p.103-113, Dept. of Railway Vehicles and Vehicle System Analysis, Budapest, 2010.
- [5] HARDER, R. F., KENNEDY, T. C.: Thermal Modeling of Railcar Wheel Braking, Proceedings of the 8th International Conference on Railway Bogies and Running Gears, Dept. of Railway Vehicles and Vehicle System Analysis, Budapest, 2010, p.89-101.
- [6] VERNERSSON, T.: Tread Braking of Railway Wheels – Noise-Related Tread Roughness and Dimensioning Wheel Temperatures, PhD disszertáció, Chalmers University of Technology, Göteborg, Svédország, 2006.
- [7] GRUBISIC, V., FISCHER, G.: Praxisgerechte Bemessung von Eisenbahnradern, Eisenbahn-technische Rundschau, Vol.60 No.10, Hamburg, 2011, p.41-47.

MŰANYAG ALKATRÉSZEK ERŐSÍTÉSÉNEK MÓDSZEREI SZÉN NANOSZERKEZETEKEL

PLASTIC PARTS GAIN METHODS WITH CARBON NANOTUBES STRUCTURES

Pataki Tamás*, Dr. Kári-Horváth Attila**

ABSTRACT

Molecular mechanical algorithm determined the structure of the carbon nanotube junctions weakest parts. The algorithm is based on the application of Brenner's potential function, it was calculated from the atomic forces of potential energy function derivative. Examine different types of behavior towards symmetrical Y-junctions in axial tensile stress.

1. BEVEZETÉS

A mai iparban a műanyagok nagy térhódítása következtében különböző anyagokkal készített kompozitjait alkalmazzuk széles körben. A mai technológia egyik úttörője a szén nanocső. Mechanikai tulajdonságait kiaknázva lehet a különböző műszaki műanyagok mechanikai tulajdonságát növelni. Kutatások már voltak olyan területen ahol egyenes nanocsöveket keverték műanyagmátrixokba, és vizsgálták egyrészt a mechanikai tulajdonságát a műanyagoknak, de ezek mellett még más jótékony hatásra is felhívtak, mint például a hővezetési vagy az elektromos vezetési tulajdonság. [13-15] Ebben a cikkben a nanocsövekből készült szerkezetek tulajdonságait mutatjuk be. A szerkezeteket felépítő alapelemeket vizsgáljuk szakító szimulációval és keressük a gyenge keresztmetszetet [18].

A szén nanocsövek szakítószilárdságának a közvetlen mérésel történő meghatározását, húzásvizsgálatát elvégezték többfalú szén nanocsöveken (MWCNT) [12,17] és egyfalú szén nanocső (SWCNT) kötegeken [16]. Két atomi erő mikroszkóp tű közé rögzítették a mintákat, az egyik tű erőmérő szenzorként is szolgált. A húzás folyamatát pásztázó elektronmikroszkóppal rögzítették.

Az egyenes szén nanocsövek szakítószilárdságának elméleti úton történő meghatározásához, húzás szimulációhoz molekuláris mechanikai módszereket használtak. Ezeknek az alapja az, hogy az atomok közötti kötőerőket a kémiai kötések leíró energetikai potenciálfüggvények deriváltjából lehet számítani. A legtöbb ilyen számításnál az empirikus Brenner-potenciált alkalmazták [1,2,4,5,9]. Lehet találkozni olyan számításokkal is, ahol a Brenner-potenciál

kifejlesztése előtti formulákat használnak, ilyenek a Tersoff-potenciállal [6,9] és a Morse-potenciállal [2,4,8] végzett számítások.

A szén nanocsövek az extra nagy szilárdságukat a grafén szerkezettől öröklik. Ezt a rendkívüli tulajdonságot azonban csak egy irányban, a cső tengelyének irányában mutatják. A nanocső elágazások lehetnek azok a nanoszerkezetek, amelyek a rendkívüli szilárdsági tulajdonságot a háromdimenziós tér különböző irányába vezethetik. Ebben a cikkben szén nanocső elágazások molekuláris mechanikai vizsgálatáról számolunk be.

2. NANOCŐ SZERKEZETEK HÚZÁSSZIMULÁCIÓJA

2.1. Alkalmazott módszer

Mivel az atomok közötti kötőerőket ebben a munkában is a kémiai kötések energetikai potenciálfüggvényének deriváltjaként számoljuk, először ismertetjük a Brenner-formulákat [3]. Eszerint az energetikai potenciált az egymástól r_{ij} távolságban lévő i -edik és j -edik atomok között ($V(r)$) egy taszító (V_R) és egy vonzó taggal (V_A) írjuk le:

$$V(r_{ij}) = V_R(r_{ij}) - \bar{B}_{ij} V_A(r_{ij}) \quad (1)$$

ahol a D_e , S , β és R anyagállandók segítségével megadott tagok:

$$V_R = \frac{D_e}{S-1} e^{-\sqrt{2S}\beta(r-R)} f_{ij}(r_{ij}) \quad \text{és} \\ V_A = \frac{D_e S}{S-1} e^{-\sqrt{2/S}\beta(r-R)} f_{ij}(r_{ij}) \quad (2)$$

Az f_{ij} korrekciós függvény matematikailag polinomokkal felírt formula. Kettős szerepe van: egyrészt adott (elég nagy) hatótávolságon kívül levágja a vonzó és taszító hatásokat, másrészt parametrikus alakja miatt a formulákat mérési eredményekhez lehet illeszteni [11].

A B_{ij} tényező segítségével vesszük figyelembe az atomok lokális környezetének (első és második

* tanszéki mérnök, Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar, Gépipari Technológiai Intézet

** egyetemi adjunktus, Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar, Gépipari Technológiai Intézet

koordinációs szféra) hatását és a kötések különböző szögeit:

$$B_{ij} = \left[1 + \sum_{k(\neq i,j)} G(\theta_{ijk}) f_{ik}(r_{ik}) \right]^{-\delta} \quad (3)$$

ahol θ_{ijk} az i-j és i-k kötések szöge, G pedig az a_0, c_0, d_0 anyagállandókkal megadva:

$$G(\Theta) = a_0 \left[1 + \frac{c_0^2}{d_0^2} - \frac{c_0^2}{d_0^2 + (1 + \cos \Theta)^2} \right] \quad (4)$$

Az (1) formulában szereplő tényező:

$$\bar{B}_{ij} = (B_{ij} + B_{ji})/2 \quad (5)$$

A szakítóvizsgálat szimulációs algoritmusának lépései:

1. Szén nanocső elágazás megadása az atomoknak megfelelő pontkoordináták táblázatával, terheletlen, nyugalmi állapotban.
2. A terheléseknél lévő (csővégeknél elhelyezkedő) atomok elmozdítása a terhelés irányában (nanocső tengelyek irányában). Az elmozdítás mértéke egy lépésben nagyon kicsi (0.01Å).
3. Új egyensúlyi helyzet számítása (Brenner-formula minimalizálása): a 2. pont szerint elmozdított atomokat helyben hagyjuk, a közbenső atomokat relaxáltatjuk.
4. Az előző két lépés ismétlése, amíg a szerkezet nem sérül, vagy szakad.
5. A kötőerőket természetesen a leggyengébb helyeken (keresztmetszetben) elegendő számítani, de mivel ez a hely a húzás során csak később lesz ismert, ezért az erőket a lépések után rögzített táblázatokból utólag lehet számítottuk. Végül a leggyengébb keresztmetszetenél vektoriálisan összegzett kötőerők eredőjét ábrázoljuk a megnyúlás függvényében, és ez lesz a szakítódiagram.

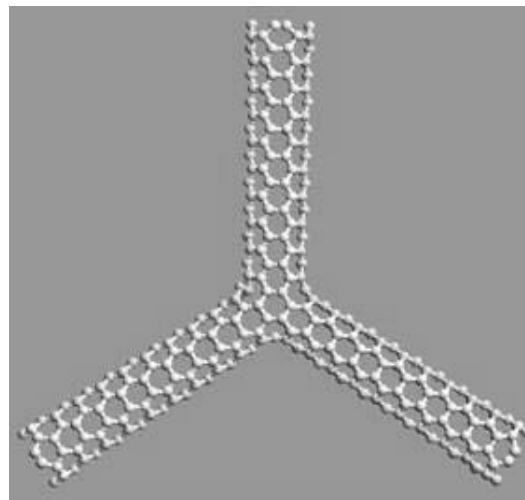
2.1.1 Karosszék és cikk-cakk típusú nanocső elágazások szimulációja

Nanocsővek két típusából készült elágazások voltak az alapmodellek.

Az első csoport a karosszék típusú nanocsővek. Az Y-elágazás modelljét (4,4) kiralitás-vektorú csővekből készítettük el, melyben egy-egy kar 10 gyűrű

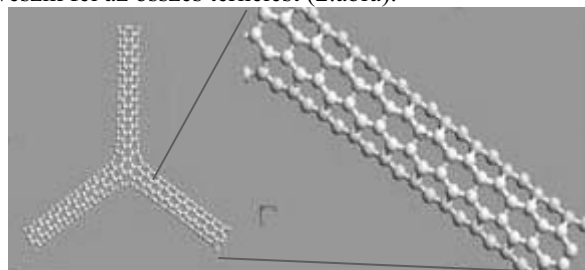
hosszúságú volt. Egy kar hossza 24.10Å, és a benne lévő kötések hossza alaphelyzetben 1.4Å (1. ábra). A kapcsolódó ágak rendre 120 fokot zárnak be.

A húzás szimuláció során tehát a csővégeken lévő atomokat húztuk a csőtengelyek irányában. Egy lépésen belül 0.01Å húzás után a belső atomokat relaxáltattuk (új egyensúlyi helyzetet számoltunk).

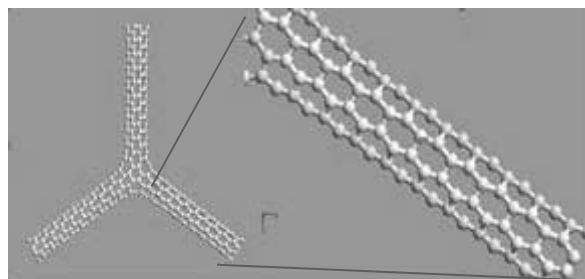


1. ábra.: Karosszék típusú nanocső elágazás

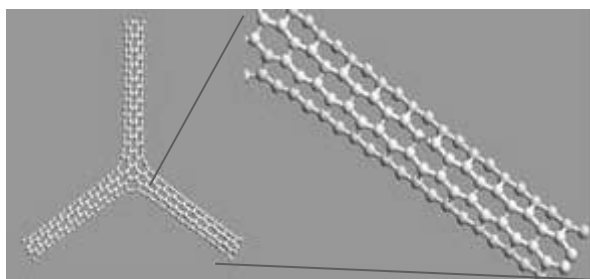
900 ilyen lépésig azt tapasztaltuk, hogy az karok egyenletesen nyúltak, a kötéshosszak egyenletesen növekedtek. Az egyenes csőszakaszokon az eredetileg a húzás tengelyével 60 fokot bezáró kötések közel párhuzamossá váltak a tengellyel, mivel ezek a kötések veszik fel az összes terhelést (2.ábra).



400. lépés. (karhossz: 27.88Å)



600. lépés. (karhossz: 29.75Å)

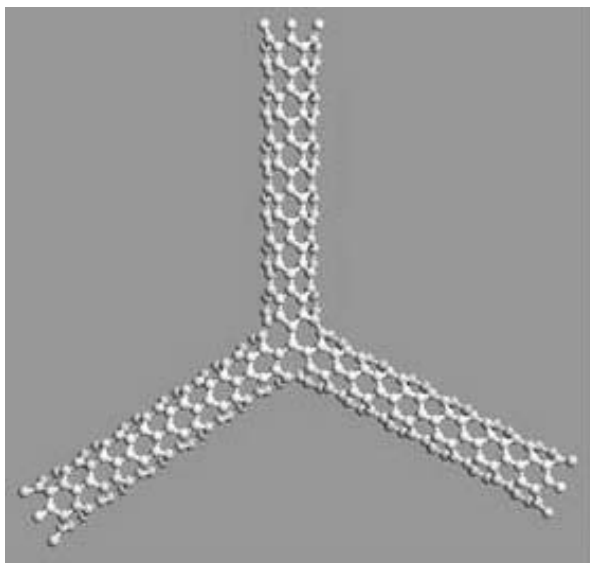


800. lépés. (karhossz: 32.19Å)

2. ábra: Pillanatfelvételek az egyenletes nyúlás szakaszából

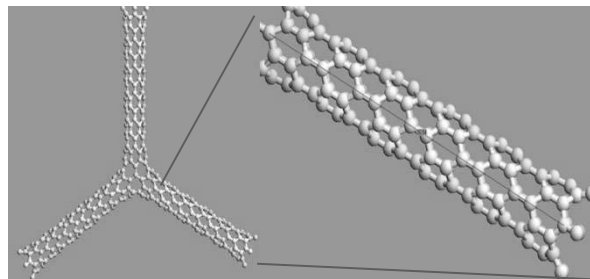
Kb. a 800. lépéstől megfigyelhető volt, hogy a kötéshosszak az egyenes ágakban növekedtek jobban, és a csomópont környezetében kevésbé. A 900. lépés után kezdődött meg a tönkremenetel. A kötéshosszak értéke ennél a kritikus lépésnél az egyenes csőszakaszokban már 1.7Å volt, ez az érték a Brenner-potenciál esetében a legnagyobb atomi erőhöz tartozó kötéshossz. Végül az egyenes csőszakaszokban történt meg a szakadás is.

A második vizsgálat cikkcakk típusú nanocső elágazásra vonatkozik. (6,0) királis-vektorú csővekből készítettük el az elágazás modelljét, melyben egy-egy ág most is 10 gyűrű hosszúságú volt. Az ágak hossza 24.67Å, a kötések hossza pedig 1.4Å, az ágak itt is 120 fokot zárnak be, 3. ábra.

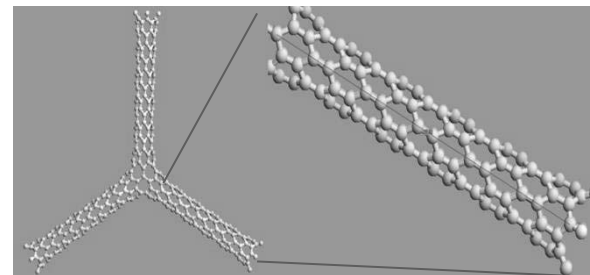


3. ábra: Cikk-cakk típusú nanocső Y-elágazás

Most a húzás során nem történhetett meg, hogy a kötések a tengelyekkel párhuzamos helyzetbe állnak be, mivel ekkor az atomoknak össze kellene csúszniuk. Ezért lényegesen kisebb lépésszámnál történt meg a tönkremenetel.



300. lépés. (karhossz: 26.54Å)

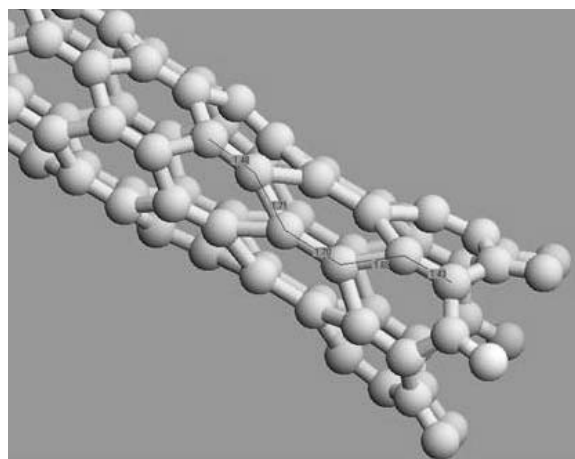


500. lépés. (karhossz: 28.42Å)

4. ábra: Pillanatfelvételek az egyenletes nyúlás szakaszából

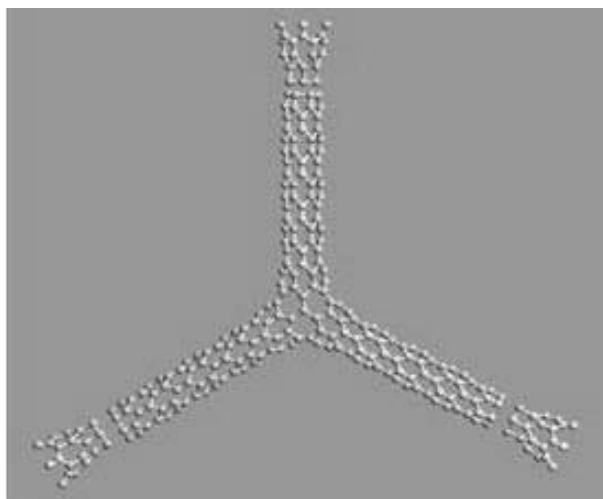
Kb. 500 lépésig tapasztaltuk, hogy az ágak egyenletesen nyúltak, a kötéshosszak egyenletesen növekedtek. Kb. a 300. lépéstől most is megfigyelhető volt, hogy a kötéshosszak az egyenes ágakban növekedtek jobban, és a csomópont környezetében kevésbé. Az 588. lépés után kezdődött meg a tönkremenetel, végül az egyenes csőszakaszokban történt meg a szakadás most is.

Az 588. lépésnél elérte a szerkezet azt a kritikus állapotot, amikor néhány kötés meghaladja az 1.70Å-t (5.ábra). Jól látható hogy a kritikus kötéssel szomszédos kötések elkezdnek visszazugogni, „visszarelazálódni”.

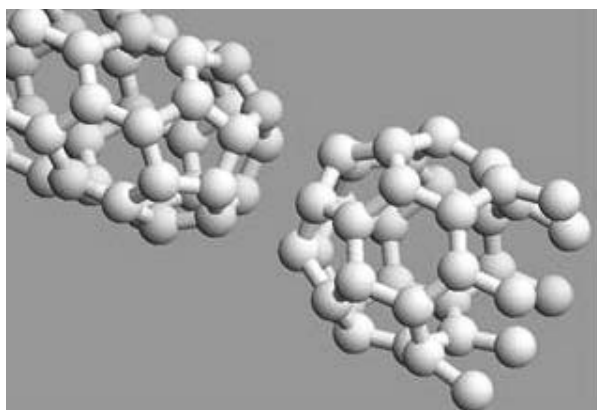


5. ábra: Szakadás előtti pillanat, egy kötés elérte a kritikus hosszt. (588. lépés)

A 600.lépés után megtörtént a szakadás mind a három ágon, (6. ábra). Az elszakadt keresztmetszetek a csővégektől ugyanolyan távolságra találhatók. Miután a szakadás megtörtént a terheletlen nanocső darabok relaxáció után visszanyerték eredeti állapotukat, azaz az atomok közti kötés újra 1.39 Å lett. Valamint a csővégeken kialakult a szabályos csővégződés, és megjelentek az 5-szög gyűrűk is, melyeket a 7. ábrán láthatunk is.



6. ábra: Az elszakadt szerkezet



7. ábra: A leszakadt atomcsoportok

3. KÖVETKEZTETÉS

Szén nanocső Y-elágazások húzás szimulációjának eredményeiből megállapítható, hogy a szimmetrikus Y-elágazások az ágak tengelyével megegyező irányú húzó igénybevétel esetén az egyenes csőszakaszokon szakadnak el. A csomópont tehát nem jelent gyenge pontot a szerkezetben. Ha ezeket az elágazásokat alkalmazzuk különböző műanyag mátrixokban az alakjukból adódóan a műanyagláncokba könnyebben beleakadnak. Valamint mechanikai tulajdonságaik ezeknek a szerkezeteknek jobbak, mint az egyenes nanocsőveknek

4. IRODALOM

- [1] Agrawal P.M., Sudalayandi B.S., Raff L.M., Komanduri R., Comput. Mater. Sci. 41:450-456, 2008.
- [2] Belytschko T, Xiao S.P., Schatz G.C., Ruoff R., Phys. Rev. B 65:235430-1-8, 2002.
- [3] Brenner DW. Phys. Rev. B 42:9458-947, 1990.
- [4] Duan W.H., Wang Q., Liew K.M., He X.Q., Carbon 45:1769-1776, 2007.
- [5] Fu C.X., Chen Y.F., Jiao J.W., Sci. in China E 50:7-17, 2008.
- [6] Jeng Y.R., Tsai P.C., Fang T.H., J. of Phys. and Chemistry of Solids 65:1849-1856, 2004.
- [7] Laakkonen J., Nieminen R.M., J.of Non-Cryst.Solids 75:237,1985.
- [8] Meo M., Rossi M., Engineering Fracture Mechanics 73:2589-2599, 2006.
- [9] Mylvaganam K., Zhang L.C., Carbon 42:2025-2032, 2004.
- [10] Zhen Shu, Davies G.H., Phys. Stab. Sol. (a) 78:595,1983.
- [11] Zsoldos I., László I., Carbon 4(7):1327–1334, 2009.
- [12] Demczyk B.G., Wang Y.M., Cumings J., Hetman M., Han W., Zettl A., Ritchie R.O., Mater. Sci. and Eng. A 334:173-178, 2002.
- [13] Mátyás ANDÓ, Gábor KALÁCSKA, Tibor CZIGÁNY: Development and Examination of different cast polyamide 6 composites. Synergy and Technical Development, Gödöllő 2009 o6-199 1-6p.
- [14] Matyas ANDO, Gabor KALACSKA, Tibor CZIGANY: Development of magnesium catalyzed polyamid 6 matrix composites. Erősített Műanyagok 2008 Nemzetközi BALATON Konferencia, Keszhely 2008. 1-9 p.
- [15] Matyas ANDO, Gabor KALACSKA, Tibor CZIGANY: Development of Technical Polymer Composites for Agricultural Engineering Application. Gépészet 2008, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Budapest 2008 G-2008-K-07 1-7p. Mylvaganam K., Zhang L.C., Carbon 42:2025-2032, 2004.
- [16] Yu M.F., Files B.S., Arepalli S., Ruoff R., Phys. Rev. Lett., 84:5552-5555., 2000b.
- [17] Yu M.F., Lourie O., Dyer M.J., Moloni K., Kelly T.E., Ruoff R.S. Science, 287:637-640, 2000a.
- [18] SZABÓ I. – KÁTAI L.: Construction Design and Analysis with Computer Aided Engineering Tools. In: Proceedings of Annual Session of Scientific Papers „IMT Oradea – 2012”, Editura Universitatii din Oradea 2012., CD ROM Edition, Volume XI., NR 1/2. 135-141. ISSN 1583-0691

TENGELYMETSZETBEN ÍVELT PROFILÚ KÚPOS CSIGAHAJTÁS TÁNYÉRKERÉK LEFEJTŐMARÓJÁNAK GYÁRTÁSGEOMETRIAI ELEMZÉSE

GEOMETRIC ANALYSIS OF FACE GEAR HOB OF CONICAL WORM GEAR DRIVE HAVING ARCHED PROFILE IN AXIAL SECTION

Bodzás Sándor¹, Dr. Dudás Illés²

ABSTRACT

Az eddigi eredményeink ismeretében kifejlesztettünk egy új geometriájú csigahajtást, a tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtást [5].

A tányérkerék lefejtőmaró jellegzetes felületeinek és élleinek ismeretében egy új matematikai modell kifejlesztésével a maró tengelymetszeti síkjában az egyes homloklélek menti újraélézések során adódó tányérkerék profilpontok meghatározása válik lehetővé.

A maró újraélézések során kapott tányérkerék profilpontosságának figyelembevételével meghatározható a maró újraélézési tartománya.

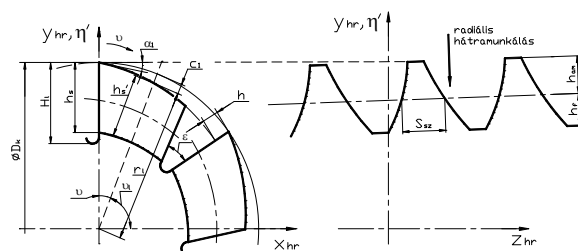
1. BEVEZETÉS

A kúpos lefejtőmarón (1. ábra) megengedett újraélézési tartalék a 2. ábra alapján [1, 2, 3]:

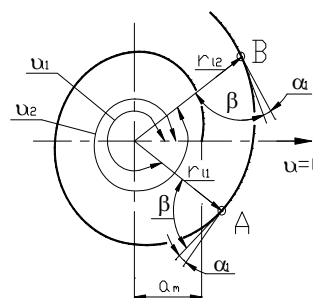
$$c_{1meg} = (0,05 \div 0,1) \cdot m_{ax} \quad (1)$$



1. ábra: Tányérkerék megmunkálásának CAD modellje a közvetlen mozgásleképezés elve alapján



2. ábra. Hátramunkálási paraméterek



3. ábra. Logaritmikusspirális kialakítás

A logaritmikusspirális polár koordinátában felírt egyenlete (3. ábra) [1, 4]:

$$r_l = a_m \cdot e^{\vartheta_l \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} \quad (2)$$

ahol az a_m konstans érték:

$$a_m = \frac{D_k}{2 \cdot e^{\frac{\pi}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_1}} \quad (3)$$

A c_1 fogmagasság csökkenés mértéke (2. ábra):

$$c_1 = \frac{D_k}{2} - r_l = \frac{D_k}{2} - a_m \cdot e^{\vartheta_l \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} = \frac{D_k}{2} - a_m \cdot e^{\left(\frac{\pi}{2} - \vartheta_l\right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} \quad (4)$$

¹ főiskolai adjunktus, PhD hallgató, ² professzor emeritus

² Nyíregyházi Főiskola, Műszaki Alapozó és Gépgyártástechnológiai Tanszék

² Miskolci egyetem, Gépgyártástechnológiai Tanszék

Maró fogmagasság változás (2. ábra):

$$h'_s = h_s - c_1 \quad (5)$$

2. TENGELYMETSZETBEN KÖRÍV PROFILÚ KÚPOS LEFEJTŐMARÓ VÁGÓÉL, HOMLOKFELÜLET ÉS HÁTRAMUNKÁLT OLDALFELÜLETEK EGYENLETEI

Adott a (6) szerint a kúpos burkoló csiga kétparaméteres vektor skalár függvénye előrehajtás oldal esetén:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= -\eta \cdot \sin(\vartheta + \varphi_1) - p_r \cdot \vartheta \cdot \sin \varphi_1 \\ y_1 &= \eta \cdot \cos(\vartheta + \varphi_1) + p_r \cdot \vartheta \cdot \cos \varphi_1 \\ z_1 &= p_a \cdot (\vartheta + \varphi_1) + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2} + z_{axe} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Mivel a lefejtőmarón a γ_0 osztókörü emelkedési szög kisebb, mint 5° , ezért a homlokfelület a maró tengelyén átmenő sík [1, 4]. Így a vágóél egyenlete:

$$\left. \begin{aligned} x_1^V &= 0 \\ y_1^V &= \eta \cdot \cos(\vartheta + \varphi_1) + p_r \cdot \vartheta \cdot \cos \varphi_1 \\ z_1^V &= p_a \cdot (\vartheta + \varphi_1) + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta)^2} + z_{axe} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

A hátramunkált csavarfelület paraméterét p'_{ae} -vel jelölve, a hátfelület egyenlete:

$$\left. \begin{aligned} x_{hre} &= -\eta' \cdot \sin(\vartheta + \varphi_{hr}) - p_r \cdot \vartheta \cdot \sin \varphi_{hr} \\ y_{hre} &= \eta' \cdot \cos(\vartheta + \varphi_{hr}) + p_r \cdot \vartheta \cdot \cos \varphi_{hr} \\ z_{hre} &= p'_{ae} \cdot (\vartheta + \varphi_{hr}) + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} + z_{axe} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

A levezetések mellőzésével a hátramunkált oldalfelület egyenlete a következő:

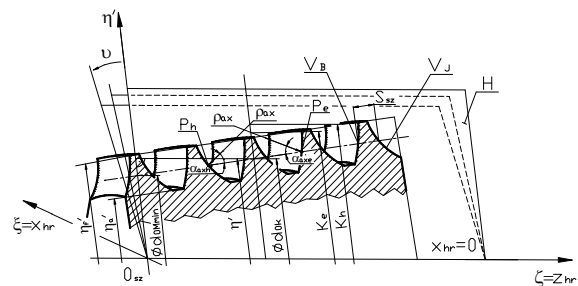
$$\left. \begin{aligned} x_{hre} &= -\eta' \cdot \sin \left[\frac{p_a}{p_{ae}} \cdot (\vartheta + \varphi_1) \right] - p_r \cdot \vartheta \cdot \sin \left[\frac{p_a}{p_{ae}} \cdot (\vartheta + \varphi_1) - \vartheta \right] \\ y_{hre} &= \eta' \cdot \cos \left[\frac{p_a}{p_{ae}} \cdot (\vartheta + \varphi_1) \right] + p_r \cdot \vartheta \cdot \cos \left[\frac{p_a}{p_{ae}} \cdot (\vartheta + \varphi_1) - \vartheta \right] \\ z_{hre} &= p_a \cdot (\vartheta + \varphi_1) + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} + z_{axe} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

A megfelelő előjelek megválasztásával hátrahajtás oldal esetén a homlokfelület, a hátramunkált oldalfelület és a maró vágóél egyenletek az előrehajtás oldalhoz hasonló módon határozhatók meg.

3. A MARÓ HOMLOKFELÜLET MENTI ÚJRAÉLEZÉSEK SORÁN ADÓDÓ ÚJ VÁGÓÉLEK ÁLTAL KIMUNKÁLT TÁNYÉRKERÉK FOGFELÜLET MEGHATÁROZÁSA

Az $\vec{r}_{1F}^V(\eta', \vartheta_1)$ a maró vágóél által generált kétparaméteres vektor – skalár függvény ismeretében a cél a maró homlokfelület menti újraélezések során kialakuló tányérkerék fogfelületi pontok előállítás.

Az élezések során burkolással kapott tányérkerék fogfelületeket a burkolócsiga és a kapcsolódás I. törvényének közös megoldásaként keressük a tányérkerék forgó K_{2F} (x_{2F} , y_{2F} , z_{2F}) koordináta rendszerben (6. ábra).



4. ábra Tengelymetszeti síkban a vágóél meghatározása

A 4. ábra alapján a logaritmikus spirális, mint hátramunkált felület és a hátramunkált oldalfelületek egyenleteinek ismeretében diszkrét ϑ újraélezési szöghelyzethez tartozó profilalkotón elhelyezkedő bármelyik pont helyvektorának koordinátái:

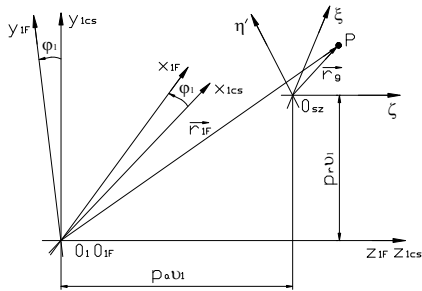
$$P_e \left[0, \eta', p'_{ae} \cdot \vartheta + \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_e - \eta')^2} + z_{axe} \right] \quad (10)$$

$$P_h \left[0, \eta', p'_{ah} \cdot \vartheta - \sqrt{\rho_{ax}^2 - (K_h - \eta')^2} + z_{axh} \right] \quad (11)$$

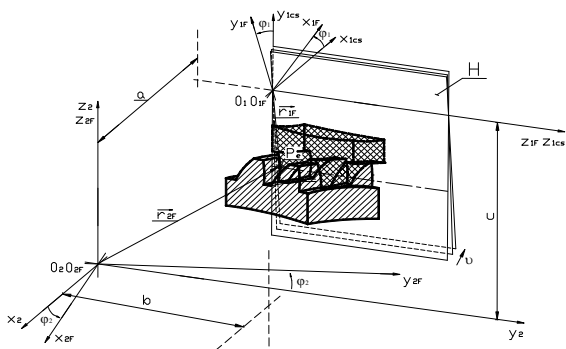
Mivel a profilalkotót a közepes osztókörátmérőnél lévő körív sugarú távolság ($K_{e,h}$) felvétellel képezzük, ezért a kúpos csavarfelület képzéséhez szükséges a kapott profilgörbét a csiga legkisebb osztókörátmérőjére helyezni. Ezt azt jelenti, hogy az η' értékekből le kell vonnunk a $(d_{ok} - d_{0M \min})/2$ értéket (4. ábra).

Az \vec{r}_g vezérgörbét hordozó K_{sz} (ξ , η , ζ) koordináta rendszerrel a z_{1F} tengely mentén p_a axiális paraméterű és az y_{1F} tengely mentén p_r radiális paraméterű csavarmozgást közölve a vezérgörbe egy kúpos csavarfelületet súrol a K_{1F}

(x_{1F}, y_{1F}, z_{1F}) koordináta rendszerben, ami a csavarmozgás közlése előtt egybeesik a K_{sz} koordináta rendszerrel (5. ábra).



5. ábra. Az alkalmazott K_{1cs} álló, K_{1F} forgó és a K_{sz} szerszám koordináta rendszerek közötti kapcsolat



6. ábra. Koordinátarendszerek a maró újraélezésekből adódó tányérkerék fogfelület megadására

A csiga előre- és hátrahajtás oldali csavarfelületének paraméteres egyenletrendszere a K_{1F} (x_{1F}, y_{1F}, z_{1F}) forgó koordináta rendszerben:

- előrehajtás oldal:

$$\left. \begin{aligned} x_{1F}^v &= -[\eta' - (d_{0k} - d_{0M \min})/2] \cdot \sin \vartheta_1 \\ y_{1F}^v &= [\eta' - (d_{0k} - d_{0M \min})/2] \cdot \cos \vartheta_1 + p_r \cdot \vartheta_1 \\ z_{1F}^v &= p'_{ae} \cdot \vartheta + \sqrt{\rho_{ax}^2 + (K_e - \eta')^2} + z_{axe} + p_a \cdot \vartheta_1 \end{aligned} \right\} (12)$$

- hátrahajtás oldal:

$$\left. \begin{aligned} x_{1F}^v &= -[\eta' - (d_{0k} - d_{0M \min})/2] \cdot \sin \vartheta_1 \\ y_{1F}^v &= [\eta' - (d_{0k} - d_{0M \min})/2] \cdot \cos \vartheta_1 + p_r \cdot \vartheta_1 \\ z_{1F}^v &= p'_{ah} \cdot \vartheta - \sqrt{\rho_{ax}^2 + (K_h - \eta')^2} + z_{axe} + p_a \cdot \vartheta_1 \end{aligned} \right\} (13)$$

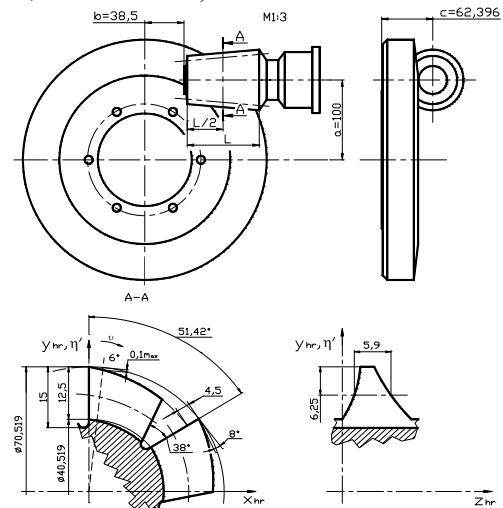
A tányérkerék fogfelületi pontok meghatározásakor a direkt feladat megoldását kell alkalmazni, mely során a munkadarab felületéből kiindulva keressük a szerszám felületét a kettős burkolás elve alapján [3].

Mindezek alapján a burkoló felület kétparaméteres vektor skalár függvénye és a kapcsolódási egyenlet közös megoldása adja a tányérkerék pontjait a kerék K_{2F} forgó koordináta rendszerben (6. ábra):

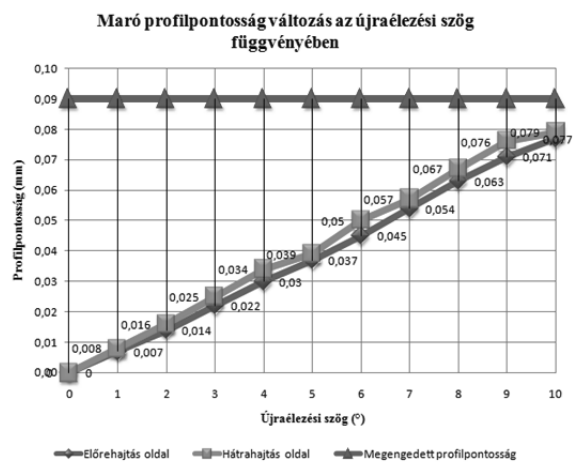
$$\left. \begin{aligned} \vec{r}_{1F}^V &= \vec{r}_{1F}^V(\eta, \vartheta) \\ \vec{n}_{1F}^V \cdot \vec{v}_{1F}^{(12)} &= 0 \\ \vec{r}_{2F} &= M_{2F,1} \cdot \vec{r}_{1F}^V \end{aligned} \right\} (14)$$

4. ÉLEZHETŐSÉGI VIZSGÁLAT

A tengelymetszetben körív profilú kúpos lefejtőmaró felületeinek és élének ismeretében az egyes újraélezések során adódó tányérkerék fogfelületi pontok meghatározására számítógépes szoftvert fejlesztettünk ki. A programmal lefejtőmaró élezhetőségi vizsgálatokra került sor (7., 8., 9. és 10. ábra).



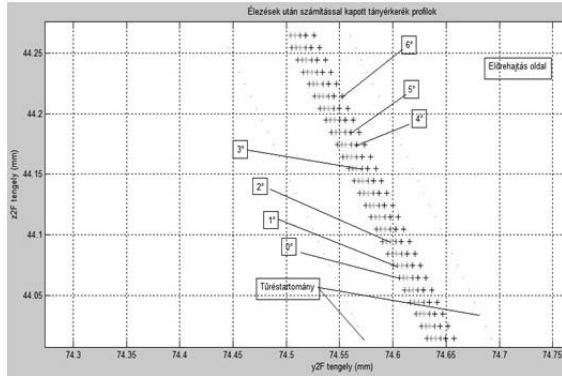
7. ábra. A vizsgálatához szükséges lefejtőmaró paraméterek



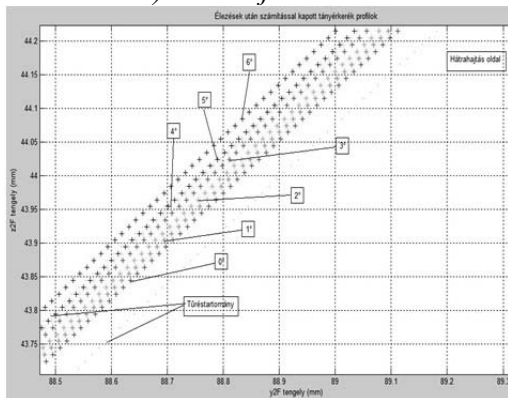
8. ábra. A számított maró profilpontosság változás az újraélezési szög függvényében

A maróra megengedett fogmagasság csökkenés értéke a (1) alapján: $c_{1\text{meg}}=0,5$ mm. A maróra megengedett profilhiba tűrés: $\Delta_{\text{meg}}=0,09$ mm.

A spiroid csiga és tányérkerék közötti állandó fejhézag és állandó tányérkerék fogvastagság biztosítása érdekében az újraélezések után a tányérkerék megmunkálásakor a marót radiálisan (c méret korrekció 7. ábra) után kell állítani [1,4].



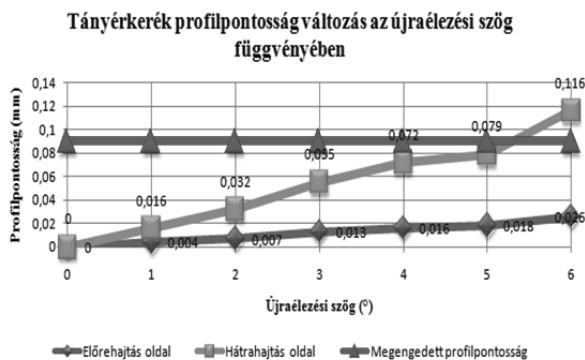
a) előreajtás oldal



b) hátrahajtás oldal

9. ábra. A diszkrét újraélezési szöghelyzetekhez tartozó tányérkerék profilok változása a maró tengelymetszeti síkjában (nagyított nézet)

A tányérkerékre megengedett profilhiba tűrés: $\Delta_{\text{meg}}=0,09$ mm.



10. ábra. Tányérkerék profilpontosság változás az újraélezési szög függvényében

ÖSSZEFOGLALÁS

Matematikai modellt alkottunk meg a maró jellegzetes felületeinek ismeretében a maró homlokfelület menti újraélezések során adódó új vágóélek által kimunkált tányérkerék fogfelületi pontok meghatározására.

Analitikus úton maró homlokfelület menti élezhetőségi vizsgálatokat végeztünk, mely során az alábbi megállapításokat tesszük:

- a vizsgált tengelymetszetben körív profilú kúpos maró esetén az újraélezési határszöghelyzet $\vartheta = 5^\circ$ -ra adódott. Ezen újraélezési szöghelyzetnél nagyobb szöghelyzet esetén a maró tengelymetszeti síkjában a tányérkerék hátrahajtás oldali profilja profilhiba tűrésen kívüli (9.b. ábra).
- a $\vartheta = 5^\circ$ -tól nagyobb újraélezési szög esetén az előre- és hátrahajtás oldali maró tengelymetszeti profilpontosság (8. ábra) és a maró tengelymetszeti síkjában tányérkerék előreajtás oldali profilpontosság (9.a. ábra) még tűréstartományon belüli.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A tengelymetszetben körív profilú kúpos csigahajtópár gyártástechnológiájának kifejlesztése és gyártása a **DifiCAD Mérnökiroda Kft.**-nél (Miskolc, Szentpéteri Kapu 5-7.) történt. Ügyvezető igazgató: **Dr. Dudás Illés.**

A kutatás az Európai Unió és Magyarország támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával a TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001 azonosító számú „Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése konvergencia program” című kiemelt projekt keretei között valósult meg.

IRODALOMJEGYZÉK

- BAKONDI, K.: *Háttraesztérgált marók és fogazószerszámok tervezése*, Tankönyvkiadó, Budapest, 1974.
- DUDÁS, I.: *Csigahajtások elmélete és gyártása*, Műszaki Könyvkiadó Kft., 2007., p. 334., ISBN 978-963-16-6047-0
- DUDÁS, I.: *Gépgyártástechnológia III., A. Megmunkáló eljárások és szerszámaik, B. Fogazott alkatrészek gyártása és szerszámaik*, Műszaki Kiadó, Budapest, 2011.
- DUDÁS, I.: *Korrekte Abwälzfräser zur korrekten Sccknecken*, Nass '88. II. Werkzeug-konferenz, Kozsalin, 1988. V. pp.: 26-29., ISSN 0860-0325 pp.: 289-298.
- DUDÁS, I., BODZÁS, S., DUDÁS, I. SZ., MÁNDY, Z.: *Konkáv menetprofilú spiroid csigahajtópár és eljárás annak köszörüléssel történő előállítására*, Szabadalmi iktatószám: P1200405, Szabadalmi bejelentés napja: 2012.07.04.

**ELEKTROLIT OLDATTAL TELÍTETT PORÓZUS ANYAG JELLEMZŐINEK
BEFOLYÁSA A MECHANOELEKTROMÁGNESES HULLÁMOK ELOSZLÁSÁRA
KÜLSŐ ELEKTROMOS MEZŐ HATÁSAKOR**

**INFLUENCE OF CHARACTERISTICS OF POROUS MEDIUM SATURATED BY
ELECTROLYTE SOLUTION TO DISTRIBUTE OF MECHANO-ELECTRO-
MAGNETIC WAVES UNDER THE EXTERNAL ELECTRIC FIELD**

Tvardovska Sofiya¹

ABSTRACT

The results researches of influence of mechano-electromagnetic waves parameters on the physical and mechanical properties of a porous medium saturated with electrolyte solution presented in the paper.

1 INTRODUCTION

Electromagnetic equations of mechanics of porous medium saturated with electrolyte solution under different approximations presented in the works [1–5]. Theoretical studies of the impact parameters mechano-electromagnetic waves in saturated porous medium were carried out in the work [2, 6, 7]. The results of study of the effect of electric field on the parameters of the waves of the first and second kind observed in [2, 5]. Experimental researches an influence of external electric field on parameters of mechano-electromagnetic waves presented in [8].

The paper [5] noted that the created external source in the crust of the electric field enhances the informativeness during seismic researches. The influence of external electric field on the parameters of wave motions will be linked to power and charge interaction fields system of porous solids [3, 6, 7]. Let us conduct researches the dependence of the porous medium saturated by electrolyte solution on the parameters of a plane longitudinal mechano-electromagnetic wave in this approximation

2 BASIC EQUATION

The porous medium saturated with electrolyte solution, referred to the Cartesian coordinate system (x, y, z) was considered. Skeleton material is dielectric. Porosity is open.

The medium is statistically homogeneous and isotropic. It established a uniform constant electric field intensity \vec{E}_0 by external sources. The corresponding linearized system of equations of electromagnetic mechanics [2] for neglecting of electroosmosis is written as

$$\begin{aligned} \alpha_{10}\rho_0^{(1)} \frac{\partial^2 \vec{u}^{(1)}}{\partial t^2} &= \frac{\alpha_{10}^2}{\beta} \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{u}^{(1)}) + \\ &+ \frac{\alpha_{10}\alpha_{20}(1-\nu_f)}{\beta} \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{u}^{(2)}) + \\ &+ \rho_{12} \left(\frac{\partial^2 \vec{u}^{(2)}}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 \vec{u}^{(1)}}{\partial t^2} \right) + \\ &+ A \left(\frac{\partial \vec{u}^{(2)}}{\partial t} - \frac{\partial \vec{u}^{(1)}}{\partial t} \right) + \alpha_{10} f_{E0}^{(1)} \rho_{e0}^{(1)} \vec{E}, \\ \alpha_{20}\rho_0^{(2)} \frac{\partial^2 \vec{u}^{(1)}}{\partial t^2} &= \frac{\alpha_{10}\alpha_{20}(1-\nu_f)}{\beta} \hat{I} \times \\ &\times \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{u}^{(1)}) + \alpha_{20} \left[K_f + \frac{4}{3} G_f - \right. \\ &\left. - \frac{\alpha_{20}(1-\nu_f)^2}{\beta} \right] \hat{I} \cdot \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{u}^{(2)}) + \\ &+ \alpha_{20} G_f \Delta \vec{u}^{(2)} - A \left(\frac{\partial \vec{u}^{(2)}}{\partial t} - \frac{\partial \vec{u}^{(1)}}{\partial t} \right) - \end{aligned}$$

¹ Junior Researcher, National Academy of Science of Ukraine, Centre of Mathematical Modelling, 79005 Lviv, 15 Dudayev's Str.

$$\begin{aligned}
& -\rho_{12} \left(\frac{\partial^2 \bar{u}^{(2)}}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 \bar{u}^{(1)}}{\partial t^2} \right) - \\
& -\alpha_{10} f_{E0}^{(1)} \rho_{e0}^{(1)} \left(2 \frac{f_{E0}^{(2)}}{f_{E0}^{(1)}} - 1 \right) \bar{E}, \\
& \Delta \bar{E} - \bar{\nabla} (\bar{\nabla} \cdot \bar{E}) = \sigma_{e0} \mu \frac{\partial \bar{E}}{\partial t} + \varepsilon \mu \frac{\partial^2 \bar{E}}{\partial t^2} + \\
& + \alpha_{10} \mu \gamma_1 \rho_{e0}^{(1)} \left(\frac{\partial^2 \bar{u}^{(1)}}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 \bar{u}^{(2)}}{\partial t^2} \right) - \\
& - \frac{\alpha_{10} \alpha_{20} \nu_f \mu \gamma_\sigma \sigma_{e0} \bar{E}_0}{\beta} \left(\bar{\nabla} \cdot \frac{\partial \bar{u}^{(1)}}{\partial t} \right) + \\
& + \alpha_{20} \mu \gamma_\sigma \sigma_{e0} \left[K_f - \frac{\alpha_{20} \nu_f (1 - \nu_f)}{\beta} \right] \times \\
& \times \bar{E}_0 \left(\bar{\nabla} \cdot \frac{\partial \bar{u}^{(2)}}{\partial t} \right), \\
& \frac{\partial \bar{B}}{\partial t} = -\bar{\nabla} \times \bar{E}. \tag{1}
\end{aligned}$$

Here $j=1$ is correspond to the porous fluid, $j=2$ – solid, $\bar{u}^{(j)}$ ($j=1,2$) – vector of moving of phases, \bar{E} – perturbation vector of the electric field, \bar{I} – unit tensor, α_{10} – initial value of porosity, $\alpha_{20} = 1 - \alpha_{10}$, $\rho_0^{(j)}$ initial values of mass densities of the phases, ν_f – consolidation; $\beta = \alpha_{10} \beta^{(1)} + \alpha_{20} \beta^{(2)}$, $\beta^{(j)}$ – compressibility of phases, $A = \alpha_{10} \eta / k_p$, η – coefficient of viscosity of liquid, k_p – coefficient of permeability of medium, ρ_{12} – added mass parameter, K_f and G_f – effective modulus of compression and shear, $\rho_{e0}^{(1)} = \sqrt{\frac{2\varepsilon^{(1)} C_0 \alpha_{10}}{f R T k_p}} \frac{z F_f \varphi_1}{T_g}$, C_0 – concentration of electrolyte, φ_1 – potential of surface of the most approaching of ions, T – absolute temperature, R – gas constant, F_f – Faradays constant, f – parameter form of pores, T_g – hydrodynamic curvature, z –

valence of ions, $f_{E0}^{(j)} = \frac{\varepsilon - \varepsilon^{(3-j)}}{\alpha_{1j} (\varepsilon^{(j)} - \varepsilon^{(3-j)})}$,

$\varepsilon = \varepsilon^{(0)} \frac{2\alpha_{20} \varepsilon^{(2)} + \alpha_{10} \varepsilon^{(1)}}{(2 + \alpha_{10}) \varepsilon^{(2)} + \alpha_{20} \varepsilon^{(1)}}$ – dielectric

constant of the medium in the natural state, $\varepsilon^{(1)}$ – dielectric constant of the pore fluid, $\varepsilon^{(2)}$ – permittivity of solid; μ – magnetic permeability of the medium, γ_σ – parameter that characterizes the dependence of electrical conductivity from the first invariant of effective stress, σ_{e0} – conductivity coefficient of the medium in the absence of mechanical stress.

The parameter characterizing dependence of conductivity from the first invariant of effective tension.

Let us considered a plane mechano-electromagnetic wave, which propagating along the x-axis and $\bar{E}_0 = (E_0, 0, 0)$. In this case for the desired functions $\vec{f}(x, t) = (f(x, t), 0, 0)$ is accepted that $\vec{f} = (\bar{u}^{(1)}, \bar{u}^{(2)}, \bar{E})$ where $f(x, t) = f e^{-ikx + i\omega t}$, k is a wave number, ω is angular frequency. Then the system of equations (1), which relatively group by $\bar{u}^{(1)}$, $\bar{u}^{(2)}$, \bar{E} , can be written as the form

$$\begin{aligned}
& \left[\alpha_{10} \rho_0^{(1)} \omega^2 - \rho_{12} \omega^2 - Ai\omega - \alpha_{10}^2 \beta^{-1} k^2 \right] u^{(1)} + \\
& + \left[\rho_{12} \omega^2 + Ai\omega - \alpha_{10} \alpha_{20} \beta^{-1} (1 - \nu_f) k^2 \right] u^{(2)} + \\
& + \alpha_{10} f_{E0}^{(1)} \rho_{e0}^{(1)} E = 0, \tag{2}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left[\rho_{12} \omega^2 + Ai\omega - \alpha_{10} \alpha_{20} (1 - \nu_f) \beta^{-1} k^2 \right] u^{(1)} + \\
& + \left\{ \rho_0^{(2)} \omega^2 - \rho_{12} \omega^2 - Ai\omega - \alpha_{20} \left[K_f + \frac{4}{3} G_f \right. \right. \\
& \left. \left. - \alpha_{20} (1 - \nu_f)^2 \beta^{-1} \right] k^2 \right\} u^{(2)} - \\
& - \alpha_{10} f_{E0}^{(1)} \rho_{e0}^{(1)} \left(2 \frac{f_{E0}^{(2)}}{f_{E0}^{(1)}} - 1 \right) E = 0, \tag{3}
\end{aligned}$$

$$i\alpha_{10} \left(\omega\gamma_1\rho_{e0}^{(1)} + \alpha_{20}v_f\beta^{-1}\gamma_\sigma\sigma_{e0}E_0k \right) u^{(1)} -$$

$$-i \left\{ \alpha_{10}\omega\gamma_1\rho_{e0}^{(1)} + \alpha_{20} \left[K_f - \frac{\alpha_{20}v_f(1-v_f)}{\beta} \right] \times \right.$$

$$\left. \times \gamma_\sigma\sigma_{e0}E_0k \right\} u^{(2)} + (\sigma_{e0} + i\varepsilon\omega)E = 0. \quad (4)$$

After the transition to dimensionless parameters, the wave numbers of longitudinal mechano-electromagnetic waves are determined from equations (2)–(4).

Analysis of these equations shows that the two longitudinal waves of the first and second kind distributed in a porous medium. Analysis of the influence of the electric field on the phase velocity and decay coefficient of these waves are at work [5].

3 NUMERICAL RESULTS

The results of numerical modelling are presented in Figures 1–3. At the quantitative researches of the dependence parameters of mechanical vibrations depending on such physicochemical and structural parameters of

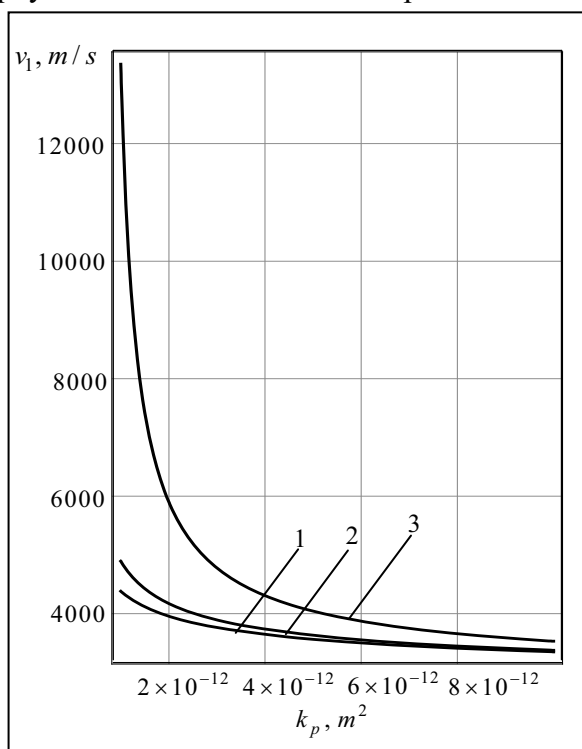


Fig. 1 Dependence of phase velocity of the first kind wave of permeability for $C_0 = 300 \text{ mol} / \text{m}^3$, $E_0 = 10^3 \text{ V} / \text{m}$, $\omega = 500, 1000, 1500 \text{ s}^{-1}$ (line 1, 2, 3)

a porous medium as porosity, permeability and hydrodynamic curvature taken into account that in real porous body of these parameters are related. In the literature, this relationship search for based on certain structural models of the porous body, or find his experimental.

In the quantitative researches of the wave parameters from permeability accept that [9]

$$T_g = 1,389 \cdot 10^{-3} / k_p^{2/7}. \quad (5)$$

Thus in the researches of the wave dependences on the porosity assume that [9]

$$k_p = 7.68 \cdot 10^{-8} \alpha_{10}^{\frac{2(3+\gamma)}{2+\gamma}} / \alpha_{20}^{\frac{2}{2+\gamma}}, \gamma = -1.5. \quad (6)$$

The characteristics of the material environment taken such as:

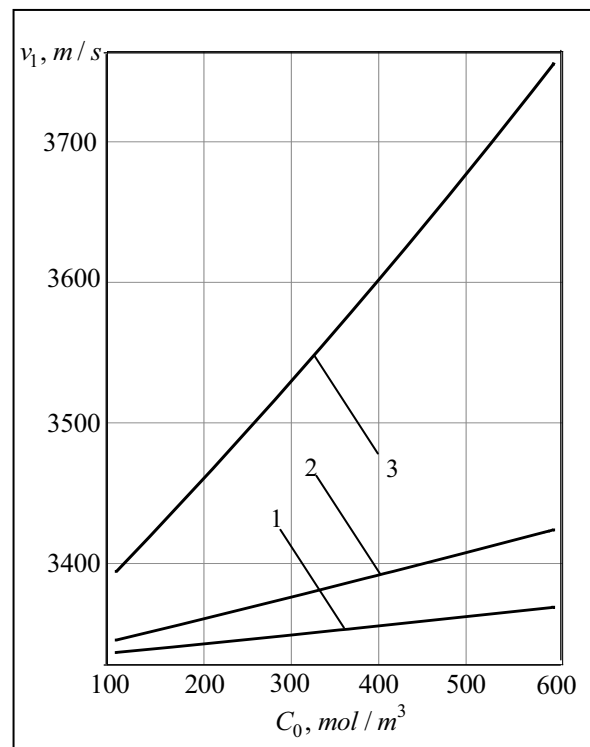


Fig. 2 Dependence of phase velocity of the first kind wave of concentration of porous solution for

$$k_p = 10^{-11} \text{ m}^2, E_0 = 10^3 \text{ V} / \text{m},$$

$$\omega = 500, 1000, 1500 \text{ s}^{-1} \text{ (line 1, 2, 3)}$$

$$\rho_0^{(1)} = 1000 \text{ kg} / \text{m}^3, \quad \rho_0^{(2)} = 2600 \text{ kg} / \text{m}^3,$$

$$v_0 = 3670 \text{ m} / \text{s}^2, \quad \varepsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-11} \text{ F} / \text{m},$$

$$G_f = 10^9 \text{ Pa}, \quad K_f = 10^{10} \text{ Pa}, \quad \mu = 1.56 \cdot 10^{-6},$$

$$F_f = 96520C / \text{mol}, \quad f = 2.5, \quad T = 300 \text{ K},$$

$$\eta = 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}, \quad z = 1, \quad \varphi_1 = 0.1 \text{ V},$$

$$\rho_{12} = 100 \text{ kg} / \text{m}^3, \quad R = 8.314 \text{ J} / (\text{K}\cdot\text{mol}).$$

Figure 1 shows that the phase velocity of the first kind wave of the decreases with increasing the permeability coefficient of permeability of porous medium and increases with increasing of vibrations frequency. Researches show that the increase in concentration leads to reduction of this dependence. The magnitude of decay coefficient of the mechanoelectromagnetic wave does not de-

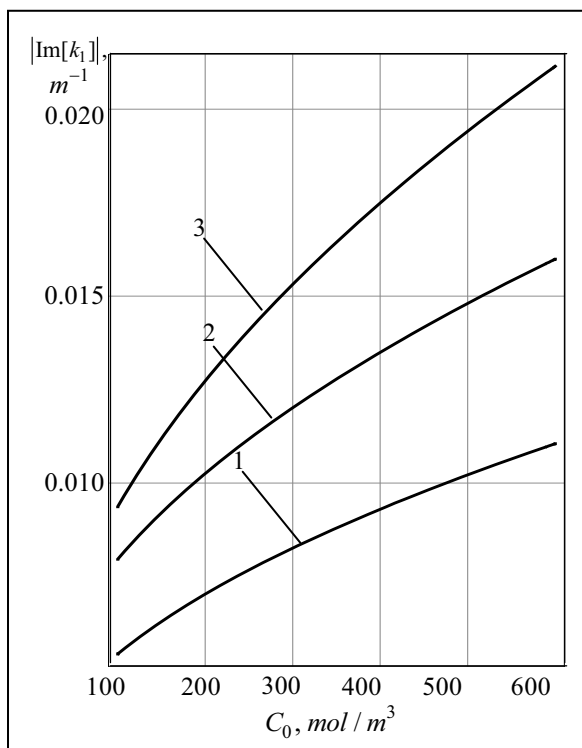


Fig. 3 Dependence of decay coefficient of the first kind wave of concentration of porous solution for

$$k_p = 10^{-11} \text{ m}^2, \quad E_0 = 10^3 \text{ V} / \text{m},$$

$$\omega = 500, 1000, 1500 \text{ s}^{-1},$$

$$\alpha_{10} = 0.35, 0.3, 0.25 \text{ (line 1, 2, 3)}$$

pend on the permeability of porous medium and increases with increasing concentration.

Phase velocity and magnitude of decay coefficient (Figures 2–3) increases with increasing concentration and decreases with increasing frequency. The decreasing porosi-

ty leads to decrease a decay coefficient of the mechanoelectromagnetic wave.

CONCLUSION

Quantitative researches of wave parameters on the concentration of the porous solution, porosity and permeability of the medium is carried out.

It is established that the phase velocity of the first kind mechanoelectromagnetic wave decreases with increasing frequency and with increasing concentration. These results used for structural studies of the Earth's crust.

REFERENCES

- [1] BIO M. A.: Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid: I. Low frequency range, J. Acoust. Soc. Am. 28(1956), No.2, p.: 168–178.
- [2] POTAPOV O., LIZUN S., KONDRAT V. et. al.: Fundamentals of seismoelectrical exploration, Moskva, Nedra, 1995, (in Russian).
- [3] BURAK Y., CHAPLIA Y., NAHIRNYJ T. et. al.: Physical-mathematical modelling complex systems, Lviv, SPOLOM, 2004, [in Ukrainian].
- [4] PRIDE, S.: Governing equations for the coupled Electromagnetics and acoustic of porous media.: Phys. Rev. B. 50(1994), No. 21, p.: 15678–15696.
- [5] PRIDE S., HAARTSEN M.: Electro seismic wave. The journal of the acoustical society of America, 100(1996) No. 3, p.: 1301–1315.
- [6] GARAMBOIS, S., DIETRICH M.: Seismoelectric wave conversion in porous media: field measurements and transfer function analysis.: Geophysics, 66(2001), No. 5, p.: 1417–1430.
- [7] KONDRAT V. F., TVARDOVSKA S. R.: The influence of external electric field on parameters of seismic frequency mechanical waves in porous saturated medium.: Physico-mathematical modeling and informational technologies, 2009, No.10, p.: 56–65 (in Ukrainian).
- [8] SVETOV B. S.: Fundamentals of Geoelectric.: Moskva, LKI Publisher, 2008, p.: 656 (in Russian).
- [9] KOBRAKOVA V. N.: Petrophysics. Moskva, Nedra, 1986, p.: 392 (in Russian).

AXIÁLIS ÁTÖMLÉSŰ VENTILÁTOR ÁRAMLÁSTECHNIKAI VIZSGÁLATA LAPÁTRÁCS- MÉRÉSI ADATOK ALAPJÁN

INVESTIGATION ON AXIAL FLOW FAN AERODYNAMICS ON THE BASIS OF CASCADE MEASUREMENT DATA

Tóth Bence

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Áramlástan Tanszék

ABSTRACT

A method is presented in details that allows the preliminary estimation of spanwise distribution of efficiency, pressure coefficient, and Lieblein diffusion factor of an axial flow fan rotor, in a simple manner, without the use of costly numerical simulations or detailed fluid mechanics measurements. The only necessary input data are the blade geometry, the speed of revolution and the inlet axial velocity profile. The method is presented and its application is demonstrated in a case study. The results show decreasing efficiency and increasing pressure loss along the span, with the Lieblein diffusion factor having a maximum around mid-span. This illustrates the applicability of the presented method.

1. BEVEZETÉS

A cikk az [1] forrásban használt számítási módszer részleteit mutatja be, amely kétdimenziós (2D) lapátrács-szemléletmód felhasználásával lehetővé teszi egy axiális átömlésű ventilátor ki- és belépési szögeinek, hatásfokának, veszteségének és a Lieblein-féle diffúziós tényező [2] értékének becslését. Az [1] irodalomban közölt eljárás előnye, hogy már létező ventilátor egyszerű helyszíni diagnosztikai vizsgálata (lapátgeometria, fordulatszám, belépő axiális sebességprofil mérése) alapján lehetővé teszi a ventilátor-aerodinamikai jellemzők sugár menti eloszlásának közelítő számítását. Ezáltal megalapozza a lapátozás újratervezését, az áramlástechnikai tulajdonságok javítása érdekében, idő- és költségigényes numerikus áramlástan (Computational Fluid Dynamics, CFD) szimuláció nélkül. Az [3] irodalomban ismertetett korrekciós módszer alapján az eljárás ferdített lapátozású ventilátorok számítására is felhasználható. Az alkalmazott empirikus lapátrács-összefüggéseket a [4] szakirodalom tárgyalja.

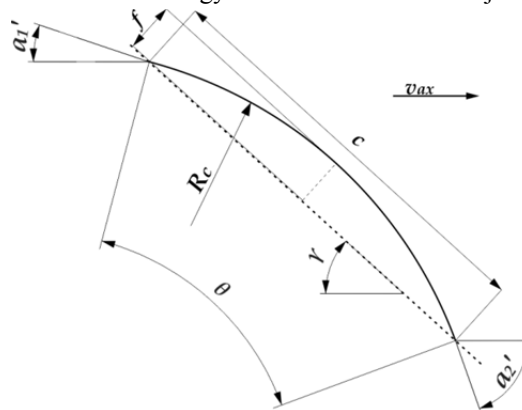
2. A MÓDSZER BEMUTATÁSA

Egyenes lapátozású ventilátorok

Jelen módszer aerodinamikai adatok: a be- és kilépő lapátszögek és áramlási szögek, nyomásszám (ψ), és a Lieblein-féle diffúziós tényező (D) becslésére ad módot, mindezt a lapátgeometria, a lapátok száma (Z), a belépő sebességprofil ($v_{1ax}(r)$), és a fordulatszám (n) ismeretében, a lapátozás kiválasztott sugarain. Mivel a vizsgált ventilátor szabadból szabadba szállít, a statikus nyomásnövekedés zérus, így a nyomásszámok ismeretében a hatásfok (η) is számítható. A veszteségekről az ω veszteségi szám ad felvilágosítást. A ventilátor sugara mentén megfelelő számú pontban elvégezve a számításokat a jellemzők sugár menti eloszlása becsülhető. A módszer 2D lapátrács-áramlást feltételez adott sugáron, vagyis a radiális sebesség zérus ($v_r(r) = 0$), így a kilépő axiális sebesség a belépővel egyezik, a közelítő feltevés szerint.

$$v_{2ax}(r) = v_{1ax}(r) \quad (1)$$

A lapátgeometria különböző sugarakon mérendő adatai a húr hossz (c), íveltség (f), az axiális iránytól mért lapátbeállítási szög (γ), és a lapátferdítési szög (κ). A geometriai adatok magyarázatát az 1. ábra mutatja.



1. ábra. A lapátkeresztmetszet geometriája

Ezen kívül szükséges még a ventilátor külső sugara (R)

és az agy sugara (r_a). Ezekből körív vázvonálú lapátmetszeteket feltételezve számítható a lapátmetszet vázvonalaának görbületi sugara:

$$R_c = \frac{f^2 + \frac{c^2}{4}}{2f} \quad (2)$$

a középponti szög:

$$\theta = 2 \tan^{-1} \frac{c}{2(R_c - f)} \quad (3)$$

a lapátosztás:

$$s = \frac{2r\pi}{Z} \quad (4)$$

a lapátsűrűség pedig c/s . A belépő lapátszög:

$$\alpha'_1 = 90^\circ - \gamma + \frac{\theta}{2} \quad (5)$$

a kilépő lapátszög pedig:

$$\alpha'_2 = 90^\circ - \gamma - \frac{\theta}{2} \quad (6)$$

A kerületi sebességet jelölje u . A belépő áramlási szög a sebességek nagyságából számítható:

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \frac{u}{v_{1ax}} \quad (7)$$

A belépő lapátszög és áramlási szög különbségét, az úgynevezett belépési szöget jelölje i :

$$i = \alpha_1 - \alpha'_1 \quad (8)$$

Feltételezve, hogy a ventilátor optimális üzemiállapotban működik, a belépő áramlási szög megegyezik az ideális belépő áramlási szöggel:

$$\alpha_1 = \alpha_1^* \quad (9)$$

Az optimális állapotban a kilépési szög, [4] alapján:

$$\alpha_2^* = \tan^{-1} \left(\tan \alpha_1^* - \frac{1.55}{1 + 1.55 \frac{s}{c}} \right) \quad (10)$$

A további számításokhoz szükség van az m paraméter értékére, amely [4] alapján körív keresztmetszetű lapátok esetében a következő összefüggésből számítható:

$$m = 0.23 + \frac{\alpha_2^*}{500} \quad (11)$$

A fenti összefüggésbe α_2^* értéke fokban helyettesítendő. Az optimális kilépő lapátszög az optimális kilépő áramlási szögből a következő összefüggéssel számítható:

$$\alpha_2'^* = \alpha_2^* - \delta^* \quad (12)$$

ahol a kilépési szög:

$$\delta^* = m \theta \left(\frac{s}{c} \right)^{0.5} \quad (13)$$

Az optimális belépő lapátszög ebből:

$$\alpha_1'^* = \alpha_2'^* + \theta \quad (14)$$

Az optimális belépési szög a következő:

$$i^* = \alpha_1'^* - \alpha_1'^* \quad (15)$$

Az optimális lapátszögekből számítható az optimális

lapátbeállítási szög (5) és (6) alapján:

$$\gamma^* = \frac{\pi}{2} - \frac{\alpha_1' + \alpha_2'}{2} \quad (16)$$

Az optimális esethez tartozó eltérítési szög:

$$\epsilon^* = \alpha_1^* - \alpha_2^* \quad (17)$$

Az aktuális – általában az optimálistól eltérő – esethez tartozó ϵ eltérítési szög [4] alapján számítható a belépési szögek és az optimális eltérítési szögből képzett $\frac{i-i^*}{\epsilon^*}$

ismeretében. Ebből a kilépési szög:

$$\alpha_2 = \alpha_1 - \epsilon \quad (18)$$

Felhasználjuk a feltételezést, hogy a radiális sebesség zérus, így az axiális sebesség a ventilátor előtt és után változatlanul tekinthető. Így a kilépési sebesség a lapáthoz rögzített relatív rendszerben:

$$w_2 = \frac{v_{2ax}}{\cos \alpha_2} \quad (19)$$

A kilépő sebesség tangenciális komponense

$$v_{2u} = u - w_2 \sin \alpha_2 \quad (20)$$

Az izentropikus össznyomás-növekedés az Euler turbinaegyenlet [5] szerint a következőképp számítható, perdületmentes belépő áramlás (egyedülálló járókerék) feltételezésével:

$$\Delta p_{t,is} = \rho v_{2u} u \quad (21)$$

ahol ρ a szállított közeg sűrűsége. A valóságos össznyomás-növekedés a vizsgált szabadból szabadba fúvó konstrukció esetén a következőképp számítható:

$$\Delta p_{t,v} = \frac{\rho}{2} (v_{2ax}^2 + v_{2u}^2) \quad (22)$$

A ventilátor hatásfoka a két érték hányadosa:

$$\eta = \frac{\Delta p_{t,v}}{\Delta p_{t,is}} \quad (23)$$

A nyomásszám értelmezhető mind a valóságos (ν index), mind az izentropikus, azaz veszteségmentes (is index) esetben: értéke a megfelelő nyomásnövekedés és a lapátcsúcs kerületi sebességéből (U) számított dinamikus nyomás hányadosa:

$$\psi = \frac{\Delta p}{\rho \frac{U^2}{2}} \quad (24)$$

Az ily módon kiszámított adatokból már meghatározható a ventilátor össznyomás-veszteségét jellemző két mennyiség: a Lieblein-féle diffúziós tényező (D) és a veszteségi szám (ω). D a lassulás miatt kialakuló nyomásgradiens okozta veszteségeket (határreteg megvastagodás és leválás, főleg a lapát szívott oldalán) veszi figyelembe. Értéke zérus, ha a lassulás mértéke zérus ($\alpha_1 = \alpha_1^*$). Az ω ezzel szemben nem csak a diffúzoros lapátrács miatti, hanem a fali súrlódás okozta veszteségeket is tartalmazza, ezért értéke 0 eltérítés esetén sem zérus. Meghatározásuk a

következő összefüggésekkel lehetséges:

$$\omega = \psi_{is} - \psi_v \quad (25)$$

$$D = 1 - \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} + \frac{\cos \alpha_1}{2} \frac{s}{c} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (26)$$

A ventilátor szállítását jellemző változó a mennyiségi szám:

$$\varphi = \frac{v_{ax}}{U} \quad (27)$$

Lapátferdítési korrekció

A fent ismertetett számítási módszer egyenes lapátózásra vonatkozik. Ferdített lapátózású ventilátor esetén az adatokat módosítani kell, melyre [3] módszere használható.

A forgástengelyre merőleges síkban mért lapátferdítési szög κ . A lapátbeállítási szöggel elforgatott síkban (a húr síkjában) a lapátferdítési szög λ :

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \kappa}{\cos \gamma} \right) \quad (28)$$

A középsugáron található λ_{mid} értékkel számítható az M paraméter értéke:

$$M = 0.96049 - 0.0004 \lambda_{mid} + 0.0001 \lambda_{mid}^2 \quad (29)$$

A lapát karcsúsága AR :

$$AR = \frac{R - r_a}{c_{mid}} \quad (30)$$

ahol c_{mid} a középsugáron mért húrhossz. [3] alapján a CF korrekciós faktor értéke:

$$CF = \lambda_{mid}^{0.5} M \quad (31)$$

Az ideális nyomásszám korrigált értéke:

$$\psi_{is,sw} = CF \psi_{is} \quad (32)$$

A további mennyiségek a fent megadott egyenletek alapján számíthatóak. A lapátferdítési korrekció utáni értékeket a továbbiakban sw index jelöli.

3. MÉRT ADATOK

A módszer alkalmazása a BME Áramlástan Tanszékén vizsgált, változó lapátcirkulációra tervezett, előreferdített lapátózású axiálventilátoron (2. ábra) kerül bemutatásra.



2. ábra. A ventilátor

A ventilátor főbb adatai: a fordulatszám (n), lapátok száma (Z), külső sugár (R), agy sugár (r_a) légrés mérete (g), a 2. táblázatban találhatóak.

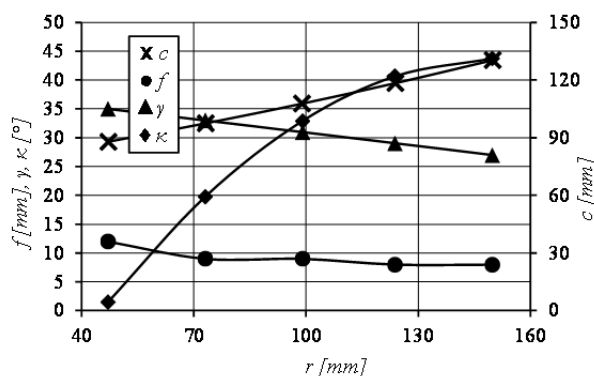
n [1/min]	Z [-]	R [mm]	R_{cs} [mm]	r_a [mm]	g [mm]
1397.5	5	150	157	47	7

1. táblázat. A ventilátor főbb adatai

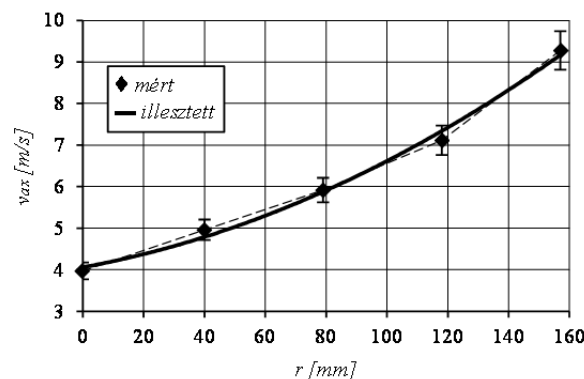
A sugár mentén mért adatokra illesztett másodfokú görbe és a mért adatok közti eltérés a mérési hiba (2. táblázat) határán belül van, így a továbbiakban az ily módon simított adatok (3. ábra) kerültek felhasználásra. Ebből kivétel az f íveltség, ahol az eredeti adatok felhasználása simítás nélkül történt.

c [mm]	f [mm]	γ [°]	κ [°]
± 2	± 1	± 0.2	± 1

2. táblázat. A geometriai méretek bizonytalansága

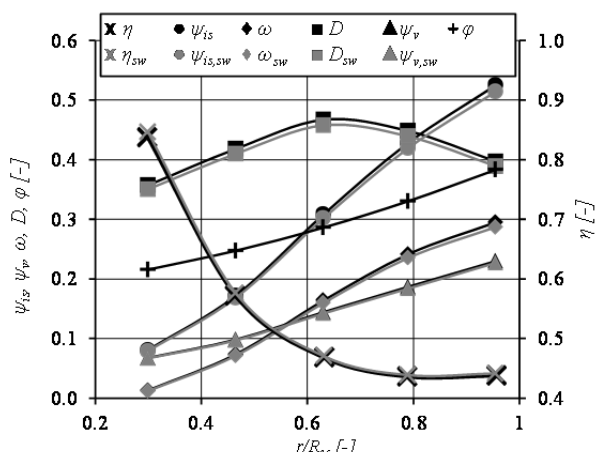


3. ábra. A geometriai méretek eloszlása a sugár mentén. A belépő axiális sebesség mérése Dostmann „Mini-Air” típusú turbinás anemométerrel történt két merőleges átmérő mentén. A sebesség eloszlását a sugár mentén a 4. ábra mutatja egy illesztett másodfokú görbével együtt. Az ábrázolt bizonytalanságok 5%-os hibához tartoznak, ami a „Mini-Air” sebességmérő jellemző adata.



4. ábra. Belépő axiális sebességprofil és az illesztett másodfokú görbe

4. EREDMÉNYEK



5. ábra. Az aerodinamikai jellemzők sugár menti alakulása

A kiszámított mennyiségeket mind a ferdítetlen, mind a ferdített esetre az 5. ábra mutatja. Észrevehető, hogy a ferdítés csak kismértékben módosítja jelen esetben az eredményeket – csökken ψ_{is} , D és ω értéke, a hatásfok pedig enyhén növekszik – de jellegre nem változtatja meg azokat.

Az ábrán látható, hogy φ sugár menti növekedésével összhangban változik ψ_{is} értéke is, mely jellemző a változó lapátcirkulációra tervezett ventilátorokra. A sugáron kifelé haladva a hatásfok csökkenéséből és ω növekedéséből arra következtethetünk, hogy a lapát nem az optimális állapotban működik. A D maximumát a lapát középmagasságánál éri el, mely az ott megvastagodott határretegére utal.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikk egy számítási módszert mutat be, amellyel axiális átömlésű ventilátorok áttervezésének előtanulmányaként, 2D lapátrács-áramlást feltételezve számítható az aerodinamikai jellemzők sugár menti eloszlása, amihez csak a lapátgeometria, a belépő sebesség profil és a fordulatszám szükséges bemenő adatként. A számítások a lapátozás aerodinamikai veszteségeit jellemző mennyiségek (Lieblein-féle diffúziós faktor és a veszteségi szám) segítségével rámutatnak, hogy a lapátozás mely sugár menti metszeteinek újratervelésétől várható üzemviteli javulás (pl. hatásfok-növekedés). Az eljárás egy ferdített lapátozású, változó lapátcirkulációra tervezett axiálventilátor példán keresztül kerül bemutatásra, továbbá az [1] irodalomban nyert alkalmazást.

6. SUMMARY

A method was presented that makes the calculation of axial fan efficiency, pressure number and the Lieblein diffusion factor distribution possible based on blade

geometry, revolution speed and the inlet velocity profile in a 2D cascade approach. The results can be used to determine points where the fan has to be redesigned in order to improve its efficiency. The method was presented on a real-life forward-skewed axial fan designed for spanwise varying blade circulation. The efficiency was found to decrease towards the blade tip, while the pressure loss was increasing. The Lieblein diffusion factor had its maximum around mid-span and was decreasing towards the hub and the tip. The results show that the fan operates in a non-optimum point.

7. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Köszönöm Benedek Tamásnak, hogy a cikk vázlatához fűzött megjegyzéseivel segítette munkámat.

A cikk elkészítését az OTKA K83807 projektje támogatta.

A munka szakmai tartalma kapcsolódik a „Új tehetséggondozó programok és kutatások a Műegyetem tudományos műhelyeiben” c. projekt szakmai célkitűzéseinek megvalósításához. A projekt megvalósítását a TÁMOP-4.2.2.B-10/1-2010-00009 program támogatja.

A munka szakmai tartalma kapcsolódik a „Minőségorientált, összehangolt oktatási és K+F+I stratégia, valamint működési modell kidolgozása a Műegyetemen” című projekt szakmai célkitűzéseinek megvalósításához. A projekt megvalósítását a TÁMOP-4.2.1/B-09/11/KMR-2010-0002 programja támogatja.

8. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] T. Benedek és J. Vad, „Concerted Aerodynamic and Acoustic Diagnostics of an Axial Flow Industrial Fan, Involving the Phased Array Microphone Technique,” in *ASME Turbo Expo 2014*, Düsseldorf, Germany, 2014. *ASME Paper* GT2014-25916
- [2] S. Lieblein, F. C. Schwenk és R. L. Broderick, „Diffusion factor for estimating losses and limiting blade loadings in axial-flow-compressor blade elements,” NACA, Washington, 1953.
- [3] P. V. Ramakrishna és M. Govardhan, „On loading corrections and loss distributions in low-speed forward swept axial compressor rotors,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 225, pp. 120-130, 2011.
- [4] S. L. Dixon, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, Butterworth-Heinemann, 1998.
- [5] T. Lajos, *Az áramlástan alapjai*, Budapest: Eötvös Kiadó, 2008.

Dr. Rittinger János (1939-2013)



A gyász hír, a halál ténye mindig felkészületlenül, és tragikusan érint minden érző embert. Dr. Rittinger János végleges távozása körülből pedig különösen mélyen érintett engem, a barátot, aki sokat tanulhatott az idősebb, és ugyanazon középiskolában végzett, a maga területén meghatározó értéket képviselő szakembertől. A búcsú azért is nehéz, és a megfelelő szavak keresése, mert önkéntelenül életünk közös élményei jutnak eszembe. A személyes érzéseket elvetvén a nekrológ további része koncentráljon Dr. Rittinger János gazdag életének tényszerű adataira!

A debreceni Gépipari Technikumban érettségizett 1957-ben, gépésztechnikusi oklevelet szerzett. A Nehézipari Műszaki Egyetem Gépészmérnöki Karára 1957-ben felvételt nyert, Egyetemi tanulmányai során 1958–1961 között Népköztársasági ösztöndíjban részesült, majd 1961-től a diploma megszerzéséig a Vasipari Kutató Intézet társadalmi ösztöndíjasa lett Zorkóczy Béla professzor úr támogatásával. Kitüntetéses eredménnyel okl. gépészmérnöki diplomát kapott 1962-ben.

Posztgraduális képzés keretében 1965-ben ugyancsak kitüntetéses eredménnyel, hegesz-

tő szakmérnöki diplomát, 1967-ben summa cum laude minősítéssel egyetemi doktori címet, 1991-ben EUR-ING, 2000-ben EWE (European Welding Engineer), IWE (International Welding Engineer) diplomát szerzett. A roncsolásmentes anyagvizsgálat területén 2001 óta VT3, PT3, MT3, RT3 minősítéssel rendelkezik.

Első munkahelye a Vasipari Kutató Intézet Hegesztési Osztálya volt, ahol kezdetben tudományos munkatárs, tudományos csoportvezető, végül a hegesztési osztály vezetője. Munkája során mindvégig a Zorkóczy Béla professzortól tanult mondást: „*az eladható tudománynak van értéke*” vallotta.

Kezdeti munkái közül ki kell emelni néhány fontosabb témakört: a hegeszthetőség megfogalmazása és alkalmazása az acélok fejlesztésében. Segédlet kidolgozása a hegesztési technológia meghatározásához a kötés repedésmentessége alapján. Acélkiválasztási rendszer kidolgozása nyomástartó berendezések rideg törésének elkerüléséhez.

A mikroötvözés hatékonyságának növelése acélok és hegesztési varratok esetén (Fehérvári Attilával közösen, 1970–1975). Munkájuk

eredményének elismeréseként vendég előadó meghívást kaptak az Union Carbide Corporation Metals Division-tól a Micro Alloying '75 konferenciára.

A törésmechanika bevezetése és gyakorlati alkalmazása területén hazánk meghatározó centrumát hozta létre Fehérvári Attilával közösen (1972–1975). Későbbi kutatómunkáival kapcsolatos jelentős munkája: „*Szilárdsági ellenőrzések és ismétlődő vizsgálatok atomerőművi berendezések állapotának és becsült élettartamának meghatározása*”, amelynek vezetője és több altémájának kidolgozója volt (1980–1985).

Munkája részét képezte számos ipari káreset elemzése, amelyek közül 1969. január 2.-án bekövetkezett répcelaki cseppfolyós szénsav tartály rideg törése volt a legsúlyosabb. Számára nagy öröm és megtisztelés volt, hogy a másodrendű vádlott, aki indokolatlanul két év és nyolc hónap börtönbüntetést kapott, felkérte, visszaemlékezésében egy fejezet megírására.

Életének fontos szakasza az 1987–2001 közötti időszak, amikor a Magyar Villamosművek Anyagvizsgáló és Állapotellenőrző Laboratóriumának igazgatója.

2001-ben nyugdíjba ment, még abban az évben vállalkozóként létrehozta a RITTINGER ENGINEERING Szakértő és Tanácsadó Vállalkozást.

2002–2008 között részt vett a Paksi Atomerőmű élettartam hosszabbítás és teljesítmény növelése program két, a reaktortartály és az anyagvizsgálatok szakértői testület munkájában.

A mindennapos kutatói munka mellett fontosnak tartotta a különböző szakmai szervezetek életében való részvételt, olykor magas tisztséget is betöltve. Így megalakulása óta (1969) tagja a Hegesztő Minősítő Bizottságnak, illetve utód szervezetének, a Hegesztő Minősítő Testületnek és az Anyagvizsgáló Minősítő Testület igazgatóságának. 1967 óta az Országos Magyar Bányászati és Kohászati Egyesületnek, 1968 óta pedig a Gépipari Tudományos Egyesületnek. Ez utóbbiban 1980–1990 között a Hegesztési Szakosztály titkára, 1990–1993 között az

Egyesület főtitkára, 1994–1995 között az Egyesület elnöke, 1997–2011-ig a Hegesztési Szakosztály elnöke, 2012-től a Hegesztési Szakosztály tiszteletbeli elnöke.

1987 óta az Energia Tudományos Egyesület 1989-től az American Welding Society tagja. 1970 óta a Nemzetközi Hegesztési Intézet (IIW) magyar delegátusa tisztségét látja el a IX, X, XI bizottságokban. 2001-óta a Magyar Mérnöki Kamara tagja. Megalakulása (1990) óta 2001-ig munkahelye, 2001-től pedig vállalkozása képviselőjében tagja a Magyar Hegesztéstechnikai és Anyagvizsgálói Egyesülésnek.

Szakmáját igen magas szinten művelte. Újabb és újabb problémák kimunkálásában, problémák megválaszolásában vett részt mélyreható ismereteit felhasználva azokat folytonosan bővítve.

A Miskolci Egyetem Mechanikai Technológiai Tanszékéhez ezer szállal kötődött. Ezt idézi a fenti fénykép, amelyen a tanszék korábbi vezetőjét, Romvári Pál professzort köszönti annak 70. születésnapján.

Kedves János! Sajnos nincs mit tenni, el kell fogadni az élet természetes velejáróját, a halált is! Tesszük ezt mindnyájan, akik kapcsolódtunk életed bármelyik periódusához kötődő eseményeihez, történéseihez, akik tisztelnek, becsülnék és elismernek, akik megismerhettek téged, az embert, akik szakmai kapcsolatba kerülhettek veled, akik életed egy-egy meghatározó szakaszaiban melletted, veled lehettek a földi léted 27189 napjának, szíved 2,4 milliárd dobbanásának valamelyikében. A Miskolci Egyetem Mechanikai Technológiai Tanszékének munkatársai és sok-sok barátod nevében búcsúunk Tőled.

Nyugodj Békében!

*Tóth László
egyetemi tanár*

CONTENTS

1. György Kovács, Károly Jármai

OPTIMAL DESIGN OF A COMPOSITE SANDWICH STRUCTURE BY PARTICLE SWARM OPTIMIZATION METHOD 5

This study shows the optimization method of a new complex structural model [laminated carbon fiber reinforced plastic (CFRP) deck plates with aluminium (Al) stiffeners]. The structure was designed for both minimal cost and minimal weight taking into consideration 7 design constraints.

2. Sándor Szirbik

HYPERSINGULAR INTEGRAL EQUATION METHOD FOR STRESS COMPUTATION IN THE DUAL SYSTEM OF PLANE ELASTICITY 9

In this paper the hypersingular integral equation method in the dual system of elasticity is applied to some boundary value problems. The accuracy of stress computations on the boundary is greatly increased if one applies hypersingular integral equations instead of utilizing the traditional computational techniques of the boundary element method. It is a further advantage of applying the dual formulation that the stress components can be computed directly by taking the derivatives of the stress functions of order one.

3. Zoltán Virág

EXPERIENCE OF WEARING OF THE NEW WELDED BUCKET AND CUTTING TOOTH OF BUCKET LADDER EXCAVATOR 15

The description of the rock cutting process is very complex. Thus the investigation of the effect of lateral forces was complicated through cutting tests. A finite element analysis of cutting tooth was presented in which the linear increase of the lateral force is taken into consideration. The simulation results have shown that the maximum stresses decrease if the lateral force increases. Operative results show the correctness of the simulation.

4. János Bihari

TROUBLESHOOTING OF SMALL PLASTIC GEAR DRIVES 19

Causes of troubles and failures of cheap small plastic gears are sometimes hard to recognize. This paper introduces some faults and the troubleshooting methods.

5. Csaba Dömötör

IMPRESSION OF NATURAL INTUITION TO PRACTICE OF PRODUCT DEVELOPMENT 23

The design rules and solutions of nature have been present in the machine and product design since their beginning. Engineers can use these natural constructions in different fields of technical practice. This paper focuses on the classification of these analogies and probability distribution according to direction and consciousness of using.

6. Attila Rétfalvi, Dr. Mihály Stampfer, Dr. Imre Szegh

CREATING TECHNOLOGICAL FEATURE-BASED MODEL FOR AUTOMATED FIXTURE DESIGN 27

During the fixture planning there are many often recurring tasks. If we could automate these tasks, we could save the process engineer of a tiring and often time consuming activity.

In order to we can automate the fixture planning we need the CAD model of the workpiece and the fixture elements, and the feature-based model of the workpiece. In this paper those steps are introduced that are needed for conversation of the CAD model into feature-based model.

7. László Sábitz, Prof. Dr. István Zobory

FINITE ELEMENT INVESTIGATION OF THE THERMO-ELASTIC PROCESSES OF A TREAD-BRAKED MONOBLOCK RAILWAY WHEEL 33

Authors present a FEM based computing method suitable for determination of the thermal processes arising in railway wheels during braking. It was investigated whether the necessary conditions of martensite formation are satisfied in railway wheels.

8. Tamás Pataki, Dr. Attila Kári-Horváth

PLASTIC PARTS GAIN METHODS WITH CARBON NANOTUBES STRUCTURES 38

Carbon nanotubes are applied for strengthening of different composites containing polymer matrix. Paper describes the properties of polymer structures reinforced by nanotubes. Based on the application of Brenner's potential function an algorithm was developed for finding the weakest point of the structure.

9. Sándor Bodzás, Dr. Illés Dudás

GEOMETRIC ANALYSIS OF FACE GEAR HOB OF CONICAL WORM GEAR DRIVE HAVING ARCHED PROFILE IN AXIAL SECTION 42

Authors developed a mathematical model for the analysis of resharping of conical worm used for manufacturing of a face gear built in their newly patented worm gear drive. It was found by the computer analysis that the resizing limit degree is approximately five degrees.

10. Tvardovska Sofiya

INFLUENCE OF CHARACTERISTICS OF POROUS MEDIUM SATURATED BY ELECTROLYTE SOLUTION TO DISTRIBUTE OF MECHANOELECTROMAGNETIC WAVES UNDER THE EXTERNAL ELECTRIC FIELD 46

The results researches of the influence of the physical and mechanical properties of a porous medium saturated with electrolyte solution on mechano-electromagnetic waves parameters presented in the paper.

11. Bence Tóth

INVESTIGATION ON AXIAL FLOW FAN AERODYNAMICS ON THE BASIS OF CASCADE MEASUREMENT DATA 50

A method is presented that allows the simplified calculation of aerodynamic characteristics of axial flow fans.

GÉP

INFORMATIVE JOURNAL

for Technics, Enterprises, Investments, Sales, Research-Development, Market of the Scientific Society of
Mechanical Engineering

Dr. Döbröczöni Ádám

President of Editorial Board

Vesza József

General Editor

Dr. Jármai Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

Deputy

Dr. Barkóczy István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bercsey Tibor

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czítán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Dudás Illés

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Kármán Antal

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Szűcs Edit

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Zobory István

Dear Reader,

The research project, which elaborated in the 4th Centre of Excellence, entitled *Innovative Mechanical Engineering Design and Technologies* at the University of Miskolc was made in the framework of the TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 project supported by the European Union and co-funded by the European Social Fund has been finished. The Centre aim was to develop the research potential by research in which innovative modelling, design and technological processes are implemented. This was in line with the European Union's drive to encourage innovation in the most efficient way, using environmentally friendly technologies and improve them.

The Centre of Excellence was divided into seven Scientific Workshops, which are department related at that time. On the faculty institutes have been formed and they are as follows: Material Design and Material Technology, Manufacturing Sciences, Energy and Chemical Engineering, Technical Mechanics, Machine & Product Planning and Logistics Institute. The teachers involved BSc, MSc and PhD students into the research, so that they provide a good opportunity to young people to familiarize themselves with the scientific work. During the nearly two years of operation of the Centre of Excellence, several students already provided outstanding performance and quality of so called TDK (Science Student Team) works and PhD thesis.

The scientific topics covered by the Scientific Workshops are very complex and interdisciplinary in nature. Within the design themes there can be found a new design and modelling procedures, which are developed to model the structures more efficiently and reliably and to give a better design solution. Dealing with optimization of structures and systems several optimization techniques employed. To examine the product life cycle, technical systems, powertrain architecture, principles of environmental and alternative fuel use is related to research, as well as flow and thermal laboratory and numerical modelling is linked to a number of studies. The engineering of environmentally friendly technologies, organic chemistry, as well as continued testing technologies and Energy rationalization occurs. Mechanical material tests and modelling are significant for the professional and technical computer-aided process design, as well as the precision finishing manufacturing of high strength steels. We have highlighted only some of the research topics from the different disciplines.

Within the Scientific Workshops there are twenty R & D topics, which are very diverse. Some of them approached the basic research, while others are more applicable in practice, some results were already visible, while others promise long-term results. In order to make these achievements to professional audiences available a considerable number of publications produced by researchers and reported in national and international conferences, national and international professional journals. The results are incorporated into the education of course. These articles in this journal serve the purpose showing the Scientific Centre of Excellence Workshops' latest scientific results.

The Centre of Excellence continues its activity. We want to further improve on the results obtained, the new ones to expand. For the period 2014-2020's, the emerging GINOP and EFOP calls we proposed a range of topics to be developed. Hopefully these will be built into the forthcoming tenders.

The first 5 articles are the research results of the 4th Center of Excellence, the followings are the results of the researchers at other universities.

Prof. Dr. Károly Jármai

Vice rector for strategy and development, leader of the Center of Excellence

Managing Editor: Vesza József. Editor's address: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.
Postage-address: 3501. Pf. 55. Phone/fax: (+36-46) 379-530, (+36-30) 9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Published by the Scientific Society of Mechanical Engineering, 1027 Budapest, Fő u. 68.
Postage-address: 1371, Bp, Pf. 433
Phone: 202-0656, Fax: 202-0252, E-mail: a.gaby@gteportal.eu, Internet: www.gte.mtesz.hu
Responsible Publisher: Dr. Igaz Jenő Managing Director

<http://www.gepujsag.hu>
Printed by Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67.
Price per month: 1260 Ft.
Distribution in foreign countries by Kultúra Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat H-1389
Budapest, Pf. 149. and Magyar Média H-1392 Budapest, Pf. 272.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

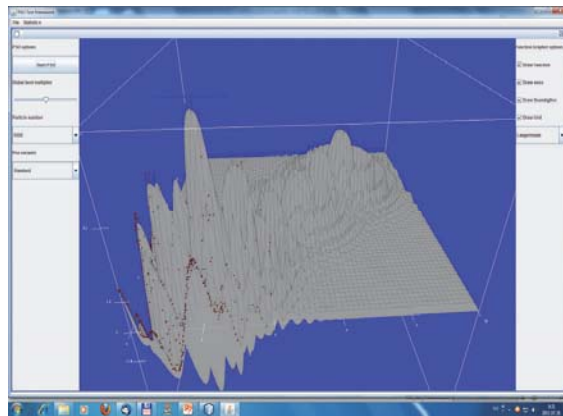
All articles are peer reviewed.

6. TM Fémszerkezetek optimális modellezése, új algoritmusok alkalmazása

A tudományos műhely vezetője: **Dr. Jármai Károly**
 e-mail: altjar@uni-miskolc.hu
 tel: +3646 565 111, 2028 m.

A Fémszerkezetek optimális modellezése, új algoritmusok alkalmazása tudományos műhelyben folyó kutatások fő célkitűzései röviden az alábbiakban foglalhatók össze.

1. Hegesztett szerkezetek analízise és optimalása: bordázott lemezek, bordázott héjak, cellalemezek, rácsos tartók, keretszerkezetek (hegesztett, csavarozott), hajlított-nyírt tartók.
2. Alkalmazások: rácsos szalaghidak optimalása, keretek optimalása földrengésre, présgépek, állványok tervezése, silók, bunkerek, kandalló tüzterek, hőcselők méretezése. Méretezés tűzvédelemre.
3. Rezgés- és zajcsökkentés hegesztett szerkezeteknél. Számítások és mérések a rezgésalak, a sajátfrekvenciák, a rezgéscsillapítási tényező meghatározására (Brüel & Kjaer műszer család).
4. Optimáló algoritmusok fejlesztése, költség-számítások hegesztett szerkezeteknél. Topológiai optimalás.



A részecskecsoport optimaló módszer futása



A Brüel & Kjaer műszer család közepe a mérőasztallal

Innovatív környezetbarát technológiák fejlesztése és az energiahatékonyság növelése a vegyiparban

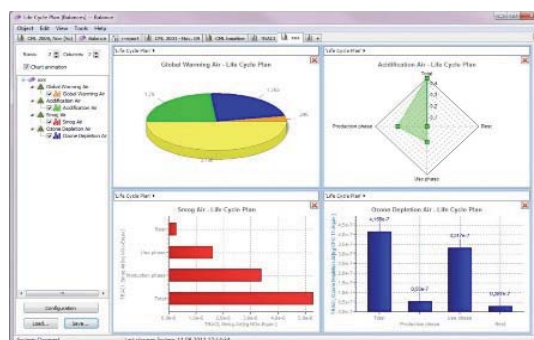
A tudományos műhely vezetője: **Dr. Siménfalvi Zoltán**
 e-mail: simenfalvi@uni-miskolc.hu
 tel: +3646 565 168

Az innovatív környezetbarát technológiák fejlesztése és az energiahatékonyság növelése a vegyiparban tudományos műhelyben és Vegyipari Gépek Tanszékén folyó főbb kutatási területek az alábbiak:

- Innovatív környezetbarát technológiák és zöld kémia alkalmazása a vegyipar területén.
- Energiahatékonyság növelése a vegyiparban.
- Vegyipari műveletek.
- Por- és gázrobbanási jelenségek vizsgálata, robbanás elleni védelem tervezése, rendszerbiztonságtechnika, veszélyanalízis, túlnyomás elleni védelem.
- Nyomástartó edények, csővezetékek, tárolótartályok tervezése, vizsgálata analitikai, szabványi és szimulációs eszközökkel.
- Kompresszor vezetékben kialakuló akusztikus lengések vizsgálata.
- Vegyipari hulladékok kezelése, POP tartalmú hulladékok ártalmatlanítását megvalósító technológiák vizsgálata.
- Környezetmenedzsment.
- Életciklus-elemzés (Life Cycle Assessment) a környezetvédelem és a hulladékgazdálkodás területén.



Por- és gázrobbanás vizsgáló cella



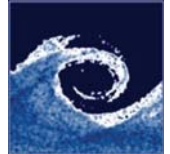
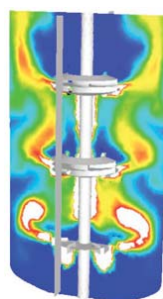
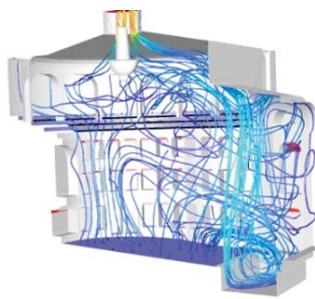
GaBi 5 LCA elemző szoftver

BME ÁRAMLÁSTAN TANSZÉK

- Elkötelezettség a színvonalas áramlástani oktatás, a gyakorlat-orientált mérnökképzés iránt
- Áramlástani alapkutatás és alkalmazott K+F tevékenység, a nemzetközi irányvonalakhoz és az ipari igényekhez illeszkedően
- A hazai és nemzetközi ipar által elismert szakértői tevékenység



- Atmoszférikus áramlási folyamatok
- Szennyezőanyag-terjedés, városklíma
- Épület-aerodinamika
- Szélnek kitett testekre ható erők
- Járműáramlástan



- Áramlástechnikai gépek, berendezések, rendszerek tervezése, üzemvitelének javítása
- Áramlás belső terekben
- Ipari technológiai folyamatok hatékonyságnövelése
- Hibadiagnosztika
- Járműipari K+F
- Akusztikai, rezgéstani vizsgálatok

**Méréstechnika
numerikus áramlástan
numerikus aero-akusztika
www.ara.bme.hu**

