

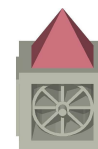
UNIVERSITY OF DEBRECEN
Faculty of Engineering
Department of Mechanical Engineering



**PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL
SCIENTIFIC CONFERENCE ON ADVANCES IN
MECHANICAL ENGINEERING**



**INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE ON
ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING
PROCEEDINGS**



Szerkesztette: Dr. Mankovits Tamás

Kiadó: Debreceni Egyetem
Műszaki Kar, Gépészmérnöki Tanszék
4028 Debrecen, Ótemető u. 2-4.
Telefon: +36-52-415-155
Fax: +36-52-415-155 (77777)
Honlap: www.eng.unideb.hu/gepesz

ISBN 978-963-473-623-3



PROCEEDINGS

OF THE

**1st INTERNATIONAL
SCIENTIFIC CONFERENCE ON
ADVANCES IN MECHANICAL
ENGINEERING
(ISCAME 2013)**

10-11 October, 2013 Debrecen, Hungary

Organisational Chairman of the ISCAME 2013

MANKOVITS Tamás PhD, University of Debrecen, HU

tamas.mankovits@eng.unideb.hu

Scientific Program Committee

BUDAI István PhD, University of Debrecen, HU

FAZEKAS Lajos PhD, University of Debrecen, HU

KALMÁR Ferenc PhD, University of Debrecen, HU

KULCSÁR Balázs PhD, University of Debrecen, HU

RÁTHY Istvánné PhD, University of Debrecen, HU

SZABÓ Tamás PhD, University of Miskolc, HU

SZŰCS Edit PhD, University of Debrecen, HU

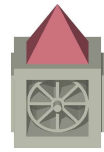
TIBA Zsolt PhD, University of Debrecen, HU

TÓTH János PhD, University of Debrecen, HU

TÓTH László DSc, University of Debrecen, HU

Technical Assistance

BAK Judit, University of Debrecen, HU



CONTENTS

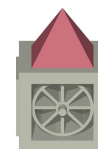
ÁBRAHÁM György, SZTRANCSIK Zsolt <i>Thin layer technology in building energetics</i>	3
BALOGH Gábor, TÓTH László, MANKOVITS Tamás, MANÓ Sándor, CSERNÁTONY Zoltán <i>Manufacturing technologies of titanium foam review</i>	8
BALPATAKI Antal, BOHÁCS Gábor, ODONICS Boglárka, GYIMESI András, RÓZSA Zoltán <i>Introduction of a fuzzy-based expert system for selection of materials handling machinery at construction sites</i>	13
BUDAI István <i>Manufacturing of metallic emulsions</i>	19
DEÁK Krisztián, KOCSIS Imre <i>Image processing with artificial neural networks and support vector machines caused by chatter vibration</i>	20
DEÁK Krisztián, KOCSIS Imre <i>Signal processing of machines and test of anti-vibration gloves</i>	28
DEZSŐ Gergely, SZIGETI Ferenc <i>Dynamical transient analysis of chip formation in orthogonal metal cutting</i>	37
FAZEKAS Lajos, MOLNÁR András, RÁTHY Istvánné <i>Examination of oil uptake and release of the cold-flame sprayed surface layer</i>	43
HARCSIK Béla, FERENCZI Tibor <i>Metallurgical Researcher Laboratory at University of Miskolc</i>	48
HEGEDŰS György, TAKÁCS György <i>Applied numerical methods on the determination of grinding tool parameters of ball nuts</i>	52
HORVÁTH Ádám, ANDÓ Mátyás, OLDAL István <i>Compared the cast and machined caliper deformation</i>	58
HORVÁTH Péter <i>Modeling escapement phase of piano action</i>	64
HURI Dávid, MANKOVITS Tamás, KÁLLAI Imre <i>Numerical investigations on the locking effect of axi-symmetric isoparametric finite elements</i>	70
JUHÁSZ György <i>Technical competitions for the education</i>	74
KÁLLAI Imre, MAJOR Zoltán, CZÉL György, MANKOVITS Tamás, HURI Dávid <i>The effect of load rate and geometrical factors on the mechanical properties of UHMPWE</i>	79
KELEMEN László, SZENTE József <i>Determination of contact path on crowned teeth</i>	85
KOVÁCS Zoltán <i>Effect of front axle suspension to traction parameters of tractor with mechanical front wheel drive</i>	91
LATES Daniel, TEUTAN Emil <i>Arm exoskeleton for robotics and automation in space using compliant mechanisms</i>	96
LÉNÁRT József <i>Development of non-contact vibration measurement device</i>	102



**INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE ON
ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING
PROCEEDINGS**



LOVASZ Erwin-Christian, MARGINEANU Dan, CIUPE Valentin, STAN Sergiu Dan, ZABAVA Eugen <i>Synthesis and design of an ELBOW module for a haptic device used in space telerobotics</i>	106
MANKOVITS Tamás, TÓTH László, MANÓ Sándor, BALOGH Gábor, CSERNÁTONY Zoltán <i>Mechanical properties of titanium-foams, a review</i>	110
MANÓ Sándor, TÓTH László, MANKOVITS Tamás, BALOGH Gábor, SOLTÉSZ István, CSERNÁTONY Zoltán <i>Implants made from metal foams</i>	114
MARTANCIK Marek, BURANSKI Márió, GONDÁR Ernest <i>Additive manufacturing in rapid prototyping with the use of hot gas</i>	120
MOLNÁR András, BUZA Gábor, BALOGH András, FAZEKAS Lajos <i>Aluminiumbronze moulds hardfacing with NiCrBSi powders</i>	126
MOLNÁR András, BUZA Gábor, BALOGH András, FAZEKAS Lajos <i>Effect of technological parameters for quality of remelted NiCrBSi coatings</i>	132
NÉMETH Géza, PÉTER József, NÉMETH Nándor <i>A new type of epicyclic traction drive</i>	137
PÁLINKÁS Sándor, KRÁLLICS György, BÉZI Zoltán <i>Modelling of waviness on cold rolled aluminium sheet</i>	143
PATAKI Tamás, KERESZTES Róbert <i>The topological change of carbon nanotube structures under loading tensile</i>	153
STAS Ondrej, GONDÁR Ernest <i>Hot gas powder sintering in 3D printing</i>	158
STAS Ondrej, TOLNAY Marian <i>Objectification of quality parameters of robotic structures</i>	164
SZABÓ Sándor, DARÓCZI Lajos, BEKE Dezső <i>Investigation of acoustic emission of shape memory alloys</i>	169
SZAMOSI Zoltán, SIMÉNFALVI Zoltán <i>Torrefaction of the wheat straw</i>	175
SZÁVAI Szabolcs <i>Step optimised Newton-Raphson algorithm for solution of EHD problems</i>	182
SZEPESI Gábor, SIMÉNFALVI Zoltán <i>Pressure drop of cyclones using numerical simulation</i>	188
TIBA Zsolt, KERTÉSZ József, HUSI Géza, BÉKÉSI Zsolt <i>Drivetrain modification of the IVECO 150E Eurocargo Hardpress Garbage Truck</i>	194
TIBA Zsolt, BÉKÉSI Zsolt <i>Kinetic energy recovery of vehicles by pneumatic system</i>	201
TÓTH Gábor, SZABÓ Tamás <i>Kinematical and vibration analysis of a KAWASAKI Robot</i>	206
UTULEANU Stelian, SINDILA Gheorghe, CAPATANA Nicolae <i>The influence of punched contour geometry over the punch force</i>	212
VARGA Attila Károly <i>Self organizing in wireless sensor networks</i>	218



VÉKONYRÉTEGTECHNIKA AZ ÉPÜLETENERGETIKÁBAN THIN LAYER TECHNOLOGY IN BUILDINGENERGETICS

ÁBRAHÁM György DSc, SZTRANCSIK Zsolt

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Mechatronika, Optika és Gépészeti Informatika Tanszék

abra@mogi.hu

Abstract: Results of the thin layer technology in optics was applied in the design of the windows films are presented in this article. The results show that the generally used TSER and SHGC parameters and the laboratory spectral measurements may suggest different characteristics that we have achieved by the in-situ measurement.

Kivonat: Az optikában használatos vékonyréteg technológia alkalmazható a hővédő fóliák tervezésekor is. Ezek eredményeit mutatjuk be. A laboratóriumi (spektrális) mérések és az elfogadott minőségi mutatók szerinti összehasonlítás az in-situ mérési eredményektől eltérő sorrendet eredményezett.

1. A feladatról

BME kollégiumai sorra megújultak, az üzemeltetők nyáron is szeretnék kiadni a szépen felújított kollégiumi szobákat, 35 °C-os szobahőmérsékletekkel azonban ez szinte lehetetlen. Az üzemeltetők felkérték a BME MOGI tanszéket, segítsen kiválasztani a megfelelő fóliát az általuk kiválasztott termékek köréből, így megvizsgáltuk, hogy melyik fólia az, amelyik kimutathatóan leginkább betölti az árnyékolókkal kapcsolatos kívánalmakat:

1. Látható fényt átereszti, a legkevésbé sötétít, ezzel nem hozza előrébb a belső világítás felkapcsolásának időpontját.
2. Kintről érkező hősugarakat visszaveri, ezzel csökkenti a szoba felmelegedését.
3. Téli napokon csökkenti a szoba lehülését, visszatartja a hőt.

A Föld felszínig eljutó napsugárzás spektruma az ultraibolyától a közép infravörösre, azaz 300 nm-től 2500 nm-ig terjed. Ezen belül különösen érdekes az UV B (280-315 nm), UV A (315-400 nm), látható (400-780 nm), és a közeli infravörös (780-2500 nm) tartomány.

Egy jó hő-védő fólia visszaveri a spektrumból a láthatót (400-780 nm) kivéve, az összes többit, a közeli UV-tól kezdve az infravörös tartományig. Az ilyen fóliával bevont ablakok mögötti helységbe beeső sugárzás egésze kisebb lesz, így a felmelegedés is csökken. Tehát a spektrum egy sávját nem kell visszaverni, a többit meg igen, ami elvileg megoldható, mivel az anyagoknak igen éles elnyelési sávjai lehetnek, néhány nm-en belül drasztikusan csökkenhet az áteresztett elektromágneses energia.

A fóliák minősítésére két mérőszámot használnak: TSER (Total Solar Energy Rejected azaz Teljes Napenergia Reflexió) és az SHGC (Solar Heat Gain Coefficient azaz Szoláris Hőgyarapodási Tényező). Mindkettő százalékban adja meg teljes szoláris energia visszavert, illetve átengedett részét, így TSER+SHGC=100%.

Ablak fólia esetén nagy TSER és kicsiny SHGC a kívánatos, de ezek a mérőszámok, nem adnak információt a látható fény tartománybeli viselkedésükre.

A fontosabb gyártók megadják fóliájukra az előbbi mérőszámokat, ennek ellenére nem árt nagyobb beruházás előtt egy vizsgálat.

1.1. Laboratóriumi mérés

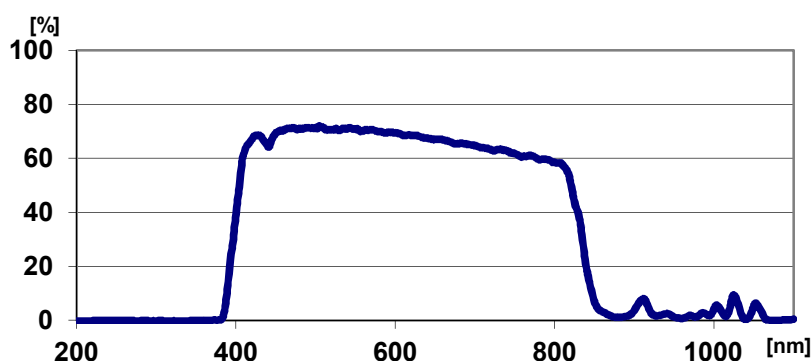
Laboratóriumi körülmények között vizsgáltuk az árnyékoló fóliákat különös tekintettel a látható tartományban való fényáteresztő képességeikre és vizsgáltuk néhány hullámhosszon az infravörös

tartománybeli, és egy-egy hullámhosszon az UV-A és UV-B tartománybeli viselkedésüket. Az UV tartományokban lényeges eltérések nem voltak, azonban két főlát kivéve, amelyik jól szűrt infravörös tartományban az sajnos jól szűrt a látható tartományban is.

Fontos hangsúlyozni, hogy a spektrum egyes tartományaira elvégzett mérések, vagy a gyártók által megadott értékek a teljes hőhatás szempontjából nem relevánsak, tehát például egy infravörös visszaverés mutatószám nem ad reális képet a termék hő-védelméről.

Előfordul, hogy a fólia a laborban tökéletes eredményeket ad, de a szoba hőmérsékletét mégsem csökkenti az elvárt mértékben, sőt rosszabb eredményt mutat, mint a laborban gyengébben szereplő.

Sok oka lehet ennek, akár a felszerelés technikája, a munkavégzés minősége és legfőképpen az, hogy az egész spektrumra nem mér senki.



1. ábra Jó minőségű fólia a látható fényt átereszt, más hullámhosszakat visszaver

2. Hőmérséklet mérés szobákban

2.1. A mérés kivitelezése

A vizsgálat második részében a kollégium egyes kijelölt szobáiban felszerelték az ajánlkozó cégek a főlátjukat, és mértük hogyan alakul a tökéletesen egyforma szobákban a hőmérséklet. Természetesen mértünk egy úgynevezett kontrol szobában is, ahol nem került az ablakokra semmilyen árnyékoló fólia. A szobák lakatlanok voltak a mérés leszerelésének időpontjaig.

Központosított mérést építettünk ki, ami biztosította az egyidejű mérést és mérésadat rögzítést. A mérési eredményeket 5 perces időközönként rögzítettük. A mérés kiépítéséhez a kollégiumi számítógépes hálózatának szabad érpárjait és végződéseit használtuk. A hőmérők digitálisan kommunikáltak a mérési központtal, ennek következtében, a kábelezésből adódó (hosszból és ellenállásból) különbségek nem befolyásolták a mérés hitelességét. A hőmérőket a szobákban, úgy helyeztük el, hogy a hőmérőket soha nem érthette közvetlen napsütés. Az árnyékoló függönyöket minden hőmérővel felszerelt szobában széthúztuk, elkerülendő ezek minőségbeli különbségeiből eredő, összehasonlító mérést eltérítő hatást.

A szobák bútorozottak voltak, minden olyan felszerelési tárgy megtalálható volt az összes szobában, ami a későbbiekben is a szobákban lesz, és ami hőkapacitásával befolyásolhatja a napi hőmérséklet lefutást. Hő leadó, (számítógép, lámpa, hajszárító) nem működött a mérés folyamán. A szobák lakatlanok voltak, a hőmérséklet adatokból látható, hányszor nyitottak be.

A mérésbe bevont szobák, azonos emeleten és folyosón vannak. Ablak méretük napsugárzásnak kitett felületeik mérete teljesen azonos. A mérési helyeket és eredményeket is szobaszámokhoz rendeltük, nem kívántuk megnevezni, de még tudni sem melyik szobában milyen fólia került felhelyezésre, összerendelést csak az után vettük elő, hogy a laboratóriumi méréseket összevetettük a szobákban tapasztaltakkal. Számszerű összehasonlításhoz az aug. 15-től aug. 28-ig terjedő időszakot használtuk. Ebben az időszakban volt felhős és igen napsütéses nap is.

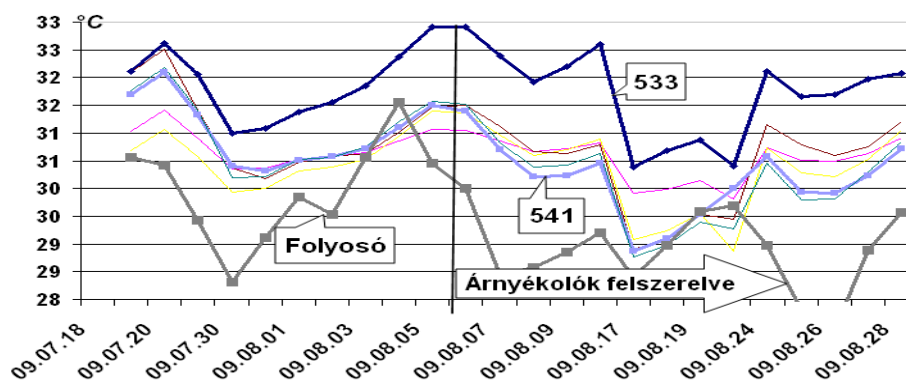
2.2. Értékelési szempontok

2.2.1. Napi maximumok alapján felállított sorrend

Minden napra kikerestük a legmagasabb hőmérséklet értéket. Kiszámítottuk ezen maximumok átlagát. Ez az érték az összehasonlítás alapja. A legjobb a legkisebb napi maximális értéket elérő szoba, 8 pontot, legrosszabb a legnagyobb maximális értéket elérő, 1 pontot kapott.

2.2.2. Napi átlaghőmérséklet alapján felállított sorrend

Legjobb a legkisebb átlaghőmérsékletű szoba 8 ponttal, a legrosszabb a legmagasabb átlaghőmérsékletű szoba 1 ponttal.

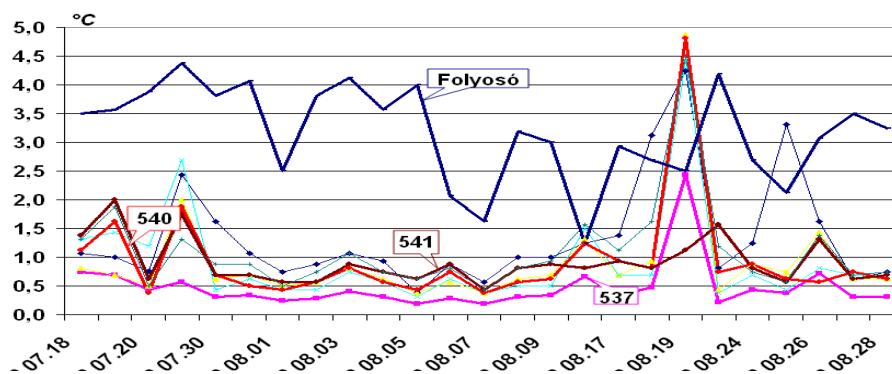


2. ábra Napi átlag hőmérsékletek [°C]

2.2.3. Napi ingadozás mértéke alapján felállított sorrend

Legjobb a legkisebb hőmérsékletingadozást mutató szoba. Minden nap megkerestük a legmagasabb és legalacsonyabb hőmérsékletet a szobákban, és a két érték különbsége a napi ingadozás értéke. Legkisebb ingadozási értékre 8 pont legnagyobb napi ingadozási értékre 1 pont járt.

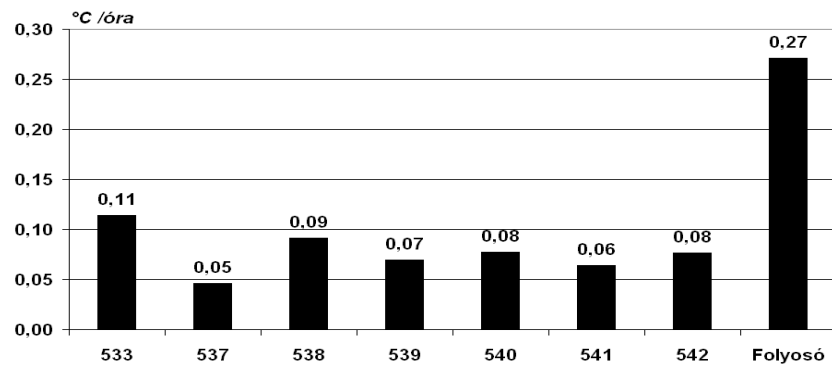
Az átlag hőmérsékletben kellemesnek tűnő helységeknél (folyosó) előfordulhat, hogy nagy szélső értékek között produkálnak kellemes átlag hőmérsékleteket. Ezért kiszámoltuk a napi hőmérséklet ingadozások értékét. (3. ábra). Képeztük egy hetes időszakra ezen értékek átlagát is. Az értékek alapján az 537-s szoba kiegyenlített hőmérséklet értékeket mutat, a folyosón látszik, hogy ugyan átlaghőmérsékletben kellemesnek mutatkozott, de ezt nagy hőmérsékletingadozások közben érte el.



3. ábra Napi hőmérsékletingadozások [°C]

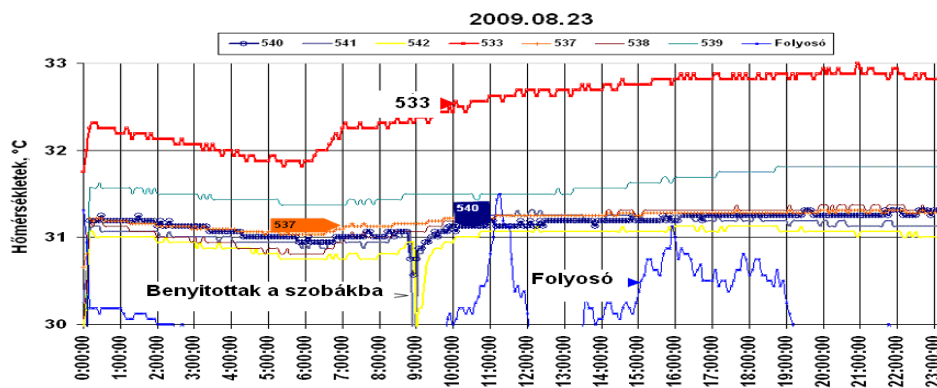
2.2.4. Hőmérséklet emelkedés sebessége alapján felállított sorrend

A napi hőmérséklet emelkedés sebességének átlaga alapján előállított sorrendhez a legalacsonyabb hőmérsékletnövekedésű szoba 8 pontot, a legmagasabb 1 pontot kapott.



4. ábra Melegedési sebességek átlaga [°C/óra]

Minden szobában a legdinamikusabb hőmérsékletemelkedés reggel 6 és 13 óra között következett be. Ekkor biztosan a napsugárzás miatt következik be a hőmérsékletnövekedés. A folyosó és az árnyékoló nélküli 533-s szoba hőmérsékletnövekedési sebessége a legnagyobb (4. ábra), a többi szoba közti sebesség különbségek minimálisak. A folyosó hőmérséklet növekedését nem a közvetlen napsugárzás okozta, hanem a környezeti hőmérséklet változása.

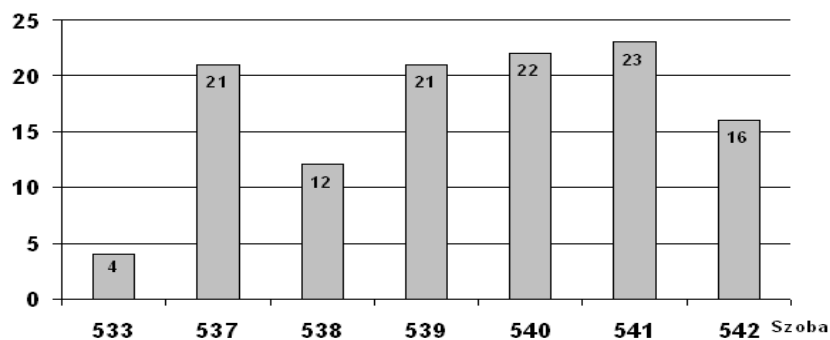


5. ábra Egy felhős nyári nap hőmérséklet lefutása a szobákban

Érdekes eredményt adott egy felhős nap hőmérséklet diagramja. Ekkor igen kicsi 1°C volt a napi hőmérséklet ingadozás.

3. Végeredmény

Végeredmény az egyes szempontok alapján a kapott pontok összege határozza meg.



6. ábra Szobák összesített pontszámai



A pontozási eredményből látszik (2. ábra), hogy a leggyengébben teljesítő árnyékoló is, háromszor annyi pontot kapott, mint az árnyékoló nélküli 533-s szoba, ami minden szempont szerint rosszabb volt bármelyik árnyékolt szobánál.

A húsz pont feletti szobák árnyékolói szerintünk megfelelők. Laboratóriumi mérések alapján 537-s szobára felkerült fólia a legjobb, azonban felszerelve már nem teljesített annyira jól, volt nála jobb is.

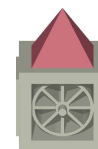
A pontozás finomsága nem tükrözi igazán jól, hogy néhol az eredményekben csak tizedfokokban volt különbség.

Meg kell azonban jegyezni, hogy a legmelegebb és a leghidegebb szoba közötti napi átlag hőmérsékletek eltérése minden időszakban alig haladta meg 3°C -t. Ez a 3°C úgy alakult, hogy csak erre a néhány mért szobára került árnyékoló, ezek sem egyforma minőségűek voltak. Amikor minden ablak, árnyékolót kap, az épület egészének hőmérséklete is csökken, Ez még ugyan $4-6^{\circ}\text{C}$ -el magasabb, egy klimatizált szobában szokásos hőmérsékletnél, de jelentősen jobb, mint az árnyékolók nélküli épületek belső hőmérséklete.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Mind a laboratóriumi mérés, mind a hőmérséklet viszonyokra vonatkozó mérés fontos a megfelelő termék kiválasztása érdekében. A szobákban alkalmazott mérések az egész végcél összefoglaló kontrolja, míg a laboratóriumi mérések a gyártó által megadott mérési eredmények kontrolját jelentik. Ezzel a mérési sorozattal a megfelelő beruházói döntés kívántuk segíteni, biztosak vagyunk benne, hogy egy ilyen méréssorozat eredményeinek figyelembevétele esetén nem kerül sor értelmetlen beruházásra.

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.



TITÁN HABOK GYÁRTÁSI TECHNOLOGIÁJÁNAK ÁTTEKINTÉSE MANUFACTURING TECHNOLOGIES OF TITANIUM FOAM REVIEW

BALOGH Gábor, TÓTH László DSc, MANKOVITS Tamás PhD, MANÓ Sándor

Debreceni Egyetem

balogh.gabor@eng.unideb.hu

Kivonat: Napjaink fontos műszaki kihívásaihoz tartozik a különböző rendeltetésű szerkezetek tömegének csökkentési lehetőségeit kiaknázni úgy, hogy ezzel párhuzamban a mechanikai stabilitás és a szilárdági paraméterek értékeit optimumon tudjuk tartani. Ennek a piaci igénynek kiszolgálására születtek különböző ún. habosított anyagok, melyek az alapanyag gyártási és alakadó eljárásait kívánjuk összefoglalni cikkünkben

Kulcsszavak: Titán hab, Gyártási technológiák, Bioimplantátumok

1. Titánhabok gyártási technológiáinak áttekintése

1.1. Bevezetés

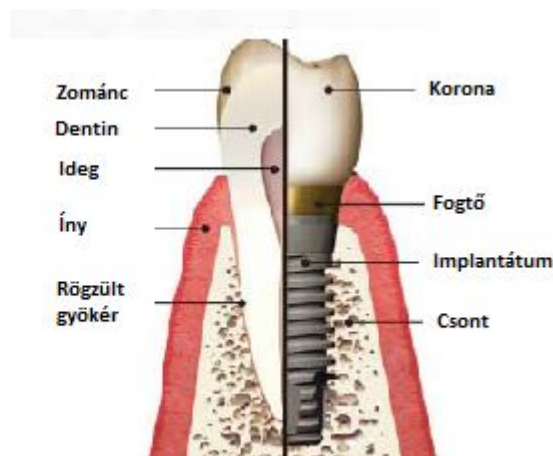
Napjaink fontos műszaki kihívásaihoz tartozik a különböző rendeltetésű szerkezetek tömegének csökkentési lehetőségeit kiaknázni úgy, hogy ezzel párhuzamban a mechanikai stabilitás és a szilárdági paraméterek értékeit optimumon tudjuk tartani. Ennek a piaci igénynek kiszolgálására születtek különböző ún. habosított anyagok, melyeknél az alapanyag gyártási és alakadó eljárásait kívánjuk összefoglalni jelen Közleményünkben. Az első irodalmak az alumínium habosításáról adtak hírt. Az így készült szerkezeti elemek többsége megfelelt ugyan a velük szemben támasztott követelményeknek, több esetben azonban új iparágak is kifejlődtek alkalmazásuk révén – például a repülésben használatos habosított alumínium elemek gyártása – de a bio-kompatibilitás kérdéskörében hiányosságok mutatkoztak az anyag alapötvözője miatt. Ennek következtében új alapötvözőt kellett találni, mely megfelelően beépül az emberi szervezetbe. Az első elektronmikroszkópos vizsgálatok után az orvostársadalom nagy része nem támogatta a titán humán implantátumként történő alkalmazását, azonban az osseointegrációs módszerek segítségével meg tudták jeleníteni a beépített implantátum közé – kémiaiilag is kapcsolódva – beépült csontszövetet. Napjaink témával kapcsolatos publikációiban is megjelenik ez a kémiai kapcsolódás a titán implantátumok és az emberi csontszövet között.

1.2. Humán implantátumok áttekintése [1]

Az első implantátumok már a Maya civilizáció idején megjelentek (Krisztus előtt 2000 - 250) céljuk a fogazat módosítása volt (1/a. ábra⁽¹⁾), napjainkban a fogazat pótlására alkalmazunk Ti-ötvözetből készült töcsavarokat (1/b. ábra⁽¹⁾).

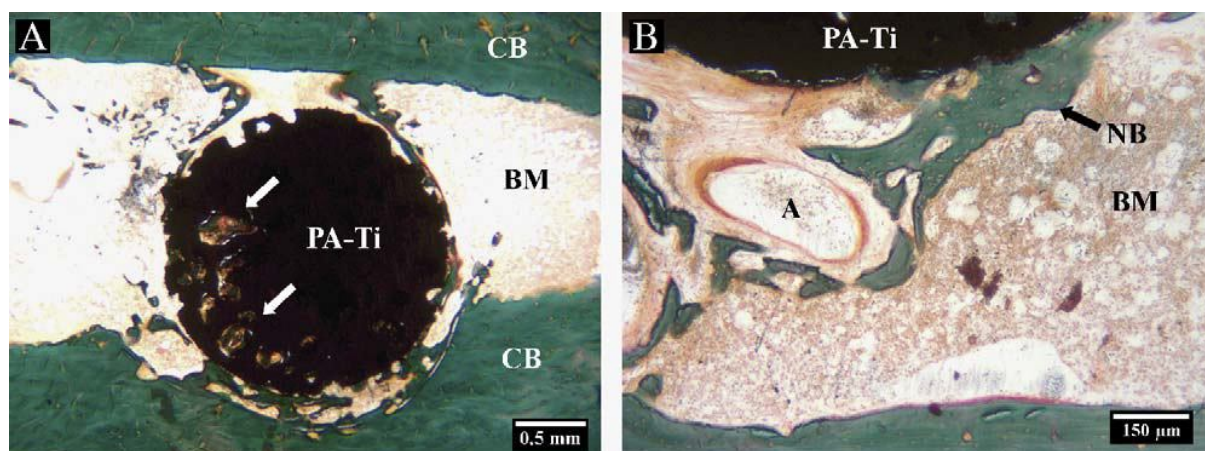


1/a. ábra Módosított Maya fogazat [1]



1/b. ábra Mai fogimplantátum [1]

Napjainkban az implantátumokkal szemben támasztott alapkövetelmény a csontszövet lehető legjobb beépülése, ezáltal az implantátum maximális integrációja a szervezetbe. Ennek vizsgálata az osseointegrációval és a modern elektronmikroszkópos – megfelelő mélységélességű - vizsgálati technikák alkalmazásával megvalósítható. A 2. ábrán látható csontszövet metszetek egy mai, modern titánhabból készült implantátum beépülését illusztrálják.



2. ábra Titánhabból készült implantátum beépülése a csontszövetbe – elektronmikroszkópos kép

1.3. Titánhab gyártás technológiai megoldásai

A titán implantátumok kiváló tömeg és szilárdsági arányukkal a legversenyképesebb megoldások a humán implantátumok területén. Azonban a csontszövet megfelelő kötődéséhez szükség van a felületi oxidrétegre. Ezért a habosított Titán implantátumok gyártásakor ezt figyelembe kell venni.

1.3.1. Bevonatolási eljárások [2]

Az első megközelítés a csatlakozó felületek bevonása hidroxiapatit-al, mely a fő ásványi összetevője a csontoknak és a fogazatnak. Léteznek különböző technológiai megoldások is, mint a plazmaszórás, a szol-gél eljárás, az elektroforetikus lerakódás, és a hab növekedése

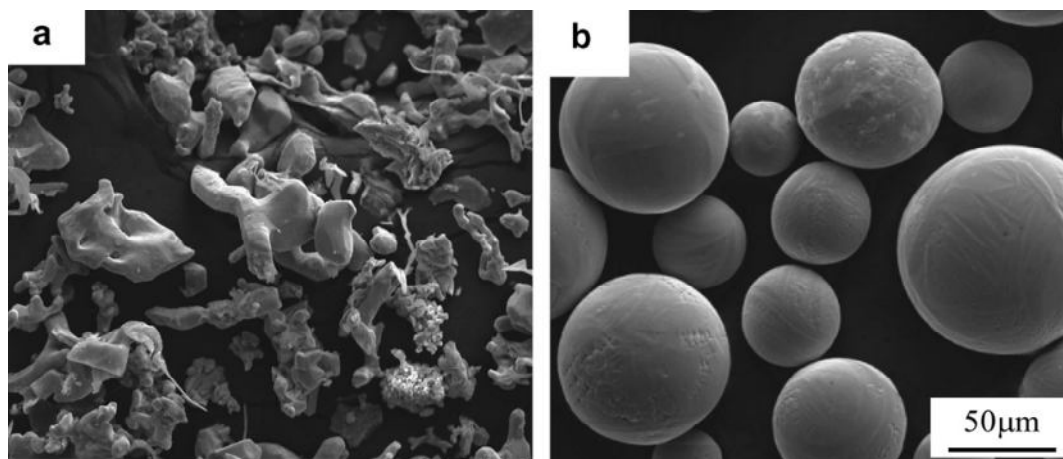
közben beadagolt hidroxiapatit. A hidroxiapatit bevonatos haboknál azonban kimutatták a határrétegben kialakuló túlzott mértékű mechanikai maradó-feszültséget, szemben a bevonat nélkül előállított habok felületi rétegeivel. A korábban kifejlesztett anyagok pl. OrganoApatitek (OA) mely 2-3 %-ban Lizint tartalmaz, mely lemásolja a biogén ásványok viselkedését a szervezetben, ezáltal szabályozza a kristályszerkezet épülését, így hasonló szerkezetet építve ki, mint a majdan beépülő csontszövet. Fontos azonban hogy a kiépülő környező szövet ezekből az ásványi alkotókból is felhasznál. Egy kutatói team (Erik D. Spoerke, Naomi G. Murray, Huanlong Li, L. Catherine Brinson, David C. Dunand, Samuel I. Stupp) munkájával kifejlesztett új eljárás lényege, hogy a növelt OA tartalmú felületi réteget növesztik, azzal az elvárással, hogy új csontszövet növekedését serkentse az implantátum környezetében. A titán felületén kialakult természetes oxidrétegre integrált poli-aminosavak adják ezt a hajtóerőt. Utólagosan is felhordható ez a „bioaktív” réteg, a plazmaszórás és aszolgél eljárások, valamint az elektroferézis alkalmazásával.

1.3.2. Szemcseszórás

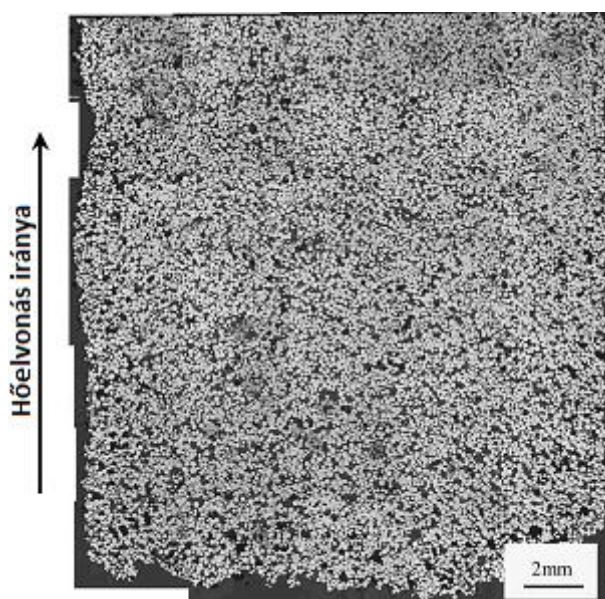
A második megközelítés az, hogy fokozzuk az előállított implantátum felületi feszültségét, akár plazmaszórással, akár felületi szintereléssel. Ezen módszerek segítségével egy viszonylag sekély, de kellően porózus felületet tudunk létrehozni az implantátumon, ahová a csontszövet beépülése megvalósulhat. Ez a módszer lehetővé teszi a csonthoz a lehető legnagyobb felületen történő kötődést. Ez azonban csökkenti a habosított anyagú implantátum szilárdságát. Ennek azonban van pozitív vonzata is, nevezetesen a protézis kilazulásának veszélye redukálódik.

1.3.3. Freeze Casting [3]

Az ún. freeze-casting egy következő eljárási mód, melynek segítségével magas porozitású hab szerkezet állítható elő a szinterezhető anyagokból. Első lépésként szubmikronos szemcseméretű kerámia porból és fémpor kolloid oldatából melynek hordozója többnyire víz, fagyasztanak egy strukturált vázat. Lemásolva ezzel a természetes dendrites szerkezetét. Ennek szinterezésekor a hordozó szublimál, és a visszamaradt habszerkezet lesz a tényleges implantátum. Az eljárás azonban még nem kiforrott, rengeteg problémát okoz a porított titán nagymértékű reaktivitása a környezeti oxigénnel. Jelenleg kísérleti stádiumban van ezen eljárás. Továbbá a mechanikai stabilitása ezen implantátumoknak még nem érte el a csontszerkezet szintjét.



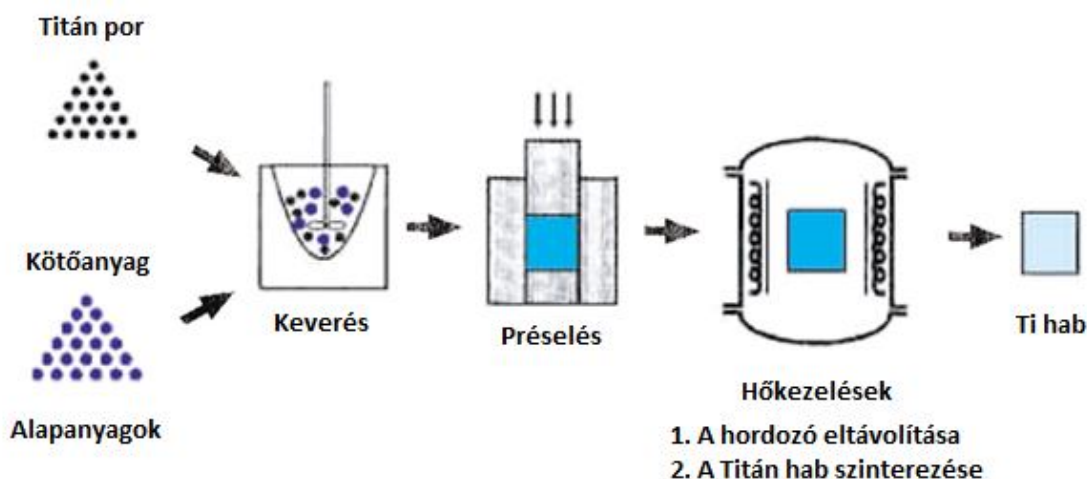
3. ábra Titán por SEM felvételei [3]



4. ábra A kialakult természetes dendrites struktúra [3]

1.3.4. Porkohászati eljárások [4]

A következő technológia a porkohászati eljárásokhoz sorolható. A gyártás az 5. ábrán látható lépések szerint halad. Első lépésben homogén eloszlást hozunk létre a titán por és a beadagolt ötvözők, valamint a hordozóanyagok között. A homogenizált porállagú anyagunkat összepréseljük egy megfelelő szerszámban, 50-200 MPa nyomással. Az illusztrált gyártási folyamat terméke egy mechanikai vizsgálatokhoz szükséges próbatest. A hőkezelési folyamat két lépcsőben zajlik, 200C°-on 5 órán keresztül, majd 1200C°-on 2 órán keresztül történő izzítással.



5. ábra Ti-hab gyártás sematikus ábrája [4]

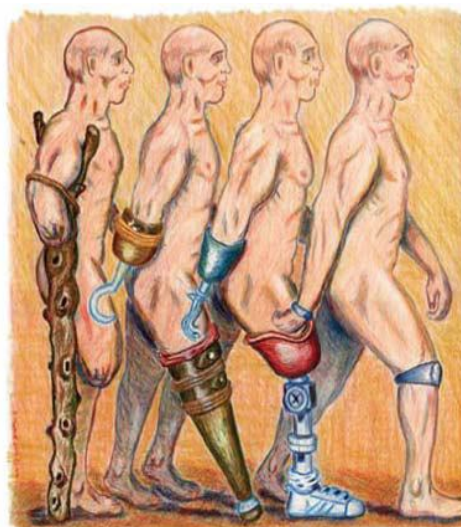
1.4. Az elkészült habok minősítése, anyagvizsgálata

Mivel a Titán-habok gyártásánál a habstruktúra porozitása mikronos mérettartományban mozog, ezért szinte minden esetben szükség van nagy felbontású képelemző eszközök

Scanning Elektron Mikroszkóp (SEM), illetve Transzmissziós Elektron Mikroszkóp (TEM) alkalmazására. A porozitás egyértelmű identifikálása után következhet a mechanikai stabilitás vizsgálata. Ez többnyire roncsolásos anyagvizsgálati eljárásokkal, szakító-, és nyomóvizsgálatokkal, fárasztó vizsgálatokkal.

2. Összefoglalás

Napjaink egyik legvitatottabb területe a Ti-habok humán implantátumként történő alkalmazása. Az ebben rejlő hatalmas lehetőségek, és az életminőség javítására való törekvés a hajtóereje a területen zajló kutatásoknak. Az implantátumok anyagának megfelelő és leggazdaságosabb technológiája még nem forrott ki, így minden publikációt nagy érdeklődés övez a témában. A kutatások eredményeképpen létrejövő implantátumok, és egyéb célra felhasznált eszközök jövőbeni alkalmazása nem kérdéses. A 6. ábrán látható kép illusztrálja a humán implantátumok fejlődésének folyamatát.



6. ábra Implantátumok fejlődése [1]

Felhasznált irodalmak

- [1] Biomechanics of Ti-foam Implants, Ka Lee, Pavel Gueorguiev, Peter Truong
- [2] A bioactive titanium foam scaffold for bone repair, Erik D. Spoerke, Naomi G. Murray, Huanlong Li, L. Catherine Brinson, David C. Dunand, Samuel I. Stupp
- [3] Directionally freeze-cast titanium foam with aligned, elongated pores Yasumasa Chino, David C. Dunand
- [4] Institute for Structural and Engineering Materials, National institute of Advanced Industrial Science and Technology (AIST), Hirate-cho, Kita-ku, Nagoya 462-8510, Japan, C.E.Wen, Y.Yamada, K.Shimoyima, Y.Chino, T.Asahina, M.Mabuchi

Köszönetnyilvánítás

A kapcsolódó kutatási projekt a TÁMOP-4.2.2.A-11/1/KONV-2012-0036 „Intelligens funkcionális anyagok” pályázat támogatásával valósul meg.



ANYAGMOZGATÓ GÉPEK KIVÁLASZTÁSÁRA SZOLGÁLÓ FUZZY-RENDSZER ÉPÍTÉSI FELADATOKRA INTRODUCTION OF A FUZZY-BASED EXPERT SYSTEM FOR SELECTION OF MATERIALS HANDLING MACHINERY AT CONSTRUCTION SITES

BALPATAKI Antal dr.univ., BOHÁCS Gábor PhD, ODONICS Boglárka, GYIMESI András, RÓZSA Zoltán
BME, Anyagmozgatási és Logisztikai Rendszerek Tanszék.
Gabor.Bohacs@logisztika.bme.hu

Kivonat: Az építési folyamatokat a legtöbb esetben többféle gép alkalmazása között választhatunk. A helyes gépesítési technológia megválasztása az optimális folyamatok kialakíthatóságának elengedhetetlen feltétele. Cikkünk ezzel a problémakörrel foglalkozik. Először a szakirodalomban található hasznos módszerek áttekintése történik. Ezután az általunk kifejlesztett fuzzy következtető rendszert mutatjuk be két példán keresztül: az első egy földmunkagép területre vonatkozó szállítóberendezés kiválasztási feladat, a második pedig egy középmagas épület építéséhez segít kiválasztani a szükséges darukat.

Kulcsszavak: Földmunkagép, Daru, Fuzzy, Építőipari logisztika

Abstract: Building processes can be implemented in most cases using various equipment. Proper choice from them is a basic aspect for the planning of optimal processes. This paper is devoted to this problem. First it surveys some useful methods for the equipment choice for the literature. Then it presents the developed fuzzy inference system via two examples: first presents choice of earthmoving machinery for a soil transport task, second presents choice from multiple cranes for the material handling task of a middle-high house building.

Keywords: Earthmoving machines, Cranes, Fuzzy, Construction logistics

1. Introduction

Construction is one of the most important industries in the world. It creates valuable establishments using expensive machinery. As building processes are complex, each project can be regarded as a unique one. In the planning phase the optimal choice of equipment is a decisive factor. This is a mainly heuristic task, which requires diversified expert knowledge. In order to support and automate the process expert systems can be used. In this paper we survey used methods in the literature, and work out a fuzzy inference based system, which helps choice of the optimal equipment. The elaborated methods is a part of our research project (KTIAAIK-12-1-2013-0009) financed by the National Development Agency of Hungary, total financial support is HUF 419 904 851) which aims to improve logistics processes in the building industry.

2. Survey of selected decision-making problems

Next a survey of related decision-making problems follows. Selection of equipment from the available set of machines is important for the evaluation of the whole construction process. Ghaleb [1] in her work gives an extensive overview of the problematic of the construction equipment's selection. The author sets the focus mainly on the investment phase, which is less relevant to our logistical approach, because we examine single construction projects and not the machines as a long term investment.

Hanna et. al. [2] describes a fuzzy logic approach for the selection of cranes. This paper focuses on suitability parameters on the machines, therefore this work means a suitable foundation for our research objective. It presents a fuzzy logic approach to select the best crane type in a construction project from mobile, tower and derrick cranes. Each factor of the project is classified as being dynamic or static according to whether the factor does or does not depend on the particular project. Linguistic information about the suitability of each crane type with respect to each factor of the project is translated into either fuzzy sets for static factors or fuzzy if-then rules for dynamic factors. In the summation each factors have different relative importance. The rules are then fired using the max-min extension principle, and the resulting efficiencies are aggregated with their importance weights. The process identifies the best crane as the one with the highest expected overall efficiency [2].

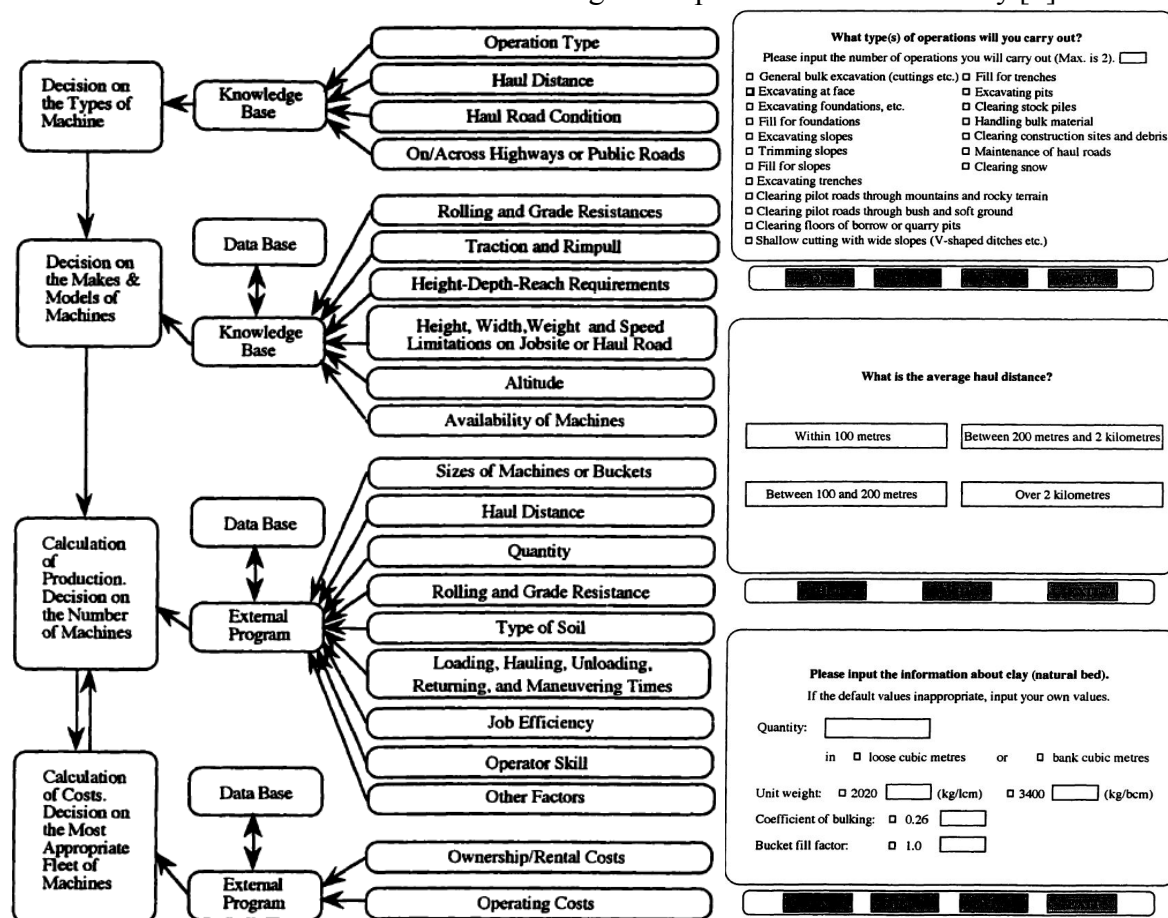


Figure 1. Expert systems' decision tree for earthworks and software screenshots [3]

Xie in his thesis [3] presents methodics for the selection and estimation for earthmoving machines. The paper focuses on technical aspects such as road conditions including resistance and travel distances of the road network. The author implemented a complex decision support system with multiple steps and explicit representation of knowledge using empirical equations and decision trees. Figure 1. shows the complex process of decision making. Such templates are very helpful in order not to forget important factors of the decision problem.

Our paper focuses on the logistic aspects of the above selection problems, however we outline that there are other decision making problems, which are close related the mentioned one, however it is not necessary to discuss here. For example there are expert systems for the exact

location selection of both mobile and tower cranes. There are several methods applied, for example a genetic algorithm based model can be used for selection of the optimal location of a single tower crane at a construction site. Next chapter presents the developed fuzzy decision support, where results of [2] and [3] were closely applied.

3. Application examples for the proposed fuzzy systems

The proposed fuzzy system is presented via two examples. First one is an example of a construction project, of a 15x40m ground size building, where the first two stages stocks already exist. The elaborated fuzzy rule set helps to find the appropriate crane for the task. First we defined the decisive linguistic variables and the corresponding fuzzy sets. Afterwards actual membership function values are calculated from the fuzzy membership functions. Figure 2. shows results of these steps for our example.

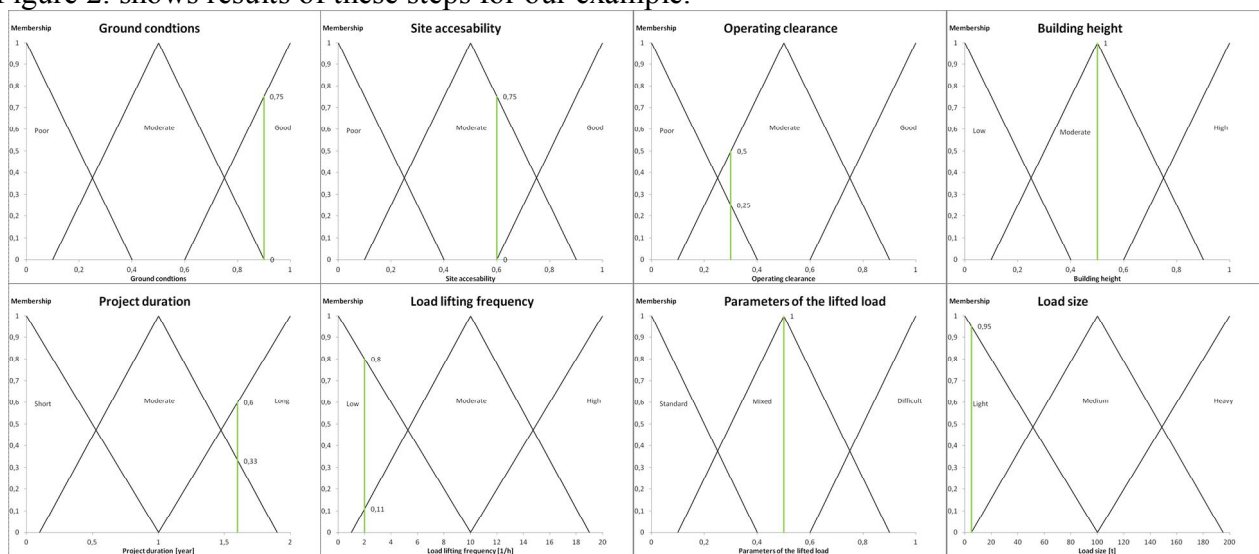


Figure 2. Input fuzzy sets for the crane selection problem

Ground conditions – as seen in Fig. 2 top left corner – are deemed almost perfect (0,9). The construction site's accessibility is judged to be moderate (0,6). Operating clearance for the crane is less then moderate (0,3) because of the close standing buildings. As it is a four storey building, the height variable is 0,5. The project's duration is planned longer than 1,5 years. Because the construction work is not very intensive the lifting frequency of various loads is expected to be about 2 hourly. During the construction there will be simple and difficult loads as well, therefore for the lifted load's parameter 0,5 is chosen. Load size (weight) is light (approx. 5 t) compared to the common load capacities of cranes.

In order to determine the most effective crane a rule set must be created. In our case this expert knowledge is given in a table form (see Figure 3.), which contains judgement for the effective usage of the cranes in different cases. For example the upper right label „good” (encircled) means that in case of poor ground conditions a tower crane can be used with good efficiency.

	Input fuzzy set	Truck crane	Mobile crane	Self loading truck	Crawler crane	Fast-erecting crane	Tower crane
Ground conditions	poor	poor	poor	poor	mod.	poor	good
	moderate	mod	poor	poor	good	poor	good
	good	good	good	good	good	good	good
Site accessibility	poor	good	good	good	poor	good	good
	mod.	good	good	good	mod	good	good
	good	good	good	good	good	good	good
Operating clearance	poor	poor	poor	poor	poor	good	good
	mod.	mod	mod	mod	mod	good	good
	good	good	good	good	good	good	good
Building height	low	good	good	good	good	good	poor
	mod	good	poor	poor	good	mod	mod
	high	poor	poor	poor	good	poor	good
Project duration	short	good	good	good	poor	poor	poor
	moderate	mod	mod	mod	good	good	good
	long	poor	poor	poor	good	good	good
Load lifting frequency	low	good	good	good	mod	mod	mod
	mod	mod	mod	mod	mod	mod	mod
	high	poor	poor	poor	poor	mod	mod
Parameters of the load	standard	good	good	good	good	good	good
	mixed	mod	mod	mod	good	good	good
	difficult	poor	poor	poor	mod	mod	mod
Lifted loading size	light	poor	poor	poor	poor	good	good
	medium	mod	mod	mod	mod	good	good
	heavy	good	good	good	good	good	good

Figure 3. Fuzzy rule set for the crane selection problem

Output of the fuzzy inference system can be calculated by summing the areas which are determined by the actual membership function values from the input fuzzy sets. These areas are summed for each different crane types on the output fuzzy set „Efficiency”. The crane which has the center of gravity at the highest position regarding the efficiency is the best solution. Figure 4. shows the „winner”, which is in our case the tower crane with the efficiency of 0,525. The second best solution is the truck crane (0,393).

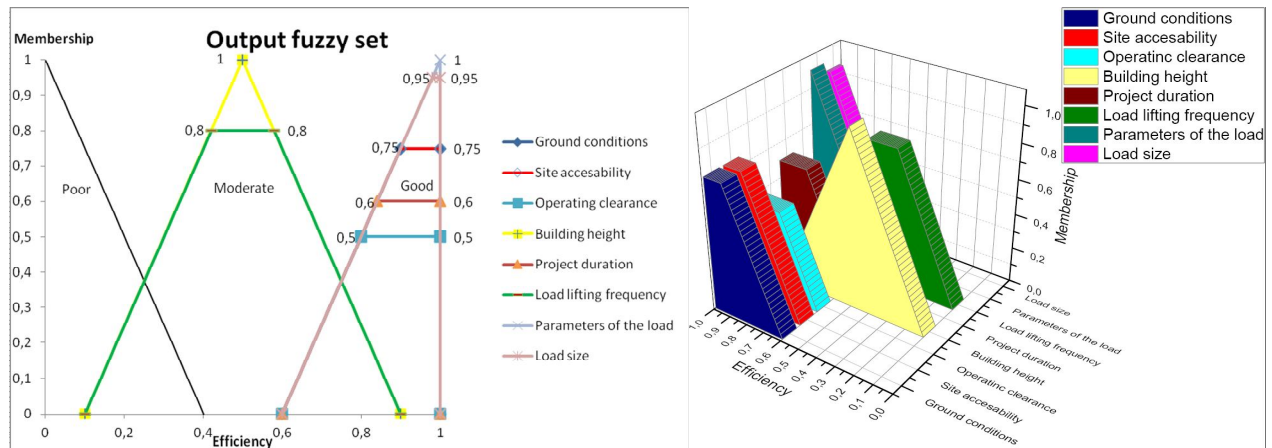


Figure 4. Efficiency calculation using for the crane selection problem

Second example presents decision problem for the selection of earthmoving equipment is presented via an example. In the example an excavator digs a cutting, the extracted soil is transported to another site, where the material is built in by a compacting machine into a fill. Building of the fill is slower then extraction of the material. For the balance of the two processes a storage area is created as well where the material, which cannot be built in

immediately is transported. Distances between the areas are over 1000 m. This example has been presented as a simulation example in [4].

First we defined the decisive linguistic variables and the corresponding fuzzy sets. Afterwards actual membership function values are calculated from the fuzzy membership functions. Figure 5. shows results of these steps for our example.

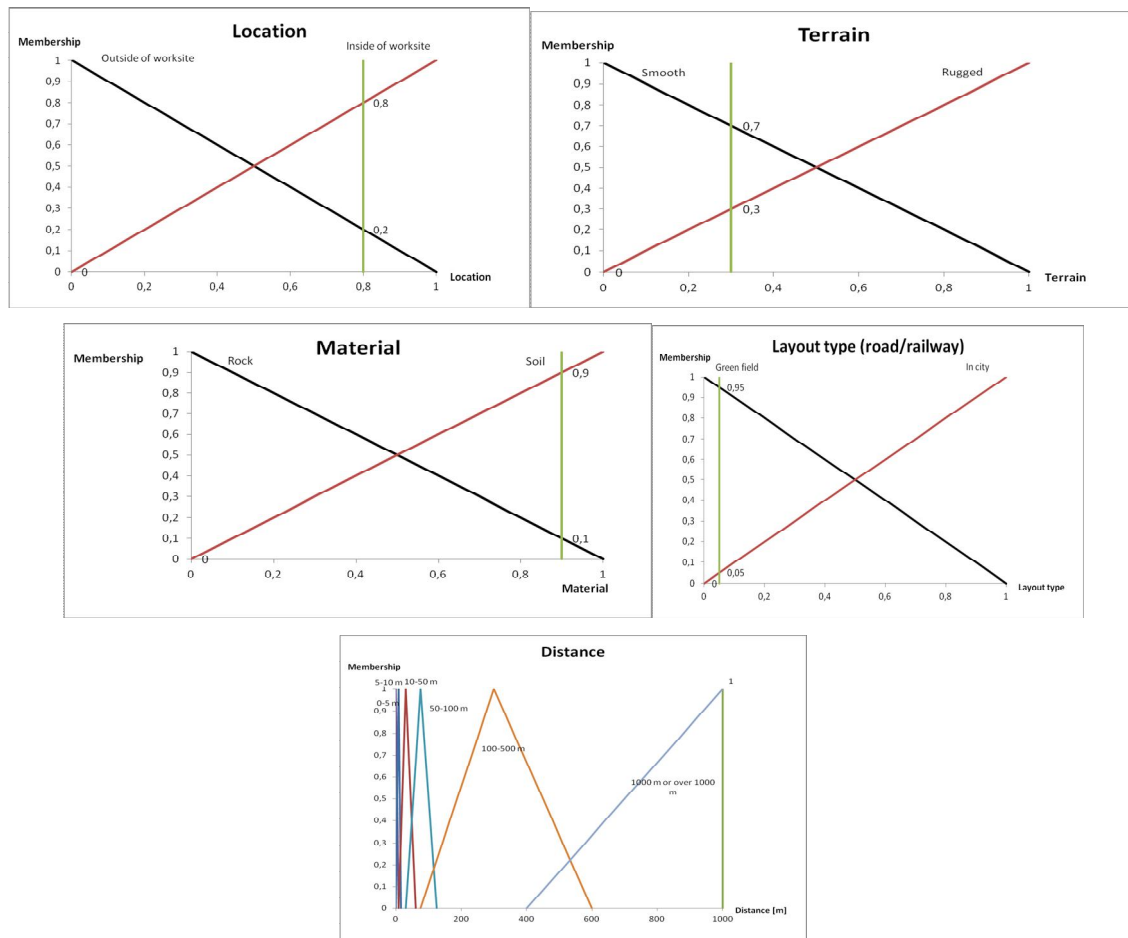


Figure 5. Input fuzzy sets for the earthmoving equipment selection problem

The construction site includes no public road therefore it can be considered as a worksite. Because of the presence of the possible non-constructional vehicles a value of 0,8 is given. The construction site has roads of good quality, therefore the terrain has a value of 0,3. The material is much more soil-like than rock-like. The construction yard is almost a green field project (0,05), and the distance is 1000 meter. In order to determine the most effective transport vehicle a rule set must be created. In our case this expert knowledge is given in a table form (see Figure 6.), which contains judgement for the effective usage of the earthwork machines in different cases. This table is similar to the fuzzy rule set for cranes. Output of the fuzzy inference system can be calculated by summing the areas which are determined by the actual membership function values from the input fuzzy sets. These areas are summed for each different earthmoving machine types on the output fuzzy set „Efficiency”. The machine which has the center of gravity at the highest position regarding the efficiency is the best solution. Figure 7. shows the „winner”, which is in our case the Highway truck with the efficiency of 0,464. The second best solution is the Articulated dump truck (0,45).

POV		Barrow	Skid steer loader	Excavator	Backhoe-loader	Wheel Loader	Track Type Tractor (Dozer)	Screper	Articulat ed Dump Truck	Off Highway truck	Highway Truck
Dynamic factors (site dependence too)											
Location	Inside of worksite	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Mod
	outside	Poor	Poor	Poor	Poor	Poor	Poor	Mod	Mod	Poor	Good
Terrain	Rugged	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Poor	Mod
	Smooth	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good
Material	Soil	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good	Good
	blew / mined rock	Good	Good	Good	Mod	Good	Good	Poor	Good	Good	Good
Distance	0 - 5 m	Good	Mod	Good	Mod	Good	Poor	Poor	Poor	Poor	Poor
	5 - 10 m	Good	Mod	Mod	Good	Good	Poor	Poor	Poor	Poor	Poor
	10 - 50 m	Mod	Good	Poor	Good	Good	Good	Poor	Poor	Poor	Poor
	50 - 100 m	Poor	Mod	Poor	Good	Mod	Good	Poor	Poor	Poor	Poor
	100 - 500 m	Poor	Mod	Poor	Mod	Mod	Good	Mod	Mod	Mod	Mod
	1000 m or more	Poor	Poor	Poor	Poor	Poor	Poor	Mod	Good	Good	Good
Layout type	Building construction "green field"	Good	Mod	Good	Good	Good	Good	Good	Mod	Mod	Mod
	Building construction "in city"	Good	Good	Good	Good	Good	Mod	Poor	Poor	Poor	Good
	Road/railway construction GF	Mod	Mod	Good	Mod	Good	Good	Good	Good	Good	Good
	Road/railway construction city	Mod	Mod	Good	Good	Good	Mod	Poor	Poor	Poor	Good

Figure 6. Fuzzy rule set for the earthmoving equipment selection problem

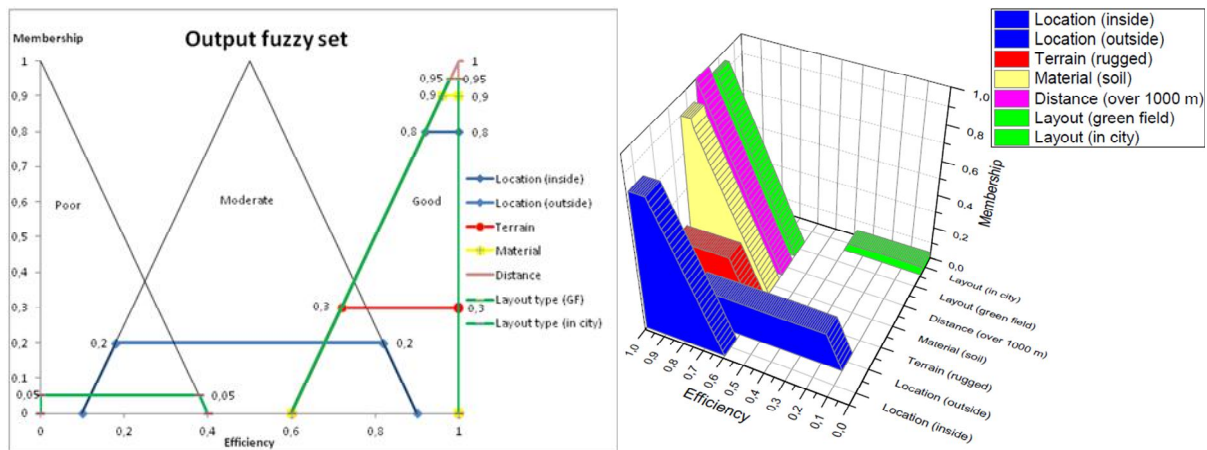


Figure 7. Efficiency calculation for the the earthmoving equipment selection problem

4. Summary

Results from the fuzzy rule set coincide with the expectations from the practice, therefore we find such fuzzy methods well usable for further applications.

References

- [1] Layla Ali Ghaleb. (2012) *Construction Methods Ch.-2- Factors Affecting the Selection of Construction Equipment*, in http://uotechnology.edu.iq/dep-building/LECTURE/structural%20engineering/third_class/Methods%20of%20Construction/2-Factors%20Affecting%20the%20Selection%20of%20Construction%20Equipment.pdf.
- [2] Hanna, A. S., Lotfallah, W. B. (1999) *A fuzzy logic approach to the selection of cranes*, Automation in Construction 8 (1999) 597–608.
- [3] Xie, T. X. (1997) *Using an expert system for earthmoving equipment selection and estimation*, Thesis Work, The University of New Bruswick, 1997 January.
- [4] Rinkács A., Gyimesi A., Bohács G., (2013) *Adaptive Simulation of Automated Guided Vehicle Systems Using Multi Agent Based Approach for Supplying Materials*, in “Novel Trends in Production Devices and Systems” – under publication

FÉMEMPLZIÓK GYÁRTÁSTECHNOLÓGIÁI MANUFACTURING OF METALLIC EMULSIONS

BUDAI István PhD

University of Debrecen, Faculty of Engineering, Debrecen

budai.istvan@eng.unideb.hu

The object of this research is to develop a new class of engineering materials: particles stabilized liquid metallic emulsions and upon of their solidification particles stabilized monotectic alloys. This new class of materials is defined at particles stabilized oil/water emulsions.

At the present there are two mixing methods together with two mixers to produce metallic emulsions. First mixing system (fig 1. left side) contains a crucible with a mixer, allowing breakage of liquid metals into dispersed droplets. In the first system, the rotational speed cannot increase much above 1,000 1/min, as the centrifugal forces lead to the loss of the liquid metal from the crucible. Second mixing system (fig 1. right side) is called as emulsifier allows increased rotational speed. In this system, the energy of the mixer is used mostly for emulsification and less for the acceleration of the liquid phases. The second design of the mixer allows higher rotational speed of around 10,000 1/min.



Figure 1. Old mixer (crucible and mixer) and new high rotate mixer

References

- [1] I. Budai: Development of a mixer to fabricate particle stabilized aluminium matrix emulsions and monotectic alloys, *Materials Science and Engineering Technology*, 2012, vol. 43, Issue 4, pp 345–349
- [2] I. Budai, G. Kaptay: A new class of engineering materials: particles stabilized metallic emulsions and monotectic alloys, *Metall. Mater Trans A*, 2009 vol.40A, pp.1524-1528.

Acknowledgements

This research was supported by the **European Union** and the **State of Hungary, co-financed by the European Social Fund** in the framework of TÁMOP 4.2.4. A/2-11-1-2012-0001 ‘National Excellence Program’



IMAGE PROCESSING WITH ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS AND SUPPORT VECTOR MACHINES CAUSED BY CHATTER VIBRATION

Krisztián DEÁK, Imre KOCSIS PhD
Faculty of Engineering, University of Debrecen
deak.krisztian@eng.unideb.hu

Abstract: Chatter vibration generally occur during cutting process. Chatter corresponds to the relative movement between the workpiece and the cutting tool. Vibrations result in waves on the machined surface. This affects typical machining processes, such as turning, milling and drilling, and typical machining processes grinding. It results roughness on the surface and enhances the wear of the edge of the tool. The surface can be examined by CCD cameras where image taken to further analysis. Filters are described in this paper and the edge of the tool was examined. Artificial neural networks (ANN) is widely used in image processing. Common patterns can be taught and then could be recognized ensures feedback in the machining process. Matlab Image Processing Toolbox consist of useful built-in algorithms to make manipulations easier. Support Vector Machine (SVM) is a relatively new way to detect patterns in machining which a powerful method in kernel methods. It is also suitable to estimate tool wear besides. The aim of this article to overview the chatter, tool wear estimation possibilities, ANN, SVM techniques researched by researchers in the last years.

Keywords: chatter, vibration, tool, ccv camera, filtering, neural network, matlab image processing, svm

1. Introduction

Machine chatter vibration has been examined for nearly 100 years when Taylor [18] perceived that the tool chatter is the “most obscure and delicate of all problems facing the machinist”. Later several researches emphasized the phenomenon so-called regenerative effect has become the most commonly accepted explanation for machine tool chatter [15]. The chatter is caused by the cutting force difference caused by the wavy surface that came into being in the previous work piece revolution. Delay-differential equations so-called DDEs are useful to describe the process of chattering.

Chatter is a kind of self-induced vibration common in the metal-cutting. In the precision machining process, the effective suppression of cutting chatter is of great significance for processing accuracy, surface finish and tool life. In addition, appropriate control strategy may be designed to avoid the emergence of cutting chatter based on controllable stiffness, which relies on the on-line detection of cutting condition.

Prevention of chatter is a primary problem for the machinist so it is very important to hinder chatter during cutting process. Periodically varying stiffness was suggested to suppress chatter in turning. They investigated the resulting DDE with time periodic coefficients by the harmonic balance method, and found some stability improvements.

On-line chatter detection and identification is very necessary in order that effective method for chatter suppression can be applied in time. For chatter detection, several sensors may be used for data acquisition, such as accelerometers [10], dynamometers [19], microphones [2], ammeters [14] or multi-sensor approaches [9].

No matter which sensors are chosen, the signal processing technique is much more important, namely appropriate feature vectors should be defined for detection. In the past several years, either time series modelling [12] or spectral analysis [8] was used to detect chatter. Furthermore, wavelet transform and s-transform [17] as time–frequency analysis methods, were also adopted for chatter detection. Several smart algorithms were introduced so far, such

as artificial neural network (ANN) [10] fuzzy logic [1] hidden Markov model (HMM) [11] and support vectors machine (SVM) [18]. Among these algorithms, ANNs usually suffer from the problem of multiple local minima and over-fitting, while SVMs can overcome these deficiencies [3]. In addition, SVMs have a simple geometric interpretation and give a sparse solution. Therefore, SVMs have been widely considered as a new effective method providing efficient and powerful classification algorithms. The chatter detection methods proposed above mostly can only detect chatter if it is already in an almost fully developed stage. It is necessary to detect the onset of chatter in such an early stage that no chatter marks are yet made on the workpiece [4].

Furthermore, appropriate chatter suppression method, such as the time-varying method based on magneto-rheological fluid proposed by [11] may be applied and suppress chatter in time. However, to this day it is still a big challenge for chatter detection in this stage, which requires a fast detection.

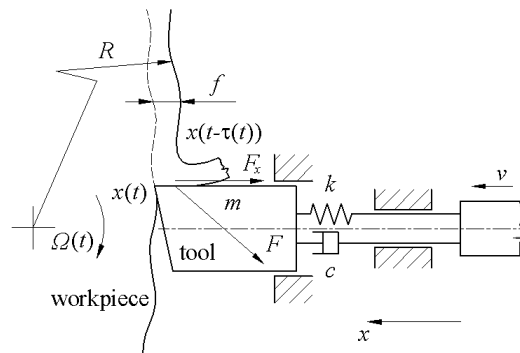


Figure 1. Chatter vibration and tool position [15]

2. Vibration during machining

During machining vibration occurs that can ruin the surface of the material as well. The inner force derives from the difference between static and motion friction. This force depends on the stiffness of the system, friction factor and velocity. Primary and secondary inner forces can be distinguished. Secondary ones derives from the effect of primary ones.

2.1 Primary self-excited forces

As Figure 2. shows cutting forces are equal to deformation so the cutting edge of the tool is in constant distance from the axis. If the balance changes because of inhomogeneity of the piece or enviromental vibration relative displacement occurs in axis y which could be the initial point of self-excited forces. If damping is too low self-excited vibration is produced.

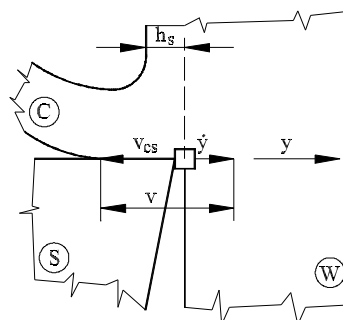


Figure 2. Effect of the vibration to the velocity of the shiver [6]

2.2 Secondary self-excited forces

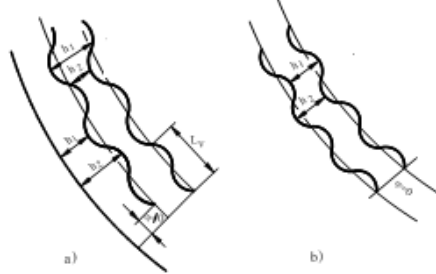


Figure 3. Thickness of the layer with (a) and without (b) phase difference [6]

Figure 5. shows the thickness of the cutted layer with and without time-delay. Analysing of the primary vibrations it is assumed that the machined surface is smooth. However the machined surface is wavy and uneven because of the tool vibration. Vibration is added to the movement of cutting edge. If there is delay between the rotates the thickness of the shiver changes, periodic force is produced that is independent from the primary forces. That is why called secondary excited force and they enhance the effect of primary ones.

2.3 Detection and signal processing of chatter vibration

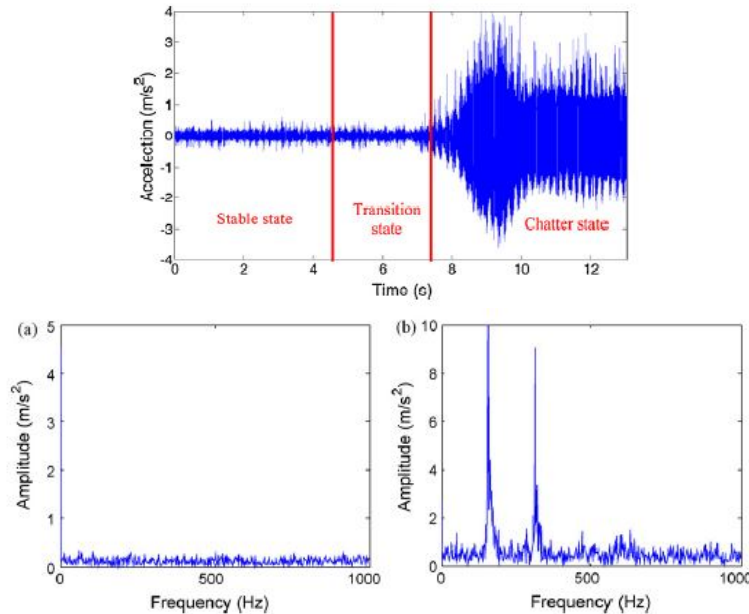


Figure 4. Thickness of the layer with (a) and without (b) phase difference [17]

Based on the experimental setup for chatter detection signals are recorded during the machining process. Amplitude figure shows the transfer from stable cutting to chatter in the time domain. It can be seen that the amplitude increases sharply when chatter occurs. In the process of transformation from stable state to chatter state, there is a period when the vibration amplitude has not increased markedly while chatter is in its infancy clandestinely, which is called transition state. On the purpose of effective recognition of chatter, the premonition of chatter needs to be detected exactly in this period.

FFT processing results of vibration signals before and after chatter are shown in Figure 4. It demonstrates the trend in the frequency domain in the development process of chatter, which transfers from high frequency to low frequency and from broadband to narrowband.

3. Quality of the machined surface

It is crucial that the surfaces of the machined material satisfy the requirements. It could influence the abrasion resistance and enhance the mechanical parameters of the material. Microtopography, images (Figure 5.) has significant role in abrasion and thermal movements as well.

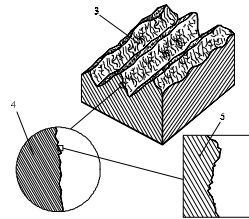


Figure 5. Microtopography of the machined surface [1]

4. CCD camera measurements

CCD cameras can be used to detect surface roughnesses. It is capable of recording high resolution photos to be analysed by image processing methods. The purpose is to develop a way that could be used in real condition in manufacturing.

Normally it can give information about the wear of the tool, the actual geometric size of the material, surface parameters etc.

The system consist of the CCD camera, PC unit and a light source. If the edge of the tool is measured it should be fixed then to be lighted from the perfect angle, as Figure 6. shows. Several photos can be made about the edge of the tool before and of the manufacturing process.

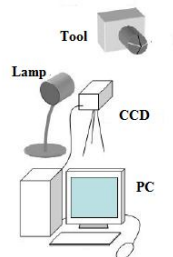


Figure 6. Measuring of the tool edge with CCD camera with image processing [22]

4.1 Image filters

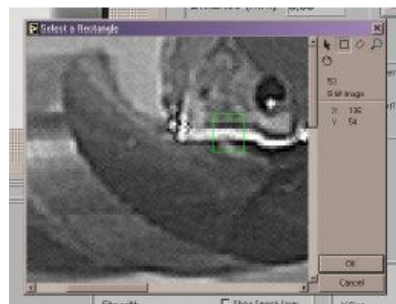


Figure 7. Detecting the tool edge after filtering [22]

$$\begin{matrix} \text{Prewitt filter} & \text{Sobel filter} \\ \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ -1 & -1 & -1 \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} 1 & 2 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ -1 & -2 & -1 \end{pmatrix} \end{matrix}$$

(1)

After adjusting the filter its size should be adjusted. The larger part is selected the less quality is given so it is important to choose the as small part as possible.

The filter removes the noise from the picture and measures the distances. G-language is used.



Figure 8. Filtering definition of the tool edge in G-language [22]

Figure 7. and 8. show the program panel. Gauss filtering gives good results but the program could mistake by finding the edge when the picture is blurry. Gradients filter makes the picture distorted however it was filtered previously so this operator can not be used.

Laplace filter enhances the quality of the picture but the edge is just a white line, picture is a bit blurry so it does not provide adequate method. Prewitt and Sobel filters (1) give good results because the shape of the edge can be detected. Especially Prewitt is suitable for processing the image. [22]

5. Neural networks (ANN) in image processing

Wear of the cutting tool is an inevitable result of the metal cutting process. [13] Since undesirable effects of tool wear include: a loss in dimensional accuracy of the finished product; and possible damage to the workpiece, the on-line estimation of cutting tool wear becomes crucial in the principle shown in Figure 9. There has been some research on tool wear estimation including analytical and empirical models. However, most of them can not be accurately applied in practice. Thus, some research applied artificial neural networks (ANNs) in the area of tool wear estimation recently. Tansell [17] developed two ANN systems to represent cutting dynamics. The ANN systems are usable at any cutting speed in the 50- 105 m/min range. Adaptive Resonance Theory (ART2) was used for detection of tool breakage in milling operations. It provided a 97.2% success rate.

In this component, ANNs are employed to recognize the features corresponding to different amounts of tool wear. The inputs of the network, both time series and frequency features, are from the above feature extraction algorithms. Thus, if the number of features is n , then the



number of input nodes is also n . The number of outputs, which is the amount of tool wear, is one. A single hidden layer is employed. The feedforward network with the EBP learning algorithm is applied to recognize the features extracted from the above section, feature extraction. Due to slow training speed of the EBP learning algorithm, three fuzzy decision tables are employed to dynamically adjust three training parameters (training rate, momentum and steepness of activation function).

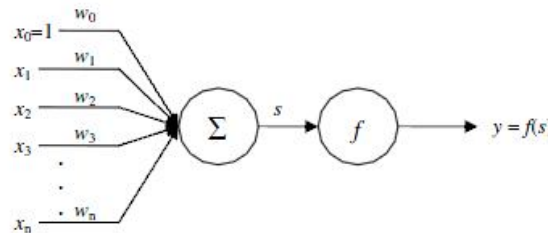


Figure 9. Artificial Neural Network input/ output [13]

6. Matlab Image Processing

Image Processing Toolbox capable of producing a comprehensive set of reference-standard algorithms and graphical tools for image processing, analysis, visualization, and algorithm development. Image enhancement, image deblurring, feature detection, noise reduction, image segmentation, geometric transformations, and image registration can be done in the program. Many toolbox functions are multithreaded to take advantage of multicore and multiprocessor computers.

Image Processing Toolbox has graphical tools, image manipulation can be done examine a region of pixels, adjust the contrast, create contours or histograms, and manipulate regions of interest (ROIs). With toolbox algorithms degraded images can be destroyed, detect and measure features, analyze shapes and textures, and adjust color balance so it is capable of analyzing the tool edge during machining.

Main Features

- Filtering and deblurring images
- Segmentation, morphology, feature extraction and general analysis
- Spatial transformations
- FFT, DCT, Radon-transforms
- Modular interactive tools, including ROI selections, histograms
- Advanced image processing

7. Support Vector Machines (SVM) for pattern recognition

There are some algorithms for analysing images, kernel methods (KMs) are the typical applications. So called SVM Support Vector Machines is widely used to rankings, clustering, manipulating vectors. They are capable of operating with Gaussian processes, canonical correlation analysis, Fisher's linear analysis besides.

Classification problem can be solved by Least Square Support Vector Machine (LS-SVM). SVMs have been recognized as powerful statistical learning theory, with good performance for classification and regress, especially for small amount of training vectors [21]. Despite its good performance, an original SVM might not suit for practical application, due to its time consumption during the computation



Least square SVM (LS-SVM) was developed [16] for solving pattern recognition and non-linear function estimation problems. LS-SVM offers most of the properties of the original SVM, and its faster computational time is a key requirement for on-line chatter identification. A Radial Basis Function (RBF) kernel was selected for classification. In order to distinguish the three states, a LS-SVM is required to solve a multi-class categorization problem, which is usually reformulated into a set of binary classification problems. Among the four common coding methods (one-versus-one coding, one-versus-all coding, minimum output coding, error correcting output coding), error correcting output coding is considered to be one of the best performance for the SVM with a RBF kernel [20]. Then, in order to classify the three patterns, a SVM was constructed using a MATLAB LS-SVM toolbox.

8. Summary and future works

Wavelet transform has an integrated description in both time domain and frequency domain. The standard deviation of wavelet transform and the wavelet packet energy ratio in the chatter-emerging frequency band based on machining vibration acceleration signal have a fine reflection of chatter key features. The design and test of the intelligent recognition system for cutting chatter identification are performed by combining the wavelet transforms feature extraction capability and the SVMs pattern classification capability. The system, through training, has an accuracy rate of about 95% for machining state recognition. When chatter transition state is monitored by the system, the chatter can be suppressed in its infancy stage by the variable stiffness chatter suppression method or some other methods. For future work, although the feature vector based on wavelet transform mentioned above has a good performance, this vector might not be the optimal choice. How to choose and estimate the feature vector is still a challenge work for pattern recognition. Therefore, the investigation on the comparison and optimization of the feature vector is our next-step research work. The rules and methods for comparison of the feature vector will be studied. Smart algorithms for optimization of the vector will be another interesting work. FPGA researches is planned to be used in image processing and in DSP (Digital Signal Processing.)

Literature

- [1] Bediaga, I. Mu~noa, J., Hernandez, J., Lopez de Lacalle, L.N., (2009) *An automatic spindle speed selection strategy to obtain stability in high-speed milling*. International Journal of Machine Tools and Manufacture 49 (5): 384–394.
- [2] Delio, T., Tlustý, J., Smith, S., (1992) *Use of audio signals for chatter detection and control*. ASME Journal of Engineering for Industry 114 (2): 146–157.
- [3] Ekici, S., (2009). *Classification of power system disturbances using support vector machines*. Expert Systems with Applications 36 (6): 9859–9868.
- [4] Faassen, R.P.H., Doppenberg, E.J.J., Wouw, N.V.D., Oosterling, J.A.J., Nijmeijer, H., (2006) *Online detection of the onset and occurrence of machine tool chatter in the milling process*. Proceeding of CIRP 2nd International Conference on High Performance Cutting, Vancouver.
- [5] Insperger T., Horváth R. (2000) *Pendulum with Harmonic Variation of the Suspension Point*, Periodica Polytechnica, 44, 39-46 p.
- [6] Insperger, T., Stépán, G. (2002) *Semi-discretization method for delayed systems*, International Journal of Numerical Methods in Engineering, 55(5): 503-518



- [7] Jiang, Y.T., Zhang, C.L., (2006) *Hybrid HMM/ SVM method for predicting of cutting chatter*. In: Proc. of 3rd International Symposium on Precision Mechanical Measurements, Urumqi, China, pp. U404–U411.
- [8] Kondo, E., Ota, H., Kawai, T., (1997) *A new method to detect regenerative chatter using spectral analysis. Part 1. Basic study on criteria for detection of chatter*. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering 119 (4A): 461–466.
- [9] Kuljanic, E., Sortino, M., Totis, G., (2008) *Multisensor approaches for chatter detection in milling*. Journal of Sound and Vibration 312 (4–5): 672–693.
- [10] Li, X.Q., Wong, Y.S., Nee, A.Y.C., (1997) *Tool wear and chatter detection using the coherence function of two crossed accelerations*. International Journal of Machine Tools and Manufacture 37 (4): 425–435
- [11] Mei, D.Q., Kong, T.R., Shih, A.J., Chen, Z.C., (2009) *Magnetorheological fluid controlled boring bar for chatter suppression*. Journal of Materials Processing Technology 209 (4): 1861–1870.
- [12] Messaoud, A., Weihs, C., (2009) *Monitoring a deep hole drilling process by nonlinear time series modeling*. Journal of Sound and Vibration 321 (3–5): 620–630.
- [13] R. J. Kuo and P.H. Cohen (2008) *Intelligent tool wear estimation system through artificial neural networks and fuzzy modeling*. Journal of Advanced Manufacturing Technology 13 (1): 27–34.
- [14] Soliman, E., Ismail, F., (2005) *Chatter detection by monitoring spindle drive current*. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 13 (1): 27–34.
- [15] Stépán, Insperger (2003) *Comparison of analytical and numerical simulations for variable spindle speed turning*. Proceedings of IMECE'03: 2003 ASME International Mechanical Engineering Congress November 16–21, Washington, D.C., USA
- [16] Suykens, J.A.K., Vandewalle, J., (1999) *Least squares support vector machine classifiers*. Neural Processing Letters 9 (3): 293–300.
- [17] Tansel, I.N., Wang, X., Chen, P., Yenilmez, A., (2006) *Transformations in machining. Part 2. Evaluation of machining quality and detection of chatter in turning by using s-transformation*. International Journal of Machine Tools and Manufacture 46 (1): 43–50.
- [18] Taylor, F. W. (1907) *On the art of cutting metals*, Transactions of ASME, 28, pp. 31–350.
- [19] Toh, C.K., (2004) *Vibration analysis in high speed rough and finish milling hardened steel*. Journal of Sound and Vibration 278 (1–2): 101–115.
- [20] Van Gestel, T., Suykens, J.A.K., Lanckriet, G., Lambrechts, A., De Moor, B., Vandewalle, J., (2002) *Multiclass LS-SVMs: moderated outputs and coding-decoding schemes*. Neural Processing Letters 15 (1): 45–58.
- [21] Vapnik, V., (1998) *Statistical Learning Theory*. Wiley, New York.
- [22] Varga Gy., Dudás I., Bányai K., Nyíró J. (2008) „*Gépipari környezetkímélő eljárások vizsgálata, modellezése*”. University of Miskolc. OTKA research summary.



SIGNAL PROCESSING OF MACHINES AND TEST OF ANTI-VIBRATION GLOVES

Krisztian DEÁK, Imre KOCSIS PhD

Faculty of Engineering, University of Debrecen

deak.krisztian@eng.unideb.hu

Abstract: This paper is concerned to analyse the vibration of chain saw during operation and the attenuation of anti-vibration glove Portwest A790. However standards ISO 10819:1996 focuses to measure with M and H spectrums but it does not take into consideration of real conditions where protective tools show different attenuation from the theoretical values. For the measurements Soundbook noise and vibration measurement system was used with special analyzing software. Methods written here might be useful to measure and analyse similar hand tools, hand-transmitted vibrations and anti-vibration gloves.

Keywords: vibration, chain saw, anti-vibration glove, attenuation

1. Introduction

Environmental is under remarkable vibration that could influence all factors of machine and human. Standard ISO 10819:1996 can not be generally used as machines have different and unique vibration spectrum. This standard defines only special machine vibration spectrums that differ from the real ones. Researches confirmed that the attenuation factor of the anti-vibration gloves is largely depends on the vibration characteristics of the machine and tools. [1] [2] [16] If an anti-vibration glove satisfy the needs as standards say it does not mean to protect against vibration effectively.

Time analysis was done to revive the intervals during operation that result remarkable vibration stress. It was measured in proportional rate and calculated in percentage.

Vibration analysis was made during real work conditions that mostly occur with using chain saws.

To measurements Soundbook noise-and vibration system was applied with Sinus Samurai software. 5 chainsaws were analysed with 10 machine elements, chains, chain-wheels in different conditions. Portwest A 790 anti-vibration glove was also measured how it damped vibration and calculate its real attenuation. This anti-vibration glove is largely used in industrial applications.

Results of measurements could be generalized to other machines and anti-vibration gloves with considering their unique parametres.

2. Researches

Several researches determined that the vibration caused by chainsaws could ruin the human health [4] [7] [10] because its rms vibration is approx. 10 ms⁻² or more. [6] [13] [14].

Vibration peaks was measured mostly between 100-125 Hz [7][14][17]. 125 Hz is equal to the resonant frequency of fingers accurate value depends on the antropometric parameters of the human. [3][6] Between 31,5-100 Hz higher vibration accelaration rms values were measured in spectral analysis. The dominant frequencies of other tools is between 50-125 Hz. Figure 1. shows that the real vibration spectrum of tools is largely differ from the ISO standard M and H spectrums.

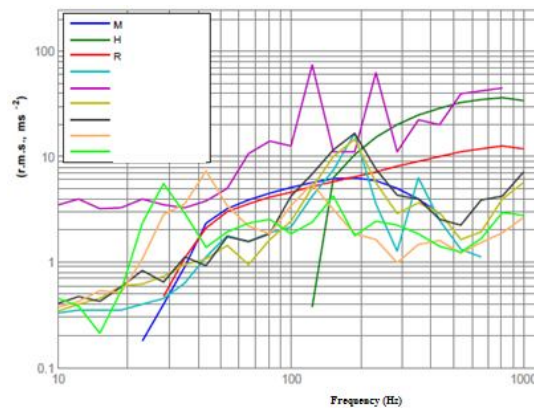


Figure 1. FFT vibration spectrum of tools and standard M, H, R spectrums [11]

Hand-Arm Vibration Syndrome (HAVS) causes damage of nerves and vessels in the hand resulting pins and needles, losing perception that could be irreversible so protection is very important.

Anti-vibration gloves is a special glove containing damping load and held the hand dry and warm during operation with tools. Cold and wet circumstances enhances the effect of HAVS. Due to the different size and weight of the anti-vibration gloves they produce different attenuation. Below 150 Hz anti-vibration gloves could not attenuate vibration effectively. [2] [6] [11] [15] Mostly in higher frequencies it can lower vibration velocity and acceleration but these frequencies are not so harmful regarding to HAVS. According to ISO 10819:1996 standard anti-vibration gloves must satisfy the regulations of the standard to be sold in the market. ISO 10819:1996 predicts to use M and H spectrums to certify anti-vibration gloves. Handle with 40 mm length and 110 mm diameter is used with pre-defined forces ($30 \text{ N} \pm 5 \text{ N}$) and ($50 \text{ N} \pm 8 \text{ N}$).

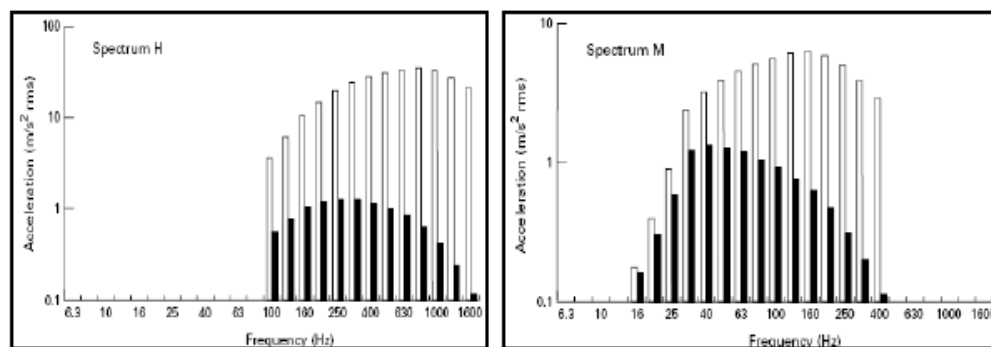


Figure 2. M and H spectrums as ISO 10819:1996 standard defined [11]

3. Methods

The following assumptions were done.

- More using time of the chainsaw and the wear level of the chain and chainwheels enhance vibration.
- Working conditions, rpm of the machine influence hand-vibration.
- Effectiveness of anti-vibration gloves is lower in real conditions than in analysing them with standard M and H spectrums.

The aim of the time-analysis to explore distribution of work movements: idling, maximum revolution and cutting with maximum rpm. Time: 3600 s. 10 persons were measured.

Measurement were executed with STIHL 171 chainsaw. At first measurement was made with new chain and chain-wheel. Then it was repeated with weared one between 100 to 2000 hours. Figure 6. shows Portwest A 790 anti-vibration glove. Idling rpm was 2800 1/min, maximum rpm was 13500 1/min that lowered to 10000-11000 1/min during cutting depends on cutting force. Angle position of the chainsaw: 90°. Type of wood: borovifenyinus-sylvestris [20].



Figure 3. Stihl 171 chainsaw (left) és Soundbook noise-and vibration system (right)

Figure 4. shows position of the chainsaw and accelerometer sensors during measurement. Axis x is parallel with the fingers axis y is vertical to the fingers axis z is vertical to the palm.



Figure 4. Sensor position on the chainsaw (left) and on the hand (right)

Figure 5. shows the new and weared chain and chainsaws.



Figure 5. New and weared chains and chain-wheels



Figure 6. Measurement point on the chainsaw (left) and Portwest A 790 anti-vibration glove (right)

Figure 6. shows the position of the accelerometer sensor.

To measurement Soundbook noise and vibration system was used [18] Figure 3. using piezoelectric sensor. Firstly its accuracy was checked called calibration with pistofon that produces 1000 Hz signal at level of 94 dB.

4. Results

Weather conditions during measurement: temperature 12°, humidity: 55 %, wind speed: 1,8 m/s.

Table 1. shows the distribution of work phases.

Table 1. Machine hours analysis

Type of usage	Time	%	Person
Idling	2347	65,2	1.-10. No. Persons
Maximum rpm	468	13	
Cutting	785	21,8	

As Table 1. shows maximum rpm and cutting have remarkable part of the whole process so it is important to analyse them.

Avarage antropometric parameters of 10 persons in measurement: height 173 cm, age 42, hand-size M.

There was no significant different between 5 chainsaws analyzed. Figure 6. shows rms acceleration values that were measured on the rear handle.

Table 2. Vibration in idling (left) and at maximum rpm (right)

MACHINE	VIBRATION			TOTAL (R)
	x	y	z	
Chainsaw_1	0,17	0,2	2,4	2,41
Chainsaw_2	0,14	0,18	2,2	2,21
Chainsaw_3	0,21	0,24	2,6	2,62
Chainsaw_4	0,2	0,25	2,5	2,52
Chainsaw_5	0,23	0,29	2,8	2,82
Average	0,19	0,23	2,5	2,51
SD. Dev.	0,035	0,043	0,223	0,228

MACHINE	VIBRATION			TOTAL (R)
	x	y	z	
Chainsaw_1	1,52	2,43	23,1	23,27
Chainsaw_2	1,34	2,21	21,9	22,05
Chainsaw_3	1,81	2,65	24,8	25,01
Chainsaw_4	1,75	2,4	23,3	23,48
Chainsaw_5	2,1	3,38	29,8	30,06
Average	1,7	2,61	24,58	24,77
SD. Dev.	0,29	0,45	3,09	3,13

There was dispersion value of 0,228 between chainsaws that is 9% of the average 2,51 m/s². At higher rpm there was more dispersion value of 3,13 that is 12,63% of the average 24,77 m/s². (Table 3.) The reason could be that in idling cutting force is zero.

In the following the measurement of chainsaw 1st is represented. Figure 7. shows vibration spectrum of the chainsaw with new machine elements in the axis z. At 53 Hz there is a peak vertical to the palm that is similar to the moving way of the piston of the engine. Rpm value can be detected being dependant from the actual adjustment of the engine now it is approx. 3180 1/ min. Harmonic frequencies were not detected.

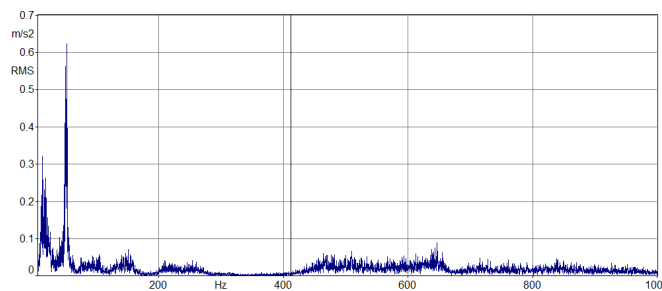


Figure 7. Spectrum in idling with new chain and chain-wheel without anti-vibration gloves in axis z

Figure 8. shows spectrum with new machine elements at maximum rpm by using anti-vibration glove. Peak values were measured at 225 Hz that means 13500 1/min engine rpm. Second harmonic frequency is at 450 Hz third at 675 Hz. Its intensity is roughly 10 times higher that is absolutely remarkable regarding to HAVS.

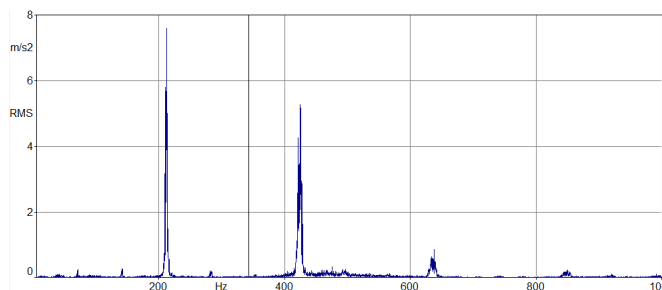
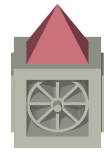


Figure 8. Spectrum in maximum rpm with new chain and chain-wheel without anti-vibration gloves in axis z

Figure 9. shows the spectrum during cutting with new chain and chain-wheels in the axis z. At 190 Hz peak value was measured that could refer to rpm under load approx. 11400 1/min. It



depends on several factors like cutting force, wood type etc. At 660 Hz higher values can be detected that might derive from the interaction between the chain and the wood during cutting, blunt spectrum become.

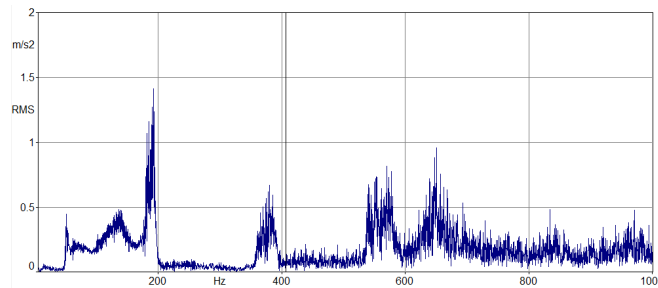


Figure 9. Spectrum during cutting with new chain and chain-wheel without anti-vibration gloves in axis z

Figure 10 shows the spectrum with worn chain and chain-wheels without anti-vibration glove in axis z.

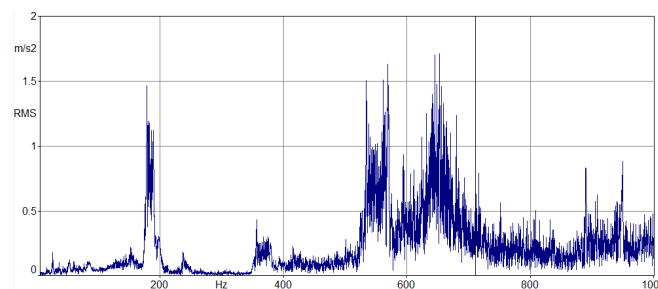


Figure 10. Spectrum during cutting with worn chain and chain-wheel without anti-vibration gloves in axis z

Between 600 and 1000 Hz higher vibration values can be measured.

Comparing to Figure 9, there is no significant increase in 170-190 Hz. Increase due to wear of chain and chain wheel mostly in higher frequencies occur.

Figure 11. shows the vibration spectrum with worn machine elements with anti-vibration glove in axis z. I found the answer how effective attenuation is produced by the anti-vibration glove. If Figure 11 is compared to Figure 10 it is seen that the vibration is reduced in 500-1000 Hz. However 50-150 Hz is responsible to HAVS more than 500-1000 Hz so the effectiveness of the glove doubtful.

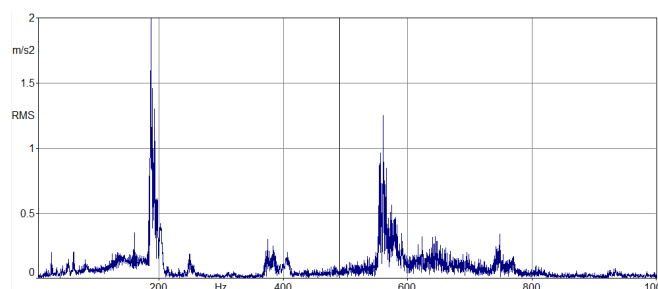


Figure 11. Spectrum during cutting with worn chain and chain-wheel with anti-vibration gloves in axis z

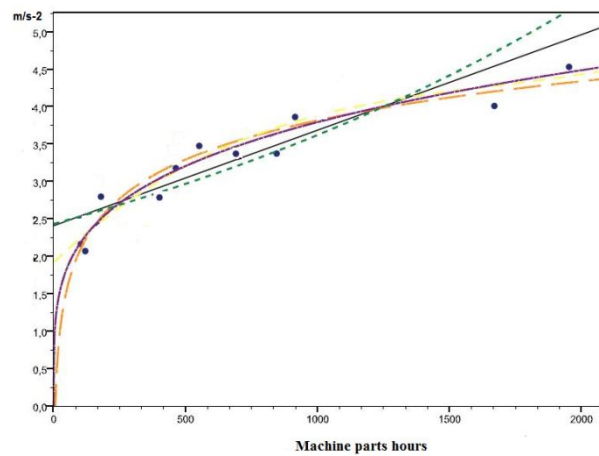


Figure 12. Regression curve 3rd order Spearman correlation 0,89 between machine hours and vibration level

Figure 12. shows the statistic result of vibration in time referring to 10 pieces different machine elements (chains and chain-wheels) Spearman correlation was 0,89 between machine time and vibration level.

Further research focus to measure attenuation against sinus force between 45 and 1000 Hz. In 50-400 Hz the glove showed powerful attenuation than analysing it with real chainsaw frequencies. Additional measurement are to execute to analyse Brinell-Mörath hardness, density that correlate with moisture of the wood. The aim of these measurements was to make the it repeatable.

Matlab Signal Processing Toolbox™ provides industry-standard algorithms for analog and digital signal processing (DSP). You can use the toolbox to visualize signals in time and frequency domains, compute FFTs for spectral analysis, design FIR and IIR filters, and implement convolution, modulation, resampling, and other signal processing techniques. Algorithms in the toolbox can be used as a basis for developing custom algorithms for audio and speech processing, instrumentation, and baseband wireless communications.

Matlab Signal Processing Toolbox™ keyfeatures are linear system models, Signal transforms, including fast Fourier transform (FFT), discrete Fourier transform (DFT), and short-time, Fourier transform (STFT), Waveform and pulse generation functions, including sine, square, sawtooth, and Gaussian pulse, Transition metrics, pulse metrics, and state-level estimation functions for bilevel waveforms, Statistical signal measurements and data windowing functions, Digital FIR and IIR filter design, analysis, and implementation methods, Analog filter design methods, including Butterworth, Chebyshev, and Bessel, Linear prediction and parametric time-series modeling.

5. Summary

Vibration level is occurred mostly in 400-1000 Hz. Peaks in 50, 190, 225 Hz detectable. Spearman correlation is 0,89 between machine hours and vibration acceleration level. More hours in machine tools higher vibration levels were measured 3rd form regression polinom describes the connection. Anti-vibration glove attenuate in 50-250 Hz sinificiantly.



Anti-vibration glove useful against higher frequencies in 500-1000 Hz. Other researches confirm the measurements. [1] [2] [6] [15] [16]

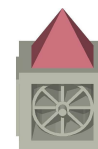
Both ISO 10819:1996 and ISO 5349:2001 were overviewed that valid to anti-vibration gloves and hand tools as well.

M and H spectrums show significant difference from the spectrums of chainsaws. Attenuation of the anti-vibration gloves is sometimes under or over-estimated. It is suggested to analyse the attenuation of the gloves with real vibration spectrums because it could show a real picture about the efficiency of the glove.

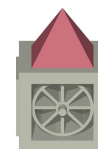
Standards should define the spectrums of real machines and tools widely used in practice like chainsaws, chip hammers etc.

Literature

- [1] Dong R.G., Welcome D.E., McDowell T.W., Rakheja S. (2005b): *Estimation of the transmissibility of anti-vibration gloves when used with specific tools*. Noise and Vibration Worldwide, 36 (9): p.11-20.
- [2] Dong R.G., McDowell T.W., Welcome D.E., Smutz W.P. (2005d): *Correlations between biodynamic characteristics of human hand-arm system and the isolation effectiveness of anti-vibration gloves*. International Journal of Industrial Ergonomics, p.35:205-216.
- [3] Dong R.G., McDowell T.W., Welcome D.E., Warren C., Wu J.Z., Rakheja S. (2009): *Analysis of anti-vibration gloves mechanism and evaluation methods*. Journal of Sound and Vibration, p.321, 435-453.
- [4] Futatsuka M. és Ueno Z. (1986): *A follow-up study of vibration induced white finger due to chain-saw operation*. Scandinavian Journal of Work, Environmental and Health, p.12: 304
- [5] Futatsuka M., Takamatsu M., Nomura S. (1969): *Pathophysiological studies on vibration hazards due to chain saw*. 16th International Congress of Occupational Health, Tokyo, p.15
- [6] Griffin M.J. (1990). *Handbook of human vibration*. London: Elsevier Academic Press
- [7] Horváth B., Czupy I., Csalló R., Gólya J., Major T. (2005): *Motor- és tisztítófűrészek*. Budapest: FVM Képzési és Szaktanácsadási Intézet
- [8] ISO 10819:1996: *Mechanical vibration and shock—hand-arm vibration—method for the measurement and evaluation of the vibration transmissibility of gloves at the palm of the hand*. International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland
- [9] ISO 5349:2001: *Mechanical Vibration. Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration*. International Organization for Standardization, Geneva
- [10] Kákossy T. (1973): *A motorfűrészkezelők vibrációs ártalma*. Az Erdő, 22(7): p.301-304.
- [11] László Helga (2010): *Kertészeti kisgépek rezgésterhelése és annak mérséklése*. PhD értekezés. Budapesti Corvinus Egyetem.
- [12] Mallick Z. (2008): *Optimization of operating parameters for a back-pack type grass trimmer*. International Journal of Industrial Ergonomics, p.38:101-110.
- [13] Neitzel R. and Yost M. (2002): *Task-Based assessment of occupational vibration and noise exposures in forestry workers*. AIHA Journal, 63(5): p.617-627.



- [14] Pyykkö I., Korhonen O., Färkkilä M., Starck J., Aatola S., Jantti V. (1986b): *Vibration syndrome among Finnish forest workers, a follow-up from 1972 to 1983*. Scandinavian Journal of Work Environment and Health, p.12: 307–312.
- [15] Rakheja S., Dong R.G., Welcome D.E., Schopper A.W. (2002): *Estimation of tool-specific isolation performance of anti-vibration gloves*. International Journal of Industrial Ergonomics, 30(2): p.71-87.
- [16] Reynolds D.D., Angevine E.N. (1977): *Hand-arm vibration, Part II: Vibration transmission characteristics of the hand and arm*. Journal of Sound and Vibration, p.51(2): 255
- [17] Szepesi L. (1963): *A motorfűrészesz*. Budapest: Mezőgazdasági Kiadó. p.79.
- [18] *Soundbook mérőrendszer leírása*:
<http://www.enviropius.hu/termek/zajmerok/soundbook>
- [19] *Portwest A790 Anti-Vibration Gloves*
<http://www.uniforms-direct.co.uk/PBSCProduct.asp?ItmID=11422662>
- [20] *Erdeifenyő-borovifenyő(Pinus sylvestris L.) leírása*:
<http://www.lamberiahaz.hu/index.php/szolgaltatasaink/67-erdeifeny-borovifenypinus-sylvestris-l>



DYNAMICAL TRANSIENT ANALYSIS OF CHIP FORMATION IN ORTHOGONAL METAL CUTTING FORGÁCSKÉPZŐDÉS DINAMIKAI SZIMULÁCIÓJA FÉMEK ORTOGONÁLIS FORGÁCSOLÁSA SORÁN

DEZSŐ Gergely PhD, SZIGETI Ferenc CSc

Nyíregyházi Főiskola, Műszaki és Agrártudományi Intézet, Műszaki Alapozó, Fizika és Gépgyártástechnológiai Tanszék

dezso@nyf.hu , szigetif@nyf.hu

Kivonat: A forgácsképződés összetett fizikai jelenség, amelynek a gyakorlati jelentősége igen nagy a gyártástechnológiában, különösen a környezettudatos technológiák fejlesztése terén. Kétdimenziós merőleges forgácsolás dinamikai tranziens vizsgálatát végeztük el. Ebben a közleményben az analízis módszereiről és első eredményeiről számolunk be.

Kulcsszavak: forgácsképződés, forgácsolás, szimuláció, dinamikai, környezettudatos technológiák

Abstract: Chip formation is a complex physical phenomenon, which has high significance in engineering practice, especially in developing environmentally conscious technologies. In our work dynamical transient analysis of the two dimensional orthogonal metal cutting is analyzed. In this paper methods and results are demonstrated.

Keywords: chip formation, cutting, simulation, dynamical, environmentally conscious technologies

1. Introduction

Environmentally conscious metal cutting technologies are hot topics of research [1] because of their economical, technical and environmental importance. Decreasing of volume of coolants and lubricants raises questions on heat generation, surface quality, power demand, tool wear [2,3]. Most question on metal cutting sooner or later leads to mechanism of chip formation.

Chip formation is a highly complex phenomenon because

- generally it is a high speed process which makes it difficult to observe,
- high deformation rates occur which influence behaviour of material,
- usually large amount of heat is generated in a small volume in a short time,
- high temperature may lead to melting or chemical changes,
- high temperature changes material features and friction.

Nowadays effective and sophisticated simulation tools are available [4,5,6]. Those are applicable to transient dynamical processes like chip formation.

Main challenges in simulation of such processes are

- handling contact problem and material flow
- a good capture of material properties as functions of temperature, strain and strain rate
- direct integration of equation of motion

In this paper we focus on direct integration and demonstrate a pilot calculation and its results.

2. The dynamical transient problem

The aim of transient dynamical analysis is to solve an initial-boundary problem. For linear systems modal superposition method can be applied, but nonlinear systems can be solved only by one of direct integration methods. In an initial value problem an operator plays a key role which predicts the state of the system at a certain („next”) time step from previously known



state or states. There are several types of direct integration operators, each of them have its own special features. Mostly used operators are Newmark-beta, Houbolt, and Generalized-Alpha operators.

Let us first introduce notations for a survey of them. The kinematical state of the system is described by generalized displacement, velocity and acceleration vectors, each of them are function of time: $\mathbf{u}(t)$, $\mathbf{v}(t)$, $\mathbf{a}(t)$. In the followings, vectors are denoted by bold letters, matrices are denoted by capitals. After discretization of time interval, time instants are indexed from 0 to N. At time instant t_n value of vectors introduced before are noted as $\mathbf{u}^n$, $\mathbf{v}^n$, $\mathbf{a}^n$ respectively. The time step is defined as $\Delta t = t_{n+1} - t_n$, this may be constant during the whole integration procedure, but often it is changed adaptively according to a special algorithm. Equation of motion of a structural system reads as follows:

$$\mathbf{M}\mathbf{a} + \mathbf{C}\mathbf{v} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (1)$$

where M is the mass matrix, C is the damping matrix, K is the stiffness matrix and $\mathbf{f}$ is force vector. Direct integration operators are used for numerical integration of equations to obtain response of the structural system.

The Newmark-beta operator is one of the most frequently used operator in transient dynamical finite element analysis. This operator is defined by formulas below:

$$\mathbf{u}^{n+1} = \mathbf{u}^n + \Delta t \mathbf{v}^n + (1/2 - \beta) \Delta t^2 \mathbf{a}^n + \beta \Delta t^2 \mathbf{a}^{n+1} \quad (2)$$

$$\mathbf{v}^{n+1} = \mathbf{v}^n + (1 - \gamma) \Delta t \mathbf{a}^n + \gamma \Delta t \mathbf{a}^{n+1} \quad (3)$$

Parameters β and γ can be chosen by the user, $\beta=1/4$, $\gamma=1/2$ corresponds to trapezoidal rule. Houbolt operator is defined by equations

$$\mathbf{v}^{n+1} = \frac{1}{\Delta t} \left(\frac{11}{6} \mathbf{u}^{n+1} - 3\mathbf{u}^n + \frac{3}{2} \mathbf{u}^{n-1} - \frac{1}{3} \mathbf{u}^{n-2} \right) \quad (4)$$

$$\mathbf{a}^{n+1} = \frac{1}{\Delta t^2} (2\mathbf{u}^{n+1} - 5\mathbf{u}^n + 4\mathbf{u}^{n-1} - \mathbf{u}^{n-2}) \quad (5)$$

This operator has strong numerical damping characteristic, this makes the method very stable for nonlinear problems. This makes solution smooth, but at the same time inaccurate for large time steps. Additionally this method requires special starting procedure because of appearance of (n-1)th and (n-2)th states in formulas. The single step Houbolt operator eliminates this drawback.

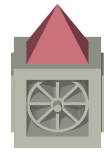
$$\mathbf{u}^{n+1} = \mathbf{u}^n + \Delta t \mathbf{v}^n + \beta \Delta t^2 \mathbf{a}^n + \beta^1 \Delta t^2 \mathbf{a}^{n+1} \quad (6)$$

$$\mathbf{v}^{n+1} = \mathbf{v}^n + \gamma \Delta t \mathbf{a}^n + \gamma^1 \Delta t \mathbf{a}^{n+1} \quad (7)$$

It can be shown that $\beta=\gamma$ and $\beta^1=\gamma+\gamma^1$, so only γ and γ^1 are to be set by the user. This operator is recommended for implicit nonlinear transient dynamical analysis.

Houbolt and Single step Houbolt operators have good stability, but the cost of it is strong damping which can lead to inaccuracy. The Generalized-Alpha operator gives a solution for user-controllable numerical dissipation.

In our work Single Step Houbolt operator was applied with $\gamma = -1/2$ and $\gamma^1 = 3/2$, which is to minimize velocity error.



2.1 Calculations

A commercial software was applied for our calculations. The MSC Mentat was used for pre-processing and post processing, and MSC Marc was used for solving the model. A two-dimensional model of planing was built up (Fig. 1). The specimen had dimensions of 200mmx40mm and 10mm thickness. The material of it was C45; its properties were read out from the software's database. This involves thermal change of material properties as well. The tool material was carbide without coating.

Five contact bodies were defined in the model. The workpiece was deformable body, and the tool was rigid body with heat conduction. Contact properties of them were highly important in the model, because these determined the time evolution of physical quantities. For frictional coefficient we set 0.2 and Coulomb friction law with arctangent model was applied. This value represents dry or near-dry machining, because we interested in environmentally conscious machining.

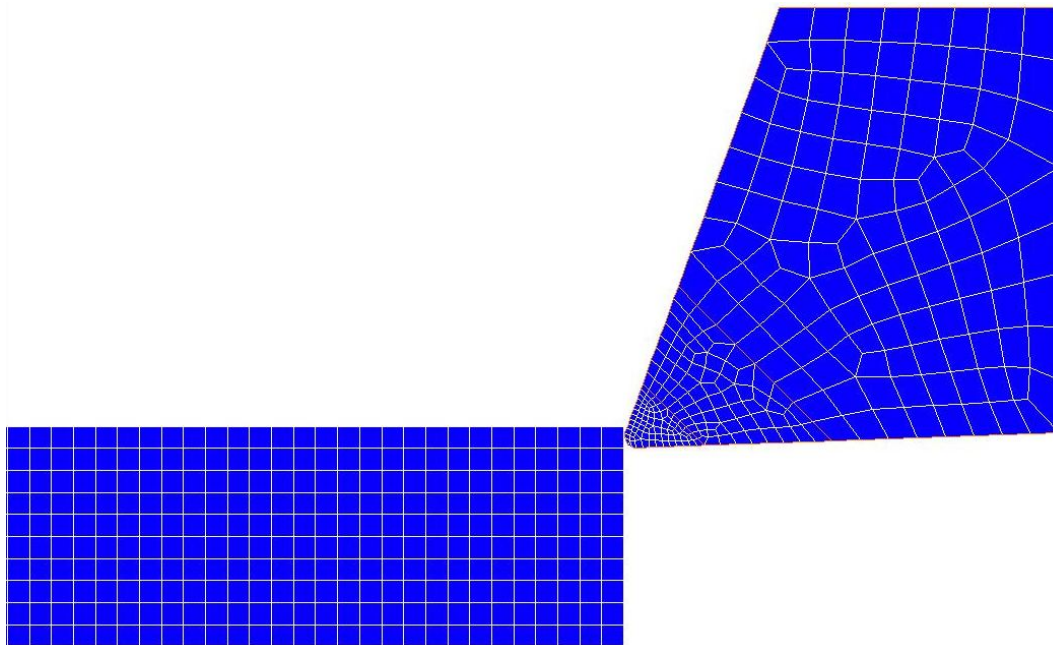


Figure 1. Finite element discretization of tool and specimen

We had to suppose certain values, as 100mJ/mm² for contact heat transfer coefficient, 50mJ/mm² for heat transfer coefficient near the contact and 20mJ/mm² for distance dependent heat transfer coefficient. Deformable body were built up from 4-node isoparametric quadrilateral plane strain elements associated with 4-node heat transfer planar element for modeling thermal processes. The other three contact bodies were rigid bodies and represented boundary conditions. The contact body feed represented the body of the tool, and the speed was prescribed for it. The support prevented the specimen from moving horizontally. The base was a symmetric body for representing a mirror plane, so it was necessary to model only the 20mm high upper part of the specimen. This contact body prevented the modeled part of the specimen from leaving it. The cutting speed was 120 m/min = 2000 mm/s.

Metal cutting is a process in which deformation of material is very fast, strain rate can fall in magnitude of 1000 or more. In case of high speed deformation, yield stress is not constant, it



changes with deformation speed and temperature. Most frequently it is described by Johnson-Cook formula:

$$Y = (A + B\varepsilon_p^n) \left(1 + C \ln \dot{\varepsilon}_p^*\right) \left(1 - T_H^m\right) \quad (8)$$
$$T_H^m = \frac{T - T_r}{T_m - T_r}$$

where Y is yield stress, ε_p is equivalent plastic deformation, $\dot{\varepsilon}_p^*$ is speed of equivalent plastic deformation, T_H is homolog temperature, T_r is room temperature set as reference, T_m is melting point of the material. In our study constants had following values:

$A = 286 \text{ MPa}$,
 $B = 500 \text{ MPa}$,
 $C = 0.017$,
 $n = 0.228$,
 $m = 0.917$,
 $T_r = 20 \text{ }^\circ\text{C}$,
 $T_m = 1536 \text{ }^\circ\text{C}$.

A great amount of heat is generated mainly in the shear zones as well as the tool-chip contact zone in the cutting process. Increased temperature of cutting tool and workpiece has great influence on tool wear and the cutting process itself too. As cutting temperature is an important factor of the mechanism of cutting, that is why calculations were done for determination the temperature of the tool, chips, and the workpiece. A research illustrated that the cutting temperature and tool wear increase with the increasing of cutting speed.

Exact modelling of machining process, including the temperature of cutting as well, requires the tasks of modelling of cutting tool and chip formation. Friction and material behavior under special conditions of cutting have to be taken into account.

Figure 2. shows von Mises equivalent stress distribution in the specimen. Shear zone can be observed, and high stress in the root of chip. In the area under the tool formation of residual stress state appears.

Figure 3. demonstrates temperature distribution in the tool and specimen. It is important that there are two maxima of temperature along the edge of the tool. Place of these maxima coincides strongest wears usually observable in technical practice.

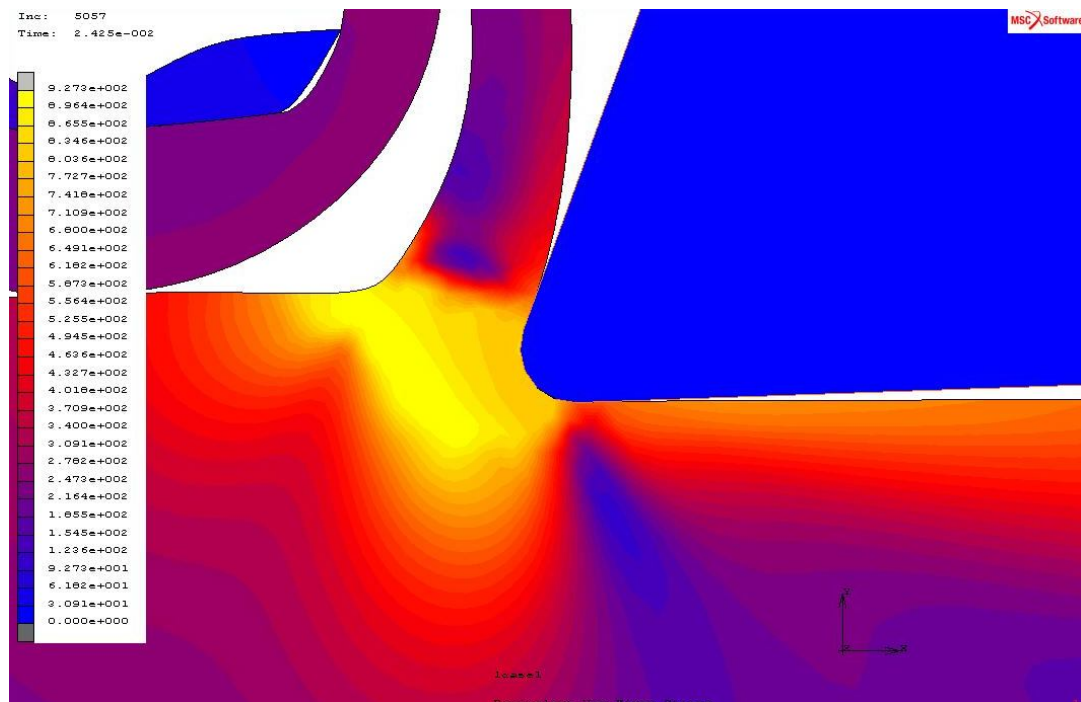


Figure 2. Mises stress in the area of plastic deformation

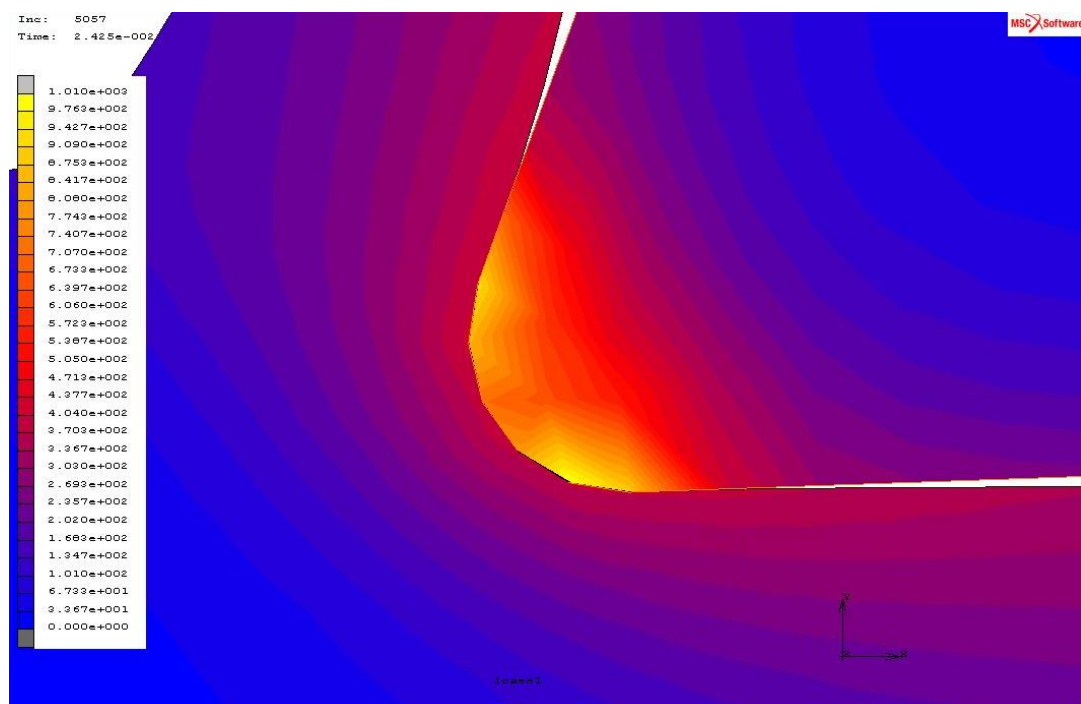
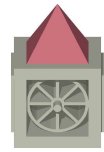


Figure 3. Temperature distribution in the tool and specimen



3. Conclusion

In this paper results of simulation is presented on two-dimensional orthogonal metal cutting at a usually applied cutting speed, 120 m/min. Von Mises stress state, cutting temperature and temperature as function of time was studied. Simulations give good qualitative agreement with experiences. Stress state shows thermal stresses mainly after chip formation, high stress area in shear zone and chip root, and in the chip there are also significant stresses. Thermal state shows two maximum of temperature around the edge, and these places are those where strongest wear is used to occur. heat flux sources were also studied, and heat from deformation work and friction are shown out.

Results proves that model and finite element technique used for solving it is applicable for simulation of cutting process and provides qualitatively good results. Using the Finite Element Simulation of orthogonal metal cutting is useful in order to design better the process for machining parts with improved performance.

Acknowledgements

This work is a part of the research program of “Helical Surfaces, Thread Surfaces Research Team” at College of Nyíregyháza, Department of Physics and Production Engineering. This paper demonstrates results of “Modelling, CAD-CAM, additive manufacturing” sub-team. This research was partially carried out in the framework of the Center of Excellence of Innovative Engineering Design and Technologies at the University of Miskolc.

References

- [1] Dudás, I., Lierath, F., Varga, GY. (2010) *Környezetbarát technológiák a gépgyártásban, Forgácsolás szárazon, minimális hűtéssel-kenéssel*, Műszaki Kiadó, Budapest, 2010, p.: 308, ISBN 987-963-16-6500-0
- [2] Igaz, J., Pintér, J., Kodácsy, J. (2007) Minimálkenés, *Gépgyártás* XLVII. évf. 4.sz pp.: 22-31
- [3] Dudás Illés (2002) *Gépgyártástechnológia I.* Miskolci Egyetem, Miskolc ISBN 963 661 342 7
- [4] O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, J. Z. Zhu (2005) *The finite element method, its basis and fundamentals*, Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Oxford, ISBN 0-7506-6320
- [5] Marc Volume A, *Theory and User Information*, MSC Software Inc., 2010.
- [6] Páczelt, I., Szabó, T., Baksa, A.: A végeselem-módszer alapjai, <http://www.mech.uni-miskolc.hu/~paczelt/notes/VEM-ME-jegyzet.pdf>



HIDEG FÉMPORSZÓRÁSSAL LÉTREHOZOTT FELÜLETI RÉTEG OLAJ FELVEVŐ ÉS LEADÓ KÉPESSÉG VIZSGÁLATA

FAZEKAS Lajos¹ PhD; MOLNÁR András² dr.univ., RÁTHY Istvánné Dr.¹ PhD

¹Debreceni Egyetem Műszaki Kar;

²Miskolci Egyetem, Mechanikai Technológiai Tanszék

fazekas@eng.unideb.hu; a.molnar2007@gmail.com; rathyne@eng.unideb.hu;

Kivonat: A hideg fémportszórás technológia szélsőséges üzemi alkalmazási területeihez kiválasztottam három jellemző porótvözetet, melyek karakteresen jellemezhetők a kémiai összetételükkel. Vizsgálva a szórt porózus rétegek kenőolajleadó képessége legnagyobb a normál szórás (180 mm) távolság esetén, a szórás távolság változtatása drasztikusan lecsökkenti az olajleadó képességet. Méréssel igazoltuk, hogy az olajleadó képesség növekszik a felületi energia poláris komponensének növekedésével és a diszperzív komponens csökkenésével.

Kulcsszavak: termikus szórás, porozítás, olajfelvevő képesség, felületi energia

1. Bevezetés, anyag és módszer

A porózus, szórt rétegek egyik legfontosabb alkalmazási előnye lehet, hogy súrlódó üzemi rendszerekben kenőanyaggal telíthetők a pórusok. A hideg fémportszórással létrehozott felületek értékelését elvégeztük a kenőanyag felvevő és leadó képesség alapján is. PELLÉNYI (1997) tézisszerűen megfogalmazta elméletét, és kidolgozta módszerét annak, hogyan kell értelmezni és mérni porózus, azaz nedvszívó képességgel rendelkező anyagok kenőanyagleadó képességét. PELLÉNYI (1997) gyakorlati tapasztalatai és a laboratóriumi vizsgálatai is egyértelműen igazolták, hogy a fűcsapágysak esetén a várható élettartama alapvetően a csapágys kenőanyag leadó képességével függ össze.

A fűcsapágys kenőanyag-leadó képességére - κ -, a következő összefűggést vezette be:

$$\kappa = \frac{M_{ki}}{M_E} \cdot 100[\%] \quad (1)$$

ahol: M_{ki} - a kifolyt kenőanyag tömege [g]; M_E - az eredeti vizsgált csapágysanyag tömege [g];

Ez a jellemző jól mérhető, a mérési eredmények matematikai statisztikai módszerekkel feldolgozhatók.

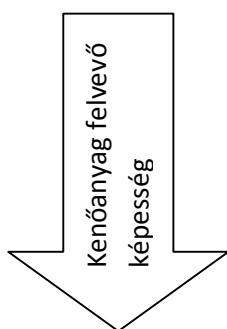
Ezt az alapelvet követve végeztük el a szórt próbatest mintákkal a kísérleteket.

A kísérletekhez alkalmazott porok alapvetően eltérő porcsoportot képviselő porótvözetek, mely a hidegen szórt alkatrészek legszélsőségesebb alkalmazási körűlményeire ajánlottak és siklófelületként is funkcionálnak.:

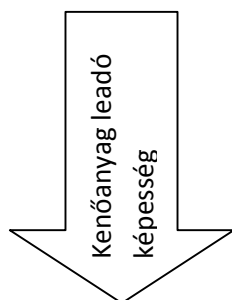
- HardTec 19400 - kemény bevonat, abrázíós hatások elleni védelem (meghatározó: Fe 78,1 %, Cr 15,8 %, Ni 1,08 %), továbbiakban „HardTec összetétel”.
- LubroTec 19985 - kiemelt siklósi követelmények (meghatározó: Ni 74,7%, Cr 15,42%, Fe 8,35 %), továbbiakban „LubroTec összetétel”.
- DuroTec 19910 - szívós és kemény bevonat a dinamikus terhelhetőség kihasználása (meghatározó: Ni 84,61 %, Cr 9,35 %, Si 4,8 %, Fe 2,05 %, B 1,1 %), továbbiakban „DuroTec összetétel”.

2. Vizsgálat menete

A kísérletekhez 15MnCr5-ös anyagminőségből készített $\varnothing 35/26 \times 45$ -es vastagfalú csövet szórtunk fel 1-1,5 mm rétegvastagsággal. A felszórás után minden próbatest szórt rétegének a térfogatát kiszámoltuk a megmért dimenziók alapján. Ez azért szükséges, mert az összehasonlíthatóság miatt, a felvett és leadott kenőolaj mennyiséget egységnyi szórt réteg térfogatra határoztuk meg.



- Szórás után minden egyes próbatest tömegét meghatároztuk, 0.0001 g pontossággal.
- A szórt rétegeket nem köszörültük, hanem szórás után a próbatesteket 4h hosszát 80°C-os olajban – 15W40 – áztattuk. A felfűtés sebessége 20°C-ról 80°C-ra 2h időtartamot tett ki. Az áztatás (telítés) után a meleg próbatesteket szárazra töröltük, majd a tömegüket megmértük.
- A tömegkülönbségekből meghatároztuk az egyes próbatestek abszolút olajfelvételt, majd a felszórt réteg térfogatának ismeretében a fajlagos olajfelvételt, azaz: olaj tömege „gramm”-ban mérve és 1 mm³ porózus szórt réteg térfogategységre vonatkoztatva (g/cm³).



- Ezután a próbatesteket 4h alatt, levegőn visszahűtöttük 20 °C-ra, majd 2h pihentetés után szárazra töröltük őket.
- Ezt követően a minták tömegét ismét megmértük, majd a csökkenésekből kiszámoltuk a leadott olaj abszolút értékét, valamint a réteg térfogatra számított fajlagos értékét (mg/cm³).
- Meghatároztuk az egyes bevonatokra kapott, felvett- és leadott fajlagos olajmennyiségek közötti százalékos eltérést.

A leírt folyamatot 180 mm ideálisnak tartott, valamint 100- és 260 mm szélsőséges szórási távolsággal készített minták esetén is elvégeztük. Minden egyes értékelési pont felvételéhez hét felszórt próbatesten végeztük el az olajteltetés és leadás kísérleteket.

2.1 A felszórt réteg tömörség (porozitás) vizsgálata

A felszórt próbatestek csiszolatainak 500x-os nagyítású képei, és a porozitás átlagos értékei digitális képfeldolgozással készültek

Csiszolatok három eltérő mélységben, egymástól 15 μm távolságra készültek, minden értékelési feltételhez három próbatestet vizsgálva. Így kilenc kép (3x3) digitális feldolgozásából kapott porozitási értékek átlaga szerepel a 1., 2. és 3. táblázatokban, egy-egy mintakép bemutatásával

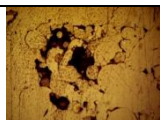
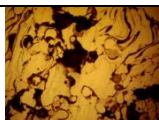
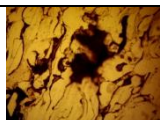
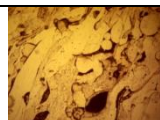
Az 1. táblázat alapján megállapítható, hogy:

a) 180 mm szórási távolság felett a porozitás jelentősen csökken, ami több tényező együttes hatása:

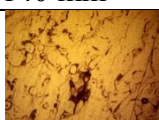
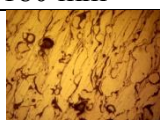
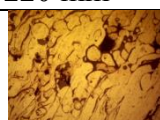
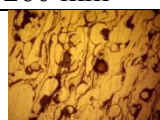
- a hosszabb gázláng úton is még a gyorsulási fázisban lehetnek a szemcsék, nagyobb sebességre gyorsulva, így a szemcse deformációja nagyobb lehet
- a lángban töltött gyorsulási idő a szemcsék magasabb hőmérsékletét eredményezi, így a szemcsék képlékenyebbek lehetnek a becsapódás pillanatában

b) 180 mm szórás és az alatti távolságok esetén nagyméretű pórusok megjelenése jellemző, szélsőségesen kis szórási távolság esetén a porozitás átlagos értéke csökken.

1. táblázat DuroTec 19910 porozitási értékei

Szórási távolság				
100 mm	140 mm	180 mm	220 mm	260 mm
				
Átlagos porozitás 12%	Átlagos porozitás 26 %	Átlagos porozitás 23 %	Átlagos porozitás 8 %	Átlagos porozitás 7 %

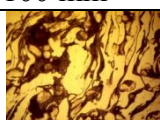
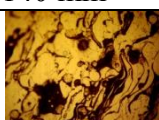
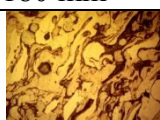
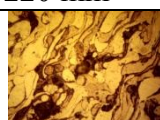
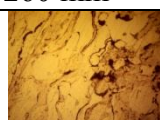
2. táblázat HardTec 19400 porozitási értékei

Szórási távolság				
100 mm	140 mm	180 mm	220 mm	260 mm
				
Átlagos porozitás 4 %	Átlagos porozitás 6 %	Átlagos porozitás 8 %	Átlagos porozitás 10 %	Átlagos porozitás 14 %

A 2. táblázat alapján megállapítható, hogy:

A HardTec 19400 bevonat esetén a porozitás a szórási távolsággal folyamatosan nő. (A 8%-os porozitás eredményezte a későbbiekben a legjobb olajfelvételt.) Ehhez képest nagyobb szórási távolságnál a pórusok mérete megnő, kisebb szórási távolságnál csökken. Ez arra enged következtetni, hogy a becsapódás szemcsesűrűsége a meghatározó, a deformáció és esetleges lágyulás nem játszik fontos szerepet.

3. táblázat LubroTec 19985 porozitási értékei

Szórási távolság				
100 mm	140 mm	180 mm	220 mm	260 mm
				
Átlagos porozitás 28 %	Átlagos porozitás 27 %	Átlagos porozitás 21 %	Átlagos porozitás 20 %	Átlagos porozitás 8 %

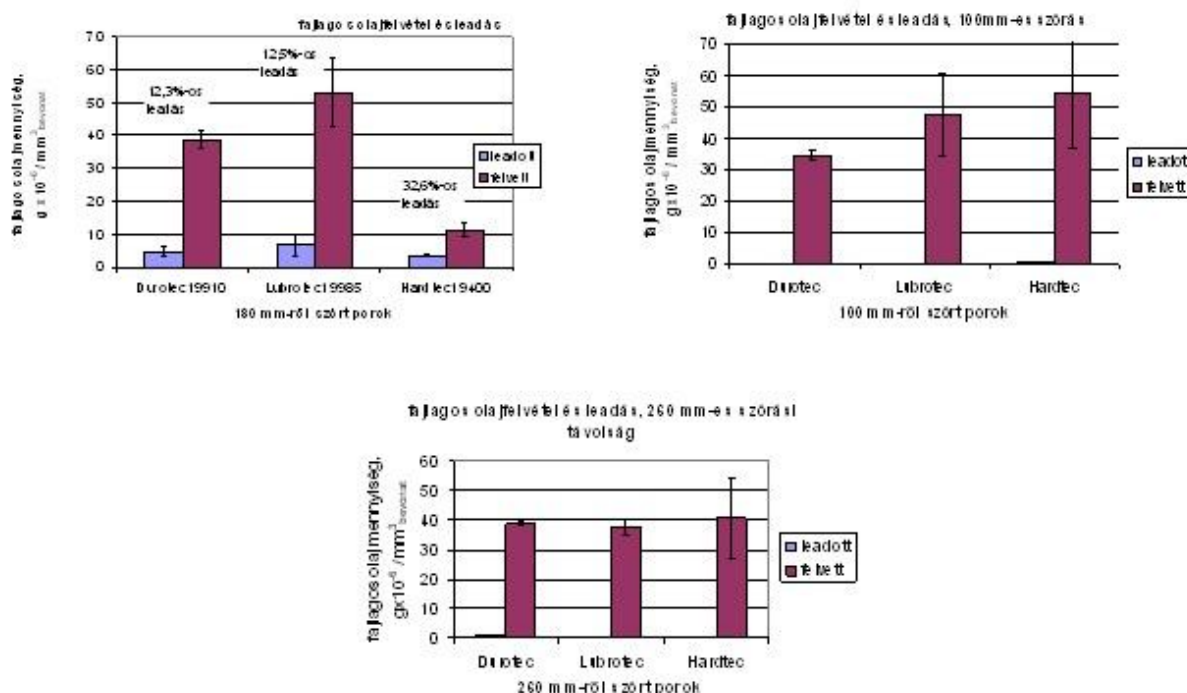
A 3. táblázat alapján megállapítható, hogy:

A LubroTec 19985 bevonat esetén, ellentétben a HardTec-kel, a szórási távolság növelésével a porozitás fokozatosan csökken, ami a növekvő képlékenység és mozgási energia eredménye. Rövid szórási távolság esetén a pórusok mérete növekszik. (A későbbiekben a 20-21%-os porozitás adta a legkedvezőbb olajfelvételt és leadást.)

2.2 A kenőanyag felvevő- és leadó képesség

Az 1. ábra a 180, 100 és 260 mm-ről szórt próbatestek olajfelvételi és leadási eredményeit szemlélteti. Az oszlopokon feltüntetett hibásávok a $\pm 2\sigma$ mérettartományt, azaz 95%-os előfordulási mérettartományt jelölik. 180 mm-es szórás esetén a Lubrotec 19985 bevonat kapcsán megállapítható, hogy kimagaslóan nagy mennyiségű olajat volt képes felvenni 1 mm^3 bevonati térfogatra vonatkoztatva, és ennek 12,5%-át tudta leadni, ami végeredményben a legnagyobb leadott olajmennyiség a három bevonat összehasonlításában. A Hardtec 19400 és Durotec 19910 anyagú bevonatok kevesebb olajat vettek fel, mint a LubroTec 19985. A HardTec 19400 olajleadása %-osan, a felvett mennyiséghez képest, számottevőnek minősült a másik két bevonathoz képest, de végeredményben nem éri el a LubroTec 19985 által leadott mennyiséget.

A növelt és csökkentett szórási távolsággal létrehozott porózus bevonatok esetén is igaz az, hogy önkenő képesség csak akkor várható el a felülettől, ha folyamatos kopás van a tribológiai rendszerben, ami a felvett kenőolajat folyamatosan felszabadítja. Ez az alkalmazhatóságukat jelentősen korlátozza.



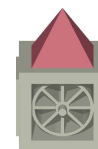
1. ábra Kenőolaj felvétel és leadás eltérő szórási távolságoknál

3. A kenőolaj felvétel- és leadás valamint a porozitás kapcsolata, összegzés

Az olajfelvevő és leadó képességek magyarázatára célszerű megvizsgálni a porozitást, majd a felületi energia viszonyokat, hiszen az olajbejutást a porózus rétegszerkezetbe alapvetően befolyásolja a tényleges szerkezet és a felület összetétele.

A szórt réteg metszetében készült csiszolat alapján, a porozitás %-os értékelésére kitértünk a a tömörségi vizsgálatok kapcsán. Statisztikai szoftver segítségével összehasonlítottuk az egyes szórási távolságokhoz tartozó porozitási értékeket és a kenőanyag felvevő- leadó képességet.

Ez alapján megfogalmazható, hogy a réteg belső szerkezetét jellemző porozításra alkalmazott digitális képfeldolgozási eredménynek és az olajfelvétel- leadás között nincs közvetlen



korreláció. Ezek a tapasztalatok egyértelműen rávilágítanak a valós felület meghatározó szerepére, ezért a felület tulajdonságait – energia viszonyok, összetétel – kell a továbbiakban kutatni, hogy a kenőolajleadó és felvevő képesség mérési eredményeire magyarázatot lehessen adni.

Ismert az anyagtudományból, hogy a tömbi anyagszerkezet szinte mindig eltér a felülettől. A felületi réteg kémiai összetétele és energetikai elemzése, a kettő közötti kapcsolat feltárása további magyarázattal szolgálhat a kenőolajfelvevő és leadó képességre.

Irodalomjegyzék

- [1] Pellényi L. (1997): Mezőgazdasági gépek korszerű ragasztott önkenő facsapágyainak tribológiai és mechanikai paraméterei; PhD. Dolgozat; Gödöllő, 1997
- [2] Fazekas L.: Tartósságnövelés módszereinek vizsgálata körszimmetrikus alkatrészek felújításakor; Műszaki doktori értekezés; Bp.; 1986
- [3] Molnár A.(2002): Termikus szórás; Miskolci Egyetem.; Oktatási segédlet
- [4] Davis J.R. (Ed) (2004) : Handbook of thermal Spray Technology; ASM International; Materials Park; OH
- [5] Molnár A.: A termikus szórás eljárásai; Egyetemi előadás; Miskolci Egyetem Gépészmérnöki kar; 2003
- [6] Hermanek F. J.: Thermal Spray Terminology and Company Origins; First Printing 2001; ASM International; Materials Park OHIO USA
- [7] DIN EN 657: 2005-05 Termiches Spritzen – Begriffe, Einteilung; Deutsche Fassung EN 657:2005
- [8] Molnár A.: A termikus szórás alkalmazása és annak előnyei; Egyetemi előadás; Miskolci Egyetem Gépészmérnöki kar; 2003



METALLURGIAI KUTATÓLABOR A MISKOLCI EGYETEMEN METALLURGICAL RESEARCHER LABORATORY AT UNIVERSITY OF MISKOLC

HARCSIK Béla PhD, FERENCZI Tibor

Miskolci Egyetem

harcsik.bela@uni-miskolc.hu

Kivonat: A Miskolci Egyetem Metallurgiai és Öntészeti Intézetében kialakított kemence és elemző készülékpark hazánkban egyedülálló lehetőséget ad fémötvözetek kísérleti előállítására. A berendezések segítségével több sikeres kísérlet történt ércek kohósítására, járműipari vasötvözetek előállítására, illetve mezőgazdasági hulladék pörkölésére. A Miskolci Egyetemen rendelkezésre álló készülékek alkalmasak ötvözetek előállítására és alakítására, ami fontos lehetőség műszaki fejlesztések részére.

Kulcsszavak: Kohászat, metallurgia, alapanyag gyártás, fejlesztés

Abstract: The induction furnaces and analyzing equipments at Metallurgy and Foundry Engineering Institute of University of Miskolc are able to develop of alloys. There were some successful experiments for smelting of ore, making of automotive alloys, torrefaction of the wheat straw with these equipments. The instruments are able to make, analyze and form of alloys what good chance for engineering develop.

Keywords: Metallurgy, production of alloy, development

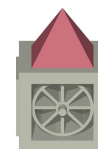
1. Bevezetés

Mára az államilag finanszírozott önálló műszaki kutatóintézetek száma radikálisan csökkent, így az akadémiai és az egyetemi kutatások felértékelődtek. A műszaki jellegű fejlesztésekhez szorosan kapcsolódnak új anyagok fejlesztése, ami sajnos mára jelentősen megnehezült, mivel a fémiparhoz kapcsolódó alapanyaggyártás központilag szervezett kutatás nélkül maradt. A fémesanyagok (vas-, alumínium és rézalapú ötvözetek) fejlesztésére és előállítására alapított a kutatóintézetek (Vasipari kutatóintézet – VASKUT, illetve a Fémipari Kutatóintézet - FÉMKUT), illetve az ipari vállalatok által erre a célra alapított laboratóriumai a rendszerváltozás után sajnos túlnyomórészt megszűntek. Az akadémia és az egyetemek mellett néhány vállalat (pl. ISD Dunafer Duna Vasmű Zrt.) működtet saját kutatóintézetet, de ezek elsősorban – magas színvonalú műszerezettségüknek köszönhetően – anyagvizsgálatokkal foglalkoznak. Mára nem maradt Magyarországon olyan önálló kutatóhely, amely rendelkezik – a magasszintű tudományos háttér mellett – vas- és fémkohászati szakterületen olvasztási, illetve pormetallurgiai kutatási kísérletekre alkalmas infrastruktúrával. Vannak persze olyan üzemek, ahol rendelkezésre állnak olvasztókemencék, de azok számára sajnos – a méretük miatt, vagy az elemzési lehetőségek korlátozottsága miatt – gazdaságtalan új anyagminőségek kikísérletezésében való részvétel. Ezt a piaci rést felismerve határozták el a szerzők, hogy a Metallurgiai és Öntészeti Intézetben rendelkezésre álló készülékek szabad kapacitását felajánlják partnereik részére.

2. Technikai felszereltség

Az intézet kutatólaboratóriuma a kisméretű olvasztókemencék széles palettájával rendelkezik:

- indukciós kemencék: 20-100 kg acél, öntöttvas és rézötvözetek olvasztására,
- ellenállású kemencék 4-100 kg-nyi alumínium ötvözetek öntésére,



– vákuumindukciós kemence 1-4 kg-nyi vas-, réz-, alumínium alapú ötvözetek, illetve bármilyen más fémek megolvasztására.

A vákuumindukciós kemence alkalmas egyéb nemfémes anyagok (pl. szalma, üveg) légritkított, illetve védőgáz környezetben való hevítésre és izzításra.

Az Intézetben a kemencék közvetlen közelében rendelkezésre állnak – még üzemekben is ritka – modern elemzőkészülékek:

- GD OES elemzőkészülék, amely plazma gerjesztésű spektrometriai eljárással képes nemcsak felületi, hanem rétegvizsgálatra is,
- Gázelemző készülék, amely 0,2-1,5 grammnyi mintából képes meghatározni a fém osszoxigén és -nitrogén tartalmát tized ppm-es pontossággal,
- Elemanalizátor kén- és karbontartalom mérésére,
- Termikus analízis.

A fémolvadék leöntése 3-25 kg-os adagokban homokformába vagy vaskokillákba történik. A leöntött tuskók alakra történő kovácsolása és hőkezelése is megoldható az egyetem berkein belül.

3. Készülékek jellemzői

3.1. Hagyományos indukciós kemencék

A megfelelő összetételű fém előállítása a legfontosabb feladat, aminek kulcskérdése a homogén olvadék előállítása, erre a célra a legalkalmasabb az indukciós kemence. A laboratóriumban lévő indukciós kemencék középfrekvenciás tirisztoros vezérléssel rendelkeznek, ami jól szabályozható hőmérsékletvezetést tesz lehetővé. A 100 kg-os kemencék savas bélések, ami persze nem csak öntöttvas és bronz, hanem akár acél átolvasztására is alkalmas. Természetesen az acél olvasztására szerencsésebbnek tartott – az elérhető nagyobb tisztaság miatt – bázikus bélések kemencével is rendelkezik az Intézet, a 20 kg-os befogadóképességű kemence falazata MgO-os döngöletből készült. Gyártásközi elemzésre diszkpinmintát (lolipop sample) vétele történik, ami a megfelelő átmérőjével és felületével tökéletes megoldás spektrometriai vizsgálatra. Hőmérséklet mérésére pedig merülő pirométer nyújt megoldást.

Abban az esetben, ha elég egyetlen elem koncentrációját meghatározni, kitűnően alkalmazható a termikus analízis, amely képes a minta lehülési görbájéből gyors, és kielégítően pontos információt adni az előállított olvadék kémiai összetételének egy-egy komponensének változásáról.

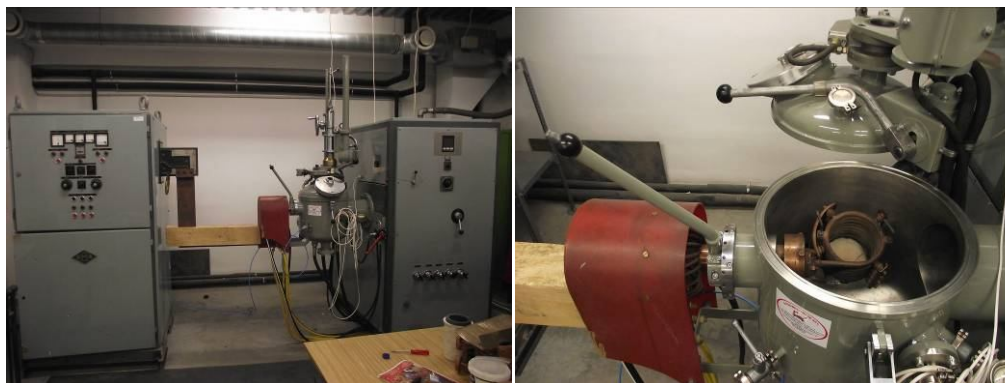
Mivel a fémolvadék hajlamos a gázfelvételre, oxidációra, ezért felújításra került az Intézet tulajdonában lévő vákuumindukciós kemence.

3.2. Vákuumindukciós kemence jellemzői

A vákuumindukciós kemence (1. ábra) számos igen előnyös tulajdonsággal rendelkezik, amik nemesfém olvasztására, illetve nagyhomogenitást igénylő etalongyártásra is alkalmassá teszik. Lehetőség van:

- vákuum alatti
- ötvözésre,
- hőmérsékletmérésre,
- mintavételre,
- kezelésre.
- argonos védőgáz alkalmazása
- olvasztás során,

- adaggyártás közben,
- öntéskor.



1. ábra Vákuumindukciós kemence

A kemencéhez két induktor tekercs tartozik, ezért lehetőség van a cserére és így acélolvasztási céllal az egyik magnezittel van kidöngölve, a másikban pedig felváltva használható kerámia és grafittegely. Az utóbbinak köszönhetően ellenállású fűtésű kemenceként is használható a kemence, így olvaszthatók, hevíthetők olyan anyagok is, amely egyébként nem olvad meg indukciós hatására.

4. Korábbi kísérletek

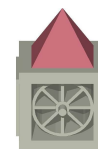
Új típusú vas- és egyéb fémötvözetek fejlesztése – laboratóriumi méretbeli olvasztási és elemzési lehetőségek hiánya miatt – hazánkban sajnos teljesen háttérbe szorult, mivel az acélművek (Dunaújváros, Ózd) csak nagyméretű kemencével rendelkeznek, az acélöntödékben pedig nem lelhető fel a szükséges elemző készülékpark. Ezen okok miatt a Miskolci Egyetem Metallurgiai és Öntészeti Intézetben fellelhető infrastruktúrát ismerve érkeztek megkeresések vasalapú ötvözetek gyártására, színesfémek (pl. krómérc) feldolgozhatóságának felmérésére, illetve egyéb kísérletekre.

Albániából származó krómérc kohósítására folytatódtak kísérletek, ami során ismert összetételű acélolvadékba 5-10 mm-es frakciójú érc került több részletben adagolásra. Az érc redukciója kokszporral, alumíniumdarával történt. A kísérlet során 76,7 %-os krómhasznosulást sikerült elérni.

50 kg-nyi járműipari acél gyártására szolgáló kísérlet során ismert összetételű betonacél alapanyag (C ~ 0,10 %; Mn ~ 0,70 %; Si ~ 0,30 %) került beolvasztásra. A mintavételt követő salakképzés, salakeltávolítás, dezoxidálás, mikroötvözés után lecsapolt készacélból öntött tuskó (C = 0,19 %; Si = 0,23 %; Mn = 0,86 %; V = 0,04 %; Al = 0,022 %) kovácsolás után átadásra került a megrendelő részére további mechanikai vizsgálatokra.

Inertgázos atmoszférában (argon) olvasztott átmeneti grafitos vasöntvény rézzel való ötvözése – több részletben történő csapolás közbeni mintavétellel – termikus analízis segítségével pontos lekövethető volt. Az ötvözés mértékétől függően a lehülési görbe változott, majd ezt a változást összehasonlítva az irodalmi adatokkal következtetni lehetett az öntöttvas aktuális százalékos összetételére. [1]

Mezőgazdasági hulladék (búzaszalma) inert környezetben (argon védőgáz) lefolytatott pörkölése során a szalma nedvességtartalma 57 %-kal csökkent, égésmelege 20 %-kal, fűtőértéke 25 %-kal növekedett. [2]



5. Összefoglalás

A Miskolci Egyetem Metallurgiai és Öntészeti Intézetének tulajdonában lévő kemencék és elemzőkészülékek egyedülállóan széles lehetőséget kínálnak olvasztási és más hevítési kísérletekre. A járműipari és egyéb gépgyártási alapanyagok fejlesztésére kitűnő lehetőséget biztosít a vákuumindukciós kemence, mivel légritkított, illetve inertgázos környezetben végezhető nemcsak az olvasztás, hanem az öntés, és visszahűtés is. Jelentősen csökkenthető az oldott gáztartalom, elkerülhető az oxidáció és reoxidáció is hála az oxigénmentes légkörnek.

Köszönetnyilvánítás

„A kutatómunka a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Alkalmazott Anyagtudomány és Nanotechnológia Kiválósági Központ keretében valósult meg.”

Irodalomjegyzék

- [1] Ferenczi T. – Harcsik Béla – Sárvári I.: (2013) *A ME Metallurgiai és Öntészeti Intézet vákuumindukciós kemencéjének korszerűsítő felújítása*, Bányászati és Kohászati Lapok. No.2, 2013, pp. 46-50.
- [2] Szamosi Z., Ferenczi T., Harcsik B. (2013) *Búzaszalma pörkölése vákuumindukciós kemencében*, GÉP, No. 5. 2013., pp. 11-15.

APPLIED NUMERICAL METHODS ON THE DETERMINATION OF GRINDING TOOL PARAMETERS OF BALL NUTS

HEGEDŰS György PhD, TAKÁCS György PhD
University of Miskolc, Department of Machine Tools
hegedus.gyorgy@uni-miskolc.hu

Abstract: This paper presents a method on the determination of tool profile for internal grinding of ball nut. The solution is based on the so-called derivation theory, where the parameters of the tool (tilt angle, profile points, approximated profile curve) are determined by numerical methods. The final approximating tool profile is an ellipse-arc where the data points for the approximation are the intersection points of the surface intersection curves.

Keywords: numerical methods, ball nut, tool profile

1. Introduction

Ballscrew mechanisms are widely used in machine tools and the demand for high-lead ballscrews is increasing due to the high-speed manufacturing. The gothic arc is a symmetrical combined curve of two arcs with equal radius and distance between their centres. These types of ballscrews are manufactured by form grinding (*Figure 1.*), where the grinding tool has corresponding profile [5], for high precision ballscrews lapping techniques are used as well [4]. In case of long and high lead threaded ball nut the grinding wheel is not tilted at the lead angle of the thread to avoid the collision between the quill and workpiece.

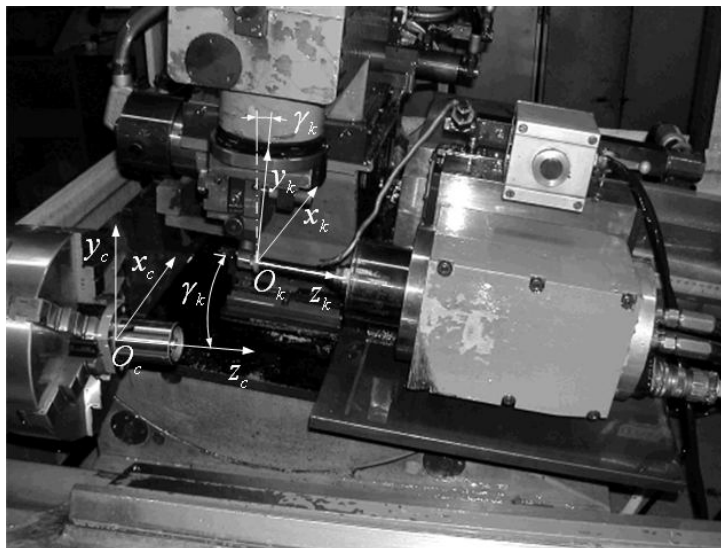


Figure 1. Profile grinding of ball nut on conventional machine

Due to these conditions the profile obtained is not gothic-arc, because the grinding wheel tends to overcut the thread surface, this problem is well defined i.e. worm and gear drives [1], [2], [3]. In case of long threaded ball nut the setting of optimum tilt angle is not possible due to the collision of quill and workpiece. This angle parameter has to be determined for the real manufacturing process.

2. Determination of quill tilt angle

Collision detection between cylindrical bodies is widely used in three dimensional mechanical systems, for example machine tools, robots, different mechanisms. Detecting of collision between cylindrical rigid bodies were developed using line geometry by Ketchel and Larochele [6]. Distance computation between cylinders has four different types according to their three dimensional positions in space. Fast and accurate computation method was developed by Vranek [10]. To determine the maximum tilt angle for the grinding the minimum distance determination is required between the tilted quill axis and the edge of the ball nut represented as a circle (*Figure 2.*).

2.1. Collision detection between cylindrical quill and ball nut

Determination of minimum distance between the quill and the ball nut is equivalent with the computation of the distance between the quill axis and the circular edge of the ball nut.

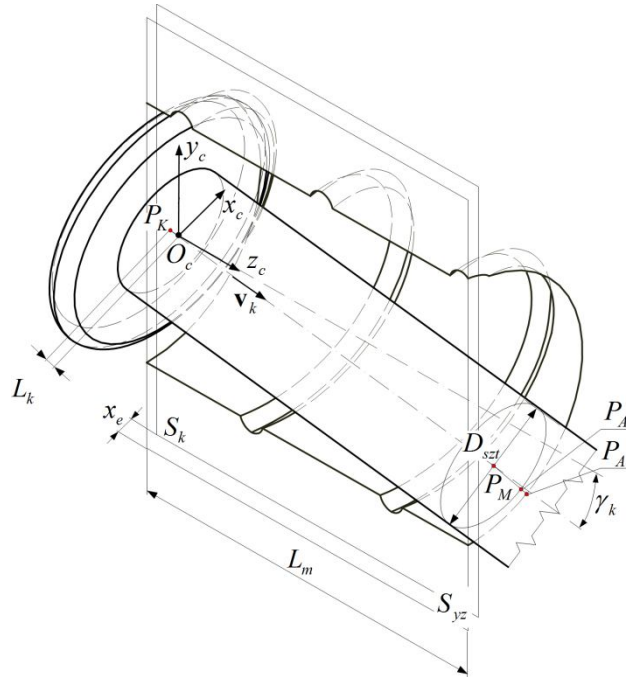


Figure 2. Spatial position of tool-workpiece

Applying notations of *Figure 2.* the circle equation described by

$$\mathbf{P}_A = \mathbf{C} + \frac{D_{szt}}{2} (\cos(\phi) \mathbf{u} + \sin(\phi) \mathbf{v}) \quad (1)$$

where $\phi \in [0, 2\pi]$, $\mathbf{P}_A$ is point of the circle, $\mathbf{C}$ is centre of the circle, D_{szt} is diameter of the quill and $\mathbf{u}$ and $\mathbf{v}$ are unit vectors in the plane containing the circle. The minimum distance between the quill axis and the circular edge is

$$D = \left(\frac{D_{szt}}{2} \right)^2 + |\mathbf{C} - \mathbf{P}_M|^2 - D_{szt} \frac{|\mathbf{Q} - \mathbf{C}|}{|\mathbf{Q} - \mathbf{C}|} \cdot (\mathbf{C} - \mathbf{P}_M), \quad (2)$$

where $\mathbf{P}_M$ is a point on the quill axis and $\mathbf{Q}$ is the projection of $\mathbf{P}_M$ on the circle plane. Applying the expressions from [9] a nonlinear equation system can be formulated for the unknown parameters. The equation for the minimum distance between the quill and the edge

of the ball nut using the notations of *Figure 2*. is written by

$$\frac{D_{sz}t}{2} + b_h - \left[\left(\frac{D_3}{2} \right)^2 + x_e^2 + \sin^2(\gamma_k)t^2 + (L_m + L_k - \cos(\gamma_k)t)^2 - D_3 \sqrt{x_e^2 + \sin^2(\gamma_k)t^2} \right]^{\frac{1}{2}} = 0, \quad (3)$$

where b_h is a safety gap between the quill and the ballnut, and γ_k is the tilt angle from the $\mathbf{v}_k$ direction vector of the quill axis. Minimizing (2) a quartic equation can be formulated [9]

$$\begin{aligned} & \sin^2(\gamma_k)t^4 - 2(L_k + L_m)\cos(\gamma_k)\sin^2(\gamma_k)t^3 + \\ & \left[\cos^2(\gamma_k) \left((L_k + L_m)^2 + x_e^2 - \left(\frac{D_3}{2} \right)^2 + 2 \left(\frac{D_3}{2} \right)^2 \right) - \cos^4(\gamma_k) \left((L_k + L_m)^2 + \left(\frac{D_3}{2} \right)^2 \right) \right] t^2 - \\ & - 2(L_k + L_m)x_e^2\cos(\gamma_k)t + \cos^2(\gamma_k)(L_k + L_m)^2x_e^2 = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

The roots of the nonlinear equation system from (3) and (4) are found by root finder algorithm (for example *Newton-Raphson* or *Broyden*). Initial values are required for the two unknown parameters on both methods.

3. Generation of tool profile points by surface intersection method

In this section a numerical method for the determination of tool profile of grinding tool is described (*Figure 3*). The surface intersection method is based on the solution of system of ODEs.

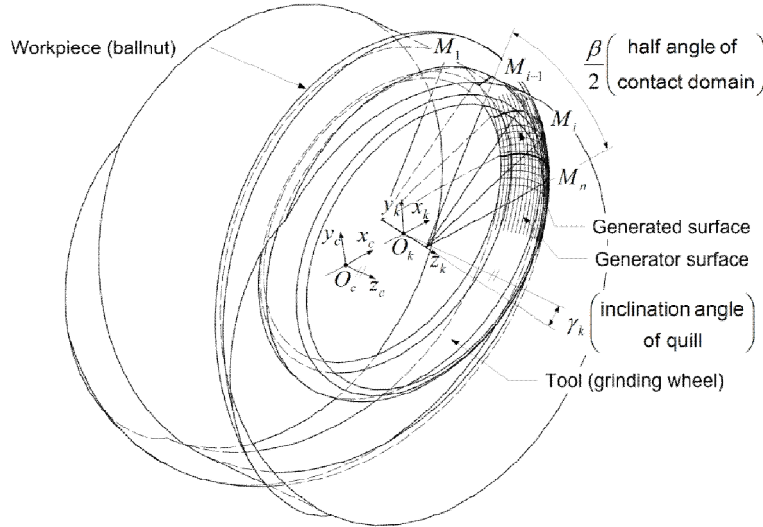


Figure 3. Spatial position of tool-workpiece

The parametric equation of the surface of gothic arc ballnut is

$$\mathbf{S}_b(u, v) = \mathbf{h}(u) + R_{pr} [\mathbf{b} \cdot \sin(v) - \mathbf{n} \cdot \cos(v)] \quad (5)$$

where $\mathbf{h}(u)$ is the parametric equation of helical curve of swept surface, $\mathbf{b}$ is the binormal, $\mathbf{n}$ is the normal vector of helical curve and R_{pr} is the radius of gothic arc. The parametric equation of the tool plane is given by

$$\mathbf{S}_t(q, t) = \mathbf{O}_t + q \cdot \mathbf{z}_t + t \cdot \mathbf{x}_t \quad (6)$$

The intersection curve of two surfaces is determined by

$$\mathbf{C}(u, v, q, t) = \mathbf{S}_b(u, v) - \mathbf{S}_t(q, t) = \mathbf{0} \quad (7)$$

If a direction vector can be found such that is orthogonal to all gradients, than the intersection

curve can be traced by following this direction. This orthogonal vector is determined by a modified *Jacobian* determinant

$$\mathbf{P}(u, v, q, t) = \det \begin{bmatrix} \mathbf{e}_u & \mathbf{e}_v & \mathbf{e}_q & \mathbf{e}_t \\ J_C(u, v, q, t) \end{bmatrix} \quad (8)$$

where $J_C(u, v, q, t)$ is the *Jacobian* of the intersection curve formed by equation (7). The above formula determines an *ODE-IVP* system. The initial value vector is determined by fixing one of the parameters and solving for the rest by *Newton-Raphson* method. After the appropriate starting point found the *ODE* system is solved numerically by 4-5 order *Runge-Kutta* algorithm (*Figure 4.*) [7].

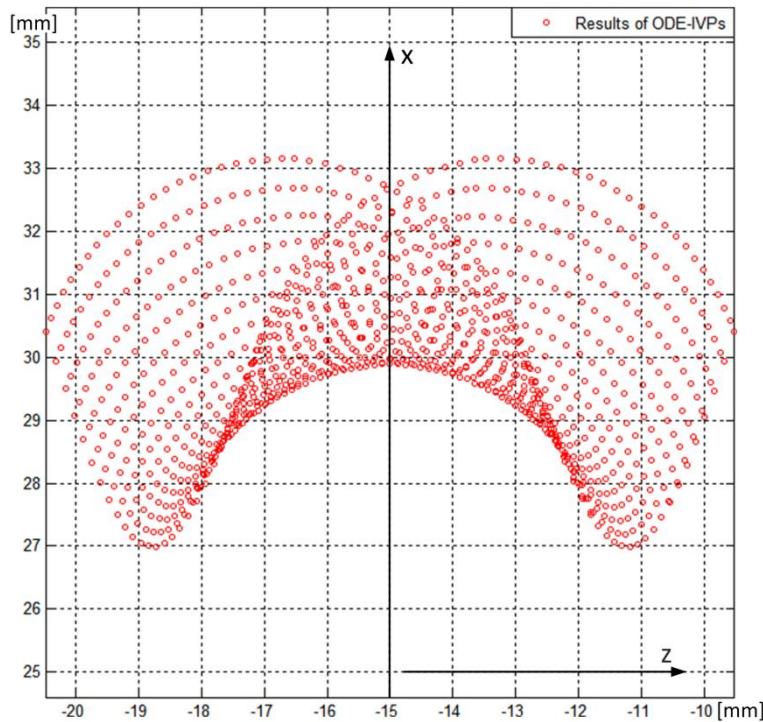


Figure 4. Surface intersection points of Runge-Kutta algorithm

The number of surface intersections determines the number of ODEs to solve. Obtaining the points of intersection curve an approximated ellipse-arc is determined by a numerically stable non-iterative algorithm, described in the next section.

4. Approximation of tool profile curve

Starting and ending points and the intersection points of the ellipse-arcs are requested to generate tool profile. *Figure 5.* shows the intersection points, the profile and noise points transformed into *xz plane* of the tool. Ellipses are special cases of general conics which can be described by an implicit second order polynomial

$$F(x, z) = ax^2 + bxz + cy^2 + dx + ez + f = 0, \quad (9)$$

where a, b, c, d, e, f are coefficients of the conic and $b^2 - 4ac < 0$ is a further constraint for ellipse. The algebraic distance $F(x, z)$ rewritten in vector form

$$F(\mathbf{x}) = \mathbf{x} \cdot \mathbf{a} = 0, \quad (10)$$

The fitting of a general conic to a set of points $(x_i, z_i); i = 1 \dots n$ may be approached by

minimizing the sum of squared algebraic distances of the points to the conic which is represented by coefficients **a**:

$$\min \sum_{i=1}^n F(x_i, z_i)^2 = \min \sum_{i=1}^n (F(\mathbf{x}_i))^2 = \min \sum_{i=1}^n (F(\mathbf{x}_i \cdot \mathbf{a}))^2 \quad (11)$$

Equation (11) can be solved directly by the standard least squares algorithm, but the result is a general conic. In specific ellipse case further constraint required to fit an ellipse to the filtered profile points [8], [11].

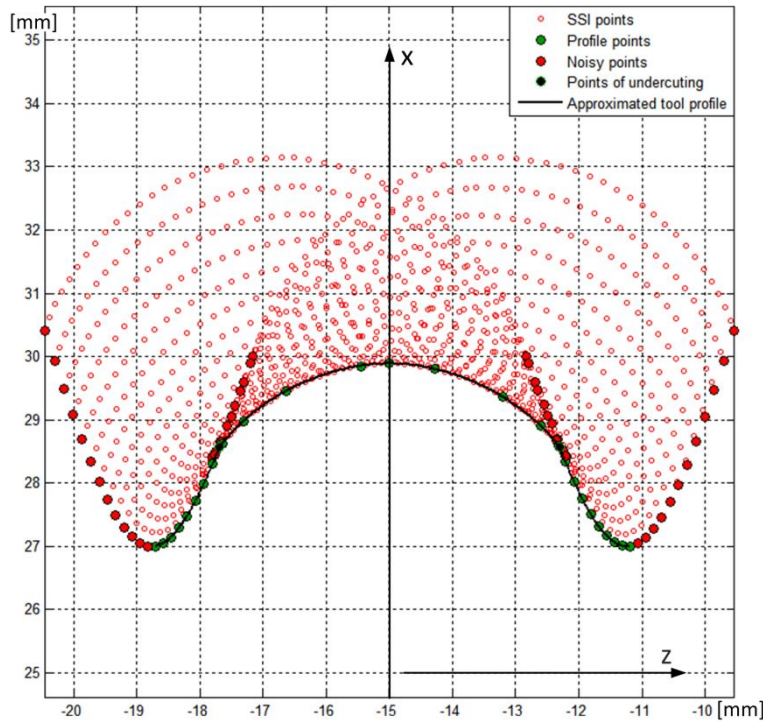


Figure 5. Points for profile approximation, $d=50\text{mm}$, $p=30\text{mm}$

There are two noise sections among these collected points which have to be filtered out. The limiting point of undercutting is calculated by

$$\left| \mathbf{B}(t)_{i-1,i} - \mathbf{F}_1 \right| + \left| \mathbf{B}(t)_{i-1,i} - \mathbf{F}_2 \right| - 2a = 0 \quad (12)$$

where $\mathbf{B}(t)_{i-1,i}$ is the i -th cubic *Bezier* curve ($t=0\dots 1$, $i=1\dots n$, n the number of intersection curves), $\mathbf{F}_1$ and $\mathbf{F}_2$ focus points of fitted ellipse on the intersection points of ellipse-arcs between the minimum point of intersection points (Figure 4.) and ending point of tool profile (this point calculated from ball nut parameters), a semi-major axis of the fitted ellipse-arc. The solution of nonlinear equation (12) is determined by *Newton-Raphson* method. The final approximated tool profile is generated by mirroring of the two approximating cubic *Bezier* curve and ellipse-arc.

Summary

In this study we presented some numerical methods to obtain the tool profile curve and manufacturing parameters for real ball nuts. The method is also capable not only for ball nuts, but other different types of drives (i.e. worm and gear drives) analysis of these drives is further future work



Acknowledgement

This research was supported by the **European Union** and the **State of Hungary, co-financed by the European Social Fund** in the framework of TÁMOP 4.2.4. A/2-11-1-2012-0001 'National Excellence Program'.

References

- [5] Dudás I.: The Theory and Practice of Worm Gear Drives, *Butterworth-Heinemann*, 2004, ISBN 978-1-903996-61-4. p.320.
- [6] Dudás L.: New way for the innovation of gear types, *Engineering the Future*, Chapt. 6. Sciyo, Croatia, 2010, ISBN 978-953-307-210-4 pp.111-140.
- [7] F. L. Litvin, A. Fuentes: Gear Geometry and Applied Theory – Second Edition, *Cambridge University Press*, 2004, ISBN 978-052-181-517-8, p.801
- [8] Guevarra D. S., Kyusojin A., Isobe H., Kaneko Y.: Development of a new lapping method for high precision ball screw (1st report) – feasibility study of a prototyped lapping tool for automatic lapping process, *Precision Engineering Journal of the International Societies for Precision Engineering and Nanotechnology* 25 (2001), pp.63-69.
- [9] Harada, H.; Kagiwada, T. (2004). *Grinding of high-lead and gothic-arc profile ball-nuts with free quill-inclination*, *Precision Engineering* (28), pp. 143-151, ISSN 0141-6359
- [10] Ketchel, J.; Larochelle, P.(2005). *Collision Detection of Cylindrical Rigid Bodies Using Line Geometry*, *Proceedings of the 2005 ASME International Design Engineering Technical Conferences*, pp. 3-13, ISBN: 0-7918-4744-6, California, September 2005
- [11] Mathews, J. H.; Fink K. D. (1999). *Numerical Methods Using MATLAB (Third Edition)*, pp. 680, ISBN 978-013-065-248-5, Prentice Hall
- [12] R. Hal, J. Flusser: Numerically stable direct least squares fitting of ellipses, *The 6th International Conference in Central Europe on Computer Graphics and Visualization*, 21 (5), 1998, pp.59-108.
- [13] Schneider, P. J.; Eberly, D. H. (2003). *Geometric Tools for Computer Graphics*, pp. 1056, ISBN 1-55860-594-0, Morgan Kaufmann Publishers, San Fransisco
- [14] Vranek, D (2002). *Fast and accurate circle-circle and circle-line 3D distance computation*, *Journal of Graphics Tools* Volume 7(1), pp. 23–32, ISSN 1086-7651
- [15] W. Gander, G. H. Golub, R. Strebels: *Least-squares fitting of circles and ellipses*, *BIT Numerical Mathematics*, 1994, Volume 34, Number 4, 558–578



COMPARED THE CAST AND MACHINED CALIPER DEFORMATION

HORVÁTH Ádám, ANDÓ Mátyás PhD, OLDAL István PhD
Szent István Egyetem, Gépipari Technológiai Intézet
horvath.adam@gek.szie.hu

Abstract: Caliper used in high-performance cars is usually made of aluminum casting or machining techniques. The caliper deformation is not well researched area today, which is affect the brake performance (wear, tribology properties, brake point). We measured the cast and machined caliper deformation under load/pressure. When we assessed load-deformation results, then we took into consideration the weight of the caliper, because it affects the vehicle's unsprung weight.

Keywords: brake disc, caliper, deformation, aluminium

1. Introduction

The braking system in a car is used to slow it down and to stop. The brake system is an important equipment in a car, because it protects human life and properties. Mechanical brakes convert the kinetic energy of the car into thermal energy, which is created by the friction. [6] [7] The frictional and wear process depend the surface microtopography. [5] Several materials are employed for frictional systems which are resistant to higher temperatures. The brake pad includes ceramic particles which is contacts the brake disc. The ceramic material is important if material rubbing each other like turned [8] Modern cars usually use hydraulic drum or disc brakes [3], which are multi-round safety systems. Braking is a complex process, where the driver of the vehicle and the brake system generate a braking torque. The braking process is divided into several sections: reaction time, delay in operation, effective braking time. The researches of braking system aim are decrease the operation delay and increase the system efficiency, which creates reliable braking. The generally used system in cars or trucks is the disc brake. Performance of this brake is independent of the direction and it has a better cooling system than drum brakes, so the heat created by friction is drained easily in disc brakes. [1] The coefficient of friction does not change despite the very high local temperature.[2]

The caliper is made of cast iron, aluminium alloy or magnesium alloy. Cast iron caliper is usually found in public vehicles and aluminium and magnesium alloy caliper is used in race cars because unsprung mass is important in race. If the unsprung mass is small the lifetime of bearing and gear will increase. The little weight and adequate strength is the reason why aluminium and magnesium alloy parts are used in industry. [4] Requirement of caliper is that the strength can not be reduced in high temperature. In this study we investigated the caliper deformation, which is a less studied area, but it may affect the wear and tribology properties. In this investigation we measured the cast and machined caliper deformation and we determined the differences.

2. Material and method

The caliper which is used in race cars has 2, 4, 6, 8 pistons. (Fig. 1.) If the number of pistons is increased the size of caliper will be bigger. The larger calipers, larger rotors are also used, which affects the characteristic of the internal dimensions of the caliper as well.



Fig. 1. Different caliper which is used 2, 4, 6 pistons

If the weight is an important requirement aluminium alloy is used. Majority of aluminium caliper is prepared by casting. The general use of aluminum calipers was a slow process, because it was more expensive than cast iron calipers. The aluminium caliper was usually used in high performance cars. We made a machined caliper where the weight and the deformation was important. The reason we made a caliper by milling is that we want to construct a caliper which is optimal for the car. The caliper we made was fit the brake disc and gear geometry. We took into account the economies of the production, so we did not use special machine in the manufacture. (Fig. 2.)



Fig. 2. Production of caliper

The material of caliper is Al7075t6, which has got excellent strength properties. (Table 1)

Table 1 Al7075t6 properties

Physical properties	Al7075T6
Density	2,81 g/cm ³
Modulus of Elasticity	71,7 GPa
Poissons Ratio	0,33
Tensile Strength, Ultimate	572 MPa
Tensile Strength, Yield	503 MPa
Tensile Strength, Yield	11%

The other caliper we measured was a Brembo caliper, that consists of two parts, where bolts fix the two parts to each other. This one like our caliper is 4 pistons caliper. The cast caliper was used in Mitsubishi Lancer EVO, which is a high performance car. In this caliper we find 2×Ø40 mm and 2×Ø46 mm pistons.

We made a measurement system to investigate a deformation that consists of a hydraulic cylinder, a hydraulic tube and a pressure gauge. In the measurement system we used DOT 5 brake fluids used in modern cars. The measurement system is in figure 3.

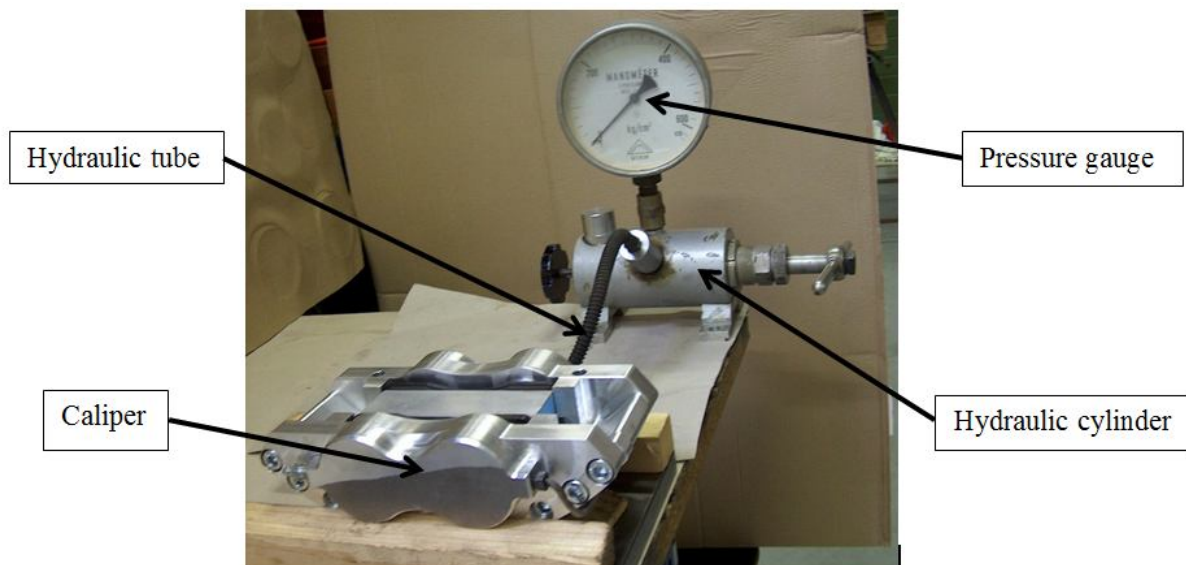


Fig. 3. Measurement system

Measurement steps: bled the measurement system, system was in initial state, made pressure, measured the caliper opening offload the system. We performed these steps three times.

3. Results and Discussion

We measured the caliper deformation (opening) in 3 cross-section. We wanted to know the greatness of opening near the brake pad, so we measured the cross-section at the edge of pad and we measured the opening in the middle of caliper. (Fig. 4.)

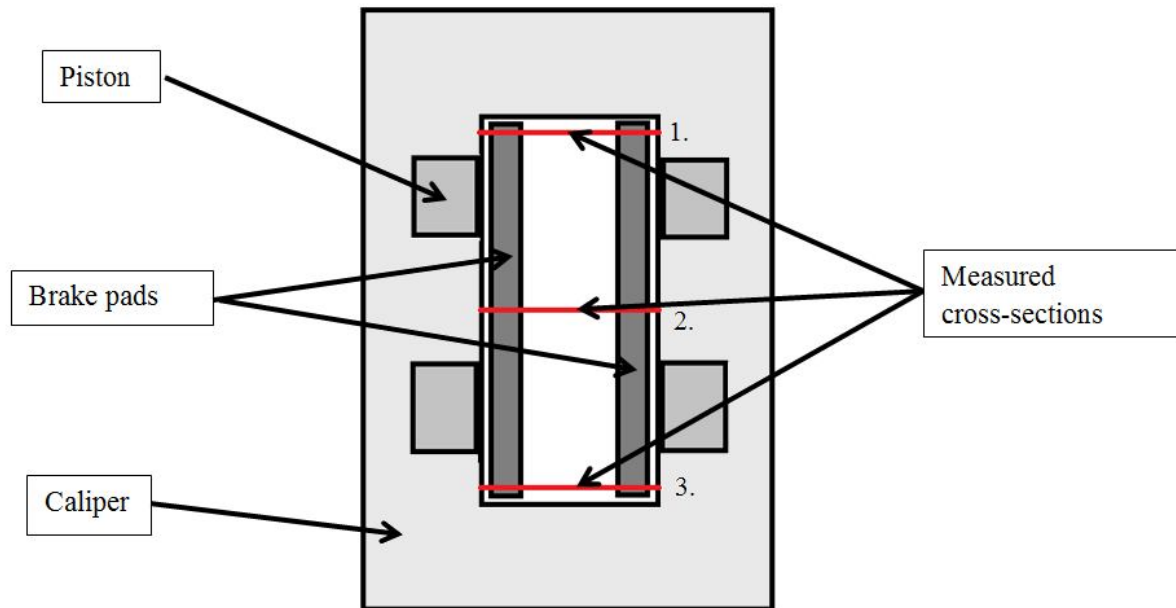


Fig. 4. Measured cross-section

The deformation of the caliper affects the brake performance. In working the distorted caliper the contact surface between the pad and disc is not consisted, so the brake performance may decrease. The uneven pressure distribution may affect the tribology properties and the wear process. We investigated the affect of production technology to the opening. The machined caliper opening- pressure function is in figure 5.

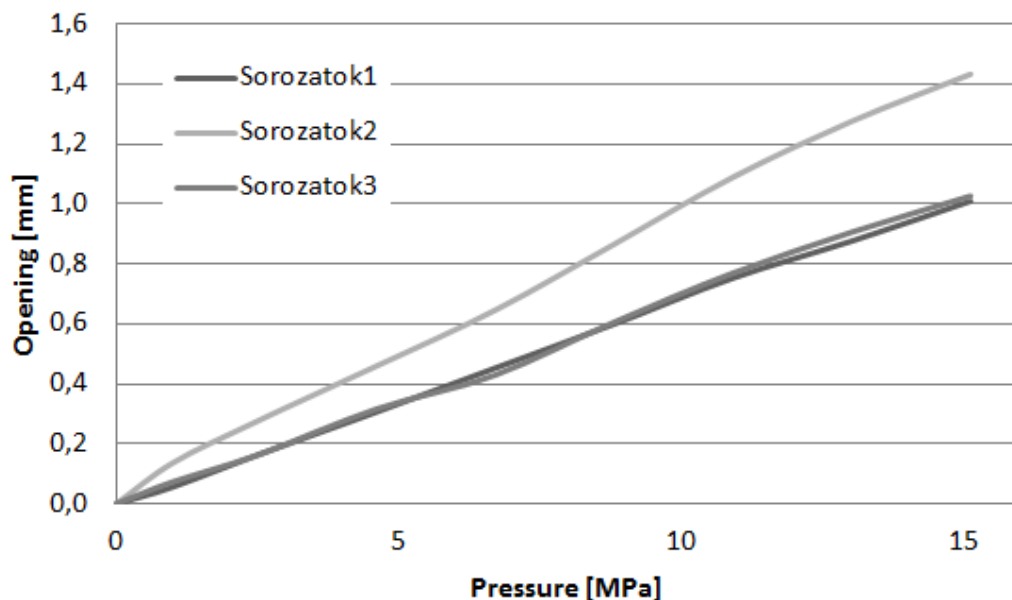


Fig. 5. Machined caliper opening

The figure 5 and 6 shows that the highest deformation was in the middle. The opening was 1,03 mm per 10 MPa. We did this measurement in the cast caliper, the cast caliper result is in figure 6.

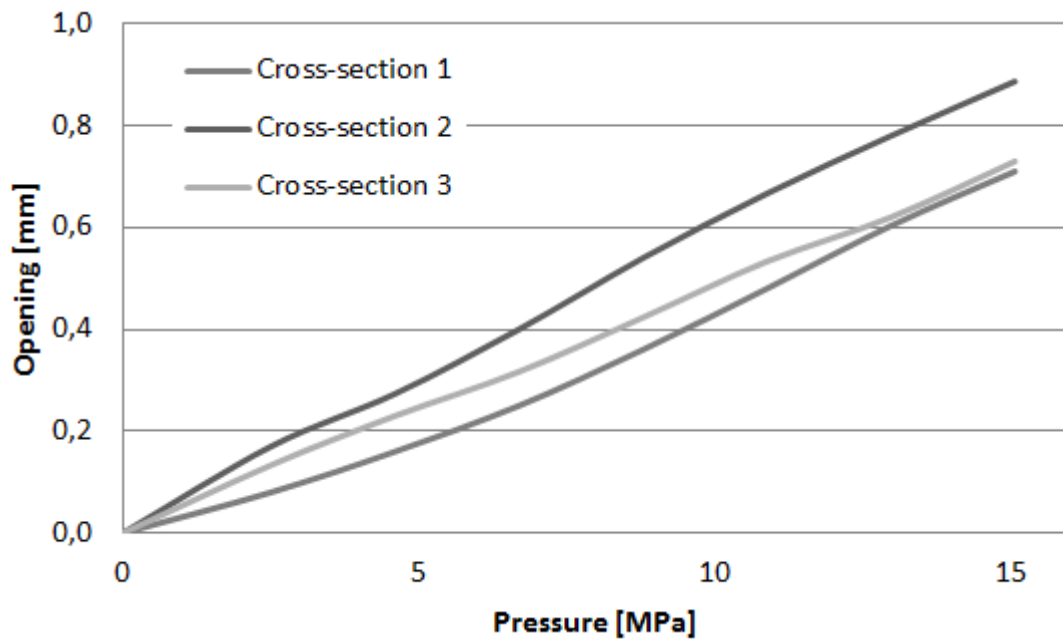


Fig. 6. Cast caliper opening

The opening is linear in both cases. The cast caliper opening was 0,6 mm per 10 MPa. In both cases the highest opening was in the middle of the caliper. The reason is that the two ends of the caliper was fixed (supported), and pistons loaded the caliper in the middle (force). The maximum deformation of cast and machined caliper is in figure 7.

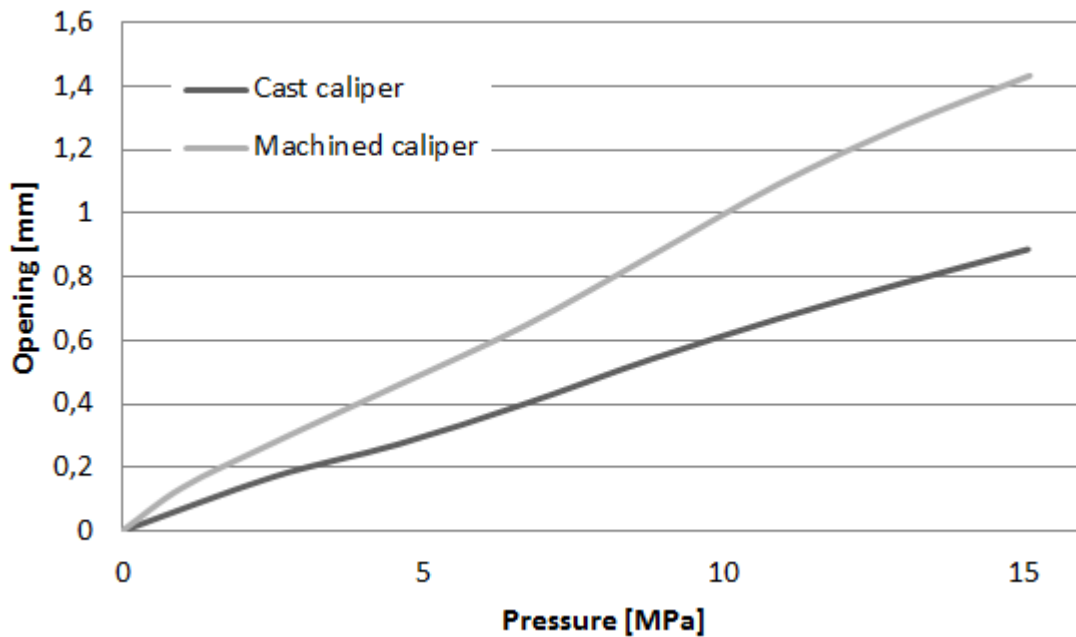


Fig. 7. Comparison of deformations

The figure 7. shows that the deformation of the machined caliper is bigger than the cast caliper. This rigidity comes from the fact that the cast caliper has thicker walls, which results



a greater mass. The cast caliper mass is larger than the machined caliper and its performance is roughly the same. This larger unsprung mass is not allowed in race cars, so if the brake performance is appropriate, lighter-weight construction will be used. Our construction's performance is less than the factory construction, but if it is necessary we will change the geometry to optimize the caliper to the car geometry. If we make an optimized caliper by machining technic it will be cheaper than using mold technology in unique cases.

4. Summary

In this study we measured the deformation (opening) on two calipers which were made by different techniques. The opening of the caliper depends on the technique. The caliper which was made by cast is bigger and the weight is about 35% higher like the machining caliper. The opening of machining caliper is allowable. The difference between the opening of cast caliper and machining caliper is 60%. The opening is bigger at the machining caliper, but production is cheaper if we make an optimized caliper and the unsprung mass is less than cast caliper.

References

- [1] A Adamowicz, P. Grzes, (2011) *Influence of convective cooling on a brake temperature distribution during repetitive brakeing*, Applied Thermal Engineering 31, 2177-2185 p.
- [2] A.A. Yevtushenko, P. Grzes, (2012) *Axisymmetric FEA of temperature in a pad/disc brake system at temperature-dependent coefficients of friction and wear*, International Communications in Heat and Mass Transfer 39, 1045–1053 p.
- [3] C. Hohmann, K.Schiffner, K. Oerter, H. Reese (1999) *Contact analysis for drum brakes and disc brakes using ADINA*, Computers and Structures 72, 185-198 p.
- [4] E. Pintér, L. Kátai, I. Szabó, E. Szabó (2012), *Development of bevel gearbox with six axes*, Gép 12, 99-102 p.
- [5] I. Barányi, Á. Czifra, G. Kalácska (2011) *Height-independent topographic parameters of worn surfaces*, Sustainable Construction & Design. Conference proceeding, p. 35-41.
- [6] K. Holmberg, P. Andersson, A. Erdemir (2012) *Global energy consumption due to friction in passenger cars*, Tribology International, 221-234 p.
- [7] Patric Daniel Neis, Gabriel Aquino Schell Kruze (2010) *Relation between the Temperature of the disc measured with thermocouple and by thermography using a reduced scale dynamometer*, ABCM Symposium Series in Mechatronics 4 p.907-913
- [8] R. Keresztes, G. Fledrich, G. Kalácska (2013) *Friction behavior of the turned Zirconium- dioxide ceramics and steel*, International Multidisciplinary conference, p.74-78

MODELING ESCAPEMENT PHASE OF PIANO ACTION KIVÁLTÁS MODELLEZÉSE ZONGORA MECHANIKÁBAN

HORVÁTH Péter PhD

Széchenyi István University

horvathp@sze.hu

Kivonat: A cikk a zongora mechanika kiváltási fázisának analitikus vizsgálatával foglalkozik abból a célból, hogy egyrészt igazolja azt a megfigyelést, miszerint a kiváltás kezdetén jelentősen megnő a billentyű lenyomásához szükséges erő, másrészt az erőnövekedés miatt kisebb mértékű, ha a billentyűt nagyobb sebességgel mozgatjuk. A kapott ered-mények teljes összhangban vannak a tapasztalattal és vélhetően hozzájárulnak egy olyan billentyűzet kifejlesztéséhez, mely képes reprodukálni egy akusztikus zongora billentését.

Kulcsszavak: zongora mechanika, billentés, kiváltás, haptic billentyűzet

Abstract: This paper deals with analytical investigation of escapement phase of the piano action in order to check the observation, that force needed to move the key increases significantly at the beginning of escapement phase, and answer the question why and how does force decrease at higher key velocities? Results gained agree well with experience and may contribute to development of a haptic keyboard capable to reproduce touch sensation of a concert grand piano.

Keywords: piano action, touch, escapement, haptic keyboard

1. Introduction

Piano is one of the most popular music instruments and its construction is unaltered for almost two centuries. The core of the piano is the action that plays the role of an interface between finger of pianist and the sound generating strings. The pianist comes into direct contact with keys that moves the hammer across levers, springs and damping elements (Fig.1).

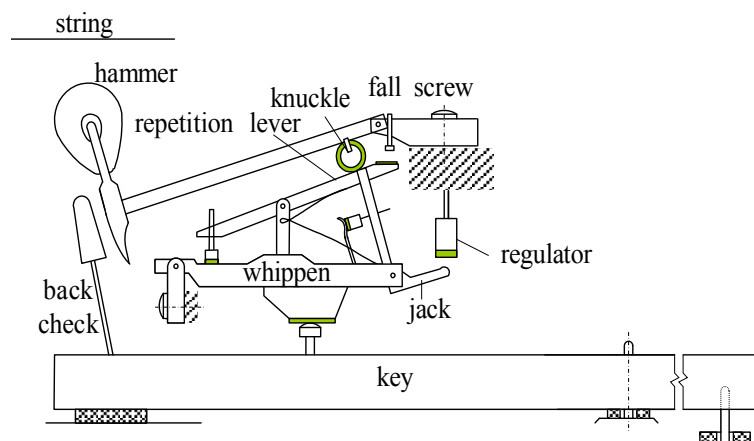


Fig.1 Parts of the piano action

Being a complex system, the action responds to key movement with diverse dynamics, called „touch”. Moving the key up and down pianist feels steadily or in some cases steeply varying force feedback. This haptic effect was not deliberately designed but it is direct consequence of operation of action. After all, in the last two centuries pianists are used to these haptic effects and what is more they consciously apply them to make their performance more expressive and effective. Touch sensation and auditory information attached to it are stored in the brain



of pianist during decades of years practicing piano playing and helps pianist to use piano optimally.

Grand acoustic pianos now reached their high stage of their evolution, but digital pianos are under continuous development. Their sound generating methods become more and more perfect thanks to the stored sound samples or modeling and emulating the full sound generating system of acoustic pianos. Producing sound electronically does not demand complicated keyboards, it requires only a double switch under each key that gives information even about the sound volume. For this reason digital piano manufacturers didn't pay enough attention to develop keyboards so far, because pop music didn't require it. Recently needs emerged for reproducing touch sensation of acoustic pianos. This development makes build-up more complicated and expensive of course, but it opens the door for interpreting classical music, hereby extending the number of users.

One possible way of development may be replacing the original action by a simplified one, partially retaining some haptic effects (weighted hammer action with partial escapement function). The other way is emulation the force exerted by the action to the key by electronic or magnetic actuators. Owing to the high number of sensors, actuators and complicated signal processing unit this solution seems costly but promising one for the present [1,2,3]. Common feature of mentioned solutions is that both ones assume the thorough knowledge of process causing touch feedback [4,5]. The paper deals with modeling the most significant haptic effect called „escapement” in order to find out quantitative relation between key motion and haptic feedback.

2. Escapement

Pressing the key from rest, the whippen, jack and repetition lever form a rigid body and lifts the hammer upwards with a nearly constant ratio. This „lift” process lasts until the distance between hammer head and string decreases to 3-4 mm. Pushing further the key, upward motion of hammer must be stopped in order to avoid its sticking to the string. This process is called “escapement”. First the horizontal arm of jack makes contact with the regulator and jack begins to rotate clockwise. At the same time the repetition lever makes also contact with the fall screw and as a consequence, the roller contacts yet only with the jack. Slowly pushing the key further, the hammer approaches the string to 2 mm and returns without striking the string. If the speed of key and hammer is high enough, the contact between roller and jack ceases and the hammer travels with free motion towards the string. Pianists experience that force needed to move the key increases steeply during escapement phase, especially at slow motion. This steep increase of force may be even threefold at slow key motion, but interestingly, may be negligible at high speed.

2.1 Geometry of escapement phase

In order to derive analytical expressions a simplified model of escapement will be used. The hammer roller (knuckle) and the jack are depicted in Fig.2 at the beginning and end of escapement phase. The angle between whippen axis and horizontal is α_0 at the beginning of escapement. After rotation of angle α^* the escapement ends. Neglecting slip between jack and regulator, point P may be regarded the instantaneous centre of rotation of jack. Edge point B of jack moves around point P on the arch $BB'B''$ of radius R_4 with angle β^* while whippen and jack slide on each other. During contact the centre of roller K rotates around point C on the arch KK' . As this displacement is very small, the arch can be replaced by the line KK' that coincides approximately with line PK.

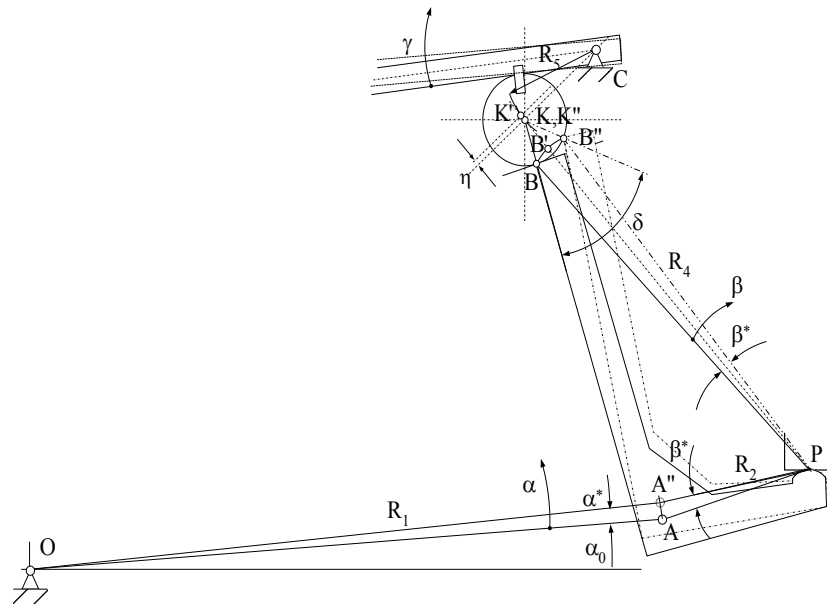


Fig. 2. Motion of jack during escapement

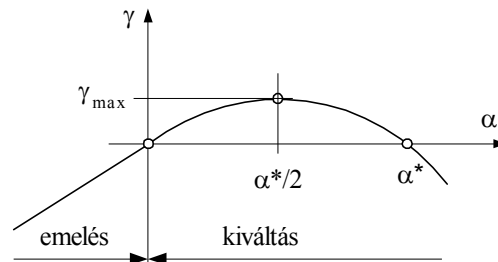


Fig. 3.. Rotation angle of hammer vs. whippen angle

Angles α, β and γ are measured from starting point of escapement phase and following assumptions are made: $\overline{PK} \perp \overline{CK}$, $BB' \approx B'B''$. For small angles of rotation relations $\beta = k_1 \alpha$ and $\gamma = k_2 \beta$ exist. Hammer is rising with angle $\gamma_{\max}$ from start of escapement until it reaches the nearest distance to the string (Fig. 3), that is

$$\gamma_{\max}(\alpha^*) = \frac{1}{R_5} \left(R_3 + R_4 - R_3 \cos \frac{k_1 k_2 \alpha^*}{2} - R_4 \cos \frac{k_1 \alpha^*}{2} \right) \quad (1)$$

Knowing three close points of curve $\gamma(\alpha)$, $\gamma(0) = \gamma(\alpha^*) = 0$ and $\gamma(\alpha^*/2) = \gamma_{\max}$, it can be well approximated by a parabola of second order, see equation (2).

$$\gamma(\alpha) = \gamma_{\max} \left(1 - \frac{(2\alpha - \alpha^*)^2}{\alpha^{*2}} \right) \quad (2)$$

2.2 Dynamics of action

In this study following assumptions are made: friction at pins is neglected, all bodies are rigid, masses of all parts but hammer are neglected. As the dynamically significant part of action is

the hammer itself, starting point of investigation is the free-body diagram of the hammer (Fig. 4). As between jack and knuckle relative motion occurs during escapement, force F_1 is located in the circumference of friction cone.

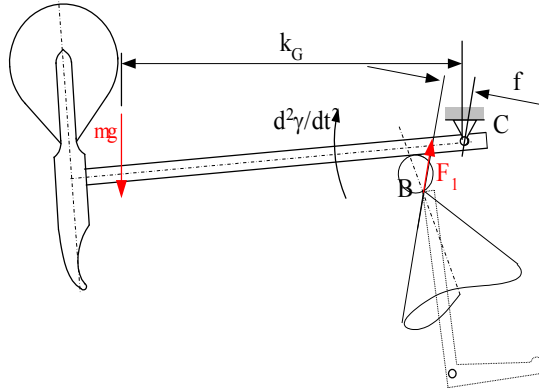


Fig.4. Free-body diagram of hammer

Force acting between hammer and jack can be expressed from the equation of motion of hammer:

$$F_1 = \frac{mgk_G}{f} + \frac{\Theta_C}{f} \cdot \ddot{\gamma}(\alpha) \quad (3)$$

where Θ_C is the second moment of inertia of hammer. In equation (3) one needs to know the angular acceleration of hammer $\ddot{\gamma}$. First let us calculate the angular velocity:

$$\frac{d\gamma}{dt} = \frac{d\gamma}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = -\frac{4(2\alpha - \alpha^*)\gamma_{\max}}{\alpha^{*2}} \cdot \dot{\alpha} \quad (4)$$

Deriving (4) once more by time, one obtains the angular acceleration of hammer:

$$\frac{d^2\gamma}{dt^2} = \frac{d^2\gamma}{d\alpha^2} \cdot \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)^2 + \frac{d\gamma}{d\alpha} \cdot \frac{d^2\alpha}{dt^2} = -\frac{8\gamma_{\max}}{\alpha^{*2}} \cdot \dot{\alpha}^2 - \frac{4(2\alpha - \alpha^*)\gamma_{\max}}{\alpha^{*2}} \cdot \ddot{\alpha} \quad (5)$$

Inserting (5) into (3) the force F_1 can be determined:

$$F_1 = \frac{mgk_G}{f} + \frac{\Theta_C}{f} \left[-\frac{8\gamma_{\max}}{\alpha^{*2}} \cdot \dot{\alpha}^2 - \frac{4(2\alpha - \alpha^*)\gamma_{\max}}{\alpha^{*2}} \cdot \ddot{\alpha} \right], F_1 \geq 0 \quad (6)$$

Expression (6) is very complex, because it contains a constant term, a term proportional to the square of velocity, a term proportional to the product of rotation angle and acceleration, as well as a term proportional to the acceleration. Mainly the force acting just after beginning of escapement has the most significant haptic effect, that can be calculated at condition $\alpha=0$:

$$F_1(0^+) = \frac{mgk_G}{f} + \frac{\Theta_C}{f} \left[-\frac{8\gamma_{\max}}{\alpha^{*2}} \cdot \dot{\alpha}^2 + \frac{4\gamma_{\max}}{\alpha^*} \cdot \ddot{\alpha} \right], F_1(0^+) \geq 0 \quad (7)$$

Force calculated by (7) may result in negative value at especially high velocity, that physically unrealistic. In this case hammer and jack split up at $\alpha=0$. The force $F_1(0^+)$ is to be compared to the force acting just before escapement, e.g. in the last point of lift phase. During lift case the rotation angle of hammer γ is proportional to the rotation angle of whippen α . The

relation can be determined from the tangent of parabola at point $\alpha=0$ (Fig.3):

$$\gamma = \frac{4\gamma_{\max}}{\alpha^*} \alpha \quad (8)$$

Inserting (8) and its derivatives into (6), the force prior to escapement is obtained:

$$F_1(0^-) = \frac{mgk_G}{f} + \frac{\Theta_C}{f} \cdot \frac{4\gamma_{\max}}{\alpha^*} \ddot{\alpha} \quad (9)$$

It can be seen, that change of force is proportional to the square of angular velocity of whippen:

$$\Delta F_1 = F_1(0^+) - F_1(0^-) = -\frac{8\Theta_C \gamma_{\max}}{f\alpha^{*2}} \cdot \dot{\alpha}^2 \quad (10)$$

This result agrees well with observations, that the higher the speed is the less the increase of force, including the negative sign. Now one has to find out only the reason for force growth.

2.3 Static considerations

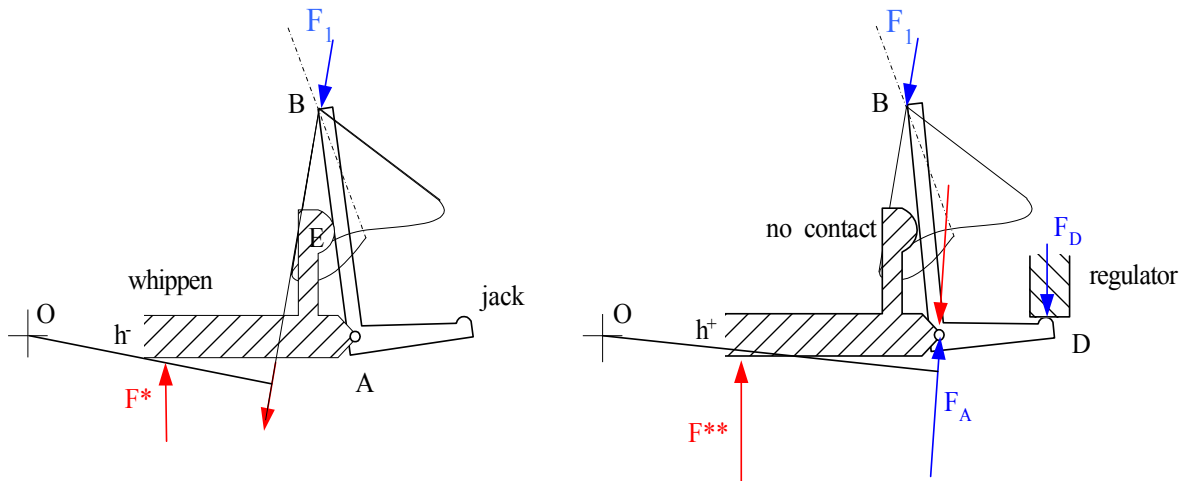


Fig. 5. Forces acting on the whippen before and after escapement

The reason for steep increase of force $F^* \rightarrow F^{**}$ acting on whippen (and key) is the change of constrains. When lift phase occurs, jack is attached to the whippen in two points, A and E. As at point E compressive force acts between bodies, they can be regarded as a single rigid body. Consequently, force F_1 loads directly the whippen, exerting $F_1 h^-$ moment around point O, acting force F^* to the key (Fig. 4, left hand side). At beginning of escapement, the shorter arm of jack gets in touch with the regulator and begins to rotate clockwise. In the same time contact at point E ceases, so jack and whippen can not be regarded a single body any longer. Now force F_1 loads only the jack, that is supported at points A and D. From equilibrium conditions of three forces acting on the jack one can see that force F_A is much higher then force F_1 . This higher force loads the whippen at point A, exerting $F_A h^+$ moment around point O, acting force $F^{**} > F^*$ to the key (Fig. 4, right hand side). The increase of force acting on the key may be $F^{**} = (2 \div 3) F^*$ at very low speed of key. This increase reduces at higher speed according expression (10). At extreme high key speed no force increase can be seen. It is to be noted, that in practice there is continuity in transition F^* to F^{**} . The reason for this is the elasticity of knuckle and contacting surfaces at points E and D, that are covered by felt.



3. Conclusions

Most significant haptic feedback occurs during escapement phase of piano touch. The paper presented analytical investigation of this phase by means of a simplified model. The study revealed, that the steep force increase at beginning of escapement phase can be attributed to the changing constraints of jack. Steep force increase is reduced by a term proportional to the square of angular velocity of whippen (and key). These results can help development of an active keyboard for digital pianos to reproduce the touch sensation of acoustic pianos, but further work is necessary to check results experimentally and investigate other phases of touch.

References

- [1] Boccaletti, C., Duni, G., Elia, S., Dynamic model of an electromechanical piano key by means of FEM techniques. Proc. Of the Modelling and simulation, 2005, Cancun, Mexico, pp.308-313
- [2] Oboe, R., A Multi-Instrumental, Force-Feedback Keyboard. Computer Music Journal, 30:3, pp.38-52, 2006
- [3] Horváth, P., Töröcsik, D., Magnetic issues of a haptic keyboard. Przegląd Elektrotechniczny, R.89 NR 2b/2013, pp. 61-63.
- [4] Gillespie, B., Dynamic Modeling of the Grand Piano Action. Proceedings of the International Computer Music Conference, San Jose, CA, 1992, pp. 77-80.
- [5] Hirschorn, M., Birkett, S., Mephee, J., Kinematic Model of a Piano Action Mechanism (System Design Engineering, University of Waterloo, Ontario, Canada.



IZOPARAMETRIKUS VÉGESELEMEK BEZÁRÓDÁSÁNAK VIZSGÁLATA NAGY ALAKVÁLTOZÁS ESETÉN NUMERICAL INVESTIGATIONS ON THE LOCKING EFFECT OF AXI-SYMMETRIC ISOPARAMETRIC FINITE ELEMENTS

HURI Dávid, MANKOVITS Tamás PhD, KÁLLAI Imre
Debreceni Egyetem Műszaki Kar Gépészmérnöki Tanszék
huri.david@eng.unideb.hu, tamas.mankovits@eng.unideb.hu, kallai21@gmail.com

Kivonat: Jelen cikk a Debreceni Egyetem Műszaki Karán történő gumirugók végeselemes analízise közben felmerült problémát tárgyalja. A FEMAP 9.3-as végeselemes szoftverben végzett vizsgálatok során tengelyszimmetrikus elemeket használva, az elemek viselkedésében fellépett egy káros jelenség a bezáródás. A dolgozat ezt a jelenséget értelmezi és vizsgálja numerikus példán keresztül, elsőrendű háromszög és négyszögelemekből felépített modellre. A dolgozat végén megállapítottuk, hogy gumi anyagok modellezése során melyik végeselem típust érdemes választani.

Kulcsszavak: végeselemek bezáródása, gumirugó, összenyomhatatlan anyagmodell, izoparametrikus végeselemek

Abstract: The locking effect of the isoparametric elements can cause numerical problems during finite element analysis of rubber type materials. This paper investigates this phenomenon and tries to give answers of its occurrence. The FEMAP 9.3 is used for this analysis on axi-symmetric rubber specimen through first-order triangular or quadrilateral elements.

Keywords: finite element locking, rubber spring, incompressible material model, isoparametric finite elements

1. Bevezetés

Kutatásunk fő célja, hogy képesek legyünk olyan végeselemes modellt felépíteni mely alkalmas gumirugók pontos tervezésére. A végeselemes vizsgálatok során a gumi nagy alakváltozása, továbbá az összenyomhatatlan anyagtulajdonsága is feltétel a modellezés során [1]. Az, hogy egy bizonyos végeselem kód alkalmas-e összenyomhatatlan vagy közel összenyomhatatlan problémák analízisére, nagyban függ az elem típusától és kialakításától. A FEMAP által tengelyszimmetrikus elemek esetén használt FEA kódban megtalálható alacsonyabb rendű izoparametrikus elemek viselkedésében fellép egy káros jelenség a bezáródás, emiatt összenyomhatatlan anyagok analízisekor, nem ideális esetben meg kell vizsgálnunk viselkedésüket használatuk előtt.

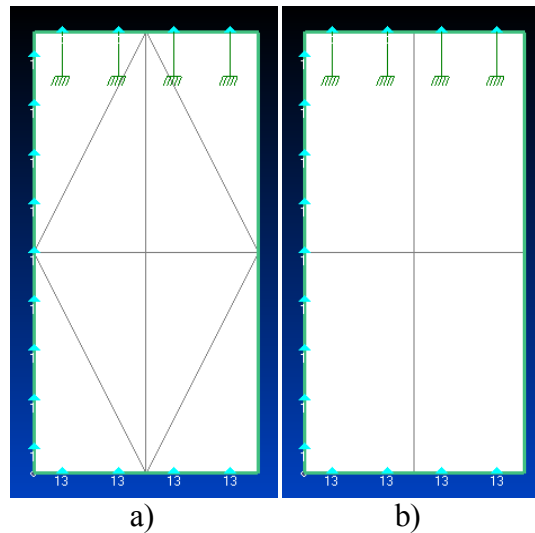
2. Bezáródás vizsgálata

A bezáródás az elem tehetetlenségére utal, ami szűkös állapot, vagy aktív szabadságfok hiányának következtében alakul ki, tekintet nélkül a hálózás finomságára, összenyomhatatlan anyagmodell esetén. A bezáródást úgy vehetjük észre, hogy bár kicsi az elmozdulás, a feszültség értéke ennek ellenére nagy, ezért nagyon fontos része a végeselemes diszkretizálásnak [2].

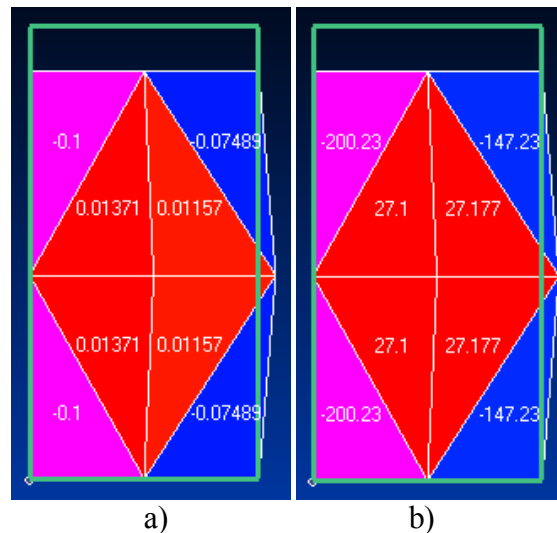
Numerikus példát oldottunk meg a 1. ábrának megfelelően felépített modellel elsőrendű három és négyszög elemekre. A bezáródás kimutatására kis alakváltozásnál vizsgáltuk az elemek fajlagos térfogatváltozásának (1) és feszültségeloszlásának értékeit. A dV_0 térfogatelemre vonatkoztatott fajlagos térfogatváltozás mértéke:

$$\varepsilon_{dV}^0 = \frac{\Delta dV}{dV_0} = \frac{dV - dV_0}{dV_0} \quad (1)$$

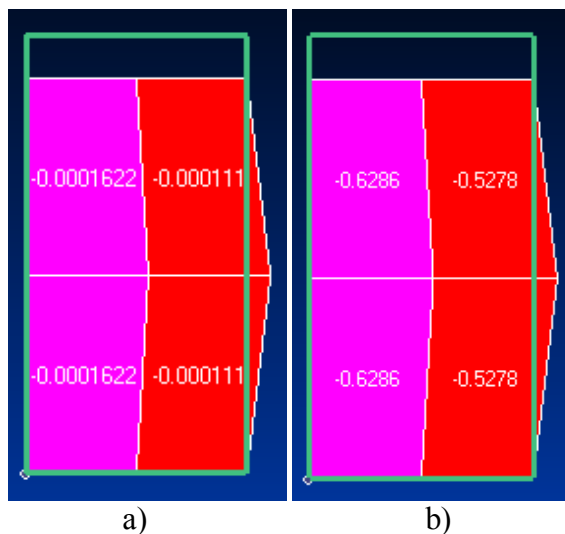
ahol a dV a pillanatnyi állapotban lévő deformált térfogatelem, a dV_0 az azonosító állapotban lévő térfogatelem. Ezáltal leírtuk egy elem fajlagos térfogatváltozását, amelyet az analízissel képesek vagyunk kinyerni a szoftverből.



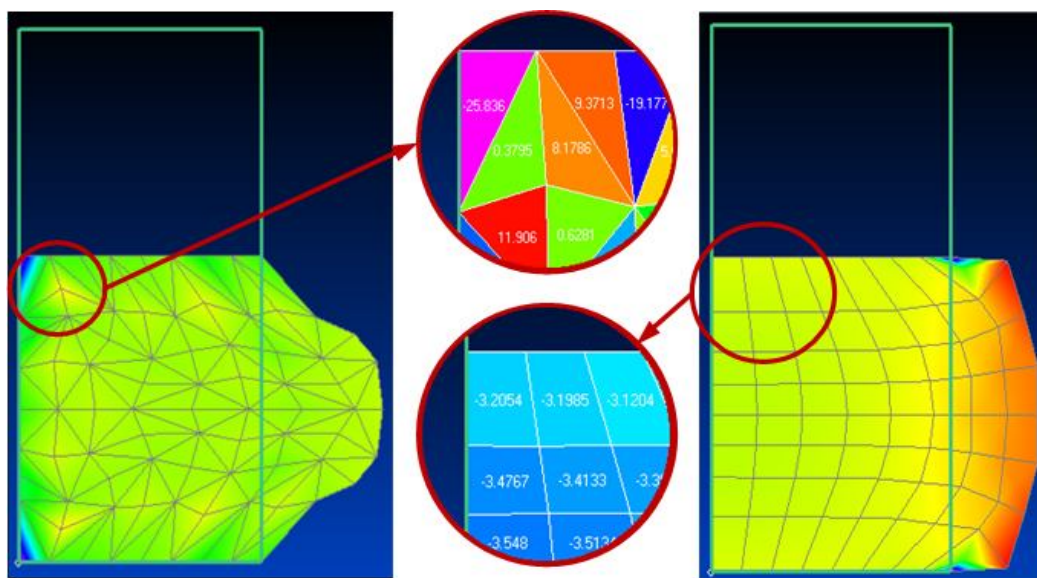
1. ábra A gumitest felépített modellje a szoftverben
a) háromszög elemekből
b) négyszög elemekből



2. ábra A háromszög elemek bezáródásának hatása
a) a fajlagos térfogatváltozásra
b) a feszültségeloszlásra

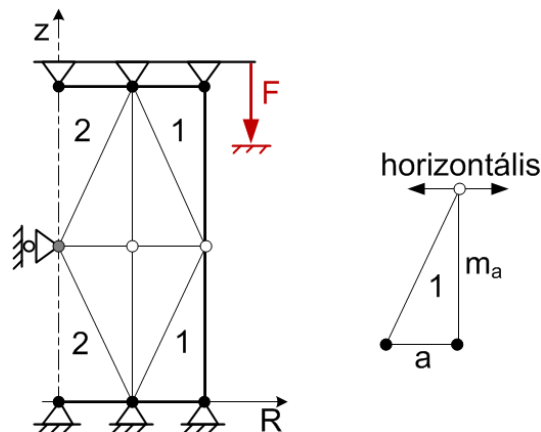


3. ábra Négyszögelem alakváltozásakor fellépő
a) fajlagos térfogatváltozás
b) feszültségeloszlás



4. ábra Feszültségeloszlás 8x8-as hálósűrűséggel, nagy alakváltozás esetén

A végeselemes vizsgálatok nagy feszültségértékeket mutattak háromszög elemek használata esetén, ami az elemek bezáródására utal. A hálózást sűrítve a 4. ábrán alapján megfigyelhető, hogy a feszültségértékek különbsége mellett, a deformáció is eltér a két különböző elemmel felépített modell esetén. Hogy megértsük miért hajlamosabbak bezáródásra a kevesebb szabadságfokkal rendelkező elemek, vizsgáljuk meg a 5. ábrán látható modell lineáris háromszög elemeinek hajlamát bezáródásra [3].



5. ábra Elemek szabadságfokainak vizsgálata

Annak ellenőrzésére, hogy egy elem hajlamos-e bezáródásra, vizsgáljuk meg a szabadságfokkal rendelkező és megfogott csomópontjainak a számát, ami alapján az 1-es és 2-es háromszögeket kell tovább vizsgálnunk. Az 1-es háromszög térfogatváltozás nélküli alakváltozása, a területének

$$T = \frac{am_a}{2} \quad (2)$$

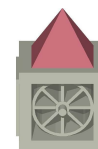
állandóságával valósulhat meg. A peremfeltételek miatt $a = \text{áll}$, amiből következik, hogy m_a értéke sem változhat. Ez pedig csak a jelölt csomópont horizontális elmozdulásával valósulhat meg, ami előre vetíti az elem veszélyét bezáródásra. A 2-es háromszög láthatóan nem rendelkezik horizontális szabadságfokkal így a deformációban csak térfogatváltozással tud részt venni.

3. Összefoglalás

Vizsgálatainkból kiderült, hogy az elsőrendű izoparametrikus háromszögelem már kis alakváltozás esetén is bezáródik, ami miatt térfogata az összenyomható anyag ellenére megváltozik magas feszültségértékeket eredményezve. A hálósűrűség növelésével az elemek változatlanul bezáródnak, aminek eredményeként nagy összenyomásnál a valóságot nem fedő elmozdulásállapotot kapunk. A felsorolt hibák csökkentése érdekében a továbbiakban az összenyomható anyagok analízisére a több szabadságfokkal rendelkező négyszögelemet használjuk.

Irodalomjegyzék

- [1] Mankovits, T., Kocsis, I., Portik, T., Szabó, T., Páczelt, I. (2013) *Shape design of rubber part using FEM*, International Review of Applied Sciences and Engineering, 4(1): 85-94.
- [2] MSC SOFTWARE (2010) *Whitepaper - Nonlinear Finite Element Analysis of Elastomers*, (www.mscsoftware.com)
- [3] Taylor, R.L. (2000) *The Finite Element Method, Volume 1: The Basis*, 5th edition, Butterworth-Heinemann.



SZAKMAI VERSENYEK AZ OKTATÁS SZOLGÁLATÁBAN TECHNICAL COMPETITIONS FOR THE EDUCATION

JUHÁSZ György, PhD

Debreceni Egyetem, Műszaki Kar, Gépészmérnöki Tanszék

juhasz@eng.unideb.hu

Kivonat: A cikk bemutatja egy speciális szakmai verseny - a Nemzetközi Rexroth Pneumobil Verseny - jellemzőit, a Debreceni Egyetem Műszaki Karán készült járműveinek versenyben elért eredményeit, valamint elemzi a verseny oktatásra gyakorolt hatását és annak jövőbeni szerepét.

Kulcsszavak: szakmai verseny, pneumobil, innováció és kreativitás az oktatásban

Abstract: This paper presents the analysis of an advanced professional competition, the International Competition Pneumobil Rexroth, the results of the pneumobil vehicles, manufactured by engineering students of the University of Debrecen, and the impact that the race has on the future of teaching.

Keywords: technical competition, pneumobil, innovation and creativity in education

1. Bevezetés

A gazdasági és társadalmi élet fejlődése és lépcsőfokai mindig az emberi faj kihívásokra adott válaszaiból született meg. A történelem folyamán a kihívás az ember számára sokszor a túlélés volt, ezért ebben a versenyben csak a legjobbak maradhattak életben.

Szerencsére a mi nemzedékünknek az életet veszélyeztető kihívásokkal nem kellett még szembesülnie, de talán éppen ezen evolúciós fejlődés következtében az emberekben kialakult a versenyszellem, amely ma is megnyilvánul az élet számos területén.

A verseny minden formája a kiválasztódást szolgálja, ezért az oktatásban a versenyek kiváló lehetőséget nyújtanak egy adott, elvégzett munka összehasonlítására és a minőség lemerésére. Természetesen egy egyetemi verseny esetén a minőség fogalma nagyon sok összetevőből alakul ki, hiszen tartalmazza a felkészítő oktató szakmai tudását, a befektetett munkát, a hallgatók tehetségét, innovációs készségét, kreativitását, egy csapat együttműködő képességét és még számos tényezőt.

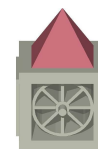
Ahhoz azonban nem fér kétség, hogy az oktatás területén meghirdetett versenyek egyértelműen a minőség kiválasztódását szolgálják, és fontos mérőeszközei az intézményben folyó munkának.

Egy felsőoktatási intézményben pedig csakis a minőségi oktatás lehet a cél.

2008-ban egy szokatlan versenyt hívtak életre az egri és budapesti Bosch-Rexroth Kft. szakemberei, amiben meghirdettek egy olyan autó építő versenyt, amelyben a hajtó motort és annak vezérlését a cég által gyártott pneumatikus és vezérlő elemekből kellett összerakni. Az első - 2008-ban meghirdetett - megmérettetést Egerben rendezték, amelyen már az első évben is a magyar műszaki felsőoktatás minden jelentős résztvevője megjelent. 2014-ben a szervezők már a VII. Nemzetközi Rexroth Pneumobil Versenyt indítják útjára, amelynek népszerűsége és mezőnye évről évre töretlenül nő.

A versenybe jelentős anyagi eszközöket befektető cég több célt is megfogalmazott:

- szakmai versenyre hívni az ország műszaki felsőoktatási intézményiben tanuló hallgatókat, amelyet a későbbiek folyamán nemzetközivé szélesítettek.
- segíteni a hazai felsőoktatást a pneumatika és vezérléstechnika területén
- támogatni a tehetséges fiatalokat és segíteni őket a későbbi munkába állásukban
- kibontakoztatni a hallgatókban rejlő kreativitást és innovációs képességeket



- segíteni új eszközök kifejlesztését
- szélesebb körben megismertetni és elterjeszteni a pneumatikus eszközöket
- fejleszteni az alternatív meghajtású járműveket

2. A pneumobil versenyek kronológiája

A Debreceni Egyetem Műszaki Karának Gépészmérnöki Tanszékén 2008-ban készült el az első pneumobil, amellyel kezdetét vette egy olyan „autóépítési láz”, amely a későbbiekben számos sikert hozott a munkában résztvevő hallgatóknak, oktatóknak és az oktatási intézményünknek.

Az első „játéknak indult” megmérettetésen mindenki járatlan területre tévedt, hiszen ilyen versenyt eddig még nem rendeztek sehol a világon. A kíváncsiság és a versenyszellem adta az első lökést, hogy, induljunk el ezen az úton.

Ha az oktatás szempontjából vizsgáljuk az eseményeket már az első versenyen megjelent az a jelenség, amely még ma is az egyik legnagyobb erénye ennek a versenynek: azaz olyan plusz energiákat indított el a hallgatókban és az oktatókban, amely messze meghaladta a hagyományos tanulásba fektetett energiákat. Ezek az energiák olyan helyzeteken segítették és segítik át még ma is a csapatokat, amire előtte nem is gondoltunk.

Első járművünkre jellemző volt a szerény költségvetés, újrahasznosított anyagok beépítése, nagy lelkesedés, a hajtásban a gondos és alapos mérnöki munka és jókora kreativitás.

Az első pneumobil fényképe és a versenyen elért eredményei az 1. táblázatban láthatók. Létrejött egy háromkerekű triciklinek kinéző jármű, amely kinézetével ellentétben kiváló menettulajdonságokkal rendelkezett. Jellemző rá, hogy a szakmai zsűri előzetes értékelése alapján az autó az utolsó helyet foglalta el, majd jött a verseny és az utolsóból hirtelen első lett, mert menetteljesítményében a legjobbnak bizonyult.

Az első nagy sikerrel zárult verseny megadta a lökést a további alternatív meghajtású járművek építéséhez.

2009-ben már két csapat indult a versenyen, a Debreceni Széllovagok és a DE-AMTC-MK nevű csapata, amit 2010-ben is két autó követett.

2011-től anyagi nehézségek miatt a Gépészmérnöki Tanszék minden évben csak egy autót tudott indítani, de a sikerek így sem maradtak el.

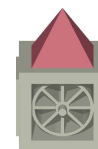
A tanszéken 2008 és 2013 között összesen 8 db pneumobil épült, amelyek versenyeredményeit és jellemző adatait az 1-3. táblázat mutatja be.

1. táblázat. A Debreceni Egyetem Műszaki Karán épített pneumobilok versenyeredményei, 2008-2010

Eredmények	Csapattagok	Pneumobil
2008	DE-AMTC-MK	Csapatvezető: Dr. Juhász György
• Rexroth Legjobb Pneumobilja 2008. (fődíj) • Legnagyobb távolság kategória: I. helyezett • Legrövidebb idő kategória: II. helyezett • Oktatási és Kulturális Minisztérium Különdíja • Beválasztották „Magyarország 100 csodája” közé	Török Zoltán Mudra Zsolt Vass Domonkos Szaifert Péter	



INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE ON ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING PROCEEDINGS



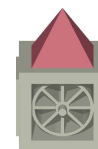
2009		Debreceni Széllövágok	Csapatvezető: Dr. Juhász György
- Rexroth Legjobb Pneumobilja 2009. (fődíj) - Gyorsasági kategória: I. helyezés - Gyorsulási kategória: III. helyezés		Török Zoltán Mudra Zsolt Vass Domonkos Morvay Levente	
DE-AMTC-MK (Lopakodó)		Csapatvezető: Nádházi László	
- Legnagyobb távolság kategória: III. helyezés - A legáramvonalasabb konstrukció különdíj		Kiss Andrea Szaifert Péter Ábrahám Szabolcs Szendrei László	
2010		Debreceni Széllövágok	Csapatvezető: Dr. Juhász György
- Rexroth Legjobb Pneumobilja 2010 (fődíj) - Távolsági kategória: I. helyezés - Gyorsasági kategória: II. helyezés - Konstrukció eredetisége: I. díj - Az Oktatási Minisztérium Különdíja - A GTE Gépjárműszakosztályának Különdíja 2010 Legeredményesebb Tanára		Török Zoltán Morvay Levente Ábrahám Szabolcs Szendrei László	
Légierő		Csapatvezető: Dr. Mankovits Tamás	
- Távolsági kategória: 7. helyezés - Gyorsasági kategória: 7. helyezés		Bányai István Bogáti Sándor Pardi Tamás Páloczi Péter	

2. táblázat. A Debreceni Egyetem Műszaki Karán épített pneumobilok versenyeredményei,
2011-2013

Eredmények	Csapattagok	Pneumobil
2011	Debreceni Széllövágok	Csapatvezető: Dr. Juhász György
- Távolsági kategória: I. helyezés - Ügyességi kategória: I. helyezés - Gyorsulási kategória: II. helyezés - A Nemzeti Erőforrás Minisztérium különdíja	Bányai István Morvay Levente Galamb László Forró Balázs	
2012	Debreceni Széllövágok	Csapatvezető: Dr. Juhász György
- Ügyességi kategória: I. helyezés - Gyorsulási kategória: IV. helyezés - Legjobb konstrukció: III. helyezés - Würth Kft. különdíja	Juhász Botond Zilahi Krisztián Steiger Balázs Bokor Róbert	



INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE ON ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING PROCEEDINGS



2013	Debreceni Széllövagok	Csapatvezető: Dr. Juhász György
- Telemetria kategória: I. helyezés - Ügyességi kategória: II. helyezés - Konstrukció eredetisége kategória: II. helyezés - Gyorsulási kategória: III. helyezés - Schäfer és Kardex Remstar különdíja	Juhász Botond Zilahi Krisztián Steiger Balázs Bokor Róbert Kiss Tamás	

A Debreceni Széllövagok pneumobil csapata 2012-ben a Magyar Villamos Művek által meghirdetett Energia Futam Tanulmányautó kategóriájában is megmérettette magát, ahol szintén sikerült megszerezni az I. helyezést (3. táblázat).

3. táblázat. Díjátvétel az MVM Energiafutam Tanulmányautó kategóriában, Budapest, 2012

Eredmények	Csapattagok	Díjátvétel
MVM Energia Futam Tanulmány Autó kategória I. hely	Juhász Botond Zilahi Krisztián Steiger Balázs Bokor Róbert	

3. A versenyek hatása az oktatásra

Az első csapatok még spontán, úgymond baráti körökből alakultak és szerveződtek egy vezető tanár köré, de ez mára teljesen átgondolt szervezett formává fejlődött.

Jelenleg a járműépítés területén a Debreceni Egyetem Műszaki Karán két csoport tevékenykedik:

A Gépészmérnöki Tanszéken:

Dr. Juhász György vezetésével a pneumatikus járművek, míg Gábora András és Fekete-Szücs Dániel vezetésével elektromos meghajtású járművek készülnek.

A Mechatronikai és Villamosmérnöki Tanszéken:

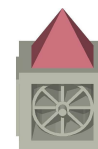
Dr. Husi Géza, Barta István és Vitéz Attila vezetésével elektromos meghajtású autók készülnek.

Az évek folyamán az autóépítő csoportokból egy szisztematikusan felépített tehetségtámogató műhely fejlődött ki, amelynek deklarált céljai az alábbiakban olvashatók:

— A projekt hosszú távú célja, hogy olyan folyamatosan működő tehetséggondozó, tudományos műhelyt hozzon létre, amelybe szisztematikus kiválasztással a legtehetségesebb hallgatók kerüljenek be.

— A létrehozott csoport kutatási területe az alternatív meghajtású járművek fejlesztése, amely a jövő nagy kihívására – a hagyományos energiahordozók leváltása alternatív energiaforrásokkal - keres megoldásokat.

— Hosszú távú célja a projektnek még, hogy a témát népszerűsítse mind az egyetemisták



mind a nagyközönség számára, ezzel elősegítve az alternatív energiák megismerését és azt a szemléletváltást, ami a fenntartható jövő megvalósításához elengedhetetlen.

— A projekt rövid távú célja, hogy a kiválasztott csapatokkal meghatározott versenyekre alternatív meghajtású járműveket építsenek és népszerűsítsék azokat.

— Továbbá fontos cél, hogy a munkában részt vett hallgatók az elvégzett munkát tudományos alapossggal dokumentálják és publikálják.

— További cél az autóépítéshez kapcsolódó területeken kutatási projektek indítása egyetemi oktatók vezetésével, külső, ipari partnerek támogatásával. (pl. szénszálas technológia kidolgozása, telemetriás mérőrendszer segítségével hajtások optimalizálása stb.)

A Debreceni Egyetem Műszaki Karának autóépítő műhelyeiben a pneumobilon kívül elektromos meghajtású járművek fejlesztése is folyik. A különböző versenyekre készült járművek számát foglalja össze a 4. táblázat éves bontásban.

4. táblázat. Az autóépítő műhelyekben elkészült járművek száma

Év	Pneumobil	Elektromobil	Széchenyi/Alt Race/MVM	Összesen
2008	1			1
2009	2	2		4
2010	2	4		6
2011	1	4	1	6
2012	2	3	3	8
2013	2	0	4	6
Összesen	10	13	8	31

4. Összefoglalás

A 2008-ban indult „versenyhullám” nagy változásokat hozott a Debreceni Egyetem Műszaki Karának életében. Az első versenyen még sokan azt sem tudták, hogy Debrecenben van gépészképzés. Ma már az egyetemünk rendszeres résztvevője és országosan elismert tagja lett az alternatív meghajtású járművek versenyének.

Az oktatásra gyakorolt hatása is egyértelműen pozitív, hiszen óriási lökést és teret adott azoknak a tehetséges hallgatóknak, akikben a tanulás terén nagyobb ambíció lakozott és az autóépítésben kibontakoztathatták kreatív és innovatív képességeiket.

A tehetségtámogató műhelyben résztvevő fiatalok rendszeres résztvevői a kari és országos TDK versenyeknek, amelyekről mindig értékes helyezésekkel térnek haza.

A műszaki pálya jelentős gyakorlati ismeretet követel, amelynek megszerzésére ezek a versenyek kiváló lehetőséget biztosítanak a leendő mérnököknek. A munkában elhelyezkedett hallgatóink visszajelzései egyértelműen mutatják, hogy a csapatban eltöltött időre, munkára és versenyekre úgy emlékeznek, hogy a tanulmányaik ideje alatt a legnagyobb élményeket és legtöbb tudást ezekben a műhelyekben szerezték.

Ezek a szakmai versenyek nem jöttek volna létre, ha nem lennének azok a cégek és a cégeket mozgató kiváló szakemberek, akik a versenyeket megálmodták, megszervezték és folyamatosan fenntartják. Áldozatos munkájukat csak megköszönni lehet, mert tevékenységük révén a felsőoktatási intézményekben olyan ideális oktatási formát segítettek létrehozni, amelyek a minőségi oktatást szolgálják és segítenek a tehetséges hallgatók kiválasztásában.



ALAKVÁLTOZÁSI SEBESSÉG ÉS GEOMETRIAI TÉNYEZŐK HATÁSA UHMWPE SZILÁRDSÁGI TULAJDONSÁGAIRA THE EFFECT OF LOAD RATE AND GEOMETRICAL FACTORS ON THE MECHANICAL PROPERTIES OF UHMWPE

^{1,2,3}KÁLLAI Imre, ²MAJOR Zoltán PhD, ³CZÉL György PhD, ¹MANKOVITS Tamás PhD,
¹HURI Dávid

¹Debreceni Egyetem Műszaki Kar, Gépészmérnöki Tanszék

²Johannes Kepler Univeritát, Institute of Polymer Products Engineering

³Miskolci Egyetem Anyagmérnöki Kar, Kerámia- és Polimermérnöki Intézet

imrekallai21@gmail.com

Kivonat: A kutatás során különböző geometriai tényezőjű UHMWPE próbatestek mechanikai tulajdonságait vizsgáltam, húzó igénybevétel esetén. A húzóvizsgálat az anyagvizsgálaton belül a kvázi statikus vizsgálatokhoz sorolható, mivel az igénybevételi sebesség ritkán haladja meg a 100 mm/szekundumos értéket. Az anyagvizsgálat és a technika fejlődésének segítségével, azonban már a dinamikus tartományokban is vizsgálódhatunk, így impact, nagy sebességű húzóvizsgálatot is végezhetünk. A próbatesteket úgy alakítottuk ki, hogy az épp keresztmetszet, mind a négy esetben egyforma legyen. A vizsgálatokhoz, hengeres, bemetszés nélküli, tompa bemetszéses, éles bemetszéses, és cső szelvényű próbatesteket alkalmaztunk. A méréseket 1; 10; 100; 1000; 10000 mm/szekundum sebességgel végeztük. Mivel a polimer anyagok mechanikai tulajdonságai nagymértékben függenek a hőmérséklettől és az alakváltozás sebességétől, így érdemes vizsgálni, hogy hogyan viselkednek az anyagok, nagy deformáció sebesség hatására. Az eredményekből információt kapunk, az alaktényezők, feszültséggyűjtő helyek és az alakváltozási sebesség szilárdsági tulajdonságokra gyakorolt hatásáról.

Kulcsszavak: UHMWPE, Dinamikus, Nagy sebességű húzóvizsgálat, Geometriai tényező

Abstract: During the research I examined the mechanical properties of different geometry UHMWPE specimens, in the case of tensile load. Within material tests, the tensile test can be classified as a quasi-static test, since load rate seldom exceeds 100 mm/sec. With the help of advanced technology and material tests, now we can perform tests in the dynamic range too, thus we are able to carry out impact, high speed tensile tests. The specimens have been shaped so that the areas in the four different cases are the same. For the tests we used cylindrical specimens, specimens without notch, blunt-notch specimens, sharp-notch specimens and pipe-side specimens. The measurements were taken at 1; 10; 100; 1000; 10000 mm/sec. Since the mechanical properties of polymer materials are greatly influenced by temperature and load range, it is worth examining how materials behave to the effect of high deformation speed. From the results we can gather information on how the mechanical properties are affected by shape factors, press points and load rate.

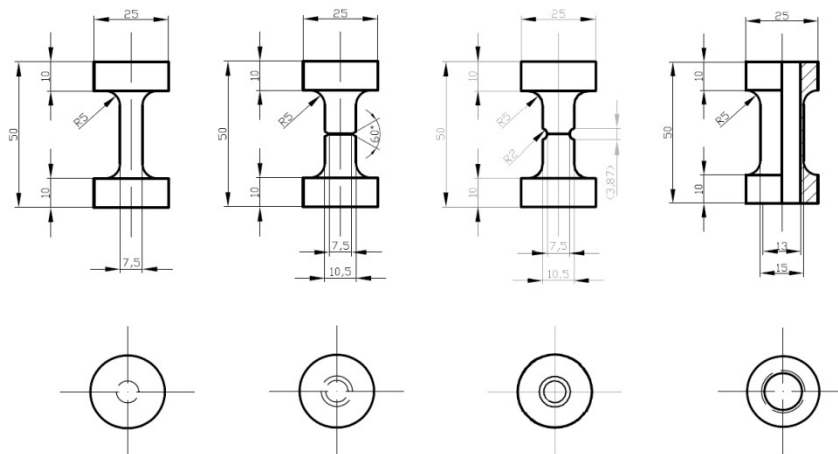
Keywords: UHMWPE, Impact, High-speed tensile test, Shape effect

1. A kutatás célja

A kutatás célja egy műszaki műanyag szilárdsági jellemzőinek a meghatározása, különböző sebességű húzóvizsgálatok segítségével. A vizsgált anyag az UHMWPE, mely nagy szilárdságú műanyag. A polimerekre jellemző viszkoelaszticitás és az ebből adódó időfüggő mechanikai viselkedés miatt a szakítóvizsgálat eredményeit - a hőmérsékleten kívül - az idő igen jelentősen befolyásolja. Az alakváltozási sebesség növelése a polimer ridegebbé válását okozza.

A próbatestek geometriai kialakítása is hatással van a mechanikai tulajdonságokra. A vizsgálatokhoz bemetszés nélküli, éles és tompa bemetszésű és csőszerű próbatestet alkalmaztunk. A különböző kialakítások, befolyásolják a próbatestek törési viselkedését,

melynek oka, hogy a bemetszés környezetében megváltozik a feszültségeloszlás. Az egytengelyű húzásnak kitett sima szakító próbatestben az egyenletes nyúlás határáig, egyenletes a feszültségeloszlás, a bemetszett próbatestben a terhelés irányú feszültségnek maximuma van a bemetszés tövénél, emellett ezen a ponton többtengelyű húzófeszültség állapot alakul ki. Ezen hatás mértéke függ a bemetszés sugarától.



1. ábra: A négy különböző geometriával rendelkező próbatest rajzai és méretei

A vizsgálatot a Linzi Johannes Kepler Univeritát Institute of Polymer Products Engineering laborjában végeztem egy MTS 85X Dämpfertest-System típusú akkumulátoros, szervo hidraulikus, univerzális anyagvizsgáló géppel. A próbatestek deformációjának a vizsgálatára a GOM ARAMIS típusú optikai mérőberendezést és a nagysebességű vizsgálatok elemzéséhez a Phantom V642 Broadcast nagysebességű kamerát alkalmaztam.



a)



b)

2. ábra: a) az MTS anyagvizsgáló berendezés b) a próbatestek

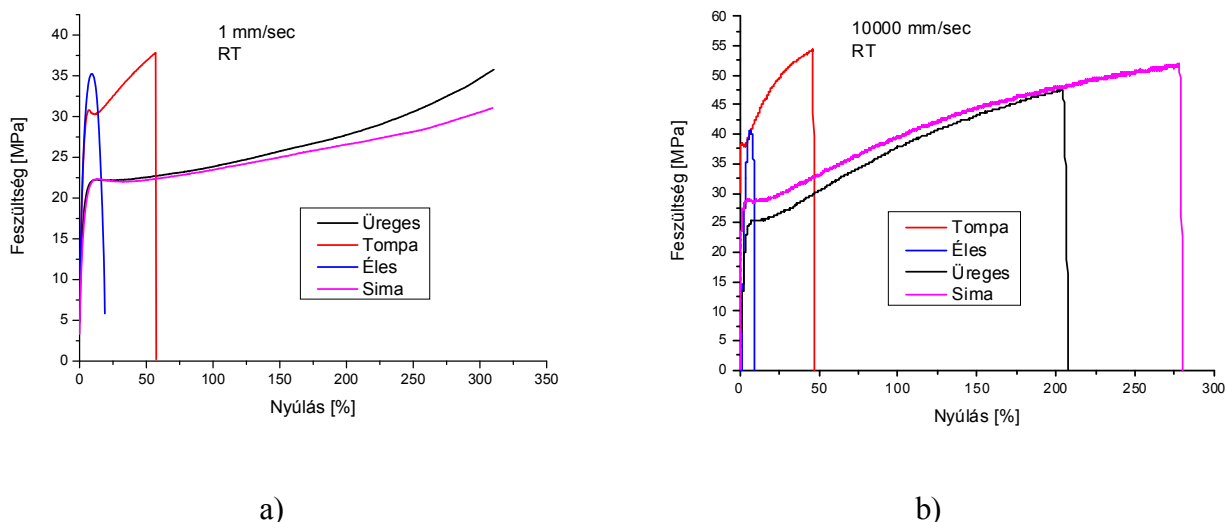
1.1. Az UHMWPE

Az ultra nagy molekulatömegű polietilén egy speciális tulajdonságokkal rendelkező hőre lágyuló műszaki műanyag. Ezt a nevet joggal viseli, mivel a molekulatömege körülbelül 60-szor nagyobb, mint a HDPE -nek (HDPE 200 000 g/mól, UHMWPE 6 000 000 g/mól). A polimert nagyon hosszú molekulaláncok építik fel. A láncot alkotó atomok képesek elmozdulni és rendeződni, ezáltal egy molekulaláncon belül létrejönnek kristályos lamellák, az amorf fázis mellett. Így az anyagban a kristályos és az amorf fázis is jelen van. Különleges tulajdonságait a molekuláris felépítése okozza. Az ultra nagy molekulatömeg hatással van a kopásállóságra, a kúszásállóságra és a keménységre is. A jó mechanikai tulajdonságok

mellett, vegyszerállósága kitűnő, vízfelvevő képessége elhanyagolható és biokompatibilis, ezért az emberi szervezetbe beültethető. Az előnyök mellett hátrányokkal is jár ez a molekulaszervezet. Legnagyobb hátránya a nehéz feldolgozhatóság annak ellenére, hogy hőre lágyuló polimer, a hosszú molekulaláncok miatt a fröccsöntése lehetetlen. Az alakadáshoz speciális technológiákat kell alkalmazni. [1,2,3,4,5]

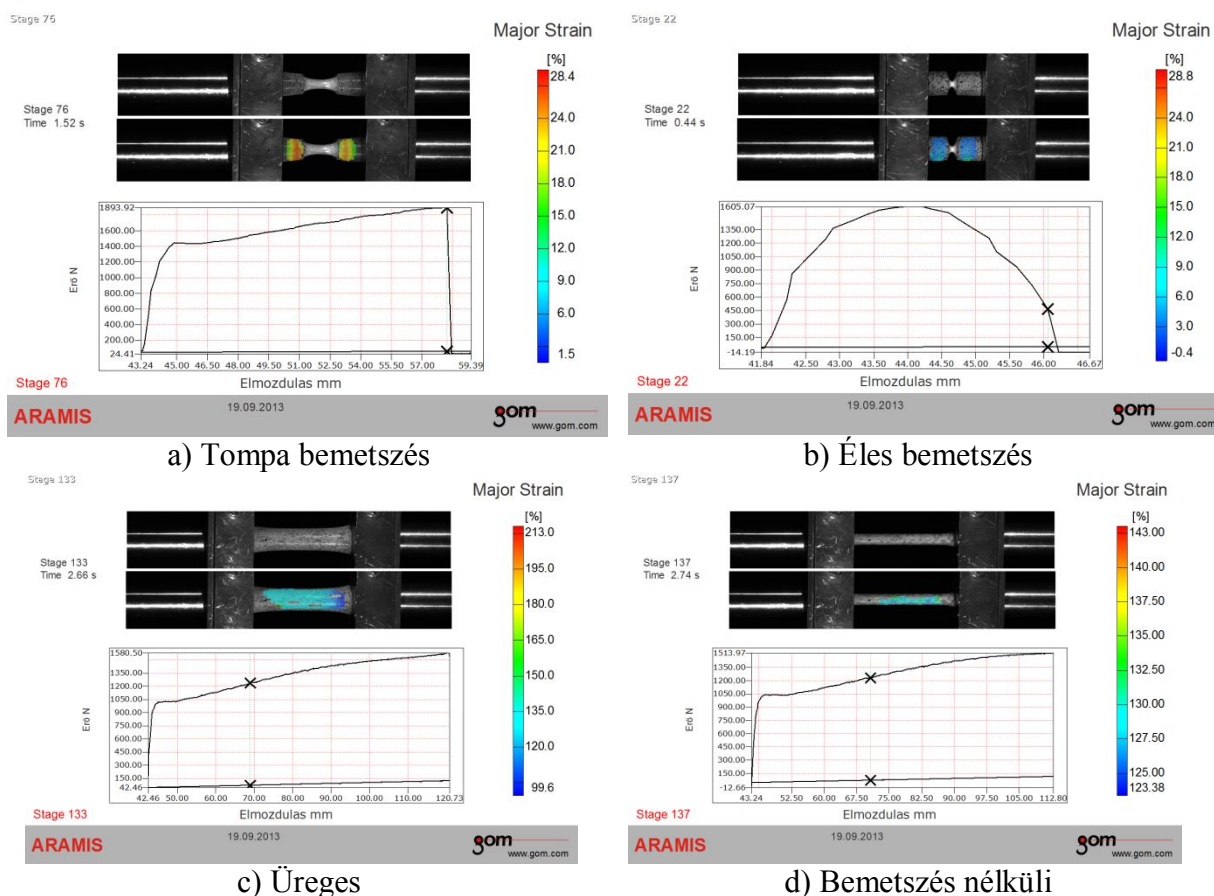
2. A geometriai tényező hatása

Különböző alkatrészek, gépelemek tervezésénél, a megfelelő méretek, falvastagságok megválasztása mellett, ugyanolyan hangsúlyt kell helyezni a sarkok, vállak, lekerekítések helyes kialakítására is. A rosszul kialakított, túlságosan éles sarkok, bemetszések nagyban hozzájárulnak a termék tönkremeneteléhez, mivel onnan repedések indulhatnak ki. A kutatás folyamán vizsgáltam, hogy azonos méretű épp keresztmetszettel, de más-más geometriai tényezővel rendelkező próbatestek mechanikai tulajdonságai miként változnak, azonos igénybevétel hatására. A vizsgálatokat mind a négy különböző kialakítás esetében, állandó terhelési sebességgel végeztem. [6,7,8]



a) b)
3. ábra Különböző geometriai kialakítású próbatestek szakítódigramja

A 3. ábrán levő szakító diagramokon látható, hogy az éles bemetszéssel rendelkező, próbatest viselkedik a legridegebben, alig 20%-s nyúlás után elszakad, a tompa bemetszéssel ellátott próbatest, kétszer akkora alakváltozásra képes, a szakadás előtt, míg az üreges és bemetszés nélküli próbatestek, 1 mm/szekundumos alakváltozási sebesség mellett, 325%-s alakváltozásra képesek, szakadás nélkül, míg 10000 mm/szekundumos sebesség esetén az üreges, közel 225%-s nyúlásnál, míg a bemetszés nélküli 280%-s alakváltozásnál szakadt el.

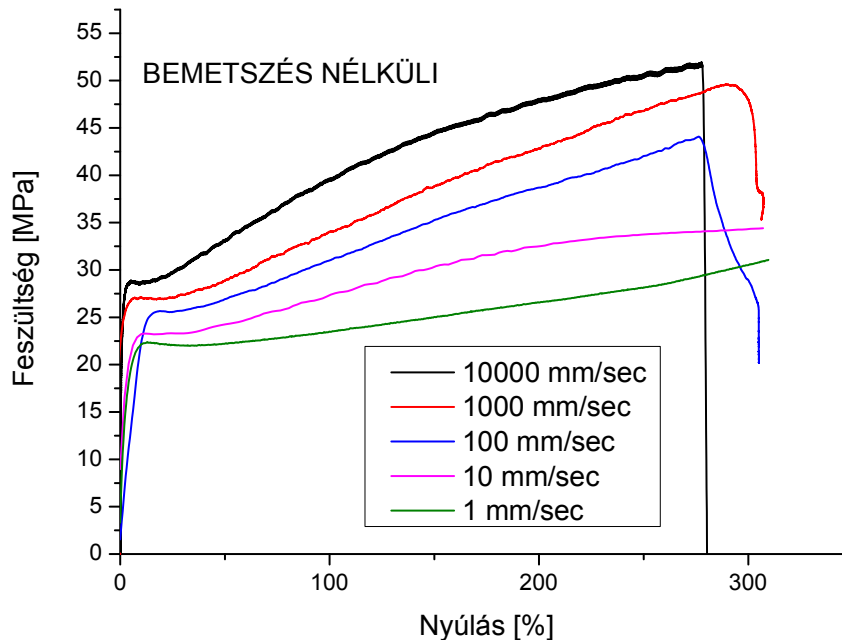


4. ábra Különböző kialakítású próbatestek deformációs állapotai (a,b, szakadás előtt, c,d alakváltozás közben)

Az eredményekből látszik, hogy a bemetszés nélküli próbatestben homogén feszültségi állapot jön létre, mely hatására a polimer próbatest nagyobb alakváltozásra képes, törékmenetel nélkül. Az üreges próbatest esetén, ha az alakváltozási sebesség kicsi, akkor hasonlóan viselkedik, mint a bemetszés nélküli próbatest, mivel nem rendelkezik, éles, sarkos kialakítással. Nagyobb alakváltozási sebesség hatására, azonban ridegebben viselkedik. Az éles és tompa bemetszéssel készült próbatestek közül érvényesül, hogy minél kisebb a bemetszés sugara, annál ridegebben viselkedik az anyag.

3. A deformáció sebesség hatása

Polimer szerkezetek tervezésénél egyik kritikus érték az üzemi terhelés hatóideje, mivel az alakváltozási sebesség nagymértékben befolyásolja mind a kismértékű, mind pedig a nagymértékű alakváltozások tartományában meghatározható anyagtulajdonságokat, mint a rugalmassági modulus, szakadási nyúlás és a szakítószilárdság. Ezen hatás vizsgálatára a próbatesteket 1; 10; 100; 1000; 10000 mm/szekundum sebességű egytengelyű húzó igénybevétellel terheltek. Az 1 és 10 mm/szekundumos vizsgálatoknál az ARAMIS optikai mérőműszert alkalmaztam, a deformációk meghatározásához, az impakt vizsgálatok elemzéséhez a Phantom V642 Broadcast nagysebességű kamerát alkalmaztam, amely akár 90.000 kép/szekundumos felvételi sebességre is alkalmas. [7,8]



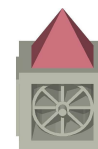
5. ábra A bemetszés nélküli próbatest szakítódiagramja különböző deformáció sebességnél

Az 5. ábrán látható görbesereget vizsgálva látható, hogy a deformáció sebesség növekedésével, a próbatest egyre ridegebben viselkedik. A folyáshatára, és szakítószilárdsága növekszik, míg az alakváltozó képessége csökken. A bemetszés nélküli próbatest esetében, szakadás, csak a 10000 mm/szekundum-s alakváltozási sebességnél jött létre, a többi esetben szakadás nem következett be, mivel a molekulaláncoknak volt elég idejük az orientációra, és a megnyúlásra.

1. Táblázat A próbatestek mechanikai jellemzői

Def. seb. mm/sec	Éles bemetszés			Tompá bemetszés			Üreges			Bemetszés nélküli		
	Szak.s zil [MPa]	Nyúlás [%]	Szakadás [-]	Szak.s zil [MPa]	Nyúlás [%]	Szakadás [-]	Szak.s zil [MPa]	Nyúlás [%]	Szakadás [-]	Szak.s zil [MPa]	Nyúlás [%]	Szakadás [-]
1	35	8	igen	37	56	igen	35,7	309	nem	32	309	nem
10	34,2	7,6	igen	42	58	igen	35,7	309	nem	34,4	309	nem
100	34,7	4,2	igen	51	63,7	igen	38,7	303	igen	44	309	nem
1000	42,7	7	igen	47,6	41,7	igen	38,4	196	igen	49	309	nem
10000	40,2	6,6	igen	46	54	igen	47,37	204	igen	51,9	277	igen

Az első táblázat adataiból látszik, hogy a bemetszett próbatestek, minden esetben elszakadtak a vizsgálatok folyamán. A szakító szilárdság értékek, átlagosan növekvő tendenciát mutatnak, míg a szakadás pillanatában mért nyúlás csökkenő értéket mutat. Az üreges próbatest, 100mm/szekundum sebességtől, már elszakad, míg a bemetszés nélküli, csak 10000 mm/szekundumos alakváltozási sebesség hatására szakad el.



4. Összefoglalás

Összefoglalásként elmondható, hogy egy modern anyagvizsgáló berendezéssel és megfelelő próbatest befogóval, el lehet érni 10000 mm/szekundumos alakváltozási sebességet is, mellyel információkat kaphatunk a polimerek és egyéb szerkezeti anyagok dinamikus igénybevétellel szembeni ellenálló képességükről.

A geometriai tényezők hatása, a lassú és a gyors igénybevételek esetén is megmutatkozott. A bemetszés ridegítő hatása, jól mérhető módon jelentkezett. A bemetszés sugarának a csökkentésével ez a ridegítő hatás még erősebben jelentkezik. Az üreges próbatest alacsony sebesség esetén, hasonlóan viselkedik, mint a bemetszés nélküli próbatestek, nagyobb terhelési sebesség esetén, azonban ridegebben viselkednek. Valószínű, hogy a csőszerű kialakítás, instabilan viselkedik az 1000 mm/szekundumos deformáció sebesség felett.

Az alakváltozási sebesség növelésével, vizsgálhatjuk, hogy hogyan viselkedik az alapanyag dinamikus igénybevétel esetén. Az alakváltozási sebesség mértéke befolyásolja, hogy hogyan tudnak az UHMWPE-t felépítő hosszú molekulaláncok rendeződni, a terhelés irányába orientálódni. A nagy sebesség hatására, a molekulaláncoknak nincs lehetőségük a rendeződésre, így kisebb mértékű nyúlásra képesek, azaz ridegednek.

Irodalomjegyzék

- [1] Steven M. Kurtz (2003) *The UHMWPE Handbook* Elsevier Academic Press
- [2] Helmut Gese (1992) *Werkstoffkundliche und mechanische Optimierung von zementfreien Hüftendoprothesen* München
- [3] L. Costa, P. Bracco (2007) *Physicochemical and mechanical properties of UHMWPE 45 years' experience* Springer
- [4] Dr. Hajós Gy (1969) *Műanyag sajtolóanyagok feldolgozása*, MK Budapest
- [5] Czvikovszky T (2003) *Polimerek az orvostechikában*, Műegyetemi Kiadó
- [6] Czvikovszky Nagy Gaál (2007) *Polimertechnika alapjai*, Műegyetemi Kiadó
- [7] [Chartoff R P Thermoplastic Polymers. In Edith A. Turi editor (1997) *Thermal characterization of polymeric materials 2nd* ed. New York Academic Press
- [8] Tisza M (2005) *Anyagvizsgálat*, Miskolci Egyetemi Kiadó

A KAPCSOLÓVONAL MEGHATÁROZÁSA DOMBORÍTOTT FOGAZATON DETERMINATION OF CONTACT PATH ON CROWNED TEETH

KELEMEN László, SZENTE József PhD

Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék

machkel@uni-miskolc.hu, machszi@uni-miskolc.hu

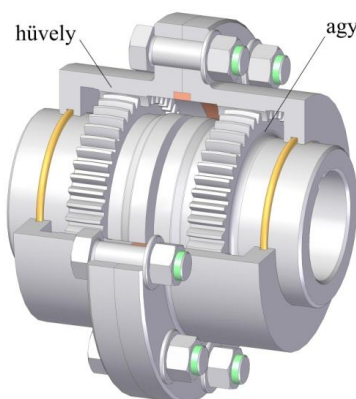
Kivonat: A dolgozatban meghatározzuk a fogasgyűrűs tengelykapcsoló fogazott elemei között kialakuló kapcsolóvonalat. Ehhez matematikai modellek készültek az agy és a hüvely fogfelületei számára, a gyártási eljárások figyelembevételével. Közelítő módszert dolgoztunk ki a fogérintkezés elemzésére. A kapcsolóvonal az érintkezési pontok összessége, mely a szöghiba változásával módosul. Terhelés hatására az érintkezési pontokból ellipszis alakú foltok lesznek, melyek összessége adja a hordképet.

Kulcsszavak: fogasgyűrűs tengelykapcsoló, domborított fogazat, kapcsolóvonal

Abstract: Path of contact is determined between the toothed elements of gear coupling. Mathematical models are presented for the hub and the sleeve with taking into consideration the manufacturing processes. An approximated method is used to analyze the gear meshing. The path of contact is defined as the sum of contact points and it is investigated at different value of the angular misalignments. The load causes elliptical patches at contact points and the contact pattern is developed as the sum of the patches.

Keywords: gear coupling, crowned teeth, contact pattern

1. Bevezetés



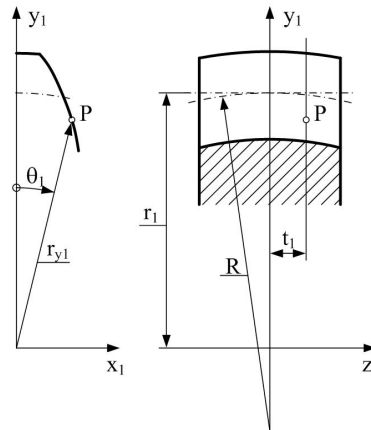
1. ábra Fogasgyűrűs tengelykapcsoló

A fogasgyűrűs tengelykapcsolók (1. ábra) tengelyvégek összekapcsolására, az egytengelyűségi eltérések kiegyenlítésére szolgálnak. Fő alkotó elemeik: a belső fogazatú hüvely és a domborított fogazattal rendelkező agy, melyek azonos fogszámmal rendelkező sajátos fogaskerekek. A domborított fogazat révén a tengelykapcsoló képes kompenzálni az összekapcsolt tengelyek szögeltérését. Ehhez egyetlen agy-hüvely párosítás elegendő, azonban a gyakorlatban általában két elempárt építenek be az 1. ábrának megfelelően. Ezzel a szöghiba mellett az összekötött tengelyek egytengelyűségi hibájának a kiküszöbölése is lehetővé válik. A dolgozatban a fogfelületek matematikai modelljei, valamint a mozgástörvény alapján létrehozuk a domborított fogazaton az elméleti kapcsolóvonalat, amely egy fogpár pillanatnyi érintkezési pontjainak összessége egy teljes körülfordulás alatt.

Ezen kívül bemutatjuk a kapcsolóvonal változását a kompenzálódó szöghiba függvényében.

2. A domborított fogazat fogfelületének modellje [2]

A tengelykapcsoló agy domborított fogazata lefejtőmarással, a munkadarab és a szerszám összehangolt mozgásával állítható elő. A domborított fogfelület előállításához a szerszámot körpályán kell mozgatni. A lefejtőmarógép sajátos felépítése ezt általában nem teszi lehetővé, ezért a szükséges relatív mozgást a munkadarab-asztal sugárirányú és a szerszám axiális mozgásával érjük el.



2. ábra. Az agy domborított fogfelülete

A domborított fogazatok esetében az idealizált fogfelületet úgy származtatjuk, hogy fogak tengelymetszeteiben változó profileltolással rendelkező evolvens fogazatot feltételezünk.

A fogfelület egyenlete:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= r_{y1} \sin \theta_1, \\ y_1 &= r_{y1} \cos \theta_1, \\ z_1 &= t_1, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ahol r_{y1} tetszőleges sugár a fogprofil mentén, θ_1 a fogszög. Számítására a

$$\theta_1 = \frac{s}{2r_1} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{y1} \quad (2)$$

összefüggés szolgál, ahol s a fogvastagság az osztóhenger mentén, r_1 az osztókör sugar, α az alapprofilszög, α_{y1} a profilszög. (2)-ben inv az evolvens függvény, értelmezése: $\text{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha$.

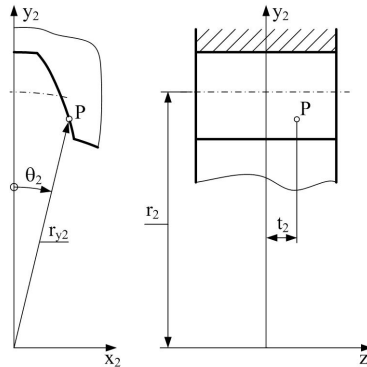
A fogvastagság az osztóhenger mentén:

$$s = s_0 - 2(R - \sqrt{R^2 - z_1^2}) \tan \alpha, \quad (3)$$

ahol s_0 a fogvastagság a $z_1 = 0$ síkban.

3. A belső fogazatú hüvely fogfelületének modellje

A belső fogazatú fogaskerek gyártási módszerei közül a gyakorlatban a fogmetszés és az üregeles bír kiemelt jelentőséggel. A belső fogazatú kerék matematikai modelljét a gyártással összhangban hoztuk létre.



3. ábra. A hüvely belső fogazatú fogfelülete

A belső fogazatú fogaskerek elméleti fogfelületei evolvens hengerek. Az 3. ábrán a fogprofil és a fogfelület paraméterei láthatók.

A fogfelület egyenletei:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= r_{y2} \sin \theta_2, \\ y_2 &= r_{y2} \cos \theta_2, \\ z_2 &= t_2. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

(4)-ben r_{y2} a fogprofil tetszőleges sugara, θ_2 a fogárokszög. Számítására a következő összefüggés szolgál:

$$\theta_2 = \frac{e}{2r_2} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{y2}, \quad (5)$$

ahol e a fogárok szélessége az osztókörről mérve, r_2 az osztókör sugar, α az alaprofilszög, α_{y2} a profilszög r_{y2} sugáron.

4. A fogkapcsolódás elemzése [3]

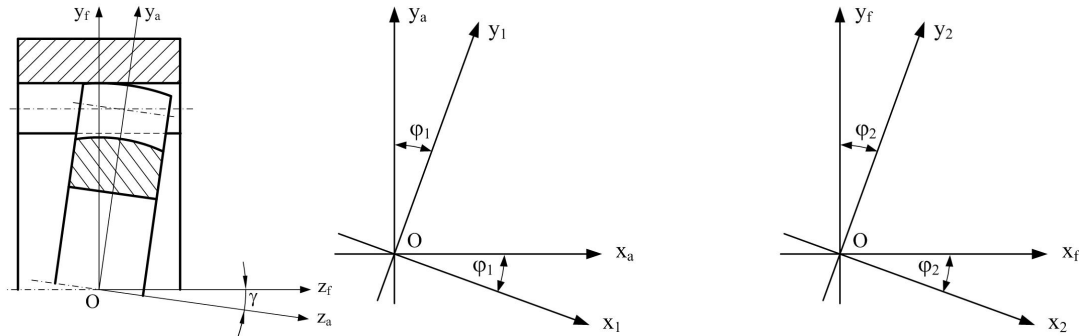
A szöghibával rendelkező fogasgyűrűs tengelykapcsoló egy különleges, metsződő tengelyű fogaskerékpárnak tekinthető (4. ábra).

A tengelyszög megegyezik a γ szöghibával. A fogsámok a külső fogazatú agy és a belső fogazatú hüvely fogazatánál megegyeznek. Az agy domborított fogfelülete és a hüvely evolvens profilú hengeres fogfelülete minden pillanatban egy pontban érintkeznek. A kapcsolódás elemzéséhez meg kell határozni a fogfelületek egyenleteit, valamint elő kell állítani a hajtás mozgástörvényét, mint az elfordulási szögek közötti függvénykapcsolatot.

A kapcsolódás elemzéséhez négy koordináta-rendszert fogunk használni, melyek a 4. ábrán láthatók. S_1 (O, x_1, y_1, z_1) és S_2 (O, x_2, y_2, z_2) mozgó koordináta-rendszerek, melyeket mereven hozzákapcsolunk az agyhoz (1 fogaskerék) ill. a hüvelyhez (2 fogaskerék).

S_f (O, x_f, y_f, z_f) és S_a (O, x_a, y_a, z_a) álló koordináta-rendszerek. S_f a globális rendszer, míg S_a egy segéd koordináta-rendszer. Ha nincsen szöghiba ($\gamma = 0$), S_a egybeesik S_f -fel (4. ábra). Valamennyi koordináta-rendszer közös O origóval rendelkezik.

S_1 forog S_a -ban a z_a tengely körül, amelyik egybeesik z_1 -gyel. A φ_1 elfordulási szöget x_a és x_1 tengelyek között mérjük (4. ábra). Amikor $\varphi_1 = 0$, S_1 egybeesik S_a -val. Hasonló módon, S_2 forog S_f -ben a z_2 -vel egybeeső z_f tengely körül. A φ_2 elfordulási szöget az x_f és az x_2 tengelyek között mérjük (4. ábra). Amikor $\varphi_2 = 0$, S_2 egybeesik S_f -fel.



4. ábra. Szöghibával rendelkező fogasgyűrűs tengelykapcsoló, és az alkalmazott koordinátarendszerek

A koordinátarendszerek közötti összefüggéseket a következő egyenletek fejezik ki:

$$\mathbf{r}_a = \mathbf{M}_{a1} \mathbf{r}_1, \quad \mathbf{r}_f = \mathbf{M}_{f2} \mathbf{r}_2, \quad \mathbf{r}_f = \mathbf{M}_{fa} \mathbf{r}_a \quad (6)$$

ahol a helyvektorok az S_1 , S_2 , S_a és S_f koordinátarendszerekben az alábbiak:

$$\mathbf{r}_1 = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{r}_2 = \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{r}_a = \begin{bmatrix} x_a \\ y_a \\ z_a \end{bmatrix}, \quad \mathbf{r}_f = \begin{bmatrix} x_f \\ y_f \\ z_f \end{bmatrix} \quad (7)$$

Az átviteli mátrixok [1] az egyes koordinátarendszerek között:

$$\mathbf{M}_{a1} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 & 0 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{M}_{fa} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma & -\sin \gamma \\ 0 & \sin \gamma & \cos \gamma \end{bmatrix}, \quad \mathbf{M}_{f2} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & \sin \varphi_2 & 0 \\ -\sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Az $\mathbf{M}_{nm}$ jelölés az S_m rendszerből az S_n rendszerbe történő áttérést jelenti.

Az agy és a hüvely fogfelületeinek közös érintkezési pontjaiban a helyvektorok és a normálisok is megegyeznek. Az S_f koordinátarendszerben felírva:

$$\mathbf{r}_f^{(1)}(r_{y1}, t_1, \varphi_1) = \mathbf{r}_f^{(2)}(r_{y2}, t_2, \varphi_2), \quad (9)$$

$$\mathbf{n}_f^{(1)}(r_{y1}, t_1, \varphi_1) = \mathbf{n}_f^{(2)}(r_{y2}, t_2, \varphi_2). \quad (10)$$

A (9) vektor egyenlet megfelel három független skaláris egyenletnek, de a (10) egyenlet csak két független skaláris egyenlettel egyenértékű, mivel mindkét normális egységvektor, azaz

$$|\mathbf{n}_f^{(1)}| = |\mathbf{n}_f^{(2)}| = 1. \quad (11)$$

A (9) és (10) egyenletekkel megadott, öt nemlineáris skaláris egyenletből álló egyenletrendszer megoldása numerikus módszerrel, iterációs úton, számítógép alkalmazásával lehetséges. A megoldás nagyon összetett és bonyolult, ezért egy közelítésen alapuló egyszerűsített megoldást mutatunk be az érintkezési pontok helyének meghatározására és a tengelykapcsoló mozgástörvényének előállítására.

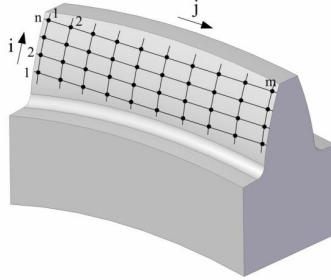
5. Közelítő számítás a fogérintkezés elemzésére

A fogérintkezés vizsgálatának egyszerűsítése érdekében az agy domborított fogfelületét diszkrét pontokkal behálóztuk. A pontokat a fogfelületen sugárirányban és tengelyirányban felvett görbék metszéspontjaiként határoztuk meg, az 5. ábrán látható módon. Sugárirányban a felületi görbéket különböző sugarú hengerekkel metszettük ki, tengelyirányban az egymással párhuzamos síkban lévő görbék evolvens profilok. A csomópontok száma i irányban n , j irányban m (5. ábra).

A csomópontok koordinátái az S_1 koordinátarendszerben:

$$\left. \begin{aligned} x_{li,j} &= r_{yli} \sin \theta_{li,j}, \\ y_{li,j} &= r_{yli} \cos \theta_{li,j}, \\ z_{lj} &= z_{\min} + j \Delta z. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\text{ahol } r_{yli} = r_{\min} + i \Delta r. \quad (13)$$



5. ábra. A fogfelület hálózása a csomópontokkal

A γ szöghibával rendelkező fogasgyűrűs tengelykapcsoló fogfelületi csomópontjainak koordinátái az álló S_f koordinátarendszerben az alábbiak szerint módosulnak:

$$\left. \begin{aligned} x_{fi,j} &= r_{yli} \sin(\theta_{li,j} + \varphi_1), \\ y_{fi,j} &= r_{yli} \cos(\theta_{li,j} + \varphi_1) \cos \gamma - z_{lj} \sin \gamma, \\ z_{fi,j} &= r_{yli} \cos(\theta_{li,j} + \varphi_1) \sin \gamma + z_{lj} \cos \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

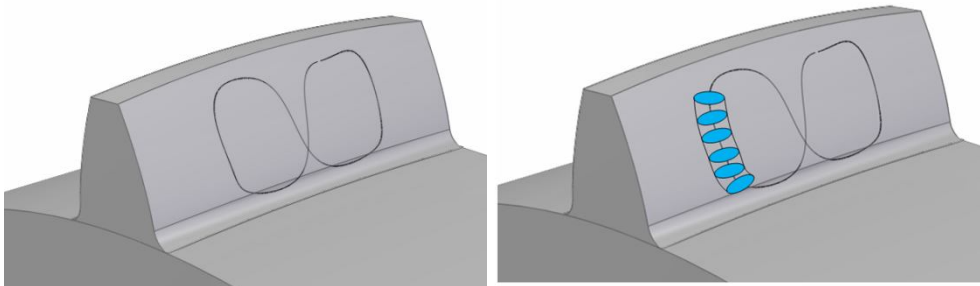
A csomópontok elhelyezkedése kifejezhető az r_{y2} sugárral és a β szöggel az álló S_f koordinátarendszerben:

$$r_{y2i,j} = \sqrt{x_{fi,j}^2 + y_{fi,j}^2}, \quad \beta_{i,j} = \arcsin \frac{x_{fi,j}}{r_{y2i,j}}. \quad (15)$$

A hüvely fogfelületén azok a pontok lehetnek érintkezési pontok, amelyek egy-egy csomóponttal egybeesnek. Ezek a pontok az $r_{y2i,j}$ sugárral, a $\theta_{2i,j}$ fogszöggel és a $\varphi_{2i,j}$ elfordulási szöggel azonosíthatók. $\theta_{2i,j}$ a (5) összefüggésből adódik, az elfordulási szög a következő kifejezéssel határozható meg:

$$\varphi_{2i,j} = \beta_{i,j} - \theta_{2i,j}. \quad (16)$$

A számítási algoritmus paramétere a φ_1 szög. A $\varphi_1 = \varphi_0$ kezdeti értékhez φ_2 eltérő értékeit kapjuk minden egyes csomópont esetében. A fogfelületek közötti pillanatnyi érintkezési pont az a csomópont lesz, amelyhez az összes $(n \cdot m)$ számú megoldásból a legnagyobb φ_2 adódik. φ_2 kisebb értékei változó nagyságú foghézagra utalnak.



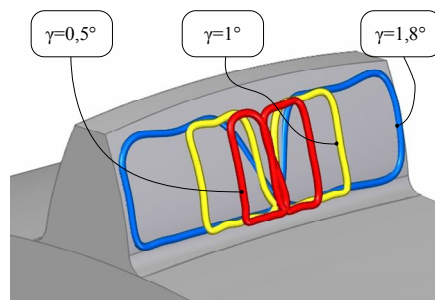
6. ábra. A kapcsolóvonal egy fogpár esetén, valamint a hordkép értelmezése a domborított fogazaton (szöghiba: $\gamma=1^\circ$)

Minden φ_1 értékhez található egy maximális φ_2 . A maximális φ_2 -höz tartozó csomópont a fogpár aktuális érintkezési pontja. Miután φ_1 értékét $\Delta\varphi$ -vel megváltoztatjuk, φ_2 -re egy új

maximumot kapunk, amely egy újabb érintkezési pontot eredményez. Amennyiben φ_1 -et 0 és 2π között változtatjuk, és valamennyi φ_1 -hez meghatározzuk a hozzá tartozó maximális φ_2 -t, megkapjuk az egy fogpár esetén létrejövő a kapcsolóvonalat, amely a kapcsolódási pontok összessége (6. ábra). A fogfelületen létrejövő hordkép kapcsolódási pontokra felvett kis ellipszisek összességként értelmezhető (6. ábra). A szükséges számításokat Maple 16 szoftverben végeztük. Fogaskerék adatai: fogszám $z=40$, modul $m=3$ mm, alapprofilszög $\alpha=20^\circ$, fogszélesség $b=20$ mm, domborítás sugara $R=100$ mm.

5.1. Szöghiba változásának hatása a kapcsolóvonalra

Amennyiben az előzőekben bemutatott tengelykapcsoló más szöghibával rendelkezik, akkor a szöghiba változásával együtt a kapcsolóvonal is meg fog változni. A szöghiba csökkenés esetén a kapcsolóvonal a fogazat belsejére korlátozódik, míg nagyobb szöghiba esetén ez a tartomány kifelé, a fog végeinek irányába tolódik el. Amennyiben a kapcsolóvonal eléri a fog szélét, akkor az így kompenzált szöghiba maximális. A kapcsolóvonal változására mutat példát az 7. ábra. A maximális kompenzálható szöghiba az adott geometria mellett a 7. ábrán látható $\gamma=1,8^\circ$.



7. ábra. A kapcsolóvonal változása különböző szöghibák esetén

6. Összefoglalás

A dolgozatban a gyártással összhangban lévő matematikai modellek, valamint a mozgástörvény egy egyszerűsített számítási módszerének bemutatása után ismertettük a fogasgyűrűs tengelykapcsoló fogazatán kialakuló kapcsolóvonalat, valamint a kapcsolóvonal változását a kompenzálható szöghiba függvényében. A kapcsolóvonal segítségével a maximális szöghiba is meghatározható. Amennyiben a kapcsolóvonal eléri a fog szélét, akkor a kompenzált szög maximális.

Köszönetnyilvánítás

A kutatás az Európai Unió és Magyarország támogatásával 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

- [1] Litvin, F. L.: *Theory of gearing*, NASA Reference Publication 1212, AVSCOM technical report 88-C-035, 1989. pp. 1-490.
- [2] Szenté J., Kelemen L.: *Domborított fogazat matematikai modellezése fogasgyűrűs tengelykapcsolókhoz*, GÉP LXII (9-10) pp. 47-50. (2011)
- [3] Kelemen L., Szenté J.: *Fogasgyűrűs tengelykapcsoló fogérintkezésének elemzése*, Multidiszciplináris tudományok, Miskolci Egyetemi Kiadó, 2012, pp.49-60 (ISSN 2062-9737)



AZ ELSŐTENGELY-RUGÓZÁS HATÁSA A TRAKTOR VONTATÁSI PARAMÉTEREIRE SEGÉDELSŐKERÉK- HAJTÁSNÁL

EFFECT OF FRONT AXLE SUSPENSION TO TRACTION PARAMETERS OF TRACTOR WITH MECHANICAL FRONT WHEEL DRIVE

KOVÁCS Zoltán PhD

Nyíregyházi Főiskola, Műszaki és Agrártudományi Intézet

Jármű és Mezőgazdasági Géptani Tanszék

zkovacs@nyf.hu

Kivonat: Az aktív rugózású első tengelyek megjelenése az univerzális segédelsőkerék-hajtású traktorokon mindössze egy-két évtizede kezdődött. A rugózott első tengely megváltoztatja a traktor lengésszelvényeit, és ezen keresztül a vontatási paramétereket is. Vizsgálatom során arra kerestem a választ, hogy a főbb vontatási paraméterek (vonóerő, haladási sebesség, vontatási teljesítmény, kerékszlip) hogyan változnak meg az aktív elsőtengely-rugózás hatására. Szabadföldi vontatási vizsgálati eredményekkel igazoltam, hogy az aktív elsőtengely-rugózás szignifikáns mértékben csökkenti a szlipet, vagy másként fogalmazva, növeli az adott szlipnél kifejezhető vonóerő mértékét. Bizonyítást nyert továbbá, hogy az alvázon mérsékeltebb lengésgyorsulások alakulnak ki. Ennek köszönhetően az egyes vontatási paraméterek ingadozása (statisztikai szórása) mérsékeltebb lesz. Ez azt eredményezi, hogy a traktor egyenletesebb, kisebb ingadozású vonóerő és vontatási teljesítmény kifejtésére lesz képes.

Kulcsszavak: elsőtengely-rugózás; segédelsőkerék-hajtás; vonóerő; vontatási teljesítmény.

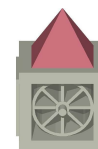
Abstract: The usage of the active front axle suspension to tractors with mechanical front wheel drive has started for only one-two decades. The suspended front axle changes the shock parameters of the tractor and this also affects the traction parameters as well. During our research we would like to find the answer that how the major traction parameters (drawbar force, velocity, tractive performance, wheel slips) change because of the active front axle suspension. By using the results of field tests we verified that the active front axle suspension reduces the slip significantly, in other words it increases the volume of the possible drawbar force at a given slip. It was also proved that on the chassis more moderate shock waves develop. Due to this the range of the different traction parameters (statistical dispersion) will be more moderate. This results in more constant, less fluctuating drawbar force and the tractor will be able for higher tractive performance.

Keywords: front axle suspension; mechanical front wheel drive; drawbar force; tractive performance.

1. Bevezetés, előzmények

Az 1980-as évektől fokozatosan nő a segédelsőkerék-hajtással rendelkező univerzális erőgépek aránya az üzemben lévő traktorok között. Ezek a traktorok ma már sok esetben lineáris karakterisztikájú rugózott első tengellyel rendelkeznek. Az eddigi kutatások és vizsgálatok során kevés figyelem hárult a vontatási és energetikai jellemzők tanulmányozására és tisztázására. A vizsgálatok általában a rugózás és a lengések kapcsolatának vizsgálatára, elemzésére és annak lehetséges modellezésére, valamint szimulációjára terjedtek ki [1, 2, 3, 4, 5].

A cikkben bemutatásra kerülő kutatómunka egyik célja az volt, hogy megvizsgáljam, hogyan hat az aktív elsőtengely-rugózás a segédelsőkerék-hajtású traktorok fontosabb vontatási jellemzőire (vonóerő, haladási sebesség, vontatási teljesítmény, szlip stb.), valamint a szlip-vonóerő kapcsolat alakulására.



2. A vizsgálat tárgya és módszere

2.1. Vizsgálati program

A kitűzött vizsgálati célok megvalósítása érdekében szabadföldi vontatási vizsgálatokat végeztem. A vizsgálati terület sík fekvésű, betakarítás utáni, műveletlen búzatarló volt. A talajjellemzők meghatározása mintavétellel történt. A talaj teherbíró-képességének és tömörödöttségének meghatározására EIJKELKAMP 06.15.01 típusú kúpos penetrométert (penetrologger) használtam.

A vontatási vizsgálatot kétféle üzemmódban (hátsó- és összkerék-hajtás) hajtottam végre. A traktor össztömegét 7.860 kg-ra állítottam be pótsúlyok segítségével. A vizsgálat során három különböző statikus tengelyterhelés-beállítást alkalmaztam:

- 1) az össztömeg 33,08 %-a (2.600 kg) az első, 66,92 %-a (5.260 kg) a hátsó tengelyen;
- 2) az össztömeg 40,71 %-a (3.200 kg) az első, 59,29 %-a (4.660 kg) a hátsó tengelyen;
- 3) az össztömeg 48,35 %-a (3.800) az első, 51,65 %-a (4.060 kg) a hátsó tengelyen.

A vizsgálatok során három különböző sebességfokozatban történt a mérés: B1 sebességfokozat ($v=1,53$ m/s= $5,5$ km/h); B3 sebességfokozat ($v=2,19$ m/s= $7,9$ km/h); C2 sebességfokozat ($v=2,92$ m/s= $10,5$ km/h). Ezen túlmenően az elsőtengely-rugózást aktív és inaktív módban használtam. Az így létrehozott vizsgálati beállítások száma 36 volt.

Az alkalmazott gumibroncs-nyomások a statikus tengelyterhelés-beállításoknak megfelelően az alábbiak szerint kerültek beállításra: 1. beállítás – 1,0 bar; 2. beállítás – 1,3 bar; 3. beállítás – 1,6 bar

2.2. A vizsgálat során használt járművek

A kísérleti traktor egy JOHN DEERE 6920S típusú erőgép volt. A traktor elsőkerék kormányzású, segédelsőkerék-hajtású kivitelben készült. Az erőgép főbb műszaki adatait a 2. táblázat tartalmazza. Az elsőtengely-rugózási rendszer felépítésének lényege, hogy a merev kialakítású első híd két hidraulikus működésű munkahenger segítségével kapcsolódik a traktor alvázához. A munkahengerek egy vezérlőtömbön keresztül három darab hidroakkumulátorhoz kapcsolódnak, így egy zárt hidro-pneumatikus rendszert képeznek, mely folyamatosan bekapcsolt (aktív) rugózást biztosít.

1. táblázat JOHN DEERE 6920S típusú erőgép főbb műszaki paraméterei

Műszaki paraméter	Mértékegység	Méret
Tengelytávolság	mm	2650
Saját tömeg (menetkész)	kg	5600
Pótsúlyozás elől/hátul	kg	2290/3420
Vonóhorog magassága a talajtól	mm	850
Névleges teljesítmény	[kW/min ⁻¹]	110/2100
Differenciálmű áttétele	-	elől: 2,214; hátul: 4,9
Végrehajtás	-	elől: 6,4; hátul: 6,4
Kerékelfüggesztés módja	-	Elöl: merev, rugózott híd Hátul: merev, rugózatlan híd
Gumibroncsok	-	Elöl: TAURUS 14.9 R28 Hátul: TAURUS 520/70 R38

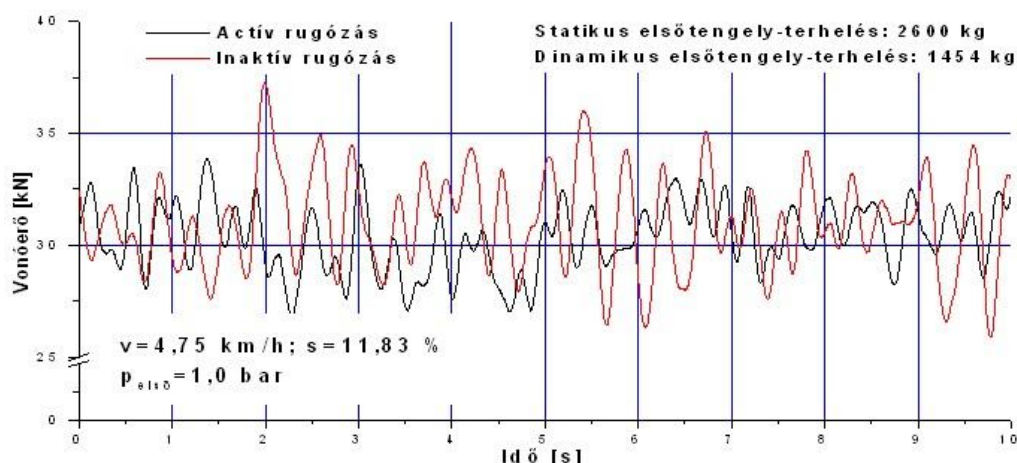
A terhelést egy egyedi kialakítású fékező kocsival hoztam létre. A fékező kocsit a gödöllői Mezőgazdasági Gépesítési Intézet alakította át egy MAZ 537 típusú rakéta- és harckocsi vontató járműből. A traktor és a fékező kocsi közötti kapcsolatot egy dinamométerrel egybeépített vonórúd biztosította. A szabadföldi vontatási vizsgálat során az alábbi adatok rögzítésére került sor: haladási sebesség [m/s]; első és hátsó kerékagy fordulatszáma [min⁻¹];

motor fordulatszáma [min^{-1}]; vonóerő [kN]; függőleges lengésgyorsulások az első tengelyen és az alvázon [m/s^2].

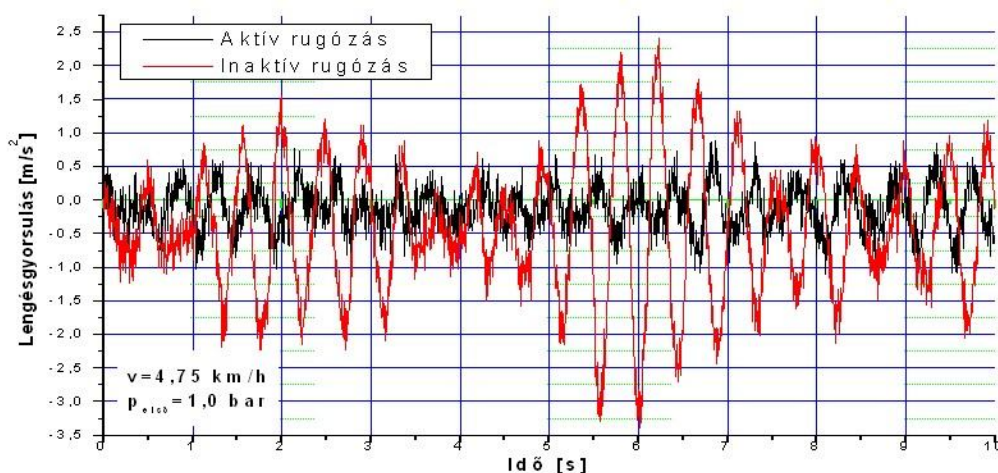
3. Eredmények

3.1. A traktor instacioner teljesítménymérlege

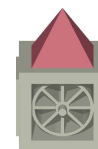
A traktorüzem során a terhelés nem állandó és egyenletes, hanem időben erősen változó instacioner terhelés. Ez azt jelenti, hogy a traktor teljesítménymérlege időpillanatról időpillanatra változik, azaz jelentős dinamika jellemzi. Az 1. ábrán a vonóerő alakulása látható 30 kN átlagos vonóerő-kifejtésnél aktív és inaktív elsőtengely-rugózáskor. Az ábrán jól látható, hogy – bár állandó terhelés mellett zajlott a mérés – az értékekben jelentős ingadozás alakul ki. Ezt az ingadozást – amely a traktormotor szempontjából instacioner terhelést jelent – a talaj egyenetlenségei és esetleges inhomogenitása okozzák. Megvizsgálva a további kísérleti beállítások során az ugyanilyen terhelés mellett kialakuló vonóerő-ingadozásokat hasonló eredményeket kapunk. Az 1. ábrán látható vonóerő-ingadozáshoz tartozó alváz-lengésgyorsulás értékeket mutatja a 2. ábra.



1. ábra Állandó terhelés mellett kialakuló vonóerő-ingadozás aktív és inaktív elsőtengely-rugózás során



2. ábra Állandó terhelés mellett kialakuló alváz lengésgyorsulások aktív és inaktív elsőtengely-rugózás során



A vizuális értékelés alapján egyértelműnek tűnik a különbség az aktív és inaktív elsőtengely-rugózás esetén kialakuló alváz lengésgyorsulások között. Az objektívebb elemzés érdekében azonban meghatároztam az alváz, valamint a jobb és bal első kerekek lengésgyorsulásainak RMS-értékeit (négyzetes középértékek) az (1) összefüggés segítségével.

$$RMS = \sqrt{\frac{x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2}{n}}, \quad (1)$$

ahol: $x_{1,2,\dots}$ - a vizsgált jellemző értékei; n - vizsgált adatok száma.

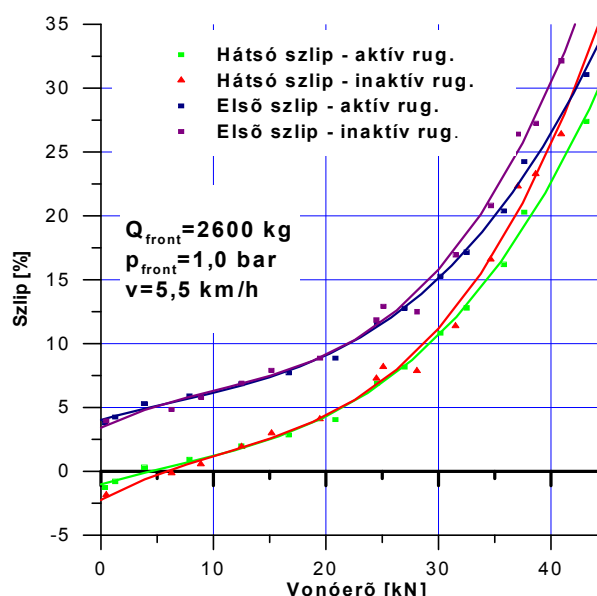
Az RMS számítás során kapott értékeket a 2. táblázatban foglaltam össze. A számított RMS-értékek egyértelműen alátámasztják az az előzetes feltételezést, mely szerint az aktív elsőtengely-rugózás csökkenti az alváz lengéseit. További fontos eredmény, hogy abban az esetben, amikor az aktív rugózásnál alakul ki tartósan nagyobb lengésgyorsulás-szórás a bal vagy jobb első keréken (pl. B3 fokozat, 3200 kg terhelés), akkor is mérsékeltebb az alvázza áttáradó lengésgyorsulás.

2. táblázat Az alváz, valamint a jobb és bal első kerekek lengés-gyorsulásainak RMS-értékei az egyes kísérleti beállításoknál (F_v átlag ≈ 30 kN)

Gear	Static front axle load [kg]	RMS					
		Left front wheel		Chassis		Right front wheel	
		Active suspension	Inactive suspension	Active suspension	Inactive suspension	Active suspension	Inactive suspension
B1	2600	0,841	1,298	0,363	1,065	0,839	1,354
	3200	0,922	1,165	0,566	0,787	1,152	0,978
	3800	0,908	1,193	0,785	1,070	0,972	1,415
B3	2600	0,906	1,327	0,550	1,042	1,009	1,309
	3200	1,073	0,788	0,461	1,109	1,352	1,089
	3800	1,139	0,993	0,667	0,772	1,280	0,987
C2	2600	1,263	1,347	0,675	0,963	1,076	1,198
	3200	1,295	1,859	0,771	1,154	1,637	1,686
	3800	1,531	1,767	0,787	1,308	1,485	1,662

3.2. Vonóerő-szlip kapcsolat vizsgálata

Az egyes kísérleti beállítások mellett végzett vontatási vizsgálatok során felvett adatokból meghatároztam a teljes terhelési ciklus vonóerő-szlip kapcsolatát. Erre mutat példát a 3. ábra, mely alapján elmondható, hogy mind aktív, mind inaktív rugózás során a vonóerő-szlip kapcsolat alakulása a teljes terhelési ciklus alatt hasonló. Az aktív elsőtengely-rugózás pozitív hatása a nagyobb vonóerő-kifejtés mellett mutatkozik meg. A vizsgált kísérleti beállításnál az volt tapasztalható, hogy a 30 kN vonóerő-érték fölötti tartományban mind a hátsó, mind pedig az első kerekek szlipje kisebb az aktív rugózás mellett. Az is egyértelműen megállapítható, hogy a vonóerő növekedésével a különbségek is nőnek. Ez a trend a többi vizsgált kísérleti beállításra is igaz. Ez általánosságban azt jelenti, hogy az aktív elsőtengely-rugózás használata mérsékli az adott vonóerő-kifejtés során kialakuló kerékszlipek mértékét. Másképpen fogalmazva, a vontatás során kialakuló adott szlip-értékhez nagyobb vonóerő-érték tartozik az aktív elsőtengely-rugózás használatakor.



3. ábra A kerékszlipek alakulása a vonóerő függvényében

4. Következtetések

A szabadföldi vizsgálatoknál a mérések digitalizálásakor alkalmazott 100, illetve 200 Hz-es mintavételezési frekvencia segítségével az idő függvényében jól követhető a traktor pillanatnyi instacioner teljesítménymérlegének alakulása, továbbá részletesen elemezhető a traktor üzeme közben kialakuló függőleges lengésgyorsulások alakulása.

Szántóföldi vontatási vizsgálatok méréseinek értékelése alapján megállapítható, hogy összkerék-hajtás esetén az első tengely aktív rugózása egyenletesebbé teszi a traktor vonóerő-kifejtését. Aktív első-tengely rugózás esetén a traktor adott szlip mellett nagyobb vonóerő kifejtésére képes. Ezt a megállapítást bizonyítja, hogy a mért vonóerő értékek kisebb fluktuációt mutatnak.

Irodalomjegyzék

- [1] HANSSON, P.-A. (1996): Rear axle suspension with controlled damping on agricultural tractors. *Computers and Electronics in Agriculture*. Vol. 15 (2), 123-132. p.
- [2] HANSSON, P.-A. (2007): Optimization of agricultural tractor cab suspension using the evolution method. *Journal of Terramechanics*. Vol. 44 (1), 54-73. p.
- [3] LEHTONEN, T. J. – JUHALA, M. (2005): Predicting the ride behaviour of a suspended agricultural tractor. *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*. Vol. 1 (1-3), 131-142. p.
- [4] [MAZHEI, A. A. (2006): Dynamic analysis of the hydro-pneumatic front axle suspension of agriculture tractor. *SAE Technical Paper*. No. 2006-01-3526
- [5] SALOKHE, V. M. – LAONAPAKUL, T. – PEEYUSH, S. (2009): Effects of tyre inflation pressure and surface conditions on the vibration characteristics of agricultural tractors. *11th European Regional Conference of the ISTVS, Bremen*, October 5-8 2009



ARM EXOSKELETON FOR ROBOTICS AND AUTOMATION IN SPACE USING COMPLIANT MECHANISMS

LATES Daniel, TEUTAN Emil

Technical University of Cluj-Napoca, Department of Mechatronics and Machine Dynamics
daniellates@yahoo.fr , emil.teutan@mdm.utcluj.ro

Abstract: In this paper we will present the study of compliant mechanisms used to arm exoskeleton for space robotics and automation. The study will focus on flexible couplings which are of great importance to achieve high performance on mobility scheme. It will determine the theoretical displacement and stress of the material profile couplers symmetrically and asymmetrically. In the final paper we will compare the results obtained in the form of graphs.

Keywords: flexure hinges, micropositioning, arm exoskeleton, robotics.

1. Introduction

The term “exoskeleton” was originally used in biology for designating the outer supporting shell of an animal. More recently, the term has also been associated with structural devices designated to be attached around the limbs of people.

Still more recently, a new category of devices has been added to the family of exoskeletons: these are mechanisms used, for example, for the purpose of increasing the performance that can be delivered by a human, a robot, or indeed while interaction with virtual reality.

An application of this include, to remotely controlling a humanoid type robot working outside a space station, for example the international space station. In the context of this application, the robot which is intended to provide highly accurate and dexterous means for performing inspection, maintenance, and repair actions on equipment in highly hostile environment of space.

The robot is fitted with three moving arms similar to human arms (i.e. in particular having seven degrees of freedom). Most of the time, the robot is programmed to perform pre-established tasks, but in some circumstances the robot needs to be remotely controlled: a) either by astronauts inside the space station; or b) else directly by operators who have remained on the earth. In both cases, the need to perform very precise manipulation makes it necessary to use so-called “immersion” techniques.

For this purpose, the operator wears video goggles, force feedback gloves, and one or more arm exoskeletons so as to be able to feel the same sensations as the robot, i.e. the sensations which the operator would feel when performing the tasks that are being executed by the robot.

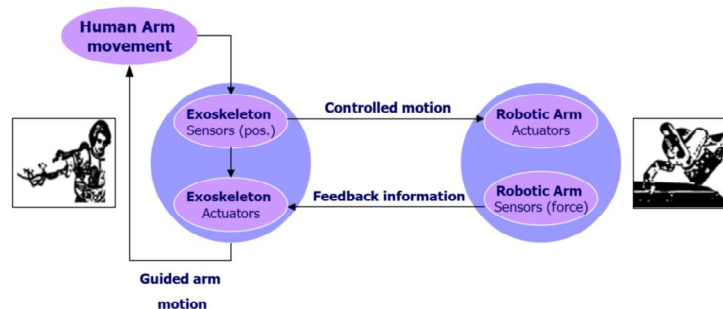


Figure 1 Exoskeleton Control Scheme

Due to the advance of technology and the miniaturization of robot mechanisms that tend to get the best possible performance in terms of motion control, positioning systems were also part of the ongoing development and change. Moving from a positioning system that uses mechanisms coupling mechanisms and classic elements at one piece flexible couplings occurred due to some material property and studies about it. Compliant mechanisms are those mechanisms that transmit the motion or force due to elasticity of the material, Figure 2.



Figure 2 Obtaining compliant motion mechanisms

The elasticity of the material is exerted on the flexible coupling. A flexible coupling is formed from a thin member that provides rotation between two members join by bending, Figure 3.

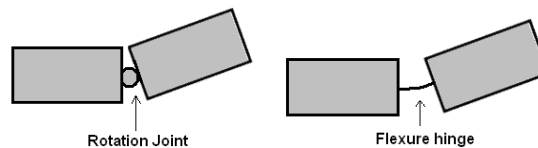


Figure 3 Classical coupling (a), Flexure hinges (b)

This made possible for a positioning system to have small dimensions and which can be precisely controlled.

2. Description joints

To get the best results the flexible joints depend largely on the material of which they are made of and the configuration of the profile shoe. Flexible couplings are made of a material that is subject to ownership of the materials elastic deformation. Making configuration profile elements are made of thinning mechanism Figure 4.

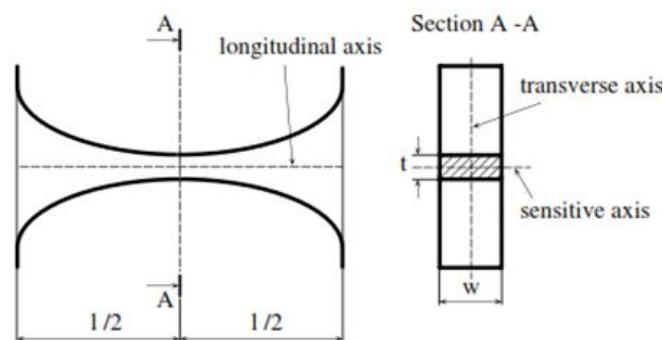


Figure 4 Rectangular Flexible coupling with one axis and constant width

Symmetrical couplings profile: a) circular, b) rectangular, c) elliptical, d) parabolic figure 5. The novelty of this article is introducing flexible couplings along with the asymmetrical. Asymmetrical couplings are made from the combination of these profiles, rectangular, circular (Fig. 6 a), rectangular-parabolic (Fig. 6 b), circular, elliptical (Fig. 6 c), elliptical-rectangular (Fig. 6 d), circular-parabolic (Fig 6 e), parabolic-elliptic (Fig. 6 d).

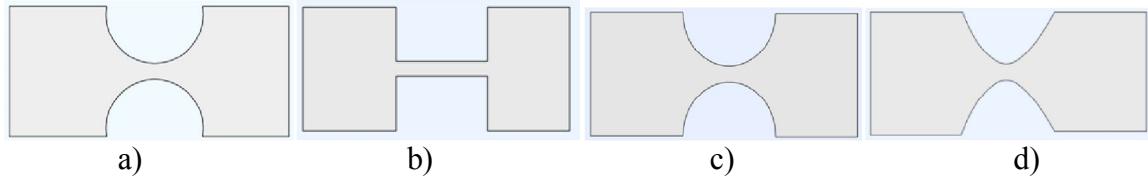


Figure 5 Flexible joints with symmetric profiles

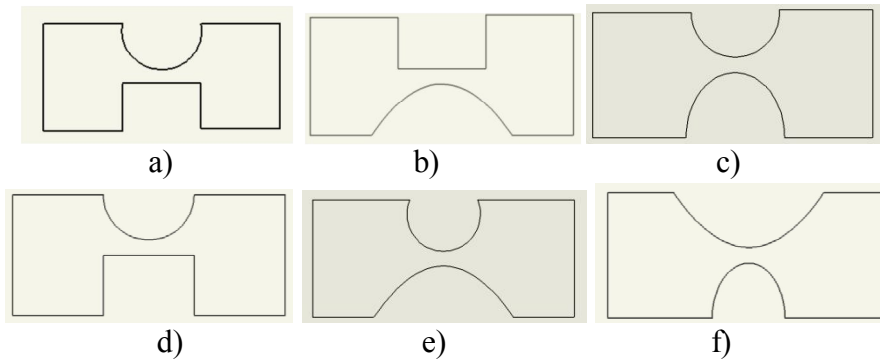


Figure 6 Flexible joints unsymmetrical profiles

3. Analysis based on Castigliano's Theorem

Consider a flexible coupling with geometrical parameters as in Figure 4 and given the pseudo-rigid model of it, due to timing the arc developed in the compliance center of the rotation the angular displacement θ can be calculated

For the analysis one end of the coupling considered fixed and the other free. Considering the insignificant axial displacement, only the movement is calculated based on the deflection angle:

$$u = f(\theta_z) \quad (1)$$

Flexural stiffness is considered unique $k_{\theta_z M_z}$ (deflection angle is noted θ_z). The moment developed by the spiral spring can be calculated with the formula:

$$M = k_{\theta_z M_z} \cdot \theta_z \quad (2)$$

Where have angular displacement:

$$\theta_z = \frac{dy}{dx} = \int_x \frac{M_z(x) dx}{EI_z(x)} \quad (3)$$

where E - is the elastic modulus; I - moment of inertia, which is constant for a rectangular section.

The compliance of the flexible coupling is defined as the inverse of stiffness:

$$[K] = [C]^{-1} \quad (4)$$

The movement of the free end of the flexible coupling according to compliance and load can

be expressed as:

$$\{u_1\} = [C_1] \{L_1\} \quad (5)$$

In this case the movement is carried out by the moment M , we have:

$$\theta_z = C \cdot M \quad (6)$$

The bending moment according to Castigliano's first theorem is given in the equation:

$$M_{1z} = \frac{\partial U_{i,z}}{\partial \theta_{1z}} \quad (7)$$

The angle of rotation according to the second theorem of Castigliano is calculated by the formula:

$$\theta_1 = \frac{\partial U_e}{\partial M_{z1}} \quad (8)$$

The energy stored in the spring spiral motor at a time is:

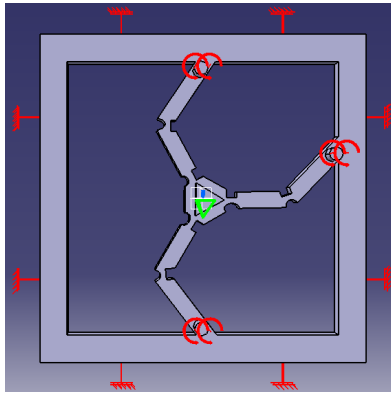
$$U_i = \frac{1}{2} K \theta^2 \quad (9)$$

Maximum voltage for constant rectangular section can be calculated by the relationship

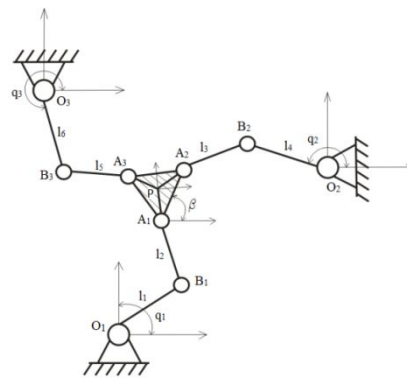
$$\sigma_{\max} = \frac{M \frac{t}{2}}{I} = \frac{6K}{bt^2} \theta \quad (10)$$

4. Designing a positioning system with flexible joints

In Figure 7 we can see a compliance structure with flexible couplings using asymmetrical profiles. This is driven by three rotary actuators, thereby enabling precise control in its working space. In Figure 7 b we can see a kinematic chain structure with elements and motory angles. The position of the end effector is in the middle of the system.



a) The structure of the 3D model



b) Kinematic structure positioning system

Figure 7 The Structure CAD

5. Analysis based on finite element method

The objective of finite element analysis is to compute the statically Von Mises stress and displacement by modelling them. The constructive parameters of the joints used is shown in Figure 8.

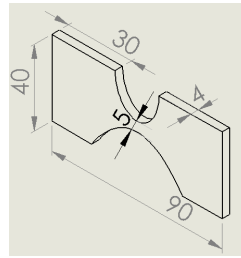


Figure 8 Dimensions shaped joints

The joints will be modeled with the profiles in Figure 5 and 6. The coupling will be encapsulated at one end and the other a constant force of 0.05 Newton will be applied. The material is PVC the the characteristics presented in Table 1.

Table 1 Material properties from PVC

Property	Value	Units
Elastic Modulus	6	N/mm ²
Poissons Ratio	0.47	
Shear Modulus	2	N/mm ²
Density	0.00129	g/mm ³
Thermal Conductivity	0.16	W/m K
Specific Heat	1600	J/kg K
Tensile Strength	13	N/mm ²

For each joints in Figures 5 and 6 a modelling as shown in figure 9 will be performed (a, c - Von Mises stresses, b, d - move).

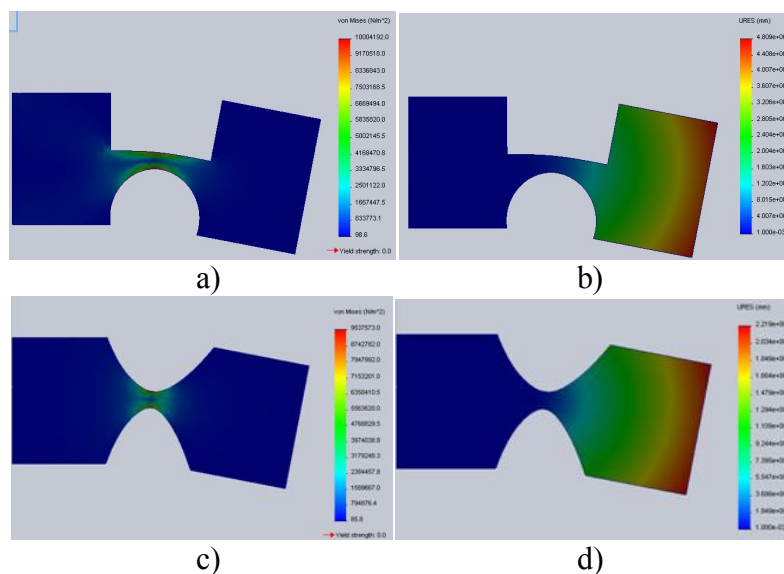
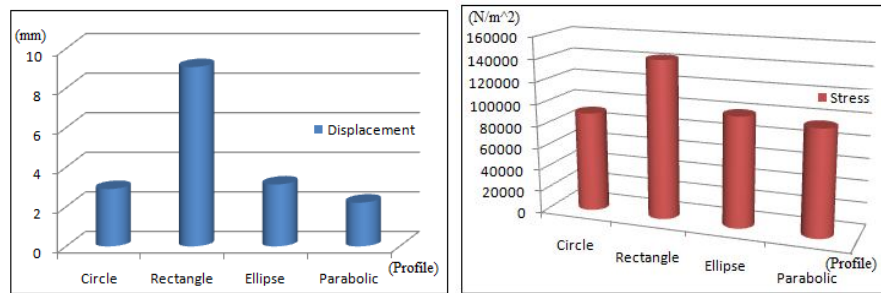


Figure 9 Finite element analysis modeling of joints

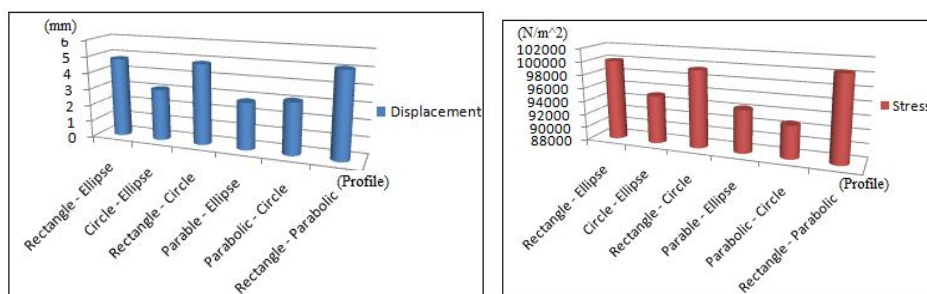
The results are listed in the charts of Figures 10 (a, b) for the symmetric couplers and in Figures 11 (a, b) for asymmetric couplers.



a) Displacements

b) The results tensions

Figure 10 Unsymmetrical flexible joints



a) Displacements

b) The results tensions

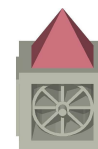
Figure 11 Unsymmetrical flexible joints

6. Conclusions

In order to be able to build an actioning or positioning system on a exoskeleton arm for robots and space automation, a set of precise and light weight mechanisms are needed. The advantages that flexible joints offer over the classical rigid ones are that there are no frictions in the joints, no lubrication is needed, there's no histeresys, they're compact, miniaturizable, easy to manufacture and easy to maintain. From the study done in this article comes the fact that flexible joints with symmetrical profiles obtain larger movements than those with rectangular profiles, but in order for its stability to be as good as possible, and to have a good transmitting force, assymetrical profile joints will be used. While using asymmetrical joints, the combination between the rectangular-parabolycal ones develops the best movements with the downside of having bigger stresses. The smallest Von Mises tensions appear at the circle-parabolycal profiles, which have less movement.

Bibliography

- [1] VencelCSIBI, SimonaNOVEANU, Dan MANDRU, "Research concerning analysis of compliant joints with parabolic and hyperbolic profiles", OGET2005;
- [2] Simona NOVEANU, Vencel CSIBI, Dan NOVEANU, Rareș CHIRA, "Cercetări privind mecanismele compliante", National conference with international participation „nordtech 2004”;
- [3] Lobontiu N. "Compliant Mechanisms: Design of Flexure Hinges" Library of Congress Cataloging-in-Publication Data.
- [4] <https://www.google.com/patents/US7410338>
- [5] <http://www.cas.kth.se/euron/euron-deliverables/ka1-3-Roadmap.pdf>
- [6] http://conf.laas.fr/DRHE2010/final_papers/proceedings.pdf



ÉRINTKEZÉSMENTES REZGÉSMÉRŐ BERENDEZÉS TERVEZÉSE DEVELOPMENT OF NON-CONTACT VIBRATION MEASUREMENT DEVICE

LÉNÁRT József

Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Tanszék

lenart.jozsef@uni-miskolc.hu

Kivonat: A cikkben egy érintkezésmentes rezgésmérő berendezés tervezését és megvalósítását mutatom be. A cél egy olyan készülék megtervezése és elkészítése, amely kicsi és „okos”, azaz képes méréseket végezni és az eredményeket feldolgozni, kiértékelni kiegészítő eszközök – számítógép, mérésadatgyűjtő, stb. – nélkül. A tervezett eszköz nem egy általános rezgésmérő, hanem a rezgések egy – nehezebben mérhető – csoportjának mérésére alkalmas, amelyek nagy rezgésgyorsulással rendelkeznek.

Kulcsszavak: rezgés, érintkezésmentes, optika

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

Keywords: vibration, non-contact, optic

1. Introduction

Vibration measurement is a very important task in the field of machine inspections. With vibration measurement and analysis we can determine not only the parameters of the vibration, but we can make conclusions about the state of the machines, and their possible failures. Most of the measuring techniques are usually based on acceleration measurement methods, which can be considered as indirect approaches. Acceleration can be determined relatively easily with piezoelectric or MEMS type sensors. The velocity of the probe can be obtained by integration of the measured acceleration with respect to time, repeating the time integration the displacement can also be determined [1].

There are two cases, when the traditional methods are unusable. If the amplitude of the vibration is large (range of millimeters) and the frequency is relatively high the traditional methods – when the sensors must be mounted on the vibrating part – are unusable because the acceleration and inertial forces will damage the sensor or may break the mounting. Another problematic case is when the test specimen is small in mass, because the addition of the measurement transducers can alter its dynamic behavior and lead to false test results.

On the apropos of an industrial task the author of this paper encountered this problem. The task was an inspection of a vibration head of a vibration plastic welding machine. The welding machine is controlled by a PLC. The parameters of the welding process can be adjusted on the user interface (HMI) among others the amplitude, the frequency and the duration of the process. The prescribed parameters of the welding process were the following: 240 Hz frequency, 2 mm peak-to-peak amplitude, 0.7 second duration. At first I decided to try to use the traditional measurement method with a piezoelectric acceleration transducer and magnetic mount. After some calculations it was clear that the acceleration of the part is far beyond the specifications of the transducer.



$$a = 2.013 * f^2 * D_{p-p} * g \quad (1)$$

According to (1) in this case the maximal acceleration of the part is 231.9 g. In this situation traditional acceleration measurement methods are unusable.

Instead of the accelerometer, I decided to use a non-contact optical method, based on displacement metering. The task needs at least 2400 Hz sampling rate and 0.01 mm resolution. This can be ensured with a triangulation laser sensor. The difficulty of this method is to settle not only the sensor but the data acquisition device, the notebook and the wirings into the workspace of the welding machine.

2. Non-contact methods

As we can see, there are two main problems with traditional contact-based measurement in special conditions: the fastening is exposed to heavy duty due to inertial forces, and in some cases the mass of the measurement head influences the results (attenuates the vibration). When these problems arise, then special methods are required. Contactless vibration measurement methods are based on displacement gauging; using optical sensors usually laser triangulation device or laser interferometer. The laser triangulation device consists of a semiconductor visible laser source and a light sensitive device. This measurement method is suitable for our needs, but requires additional equipment (signal conditioning, data acquisition, PC or notebook for evaluation). The perfect solution must be a small box without cables and sensitive devices that can be mounted near the vibration head and it can analyze the process.

2.1. Laser triangulation sensors

Laser triangulation sensors determine the distance of the target object by measuring the reflected light from the target surface. A 'transmitter' (semiconductor laser diode) projects a spot of light to the surface, and its reflection is focused on the light sensitive device ('receiver') via an optical lens. If the distance of the sensor and the object surface changes the position of the reflected light spot on the 'receiver' changes as well. The integrated signal processing electronics detects the position of the spot on the receiving element and – after linearization and additional digital or analogue signal conditioning – provides an output signal proportional to target surface distance. The most critical component of this device is the light sensor, which can take one of two forms: Position Sensitive Device (PSD) or Charge Coupled Device (CCD). Under ideal conditions, PSD-based sensors perform to expectation, however, the reliability and repeatability of the PSD receiver is compromised by a number of variations of the target surface, like color, texture and light intensity. CCD sensors are a newer, advanced technology, and helped to overcome many of the limitations of the PSD technology. However, the speed of response of the sensor to changing surface conditions is still limited by the controlling microprocessor. Today the latest CCD arrays and DSP devices have virtually eliminated these shortcomings of the device.

2.2. Line scan cameras

Line scan cameras are image capturing devices having a CCD or CMOS sensor which consists of a single line of photosensitive elements (pixels). Therefore, unlike area cameras which generate frames, in this case the image acquisition is made line by line. Practically line scan sensors are the same as area based sensors with many pixel columns (usually 1024 to 8192) and only one pixel line. One single scanning line of a line scan sensor can be



considered as a one dimensional mapping of the brightness related to every single point of the observed line. A sudden change of the gray (or color) level in a single point corresponds either to a point on the edge of an object or to any color or aspect variation of the acquired image. Detection of this change permits a precision measurement, thanks to also the high resolution of the linear sensor which is considerably better than the resolution of an area based sensor. Another outstanding property of this type of sensors is the high speed. Area based sensors can provide only a few tens of frames per second especially in high resolutions, while line scan sensors can produce thousands of frames (lines) per second. The high image acquisition frequency makes line scan cameras suitable for vibration measurements in cases when the frequency is below 1 kHz, and the amplitude is high enough relative to the resolution to the sensor, from a few tenths of millimeters to order of millimeter. When using line scan camera for measurement additional equipment is required, a PC or notebook with the appropriate software and depending on the interface of the camera a frame grabber board or a network adapter. In industrial environment it is inconvenient to put a computer and cables to the workspace of a machine under inspection [2].

2.3. Application specific device

Improving the measurement method with a line scan camera, the design of a device was started that can measure displacements with a few millimeter amplitude, 0.01 mm resolution and 5 kHz maximum frequency. The core of the device is a Xilinx Spartan 3E FPGA, a CCD Signal Processor and a Toshiba 2048 pixel linear CCD sensor. The results of the vibration analysis can be observed on a LCD display and the acquired data is stored on a micro SD card that can be read on a PC or notebook for further analysis. A Field Programmable Gate Array (FPGA) is a special type integrated circuit designed to be configured accordingly to the actual task after manufacturing. The configuration is specified using a hardware description language. FPGAs contain programmable logic components and a hierarchy of reconfigurable interconnects. Logic block can be configured to perform complex combinatorial functions, or simple logic gates. In most FPGAs, the logic blocks also include memory elements, flip-flops or complete blocks of memory. If the design needs only a few bytes or kilobytes of memory, then it can be configured as so called Block RAM inside the FPGA and needs no external memory.

3. The designed device

The basic task of the designed system is to detect a sign on the moving or vibrating surface. The picture of a signed plate mounted on the surface projected through an appropriate optic lens to the line scan sensor. The sensors analogue output signal is converted to 16 bit digital data by a CCD Signal Processor (equals to an Analog to Digital Converter, ADC). This digital signal is processed by special modules inside the FPGA. The device finds the sign on the scanned line and determines its position (pixel number). When the optics parameters are known, the pixel number can be converted to exact position. After the acquisition and analysis of sufficient frames and positions the parameters of the vibration can be computed, which can be displayed and stored. Since the device doesn't store raw pixel values, only one position per frame, the resulting data set can be stored and transferred easily. The development is in early phase, but the preliminary calculations shows that the results can be stored inside the FPGA and the data stream can be transferred even on an RS-232 interface when needed.

The first part of the work was to create the clock and synchronizing signals for the linear CCD sensor. The next step is to read the data from the CCD Signal Processor which works as

an Analog to Digital Converter (ADC) at high sample rate and converts the analogue voltage output of the sensor from pixel to pixel to 16 bit wide digital data and does some signal conditioning. After this step the array of the pixel values is known. Until this step the device is more or less equal to a commercial line scan camera. Line scan cameras have to acquire the pixels from the sensor, store them into the buffer and transfer them over a sort of interface to the computer for processing. Storing and transferring every pixel data requires rather high data storage capacity (megabytes per second) and very high transfer speed. The main feature of the planned device is the intelligence applying specific design. This design ensures that the device will do vibration measurement and analysis at maximum efficiency. In contrast with line scan cameras this device will not store and transfer raw pixel data but will do the analysis of acquired data and will store and monitor only the results. The block diagram of the designed device and the prototype are shown on Fig. 1 and 2.

At present most of the features of the prototype are working, it can measure frequency, perform spectrum analysis and shows the results on the display. The next step is to implement the storage feature and an accurate amplitude measurement.

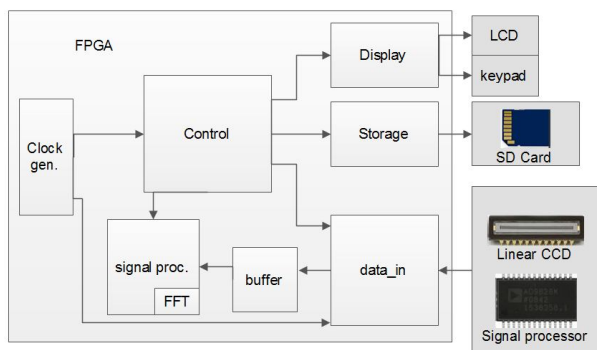


Figure 1. The designed architecture

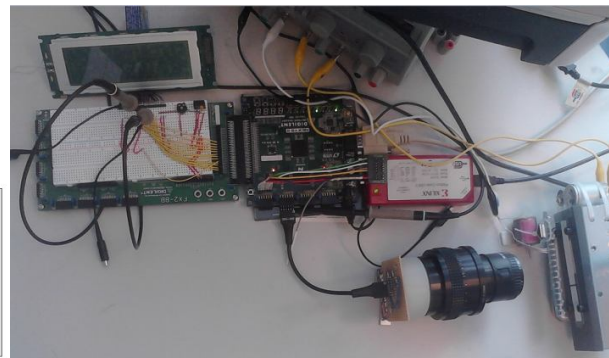


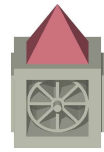
Figure 2. The prototype under test

Acknowledgment

This research was (partially) carried out in the framework of the Center of Excellence of Mechatronics and Logistics at the University of Miskolc.

References

- [1] A. Kováts, "Roncsolásmentes vizsgálatok, azok megbízhatósága és következményei, rezgésmérések és rezgésvizsgálatok" Miskolci Egyetem, Hungary, 1999.
- [2] "Basler Runner user's manual for GigE Vision cameras", Basler Vision Technologies, Inc, 2011.



SYNTHESIS AND DESIGN OF AN ELBOW MODULE FOR A HAPTIC DEVICE USED IN SPACE TELEROBOTICS

¹LOVASZ Erwin-Christian PhD, ¹MĂRGINEANU Dan, ¹CIUPE Valentin, ²STAN Sergiu Dan, ¹ZĂBAVĂ Eugen PhD

¹Politechnica University Timișoara, Romania,

²Technical University of Cluj-Napoca, Romania

erwin.lovasz@mec.upt.ro , dan.margineanu@mec.upt.ro , valentin.ciupe@mec.upt.ro , sergiustan@ieee.org , eugen.zabava@mec.upt.ro

Abstract: In order to enhance the remote control of robots in orbital applications, haptic devices are used. Aiming to obtain a strong response with limited size and weight, a new solution with linear actuator and geared linkage is proposed. The synthesis and optimization method used for this purpose gave a compact and quasi-linear solution for the driving mechanism.

Keywords: telerobotics, haptic device, elbow module, bar-gear linkages .

1. Introduction

Teleoperation of robots with only visual feedback is inaccurate and exhausting. In spatial extravehicular activities, haptic feedback allows the operator to perform maintenance tasks with the aid of the robotic arm and to avoid damages that may be produced by excessive forces [2].

Diolaiti e.a. [1] proposed the use of a haptic interface in order to increase the user's perception of the workspace of the mobile robot, a virtual interaction force is computed on the basis of obstacles surrounding the mobile vehicle in order to prevent dangerous contacts.

A new force rendering approach with variable feedback gain is proposed by Farkhatdinov e.a. [4], haptic feedback improves the quality of mobile robot teleoperation by smoothing the trajectory.

Caldwell and Tsagarakis [5] constructed and tested a seven degree of motion prototype upper arm training and rehabilitation exoskeleton, weighing less than 2 kg due to the use of pneumatic muscle actuators as power source.

Through the Project Exoras, a new lightweight, easy wearable and comfortable haptic arm exoskeleton will be developed to enable force-feedback telemanipulations with redundant robotic arms. For developing such a haptic device, the modular concept is proposed, as to simplify the testing procedures and to allow various configurations adapted to the tasks to be performed and to the structure of the robotic arm to be controlled.

In this paper, a type of elbow module mounted on operator's arm is presented, and the synthesis of the driving mechanism is described.

The maximal rotation angle of the forearm respective to the arm is 110°. In order to insure an adequate haptic feed-back, i.e. a sufficient amplitude of the variable loads reactive on the haptic joint, a maximal reaction load of $m = 2.5\text{kg}$ in the operator's hand is taken into account. Therefore, for a forearm length $l_f = 400\text{mm}$, an equivalent haptic reaction moment M_R ,

$$M_R = mgl_f \quad \text{Nm} \quad (1)$$

of 10Nm was considered.

In order to allow force and angular displacement command and control, a reversible rotating or linear actuator is to be used.

2. Synthesis of the driving mechanism and design of the Elbow module

The elbow module is mounted on the operator's arm by two adjustable clamps, to allow sizing in accordance to arm's diameter. The elbow joint is positioned then with the aid of a sliding guide and blocked into position. The driving mechanism is mounted on the guiding rod.

The elbow joint connects the forearm to the arm through lightweight bushings. Operator's forearm is not clamped on the elbow module, as to allow the twisting motion required by many maintenance operations, as screwing and unscrewing bolts and nuts, fitting tubes and pipes, etc.

The first variant (Figure 1) proposed for the elbow module uses a servomotor to apply the moment in the joint.

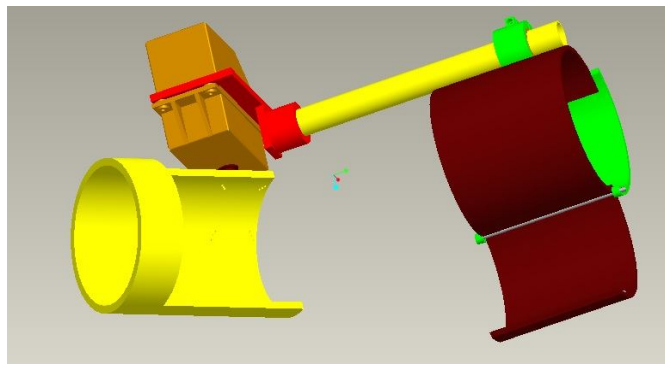


Figure 1 The elbow module in the first variant

The weight and dimensions of a motor able to produce such a moment was considered excessive for a teleoperation device. So, a second variant (Figure 2), with a linear actuator and a geared linkage was synthesised. This solution allows a rotation with 110° , due to an inverted slider-crank as basic structure connected in parallel with a gear train (Fig.2 a), mechanism actuated by a linear servomotor (Fig.2 b). The gear 3 is connected with the slider of the basic structure through a hexagonal joint and performs a planetary motion around the gear 5, fixed to the elbow plate.

The input parameter is the stroke s of the slider and the output parameter is the rotation angle of the output gear χ . In order to obtain an approximately constant transmission ratio for a large rotation angle, an optimization synthesis is performed [3].

The target function is defined as difference between the instantaneous transmission ratio and the desired constant transmission ratio. The target function is:

$$F(\mathbf{x}) = \int_0^{s_H/l_1} |\chi'(s, \lambda_2, \lambda_4) - \chi'_{desired}| ds := Min! \quad (2)$$

where s_H - the imposed stroke, $\chi'(s, \lambda_2, \lambda_4)$ - instantaneous transmission ratio (first order transmission function) and $\chi'_{desired}$ - desired transmission ratio, defined as:

$$\chi'_{desired}(s) = \frac{\chi_{max}}{s_{max}} = ct. \quad (3)$$

with χ_{max} - the maximum rotation angle of the output gear, s_{max} - maximum stroke actuator.

The imposed parameters for the optimization problem are the gear ratio, $\rho = 0.5$, and the minimal transmission angle $\mu_{min} = 50^\circ$ and $\mu_{max} = 110^\circ$

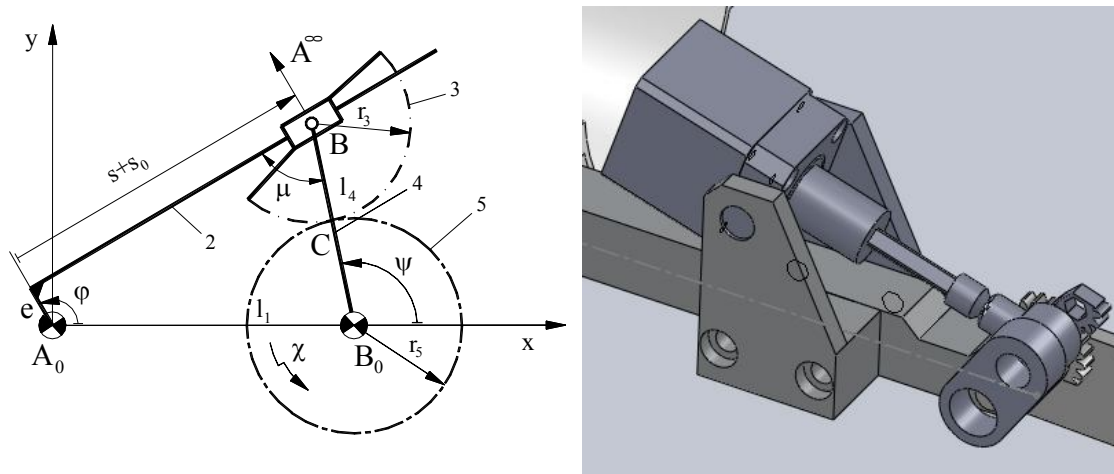


Figure 2 Kinematic scheme a) and the CAD model b) of the driving mechanism

The chosen actuator with 27 mm stroke is mounted on an oscillating yoke in A_0 . For a distance $A_0B_0 = 80\text{mm}$, the optimization procedure [3] gives and the length of the rocker $B_0B = 20\text{mm}$ and a and a initial length $AB = 72\text{mm}$.

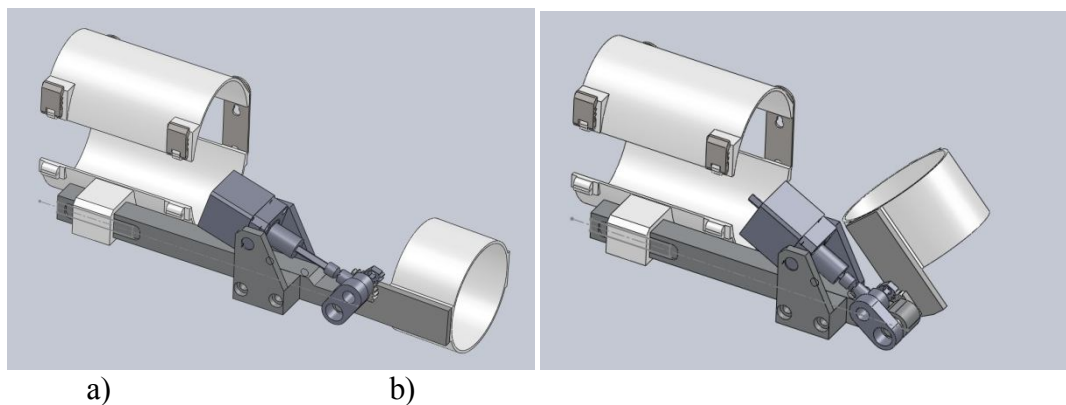


Figure 3 The elbow module in the second variant: a) extended, and b) flexed

With the dimensions resulting from optimization, the model for the elbow module was constructed in SolidWorks (Figure 3)

3. Results

The linearity of the transmission function (Figure 3a) and the constancy of the transmission ratio (Figure 3b) allows an easier control of the haptic joint. No complicated calculations in real time are necessary in order to adjust the haptic gain so to obtain a realistic response to variable loads.

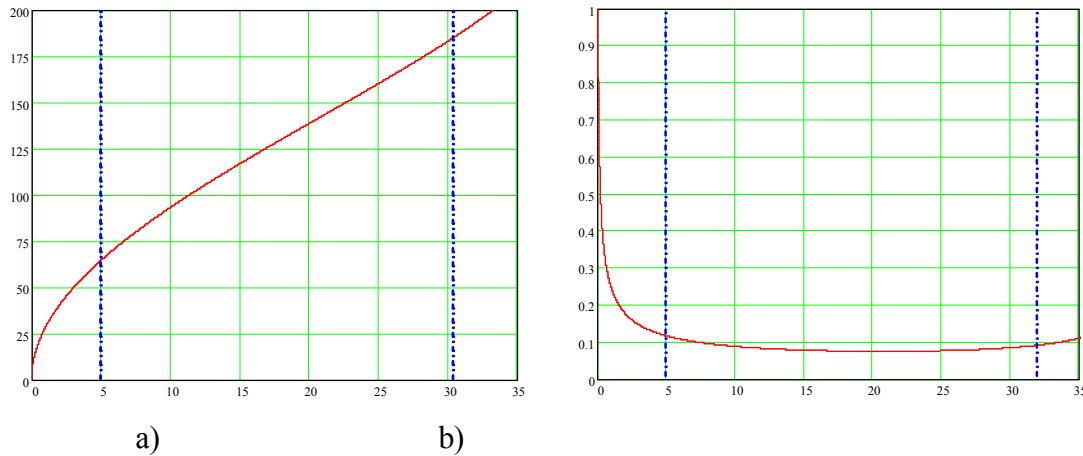


Figure 3 Transmission function a) and instantaneous transmission ratio b) of the geared linkage with inverted slider-crank used for the elbow joint

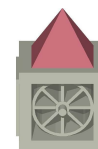
The module will be first tested as a unit and then integrated with wrist modules in the exoskeleton.

Acknowledgement

The authors would like to express their gratitude towards the European Space Agency (ESA) for the support through the project New Haptic Arm Exoskeletons for Robotics and Automation in Space (EXORAS).

References

- [1] Diolaiti, N., Melchiorri, C. (2003): Haptic teleoperation of a mobile robot. In: Proc. of the 7th IFAC Symposium of Robot Control, pp. 2798–2805
- [2] Silviu Butnariu, Florin Girbacia. (2013) *The Command of a Virtual Industrial Robot Using a Dedicated Haptic Interface*. ModTech International Conference - Modern Technologies in Industrial Engineering, 27-29 June, Sinaia, Romania
- [3] E.-C. Lovasz, V. Ciupe, K.-H. Modler, C.M. Gruescu, U. Hanke, I. Maniu, D. Mărgineanu (2013) *Experimental Design and Control Approach of an Active Knee Prosthesis with Geared Linkage*
- [4] Farkhatdinov, I., Ryu, J.-H. (2010): *A Preliminary Experimental Study on Haptic Teleoperation of Mobile Robot with Variable Force Feedback Gain*. In: Proc. of IEEE Haptics Symposium 2010, Waltham, Boston, USA, March 24-25
- [5] Caldwell G. Darwin, Tsagarakis G. Nikolaos, *Development and Control of a 'Soft-Actuated' Exoskeleton for Use in Physiotherapy and Training*, Autonomous Robots, Volume 15, Number 1, July 2003, pp. 21-33.



TITÁNHABOK MECHANIKAI TULAJDONSÁGAI, ÁTTEKINTÉS MECHANICAL PROPERTIES OF TITANIUM-FOAMS, A REVIEW

¹MANKOVITS Tamás PhD, ¹TÓTH László DSc, ²MANÓ Sándor, ¹BALOGH Gábor,
²CSERNÁTONY Zoltán PhD

¹Debreceni Egyetem Műszaki Kar, Gépészmérnöki Tanszék

²Debreceni Egyetem Orvos- és Egészségtudományi Centrum, Ortopédiai Klinika

tamas.mankovits@eng.unideb.hu

Kivonat: Kétség kívül napjaink egyik legdinamikusabban fejlődő és legintenzívebben kutatott területe a mechanikában az élő szervezetek numerikus szimulációja. Orvosi szempontból már szinte minden információ rendelkezésre áll. A mérnökkutatók feladata az, hogy a valós viselkedést modellezzék. Ez komoly kihívás. Az emberi csont szivacsos szerkezete önmagában annak geometriai modelljének felépítését is jelentősen megnehezíti. Az orvostudomány további fejlődéséhez rendkívül fontos, hogy a csontok és az ahhoz kapcsolt csontpótló anyagok (pl. titánhab) hogyan viselkednek a valós életben. Jelen cikk egy áttekintést kíván nyújtani a titánhabok mechanikai jellemzőinek és numerikus anyagállandóinak meghatározására tett nemzetközi kísérletekről.

Kulcsszavak: titánhab, anyagmodell, numerikus szimuláció

Abstract: Today one of the most developing and intensively researched areas in mechanics is the numerical simulation of organisms. Basically, in point of the medical view, almost all information is available. Engineers have the task to simulate that real behavior. There is no doubt it is a great challenge. According to the further development of the medical science it is necessary to be able to simulate the behavior of the human bone and the high-tech implants (for example titanium foam). This paper aims an international review of the titanium foam research, especially in the fields of mechanical properties determination and numerical simulation possibilities.

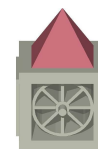
Keywords: titanium foam, constitutive model, numerical simulation

1. Bevezetés

Csontpótló anyagként a titán és ötvözetek nagyon jól beváltak, köszönhetően kiváló korrózióállóságának, mechanikai tulajdonságainak. Nem elhanyagolható, hogy az emberi szervezet is nagyon jól fogadja ezen anyagokat, azaz biokompatibilis. A titán így széles körben alkalmazott implantátum. A titán szilárdsága, rugalmassági modulusza viszont jóval magasabb, mint az emberi csonté, amely ilyen tekintetben viszont számos problémát okoz a páciens későbbi balesetei során. A közelmúltban így a kutatás központjává vált a titánhabok alkalmazása ilyen felhasználásra, amely egyrészt jóval könnyebbek a tiszta titántól, másrészt a mai gyártástechnológia fejlettségének köszönhetően a titánhab szilárdsági tulajdonságai „beállíthatók” a megfelelő technikával. További biztató tulajdonsága, hogy a titánhab implantátum levegős részeibe beépülve a csont, kiváló csont-implantátum rögzítést is szolgáltat.

A jelenlegi hazai felsőoktatási palettán egyedülállónak tekinthető a Debreceni Egyetem, mert az összes - az orvosi alkalmazásokhoz fejleszteni kívánt titánhabokhoz szükséges szellemi kapacitás – tudományterület jelen van, így többek között: Általános Orvostudományi Kar, Egészségügyi Kar, Fogorvostudományi Kar, Gyógyszerésztudományi Kar, Informatikai Kar, Műszaki Kar, Népegészségügyi Kar, Természettudományi és Technológiai Kar [1].

A Debreceni Egyetem Orvostudományi Centrumában nemzetközileg is jelentős biomechanikai kutatások, anyagvizsgálatok folynak. Az emberi csontokon és kifejlesztett csontpótló anyagokon végeznek különböző terheléses vizsgálatokat. A rendelkezésre álló infrastruktúra jó alapul szolgál a Debreceni Egyetemen a későbbiekben kifejlesztésre



titánhabok mechanikai tulajdonságainak vizsgálatára. A Debreceni Egyetem Műszaki Karának anyagtudománnyal, gyártástechnológiával és mérnöki szimulációval foglalkozó csoportjai pedig arra hivatottak, hogy előállítsák, kimérjék a mozgásszervi sebészetben alkalmazott implantátumokat, valamint modellezzék azok valóságos viselkedését.

2. Irodalomkutatás

A végeselemes modellezés és analízis már régóta fontos szerepet tölt be különböző implantátumok tervezésénél, pl. fogászati alkalmazásnál [2-6]. Természetesen egy *solid* anyag esetén a megfelelő anyagmodell beállítása és annak numerikus anyagállandóinak meghatározása, kimérése alapvetően nem okoz problémát. Ezzel szemben a fémhabok, így a titánhab eddig kifejlesztett anyagmodelljei [7-10] ugyan jó közelítéseket adnak az adott anyag viselkedéséről, ám azok anyagállandóinak kimérése önmagában is komoly megfontolásokat igényel. A titánhab többek között összenyomható, azaz térfogata változik a deformációval. Különböző porozitású titánhabok szilárdsági tulajdonságai pedig jelentősen eltérnek egymástól. A megfelelő anyagmodell alkalmazása, kiválasztása nélkülözhetetlen a végeselemes technika alkalmazásához. Elérhető fémhab anyagmodelleket kínál néhány kereskedelmi szoftver, így az LS-DYNA és az ABAQUS. Fogászati implantátum végeselemes vizsgálatát végezte ABAQUS végeselem szoftverrel [11], aki a [10] által javasolt Desphande and Fleck anyagmodell alkalmazta. Az ADINA végeselem szoftvert alkalmazva végzett analízist fémhabon Smith és társai a [12-13] cikkekben.

Ahhoz, hogy a végeselemes szimulációk érdemben megvalósulhassanak, széles körű anyagvizsgálatokra van szükség. Imwinkelreid [14] úttörő anyagvizsgálatokat végzett az ún. *space holder* módszerrel gyártott nyílt cellás titánhabok mechanikai jellemzőinek meghatározásában, amelyet többek között [11] is felhasznált. A vizsgálatának tárgya 50-80% porozitású titánhab próbatetek. Xue és társai porkohászati (ún. *powder metallurgy*) eljárással előállított titánhabokat vizsgáltak [15]. Ugyan a titánhabok gyártása már régóta zajlik, még mindig komoly erőfeszítéseket igényel implantátum célból annak precíz geometriájának megvalósítása. Ennek kiküszöbölésére a Solid Freeform Fabrication (SFF) egyik technológiája, a 3D nyomtatás (3DP) lehet az egyik megoldás. Xiong és társai megvizsgálták, hogy a 3DP gyártás után a titán implantátumok különböző szinterezési hőmérsékleteken hogyan viselkednek [16]. Érzékelhető, hogy a különböző eljárások az előállított titánhab mechanikai tulajdonságaira jelentős befolyással van.

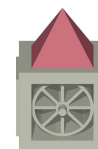
3. Anyagvizsgálati módszerek

Jelen fejezet - amelyben összefoglaljuk a titánhabokon végzett méréseket - arra hivatott, hogy a későbbi anyagvizsgálatainkhoz segítséget, kiindulási alapot nyújtson.

Imwinkelreid a *space holder* módszerrel állított elő nyílt cellás titán habot [14]. A porozitásuk 50-80% között volt. A mechanikai jellemzőket mérte az 1. táblázatban közölt vizsgálatokkal.

A vizsgálatok egyik jelentős eredménye az volt, hogy kimutatta, hogy hajlításra az 50%-os porozitású titánhab hasonlóan viselkedik, mint a *cortical* csont, a 80%-os porozitású pedig, mint a *cancellous* csont. Az emberi csont mechanikai tulajdonságainak vizsgálatáról An és társa mutat be eredményeket [18], amelyekből [14] dolgozott.

Xiong és társai [16] 3DP gyártással állítottak elő titánhabot és megvizsgálták, hogy a különböző szinterezési hőmérséklet milyen befolyással van a titánhab különböző fizikai és mechanikai tulajdonságára. Minden esetben hengeres próbateteket alkalmaztak (d25x25mm), 1200, 1300 és 1400°C szinterezési hőmérsékletekre pedig 5-5 próbatesten végezték el a méréseket (porozitás mérése, felületi keménység, nyomószilárdság és rugalmassági



modulusz). Tudnivaló, hogy a csont nyomószilárdsága 130-180MPa, míg rugalmassági modulusza 2-30GPa [19]. Az eredmények a [16]-ban találhatók. A porozitást tekintve a magasabb hőmérséklet kisebb porozitást eredményezett, az implantátum keménysége pedig nőtt, csakúgy, mint a titánhab rugalmassági modulusza és nyomószilárdsága. 3DP gyártással előállított titánhabokra hasonló jellegű méréseket találunk [20]-ben.

1. táblázat Vizsgálati módszerek [14]

Vizsgálati módszer	Próbatest	Különleges körülmény
Statikus nyomóvizsgálat	Hengeres: d16x16 (mm)	-
Hajlítóvizsgálat	Téglatest (m,sz,h): 4x8x50 (mm)	3 pontos, 2 támasz egymástól 30mm-re, sebesség 1 mm/min
Csavaróvizsgálat	Téglatest (m,sz,h): 8x8x12,5 (mm)	sebesség 10 °/min
Szakítóvizsgálat	Keresztmetszet: 4x8, Hossz: 56, gyengített szakasz 28 (mm)	-
Permeabilitás mérés	Hengeres: d16x16 (mm)	Darcy-törvény, gumicső méretei: dk=22, db=16 (mm), nyomás 0,2 és 2 bar
Ciklikus nyomóvizsgálat	Hengeres: d16x8 (mm)	szinuszos terhelés 6 Hz-cel, 50-60 MPa feszültség szinten, 7 próbatest
Rugalmassági modulusz és folyáshatár meghatározása [17]	Próbatest (statikus nyomóvizsgálat, szakítóvizsgálat, hajlítóvizsgálat, csavaróvizsgálat)	62,5% porozitás esetén

Xue és társai porkohászati eljárással 1200°C-on szinterezve állítottak elő titánhabot [15]. A következő (2. táblázat) méréseket végezték el, eredmények a [15]-ben találhatóak:

2. táblázat Vizsgálati módszerek [15]

Vizsgálati módszer	Próbatest	Különleges körülmény
Porozitás meghatározása		Archimedes-módszer, titán sűrűsége [21]
Statikus nyomóvizsgálat	Téglatest (m,sz,h): 10x10x20 (mm)	sebesség 0,5 mm/min
Hajlítóvizsgálat	Téglatest (m,sz,h): 10x5x40 (mm)	3 pontos, sebesség 0,3 mm/min

4. Összefoglalás

Jelen cikk egy összefoglalást kívánt nyújtani a titánhabok mérési módszereiről, nemzetközi kísérletekről. A későbbiekben, a gyártott titánhab anyagvizsgálatainak elvégzésére a laboratóriumi infrastruktúra a Debreceni Egyetemen rendelkezésre áll (DE Biomechanikai Laboratórium, DE Természettudományi és Technológiai Kar Laboratóriumai). A numerikus szimulációkra való felkészülést a nemzetközi irodalom és az anyagvizsgálatok eredményei adják az alapot, amelyet szükség szerint a DE Informatikai Karon rendelkezésre álló szuperszámítógép is tud támogatni.

Köszönetnyilvánítás

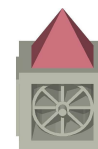
A publikáció elkészítését a TÁMOP-4.2.2A-11/1/KONV-2012-0036 számú projekt támogatta. A projekt az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

Irodalomjegyzék

- [1] Tóth, L. (2013) *Anyagtudomány – Debrecen lehetőségei*, Műszaki Tudomány az Észak-kelet Magyarországi Régióban Konferencia kiadványa, 24-30.
- [2] Kayabasi, O., Yuzbasioglu, E., Erzincinli, F. (2006) *Static, dynamic and fatigue*



- behaviors of dental implant using finite element method, *Advances in Engineering Software*, 37: 649-658.
- [3] Yang, J., Xiang, H.J. (2007) *A three-dimensional finite element study on the biomechanical behaviour of an FGBM dental implant in surrounding bone*, *Journal of Biomechanics*, 40:2377-2385.
- [4] Schiefer, H., Bram, M., Buchkremer, H.P., Stover, D. (2009) *Mechanical examinations on dental implants with porous titanium coating*, *Journal of Material Science*, 20:1763-1770.
- [5] Merdji, A., Bouiadjra, B., Achour, T., Seier, B., Chikh, B.O., Feng, Z.O. (2010) *Stress analysis in dental prosthesis*, *Computational Material Science*, 49:126-133.
- [6] Djebbar, N., Serier, B., Bouiadjra, B., Benbarek, S., Draï, A. (2010) *Analysis of the effect of load direction on the stress distribution on dental implant*, *Materials&Design*, 31:2097-2101.
- [7] Shima, S., Oyane, O. (1976) *Plasticity theory for porous metals*, *International Journal of Mechanical Sciences*, 18:285-291.
- [8] Schreyer, H.L., Zuo, Q.H., Maji, A.K. (1994) *Anisotropic plasticity model for foams and honeycombs*, *Journal of Engineering Mechanics*, 1913-1930.
- [9] Miller, R. (1999) *A continuum plasticity model of the constitutive models for metallic foams*, *International Journal of Mechanical Sciences*, 42:729-754.
- [10] Desphande, V.S., Fleck, N.A. (2000) *Isotropic constitutive models for metallic foams*, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 48:1253-1283.
- [11] Tanwongwan, W., Carmai, J. (2011) *Finite element modelling of titanium foam behaviour for dental application*, *Proceedings of the World Congress in Engineering*, 6 pages.
- [12] Smith, B.H., Szyniszewski, S., Hajjar, J.F., Schafer, B.W., Arwade, S.R. (2012) *Material characterization and microstructural simulation of hollow spheres and PCM steel foams*, *Proceedings of the Annual Stability Conference*, 18 pages.
- [13] Smith, B.H., Szyniszewski, S., Hajjar, J.F., Schafer, B.W., Arwade, S.R. (2012) *Characterization of steel foams for structural components*, *Metals*, 2:399-410.
- [14] Imwinkelreid, T. (2007) *Mechanical properties of open-pore titanium foam*, *Journal of Biomedical Materials Research, Part A*, 81(4): 964-970.
- [15] Xue, X.B., Zhao, Y.Y., Kearns, V., Williams, R.L. (2010) *Mechanical and biological properties of titanium syntactic foams*, *Materials Characterization, Computation, Modeling and Energy*, 2:129-135.
- [16] Xiong, Y., Qian, C., Sun, J. (2012) *Fabrication of porous titanium implants by three-dimensional printing and sintering at different temperatures*, *Dental Materials Journals*, 31(5):815-820.
- [17] Gibson, L.J., Ashby, M.F. (1997) *Cellular Solids: Structure and properties*, Cambridge University Press, 510 pages.
- [18] An, Y.H., Draughn, R.A. (1999) *Mechanical testing of bone and the bone-implant interface*, Boca Raton CRC Press.
- [19] Krishna, B.V., Bose, S., Bandyopadhyay, A. (2007) *Low stiffness porous Ti structures for load-bearing implants*, *Acta Biomaterials*, 3:997-1006.
- [20] Wiria, F.E., Shyan, J.Y.M., Lim, P.N., Wen, F.G.C., Yeo, J.F., Cao, T. (2010) *Printing of Titanium implant prototype*, *Material Design*, 31:101-105.
- [21] Boyer, R., Collings, E.W., Welsch, G. (1994) *Material properties handbook: Titanium alloys*, Materials Park ASM International.



FÉM HABOKBÓL KÉSZÜLT IMPLANTÁTUMOK IMPLANTS MADE FROM METAL FOAMS

MANÓ Sándor¹, TÓTH László² DSc, MANKOVITS Tamás² PhD, BALOGH Gábor²,
SOLTÉSZ István¹, CSERNÁTONY Zoltán¹ PhD.

¹Debreceni Egyetem OEC Ortopédiai Klinika

²Debreceni Egyetem Műszaki Kar, Gépészmérnöki Tanszék

manos@med.unideb.hu

Kivonat: A mozgásszervi sebészetben alkalmazott implantátumok alapanyaga legtöbbször fém. Az orvos- és anyagtudomány fejlődésével a kifejlesztett új fém alapanyagok egyre inkább megfeleltek az élő szervezetbe való beültetés speciális követelményinek. A napjainkban alkalmazott anyagok közül a titán és ötvözetei tekinthetők a legideálisabb anyagoknak, amelyek tökéletes alapanyagul szolgálnak a csontbenővést serkentő porózus bevonatok és habos szerkezetű implantátumok elkészítéséhez. Közleményünkben statisztikai adatokkal alátámasztva megpróbáljuk megvilágítani a probléma nagyságát, illetve rövid áttekintést adunk a fémhabok mozgásszervi sebészetben történő alkalmazási formáiról.

Kulcsszavak: fémhab, titánhab, ortopédiai implantátumok

Abstract: In most cases the materials of orthopaedic implants are different kinds of metal. Advancing of the material and medical sciences the newly developed metal implants meet the special criteria to implantation in the human body better and better. Titanium and its alloys could be considered as the ideal one among today's metal materials, that serve as a perfect base material for coatings and foams that stimulate bone ingrowth. In our paper we try to enlighten the size of the problem supported by statistical data, furthermore we present a short summary on the forms of actual application of metal foams in the surgery of the locomotor system.

Keywords: metal foam, titanium foam, orthopaedic implants

1. Bevezetés

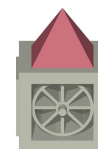
Az emberiség fejlődése már a kezdetektől fogva magával hozta azt az igényt, hogy különféle sérüléseket a testen belül rögzített eszközök, *implantátumok* felhasználásával kezeljenek. Kezdetben az ilyen jellegű kezdetleges ellátás leginkább a fogakra korlátozódott.

Számos korábbi naiv próbálkozást követően a modernkori sebészetben az első fém, amelyet emberi implantátum-anyagnak használtak, a vanádium acél volt az 1900-as évek elején. A legelső ebből készült implantátum egy csontlemez volt, amellyel sikeresen stabilizáltak egy combcsonttörést. Ezek az implantátumok azonban nem sokáig jelentettek megoldást, hiszen a gyenge biokompatibilitás és a korrózió miatt hamar elvesztették stabilizáló hatásukat. Napjainkban is érvényes az, hogy minden emberi testbe ültetett eszköz tervezésénél a biokompatibilitás és az anyagválasztás jelentik az egyik a legnagyobb kihívást.

Az 1920-as évektől tovább próbálkoztak olyan anyagok kifejlesztésével, amelyek sokkal inkább alkalmasak a beültetésre. Hamar bebizonyosodott, hogy a vas és az acél hiába voltak a legszélesebb körben alkalmazott anyagok, erre a célra nem igazán feleltek meg. Azok az anyagok pedig, amelyek nem okoztak a környező élő szövetekben károkat (arany, ezüst, tiszta alumínium), túl lágyak, illetve gyengék voltak.

1926-ban vezették be a 18% króm és 8% nikkelt tartalmú rozsdamentes acélt, amely sokkal erősebb és ellenállóbb volt a vanádium acélnál. Ezt továbbfejlesztve némi molibdén hozzáadásával alakult ki a 316 (illetve a széntartalom csökkentésével később létrehozott 316L) jelű rozsdamentes acél, amely máig is – bár egyre csökkenő – szerepet játszik fém implantátumok alapanyagaként.

Nagy előrelépés volt a korrózió elleni harcban az 1932-ben Albert W. Merrick által



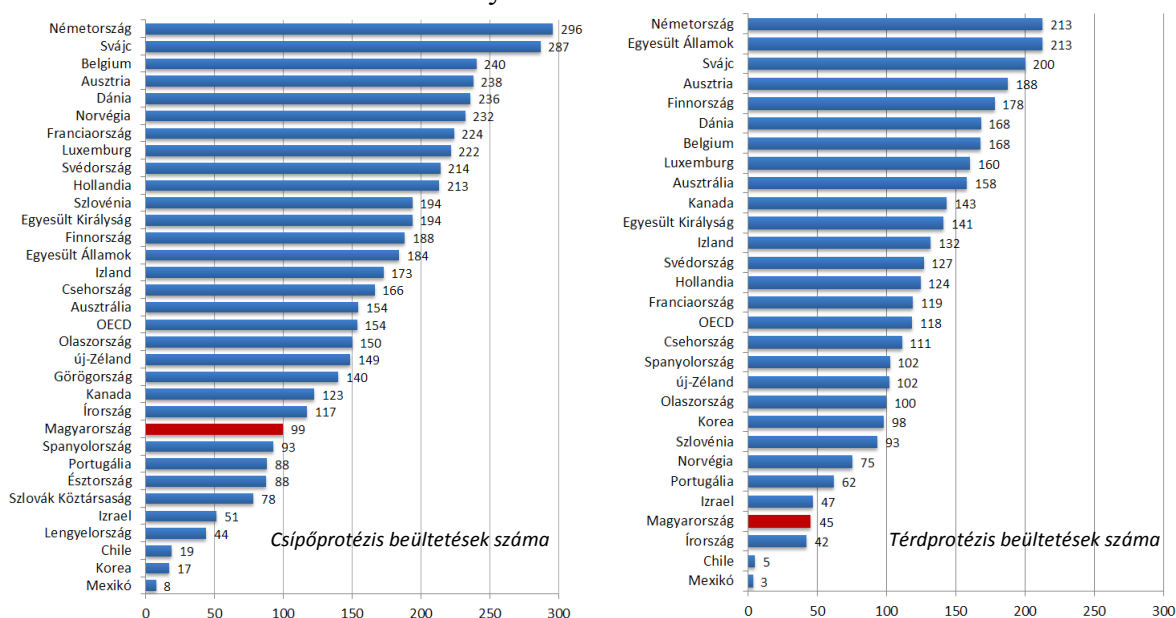
kifejlesztett ún. Vitallium, amely a kobalt krómmal és molibdénnel való ötvözet [1, 2]. Ez az anyag nagyobb szilárdságúnak bizonyult az acélnál, a korrózióállósága messze meghaladja azt, ráadásul – ahogyan később kiderült – a CT és MRI felvételek kiértékelését ez az anyag zavarja a legkevésbé [3].

Az igazi áttörést a titán és ötvözetek hozták el, az 1940-es években: egy 1947-ben tengervízzel végrehajtott kísérlet bizonyította a tiszta titán kitűnő korrózióállóságát, ráadásul emellett mechanikai tulajdonságai is kiemelkedőnek bizonyultak [4]. Néhány beültetés után igazolódott, hogy a korrózióállósága az eddig alkalmazott anyagokénál sokkal jobb, emellett kitűnő a teherbírása, és kicsi a sűrűsége is. Ezzel gyakorlatilag eljutott az orvostudomány a közel ideális implantátumanyagig, azonban a fejlődés itt nem ért véget, hiszen az implantátumoknál az alapanyagon kívül, a makroszkopikus szerkezetnek és a formai megjelenésnek is komoly szerepe van.

2. A mozgásszervi sebészetben alkalmazott implantátumok előfordulása

A mozgásszervi sebészetben a fémimplantátumok közül, napjainkban a legnagyobb számban a csípő- illetve a térdprotézisek kerülnek beültetésre. Csak az USA-ban évente mintegy egymillió beteg kap csípő- vagy térdprotézist. Ez a szám az előrejelzések szerint 2030-ra megközelítheti a 4,5 milliót is [5]. Európában is egyre növekszik a csípő-, és térdprotézis beültetések száma. A létszáma vetített fajlagos értékek számos EU országban az amerikai statisztikákat is meghaladják [6].

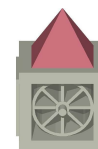
A 2. és 3. ábrán láthatjuk, hogy fajlagosan Németországban történik a legtöbb beültetés. Magyarország ebben a tekintetben az évi mintegy 10000 csípő-, illetve 4500 térdprotézis beültetéssel a lista alsó harmadában helyezkedik el.



1. ábra Csípő- és térdprotézis beültetések száma 100.000 lakosra vonatkoztatva országonként

3. Porózus fémek

Mivel a fém implantátumok, különösen a nagyízületi protézisek sikeres beültetésének egyik alapvető feltétele a megfelelő csont-fém rögzülés megvalósulása, napjainkra a téma egyik leglényegesebb kérdése a csont-fém kapcsolat milyensége lett. A korábbi fontos kérdések megoldódni látszanak, azaz most már nincs probléma sem a biokompatibilitással, sem az



alapanyag mechanikai paramétereivel, helyettük egyre inkább a rögzülés kérdése kerül a fókuszba. A nagyízületi protézisek esetén például a tönkremenetel (elhasználódás) messze leggyakoribb oka a csont-fém rögzülés elégtelensége következtében kialakuló lazulás [7]. A probléma megoldásához vezető egyik lényeges út máig is a fémek porózus kialakítása.

Ahhoz, hogy az implantátumok és a körülötte lévő csont között megfelelően erős és tartós kapcsolat alakuljon ki, a csontnak bele kell nőnie a fémbe. Ennek elősegítése érdekében ún. irányító gerendákra van szükség. Szivacsos csontszövet használata kifejezetten jó eredményeket adhat, azonban alkalmazása számtalan kérdést vet fel. A saját szervezetből származó csont mennyisége erősen limitált, valamint az így létrejövő kompozit anyag mechanikailag gyenge. A probléma modern megoldásának ígérkeznek a tömör implantátumok felületére felvitt porózus bevonatok, amelyek apró, nagyságrendileg 400 μm méretű üregeket, egyenetlenségeket biztosítanak a csont számára. A piaci verseny többek között a következő termékek létrejöttét eredményezte:

- Porocoat® Porous Coating (DePuy);
- Gription™ Porous Coating
- TI GROWTH® (Eurocoating);
- Vacuum plasma spray titanium coating (Eurocoating);
- Hybrid plasma spray titanium coating (Eurocoating);
- Ti-Bond™ (Spinal Elements).

(Természetesen a felsoroltakon kívül számos egyéb porózus bevonat létezik az implantátumipiacon.)

Ezek az anyagok már elég jól biztosították a felületi integrációt [8; 9], azonban még ezt a megoldást is lehetett továbbfejleszteni, mégpedig olyan konstrukció kialakításával, amely már nem csak a felületén, hanem teljes térfogatában porózus szerkezetű.

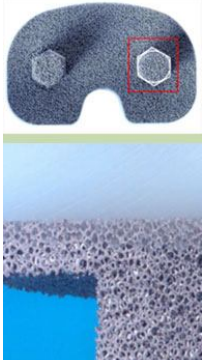
4. Fémhabok

Bár a fémhabokkal kapcsolatos szabadalmak már 1948-ban megjelentek, a gyakorlati alkalmazásuk a műszaki életben csak a 2000-es évek elején indult el. A zárt habszerkezetbe zárt levegő révén többek között kiváló hőszigetelő tulajdonságokkal rendelkezik, ugyanakkor számottevő sűrűségcsökkentés is tapasztalható, hiszen a fémhabok térfogatának 75-95%-a levegővel telt üreg.

Mivel a titán és a mozgásszervi sebészetben elterjedt ötvözetek kifejezetten jó támaszai a beépülő csontszövetnek, felületi kiképzésük megfelelőisége esetén pedig a csontszövet ránó a felszínén érdesített titánra, csontbenövésen alapuló csontpótlások körülményeinek megteremtésére fémhab alapanyagként ideálisnak ígérkezik [10]. Ráadásul a habosított formájú fémekkel lehetővé válik a testtájankénti különböző mechanikai igénybevételekhez való igazodás. A másik alapanyag, amelyet hab formában alkalmaznak még, a csontnak megfelelő kis rugalmassági modulussal rendelkező biokompatibilis tantál [11].

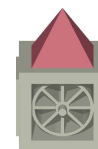
A jelenlegi, titán-, illetve tantálhab alapú termékkínálatot mutatja be az 1. táblázat.

1. táblázat Fémhabból gyártott ortopédiai- és gerincimplantátumok

Név	Fénykép	Anyag, alkalmazás	Gyártó	Weboldal, irodalom
CSTi™ (Cancellous- Structured Titanium™)		Porózus titán térdprotézis, csípőprotézi s vápa	Zimmer	http://www.zimmer.com/ctl?op=global&action=1&id=7876&template=MP [12-16]
PlivioPore		Titánhab gerinc- implantátu m	Synthes	http://www.synthes.com/Media/Bin/International%20DATA/036.000.653.pdf [17-20]
Trabecular Metal		Tantálhab térdprotézis	Zimmer	http://www.zimmer.com/ctl?template=CP&op=global&action=1&id=33 [21-24]
BIOFOAM		Titánhab csont-ék	Wright	http://www.wmt.com/footandankle/FA724-1208.asp [21]
Titanium Foam (TF)		Titánhab csípőprotézi s vápa	DePuy	http://www.depuy.com/healthcare-professionals/product-details/gription-tf-augments [25]

5. Összefoglalás

A fémhabok orvosi alkalmazásában komoly lehetőségek rejlenek, hiszen a szivacsos csontállományhoz nagyon hasonló szerkezet a csontnövekedéshez ideális körülményeket teremt, továbbá kis sűrűsége, az alapanyag biokompatibilitása és jelentős teherbírása kifejezetten alkalmassá teszi a hosszú távú használatra (2. táblázat). Az alkalmazás hátrányai kapcsán csupán a költséges előállítás és – ahogyan az új alkalmazások esetén lenni szokott –



a hosszú távú után-követéssel született klinikai eredmények hiányát említhetjük.

2. táblázat A titánhab és a szivacsos csontállomány nyomótulajdonságai, illetve sűrűsége

Anyag	E (GPa)	σ_0 (MPa)	$\sigma_{\max}$ (MPa)	ε (%)	ρ (kg/m ³)
Titánhab	$1,21 \pm 0,31$	101 ± 14	122 ± 29	22 ± 8	1200 ± 500
Spongiosa csont	$1,08 \pm 0,86$	15 ± 10	25 ± 10	7 ± 3	450 ± 350

Biztosak lehetünk abban, hogy a fémhabok sikertörténete még közel sem ért véget: a közeljövőben újabb anyagok, ötvözetek alkalmazása, illetve eddig nem alkalmazott előállítási módok megjelenése is várható.

Köszönetnyilvánítás

A publikáció elkészítését a TÁMOP-4.2.2A-11/1/KONV-2012-0036 számú projekt támogatta. A projekt az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

Irodalomjegyzék

- [1] Northover J.R., Maqsood M. (2008) *58-year follow-up of a vitallium mold hip arthroplasty: a case report and literature review*. Acta Orthop 79(6):731-3.
- [2] Gibson A. (1949) *Vitallium-cup arthroplasty of the hip joint; review of approximately 100 cases*. J Bone Joint Surg Am 31A(4):861-8.
- [3] Thorne C., Grabb W.C., Smith J.W. (2007) *Grabb and Smith's plastic surgery*. 6th ed. Wolters Kluwer Health/Lippincott Williams & Wilkins, Philadelphia.
- [4] Hendry J.A., Pilliar R.M. (2001) *The fretting corrosion resistance of PVD surface-modified orthopedic implant alloys*. J Biomed Mater Res 58(2):156-66.
- [5] Kurtz S., Ong K., Lau E., Mowat F., Halpern M. (2007) *Projections of primary and revision hip and knee arthroplasty in the United States from 2005 to 2030*. J Bone Joint Surg Am 89(4):780-5.
- [6] Organisation for Economic Co-operation and Development. (2011) *Health at a glance, 2011: Health*, Organisation for Economic Co-operation and Development, Paris. pp. v.
- [7] Lachiewicz P.F., Soileau E.S. (2005) *Changing indications for revision total hip arthroplasty*. J Surg Orthop Adv 14(2):82-4.
- [8] Spector M. (1987) *Historical review of porous-coated implants*. J Arthroplasty 2(2):163-77.
- [9] Billotti J., Zimmerman M.C., Pizzurro J., Mango T., Billings J., Parsons J.R. (1995) *The porous-coated anatomic (PCA) total hip arthroplasty: a review of 73 uncemented cases with 2-year follow up*. Orthopedics 18(1):37-43.
- [10] Müller U., Imwinkelried T., Horst M., Sievers M., Graf-Hausner U. (2006) *Do human osteoblasts grow into open-porous titanium?* Eur Cell Mater 11:8-15.
- [11] Navarro M., Michiardi A., Castano O., Planell J.A. (2008) *Biomaterials in orthopaedics*. J R Soc Interface 5(27):1137-58.
- [12] Bloebaum R.D., Mihalopoulos N.L., Jensen J.W., Dorr L.D. (1997) *Postmortem analysis of bone growth into porous-coated acetabular components*. J Bone Joint Surg Am 79(7):1013-22.
- [13] Bloebaum R.D., Bachus K.N., Mitchell W., Hoffman G., Hofmann A.A. (1994) *Analysis of the bone surface area in resected tibia. Implications in tibial component*



- subsidence and fixation. Clin Orthop Relat Res*(309):2-10.
- [14] Udomkiat P., Dorr L.D., Wan Z. (2002) *Cementless hemispheric porous-coated sockets implanted with press-fit technique without screws: average ten-year follow-up. J Bone Joint Surg Am* 84-A(7):1195-200.
- [15] Vigorita V.J., Minkowitz B., Dichiaro J.F., Higham P.A. (1993) *A histomorphometric and histologic analysis of the implant interface in five successful, autopsy-retrieved, noncemented porous-coated knee arthroplasties. Clin Orthop Relat Res*(293):211-8.
- [16] Hofmann A.A., Evanich J.D., Ferguson R.P., Camargo M.P. (2001) *Ten- to 14-year clinical followup of the cementless Natural Knee system. Clin Orthop Relat Res*(388):85-94.
- [17] Beckers L. (1999) *The use of intervertebral contact cages for posterior lumbar interbody fusion. Rivista Di Neuroradiologia* 12:75-80.
- [18] Brantigan J.W. (1994) *Pseudarthrosis rate after allograft posterior lumbar interbody fusion with pedicle screw and plate fixation. Spine (Phila Pa 1976)* 19(11):1271-9; discussion 1280.
- [19] Imwinkelried T. (2007) *Mechanical properties of open-pore titanium foam. J Biomed Mater Res A* 81(4):964-70.
- [20] Freeman B.J., Licina P., Mehdian S.H. (2000) *Posterior lumbar interbody fusion combined with instrumented postero-lateral fusion: 5-year results in 60 patients. Eur Spine J* 9(1):42-6.
- [21] Bobyn J.D., Stackpool G.J., Hacking S.A., Tanzer M., Krygier J.J. (1999) *Characteristics of bone ingrowth and interface mechanics of a new porous tantalum biomaterial. J Bone Joint Surg Br* 81(5):907-14.
- [22] Black J. (1994) *Biological performance of tantalum. Clin Mater* 16(3):167-73.
- [23] Bobyn J.D., Toh K.K., Hacking S.A., Tanzer M., Krygier J.J. (1999) *Tissue response to porous tantalum acetabular cups: a canine model. J Arthroplasty* 14(3):347-54.
- [24] Hacking S.A., Bobyn J.D., Toh K., Tanzer M., Krygier J.J. (2000) *Fibrous tissue ingrowth and attachment to porous tantalum. J Biomed Mater Res* 52(4):631-8.
- [25] Paprosky W.G., Perona P.G., Lawrence J.M. (1994) *Acetabular defect classification and surgical reconstruction in revision arthroplasty. A 6-year follow-up evaluation. J Arthroplasty* 9(1):33-44.



ADDITIVE MANUFACTURING IN RAPID PROTOTYPING WITH THE USE OF HOT GAS

MARTANČÍK Marek, BURANSKÝ Mário, GONDÁR Ernest PhD
UTM SJF STU Bratislava, Slovakia
marek.martancik@stuba.sk

Abstract: The work is focused on introduction of Additive Manufacturing technologies. Additive Manufacturing technologies create shape of components layer by layer at a time using data from 3D models. In the first part introduces Additive Manufacturing technology. Generally it describes process of making a three-dimensional objects layer by layer. The second part of the paper show some more details on a basis of the most used technologies. In the last part referred to unique additive manufacturing technology, which using in Rapid prototyping hot Gas to create a one layer of a three-dimensional objects. We will collaborate with hot Nitrogen as a protective and premelting Gas.

Keywords: Additive Manufacturing, Hot Gas, Laser sintering, Rapid prototyping.

1. Introduction

Additive manufacturing is a process of making a three-dimensional objects. 3D printing is using an additive process, where is a layer-by-layer technique of producing three-dimensional (3D) objects directly from a digital model. Processes of Additive manufacturing take the information from a computer-aided design (CAD) file, which is later converted to a stereolithography (STL) file. Objects that are manufactured additively can be used anywhere throughout the product life cycle, from pre-production (i.e. rapid prototyping) to full-scale production (i.e. rapid manufacturing), in addition to tooling applications and post-production customization.

2. Prototyping

The first form of creating layer by layer a three-dimensional object using computer-aided design (CAD) was rapid prototyping, developed in the 1980's for creating models and prototype parts. The prototype is the first product visualization, which is located in the development cycle and to further develop the design of the product is necessary. It provides practical information on the functionality and quality of the product and the cost of its execution. These prototypes (by technology) usually serve only to imagine the look (design proposals), or an installation in the machine. Among the major advantages that this process presented to product development is the time and the cost reduction, human interaction, and consequently the product development cycle, also the possibility to create almost any shape that could be very difficult to the machine. Materials for rapid prototyping are still limited. It apparently, it is possible to print metals and ceramics but there aren't not all commonly used manufacturing materials. In *Figure 1*, there is an overview of the different additive manufacturing processes. In this figure is adapted the criterion to used to classify these processes into liquid base, solid based, and powder based. The processes included in this review are considered the most relevant in the past, and promising for the future of the industry [2].

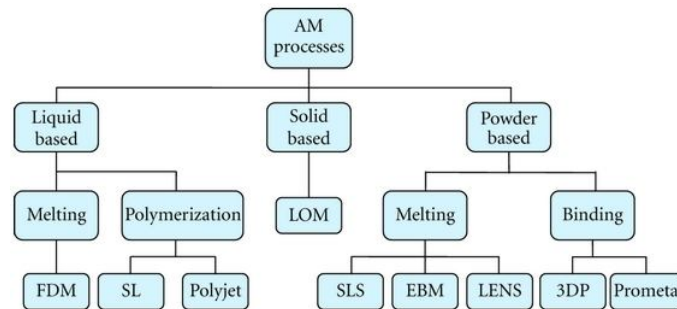


Figure 1 3D printing processes.

3. Stereolithography

Stereolithography is also the oldest and most accurate rapid prototyping technology developed by 3D Systems, Inc. This is the first and most widely used process of rapid prototyping. This is a liquid-based process that consists in the curing or the solidification of a photosensitive polymer when an ultraviolet laser makes contact with the resin. The process starts with a model in CAD software and then it is translated to a STL file, in which the pieces are “cut in slices” containing the information for each layer. The thickness of each layer as well as the resolution depend on the equipment used. A platform is built to anchor the piece and supporting the overhanging structures. Then the UV laser is applied to the resin solidifying specific locations of each layer. When the layer is finished the platform is lowered and finally when the process is done the excess is drained and can be reused.

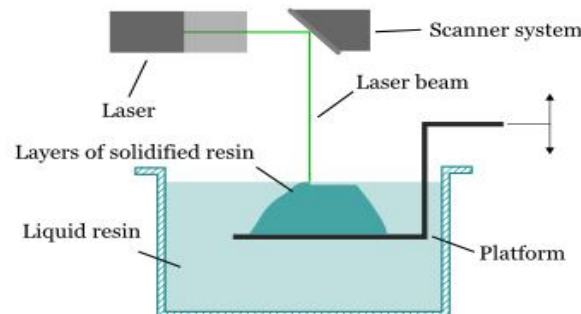


Figure 2 Stereolithography

4. Solid Ground Curing (SGC)

Solid Ground Curing was developed and sold by Cubital Ltd. of Israel. While the method offered good accuracy and a very high fabrication rate, it suffered from high acquisition and operating costs due to the system complexity. The SGC process uses photosensitive resin hardened in layers as with the Stereolithography (SLA) process. The SGC machine analyzes a CAD file and renders the object as a stack of "slices". The image of the working slice is "printed" on a glass photomask using an electrostatic process similar to laser printing. That part of the "slice" representing solid material remains transparent. The photomask is positioned over the work surface and a powerful UV lamp hardens the exposed photosensitive resin (*Figure 3*). After the layer is cured, all uncured resin is vacuumed for recycling, leaving the hardened areas intact. The cured layer is passed beneath a strong linear UV lamp to fully cure it and to solidify any remnant particles. In the next step, wax replaces the cavities left by vacuuming the liquid resin. The wax is hardened by cooling to provide continuous, solid

support for the model as it is fabricated. Extra supports are not needed. In the final step before the next layer, the wax/resin surface is milled flat to an accurate, reliable finish for the next layer. Once all layers are completed, the wax is removed (with citric acid), and any finishing operations such as sanding, etc. can be performed. No post-cure is necessary [3].

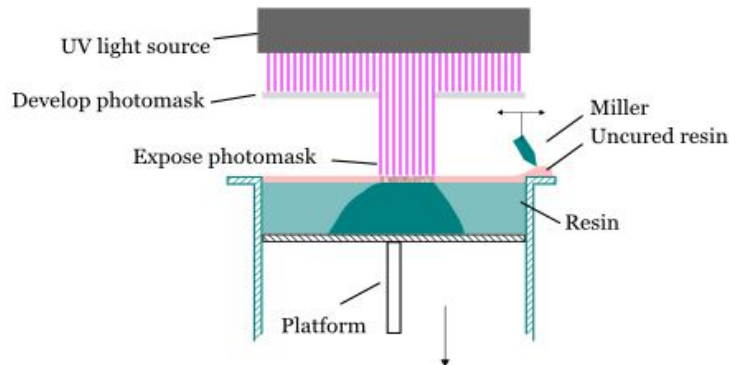


Figure 3 Solid Ground Curing

5. Fused deposition modeling (FDM)

Fused deposition modeling (FDM) is an additive manufacturing process in which a thin filament of non-toxic plastic feeds a machine where a print head melts it. Material extrudes it in a thickness typically of 0.25mm from the heated nozzle that in the XY plane moves of the workspace. In the Nozzle is the material heated above a temperature higher, than it's his melting point. The part is manufactured on the support platform, which is always, after the application of a single layer of material reduced the down by with of the layer. For supporting the projecting parts are necessary to create a support structure made of a cardboard or polystyrene. The materials used in this process are polycarbonate (PC), acrylonitrile butadiene styrene (ABS), polyphenylsulfone (PPSF), PC-ABS blends, and PC-ISO, which is a medical grade PC. The main advantages of this process are that no chemical post-processing required, no resins to cure, less expensive machine, and materials resulting in a more cost effective process. The disadvantages are the resolution on the Z axis is low compared to other additive manufacturing process (0.25mm) [4].

6. Laminated Object Manufacturing (LOM)

Laminated Object Manufacturing (LOM) is a process that combines additive and subtractive techniques to build a part layer by layer. In this process the materials come in sheet form. The layers are bonded together by pressure and heat application and using a thermal adhesive coating. A carbon dioxide laser cuts the material to the shape of each layer given the information of the 3D model from the CAD and STL file (*Figure 4*). The advantages of this process are the low cost, no post processing and supporting structures required, no deformation or phase change during the process, and the possibility of building large parts. The disadvantages are that the fabrication material is subtracted thus wasting it, low surface definition, the material is directional dependent for machinability and mechanical properties, and complex internal cavities are very difficult to be built. This process can be used for models with papers, composites, and metals [5].

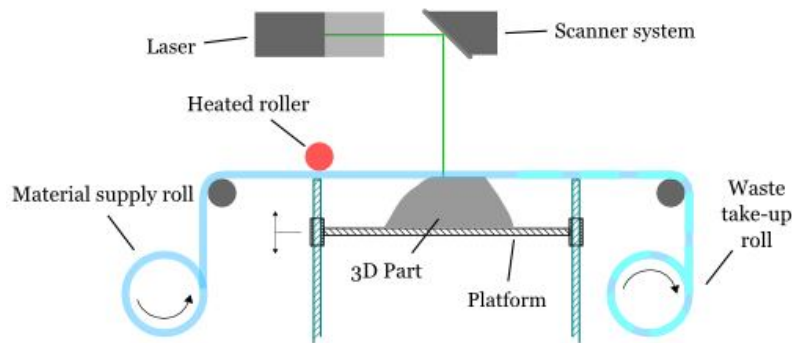


Figure 4 Laminated Object Manufacturing

7. Direct Shell Production Casting (DSPC)

The three-dimensional printing process was developed at the Massachusetts Institute of Technology (MIT). The system creates ceramic shells directly from 3-D CAD designs and no tooling or patterns are required. Molds to cast almost any metal can be produced in just days. The system consists of two units SDU and SPU. Shell Design Unit (SDU) contains data transferred directly to the CAD file. Unit SPU (Shell Production Unit) is actually a workstation that is directly to the CAD file is added gating system forms. The process works via a print head moving over a fine layer of alumina powder, depositing a liquid binder layer-by-layer to define a cross section of the mold (*Figure 5*). The process is repeated until the entire mold is printed. This is then fired, resulting in a rigid ceramic mold. The process is for quickly producing castings with complex geometries.

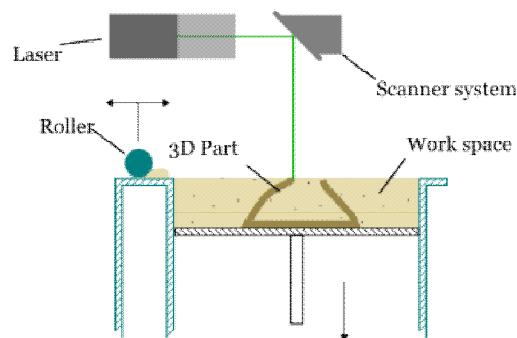


Figure 5 Direct shell production casting

8. Selective Laser Sintering (SLS)

Selective Laser Sintering (SLS) was developed in 1989 at the University of Texas in Austin. Laser Sintering uses a special powder which is in a thin layer with roller applied to work space filled with nitrogen. Table with a thin layer of polymer in the places which is needed to "print" and laser beam selectively sinter powdered polymer and/or metal composite materials into successive cross-sections of a three-dimensional part. As in all rapid prototyping processes, the parts are built upon a platform that adjusts in height equal to the thickness of the layer being built. Additional powder is deposited on top of each solidified layer and sintered. This powder is rolled onto the platform from a bin before building the layer (*Figure 6*). The powder is maintained at an elevated temperature so that it fuses easily upon exposure to the laser.

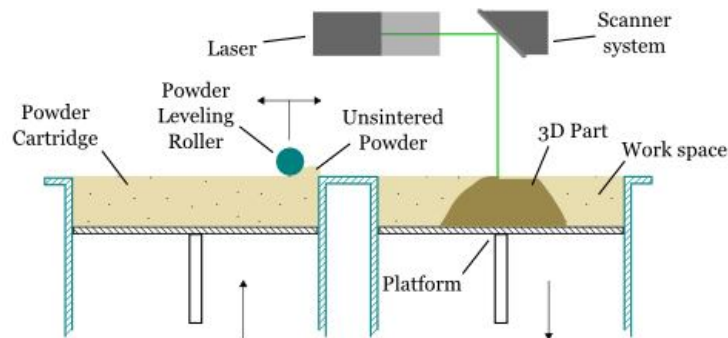


Figure 6 A schematic drawing of SLS

Unsintered material is applied to a Platform in an inert atmosphere (usually nitrogen) in thin layers. According to the calculated coordinates of points slice planes is controlled XY scanning head, which guides the laser beam over the surface of the powder, which is poured in the bath. At the point of the laser, the additional material either seal or melt. Surrounding molten material serves as a supporting structure. Production of components takes place in layers, one layer after creating the carrier board reduces the value corresponding to the depth of the layer. Controlled XY scanning head moves with the Laser beam over surface of work space under the coordinated points of slices. SLS device preheats the accumulated powder platform to the limit of its melting point, to make it easier and quicker to achieve the laser heat to selected areas of the desired temperature. Some devices use SLS powder component, as in the direct metal sintering. However, most of SLS machines uses two-component powder coated as powder or powder mixture [6]. Some SLS machines use single-component powder, such as direct metal laser sintering. In single-component powders, the laser melts only the outer surface of the particles (surface melting), fusing the solid non-melted cores to each other and to the previous layer. SLS can produce parts from a relatively wide range of commercially available powder materials they are made by leader of 3D Printers market.

9. Composite material and Hot Gas

For reduced cost of production and bring new options to field of Rapid prototyping technology. We decide for create Direct 3D Part with used recycled material. We will create direct part of plain bearing, so we need lightweight material with solid matrix and good sliding options. We needed to prepare composite material, joining the both properties. For solid matrix and lightweight we chose Polypropylene and for good sliding options Graphite. Material which will be used is composite of Polypropylene dust and Graphite. Polypropylene dust is origin from recycling mills. Recycled Polypropylene dust is milled Plastic parts of the Automotive industry. We were able to get a powder fraction of the grain size more than 0,5mm. Then we sieved the powder to dust with grain size smaller than 0,5mm. So from the processed powder and powdered graphite is homogenized composite material. We tested material with different ratios of mixed Polypropylene and Graphite. Test mixture are sintered in an induction furnace. These samples were tested to drag coefficient of friction and hardness factor. From tested samples was chose the original ratio composite mixture. According to the ratio, we prepared a mixture sample to testing of laser beam as conventional technology of Selective Laser Sintering. Testing results did not reach the expected parameters, so we need find solution to keep parameters in borders. Our composite material is to light to used powerful laser beam. For this unique material we need modify our hardware. Melted this with laser beam is unduly, a better way is used melting resistive electrode (*Figure 7*). Function of



preheats the accumulated powder platform to the limit of its melting point take hot Gas. We will operate with heat Nitrogen as a protective and premelting Gas.

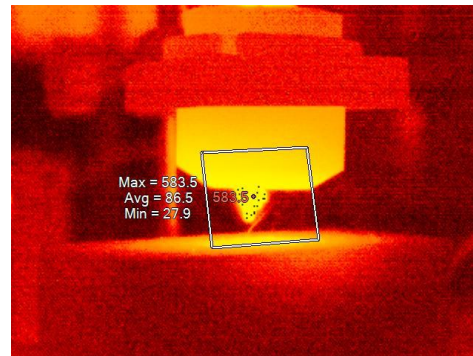


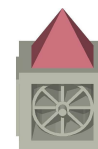
Figure 7 ThermoView of melting electrode

For this issue we create special melted head. It has both function, melted Plastic material, preheated layer and along create protective atmosphere. The first design of melted head is designed as a rectangular-shaped area, which is divided into two chambers connected to nozzle allowing passage of gas. The first chamber heats the gas supply with heated element whose output is adjustable. The heated gas passes through a nozzle in the second chamber, where the temperature sensor is placed, which is used for temperature measurement. The results of the second chamber are delivered to nozzle, where the gas stems to the powder mixture. Each axis of the device is controlled from a central control unit, where the firmware is applied. It consists of instruction set which includes the direct control of individual axes and technological head, instructions on adjusting individual parameters such as speed, accuracy. Control algorithms are applied to regulate electric heater to achieve the necessary temperature for different gas flow rates.

Preparation of this paper was supported by the Research and Development Operational Programme of the European Union's ERDF through the project Centre of Competence in New Materials, Advanced Technologies and energy, ITMS 26240220073.

References

- [1] Scott, J. and Gupta, N., et al. *Additive Manufacturing: Status and Opportunities*, 2012, https://www.ida.org/stpi/occasionalpapers/papers/AM3D_33012_Final.pdf [Accessed: 30th April 2013].
- [2] Kaufui V. Wong and Aldo Hernandez, *A Review of Additive Manufacturing*. ISRN Mechanical Engineering, vol. 2012, Article ID 208760, 10 pages, 2012. doi:10.5402/2012/208760.
- [3] Navrátil, R. "Solid Ground Curing (Journal style)," *Reverse Engineering*, 2000, <http://robo.hyperlink.cz/rapid/main08.html> [Accessed: 30th April 2013].
- [4] Navrátil, R. "Fused Deposition Modelling (Journal style)," *Reverse Engineering*, 2000, <http://robo.hyperlink.cz/rapid/main09.html> [Accessed: 30th April 2013].
- [5] Navrátil, R. "Laminated Manufacturing (Journal style)," *Reverse Engineering*, 2000, <http://robo.hyperlink.cz/rapid/main07.html> [Accessed: 30th April 2013].
- [6] Navrátil, R. "Selective Laser Sintering (Journal style)," *Reverse Engineering*, 2000, <http://robo.hyperlink.cz/rapid/main06.html> [Accessed: 30th April 2013].



ALUMÍNIUMBRONZ FORMÁK FELRAKÓ-HEGESZTÉSE NiCrBSi POROKKAL ALUMINIUMBRONZE MOULDS HARDFACING WITH NiCrBSi POWDERS

¹MOLNÁR András, ²BUZA Gábor, ¹BALOGH András, ³FAZEKAS Lajos

¹Miskolci Egyetem, Mechanikai Technológiai Tanszék,

²BAYATI Intézet,

³Debreceni Egyetem, Műszaki Kar

a.molnar2007@gmail.com, buza@bzaka.hu, balogh.andras@uni-miskolc.hu,
fazekas@eng.unideb.hu

Kivonat: A plazma-íves hegesztési technológiát (PTA) jelentős ipari területeken – pl az üvegipari formák gyártásánál sikeresen alkalmazzák, Ni-alapú ötvözet bevonatok készítésére. A Ni-alapú bevonatok mikro-szerkezete dendrites. A PTA hegesztési technológia alkalmazásával kiváltható a kézi munka és megfelelő minőségű alkatrészek előállítására van lehetőség. Mivel az üvegipari formák különösen értékes termék előállítását feltételezik – éppen ezért nagyon alaposan be kell vizsgálni a az ipari alkalmazás előtt a felhasználni kívánt anyagokat (Al-bronz és NiCrBSi porok).

Kulcsszavak: alumíniumbronz, Ni-alapú bevonatok, plazmaív-hegesztés, felrakó-hegesztés

Abstract: The plasma transferred arc (PTA) technique is currently used to coat the edges of moulds for the glass industry with nickel-based hardfacing alloys. The typical microstructure of the coatings consists of dendrites. PTA welding eliminates manual work and, once the parameters are fixed for a certain design, consistent final results are achieved for every mould. Because it is supposed that by the use of moulds applied in the glassmaking a highly precious product will be made – therefore all materials (Al-bronze and NiCrBSi-powders) to be used prior to the industrial application, shall be examined.

Keywords: Al-bronze, Ni-base coatings, PTA welding, hardfacing

1. Introduction

1. 1. Base materials

1. 1. 1. Al bronzes

Aluminium-bronze alloys can be categorized in three distinct series as can be seen from the binary equilibrium diagram of copper-aluminium system (Figure 1.). The α aluminium-bronze mostly in the solid solution range contains about 9.4 % aluminium, which can be obtained in casting only on very slow cooling. It is difficult to avoid the hard β formation under normal conditions of cooling, even with 7.4% aluminium in the alloy. From the equilibrium diagram, Fig. 1. it is clear that the β structure is stable only at high temperature and undergoes an $\alpha + \gamma_2$ transformation at about 567 °C. Being a sluggish process, it is not possible for the reaction to take place in castings undergoing normal cooling rate.

They constitute the α series, the $\alpha + \beta$ series and $\alpha + \gamma_2$ series, possessing properties entirely different in nature. The wide range of properties that can be obtained by suitable alloying addition and heat treatment has opened out immense possibilities for its application in various engineering fields. In fact, the role of aluminium has been compared with that of carbon in steel and comparison of properties that can be obtained with aluminium bronze has often been made.

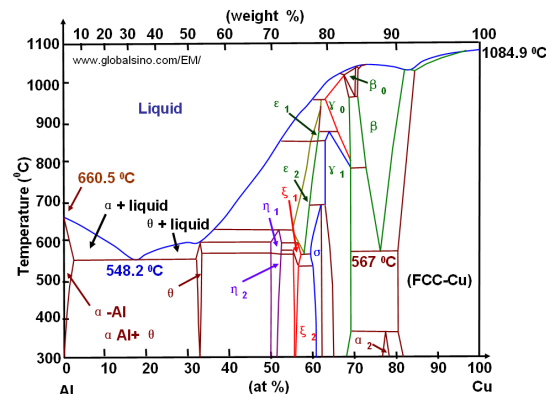


Figure 1. Al-Cu binary phase diagram

The β phase gives a high hardness combined with relatively high mechanical properties under normal conditions, but severity of cooling results in the formation of β phase with martensitic structure which has lower elongation. The α/β alloys have favourable combination of strength and corrosion resistance. The eutectoid structure of which has a lower electrochemical potential corrodes at a higher rate and has therefore to be avoided.

The decomposition of β to $\alpha + \gamma_2$, which occurs during slow cooling or reheating in the temperature range between 550 °C and 350 °C, has to be avoided. Cooling rates have therefore to be drastic.

The most important aspect is the eutectoid transformation in which the phases are:

1. α Al bronze having f. c. c. lattice similar to iron in its working characteristics.
2. β Al bronze with a b. c. c. structure.
3. β Al bronze which at the eutectoid transformation of 525 °C transforms to $\alpha + \gamma_2$.

1. 1. 2. NiCrBSi powders

The quality of P.T.A. powder material, above all if used in delicate jobs as the hardfacing of edges of glass moulds in bronze and cast iron, is fundamental to obtain the performant and constant results allowed by Commercald P.T.A. process.

To obtain the highest possible performances, the granulometric spectrum of Commercald powders is based on our torches and the chemical analysis of the most common types is optimized for high power plasma use.

The microstructure of Ni-Cr-Si-B-alloys is a relatively ductile Ni-rich matrix with various amounts of hard particles (Fig. 2. and Fig. 3.). Increasing the amount of alloying elements increases the number of hard particles and consequently the hardness of the alloy. Increased hardness also makes the material more difficult to machine. In soft alloys with low concentrations of Si, B and Cr, the predominant hard phase is Ni_3B (Fig. 2.). Higher concentrations of Si and Cr cause Cr_xB_y and Cr_xC_y phases to develop and increase (Fig. 3.). At even higher concentrations, Ni_3Si phases can also develop.

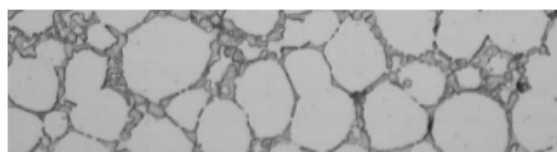


Figure 2. Predominant hard phase is Ni_3B

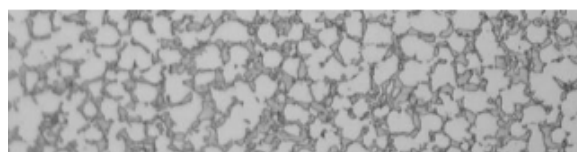


Figure 3. Cr_xB_y and Cr_xC_y phases develop and increase



Essential elements in a self-fluxing alloy are silicon (Si) and boron (B). These two elements have a very strong influence on the liquidus temperature. The melting temperature for pure nickel (Ni) is 1455°C. The alloy liquidus can be reduced to below 1000°C by increased concentration of Si and B. The melting temperature range is defined by the solidus and liquidus (Fig. 4a/4b).

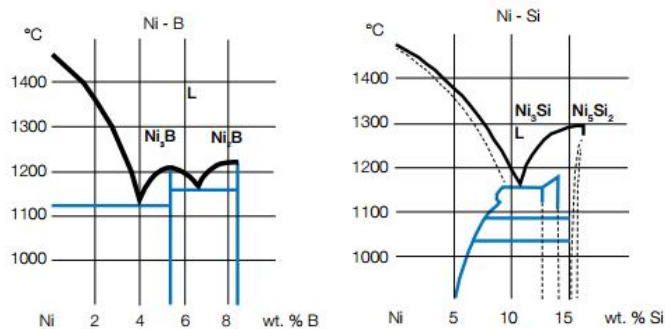


Figure 4a. Phase diagram for Ni-B Figure 4b. Phase diagram for Ni-Si

The low melting points of the self-fluxing alloys is of great advantage, as these can be coated without fusion to the base metal. Alloys normally contain chrome (Cr), iron (Fe) and carbon (C), and at times molybdenum (Mo), tungsten (W) and copper (Cu) are also added. Other metallic oxides, such as Fe and Ni oxides, dissolved with Si and B have the ability to form silicates. This is important during application of nickel based alloys, as the Si-B slag acts as a welding flux. This protects the fresh metal surface from being oxidised and ensures better wettability for the molten metal.

2. PTA Hardfacing technology

According to the literature [1], the plasma transferred arc welding process which employs the filler metal in wire form is known as Plasma Arc Welding (PAW) while that which employs powder filler material is generally referred to as Plasma Transferred Arc (PTA) [2].

The PTA process can be considered a derivation of the PAW process. The similarities between the two processes can be observed in Figure 5. Both welding processes employ a non-consumable tungsten electrode located inside the torch, a water-cooled constrictor nozzle, shield gas for the protection of the molten pool, and the plasma gas. The difference between the two welding processes lies in the nature of the filler material, powder instead of wire, which requires a gas for its transport to the arc region. The diagram in Figure 1 shows the two processes with their differences and similarities.

The equipment required to carry out the deposition through the PTA plasma process is very similar to that used in PAW. When PAW is employed the equipment must be able to drive spooled wires of various gages and different materials, at constant or pulsed velocities. In the PTA plasma welding process, the filler material is used in the form of a powder, and specific powder feeding equipment is required to transport it to the voltaic arc to produce the coating.

With respect to its application for coating, the PTA process is appropriate since it produces dilution values of the order of 6 to 10 %, much lower than those obtained with other arc soldering process which are around 20 to 25 % [3]. The low distortion, the small zone affected by the heat and the refined microstructure are also features of this technique [4].

In the PTA and PAW processes an inert gas is used as the plasma gas, which is forced to pass through the orifice of the constrictor nozzle, where the electrode is concentrically fixed.

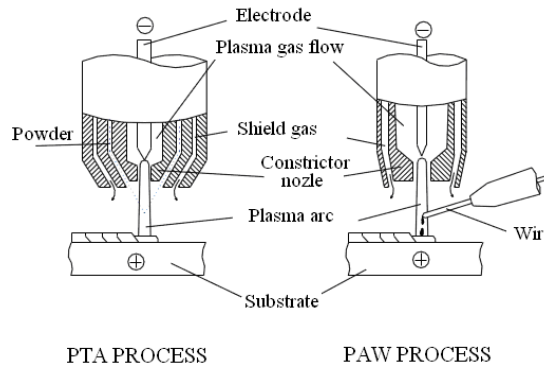


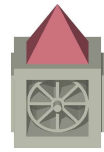
Figure. 5. Comparison of Plasma Transferred Arc processes PTA and PAW

The shield gas passes through an external opening, concentric to the constrictor nozzle, effectively protecting the weld against contamination from atmospheric air (active or inert). On the other hand, in the PTA process a carrier gas is used to transport the filler material through flexible tubes to the constrictor nozzle, allowing its entrance into the plasma arc in a convergent form. The gas used for this purpose is generally argon.

Given that the tungsten electrode lies within the constrictor nozzle of the welding torch, it is difficult to open the arc by contact, and thus equipment called a plasma module must be used to establish the arc opening. An electronic igniter provides voltage peaks between the tungsten electrode and constrictor nozzle, generating a small spark in this region. Thus, with the passage of the plasma gas a low intensity electric arc appears between the tungsten electrode and constrictor nozzle, called the pilot arc (non-transferred arc). The pilot arc forms a pathway of low electrical resistance between the tungsten electrode and the workpiece to be welded facilitating the establishment of the main arc when a power source is added. In practice, the parameters which control the quality of the weld are the rate at which the material is added, the gas flow rate (shield gas, plasma gas, carrier gas), the weld current, the nozzle to workpiece distance and the welding speed [5]. The basic configuration of the constrictor nozzle is shown in Figure 2, where the parameters employed in the process are indicated. The distance from the external face of the constrictor nozzle to the substrate is called the nozzle to workpiece distance (NWD).

The recess (R_c) of the electrode is measured from the electrode tip to the external face of the constrictor nozzle. Alterations in the arc characteristics are influenced by this factor, which defines the degree of constriction and the rigidity of the plasma jet [6]. Oliveira (2001) studied the influence of the electrode recess of the plasma transferred arc process fed by wire in order to identify whether the degree of arc constriction influences the arc voltage.

In general, the maximum and minimum values for the adjustment of the electrode recess vary according to the welding torch. As the electrode recess is reduced, the weld bead width increases and weld beads with lower penetration depth are obtained. This variation in the geometric characteristics of the weld bead is due to a reduction in the constriction effect producing a larger area of incidence of the arc on the substrate. The constrictor nozzle (made of copper), where the electrode is confined, has a central orifice through which the arc and all of the plasma gas volume pass. The diameter of the orifice of the constrictor nozzle has a



great influence on the quality of the coating since this relationship is directly related to the width and penetration of the weld bead produced. An insufficient plasma gas flow rate affects the useful life of the constrictor nozzle since it leads to its wear. The weld current reduces as a function of the decrease in the diameter of the constricting orifice, due to an increase in the weld arc temperature. The extent to which the nozzle to workpiece distance influences the coating is strongly dependent on the electrode recess in relation to the constrictor nozzle and the diameter of the constrictor orifice. The larger the electrode recess adopted and the smaller the constrictor orifice diameter the greater the effect of the arc constriction, making it more concentrated. In the “melt-in” technique small electrode recess values are used, the arc being submitted to a low degree of collimation, assuming a conical form. In this situation, a variation in the nozzle to workpiece distance, even within normal limits, results in a change in the characteristics of the weld bead, in the same way as occurs in the GTAW process. Thus, the greater the nozzle to workpiece distance the lower the penetration and wider the width of the weld bead due to the increase in the area of incidence of the arc on the substrate. Hallen et al. (1991) reported that to obtain a good deposition yield, the nozzle to workpiece distance should not be greater than 10 to 15 mm [7]. At values higher than this range the efficiency of the shield gas is significantly reduced. The authors of this paper have also reported results in relation to the nozzle to workpiece distance, for two values: 15 and 20 mm.

3. Coating procedure

3.1 Preparing and preheating of moulds

A clean, machined surface is sufficient as it is a welding procedure. It is recommended that parts are preheated to 300-400°C. The parameters should be fixed to ensure that a dilution of 5-15% is achieved. If the dilution is higher, there is a risk for cracks when welding on cast iron. This is due to an increased C content in the coating. When welding on bronze, a dilution that is too high creates a risk for hard Cu-phase formation in the coating. This also causes cracks. If the dilution is too low, there is a risk for poor bonding to the base material. Welded parts also need to be cooled down slowly to avoid cracks.



Figure 6. PTA deposition



Figure 7. PTA welded mould

PTA systems on the market for coating complete moulds and neck rings (Fig. 7.). PTA welding eliminates manual work and, once the parameters are fixed for a certain design, consistent final results are achieved for every mould.

PTA (Plasma Transferred Arc) welding is a coating method increasingly used in the glass mould industry. As PTA is a welding method, it enables a metallic bonding with the base material (recommended dilution 5-15 %). It can be used for both cast iron, bronze moulds and even bronze containing Zn (zinc), without problems.

The method is most commonly used on bottom-plates and different types of guide rings. Today there are complete, fully automated (Fig. 8.).



Figure 8. PTA Welding machine

4. Conclusions

Based on the experimental results obtained in this study the conclusions are as follows:

- The PTA process produced a better surface finish and better wetting.
- Greater weld bead width was obtained using the PTA process.
- On comparing the deposits obtained through the two processes it could be observed that the reinforcement and penetration are always lower in the PTA process.

References

- [1] Víctor Vergara Díaz, Jair Carlos Dutra and Ana Sofia Climaco D'Oliveira: Hardfacing by Plasma Transferred Arc Process
- [2] Dai, W. S.; Chen, L. H. & Lui, T. S. (2001). *SiO₂ particle erosion of spheroidal graphite cast iron after surface remelting by the plasma transferred arc process*. Available at: <<http://www.sciencedirect.com>> Accessed in: Nov. 2008.
- [3] Gatto, A.; Bassoli, E. & Fornari, M. Plasma Transferred Arc deposition of powdered high performances alloys: process parameters optimisation as a function of alloy and geometrical configuration. Available at:<<http://www.sciencedirect.com>> Accessed in: Jun. 2009.
- [4] Zhang, L.; Sun, D. & Yu, H.(2008). *Effect of niobium on the microstructure and wear resistance of iron-based alloy coating produced by plasma cladding*. Available at:<http://www.elsevier.com/locate/msea>> Accessed in: Nov. 2008.
- [5] LIU, Y. F.; Mu, J. S. & Yang, S. Z. (2007). *Microstructure and dry-sliding wear properties of TiC reinforced composite coating prepared by plasma-transferred arc weld-surfacing process*. Available at:<<http://www.elsevier.com/locate/msea>> Accessed in: Nov. 2008.
- [6] Oliveira, M. A. (2001). Estudo do processo plasma com alimentação automática de arame: 78p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)-Programa de em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis.
- [7] Hallen, H.; Lugscheider, E.; Ait-Mekideche, A. *Plasma transferred arc surfacing with high deposition rates*. In: *Proceedings of conference on thermal spray coatings: properties, processes and applications*, Pittsburgh, USA, 4–10 May 1991. ASM International; 1992. p. 537–9.



EFFECT OF TECHNOLOGICAL PARAMETERS FOR QUALITY OF REMELTED NiCrBSi COATINGS

¹MOLNÁR András, ²BUZA Gábor, ¹BALOGH András, ³FAZEKAS Lajos

¹Miskolci Egyetem, Mechanikai Technológiai Tanszék,

²BAYATI Intézet,

³Debreceni Egyetem, Műszaki Kar

a.molnar2007@gmail.com , buza@bzaka.hu , balogh.andras@uni-miskolc.hu ,
fazekas@eng.unideb.hu

Kivonat: A plazmaátvitelt íves hegesztési technológiát gyakran alkalmazzák élek, formák, ni-alapú, ötvözetekkel való felrakására, alumíniumbronz alapanyagra – főleg az üvegiparban. A bevonat meghatározó jellemzői a szövetszerkezet, keménység és a kopással szembeni ellenálló képesség. A bevonat és az alapanyag kötésének vizsgálatát SEM mikroszkóppal (X-ray diffraction) készítettük.

Kulcsszavak: Átvitt-íves plazmasugaras hegesztés, felrakó hegesztés, mikro-szerkezet, röntgen analízis, felrakott varrat.

Abstract: The plasma transferred arc (PTA) technique is currently used to coat the edges of moulds for the glass industry with nickel-based hardfacing alloys. a nickel-based hardfacing alloy deposited on A-bronze, currently used in molds for the glass industry Microstructure, hardness and wear assessments were used to characterize the coatings. Electron probe micro analysis (EPMA) mapping, scanning electron microscopy/energy dispersive X-ray analysis (SEM/EDAX) and X-ray diffraction (XRD) were used to characterize the microstructure of the deposits.

Key word: PTA hard surfacing, Ni-base hardfacing, microstructure, X-ray analysis, deposit.

1. Introduction

The PTAW process (Figure 1.) has a high temperature plasma arc that is generated ionizing an argon gas flow through the electric arc which is always within the welding torch [1]. The plasma arc leaves the nozzle and forms a column with temperatures that vary between 10 000°C and 17 000°C. The higher the amount of gas ionized, the higher the energy and therefore the higher the temperature of the plasma arc which consequently increases the penetration of the base metal. PTA (Plasma Transferred Arc) welding is a coating method increasingly used in the glass mould industry [2]. As PTA is a welding method, it enables a metallic bonding with the base material (recommended dilution 5-15%). It can be used for cast iron, bronze moulds and even bronze containing Zn (zinc), without problems. The method is most commonly used on bottom-plates and different types of guide rings. Today there are complete, fully automated A clean, machined surface is sufficient as it is a welding procedure [3].

It is recommended that parts are preheated to 300-500°C. The parameters should be fixed to ensure that a dilution of 5-15% is achieved. If the dilution is higher, there is a risk for cracks when welding on cast iron.

This is due to an increased C content in the coating [4]. When welding on bronze, a dilution that is too high creates a risk for hard Cu-phase formation in the coating. This also causes cracks. If the dilution is too low, there is a risk for poor bonding to the base material. Welded parts also need to be cooled down slowly to avoid cracks [5-7].

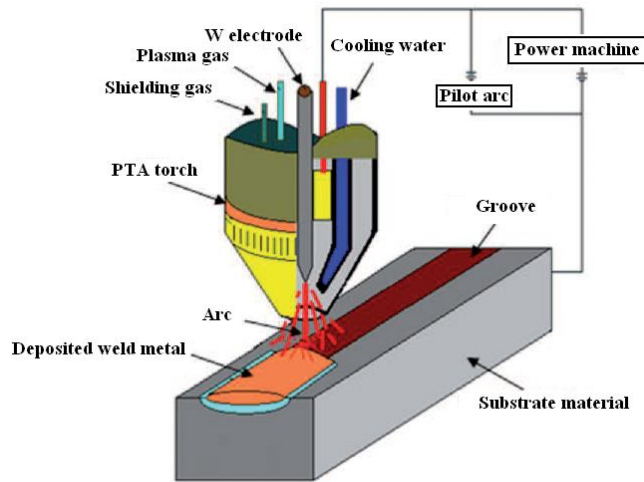


Figure 1. Schematic appearance of PTA-weld surfacing process

2. Experience study

2. 1. Penetration

Penetration is the quantity of base metal melted that becomes part of the welded deposit (Table 1.). Contrary to joint welding where penetration is a secondary problem, in welded coatings the base metal melts fuses with the welding material forming a new alloy that normally doesn't have the features required, this is why it is necessary to weld several overlapping layers that shall always be more and more diluted in order to obtain the chemical analysis required on the surface.

Table 1. Characteristics of initial materials

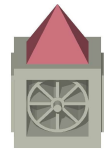
Used materials	Particle size [μm]	Composition [wt %]
Base materials	Al-Ni bronze	16,12Ni; 8,25 Al; 7,40 Zn; 0.64 Si; 1.37 Fe; 0.15 Mn; 0.06 Cr; 67.98 Cu
Powders I.*	32 -125	0.2 C; 4.0 Cr; 1.0 B; 2.5 Si; 2.0 Fe; 1.0 Al; Bal. Ni
Powders II.**	53 -150	0.13 C; 3.3 Cr; 1.0 B; 2.55 Si; 1.9 Fe; 1,0 Al; Bal. Ni

*Castolin 16321 PTA powder

** HÖGANÄS 1525-30 SP 570

Table 2. Summary of PTA welding parameters

Parameters	Values		
	Sample 1.	Sample 2.	Sample 3.
Welding current [A]	85	105	120
Welding speed [mm/s]	1.2	1.0	0.9
Oscillation speed [mm/s]	20.0	20.0	20.0
Oscillation width [mm]	15	15	15
Substrate material	Al-Ni-bronze		
Substrate thickness [mm]	20	20	20
Plasma (pilot) gas [l/min]	1.8	2,0	2.2
Carrier gas [l/min]	1.8	1,5	1.4
Shielding gas [l/min]	15	15	15
Powder feed rate [g/min]	40	40	40



2. 2. Adjustment of the pilot gas and its effects on the thickness of the bead and penetration

The quantity of pilot gas that passes through the torch is undoubtedly the most important parameter of the PTA welding process (Table 2.). Various tests have been carried out where the quantity of pilot gas was the only parameter adjusted in order to assess its influence. The pilot gas flow doesn't affect the thickness of the bead but strongly influences penetration. The increase in penetration without increasing the thickness of the bead produces strong dilution with the base metal and proportionately increases superficial oxidation.

2. 3. Transferred arc current intensity adjustment and its influence on the coating

For every welding procedure there must be a balance between current intensity, welding material and welding speed; if the quantity of welding powder is too high for the arc temperature to melt, a circular type of porosity forms particularly in areas where welds overlap or overlay, which are signs that the welding consumable has only partially melted and therefore the gas has escaped the weld pool. The base metal temperature and the heat input induced by the power of the transferred arc are influenced by various factors.

2. 4. The effect of increasing parameters in order to increase deposition rates

In order to define the limit of the PTAW process with a standard YZR 250 torch the welding parameters were gradually increased. Evidently, the deposit rate is proportioned to the intensity of the transferred arc current.

When changing the welding current of the transferred arc within these current ranges, it influences dilution considerably, even if the penetration line remains constant and there is practically no difference in the size of the deposited beads.

The ideal transferred welding current is 105 A. In order to increase the thickness of the deposit you must lower the transferred arc current, the welding speed and the pilot arc must be increased.

2. 5. Testing with SEM

We got best results at sample 2., for the first sample is not formed suitable bonding between the base metal and the layer. At the third sample layer of the sample dilution was too big.

2. 5. 1. PTA welded tool with 2 different powders

2. 5. 1. 1. SEM results

1. powder sample 2.

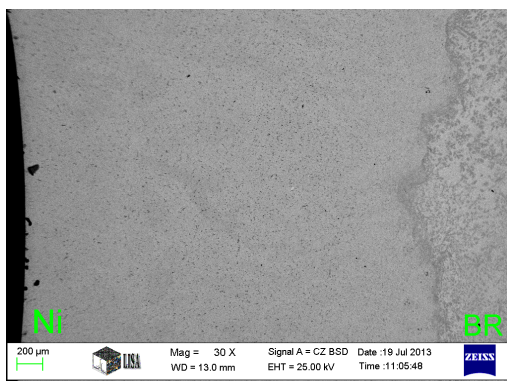


Figure 2. powder (Pointless 01)

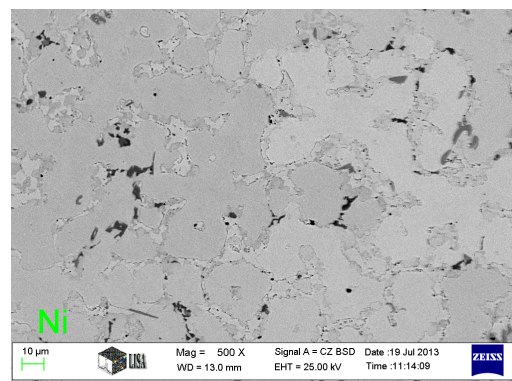


Figure 3. 1. powder (Pointless 02)

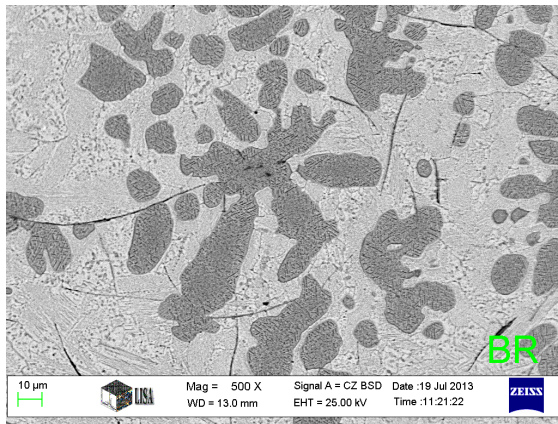


Figure 4. 1. powder Pointless 03 (Base material Al-Ni bronze)

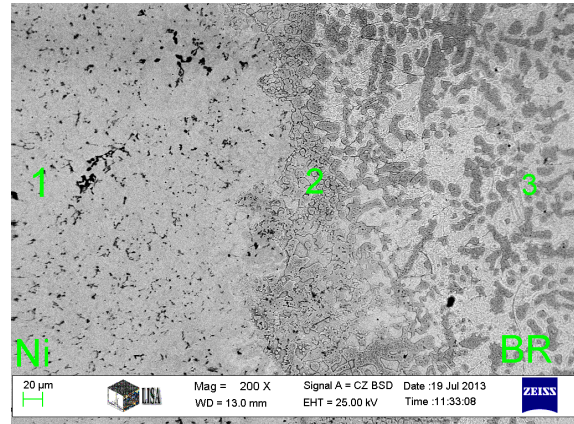


Figure 5. 1. powder Pointless 04 (Bonding zone between of base material and NiCrBSi layer)

2. powder sample 2.

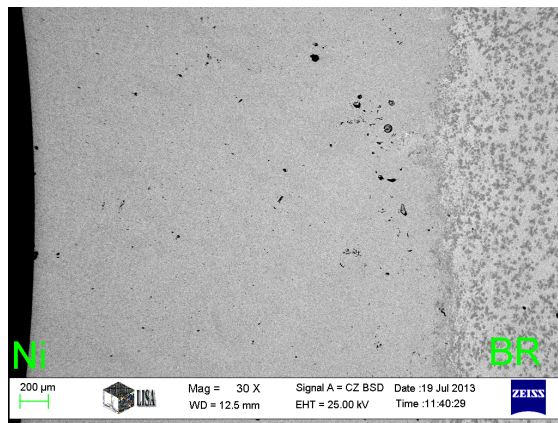


Figure 6. 2. powder Pointed 01

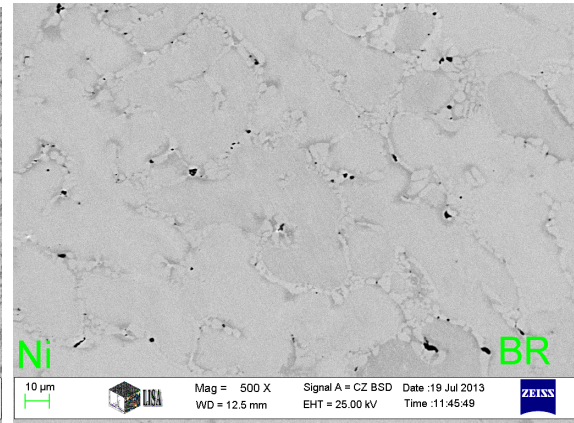


Figure 7. 2. powder Pointed 02

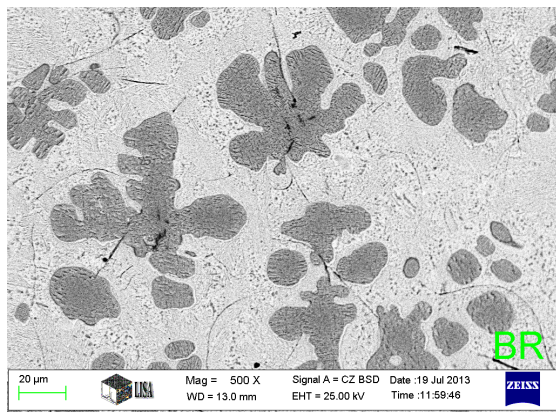


Figure 8. 2. powder Pointed 03

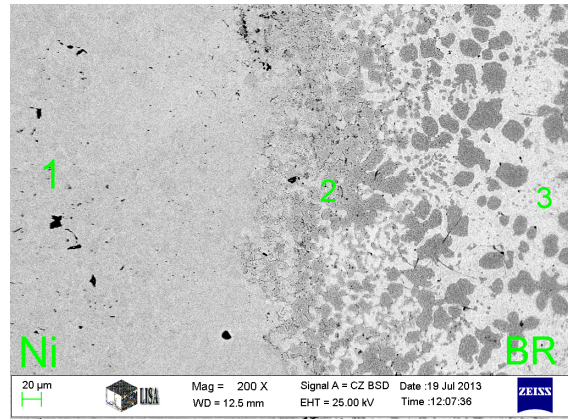


Figure 9. 2. powder Pointed 04

2. 5. 1. 2. Validation of PTA welded samples with 2 different powders

1. powder

The NiCrBSi layer has melted relatively well with the basic metal – at the same time is the



boundary relatively irregular. The layer is free of inclusions. Parallel with the application of PTA-technology the unsoldering occurred with a 105 A current.

2. powder

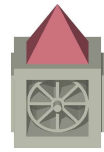
The NiCrBSi layer has melted well with the basic metal – at the same time is the boundary regular. The layer is free of inclusions. Parallel with the application of PTA-technology the unsoldering occurred with a 105 A current. The melt-down of the powder layer and the creation of the layer were easier than in the case of the first powder. The powder delivery was more uniform, but its rate of decrease was a larger one.

3. Conclusions

By using the plasma transferred arc welding method, NiCrBSi powders were successfully melted on the surface of Al-Ni-bronze. No macro and micro fracture occurred according to the macrostructure of the coating layer. At the the PTA hard surfacing the second powder showed best results because the melt-down of the powder layer and the creation of the layer were easier than in the case of the first powder. The powder delivery was more uniform, but its rate of decrease was a larger one.

References

- [1] T. Yildiz, A Kaya Gür: Microstructural characteristic of N₂ shielding gas in coating FeCrC composite to the surface of AISI 1020 steel with PTA method Archives of Metallurgy and Materials Volume 6. Turkey 2011.
- [2] Víctor Vergara Díaz, Jair Carlos Dutra and Ana Sofia Climaco D'Oliveira: Hardfacing by Plasma Transferred Arc Process
- [3] Mellor, B. G. Surface Coatings for Protection against Wear. Woodhead Publishing, Cambridge, 2006.
- [4] Kulu, P., Mikli, V., Käerdi, H., Besterci, M. Characterization of Disintegrator Milled Hardmetal Powder Powder Metallurgy Progress 3 (1) 2003.
- [5] Surzhenov, A., Kulu, P., Tarbe, R., Mikli, V., Sarjas, H., Latokartano, J. Wear Resistance of Laser Remelted Thermally Sprayed Coatings Estonian Journal of Engineering 15 (4) 2009: pp. 318 – 328.
- [6] Y.F. L i u, J.M. H a n, R.H. L i, W.J. L i, X.Y. X u, J.H. Wa n g, S.Z. Ya n g, Microstructure and dry-sliding wear resistance of PTA clad (Cr, Fe)7C3/-Fe ceramal composite coating, Applied Surface Science 252(20), 7539-7544 (2006).
- [7] M a r c i o n i, Plasma Arc Welding –Lezione 1 – Il Plasma Ad Arco, Plasma Team Snc, Genova, 30 Giugno 2005. Istituto Italiano della Saldatura, pp. 41 (2005).



A NEW TYPE OF EPICYCLIC TRACTION DRIVE

¹NÉMETH Géza, ¹PÉTER József, PhD, ²NÉMETH Nándor

¹University of Miskolc, Department of Machine and Product Design

²MSc student, ELTE Faculty of Informatics

machng@uni-miskolc.hu, machpj@uni-miskolc.hu, nem.nandor@gmail.com

Abstract: There are a huge number of ideas at the area of traction drives and also at that of the epicyclic or by other words, planetary drives. The majority of these designs, contain solely rigid wheels, and the contact forces that are proportional to the transmitted torque are produced by separate clamping devices. The authors introduce an innovative design, that integrate some elements with merging functions. A part of the contacting rollers are elastic ones and their shape assures the requirement of uniform strength. A curiosity of the elastic rollers is, that they are made of spring steel and observing both their shape and loads, they are helical torsion springs.

The authors have used some ideas at the areas of helical spring bearings and machined torsion springs. They also find a method to coil helical torsion spring of uniform strength from sheet metal, making the pre-manufactured "wire" of changing width by laser cutting. The paper also details the computation of the waste-free geometry of the "wire".

Keywords: epicyclic traction drive, helical torsion spring, helical spring bearing, clamping device, sheet metal

1. Introduction

The large change of speed besides high efficiency is a frequent problem at the area of mechanical drives. These requirements are fulfilled by epicyclic gear drives and this fact is proved by their successful application at both the lower and the higher speed and power ranges. The drives containing elements with high flexibility were appeared over the time at the area of epicyclic gear drives. These drives are called harmonic drives that improved the number of advantageous characteristics by essential mass decrement. When the accurate kinematic ratio is not a requirement, the application of epicyclic traction drive can decrease strongly the manufacturing costs. The high efficiency and the high power density are assured partly by the new rheopectic lubricants.

The traction drives need clamping forces that should be proportional to the transmitted torque. The clamping force is generated by mechanical or hydraulic control through detached structural elements. These additional machine elements may be omitted when the clamping force is generated by the proper design of the frictional basic elements, e.g. the preconditions of the high efficiency is established by merging functions or integrating the functions of many machine parts into one machine element.

2. The epicyclic traction drive design

2.1. Locations of helical springs

An io type epicyclic drive contain one inner and one outer connection, the load is distributed between more planet wheels. Any wheel (sun, planet or ring) can be rigid or highly elastic spring. All of the rolling elements of the drive may be rigid wheels and all of them may be helical springs. The number of all the variants is eight considering the two types of all the three rolling elements. Figure 1 shows the kinematic and velocity diagram of the mentioned epicyclic drive containing sun-, 1, planet-, 2 and annular wheel, 3 and a planet carrier, k. The small lead angle, α and the clockwise angular velocity vector, ω are the two important characteristics of the helical torsion spring having right hand helix, which can substitute the

sun wheel. The relative relationship of the sense of rotation and direction of helix is important, because the spring can transmit torque only in one way. The last diagram of Figure 1. shows a variant where both the rigid sun wheel and rigid annular wheel were substituted by right-hand helix helical torsion springs. The annular wheel is fixed to the frame, the sun wheel joined to the input shaft and the planet carrier to the output shaft.

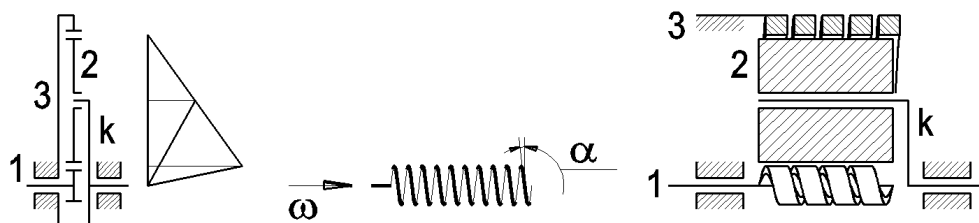


Figure 1 An io type epicyclic drive containing two helical torsion springs as basic elements

2.2. Operation of pressure device

The usual method, to assure the proper clamping force at the friction pairs, is the installation of one or more pressure devices. At the analysed drives where some of the basic elements are substituted by helical torsion spring elements, the detached pressure device is unnecessary. The springs perform the functions of both one element of the friction pair and the pressure device. As it visible in Figure 3., the wires of springs have rectangular cross-sections and are prismatic, with small gap between the coils. The number of planet wheels is $Q = 3$, e.g. The planet wheels are fixed to the carrier with clearance, the outer diameter of the unloaded sun spring is greater, and that of the annular spring is less, than the current circle diameter determined by the rigid planet wheels. The condition of operation is the initial tensioning of the springs. The greater the external load, the greater the twist angle and the greater the clamping force acting between the mated rolling elements. This is the basis of the proper service of the pressure device. The clamping force is proportional to the external load (to the torque acting at the output shaft). The drive is unidirectional, but the direction of power flow is changeable.

3. Systematic generation of springs made of sheet metal

Table 1 contains the most important point of views that determine the variability of helical torsion springs. There is an attention to the application as sun wheel. According to the three characteristics, a three digit binary number is ordered to each solution. Figure 2 shows these designs.

Table 1 Diversity of helical torsion springs

1. With of strip (and also the lead angle)	1.0 Constant
	1.1 Shanging
2. Number of starts of the thread	2.0 Single
	2.1 Twin
3. Lead direction	3.0 Same along the spring
	3.1 Changing

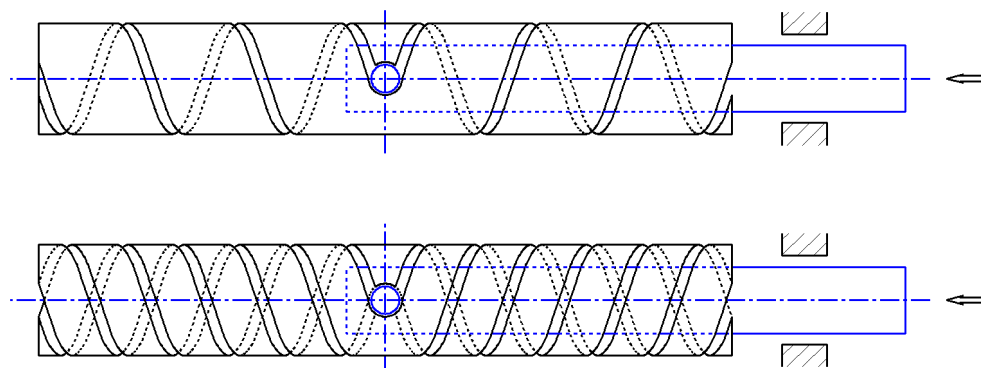
There are springs with changing lead direction which are jointed to the input shaft by their middle sections. An extra attention should be paid those designs where the cross section of spring is also changing due to the principle of equal stress.

Code	Symbol
000	
001	
010	
011	
100	
101	
110	
111	

Figure 2 Helical torsion spring designs

4. Balanced helical spring sun wheel and its production

When the lead of the symmetric design of helical spring is half left - half right, and it is driven through its middle point then a sun wheel with unidirectional functionality is obtained. The load distribution will be symmetric longitudinally, too as *Figure 3* shows. The situation is even more favorable if the spring is manufactured with double thread. It is easier to drive in the middle and is expected to have a better load distribution.



*Figure 3 Symmetrical design helical torsion springs (single and double threads.
The codes are 100 and 110*

Split rings should be developed from spring steel strip. The single thread helical spring of *Figure 3*. should be manufactured from tube by cutting (turning, milling), that of the double thread by spark cutting. Recognising that the location of the obtained double, left-right-hand side threads are located on cylindrical surfaces, and knowing the unfoldability of the cylindrical surface, the pre-product of the spring winding can be made from sheet metal, practically without any waste by laser cutting (*Figure 4*). Prior to the windings of the two V shaped plates the minimum gap between the coils should be adjusted and the nose at the end should be bent.

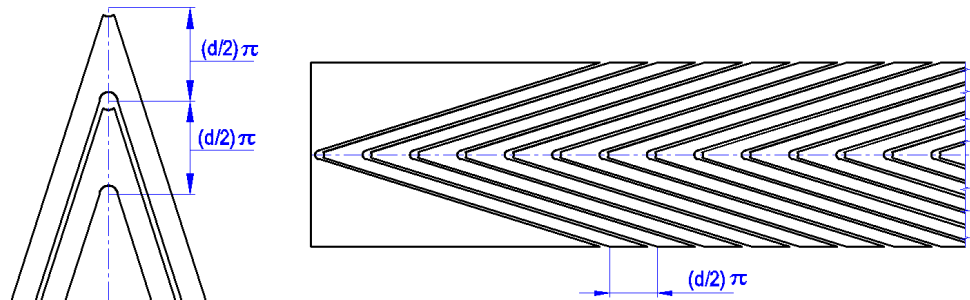


Figure 4 The plate pre-product of the balanced double thread helical spring

Two spatial models are shown in Figure 5. These designs attend to the Codes 101 and 111.

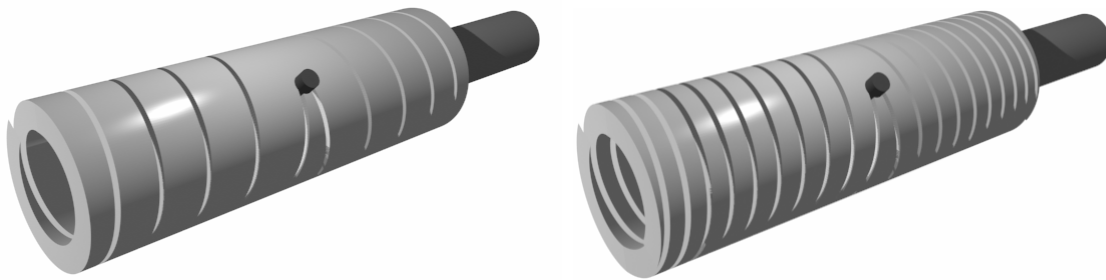


Figure 5 Spatial models of single and double thread springs with changing lead direction and changing strip width

5. The shape of the pre-manufactured sheet metal

The pre-manufactured sheet metal should meet the requirements which are partly geometric and partly that of strength. The constant gap between the coils may be a geometric constraint. This condition can be fulfilled easily in case of springs made of spring steel with constant strip width. The problem solution requires a more precise formulation in case of spring design of uniform strength. The authors derived a formula for the bending moment along the torsion spring in their paper [2] that is

$$M_b = F\rho_0 \left(1 + \frac{Q \cdot s}{2\pi\rho_0} \mu_t \right), \quad (1)$$

Where s is the arc coordinate, μ_t is the traction coefficient between the planet roller and the sun wheel having helical spring design. The mean radius of coils is ρ_0 . The coordinate system is started at the free end of spring. It is visible that the bending moment is linearly changing, starting with a starting value of $F\rho_0$ where F is the radial force at a contact zone. The force F is supposed to be equal at any contact zone, and the smooth conical design of the helical spring assure this condition.

The economical production of pre-manufactured sheet metal requires the waste-free sheet metal cutting, too, which is kept in mind.

6. The mathematical formulation of the problem

Let's consider a negligible thickness of sheet metal to simplify the problem. The winding is made by gapless taking into account the effect of springing. The linearly changing bending moment (2) requires a linearly changing strip width. The uniformly stressed helical torsion spring imagined to be made of sheet metal, the pre-manufactured product made by laser

cutting. *Figure 6* shows the diagram of the strip steel. The difference of the two border function of the strip is a linear function. The second derivatives should be equal to each other. The solution is for example a parabola, $f(x) = kx^2$. The factor k can be computed and q that determines the start of the used domain is also available easily. $a = d \cdot \pi$ is the circumference of a coil. The upper limit curve of the strip is described by $f(x+a)$, and that of the lower one by $f(x)$. The width of the pre-manufactured product is changing according to the linear function of $f(x+a) - f(x) = mx + b$. The second derivatives of the upper and lower limit curves should be equal to each other. This constraint determine the factor k as

$$k = \frac{p}{(2q+n)n\pi^2} \frac{1}{d}, \quad (2)$$

where

$$q = \frac{2(n-1) - \mu_i[n(Q-2)+1]}{2\mu_i(Qn-1)} \quad (3)$$

is calculated by considering the minimum and maximum values of bending moment at the two end of spring having the code of 001, according to formula (1). *Figure 7* shows the waste-free sheet metal plans of two type of helical torsion spring.

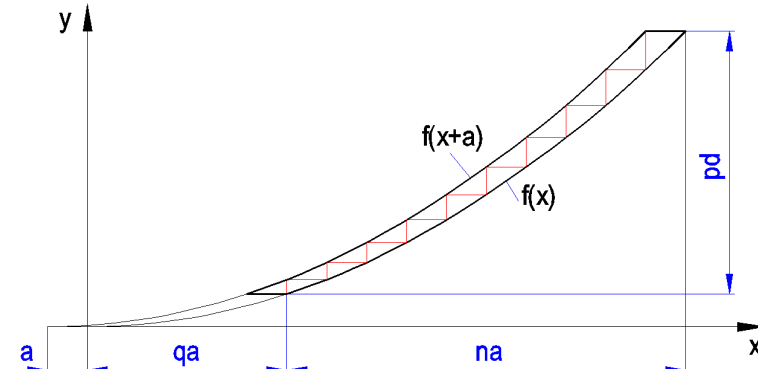


Figure 6 Demarcation of the proper stages of the functions

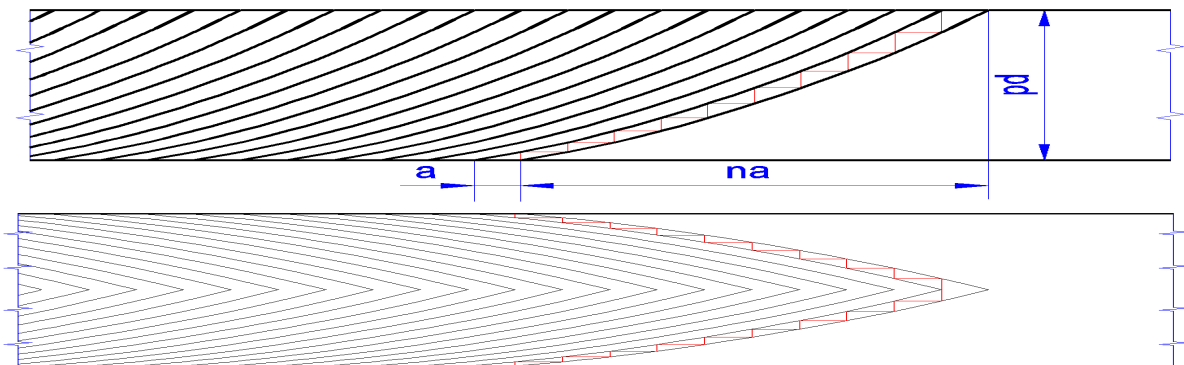


Figure 7 Sheet metal plan for equally stressed springs with codes 001 and 101

7. Assembly and winding direction of the elements in the epicyclic traction drive

The principle and formation of flexible shafts is useable for the design of io type epicyclic traction drive. A flexible shaft consists of more layers of helical springs wound alternately and tightly on each other. Driving in the proper direction, the diameter of the outer layer is reduced. Let's consider an epicyclic drive, whose every rolling basic element is made of



helical spring. The relationship between the winding direction and the sense of rotation of the springs is chosen to increase the diameter proportionally to the load in the outer connection (sun wheel – planet wheel) and to decrease the diameter at the ring gear. In such a way the generated clamping force between the elements will be proportional to the load. When all the rolling elements that is made of helical spring have symmetrical design, and double thread, driven in at the middle of width, (or in case of ring wheel the middle point is fixed to the housing) then a flexibly operating, highly efficient drive is hoped of the described solution.

Acknowledgement

„A cikkben/előadásban/tanulmányban ismertetett kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 projekt eredményeire alapozva a TÁMOP-4.1.1.C-12/1/KONV-2012-0002 jelű projekt részeként – az Új Széchenyi Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.” „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 project in the framework of the New Széchenyi Plan. The realization of this project is supported by the European Union, and co-financed by the European Social Fund.”

References

- [1] Németh Géza, Péter József, Döbröczöni Ádám, Németh Nándor, (2012) *Helical Torsion Spring Improvement for Epicyclic Traction Drive* in GÉP, LXIII (12): 85-88.
- [2] Németh Géza, Péter József, Döbröczöni Ádám (2012) *Helical Springs in Epicyclic Traction Drives* in DESIGN OF MACHINES AND STRUCTURES, 2(2): 81-92.
- [3] Németh Géza, Péter József, Döbröczöni Ádám (2012) *Ensuring the Clamping Force in Epicyclic Traction Drive by a New Sun Wheel Design* in DESIGN OF MACHINES AND STRUCTURES 2(2): 93-100.

HIDEGEN HENGERELT ALUMÍNIUM LEMEZ HULLÁMOSSÁGÁNAK MODELLEZÉSE MODELLING OF WAVINESS ON COLD ROLLED ALUMINIUM SHEET

¹PÁLINKÁS Sándor, ²KRÁLLICS György PhD, ³BÉZI Zoltán

¹Debreceni Egyetem, Tudományegyetemi Karok Műszaki Kar, Gépészmérnöki Tanszék

²Miskolci Egyetem, Műszaki Anyagtudományi Kar, Fémtani, Képlékenyalakítási és Nanotechnológiai Intézet

³Bay Zoltán Alkalmazott Kutatási Közhasznú Nonprofit Kft. Logisztikai és Gyártástechnikai Intézet (BAY-LOGI), Szerkezetintegritás Osztály

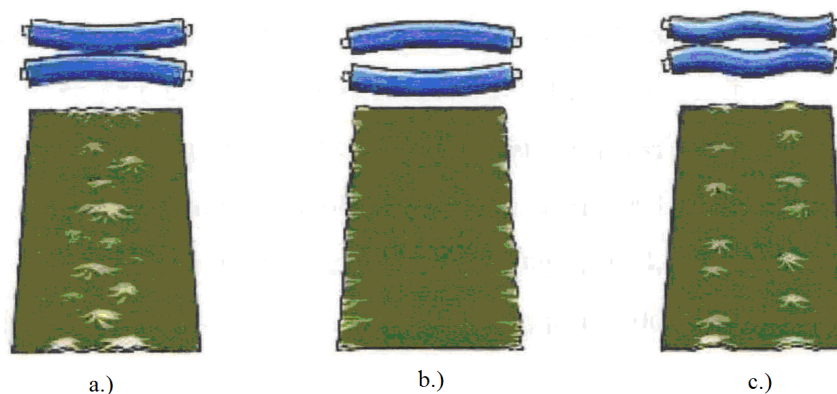
palinkassandor@eng.unideb.hu, krallics@eik.bme.hu, zoltan.bezi@bayzoltan.hu

Abstract: A korszerű szalagfeldolgozó iparágak minőségi követelményei az utóbbi időben különösen az alaki jellemzőkkel szemben növekedtek. A lemez végső alakját a hengerrés alakváltozási törvényszerűségein keresztül a hengerállvány szerkezete, merevsége, az alakítási paraméterek befolyásolják. Kutatásunk célkitűzése a hideghengerlés során a hengerhajlítás hatására kialakuló lencsésesség, valamint a lemezben keletkező hullámosság modellezése.

Kulcsszavak: hideghengerlés, síkfekvési hibák, lencsésesség, 3D végeselemes modellezés

1. Bevezetés

Jelenleg a feldolgozó ipar egyre nagyobb mennyiségben igényel jó síkfekvésű szalagokat, ami jelentős követelményeket támaszt a szalaghengerlési technológiával szemben. A hengereelt szalagok síkfekvése összefügg a hengerrés közben kialakuló hengerréssel. A terhelt hengerrés alakját befolyásoló tényezők eredőjeként kialakul egy hengerrés alak, ha ez nem biztosítja azt, hogy a szalag szélessége mentén a hengerrés folyamán az alakváltozás mértéke mindig azonos legyen, akkor belső feszültség vagy hullám alakul ki (7. ábra).



7. ábra: A hengerrés során kialakuló hullámosság jellemző megjelenési formái [1]
(a) – középhullámosság, (b) – szélhullámosság, (c) – helyi hullámosság

A jó síkfekvésű szalagok gyártásához tehát elengedhetetlen a hengerrés alakjának pontos ismerete. A hengerlési erő következtében a henger részben rugalmasan benyomódik, részben behajlik. A munkahengernek a lemez által nyomott felülete, továbbá a munka- és támhengerek körkeresztmetszetei rugalmasan eltorzulnak. A hengerelt szalag alakja szempontjából a hengersizélesség mentén kialakuló benyomódás eltéréseinek a mértéke is lényeges. A hengerrés rugalmas alakváltozása főként a kevésbé merev hengerek esetén határozza meg alapvetően a hengerrés nagyságát, ezáltal a hengerelt szalag síkfekvését. A hengerelt szalagról átadódó megoszló terhelés jellege, valamint a munkahenger csapágyazásainak és a támhengerek elhelyezkedése miatt, a hengerrés rugalmas alakváltozása csak térbeli kontakt végeselemes modellel számítható [2]. Jelen munkánkban a hengerlési folyamat komplex 3D végeselemes analízisét végeztük el.

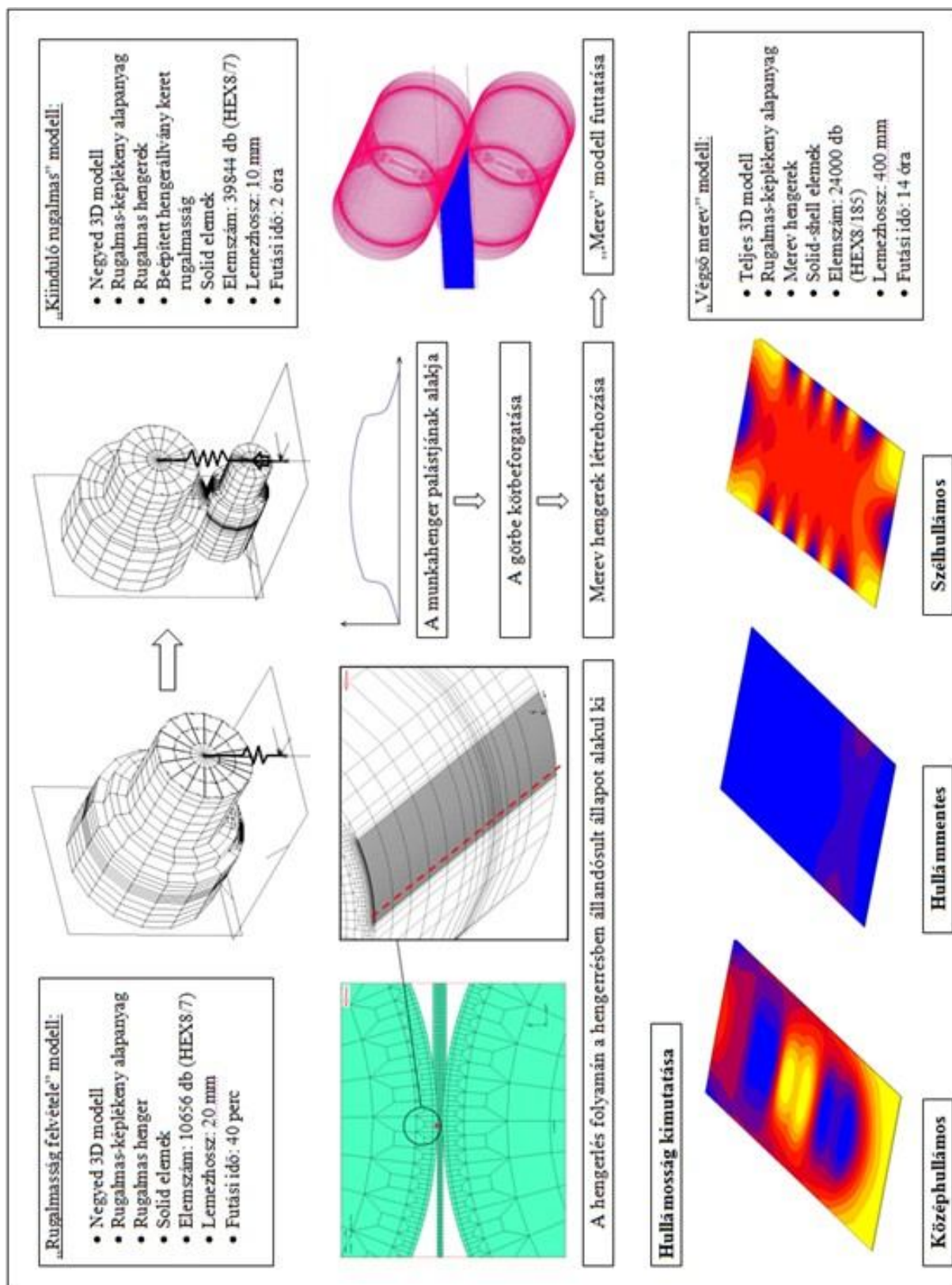
2. Komplex végeselemes modell készítés

A komplex modell készítése során számos hengerlési kísérletet kellett végrehajtanunk, ezekhez a Miskolci Egyetem Fémtechnológiai, Képlékenyalakítási és Nanotechnológiai Intézetében található VON ROLL gyártmányú kísérleti hengerállványt használtuk. A kísérleti hengerállványt 2008-ban telepítették az Intézet, Geleji Sándor Képlékenyalakítási Laboratóriumába (8. ábra).

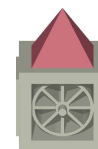


8. ábra: A VON ROLL gyártmányú kísérleti hengerállvány

A modellezést 3D-ben végeztük, az MSC Marc nemlineáris végeselemes szoftver 2010.1-es verziójával. A komplex modell 3 szimulációs lépés összekapcsolásából tevődik össze (3. ábra), az első modell a kísérleti hengerállvány keret rugalmasságának a meghatározására szolgált, a második modell a teljes hengerrendszer modellje, amely a tényleges hideghengerlési folyamat végeselemes analízisét tartalmazza. Ebben kerül meghatározásra a hideghengerlés során kialakuló hengerrés alak. A harmadik modell a hullámosság kimutatásával foglalkozik. Ennek megvalósítására egy egyszerűsítést végeztünk, mivel a második modellben a hullámosság kimutatása olyan hosszú időt igényelt volna, amelyet a mai számítástechnikai kapacitások mellett sem tudtunk volna kezelni.



3. ábra: A hengerlési folyamat komplex 3D modellezésének bemutatása



3. A VON ROLL gyártmányú kísérleti hengerállvány rugalmasságának meghatározása

A hengerlési folyamat pontos modellezése érdekében nyomon kell követni a kísérleti hengerállvány eredő rugalmasságát, amely tartalmazza a hengerállvány keret rugalmasságát, a hengerek rugalmasságát (belapulás, hengerek tengelyvonalának rugalmas kihajlása) és a hengerlési erő hatásvonalában lévő egyéb gépelemek rugalmasságát, ez utóbbiakat a továbbiakban egyéb rugalmasságnak neveztük el. Ahhoz hogy a hengerállvány rugalmas alakváltozását a komplex modell figyelembe tudja venni a modellezés első lépéseként meg kellett határoznunk a kísérleti hengerállvány rugóállandóját, ezért először hengerlési kísérletet végeztünk. A munka- és támhenger érintkezési vonalán fellépő rugalmas hatások kiküszöbölése érdekében a hengerlési kísérletet duó elrendezésben végeztük el. A kísérlet során 7 db 150 mm széles, 200 mm hosszú és 6,46 mm vastag AlMg3 anyagminőségű lemezt használtunk. A kísérlet jellemző paramétereit az 5. Táblázat mutatja, a kísérlet során mértük a hengerlési erőt, valamint a kifutó lemez vastagságát. A hengerállvány munkahengereinek a csapágytökei között spirálrugók találhatóak, amelyek biztosítják azt, hogy a hengerállítás során a felső munkahenger elmozduljon, alapesetben ez a rugóerő 8248 N volt.

5. Táblázat: A hengerlési kísérlet jellemző paramétereit

Minta száma	Kiinduló vastagság h_0 [mm]	Elméleti résméret s [mm]	Kifutó vastagság h_1 [mm]	Mért rugalmasság [mm]	Mért hengerlési erő [N]
1	6,46	6,4	6,46	0.06	16569
2	6,46	6,25	6,45	0.20	39270
3	6,46	5,9	6,34	0.44	87747
4	6,46	5,6	6,14	0.54	174470
5	6,46	5,4	6,05	0.65	220112
6	6,46	5	5,71	0.71	323896
7	6,46	4,4	5,3	0.90	427500

A mérés kiértékelése során megkaptuk a kísérleti hengerállvány eredő rugalmasságát, ez azonban több hatásból tevődik össze. Ezért a hengerállvány keret rugalmasságának pontos meghatározása érdekében végeselemes modellezésre volt szükség. Az 5. Táblázatban bemutatott különböző mérésekhez előállítottunk egy-egy végeselemes modellt. A szimulációs eredmények kiértékelését a 6. Táblázatban foglaltuk össze.

6. Táblázat: A hengerlés szimulációjának jellemző paramétereit

Minta száma	Elméleti résméret s [mm]	Számított hengerlési erő [N]	Számított eredő rugalmasság [mm]	Számított hengerállvány rugalmasság [mm]	Számított egyéb rugalmasság [mm]
1	6,4	16797	0.060	0.0247	0.035
2	6,25	40659,2	0.205	0.0924	0.112
3	5,9	91260,2	0.443	0.2074	0.235
4	5,6	178072	0.544	0.2473	0.296
5	5,4	218054	0.650	0.2963	0.353
6	5	322488	0.712	0.3193	0.393
7	4,4	426742	0.903	0.4064	0.497

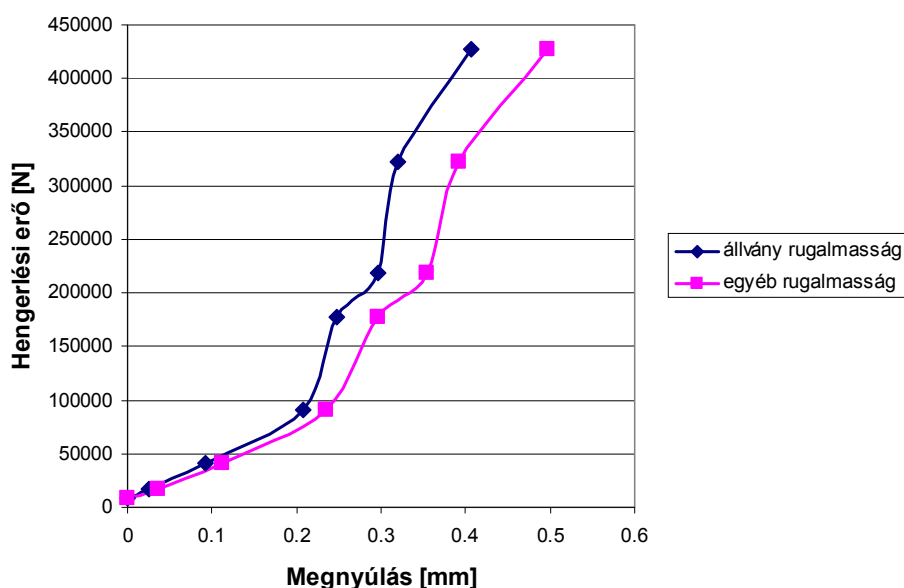
A végeselemes modell készítését a hengerlési kísérlettel analóg módon végeztük. Felépítettük a duó hengerállvány végeselemes modelljét, ahol kihasználtuk az elrendezésből eredő szimmetriákat, így elegendő volt a hengerrendszer negyed modelljének az elkészítése.

A vizsgált hengerrendszer hálózására 10656 darab nyolc-csomópontú hasáb (HEX8/7) elemeket használtunk. A modellezés során az alakított anyagot homogén izotropnak feltételeztük, melynek rugalmas anyagjellemzőit a szakirodalomnak megfelelően választottuk meg, $E=69$ GPa, $\nu=0.33$, valamint a kísérletben használt anyagminőségű alapanyag szabványos k_f görbét állítottuk be. A hengereket ideálisan rugalmasnak feltételeztük, a rugalmas anyagjellemzők a következők voltak: $E=210$ GPa, $\nu=0.3$. A súrlódási tényező értékét, a henger és az alakított darab között, $\mu_0=0.1$ -re választottuk. A modellben a hengerállvány rugalmas alakváltozását a támhenger csapágyazásán elhelyezett rugó karakterisztikával vettük figyelembe. A különböző modellekben feltételeztünk egy rugóállandót, amelyet minden esetben addig változtattunk, amíg a hengerlési erő és a lemez kifutó vastagsága nagyon jó közelítéssel (7. Táblázat) megegyezett a hengerlési kísérlet során mért eredményekkel, így szimuláció segítségével meg tudtuk határozni a kísérleti hengerállvány eredő rugalmasságát.

7. Táblázat: A mért és számított eredmények összehasonlítása

Mért hengerlési erő [N]	Szimulált hengerlési erő [N]	Eltérés [%]	Mért kifutó vastagság h_1 [mm]	Szimulált kifutó vastagság h_1 [mm]	Eltérés [%]
16569	16797	1.357	6,46	6,46	0
39270	40659,2	3.417	6,45	6,455	0,077
87747	91260,2	3.850	6,34	6,343	0,047
174470	178072	2.023	6,14	6,144	0,065
220112	218054	0.935	6,05	6,05	0
323896	322488	0.435	5,71	5,712	0,035
427500	426742	0.177	5,3	5,303	0,056

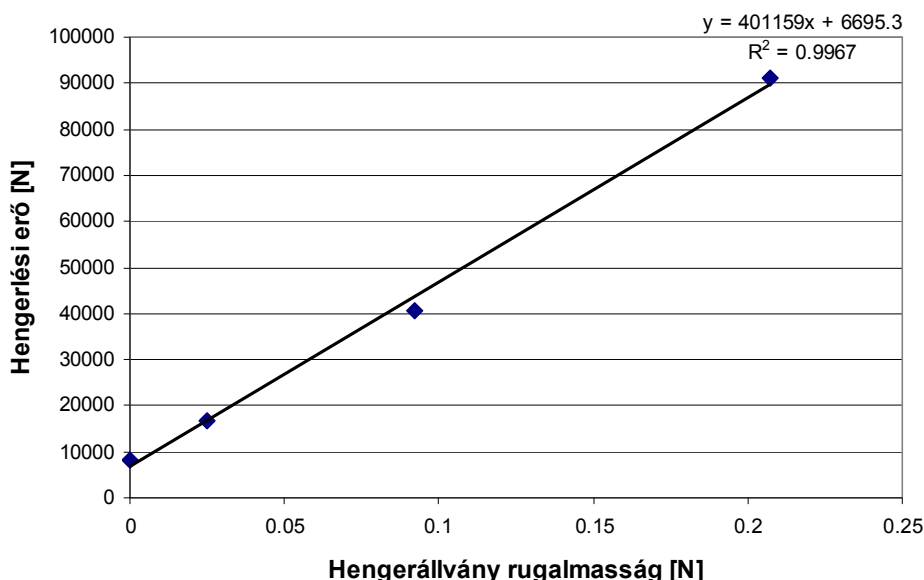
A végeelemes modellben a kísérleti hengerállvány eredő rugalmasságát részekre bontottuk, így megkaptuk külön-külön a hengerállvány keret rugalmasságát és az egyéb rugalmasságokat (4. ábra).



4. ábra: A részekre bontott rugalmasságok

Mivel a hengerlési fő kísérleteinket 100 kN hengerlési erő alatti tartományban végeztük, ezért

a meghatározott hengerállvány keret rugalmasságának csak a 100 kN alatti részét vettük figyelembe, így az ebben a tartományban lévő 4 pontra egyenest illesztettünk, és ennek az egyenesnek a meredeksége megadta a hengerállvány keret rugalmasságát (5. ábra). Ezt beépítettük a második modellbe, amely a hengerlés során kialakuló hengerrés alak meghatározására szolgált.



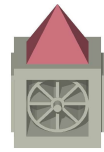
5. ábra: A véges elemes modellbe beépített rugalmasság

4. A hengerlési folyamat modellezése

Ahhoz, hogy a végeselemes modellezéssel ki tudjuk mutatni a hengerhajlítás hatását az alapanyag lencsésességére először hengerlési kísérletet kellett végeznünk. A kísérlet során a rendelkezésre álló AlMg3 anyagminőségű 200 mm széles és 1 mm lemezvastagságú keskenyszalag tekercsből 500 mm hosszú mintákat vettünk. Az elvégzett kísérlet során sikerült olyan mintákat létrehozni, 3 különböző alakváltozás mellett, amelyekben a lemez alakja szélhullámosból középhullámosba megy át, és az átmenetben mindegyik sorozatnál sikerült hullámmentes lemezeket is létrehozni. A hengerlési kísérleteket kis alakváltozások mellett végeztük, ennek az oka az, hogy a VON ROLL hengerállvány hengerhajlító hidraulika rendszerébe egy nyomáskorlát van beépítve, amely jelenleg 18,6 bar, így középhullámos lemez létrehozására csak a kis alakváltozások mellett volt lehetőségünk. Szélhullámos lemez létrehozásához nincs szükség a hengerhajlítás használatára, így azt nagyobb alakváltozás mellett is elő lehet állítani.

A hengerlési folyamat végeselemes modelljében az alakított anyagot rugalmas-képlékenynek, míg a hengereket ideálisan rugalmasnak tételeztük fel a különböző hengerlési lépésekben. A modell készítése során kihasználtuk a hengerlési folyamat szimmetriáit, így elegendő volt a folyamat negyed modelljének az elkészítése. Az elkészített végeselemes modell a munkahengerek belapulását, valamint a tám- és munkahengerek között létrejövő összelapulást a hengerek anyagjellemzőinek megadása után figyelembe tudja venni, valamint beépítésre került az első modellben meghatározott hengerállvány keret rugalmasság is.

Mivel figyelembe vettük a hengerrendszer rugalmas alakváltozását, beleértve a hengerek be- és összelapulását, ezért speciális hálózást alkalmaztunk a kontakt tartományokban [3]. A



vizsgált hengerrendszer hálózására 39844 darab nyolc-csomópontú hasáb (HEX8/7) elemeket használtunk. A hengerállvány rugalmas alakváltozását a támhenger csapágyazásán elhelyezett rugó karakterisztikával vettük figyelembe, a valóságos hengerállványnak megfelelően. Az alakítás során az alakítandó anyagot végig izotropnak tekintettük és a Huber-Mises-Hencky folyási feltételt alkalmaztuk [4].

A rugalmas anyagjellemzők a lemez esetében a következők: $E=69$ GPa, $\nu=0.33$, a keményedést hatványfüggvénnyel vettük figyelembe. A lemezek anyagának alakítási szilárdsága az alábbi egyenlettel közelíthető.

$$k_f = 270 \cdot (1 + 77.7\bar{\epsilon})^{0.143} \quad (1)$$

A henger anyagának rugalmas jellemzői: $E=210$ GPa, $\nu=0.3$. A henger és az alakítandó anyag felületén ébredő súrlódás meghatározására a következő összefüggést használtuk.

$$\mu = \mu_0 \cdot \frac{2}{\pi} \arctan \frac{\Delta v}{c} \quad (2)$$

ahol:

μ_0 - a maximális Coulomb-féle súrlódási tényező a vizsgált tartományban,

$\Delta v = v_k - v_t$, a henger kerületi sebessége és a lemez hengerrel érintkező felületi pontjának tangenciális sebessége alapján értelmezhető relatív sebesség,

C – illesztési paraméter, számításainknál $C = v_k / 20$.

A fenti egyenlet automatikusan figyelembe veszi, hogy a neutrális pontban a súrlódó feszültség előjelet vált. A nemlineáris egyenletrendszer megoldására a Newton-Raphson- féle iterációs eljárást használtunk, a nagy alakváltozáshoz javasolt iteratív megoldóval [4].

A modell elkészítésével a fő célunk az volt, hogy meghatározzuk a hengerlés során kialakuló hengerrés alakot és kimutassuk a hengerhajlítás hatását kialakuló lencséségre.

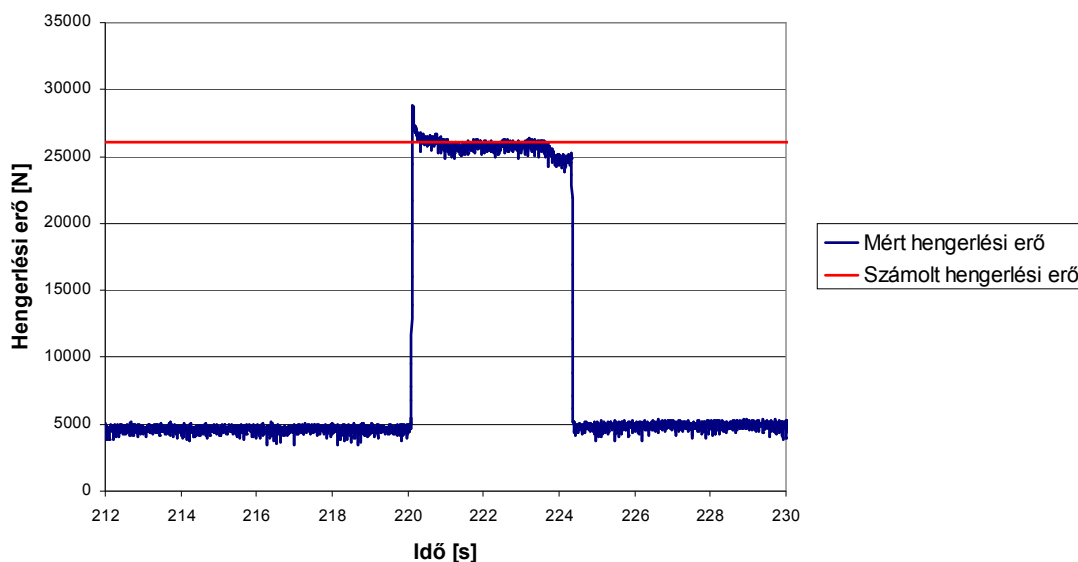
A VON ROLL gyártmányú kísérleti hengerállvány hengerhajlító hidraulikarendszerének működési elve a következő: a munkahengerek csapágytökéiben oldalanként 6 db dugattyú található, a hengerhajlítás során ezek a dugattyúk az olajnyomástól függően különböző erővel feszítik szét a csapágytökéket és ennek következtében a munkahengerek meghajlanak. Az olajnyomásból ki lehet számítani azt, hogy a munkahengerek csapágytökéire mennyi hengerhajlító erő hat. Ennek megfelelően a modellben a hengerhajlítást a munkahenger csapágyazásának hatásvonalán elhelyezett hengerhajlító erővel oldottuk meg. A hengerlési kísérlet további paraméterei a 4. táblázatban láthatóak, a modellt a különböző alakváltozásoknál hatszor futattuk le, annyi különbséggel, hogy minden esetben csak a hengerhajlító erőt változtattuk.

A modell által számított eredményeket összevetettük a korábban már elvégzett hengerlési kísérlet eredményeivel. A hengerlés során mért és a szimuláció során számolt hengerlési erőkből minden esetben levontuk az egyéb rugalmasságokat, így a 4. táblázatban csak a ténylegesen alakváltozásra fordított hengerlési erő értékeket szerepeltettük. A kiértékelés során megállapítottuk, hogy az általunk készített modell által számolt eredmények nagyon jó egyezést mutatnak a hengerlési során mért eredményekkel. Az alakváltozás és a kialakult hullámosság tekintetében eltérés nem tapasztalható. A számolt és a mért hengerlési erőben az eltérés 5% alatt van.

A 6. ábrán diagramban ábrázoltuk az 1. sorozat, 1. a. minta (hengerhajlító erő: 0 N, alakváltozás: 3 %) esetén mért és számolt hengerlési erőt.

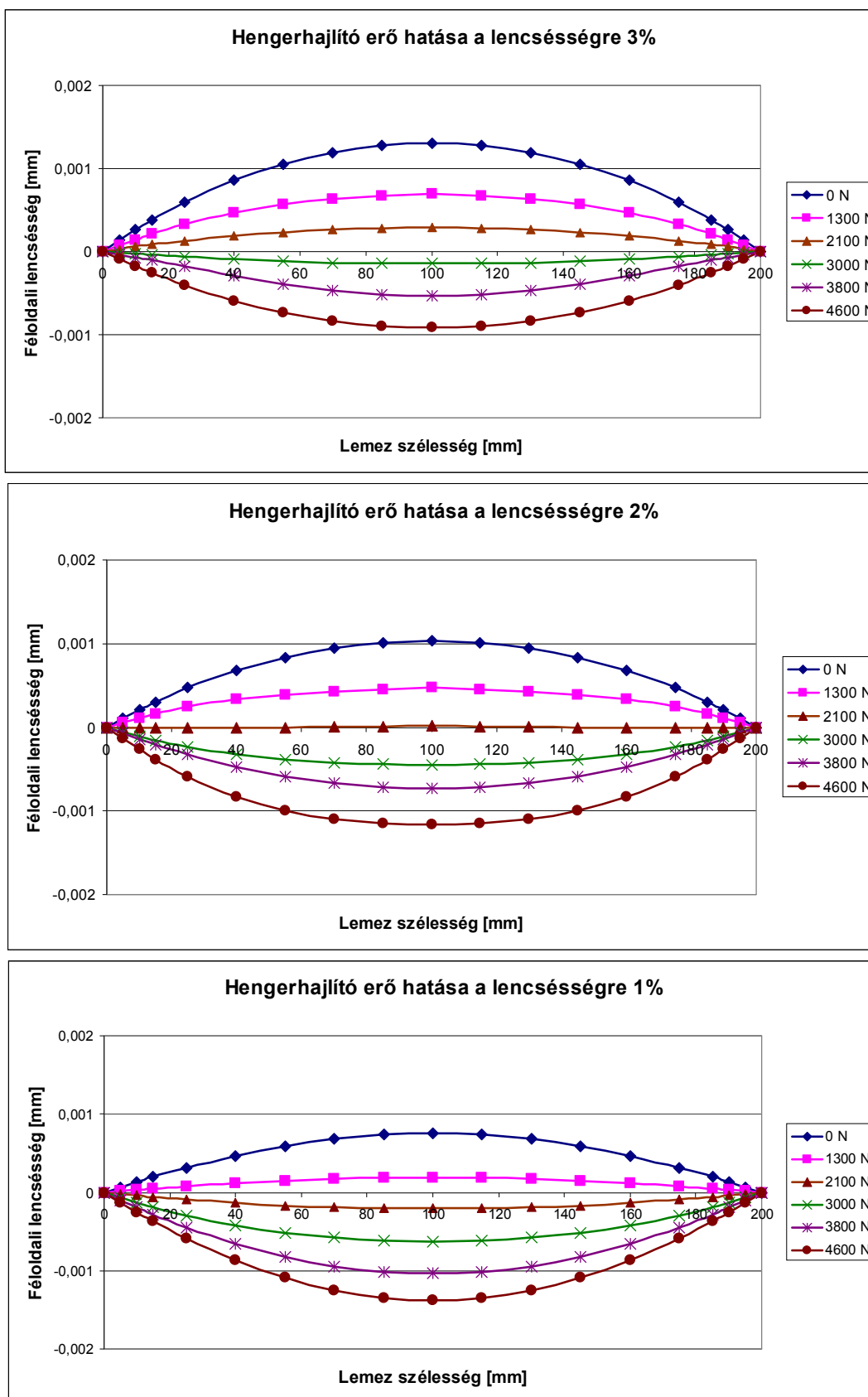
4. Táblázat: A hengerlési kísérlet és a szimuláció eredményeinek összehasonlítása

	Minta száma	Hengerhajlító erő [N]	Számolt alakváltozás [%]	Mért alakváltozás [%]	Számolt hengerlési erő [N]	Mért hengerlési erő [N]	A lemez hullámossága a modell szerint	A lemez hullámossága a kísérlet szerint
1. sorozat	1.a.	0	3	3	43950	44094	szélhullám	szélhullám
	1.b.	1300	3	3	41856	42894	szélhullám	szélhullám
	1.c.	2100	3	3	40554	40780	szélhullám	szélhullám
	1.d.	3000	3	3	39076	38114	hullámmentes	hullámmentes
	1.e.	3800	3	3	37729	36710	középhullám	középhullám
	1.f.	4600	3	3	36417	35384	középhullám	középhullám
2. sorozat	2.a.	0	2	2	35480	36244	szélhullám	szélhullám
	2.b.	1300	2	2	33347	34266	szélhullám	szélhullám
	2.c.	2100	2	2	31825	32644	szélhullám	szélhullám
	2.d.	3000	2	2	30521	31284	hullámmentes	hullámmentes
	2.e.	3800	2	2	29214	30292	középhullám	középhullám
	2.f.	4600	2	2	27959	27210	középhullám	középhullám
3. sorozat	3.a.	0	1	1	27870	29318	szélhullám	szélhullám
	3.b.	1300	1	1	25598	27344	szélhullám	szélhullám
	3.c.	2100	1	1	24130	25878	hullámmentes	hullámmentes
	3.d.	3000	1	1	22799	24542	hullámmentes	enyhe középhullám
	3.e.	3800	1	1	21322	23114	középhullám	középhullám
	3.f.	4600	1	1	20148	21462	középhullám	középhullám



6. ábra: A kezelő oldalon mért és számolt hengerlési erő

A 7. ábra a modell által számított lencséségeket mutatja, ezáltal bemutatjuk azt, milyen hatással van a hengerhajlító erő változása a lemez alakjára. Az ábrázolt lencséségek a lemez egyik oldalára vonatkoznak, ennek megfelelően féloldali lencséségnek neveztük el.



7. ábra: A modell által számított lencséségek

A hengerlés folyamán a hengerrésben állandósult állapot alakul ki, ezt kihasználva alkottuk meg a hullámosság kimutatására szolgáló „végső merev” modellt. A modell készítése során a „kiinduló rugalmas” modellben a henger szélessége mentén kialakult terhelt hengerrés legnagyobb torzulást elszenvedő hengeralkotóját képeztük le, majd ezt megforgatva merev hengereket hoztunk létre, a terhelt hengerrés alaknak megfelelően. A modellben solid-shell (HEX8/185) típusú elemeket használtunk. A szimuláció további lépéseinek elvégzése után sikerült kimutatni a hengerlés során kialakuló középhullámos, szélhullámos és hullámmentes állapotokat. A 8. ábrán a 3. sorozat, 3.e. minta esetében kialakult hullámosságot mutatjuk be.



8. ábra: A hengerlési kísérletben és a modellezés során kapott középhullám összehasonlítása

5. Összefoglalás

Kutatásunk eredményeképpen komplex végelelemes modellt fejlesztettünk a hideghengerlési folyamat teljes körű leírására. A végelelemes modell készítéséhez MSC Marc szoftver 2010.1 verzióját használtuk. A modellezést 3D-ben végeztük, és az alakított anyagot rugalmas-képlékenynek, míg a hengereket ideálisan rugalmasnak tételeztük fel a különböző hengerlési lépésekben. A komplex modell magában foglalja a hengerhajlítást, és a különböző hengerlési paramétereket, a hengerek be- és összelapulását, valamint a hengerállvány rugalmas alakváltozását figyelembe véve számol, továbbá a hengerlés közben kialakult állandósult állapot segítségével alkalmas a hullámosság kimutatására is. Megbízható modellezés alkalmazásával a hengerlési folyamatot befolyásoló paraméterek és a lemez geometriai paraméterei között közvetlen függvénykapcsolat határozható meg, ami alapja lehet a hengerlés on-line szabályozásának.

Irodalomjegyzék

- [1] Loewy Robertson (1981) *VIDIPLAN – Automatic shape control for rolling mills*
- [2] Voith Márton (1998) *A képlékenyalakítás elmélete nagy alakváltozások tana*, 289. p.
- [3] Pálincás Sándor, Krállics György, Bézi Zoltán (2013) *Modelling of Crown on Cold Rolled Aluminium Sheet*, Materials Science Forum 752, 115-124. pp.
- [4] MSC Software. Marc (2011) *Volume A: Theory and User Information*



THE TOPOLOGICAL CHANGE OF CARBON NANOTUBE STRUCTURES UNDER LOADING TENSILE

PATAKI Tamás, KERESZTES Róbert PhD

Institute for Mechanical Engineering Technologies, Szent István University

pataki.tamas@gek.szie.hu

Abstract: We examined the behaviour of carbon nanotubes, and their structures. These structures under tensile forces begin to deform naturally. But this deformation consists of two major parts. One is a topological deformation, which characterizes the change of the bond angles. The other is the real strain increasing the bond length. Normally the structure of carbon nanotubes is built up on graphene surfaces. The graphene structure is designed, so the neighbour atoms are located on a circle of 1.4 angstrom ($\text{\AA}$), at 120 degrees. With the developed calculation method I found that under the modelled strain the bond angles change their structure first, and then it will be followed by the change of the bond length.

Keywords: nanotube, graphene, bond degree, bond length, tensile strength

1. Introduction

The topology of nanotube has been investigated [1-3]. How to build up, and therefore what type of electrical properties have they [3]. These tests and studies have shown the ground state of build structures. The nanotube can have different chirality, and of course, not only the electrical properties change but also mechanical and the tribological properties too [4-14]. These changes were calculated in single-walled nanotubes molecular mechanics methods [4, 5, 15-17]. On a super square network were calculated deformations and distortions. This calculation was made of the structure as a whole [16-21]. The individual bonds did not cover in detail.

2. Methods & Materials

Neither method was specified what kind of changes pass off under load. The articles found in the literature do not cover the length and angle of the joints. These parameters can be changed under load. The original structure changes continuously until it reaches the point when it breaks. The nano tubes due to the elongation of two parts, one for the bond angles and bond lengths of the other changes. The angles are easier to change, they change first, then the harder varying lengths will lengthen. At the beginning the bonds are 1.4 angstrom ($\text{\AA}$), and the bonding angles are 120 degrees. On the figures (fig. 1-4) you can see the changing of the bond angle and the bond length.

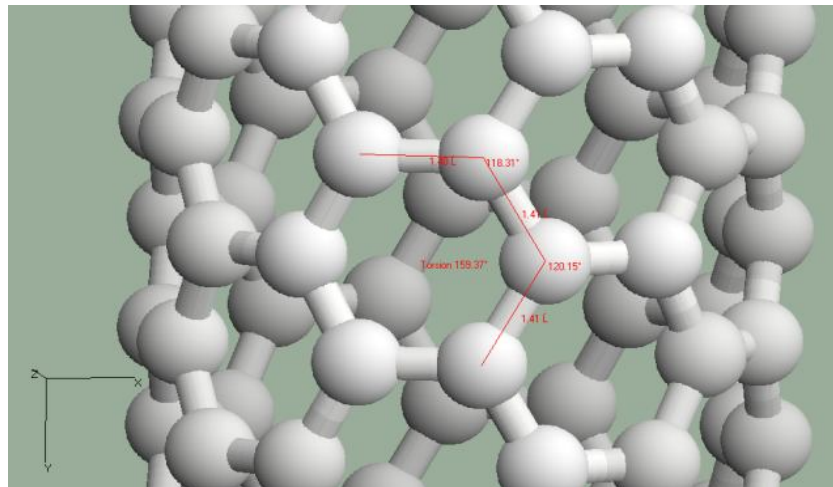


Fig. 1.: Basic structure

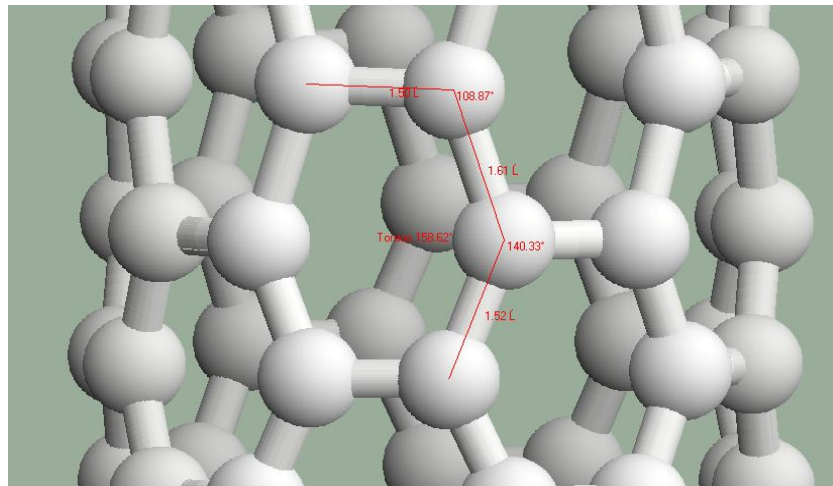


Fig. 2.: 400 step (4 nm)

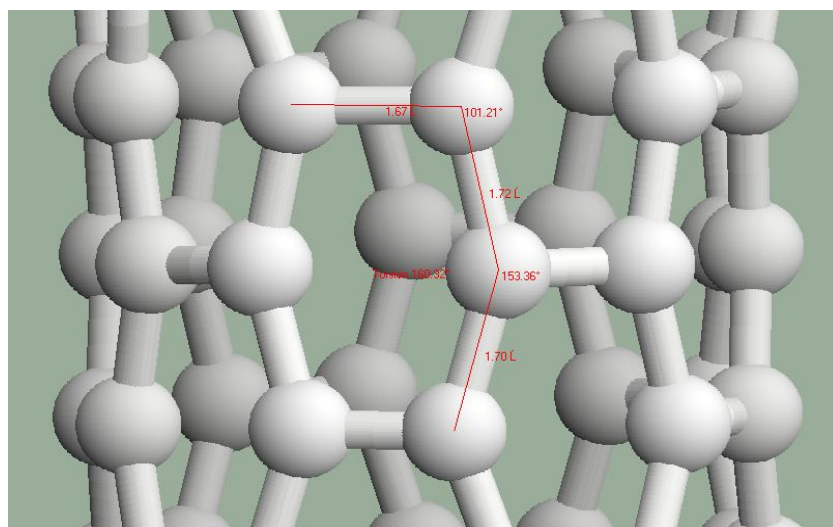


Fig. 3.: 600 step (6 nm)

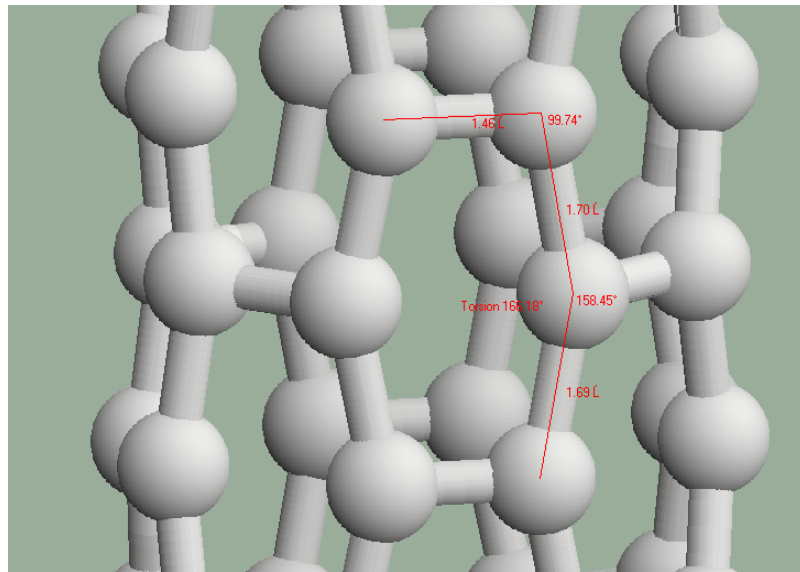


Fig. 4.: 879 step (8,79 nm) Before it's broken

The table (tabl. 1) shows changes taking place during the entire process. And this can you see on the two graphs too. (fig. 5-6)

Table 1.: The collected datas

step	Angström	degree_1	degree_2	mean distance
0	0	119,86	120,17	1,4
100	1	116,28	126,75	1,41
200	2	114,63	131,13	1,41
300	3	111,92	135,68	1,43
400	4	108,87	140,33	1,46
500	5	105,55	147,29	1,51
600	6	101,21	153,36	1,59
700	7	100,85	155,74	1,63
800	8	100,26	157,13	1,69
879	8,79	99,78	158,45	1,71

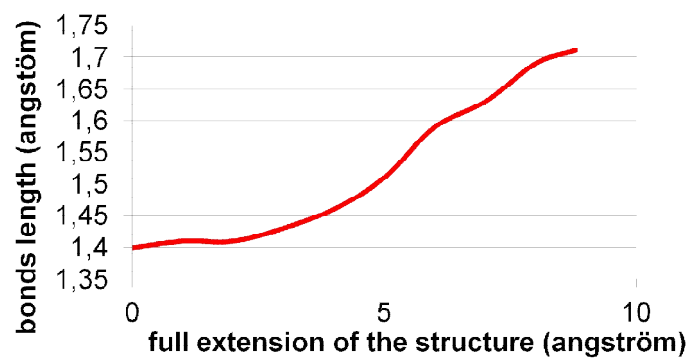


Fig. 5.: Changing of bond length

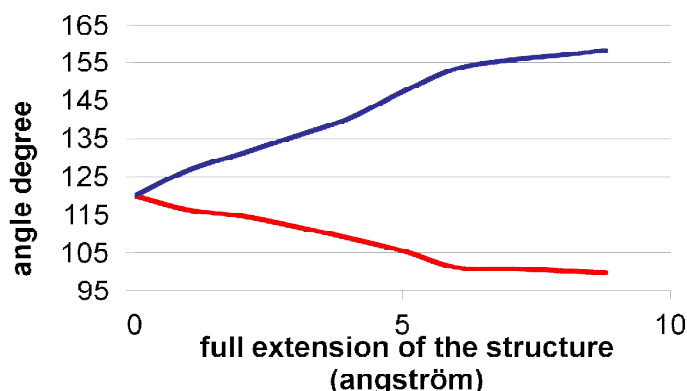


Fig. 6.: Changing of bond degree

References

- [1] Li, C.Y., Chou, T.W.: Elastic moduli of multi-walled carbon nanotubes and the effect of van der Waals forces. *Compos. Sci. Technol.*
- [2] Li, C.Y., Chou, T.W.: Single-walled carbon nanotubes as ultrahigh frequency nanomechanical resonators. *Phys. Rev. B* 68, 073405 (2003)
- [3] Li, C.Y., Chou, T.W.: Elastic properties of single-walled carbon nanotubes in transverse directions. *Physical Review B* 69, 073401 (2004)
- [4] Li, C.Y., Chou, T.W.: Modeling of elastic buckling of carbon nanotubes by molecular structural mechanics approach. *Mechan. Mater.* 36, 1047–1055 (2004)
- [5] Li, C.Y., Chou, T.W.: Mass detection using carbon nanotubebased nanomechanical resonators. *Appl. Phys. Lett.* 84(25), 5246–5248 (2004)
- [6] Mátyás ANDÓ, Gábor KALÁCSKA, Tibor CZIGÁNY: Development and Examination of different cast polyamide 6 composites. *Synergy and Technical Development, Gödöllő 2009* 06-199 1-6p.
- [7] Matyas ANDO, Gabor KALACSKA, Tibor CZIGANY: Development of magnesium catalyzed polyamid 6 matrix composites. *Erősített Műanyagok 2008 Nemzetközi BALATON Konferencia, Keszthely 2008b.* 1-9 p.
- [8] 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.
- [9] Kalácska Gábor, Andó Mátyás, Deák Ferenc, Sárosi Gyula: Öntött poliamid 6 alapú nano- és mikro kompozitok fejlesztése különleges gépészeti alkalmazásokhoz. *MTA AMB Kutatási és Fejlesztési Tanácskozás. Gödöllő, SZIE Gépészmérnöki Kar - FVM Mezőgazdasági Gépesítési Intézet, 2007. 3. kötet* 195-199 p.
- [10] Andó Mátyás, Kalácska Gábor, Czigány Tibor: Öntött poliamid 6 kompozitok vizsgálata és anyagfejlesztése. *MTA AMB Kutatási és Fejlesztési Tanácskozás. Gödöllő, SZIE Gépészmérnöki Kar - FVM Mezőgazdasági Gépesítési Intézet, 2008. 1. kötet* 251-255 p. Agrawal P.M., Sudalayandi B.S., Raff L.M., Komanduri R., *Comput. Mater. Sci.* 41:450-45, 2008a.
- [11] G. Kalácska, L. Zsidai, R. Keresztes, A. Tóth, M. Mohai, J. Szépvölgyi.: Effect of nitrogen plasma immersion ion implantation of polyamide-6 on its sliding properties



- against steel surface. *Wear* 290-291. (2012) pp. 66-73.
- [12] Kalácska G. (2013): An engineering approach to dry friction behaviour of numerous engineering plastics with respect to the mechanical properties. *eXPRESS Polymer Letters* Vol.7, No.2 (2013) pp. 199-210. DOI: 10.3144/expresspolymlett.2013.18
- [13] G. Kalácska, L. Fazekas, R. Keresztes, A Tóth, J. Szépvölgyi: Cold flame-sprayed and oil-impregnated porous metallic coatings. Elsevier. *Applied Surface Science*. 257 (2011) pp. 9532-9538.
- [14] Keresztes R., Kalácska G.: Research of machining forces and technological features of cast PA6, POM C and UHMW-PE HD 1000. = *Sustainable Construction & Design*. 2010. Vol.1. p. 136-144. ISSN 2032-7471, ISBN 978-9-49072-600-3
- [15] Li, C.Y., Chou, T.W.: Vibrational behaviors of multiwalled carbon- nanotube-based nanomechanical resonators. *Appl. Phys. Lett.* 84(1), 121–123 (2004)
- [16] Pan, Z.W., Xie, S.S., Lu, L., Chang, B.H., Sun, L.F., Zhou, W.Y., Wang, G.: Tensile tests of ropes of very long aligned multiwall carbon nanotubes. *Appl. Phys. Lett.* 74(21), 3152–3154 (1999)
- [17] Zhou, L.G., Shi, S.Q.: Molecular dynamic simulations on tensile mechanical properties of single-walled carbon nanotubes with and without hydrogen storage. *Comput. Materi. Sci.* 23, 166–174 (2002)
- [18] Yakobson, B.I., Campbell, M.P., Brabed, C.J., Bernholc, J.: High strain rate fracture and C-chain unraveling in carbon nanotubes. *Comput. Materi. Sci.* 8, 341–348 (1997)
- [19] Li CY, Chou TW. A structural mechanics approach for the analysis of carbon nanotubes. *Int J Solids Struct* 2003;40:2487–99.
- [20] Liu B, Huang Y, Jiang H, Qu S, Hwang KC. The atom-scale finite element method. *Comput Method Appl M* 2004;193:1849–64.
- [21] Liu B, Huang Y, Jiang H, Qu S, Yu MF, Hwang KC. Atomic-scale finite element method in multiscale computation with applications to carbon nanotubes. *Phys Rev B* 2005;72:035435.



HOT GAS POWDER SINTERING IN 3D PRINTING

STAŠ Ondrej PhD, GONDÁR Ernest PhD

Faculty of Mechanical engineering, Slovak University of Technology

ondrej.stas@stuba.sk , ernest.gondar@stuba.sk

Abstract: One way to manufacture products, used mainly in the production of prototypes or unique products, is the way of 3D printing facilities, where melting, laser sintering, or joining with adhesive forms the shape of the product. These devices are machines with adjustable head positioning technology and material feeder. Currently, the most widely used is 3D printing equipment with powder materials working with the laser sintering or melting. These devices are preferred, despite its cost, but proposing a simple and reliable application. This article describes the principle of hot gas sintering with developed 3D printing equipment.

Keywords: Control system, 3D printing, hot gas sintering, powder sintering .

1. Introduction

The technical solution relates to a device for 3D printing of parts from composite powder materials using plastic dust arising primarily in the manufacture and recycling of plastics parts production and sintered using hot gas. The technical solution falls within the powder metallurgy, composite materials and rapid prototyping technology.

Dust proportion of plastics, generated in the production of plastics, but mostly suspended as the proportion from recycling mills, is considered as technological waste. Technological waste is in addition also the remains after machining of products. Even the quality of the waste is often comparable to the original material, the processor is milling it in a recycling mill and in the form of pulp, it continues to be used for the initial use. When processing dust share of recycling mills, however, there is the risk of fine-grained material degradation, it must be beware of rapid plastification on the screw of the injection facilities. The cost to produce them is logically dependent on the complexity of produced parts. During sintering, it is necessary to consider the large volume changes. Another problem is the oxidation at higher temperatures, at which the plastics particles are transformed into plastics molten state. Several kinds of plastics are susceptible to degradation due to atmospheric exposure. These problems can be largely eliminated by using rapid prototyping technology. It aims to produce prototypes of parts, molds or patterns. Product arises by applying thin layers on a base plate. One approach is the rapid prototyping technology of plastics sintering method. The starting material is in powder form. The first step is applying a thin layer of sintered material using a laser beam to control the shape, the laser head movement is controlled by CAD-CAM system. After sintering, the layers shrink, t they are thinner in comparison to coated layer [1]. Total shrinkage of work piece influences the over process, the shrinkage in production of one cycle must be compensated and divided into several stages according to the number of layers. The small volume of one layer is leading to less residual stress. This effect has a positive impact, especially in complex shape of parts with large cross-section changes and with the indentation.. Sintered product must be protected from oxidation by applying inert gas [2].

2. Material description

The material used in this technology, is blend of PP and graphite. The blend consisted of 12,5 %, 18,6% and 26,5% of graphite in the mixture. The consistence of the bland is shown in Fig. 1. PP was obtained as material from recycling mills, sifted to obtain grains of dimensions less than 0,5 mm.

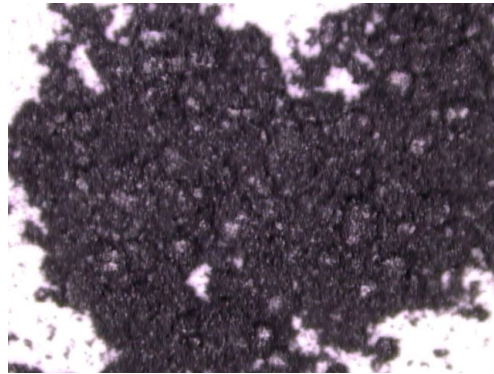


Figure 1 26,5 % graphite in PP blend

The grains of graphite were of the size less than $13\mu\text{m}$. PP is used as bonding part of the compact.

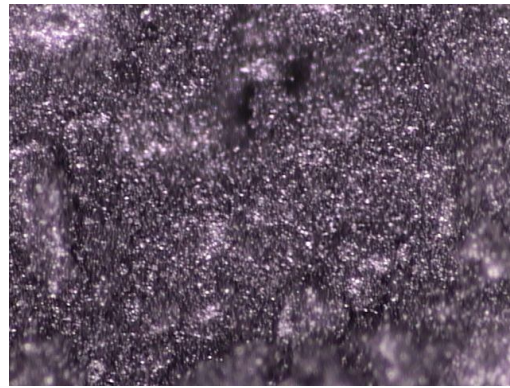


Figure 2 Compact after 3D printing using hot nitrogen

The final structure of surface obtained after 3D printing using hot nitrogen can be seen in Fig. 2. There can be seen smooth structure of the surface, where the process of material degradation is not so significant, because of protective effect of nitrogen atmosphere. Comparing to Fig. 3 where the structure is not so homogeneous, which is caused by the degradation of material in open air, where the process of burning can be observed. Therefore it is recommended to use protective atmosphere of nitrogen in this technology process [3] .

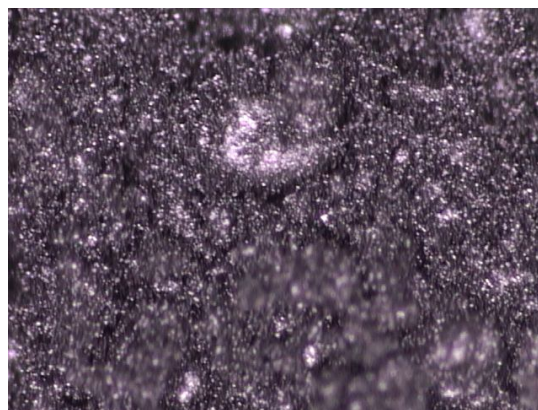


Figure 3 Compact after 3D printing using hot air

3. Technical solution

Above shortcomings are removed by the equipment for 3D printing of parts from composite powder materials according to this article. Solution consists of the device for 3D printing, of parts from composite powder material. 3D printing positioning system is mainly made up of a 2D pointing mechanism, head technology and rolling mechanism. 2D positioning mechanism consists of six controllable axes carried by six independent motors. The scheme of the device can be seen in Fig. 4. Axes are carrying out the movement in two-dimensional space.

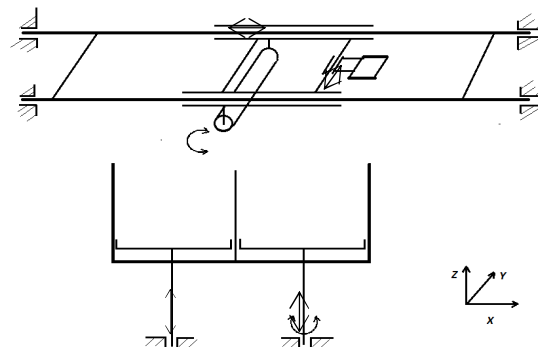
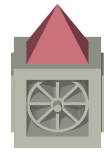


Figure 4 Kinematic scheme of 3D printing engine

Head technology ensures melting of powder mixture, its movement is ensured by two DC motors with incremental encoder for precise positioning. The axes are made by mechanical shift, engine torque is transmitted by toothed belt. The axes are mechanically linked, respectively movement of each axis affects the final position of technological head located on one of the axes. Under the 2D head positioning mechanism and technological head, besides implementing major axes of head motion, is arranged storage of composite powder material with extrusion mechanism, and it is located next to the modeling space with bunk beds with a positioning mechanism in a vertical plane, which move in the positive or negative direction and representing the spatial structure of the final product. The bed is positioned by stepper motor whose torque is transferred into linear helix. The actual bed is able to perform rotational motion in both directions around the vertical axis of positioning mechanism. It is implemented by a stepper motor. Its mission is to create smooth rounded shapes in combination with head positioning system. The Rolling mechanism moves only in one horizontal direction. Powdered material is transferred using the rolling equipment, from storage of material towards the bed. The layer is adjustable by extrusion mechanism controlled by a stepper motor with a screw to transfer to linear motion. In the process of sintering, the bed combines movement in the negative direction and the extrusion storage mechanism in the positive direction to create a material difference in height between the materials located in the reservoir and the surface (plane) of just sintered layer in bed. Positive direction of movement is defined by the right hand rule. Height difference is created by filling the powder with a rolling mechanism. Rolling mechanism consists of a cylinder driven by a stepper motor, the speed is adjustable. During the rolling, technological head is off, thus sintering process is disconnected. Rolling mechanism is connected to the main positioning system of technology operations, roller motion is carried by the positioning system.

Property of 3D printing parts from composite powder materials can be used with a technological head supplying hot gas for operation of sintering.

The first design of technology head is designed as a rectangular-shaped area, which is divided



into two chambers connected to nozzle allowing passage of gas. It is presented in Fig. 5. The first chamber heats the gas supply with heated element whose output is adjustable. The heated gas passes through a nozzle in the second chamber, where the temperature sensor Pt 100 is placed, which is used for temperature measurement. Control algorithms are applied to regulate electric heater to achieve the necessary temperature for different gas flow rates. The results of the second chamber are delivered to nozzle, where the gas stems to the powder mixture. Each axis of the device is controlled from a central control unit, where the firmware is applied. It consists of instruction set which includes the direct control of individual axes and technological head, instructions on adjusting individual parameters such as speed, accuracy, temperature, etc.

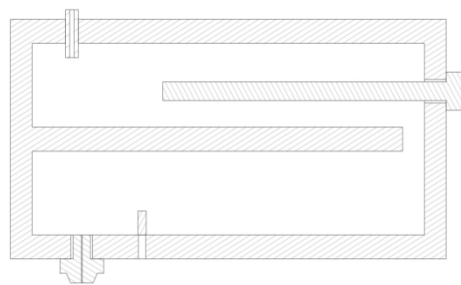


Figure 5 Scheme of technology head for hot gas sintering

The resulting 3D printing code is created in the program, whose mission is the generation of CAD models, online control of equipment, adjusting device, but also serves as an interface of HMI for the device. The device communicates with the connected PC via USB interface.

Second design of the technology head consists of the external body housing, the place of mixing chamber and a gas inlet. It can be seen in Fig. 6. Part of the nozzle, which is part of its input, partly inserted into the mixing chamber is provided with electric heating element. From a structural point of view the outer body builds retaining body through which inputs the power supply. The working fluid for technology head is air or nitrogen.

4. Technical demonstrations

The example of a specific embodiment of the invention described in this article is 3D printing device for printing parts from composite powder materials wherein one component is dust (PP) or (PET) plastics and graphite powder, and it is shown in Fig. 5 and Fig. 6.

The equipment is suitable and designed for methods of 3D printing the powder mixture by sintering in stages at layered concepts of composite materials in which one component is a plastics material powder and a second component is thickening metal or nonmetal material [4]. Stage sintering is provided by predefined programmed contours and areas for each layer, which is exposed to the action of the plasticization temperature, where the heat transferred fluid is heating the surface of material while at the same time it is creating a protective atmosphere[5].

First Device for 3D printing the parts of composite powder materials is formed by 2D positioning mechanism. Property 3D printing parts of composite powder material is applied technological head 2 in the working medium of hot gas and visualized in Fig. 5. Second one consists, demonstrated in Fig. 6, of outer body (5), where is located a mixing chamber (4) with inlet of gas (7). Nozzle (1) is part of its entrance, partly inserted into the mixing chamber and outlet sections from the mixing chamber to the outer housing. The working fluid for this

technology head is air or nitrogen.

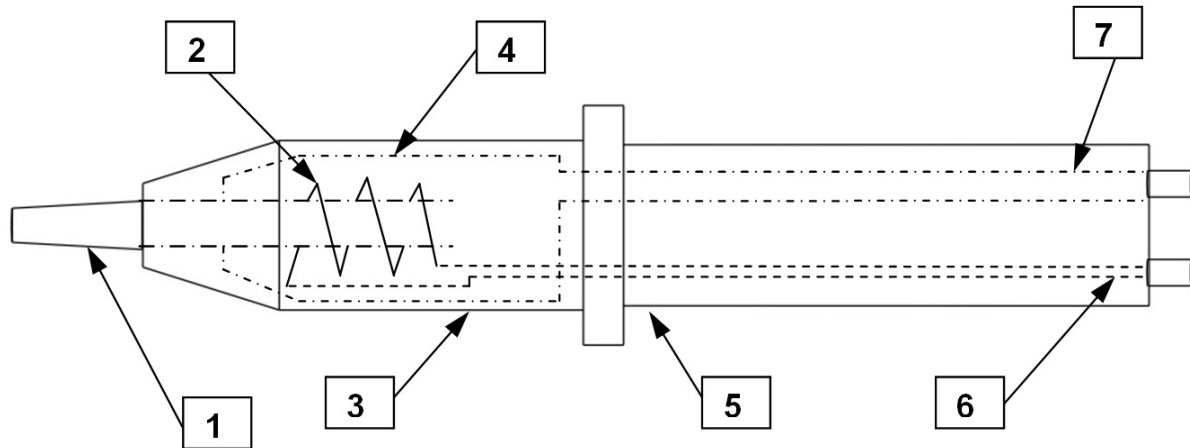


Figure 6 Different design of technology head for hot gas sintering

The technology for hot gas sintering can be summarized in these several parts, that correspond to the patent application, that was submitted after research in the field of 3D printing technology using hot gas sintering.

First, 3D printing device components of composite powder materials, characterized in that it is made of a 2D positioning mechanism of a technological head in the horizontal plane, the technology head with a working medium hot gas, with rolling mechanism and underneath material storage with the composite powder material with extrusion mechanism in the vertical plane and placed next to the chamber with a bed and a tilting mechanism [6].

Second, 3D printing device of composite powder material components is characterized in that the bed is rotatable about a vertical axis positioning mechanism.

Third, 3D printing device of composite powder material components is characterized in that the rolling mechanism is moving in only one axis of the horizontal plane.

Fourth, 3D printing device of composite powder material components is characterized in that the technological head with a working medium - hot gas consists of a first chamber with power heating element and supply of the fluid, second chamber is provided with temperature sensor and the .

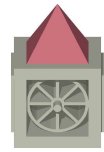
Fifth, 3D printing device of composite powder material components is characterized in that the technological head with a working medium injects the hot gas to the place of a mixing.

Sixth, 3D printing device of composite powder material components is characterized in that the outer body follows the fixing element, through which is led the input of electricity.

Seventh, 3D printing device of composite powder material components is characterized in that the working medium of technological head is air or nitrogen [7].

5. Conclusion

This article describes new patented technology head for the process of 3D printing using hot gas sintering of recycled plastics material. The technology is suitable for sustainable manufacturing, where the waste material from the production can be used. This technology uses low cost equipment and proposes wide use in rapid manufacturing. The technology depends on the type of material, therefore for each of them, new tests must be made. This is one of the disadvantages of this technology, but can be overridden and proposes more advantages, of course after managing the technology. This technology process seems to be



one part of the future manufacturing, where the process will not depend on the used material for 3D printing, such it happens nowadays.

Acknowledgement

Preparation of this paper was supported by the Research and Development Operational Programme of the European Union's ERDF through the project Centre of Competence in New Materials, Advanced Technologies and energy, ITMS 26240220073.

References

- [1] Gurr, M., Mülhaupt, R., *Polymer Science: A Comprehensive Reference*, Rapid Prototyping, Pages 77–99, 2012..
- [2] Pham, D.T, Gault, R.S, *A comparison of rapid prototyping Technologies*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Volume 38, Issues 10–11, Pages 1257–1287, October 1998.
- [3] Kirchhof, M.J. , Förster, H., Schmid, H.-J. , Peukert, W., *Sintering kinetics and mechanism of vitreous nanoparticles*, Journal of Aerosol Science, Volume 45, Pages 26–39, March J.
- [4] Hupa, M., Skrifvars, B.J., Moilanen, A., *Measuring the sintering tendency of ash by a laboratory method*, Journal of the Institute of Energy, Volume 62, Issue 452, Pages 131-137, September 1989.
- [5] Saber-Samandaria, S., Grossa, K. A., *The use of thermal printing to control the properties of calcium phosphate deposits*, Biomaterials , Volume 31, Issue 25, Pages 6386–6393, September 2010..
- [6] Staš, O., Gondár, E., Tolnay, M., Surový, P., *Adaptation of control system for 3D printing device with the use of hot gas powder sintering*, Applied Mechanics and Materials Vol. 282 (2013) pp 242-245, Trans Tech Publications, Switzerland..
- [7] Staš, O., Gondar, E., Kovacik, R., Surovy, P., *3D printing device with the use of hot gas powder sintering*, In: ERIN. - ISSN 1337-9089. - Roc. 5, num. 7 (2012), pp. 24-26.



OBJECTIFICATION OF QUALITY PARAMETERS OF ROBOTIC STRUCTURES

STAŠ Ondrej PhD, TOLNAY Marian CSc

Faculty of Mechanical engineering, Slovak University of Technology

ondrej.stas@stuba.sk , marian.tolnay@stuba.sk

Abstract: Article describes the method of objective evaluation industrial robot quality, where is necessary to quantify chosen parameters, mathematically describes dependencies between physical values and express their value in non dimensional form. Presented theory of functional similarity was applied for comparison of three industrial robots construction. New method proposes more objective criterion of quality in comparison of physical similarity and is more general, because it does not demand geometrical similarity.

Keywords: Robot objectification, criterion functions, industrial robots, quality parameters.

1. Introduction

Quality is the comparative category that makes sense only when we are able to satisfy a given need comparing at least two products. Quality can be understood as a summary of expressing the ability of the product to perform the functions for which it is intended. At the same time taking into account economic indicators of the product, its accessories, equipment, spare parts and so on. As well as assumptions of manufacturer who produces the services associated with the use of the product. Quality of product is essential given's, which is different from the product with the same determination as to the utility value (level of performance). Product quality can be assessed only in relation to the product that meets the same or similar value. The concept of quality is understood here in its broadest sense as the quality of the philosophical sense as opposed to the quality of the production design. The quality of the production versions are expressed in terms of product quality conformity at the time of his final inspection of the quality prescribed in the technical documentation.

The quality of construction can also be assessed on the basis of indicators - quality parameters. Quality parameters can be divided into aspects (groups): functional, structural, technological, operational, economic and social.

Quality metrology is one of the theoretic of robotics, focusing on the theoretical basis for determining the quality of industrial robots and quantitative methods for evaluation of quality robots and also the use of these methods in the design, execution, and application of robots. Indicators characterizing the conditions of use of robots can be divided into groups:

- a) Purpose (useful for the design of robotic workstations),
- b) structure - the structure of mechanical assemblies,
- c) economic.

Quality assessment for such views necessarily requires the classification of basic design and operational characteristics of the robot (the quantitative determination of the main characteristics of robots), allowing an objective assessment and comparison between different industrial robots kinematic structure of a particular structure type dimensions respectively. This effort to assess objectively the quality is usually not without susceptibility of introducing subjective opinions of assessed properties, respectively types of evaluation of design solutions. To objectively quantify the quality parameters of robot must therefore apply the



method of mathematical modeling and experimental investigation, which are much more objective assessment.

One of the methods of quantifying industrial robots parameters is their optimization. Optimization of industrial robot construction can be performed from different aspects, from the weight aspect, from functional aspect or from economical aspect. Main aim of this optimization is improvement of construction (increase of utility parameters), of which increase of costs will correspond to economical viable quality. Here becomes problem in estimation of base classification markers and characteristics of industrial robots, which would quantify properties of industrial robots and allow objective classification and robot comparison of different construction. This evaluation process is very difficult and is carrying subjective view, the whole process can be corrupted. The only one reliable way of objectification of qualitative parameters is application of mathematical modeling methods and experimental monitoring.

According to the authors of works [1], [2], the construction of industrial robots can be assessed according to the characteristics grouped into groups according to various aspects. The group of parameters describing the quality of construction of an industrial robot can include [3]:

Functional parameters:

- a) weight of manipulated object,
- b) acceleration of end element,
- c) handling space / size and shape,
- d) kinematic structure and the number of degrees of freedom,
- e) repeatability precision of positioning control system and sensory equipment,
- f) weight of robot mechanical part,
- g) type of drive,
- h) degree of standardization and inheritance structures,
- i) compatibility and so on.

Technological parameters:

- a) Technological structures,
- b) demands on precision execution,
- c) demand for construction materials,
- d) demands on transport and storage,
- e) technological continuity of the current Production.

Operating parameters:

- a) Design versatility,
- b) servicing requirements, software equipment, the number of programming steps,
- c) mechanical reliability and control system,
- d) environment resistance (system stability),
- e) spatial complexity,
- f) energy consumption and efficiency,
- g) service.

Economic parameters:

- a) Relation to complex automation,



- b) economic efficiency and investment return,
- c) operating costs for maintenance, repairs, training of personnel, and so on,
- d) life cycle.

Other parameters:

- a) Safety (active and passive),
- b) environmental impact,
- c) ergonomic parameters and design,
- d) sociological aspects.

For objective quality evaluation of industrial robots, it is necessary to quantify monitored parameters, mathematically describe relations between physical values and express their value in non dimensional form. Theory of functional similarity, which was applied by author [1] to construction of industrial robots in work [2], proposes more objective criterions of quality in comparison to physical similarity, it is more general, because it does not demand geometrical similarity.

By theoretical analysis of industrial robot construction parameter objectification presented in works [2], [4] was obtained followed criterions:

a, Weight criterion

$$K_m = \frac{m}{\rho} \cdot \frac{\sigma_p^{\frac{3}{2}}}{Q \cdot a} \quad (1)$$

b, Stiffness criterion

$$K_k = \frac{Q \cdot g}{E \cdot l \cdot p} \quad (2)$$

c, Stiffness criterion from load aspect

$$K_Q = \frac{g}{p \cdot E} \cdot \sqrt{\frac{Q \cdot \sigma_p}{a}} \quad (3)$$

d, Complex criterion

$$K_a = \frac{Q^2 \cdot V \cdot a \cdot g \cdot \rho}{l^3 \cdot m \cdot E \cdot p \cdot \varepsilon \cdot \sigma_p} \quad (4)$$

where :

Q is weight of manipulated object (kg)

a is reached acceleration (m·s⁻²)

V is manipulation space of robot (m³)

m is weight of mechanical robot part (kg)

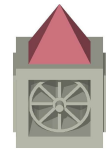
l is reference dimension (for example the length of robot arm) (m)

ρ is the density of construction material (kg·m⁻³)

E is elasticity module (MPa)

p is precision of positioning (m)

Evaluation of mechanical construction part of industrial robot by theory of functional similarity, authors have been performed on constructions, which was available at university workplace, they had uniform drive, compliant cylindrical positioning system and discrete control system of movement sequence [5]. Main required parameters for analysis execution are presented in table 1. Types and manufacturers of monitored robots are not published from the reason commercial cause. Computed values of separate criterions for monitored construction types are presented in table 2.



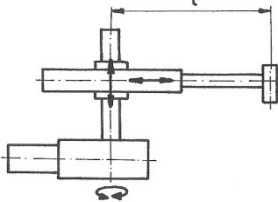
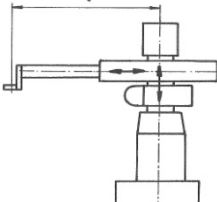
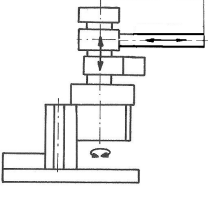
2. Conclusion

Weight criterion K_m indicates between weight of mechanical robot part and its load capacity. Higher quality of construction introduces its lower value. Order of evaluated robots is as followed: the best results are for construction No. I. The worst is construction No. III.

Stiffness criterion K_k gives value, which robot mechanical construction is the best from the aspect of stiffness. Its higher value means higher quality. Order of construction according to this criterion is as : the best values are reported in construction No. II. and the worst was construction No. III.

From table 2 results, that this order is corresponding to order of manipulators ordered by the criterion K_Q , which express the stiffness from the aspect of weight. Boundary or optimal values of K_m , K_k , K_Q criterions can be estimated by analysis of bigger amount manufactured manipulation robot construction in given kinematic structure and given type of drive.

Table 1 Robot parameters

Monitored parameter	Construction of manipulation part		
	 No. I.	 No. II.	 No. III.
m (kg)	40	340	742
Q (kg)	2	2x5	(2) x 6,5
l (m)	0,62	1,30	1,57
V (m ³)	0,026	2 x 0,07	(2) x 1,35

The whole quality of industrial robots is expressed by complex criterion K_a whose order is as: No. III, No. II and No. I.

To this corresponds also the order of industrial robots according to price: No. III- 0,0131 mil. EUR, No. II.- 0,00923. mil. EUR a No. I.- 0,00283 mil. EUR.

Complex criterion evaluates overall quality of robot, because of this it can happen, that the construction of appropriate robot is not the best from given set, but by given complex criterion is the best. This criterion happened in evaluation of robot No. III.

Complex criterion K_a can be supplemented by monitored parameters, which corresponds different specific characteristics of construction. This spreading automatically increases objectivity of own evaluation in fulfillment of condition to modify the criterion into non dimensional form.

Table 2 Criterion results

Construction of manipulation robot part	Criterion			
	weight K_m	Criterion stiffness K_k	Criterion stiffness from load aspect K_Q	Complex criterion K_a
No. I.	0,9501462	1,5069124	5,3262481	0,6147920
No. II.	0,7223603	1,7970020	8,4215370	1,0611368
No. III.	1,06350	0,96390	4,80102	4,411690



Contribution shows the possibility of objectification of decision-making processes. In this case, it is the determination of the criteria for determining the suitability of parameters K_i expressing a kinematic structure of industrial robots on employment. For work activities can be chosen following technological operations like coating, welding, installation and manipulation by the quality of industrial robots. Value of specified criteria express the quality of industrial robots. Designed criteria in dimensionless form allow quantify the suitability of any industrial robot kinematic structure for work destination and compare different types of robots among themselves. Future methods, of improving the technical parameters of industrial robots, are finding the optimal solutions. Optimization methods can be viewed from different perspectives, from the perspective of mass construction, operation, respectively economic efficiency of construction and so on. The paper described the optimization method, which improves the quality of construction of industrial robots to the extent the quality of industrial robots quality.

Quality assessment for such views, necessarily requires the classification of basic design and operational characteristics of the robot (the quantitative determination of the main characteristics of robots), allowing an objective assessment and comparison between different industrial robots, their kinematic structure, particular type of structure, dimensions, respectively this effort assess objectively the quality, trying to do so without susceptibility of introducing subjective opinions of properties, respectively types of evaluation and design solutions [6],[7]. To objectively quantify the quality parameters of robot must therefore it was applied the method of mathematical modeling and experimental investigation, which are much more objective assessment.

Acknowledgement

This work was created as a part of the Grant VEGA Ministry of Education no. 1/0274/11.

References

- [1] Vadovic, F. , “*Functional similarity of mechanical construction*” “*Funkcna podobnost strojovych konstrukcii*” , Strojnický casopis, vol. 38, No. 3, pp 344-348, Bratislava
- [2] Tolnay, M., “*Parameter objectification of industrial robot quality by criterion functions*” “*Objektivizacia parametrov akosti priemyselných robotov kritériálnymi funkciami*”, Sixth international conference on the theory of machines and mechanisms, vol. B, pp. 219–223, Liberec.
- [3] Chabadova, L., Malindzak, D., Boroska, J., *The proposal of the methodology for objective steel wire rope selection using the ratio and index based*, The International Journal of TRANSPORT & LOGISTICS, ISSN 1451-107X, 18/10, pp.91 - 100
- [4] Krajcovic, P., *Optimization of construction solution of industrial robots - Optimalizácia konštrukčného riešenia priemyselných robotov z hľadiska kvality*, DP Strojnícka fakulta STU v Bratislave, 1999
- [5] Vadovic, F., *Selected parts from elasticity - Vybrane state z pruznosti* . Edicne stredisko SVST v Bratislave, 1986.
- [6] Hajduk, M., Jencik, P., Jezny, J., Vargovcik, L., *Trends in industrial robotics development*, Applied Mechanics and Materials, Vol.282 (2013) pp.1 -6.
- [7] Olaru, S., *Assisted optimization of the dynamic behavior of the industrial robots with rheological dampers*, WSEAS, ROCOM'08, Hangzhou, China, 6- 8 aprile, 2008.



EMLÉKEZŐ FÉMEK AKUSZTIKUS EMISSZIÓJÁNAK VIZSGÁLATA INVESTIGATION OF ACOUSTIC EMISSION OF SHAPE MEMORY ALLOYS

¹SZABÓ Sándor PhD, ²DARÓCZI Lajos PhD, ²DEZSŐ Beke D.SC.

Modern funkcionális anyagok kutatócsoport, Debreceni Egyetem

TÁMOP-4.2.2.A-11/1/KONV-2012-0036

¹Nyíregyházi Főiskola, Műszaki és Agrártudományi Intézet Műszaki Alapozó, Fizika és Gépágyártástechnológia Tanszék

²Debreceni Egyetem, Természettudományi és Technológiai Kar, Szilárdtest Fizika Tanszék
sg.szabo@nyf.hu

Kivonat: Ni_2MnGa alakemlékező fém termikus és akusztikus jeleit vizsgáltuk az ausztenites $\Leftrightarrow$ martenzites átalakulás közben. Sikeresen modelleztük a mérési folyamatot. A számolt akusztikus jelek kvalitatív megegyeztek a mérési eredményekkel. Az akusztikus és termikus mérési eredmények egybevetése alapján felmerült, hogy az átalakulási folyamat leírásához a korábbi elméleteket célszerű lehet kiegészíteni relaxációs folyamatokkal, továbbá megengedhető lehet a folyamatos, és/vagy csak néhány elemi celláig kiterjedő habitus sík elmozdulás.

Kulcsszavak: emlékező fém, ausztenit, martenzit, rendezett-rendezetlen átalakulás, akusztikus emisszió

Abstract: Acoustic and thermal signals were investigated during austenite $\Leftrightarrow$ martensite transformation of Ni_2MnGa shape memory alloy. Measuring process was modeled successfully. Calculated results correspond with the measured acoustic signals. Properties of acoustic and thermal signals were compared, and it turned out that, common used transformation-models of shape memory alloys can be extended with relaxation processes, successfully. Continuous movement and/or short distance (only up to some elementary cells) shift of boundary sheet between austenite and martensite phase can happen, as well.

Keywords: shape memory alloy, austenite, martensite, ordered-disordered transformation, acoustic emission

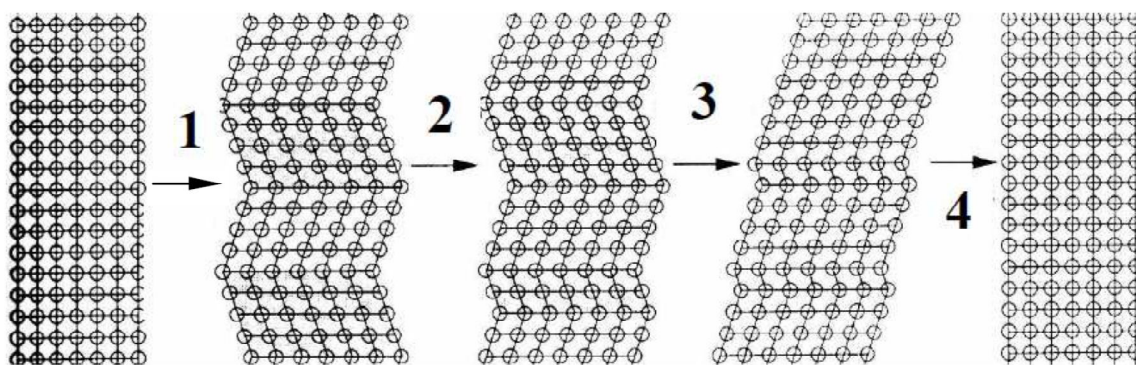
1. Bevezetés

Az 1930-as évektől kezdődően egyre több természettudományos és műszaki kutató laboratórium foglalkozik alakemlékező fémekkel. A jelenség felfedezése óta számos ötvözetben találtak alakmemória effektust. Legjelentősebbek a nikkel, réz és vas alapú, ötvözetek [1, 2, 3]. Az effektust és az emlékező fémeket egyre szélesebb körben alkalmazzák. Számos berendezést, készüléket, eszközt használnak a járműtechnikában, robottechnikában, űrkutatásban, gépiparban, orvostudományban [4]. Az alakmemória ötvözetek átalakulási folyamataival, a belőlük készült eszközök működési mechanizmusával kapcsolatban számos dolog tisztázódott, mégis maradtak nyitott kérdések. Ma is célszerű számos összetett, komplex vizsgálatot végezni a fenti anyagokon abból a célból, hogy a folyamatok kristálytani, szilárdtest fizikai részleteit pontosabban megértsük, és ez által elősegítsük az ilyen anyagok tervezhető gyártását, optimális felhasználását.

1.1. Az alakemlékező fémek átalakulási folyamatainak legfontosabb elemei

Az alakmemória effektus hátterében az ausztenites - martenzites fázisátalakulás található. A gépészetben, a legismertebb ilyen átalakulás az edzhető acélok esetén következik be magas hőmérsékletről történő gyorsűtés során. A folyamat közben egy magasabb fokú szimmetriával rendelkező, ausztenit fázis átalakul a kevésbé szimmetrikus, jelentős belső feszültséggel jellemezhető martenzitté. A magasabb szimmetriájú fázis például, az acéloknál

megszokott módon, lehet FCC szerkezetű, míg az alacsonyabb szimmetriájú fázis lehet például tetragonális. Az átalakulás jól meghatározott hőmérséklettartományban megy végbe, lényegében diffúzió mentes, ezért a kémiai összetétel az átalakulás folyamán lokálisan sem változik. A folyamat során látens hő szabadul fel, vagy nyelődik el attól függően, hogy ausztenit→martenzit, vagy martenzit→ausztenit átalakulásról van szó. Az átalakulás során az ausztenit és martenzit fázis közötti un. habitus sík mozgása valósul meg. A mozgás sebessége a hangsebesség tartományába esik. A folyamat szakaszosan, lavinaszerű ugrásokban megy végbe [5]. Egy-egy front, szakaszos mozgásáért a kristályhibák és a kiemelkedően nagy belső feszültségtérrel jellemezhető tartományokon történő megakadások lehetnek a felelősek. A martenzites átalakulás során több un. martenzit variáns is kialakulhat. Az anyag deformációja során bizonyos variánsok nagyobb mértékben fognak előfordulni mások rovására. Számos anyag esetén fűtés hatására a martenzit visszaalakul a magasabb szimmetria fokú ausztenitté. Mivel ez utóbbinak nincsenek variánsai, ezért a visszaalakulás során az anyag visszanyeri az eredeti alakját. A folyamatot az 1. ábrán vázoljuk. A habitus sík szakaszos mozgása, az egyes tartományok ugrásszerű átalakulása akusztikus emissziós jelek keletkezésével jár együtt.



1. ábra Az alakemlékező fémek működési mechanizmusának vázlata. Egy utas alakmemória effektus. 1: Hűtés, martenzites állapot kialakulása. 2, 3: Deformáció. 4: Fűtés, ausztenites állapot és eredeti alak visszanyerése.

1.1.1. Felmerülő kérdések, a kutatás célja

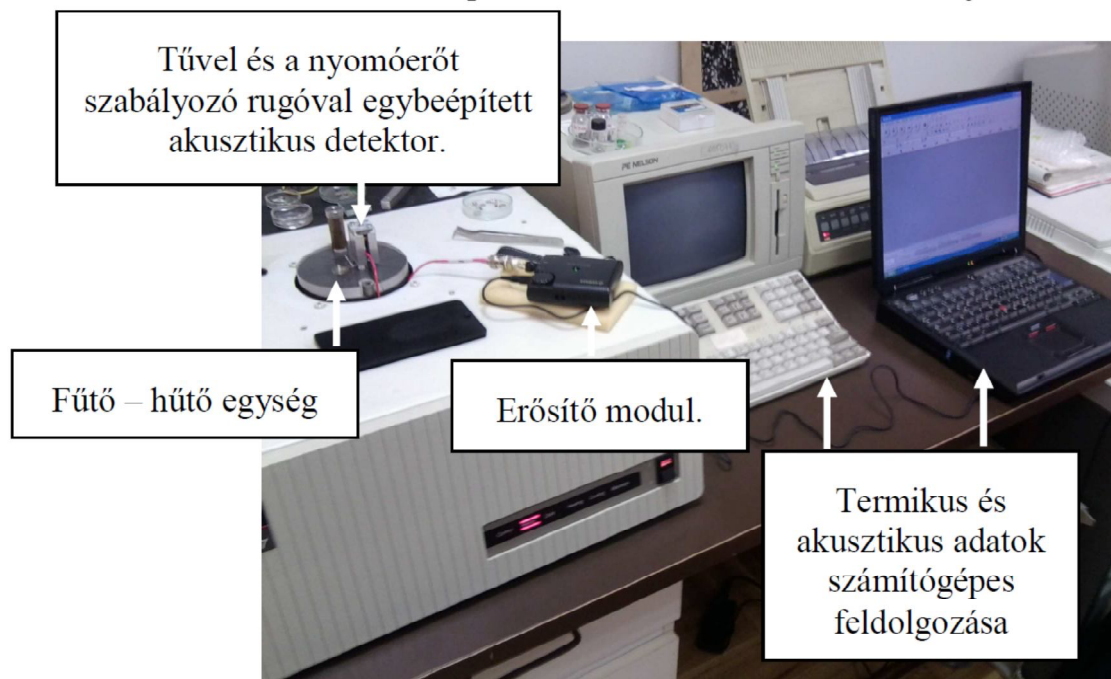
Az alakemlékező fémek akusztikus jeleinek vizsgálata az utóbbi évtizedben egyre nagyobb figyelmet kap, azonban a témakörön belül még számos tisztázni való kérdés merül fel.

- Milyen összefüggés van az akusztikus, mágneses zajok és az elsőrendű átalakulás termikus jelei, továbbá a külső mechanikai terhelések között?
- Függ-e a zaj mértéke, időbeli lefolyása a fűtési-hűtési sebességtől?
- Milyen elméleti modellekkel lehet jellemezni a lezajló átalakulási és mérési folyamatokat?
- Összhangban vannak-e a kísérleti eredmények a különböző elméletek, lavina elmélet, katasztrófa elmélet, Landau elmélet következtetéseivel?
- Milyen agyagmérnöki, gépészeti alkalmazások merülhetnek fel?

Abból a célból, hogy hozzájáruljunk a felmerülő kérdések tisztázásához, egy komplex mérési sorozatot kezdtünk el különböző ferromágneses alakemlékező fémeken. Jelen munkában kiemelünk néhány Ni_2MnGa ötvözetben kapott, akusztikus emisszióval összefüggő eredményt.

2. Kísérletek leírása és modellezése

Az alkalmazott mérőberendezés tipikus összeállítását a 2. ábrán mutatjuk be.

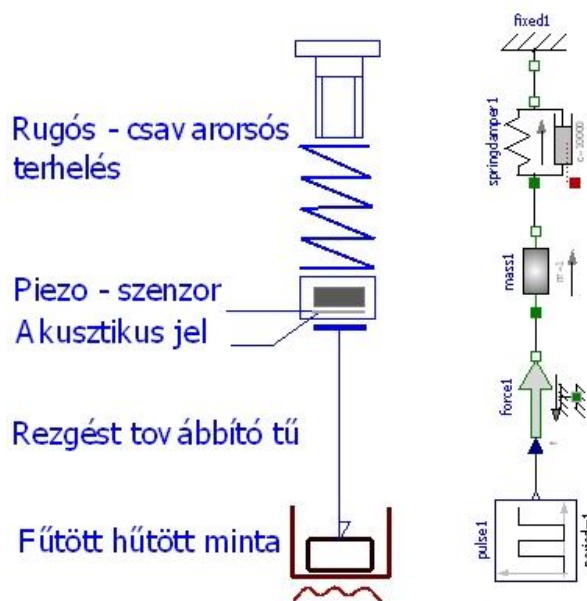


2. ábra A mérőberendezés tipikus összeállítása

125mg Ni_2MnGa egykristály átalakulásait vizsgáltuk. A hőkezeléseket Perkin-Elmer DSC-7 berendezésben végeztük el. Nyomon követtük a fűtésekor és hűtésekor bekövetkező eseményeket. Több ciklusban 40°C -ról 120°C -ra fűtöttük, hűn tartottuk, majd 120°C -ról 40°C -ra hűtöttük a mintát. A legkisebb fűtési/hűtési sebesség 0.1 a legnagyobb $20^\circ\text{C}/\text{perc}$ volt. Az átalakulás hőmérséklettartományára, a látens hőre, az átalakulás dinamikájára és a fajhő változásaira következtettünk. A termikus jelek vizsgálatával párhuzamosan, akusztikus jelek detektálását és gyűjtését is elvégeztük. Az alkalmazott mérőberendezés megfelelt az akusztikus mérés technikában alkalmazott elvárásoknak [6]. A detektor egy 0.8mm átmérőjű acél hullámvezető segítségével, pontszerűen érintkezett a kemencébe helyezett minta felületével. A hullámvezető nyomóerejét 0 és 10N között csavarorsós, rugós előfeszítéssel szabályoztuk.

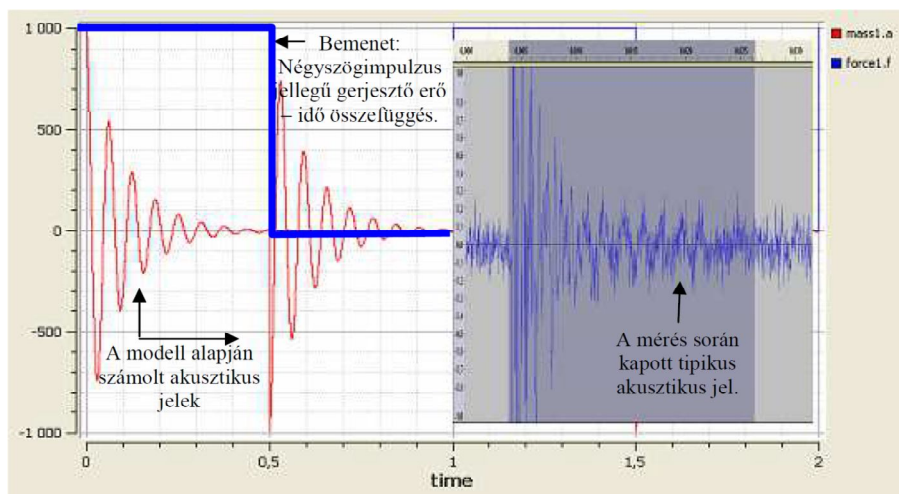
2.1. Az akusztikus jel keletkezésének modellezése

A 3. ábrán bemutatjuk az akusztikus jelek kialakulásának általunk bevezetett egyik sematikus modelljét. A helyes modell kialakítása azért fontos, mert segítségével a vizsgálatok tervezése és kiértékelése során, célirányosan tudjuk kijelölni majd kiértékelni a folyamatokkal kapcsolatos fizikai-műszaki sarokpontokat, mennyiségeket.



3. ábra Az akusztikus jelek kialakulásának sematikus modellje.

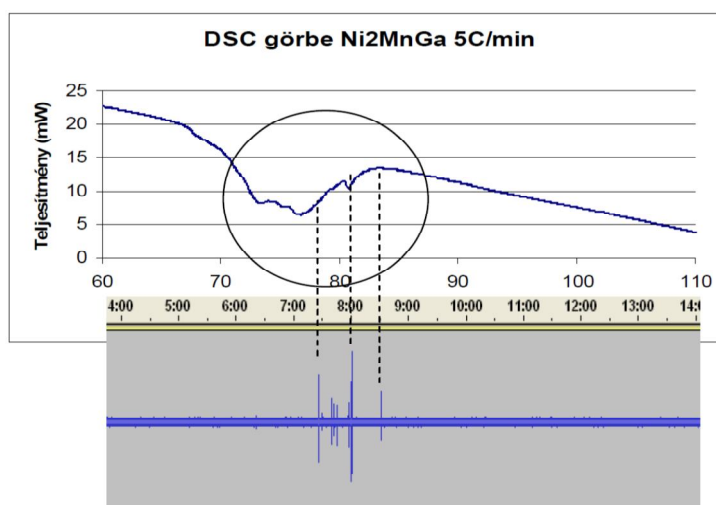
Az ausztenit $\Leftrightarrow$ martenzit átalakulás során a mintában lokálisan, impulzusszerűen megváltozik a szerkezet. Ez impulzusszerű négyszögjellel jellemezhető tranzienst hoz létre a transzformáció közvetlen környezetében. Az erőhatás a rendszer bemeneteként szolgál. Maga a vizsgált rendszer, a Ni_2MnGa mintadarabból, a vele érintkező, pontszerű nyomást megvalósító hullámvezetőből, a piezoelektromos szenzorból, továbbá a nyomóerőt szabályozó csavarorsós, rugós szorításból áll. Ez egy tömeggel sorba kötött, csillapítással ellátott rögzített végű rugóval modellezhető. A modellben szereplő tömeg gyorsulása párhuzamba állítható, a piezoelektromos detektorban elhelyezett tehetetlen tömeg gyorsulásával. Ez a gyorsulás meghatározza a mikrofon belsejében található piezoelektromos érzékelő lemezre gyakorolt erőhatást és a kimeneteken mért, akusztikus jelként értelmezhető feszültség-idő jelet. A 4. ábrán látható, hogy a modellszámolással kapott eredmény kvalitatív jól egyezik a mért jelekkel.



4. ábra. A modell által jósolt és a mérés során detektált akusztikus jelek összehasonlítása.

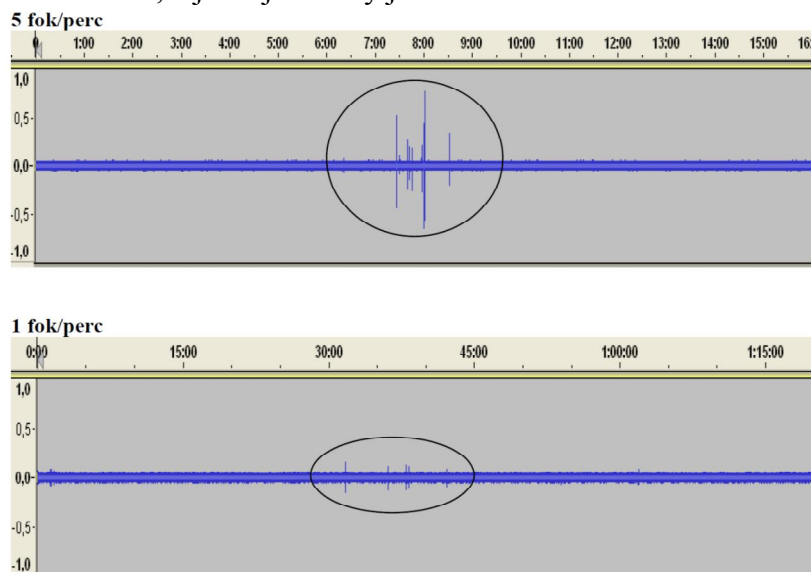
3. Eredmények. Termikus és akusztikus jelek összehasonlítása, diszkusszió.

Jelenlegi munkánkban a mérési eredmények két alapvető jellegzetességére térünk ki. Kiderült, hogy az alkalmazott mérési összeállításban, a termikus átalakuláshoz tartozó látens hő szélesebb hőmérséklet tartományban szabadul fel, vagy nyelődik el, mint amilyen hőmérséklet intervallumban az akusztikus jelek mérhetőek. A látens hő beviteléhez, felszabadulásához tartozó termikus csúcsok és az akusztikus jelek közötti különbség, 0.1 és 20 °C/perc között minden fűtési sebesség esetén tapasztalható volt (5. ábra).

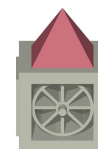


5. ábra. 1°C/percnél nagyobb fűtési sebességek esetén tapasztalt tipikus termikus és akusztikus jelek párhuzamba állítása. A vízszintes tengelyen az idő (perc) és a hőmérséklet (°C) együtt látható.

A fűtési és hűtési sebesség csökkenésével a termikus DSC jelek jól mérhető, elkülönült csúcsokra bomlottak fel. Eközben az akusztikus jelek intenzitása lényegesen lecsökkent. A háttérzajból kiemelkedő csúcsok mennyisége is drasztikusan lecsökkent (6. ábra). A fenti jelenségek a méréstechnika, a jel/zaj viszony javításával kifinomultabban körbejárhatóak.



6. ábra. Az akusztikus jelek amplitúdójának függése a fűtési, hűtési sebességtől.



Ugyanakkor lehetséges magyarázatként az alábbi lehetőségek is felmerülnek:

- Egy hő felvétellel vagy leadással járó átalakulási lépés nem jár feltétlen mérhető zaj jelenséggel. A folyamatokról alkotott korábbi modellek kiegészítéseként elképzelhető hogy egyes esetekben az ausztenit és martenzit fázist elválasztó habitus sík folytonosan, vagy csak egész kicsiny, néhány elemi cellára kiterjedő tartományban mozdul el. Az ilyen jellegű átalakulások elsősorban az alacsonyabb hőmérsékleteken lehetnek jellemzőek.
- Kisebb fűtési és hűtési sebességeknél az anyag egyre nagyobb részére kiterjedhet a fenti tulajdonság, és nem zárható ki, hogy relaxációs, csúszási, kúszási folyamatok le tudják építeni azt a belső feszültséget, amely az akusztikus jelek létrejöttéért felelősek lehetnek.

4. Összefoglalás

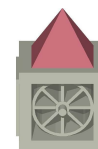
Ni₂MnGa alakemlékező fém termikus és akusztikus jeleit vizsgáltuk az ausztenites ↔ martenzites átalakulás közben. Sikeresen modelleztük a mérési folyamatot. A számolt akusztikus jelek kvalitatív megegyeztek a mérési eredményekkel. Az akusztikus és termikus mérési eredmények összehasonlítása alapján felmerült, hogy az átalakulási folyamat leírásához a korábbi elméleteket célszerű lehet kiegészíteni relaxációs folyamatokkal, továbbá megengedhető lehet a folyamatos, és/vagy csak néhány elemi celláig kiterjedő habitus sík elmozdulás.

Köszönetnyilvánítás

A munka az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretein belül, az Európai Szociális Alap és az Európai Regionális Fejlesztési Alap társfinanszírozásában készült. Pályázat száma: TÁMOP-4.2.2.A-11/1/KONV-2012-0036.

Irodalomjegyzék

- [1] Q. Pan and R. D. James. (2000) *Micromagnetic study of Ni₂MnGa under applied field*. Journal of Applied Physics, 87(9): 4702–4706.
- [2] F. J. Perez-Reche, M. Stipcich, E. Vives, L. Manosa, A. Planes, M. Morin. (2004) *Kinetics of martensitic transitions in Cu-Al-Mn under thermal cycling: Analysis at multiple length scales*. Physical Review B, 69(6): 064101.
- [3] E. Bonnot, L. Manosa, A. Planes, D. Soto-Parra, E. Vives, B. Ludwig, C. Strothkaemper, T. Fukuda, T. Kakeshita. (2008) *Acoustic emission in the fcc-fct martensitic transition of Fe_{68.8}Pd_{31.2}*. Physical Review B, 78(18): 184103.
- [4] P. K. Kumar, Dimitris C. Lagoudas. (2008) *Shape Memory Alloys*, Springer, page 30.
- [5] M. C. Kuntz, J. P. Sethna. (2000) *Noise in disordered systems: The power spectrum and dynamic exponents in avalanche models*. Physical Review B, 62(17): 11699–1170.
- [6] E. Bonnot, E. Vives, L. Manosa, A. Planes, R. Romero. (2008) *Acoustic emission and energy dissipation during front propagation in a stress-driven martensitic transition*. Physical Review B, 78(9): 094104.



TORREFACTION OF THE WHEAT STRAW

SZAMOSI Zoltán, SIMÉNFALVI Zoltán PhD

*University of Miskolc, Faculty of Mechanical Engineering and Informatics Science,
Department of Chemical Machinery*

szamosi@uni-miskolc.hu , simenfalvi@uni-miskolc.hu

Abstract: The goal of that article is to present details one possible thermal treatment on agricultural residues to increase the heating value of its. In Hungary a huge amount of agricultural residues are generating every year. Nowadays the incineration of – for example – the wheat straw is belong directives of the European Union. This causes a new way to fertilize the fields [1]. It means the husbandmen plow the grinded straw with depleting bacteria and N_2 to provide the nutrients for the topsoil. We had a research about how to increase the heating value of the biomass, that paper would like to present the results of the first examinations.

Keywords: agricultural residues, biomass, renewable energy, torrefaction, wheat straw

1. Introduction

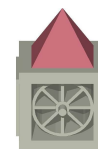
The torrefaction is similar to the traditional heat treatment for metal articles, but it passes off in a pressure vessel at ambient pressure in an anaerobic atmosphere and in a medium-high (about 280°C) temperature. During the treatment the chemical properties and the structure of the molecule are changing. The most reactive part of the wood during that heat treatment is the hemi-cellulose. High hemi-cellulose content causes high reactivity, it means those plants what have relatively high hemi-cellulose content can be treated with that method. Not just the wood, or the residues of the wood. I think the researchers make this technology firstly for wood because the wood is homogen and has low mineral content comparing the agricultural residues. The trees are perennial plants; it can deflate the accumulated minerals while the agricultural residues have no time to make that. It will cause a lot of changes in the parameters of the technology if I would like to adapt to the residues.

The Table 1. shows the average chemical composition of the wood, it has high carbon and oxygen content and low content of minerals. Comparing the chemical composition of the wheat straw the wood has higher carbon and oxygen content while the straw has lower carbon and higher mineral content. These minerals cause some problem during the incineration; the potassium decrease the melting point of the ashes, the Potassium favors generating the slag in the grate what causes significant problems during the combustion; and the reaction of the chlorine generates hydrochloric acid and furans. Most of the Chlorine fly with the ash (fly-ash), the rest goes HCl, and it causes corrosive effects on the inner parts of the boilers [2].

Table 1.: Chemical composition of the wood and the wheat straw

Elements	Average of 11 hardwood ¹	Wheat straw ²
Carbon	50.1%	47.6%
Hydrogen	6.2%	5.8%
Oxygen	43.5%	44.4%
Nitrogen	0.1%	0.68%
Sulfur	<0.05 %	0.08 %
Potassium	-	1%
Chlorine	<0.01	0.24%

¹Tillman et al. (1981), ²Measured in University of Miskolc



2. Thermal treatment of biomass

The torrefaction is a tree-stepped heat treatment technology: a heating, a torrefaction and a cooling section included. Inside the reactor firstly the moisture content evaporates, when the biomass reaches the 200 °C the physically bounded water is released. The temperature reaches the 280°C the de-polymerization of the hemi-cellulose eventuates. The torrefaction liberates the water, as I wrote previously, the volatile organic compounds, and the hemicellulose from the cellulose and lignin [3].

Table 2 At the temperature of torrefaction the hemicellulose degraded into permanent gases, condensable liquids, and solids

Gas phase	Liquid phase	Solid phase
H ₂ , CH ₄ , CO, CO ₂ , C _x H _y , aromatics	Acids, ketones, furans, alcohols, terpenes, phenols, waxes, tenins, water	Char, new sugar structures, new polymers, ash

With all of the polymers happen the dehydration process, it destroys the “OH” groups that are responsible for H₂ bonding the water. This reaction limits the ability to absorb water into the torrefied material [4]. This is a significant feature of the torrefied materials, think about the storage. It lets optionally to store under the sky, without an expensive storage building.

The usage of the biomass would be a great chance to our economy, that is why we would like to find a way how we can increase the energy density of these materials. One possibility is the torrefaction. The torrefaction is similar to the traditional heat treatment of metal articles, but it passes off in a pressure vessel at ambient pressure in an anaerobic atmosphere and in a medium-high (about 280°C) temperature. During the treatment the chemical properties and the structure of the molecules are changing. The most reactive part of the wood during that heat treatment is the hemi-cellulose. High hemi-cellulose content causes high reactivity; it means that those plants what have relatively high hemi-cellulose content can be treated with this method not just the wood, or the residues of the wood. We think the researchers make this technology firstly for wood because the wood is homogenous and has low mineral content as compared to agricultural residues.

First task was the determination of the chemical processes. We would like to determine the volatiles when, or on which temperature escape. The burn ability of the biomass is caused by the volatiles. We cannot increase the operation temperature over the end temperature of the volatiles escaping. The best method to determine that temperature, is the derivatograph method [5].

With the derivatograph equipment we can analyse the chemical reactions. Differential thermal analysis (DTA) is a thermoanalytic technique, similar to differential scanning calorimetry. In DTA, the material under study and an inert reference are made to undergo identical thermal cycles, while recording any temperature difference between sample and the reference. This differential temperature is then plotted against time, or against temperature (DTA curve or thermogram). Changes in the sample, either exothermic or endothermic, can be detected relative to the inert reference. Thus, a DTA curve provides data on the transformations that have occurred, such as glass transitions, crystallization, melting and sublimation. The area under a DTA peak is the enthalpy change and is not affected by the heat capacity of the sample. A DTA consists of a sample holder comprising thermocouples, sample containers and a ceramic or metallic block; a furnace; a temperature programmer; and a recording system.

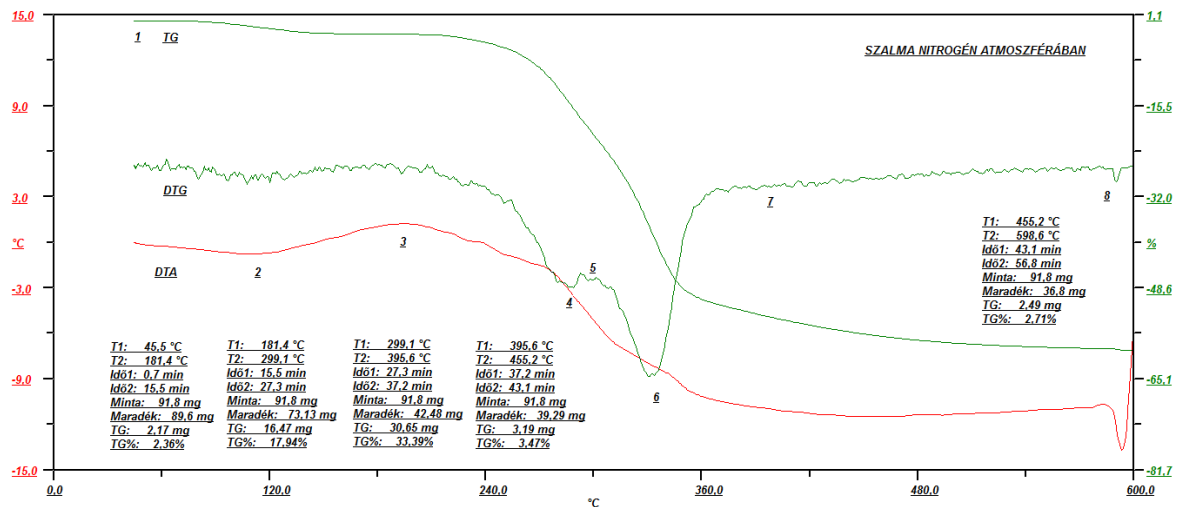


Figure 1 The derivatograph of the wheat straw in Nitrogen atmosphere

The key feature is the existence of two thermocouples connected to a voltmeter. One thermocouple is placed in an inert material such as Al_2O_3 , while the other is placed in a sample of the material under study. As the temperature is increased, there will be a brief deflection of the voltmeter if the sample is undergoing a phase transition. This occurs because the input of heat will raise the temperature of the inert substance, but be incorporated as latent heat in the material changing phase.

In the following table the points of the derivatograph explained. It shows the characteristic points of the graph. So the TG is the simple weight changing against the temperature. The DTG is the derivative of the TG, where the TG has an inflexion point there the DTG has a peak. The DTA has the maximum there is an exotherm, and endotherm if the DTA has minimum values.

Table 2 The characteristic points of the derivatograph of the wheat straw

Points	Temperature T , °C	Weight changing TG, %	Temperature difference DTA, °C	Velocity of the weight changing DTG, %
1	45	-0,03	-0,037	-0,014
2	112	-1,13	-0,762	-0,276
3	195	-2,45	+1,223	-0,009
4	286	-14,91	-3,184	-3,971
5	294	-18,34	-4,323	-3,572
6	331	-37,49	-8,039	-6,912
7	395	-53,73	-10,940	-0,640
8	600	-59,64	-10,788	-0,073

The most important features can readable from the table:

1. intense escape of the moisture: 112 °C,
2. end of the drying phase: 195°C,
3. escape of the volatiles' start temperature: 195°C,
4. intense escape of the volatiles: 331 °C,
5. end temperature of the volatiles escaping: 395 °C,
6. end temperature of the treating: 600 °C.

To determine the temperature range of the treatment of the heating value increasing we did the above research.

If we treat wheat straw the 290°C-310°C range would be adequate. We do not lose all of the volatiles, what is a must to burn the fuel, but the hemicellulose degrades, so the heating value of the straw will increase.

3. The laboratory-scale furnace

To try to determine the time-dependence of the heating value increasing we should built laboratory-scale equipment. The structure material of that furnace is P 265 GH steel for pressure vessels [6]. It is cylindrical equipment with a detachable top with a sealing [7]. The top has the right snags to remove the air with the vacuum pump and the released gases and to measure the pressure and temperature.



Figure 2 The equipment for heat treating

Firstly we put a determined (50 g) weight of straw for every treat process. During the treating we observe the weight loss and then we measure the higher heating value. We treat the wheat straw for 5, 15 and 30 minutes.

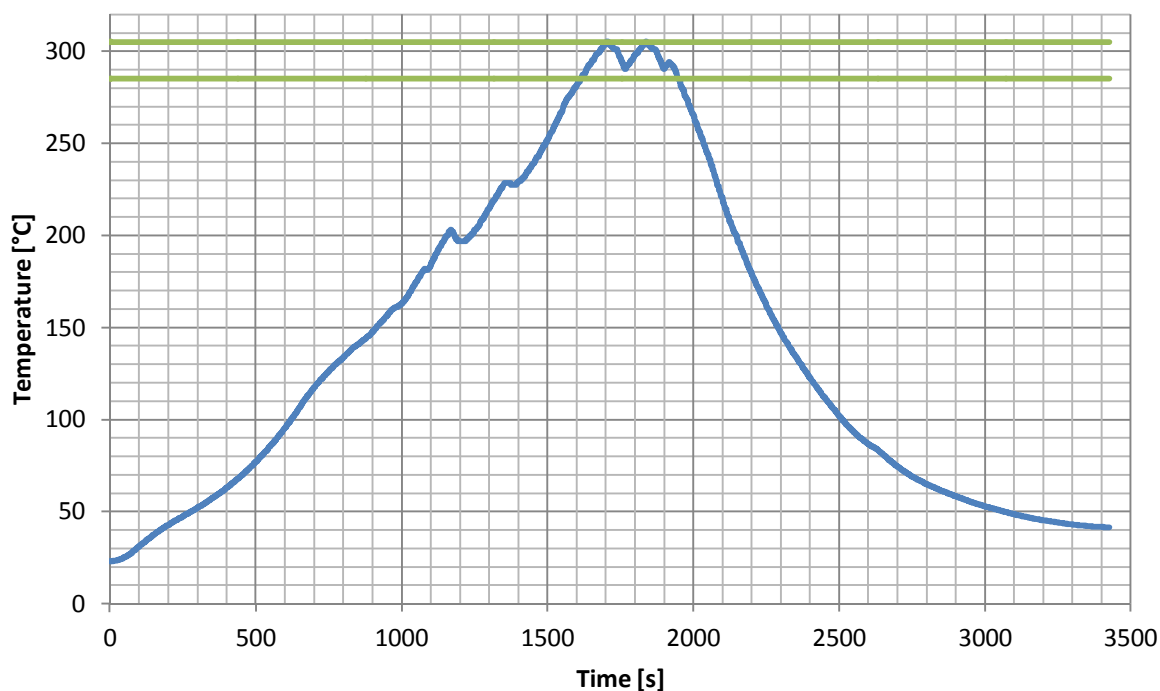
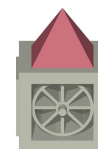


Figure 3 The temperature plotted against the time, we got this diagram for the 5 minutes treating

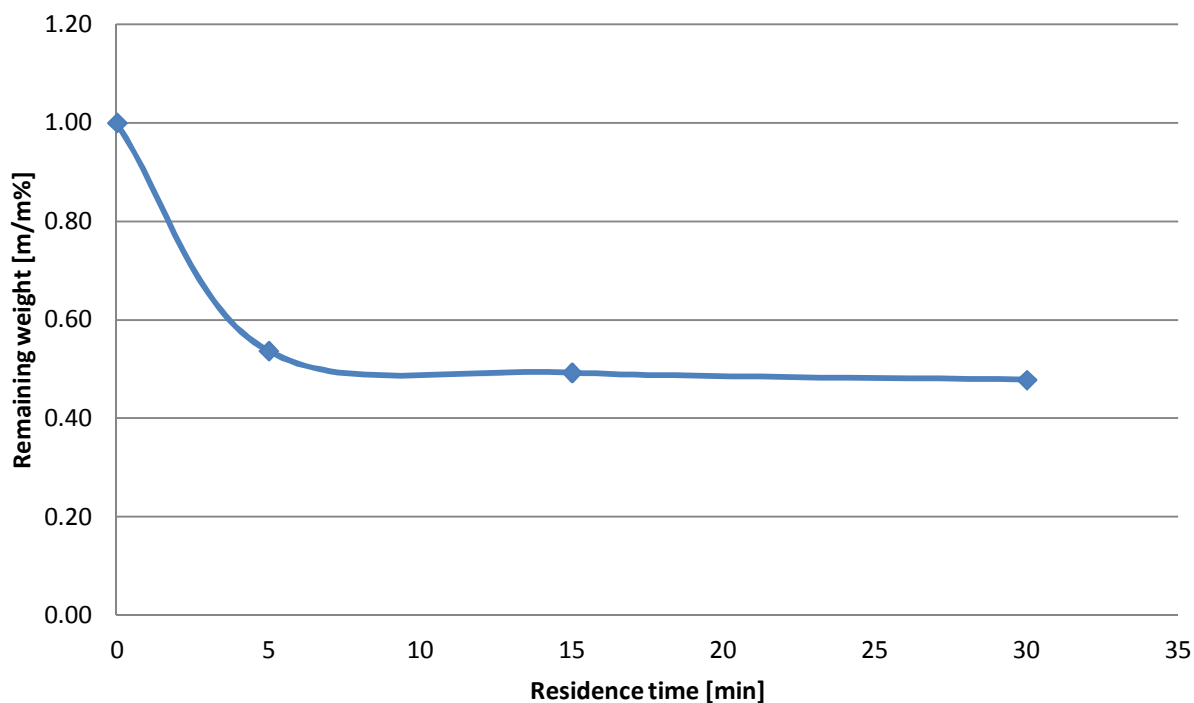


Figure 4 The results (weight loss against the time) of the treating have shown on the next diagram

The last phase to determine the heating value increasing and the time dependence is to



measure the higher heating value. We measured in a Parr 6200 type calorimeter. To determine the exact heating value the hydrogen and water content (Table 5.)

Table 5.: Contents the hydrogen and moisture content of the two materials

	Hydrogen content [m/m%]	Moisture content [m/m%]
Wheat straw	5.69	8.12
Torrefied wheat straw	4.33	3.46

The calculation of the heating value can be evaluated with the following formula (according to DIN 51900):

$$H_u = H_a - 24.42 \cdot (8.94 \cdot H + W) \quad (1)$$

where: H_u : heating value [J/g], 24.42 correction factor adequate for 1% moisture content on 25°C, H_a higher heating value [J/g], H the hydrogen content of the sample [m/m %], 8.94 the calculation coefficient of the hydrogen to water, W the moisture content of the sample [m/m %].

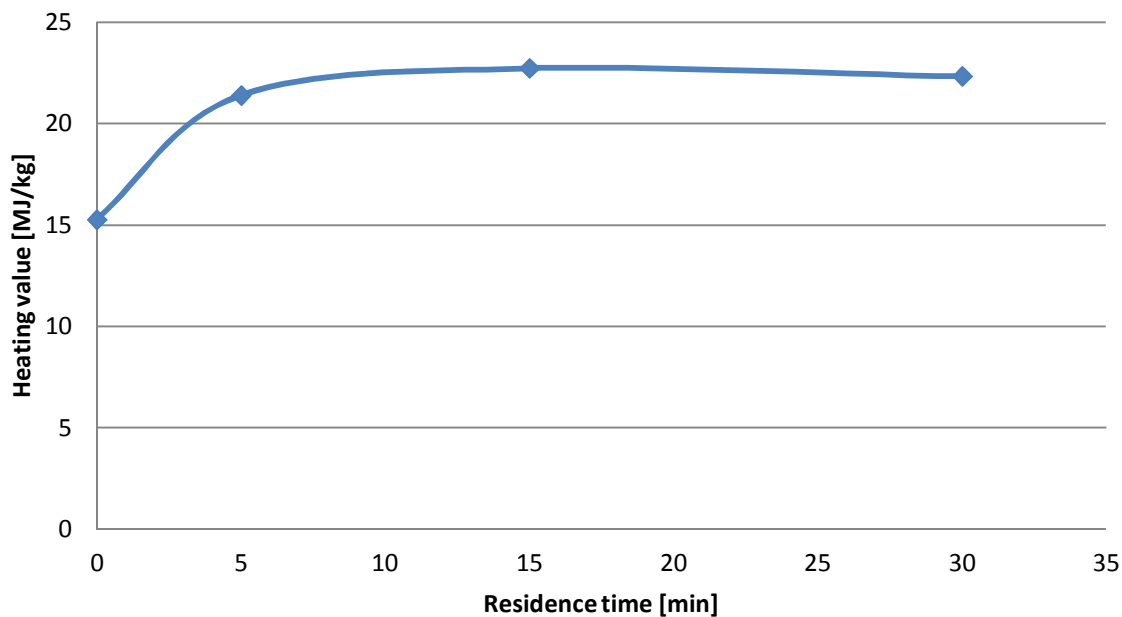
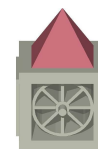


Figure 5 The results of the torrefied wheat straw

4. Conclusion

During this research we can increase the heating value of the wheat straw with that equipment. The final product has all of the properties what a real fuel needs: high heating value (fossil coal: 27-32 MJ/kg), high volatile content (~85% of the basic material), low moisture content (below 10%) [8]. The final increasing was 42.3%, the basic heating value of the straw was 15.74 MJ/kg, while the final heating value was 22,5 MJ/kg.

This was an important step to continue with a further task. We should determine the shape of the vessel, and examine if the shape of the furnace effect to the heat exchange.



Acknowledgement

This research was supported by the **European Union** and the **State of Hungary, co-financed by the European Social Fund** in the framework of TÁMOP 4.2.4. A/2-11-1-2012-0001 'National Excellence Program'.

„This research was (partially) carried out in the framework of the Center of Excellence of Sustainable Resource Management / Innovative Engineering Design and Technologies at the University of Miskolc.”

Literature

- [1] Nicolaisen L. (2006) *The wheat straw as a source of energy (Hungarian)*, Cser Kiadó 2006, Budapest, Hungary
- [2] Ayhan D. (2004): *Combustion characteristics of different biomass fuels*, Progress in Energy and Combustion Science, Volume 30, Issue 2. pp 219-230.
- [3] Basu P. (2010.) *Biomass Gasification and Pyrolysis: Practical Design and Theory*, Elsevier 2010, Burlington, MA, USA
- [4] Bergman PCA, Boersman AR, Kiel JHA, Zwart RWH (2005): *Development of torrefaction for biomass co-firing in existing coal-fired power stations*, BIOCOAL concept version, ECN report, Utrecht, The Netherlands
- [5] Höhne, G. W. H., Hemminger, W. F., Flammershei M, H. J. (2003): *Differential Scanning Calorimetry*; Springer Verlag Heidelberg, New York.
- [6] Roger C. Pettersen: *The Chemical Composition of Wood*, U.S. Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory, Madison, WI 53705, Published 1984, American Chemical Society
- [7] Keresztes J (1977): *Factory design and operation (Hungarian)*, Tankönyvkiadó, Budapest, 1977
- [8] Szamosi Z.: *The torrefaction*, GÉP LXIII. volume, 2012. issue 10. pp. 45-48.



OPTIMALIZÁLT LÉPÉSKÖZŰ NEWTON-RAPHSON ALGORITMUS EHD FELADAT MEGOLDÁSÁHOZ STEP OPTIMISED NEWTON-RAPHSON ALGORITHM FOR SOLUTION OF EHD PROBLEMS

SZÁVAI Szabolcs PhD

Miskolci Egyetem

szavai.szabolcs@uni-miskolc.hu

Kivonat: Csúszva-gördülő elemek, mint például a fogaskerek, bütykös mechanizmusok és csapágyak gyakorta igen nagy terhelésnek, nagy sebességeknek és csúszásnak vannak kitéve, mikor nem csak a kenőanyagban kialakuló kontaktnyomás, hanem a felületi deformáció és a viszkozitás nyomásfüggése is kérdés. Az kontakt felületek tribológiai viszonyainak elemzésére Dowson [2] megalkotta az általánosított Reynolds egyenletet. Azonban annak ellenére, hogy számos módszer került kifejlesztésre az EHD probléma vizsgálatára, az erősen nem-lineáris feladat megoldása továbbra is kihívást jelent. A numerikus problémák kezelésére optimalizált lépésközű Newton-Raphson algoritmus került alkalmazásra a nem-lineáris egyenletrendszer megoldásához. A javasolt eljárás csökkenti a lépések számát és stabilizálja a megoldáskeresést.

Kulcsszavak: optimalizált lépésköz, EHD feladat, tribológia, Reynolds egyenlet

Abstract: Rolling-sliding machines such as gears, cams and followers, and bearings, which are often subjected to high loads, high speeds and high slip conditions when not only the pressure distribution in the lubricant is a question but the surface deformation, and variation of the viscosity due to pressure. To analyse the tribological conditions of the contact surfaces, the generalized Reynolds equation was developed by Dowson [2]. Although several methods have been already developed for solving EHD problems, the solution of the highly nonlinear problem is still quite challenging. Handling the numerical problems during the solution quadratic step optimized Newton-Raphson method has been implemented for solving the nonlinear equation system. The proposed technique reduces the step number during the iteration and the solution is stabilized.

Keywords: quadratic step optimization, EHD, tribology, Reynolds equation

1. Basic equations and boundary conditions for the description of the EHD phenomenon of lubrication theory

The generalized case of surface pairs contacting along a spot in the status of liquid friction is illustrated in Figure 1. The gap between the bodies is filled with lubricant due to the relative motion of the bodies and hydrodynamic pressure develops due to the movement of the lubricant. The movement of the lubricant is caused by the tangential (shear) stress generated in the lubricant as the result of the relative motion of the surfaces. At the particular kinematic condition of the contacting bodies and with a given gap geometry the pressure distribution acting on the surfaces is able to maintain balance with the force pressing the surfaces to each other and prevent a direct body-to-body contact thereby. It can be seen, therefore, that if the circumstances of contact developing under elasto-hydrodynamic conditions forming highly non-linear systems even by themselves but also because of the status-dependence of the properties of the various continua.

In this work the application possibility of p-FEM for EHD problem is presented with the necessary developments. For FEM governing equation the weak form of the weighted-residual integral form of the Reynolds has been applied. Legendre functions have been used for the polynomial approximation of the unknown pressure and temperature distribution. The p-FEM based solution of EHD problems, the polynomial approximation makes the opportunity of replacement of the smooth mesh with a rough one.

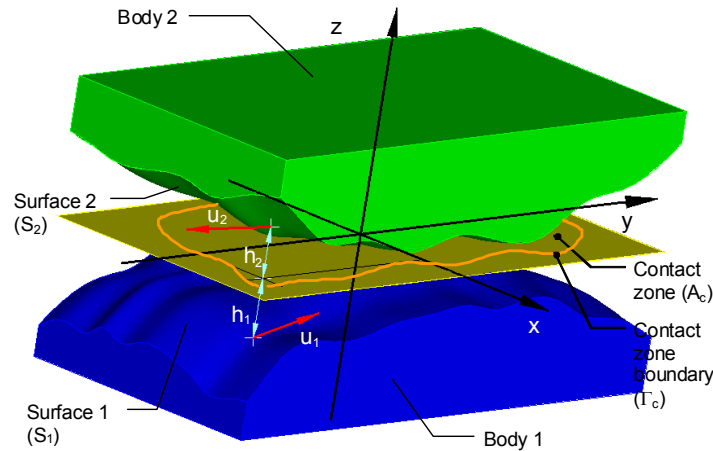


Figure 1 Contacting bodies

In order to have the compatible formulation to the well-known FEM solutions, the film shape has been calculated as a superposition of the discretized original geometry, the displacement of a rigid surface and the discretized deformation of a half-space under pressure. The parameters for discretized deformation have been determined from the least square approximation of the analytical solution for half-space. The detailed governing equation has already been published in [1].

2. Linearization of the discretized Reynolds equation

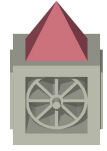
The difficulty of reaching a solution in the subject matter investigated is caused primarily by the strongly nonlinear nature of the Reynolds equation. The solutions of strongly nonlinear equations are based in the vast majority of cases on the Newtonian or gradient methods. Consequently, the discretized Reynolds equation system has to be linearized in order to enable the determination of the pressure distribution and the associated gap size. Let us observe the equation as:

$$\mathbf{R} = \mathbf{R}(\mathbf{P}, \rho, \dot{\rho}, h, \bar{r}, t, \eta, \tau_{eq}, \vartheta, \theta, \bar{u}_1, \bar{u}_2, \dots) \quad (1)$$

In the course of looking for the solution, those values of the variables in are attempted to be found at which the value of residual function R is 0. The variables of this equation are not independent of each other but are interrelated by various equations, such as the material equation. At the same time, however, the interrelationships of the variables cannot be described in an explicit form for a considerable portion of the cases. As a consequence of this initial values have to be assumed for the variables in the course of the numerical solution and then the problem solved in respect of a chosen variable ($\mathbf{P}$ in our case) while keeping the other variables (τ_{eq} , h , ...) fixed. Subsequently, the values of the other variables have to be determined at the new value of the chosen variable (at the new $\mathbf{P}$) and these used as the new initial values for the next iteration step.

The review of the variables in the Reynolds equation enables to state that the interrelationship with the pressure and temperature may be written in an explicit form in the case of density, volume factor and the gap size change caused by linearly elastic deformation and, consequently, the derivatives of these can also be taken into consideration in the course of linearization in respect of $\mathbf{P}$ and this may speed up the solution considerable as well as enable the determination of the pressure distribution and the associated gap size in parallel.

$${}^i \mathbf{R} = \mathbf{R}(\mathbf{P}, \rho(p(\mathbf{P})), h(\mathbf{P}), \eta(p(\mathbf{P})), \theta(p(\mathbf{P})), {}^{i-1} \mathbf{R}) \quad (2)$$



The linearized form of this at an arbitrary point $\mathbf{P}=\mathbf{P}^j$:

$${}^i\mathbf{R}(\mathbf{P}^j, {}^{i-1}\mathbf{R}) + \left(\frac{\partial {}^i\mathbf{R}}{\partial \mathbf{P}} + \frac{\partial {}^i\mathbf{R}}{\partial \rho} \frac{\partial \rho}{\partial p} \mathbf{N}_p + \frac{\partial {}^i\mathbf{R}}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{\partial p} \mathbf{N}_p + \frac{\partial {}^i\mathbf{R}}{\partial h} \mathbf{N}_h \mathbf{D}_p + \frac{\partial {}^i\mathbf{R}}{\partial \theta} \frac{\partial \theta}{\partial p} \mathbf{N}_p \right) \Big|_{\mathbf{P}=\mathbf{P}^j} \Delta \mathbf{P} + O = 0 \quad (3)$$

The solution of ${}^i\mathbf{P}^*$ at residual ${}^i\mathbf{R}=0$ is approximated with a series of solutions for $\Delta \mathbf{P}^j$ in this equation as shown below:

$$\mathbf{P}^{j+1} = \mathbf{P}^j + \alpha \cdot \Delta \mathbf{P}^j \quad \alpha = [0..1] \quad (4)$$

As the initial system of equations is multiply nonlinear in the case of EHD problems, it is very difficult to find an initial state where the instability of the solution can be avoided. For this reason, a properly chosen α is required. However, only general considerations are available for defining this but the appropriateness of these for a given problem is not ensured. For this reason, it is expedient to determine the optimum attenuation rate in such a way that it should result in the largest possible reduction of the residual value. This can be ensured, obviously, only by some properly chosen methods.

The minimum of the residual squared is looked for in order to determine the optimum value of attenuation α . During the determination of attenuation α vectors $\mathbf{P}^j$ and $\Delta \mathbf{P}^j$ are constant, thus residual vector $\mathbf{R}(\mathbf{P}^j + \alpha \cdot \Delta \mathbf{P}^j)$ is a singular function, represented as $\mathbf{R}(\alpha)$ in the following. In order to avoid the time consuming determination of the derivatives while looking for the minimum value, the residual value is approached by quadratic approximation in the way presented below:

- Let $\mathbf{R}_0$ be the residual associated with $\alpha=0$.
- Let $\alpha_1=0.6$ be the initial value and the associated residual $\mathbf{R}_1$.

$\mathbf{R}_0$ and $\mathbf{R}_1$ residual values are available at two points ($\alpha_0=0$ and α_1) and, obviously, their sums of squares $(\mathbf{R}_0)^2 = \mathbf{R}_0 \cdot \mathbf{R}_0$ and $(\mathbf{R}_1)^2 = \mathbf{R}_1 \cdot \mathbf{R}_1$ for the determination of the α_2 value. The derivatives of the residual are also known at the initial point, thus the slope of the residual squared function $(\mathbf{R}(\alpha))^2$ is also known, and let us represent this with „ m “. With the previous data, based on the quadratic approximation of $(\mathbf{R}(\alpha))^2$, we obtain:

$$\alpha_2 = \frac{1}{2} \frac{m \cdot \alpha_1^2}{(\mathbf{R}_1)^2 - (\mathbf{R}_0)^2 + m \cdot \alpha_1} \quad (5)$$

Should the value of m not be available for some reason, then α_2 may be assumed also as the weighted average below over the range $[0.. \alpha_1]$:

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_1(\mathbf{R}_0 \cdot \mathbf{R}_0) + \alpha_0(\mathbf{R}_1 \cdot \mathbf{R}_1)}{(\mathbf{R}_0 \cdot \mathbf{R}_0) + (\mathbf{R}_1 \cdot \mathbf{R}_1)} \quad (6)$$

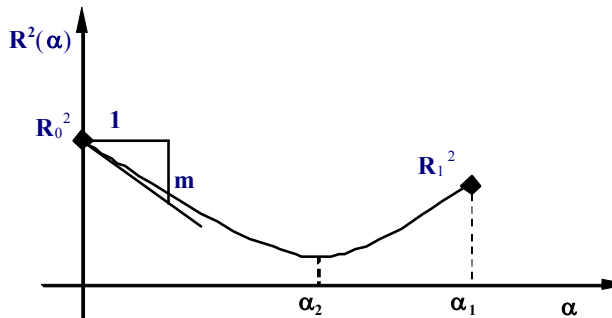


Figure 2 First approximation of the residual squared value

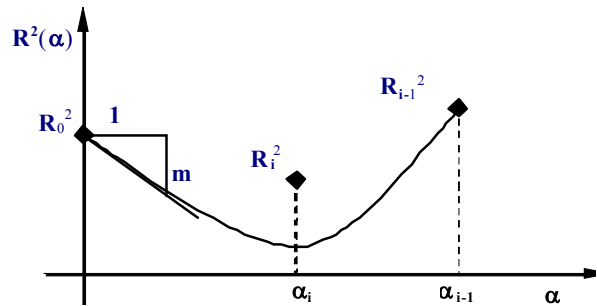


Figure 3 Three points obtained by first series of minimum searching steps



Let us assume the residual value associated with attenuation as $\mathbf{R}_2$. Thus, three pairs of α - $\mathbf{R}$ values enable the quadratic approximation of square $\mathbf{R}^2(\alpha) = \mathbf{R} \cdot \mathbf{R}$ of residual value $\mathbf{R}(\alpha)$ and, in addition to this, the slope of the residual squared function $(\mathbf{R}(\alpha))^2$ is still available at the initial point. One of the data is unnecessary, however, for the parabolic approximation.

In the case of $\alpha_2 = \alpha_1 \pm \varepsilon$ being true, where ε is a chosen sufficiently small error margin, α_2 may be regarded as the optimum step.

In the case when $\alpha_2 < \alpha_1$ and $(\mathbf{R}_0)^2 < (\mathbf{R}_2)^2$ are true the value of α_3 is determined on the basis of points $[0; (\mathbf{R}_0)^2]$ and $[\alpha_2; (\mathbf{R}_2)^2]$ and value m at point $[0; (\mathbf{R}_0)^2]$. This is continued until $\alpha_i < \alpha_{i-1}$ and $(\mathbf{R}_i)^2 < (\mathbf{R}_0)^2$ are satisfied (Figure 3).

Let be now:

$$\alpha_1 = \alpha_{i-1}, (\mathbf{R}_1)^2 = (\mathbf{R}_{i-1})^2 \text{ and } \alpha_2 = \alpha_i, (\mathbf{R}_2)^2 = (\mathbf{R}_i)^2.$$

In the course of the above process such a triad $[0; (\mathbf{R}_0)^2], [\alpha_1; (\mathbf{R}_1)^2], [\alpha_2; (\mathbf{R}_2)^2]$ of points is obtained unavoidably where at least one of the values among $(\mathbf{R}_1)^2$ and $(\mathbf{R}_2)^2$ is smaller than $(\mathbf{R}_0)^2$. Subsequent to this, the next α_i value is given already by the minimum point or the intersection point with axis α of the parabola defined by second degree interpolation in form

$$\sum_{j=0}^2 c_j \alpha^j \text{ over the two lowest ones } [\alpha_k; (\mathbf{R}_k)^2], [\alpha_i; (\mathbf{R}_i)^2] \text{ chosen on intention from the previous}$$

ones and point $[\alpha_{i-1}; (\mathbf{R}_{i-1})^2]$ (Figure 4 to Figure 6).

It is reasonable to accept that these three adjacent points from the available set of points define three cases – as shown in Figure 4, Figure 5, Figure 6 – regardless of sequence of interpolation α_k, α_i and α_{i-1} . The case when these three points are located along the same straight line is classified as the case shown in Figure 3.6. A special case is when:

$$(\mathbf{R}_k)^2 = (\mathbf{R}_i)^2 = (\mathbf{R}_{i-1})^2.$$

Let be in this case $\alpha_i = (\alpha_{i-1} + \alpha_k)/2$.

In the cases shown in Figure 4 & Figure 5, when $d^2 \left(\sum_{i=0}^2 c_i \alpha^i \right) / d\alpha^2 > 0$, the value of α_3 is defined by the minimum point of the second degree interpolation curve.

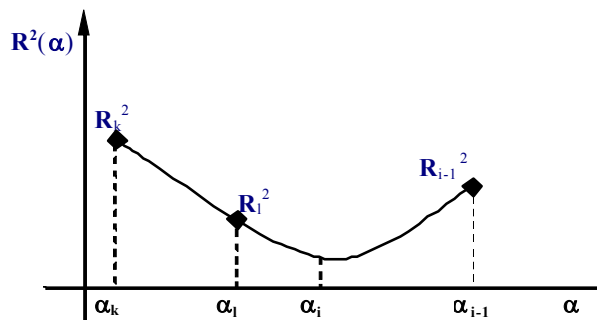


Figure 4 1st case of approximating the residual squared value through three points

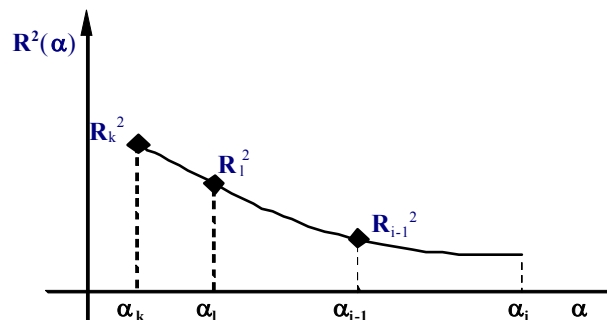


Figure 5 2nd case of approximating the residual squared value through three points

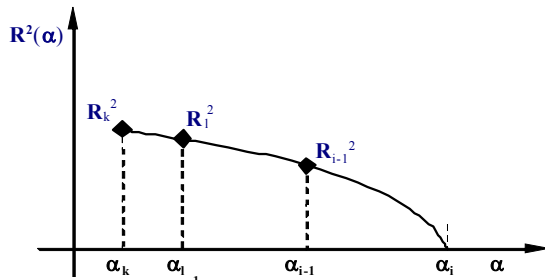


Figure 6 3rd case of approximating the residual squared value through three points

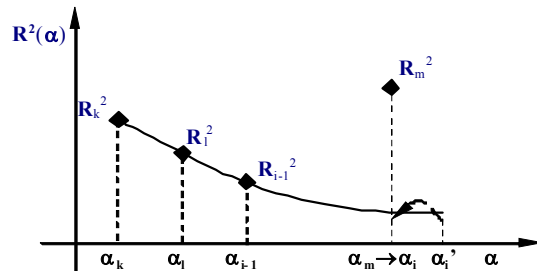


Figure 7 case of approximating the residual squared value through three points

If the case shown in Figure 6 applies or the three points fall on a straight line, i.e.

$$d^2 \left(\sum_{i=0}^2 c_i \alpha^i \right) / d\alpha^2 \leq 0, \text{ the value of } \alpha_i \text{ is given by the intersection of the curve with the } \alpha$$

axis, where $\sum_{i=0}^2 c_i \alpha^i = 0$. As the curve has two intersection points, α_i , will be the one to be

higher than 0 and closer to α_{i-1} . In the cases shown by Figure 5 and Figure 6 the α_i value determined falls outside the range assumed by the three points. In such a case it may occur that a previously assumed α_m value falls between the boundary of the range and the new α_i value where the value of $(R_m)^2$ is known. In this case, instead of the α_i value determined above $\alpha_i = \alpha_m$ is assumed as shown also by Figure 6.

The above method enables to find the α value at which the optimum step leading to the solution can be found relatively rapidly. Since the direction of the step is fixed, the value of α need not be determined with high accuracy: 10% accuracy is sufficient for reaching the desired effect.

3. Solution of an elasto-hydrodynamic problem

I will demonstrate the suitability of the method developed in the next example through the problem presented by Houpert, L. G. and Hamrock, B. J. [3] in an article published in 1986.

The change in the square of errors during the determination of the optimum iteration steps is shown at two arbitrarily chosen steps for illustrating the effectiveness of this algorithm in Figure 8 & Figure 9. At the beginning of the calculation the algorithm prevents the excursion of the iteration and accelerates the solution process effectively afterwards.

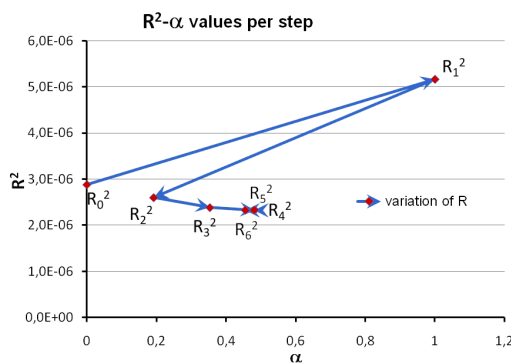


Figure 8 R^2 - α values per step at the beginning of the solution

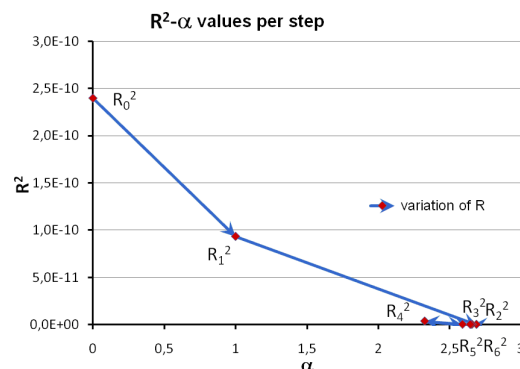
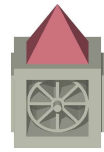


Figure 9 R^2 - α values per step at a later phase of the solution



The solution for the pressure distribution is shown in Figure 10 together with the results published in the literature. The comparison of these allows to state that there is a good correlation between the results, especially with the result of Houpert, L. G. and Hamrock, B. J. [3] published in 1986.

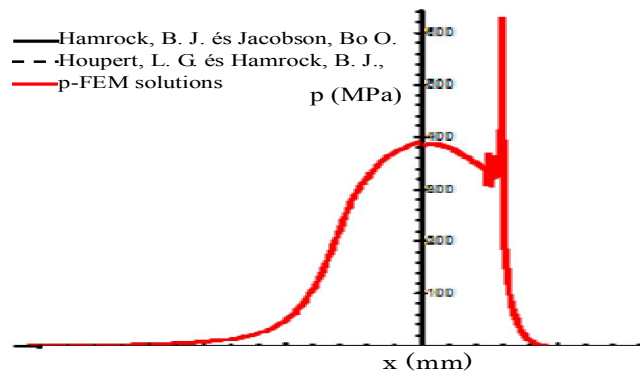


Figure 10 The pressure distribution obtained by the present solution and those published in the literature [3]

4. Conclusion

Quadratic step optimized Newton-Raphson method has been implemented successfully for solving the nonlinear equation system. The proposed technique reduces the step number during the iteration and the solution is stabilized. It can be advised to use for further highly nonlinear problems.

Acknowledgement

This research was supported by the **European Union** and the **State of Hungary, co-financed by the European Social Fund** in the framework of TÁMOP 4.2.4. A/2-11-1-2012-0001 'National Excellence Program'.

References

- [1] Szávai, Sz.(2009) *Efficient p-version FEM Solution for TEHD Problems with New Penalty-Parameter Based Cavitation Model*, BALTTTRIB'2009, Kaunas
- [2] Dowson, D., (1962) *A Generalised Reynolds Equation for Fluid-Film Lubrication*, Int. Journal of Mechanical Science, Pergamon Press.
- [3] Houpert, L. G. and Hamrock, B. J., (1986) *A Fast Approach for Calculating Film Thickness and Pressure in Elastohydrodynamically Lubricated Contacts at High Loads*, ASME Journal of Tribology, Vol. 108, No. 3, pp. 411-420.



PORLEVÁLASZTÓ CIKLON NYOMÁSVESZTESÉGÉNEK VIZSGÁLATA NUMERIKUS ÁRAMLÁSTANI MÓDSZEREKKEL

SZEPESI Gábor PhD, SIMÉNFALVI Zoltán PhD
Miskolci Egyetem Vegyipari Gépek Tanszéke
szepesi@uni-miskolc.hu

Abstract: Cyclones are generally used for air-dust separation. There are two significant parameters which are very important, the cut-off size and the pressure drop. In literature there are a lot of relevant articles about the pressure drop calculations. This article pointed out the differences of the several procedures. This article shows a CFD method to calculate the pressure drop and compared with theoretical results.

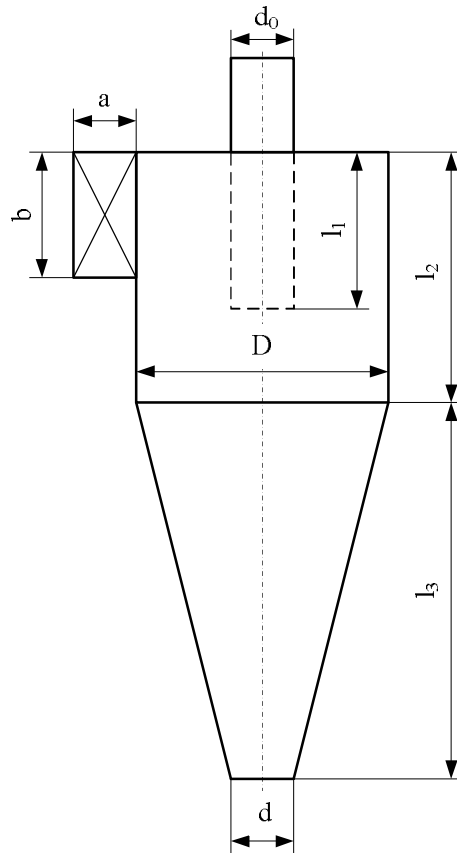
Kulcsszavak: ciklon, nyomásvesztés, CFD, $k-\omega$ turbulenciamodell

1. Bevezetés

A ciklonok általánosan használt berendezések szilárd-gáz rendszerek szétválasztására. Általános esetben a ciklon a következő elemekből épül fel:

- belépő szakasz,
- hengeres köpeny,
- kúpos öv,
- örvénykereső cső (vortex-cső).

Az 1. ábra egy a fenti felsorolásnak megfelelő egyszerű felépítésű ciklont mutat. A ciklonok geometriai viszonyainak leírására egyfajta jelölésrendszert vezettek be, mely alapja a hengeres rész átmérője (D). Sheppard és Lapple (1939) által alkotott ciklonok 2D2D kialakításúak voltak, mely azt jelentette, hogy a ciklon hengeres és kúpos részének magassága kétszerese a hengeres rész átmérőjének. 1979-ben Parnell és Davis elsőként alkalmazta az 1D3D kialakítást, mely sokkal kedvezőbb határszemcsével rendelkezett, mint a korábbi konstrukciók. Wang és szerzőtársai módosították az 1D3D konstrukciót, mely hatására a határszemcse tovább csökkent, azonos leválasztási körülmények között. Az irodalomban számos kutatási eredmény található a különböző ciklon-geometriákra vonatkozó nyomásvesztés meghatározására. Jelen cikk elsődleges célja, egy olyan numerikus áramlási technika alkalmazása, mely segítségével pontosan meghatározható egy adott ciklon nyomásvesztése. A nyomásvesztés numerikus számítását SC/Tetra CFD környezetben végezzük el, mely eredményt összehasonlítjuk az idevonatkozó irodalomban szereplő összefüggések értékeivel.



1. ábra Egyszerű ciklon modell, 2D2D típus

2. Nyomásveszteség számítása irodalmi összefüggések alapján

A nyomásveszteség meghatározására számos elmélet található a szakirodalomban. Az egyik legkorábbi elmélet Barth nevéhez fűződik. Barth feltételezése szerint a nyomásveszteség két részből tevődik össze. Az egyik a leválasztó tér nyomásvesztesége, míg a másik a gázelvező cső (örvénykereső cső, vortex-cső) nyomásvesztesége. A leválasztó tér nyomásvesztesége a tangenciális sebességre vonatkoztatva:

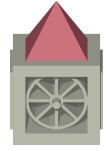
$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta p_I}{v_{t0}^2 * \frac{\rho}{2}} = \frac{R_0}{R} * \left[\frac{1}{\left(1 - \frac{v_{t0}}{v_0} * \frac{h}{h_0} * \gamma\right)^2} - 1 \right]. \quad (1)$$

Az átlagos kiömlési sebességre vonatkoztatva:

$$\vartheta_I = \frac{\Delta p_I}{v_0^2 * \frac{\rho}{2}} = \frac{R_0}{R} * \left(\frac{v_{t0}}{v_0} \right)^2 * \left[\frac{1}{\left(1 - \frac{v_{t0}}{v_0} * \frac{h}{R_0} * \gamma\right)^2} - 1 \right]. \quad (2)$$

Ezen veszteség bevezető spirál alkalmazásával jelentősen csökkenthető. Az örvénykereső cső nyomásvesztesége a tangenciális sebességre vonatkoztatva dimenziómentes alakban:

$$\varepsilon_{II} = \frac{\Delta p_{II}}{v_{t0}^2 * \frac{\rho}{2}} = 2 * \left(\frac{v_0}{v_{t0}} \right)^2 + 3 * \left(\frac{v_0}{v_{t0}} \right)^{2/3} + 1. \quad (3)$$



A kiömlési sebességre vonatkozóan:

$$\vartheta_{II} = \frac{\Delta p_{II}}{v_0^2 \frac{\rho}{2}} = 2 + 3 * \left(\frac{v_{t0}}{v_0} \right)^{4/3} + \left(\frac{v_{t0}}{v_0} \right)^2. \quad (4)$$

A teljes nyomásveszteség:

$$\Delta p = (\varepsilon_I + \varepsilon_{II}) * \frac{\rho}{2} * v_{t0}^2 = (\vartheta_I + \vartheta_{II}) * \frac{\rho}{2} * v_0^2. \quad (5)$$

J.Chen és szerzőtársai publikációja szerint a kialakuló nyomásveszteség négy részből tevődik össze: veszteség a belépésnél, veszteség az örvénykereső csőbe történő belépéskor, veszteség a gáz-fal közötti súrlódásból és a gáz energiacsökkenésének veszteségéből a vortex-csőben. A részletezéstől eltekintve a kialakuló nyomásveszteség:

$$\Delta P = \left[\left(1 - \frac{2 * k_t * b'}{1 + 1,33 * b' - d_r'} \right)^2 + 4,5 * \frac{(1 - 3 * d_r'^2)}{K_A^2} + 1,11 * \gamma * K_A * F_S' * v_{tR}^3 d_r'^{-1,5n} + \right. \\ \left. v t R' 2 r c' * d r' n + 1 K A 2 * d r' 2 - r c' 2 2 * \rho * v b 2 2 \right]. \quad (6)$$

Sheppard és Lapple szerint a kialakuló veszteség:

$$\Delta P = \frac{16 * a * b}{D_0^2} * \frac{\rho * v_b^2}{2}. \quad (7)$$

Alexander összefüggése a nyomásveszteségre:

$$\Delta P = 4,62 * \left(\frac{a * b}{D * D_0} \right) * \left[\left(\left(\frac{D}{D_0} \right)^{2\pi} - 1 \right) * \left(\frac{1-n}{n} \right) + f_g * \left(\frac{D}{D_0} \right)^{2n} \right] * \frac{\rho * v_b^2}{2}. \quad (8)$$

Casal és Martinez a következő összefüggést javasolja:

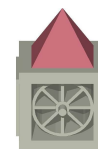
$$\Delta P = \left[11,3 * \left(\frac{a * b}{D_0^2} \right)^2 + 3,33 \right] * \frac{\rho * v_b^2}{2}. \quad (9)$$

First által publikált összefüggés:

$$\Delta P = \frac{a * b}{D_0^2} * \frac{24}{\left[\frac{H_1 * (H - H_1)}{D^2} \right]^{1/3}} * \frac{\rho * v_b^2}{2}. \quad (10)$$

Stairmand összefüggése:

$$\Delta P = \left\{ 1 + 2 * \theta^2 * \left[\frac{2 * (D - b)}{D_0} - 1 \right] + 2 * \left(\frac{4 * a * b}{D_0^2 * \pi} \right)^2 \right\} * \frac{\rho * v_b^2}{2}, \\ \text{ahol: } \theta = \frac{\left[\frac{D_0}{2 * (D - b) + \frac{4 * \gamma * A}{a * b}} \right]^{1/2} - \left[\frac{D_0}{2 * (D - b)} \right]^{1/2}}{\frac{2 * \gamma * A}{a * b}}. \quad (11)$$



Dirgo által javasolt összefüggés:

$$\Delta P = \left\{ 20 * \frac{a*b}{D_0^2} * \left[\frac{S/D}{(H/D)*(H_1/D)*(d_d/D)} \right]^{1/3} \right\} * \frac{\rho*v_b^2}{2} \quad (12)$$

A nyomásveszteség meghatározása során az alábbi számadatokat vettem figyelembe:

1. Táblázat Számítás során használt adatok (1-es ábra jelöléseivel)

Jelölés	Érték, mm
a	32
b	85
D	170
d	32
l ₁	85
l ₂	255
l ₃	425
d ₀	85

A fenti jelölésekkel a különböző szerzők által publikált összefüggésekkel az alábbi nyomásveszteség-értékek adódnak:

2. Táblázat Nyomásveszteség értékek

Szerző	Nyomásveszteség (Pa)
Barth	1033
J. Chen, M. Shi	808
Shepherd and Lapple	792
Alexander	575
Casal et al.	516
First	764
Stairmand	694
Dirgo	754

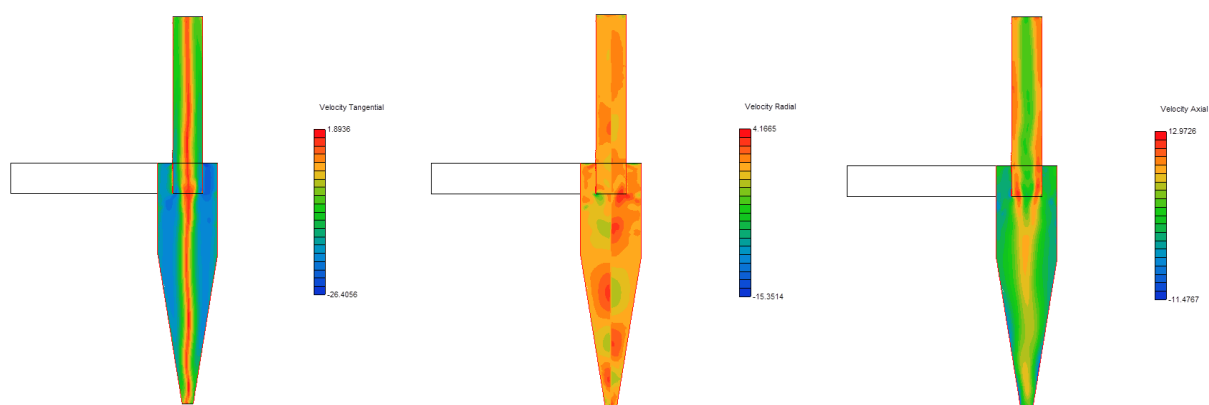
3. Nyomásveszteség meghatározása CFD-vel

A nyomásveszteség CFD-vel történő meghatározásához CAD modellt készítettem, melyet az SC/Tetra számára importálható formátumban mentettem. Az importálás után a perprocesszorban van lehetőség megadni a kezdeti és peremfeltételeket, illetve az analízis tulajdonságait (turbulencia-modell, tranziens-statisztikus, stb.) beállítani. A feladat során strukturált hálót alkalmaztam. A fluidum/szilárd fal közé szükséges egy ún. prizmatikus réteget beilleszteni, hogy a fal melletti sebességmező megfelelő pontossággal számolható legyen. A fal mellett hét rétegű prizmatikus réteget alkalmaztam. A prizma réteg és a strukturált réteg között tetraéder elemeket alkalmaztam átmenetként. Az idevonatkozó irodalom szerint az egyszerű k-ε turbulenciamodell alkalmazása nem vezet helyes eredményre, ugyanis az ilyen többszörösen összetett nagymértékben gomolygó áramlásokra ez nem alkalmazható. Az alkalmas turbulencia-modellek között említhető az RSM (Reynolds-Stress-Modell) illetve a RANS modellek közül a k-ω turbulencia-modell. Jelen szimuláció

során az utóbbi modellt választottam.

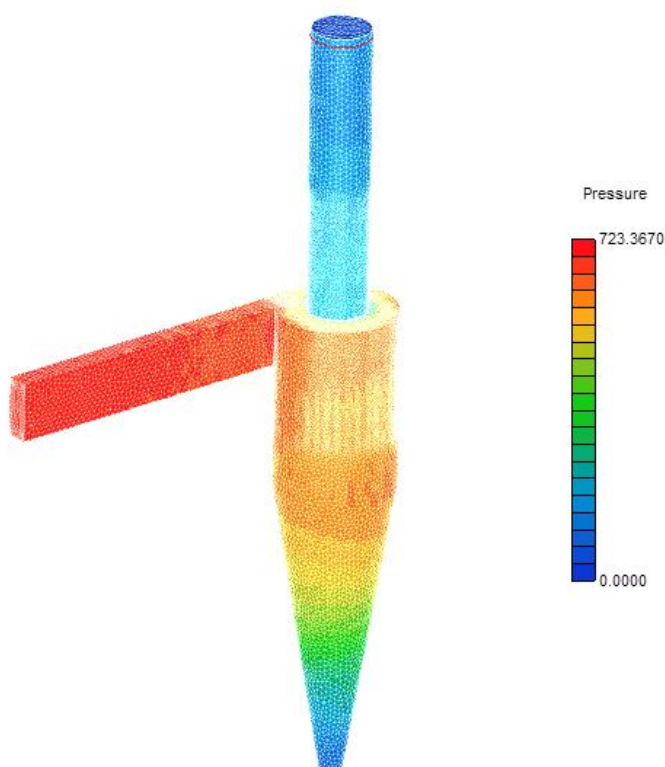
A feladat megoldása során peremfeltételként a belépő keresztmetszeten a 14,8 m/s-os sebességet illetve az örvénykereső cső kilépési pontjában az atmoszférikus nyomást alkalmaztam.

Áramlási képek a ciklon belsejében:



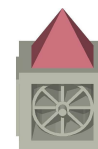
2. ábra Áramlási sebességek a ciklon belsejében
a. tangenciális sebesség b. radiális sebesség c. axiális sebesség

A ciklonban kialakuló nyomáseloszlás:



3. ábra Nyomáseloszlás a ciklonban

A fenti geometria és peremfeltételek alkalmazása során CFD-vel kapott nyomásveszteség értéke 723 Pa.



4. Összefoglalás

Jelen cikkben bemutatásra került a ciklonok jellemző geometria viszonyait leíró jelölésrendszer. Ismertetésre került a ciklonokra vonatkozó irodalmakban található nyomásvesztés-számítási eljárások. Bemutattunk egy olyan CFD eljárást, mely hálókialakítása (hét rétegű prizmatikus háló, strukturált háló) alkalmas, bonyolult és összetett áramlási viszonyok leírására valamint a kialakuló nyomásvesztés meghatározására. További célkitűzés a határszemcsére (cut-off size) vonatkozó numerikus eljárás validálása.

Felhasznált szakirodalom

- [1] J. Chen, M. Shi: An universal model to calculate cyclone pressure drop. Powder Technology, 171, pp. 184-191, 2007
- [2] T.G. Chuah, J. Gimbun, T. S. Y. Choong, A. Fakhru'l-Razi: Numerical prediction of cyclone pressure drop, Journal of Chemical Engineering and Environment, Vol 2. No 2. pp. 67-71, 2003
- [3] L. Wang, C.B. Parnell, B.W. Shaw, R.E. Lacely: A theoretical approach for predicting number of turns and cyclone pressure drop. American Society of Agricultural and Biological Engineers, ISSN 0001-2351, Vol. 49(2) pp. 491-503, 2006
- [4] W. P. Martignoni, S. Bernardo and C. L. Quintani: Evaluation of cyclone geometry and its influence on performance parameters by computational fluid dynamics. Brazilian Journal of Chemical Engineering, ISSN 0104-6632 Vol 24, No 01 pp. 83-94, 2007
- [5] A. M. Jawarneh, G. H. Vatistas: Reynolds Stress Model in the prediction of confined turbulent swirling flows. Journal of Fluids Engineering, Vol. 128 pp. 1377-1382, 2006
- [6] M. Narasimha, R. Sripriya, P.K. Banerjee: CFD modelling of hydrocyclone - prediction cut size. International Journal of Mineral Processing, Vol 75. pp- 53-68, 2005
- [7] B. Zhao, Y. Su and J. Zhang: Simulation of gas flow pattern and separation efficiency in cyclone with conventional single and spiral double inlet configuration. Chemical Engineering Research and Design, Vol 84(A12) pp. 1158-1165, 2006
- [8] N. Kharoua, L. Khezzar and Z. Nemouchi: Study of the pressure drop and flow field in standard gas cyclone models using granular model. International Journal of Chemical Engineering, Vol. 2011
- [9] C. Cortés, A. Gil – Modeling the gas and particle flow inside cyclone separators. Progress in Energy and Combustion Science, 33 pp. 409-452, 2007

DRIVETRAIN MODIFICATION OF THE IVECO 150E EUROCARGO HARD-PRESS GARBAGE TRUCK

TIBA Zsolt PhD, KERTÉSZ József, HUSI Géza PhD, BÉKÉSI Zsolt
University of Debrecen, Faculty of Engineering, 4028 Debrecen,
tiba@eng.unideb.hu, kertesz.jozsef@eng.unideb.hu, husigeza@eng.unideb.hu,
zsolt.bekesi@eng.unideb.hu

Abstract: A garbage truck is a specially designed vehicle to collect small quantities of waste and haul the collected waste to a solid waste treatment facility. These trucks powered by diesel engine are a common sight in most urban areas. The main features of them are noisy, smelly and contaminating the environment by emission respectively. Some of these harmful effects may be reduced or eliminated by replacing the diesel engine by an electric motor. In this paper we consider the technical options of replacing in terms of vehicle dynamic and bearing capability of the modified drive train parts. The rebuilding is supported by the GOP-1.1.1-11-2012-0617 Economy Developing Operative Programme implemented at the Electrical Engineering and Mechatronics Department, Faculty of Engineering, University of Debrecen.

Keywords: power density, gradeability, torque demand, load consideration

1. Eligible resolutions for drivetrain modification

1.1. Power density and storage density

Fig. 1 shows the power and energy-storage densities for various propulsion concepts. Both the power density (W/kg) and the energy-storage density (Wh/kg) of the combined engine/energy-storage system must be high to achieve the desired performance (acceleration, speed).

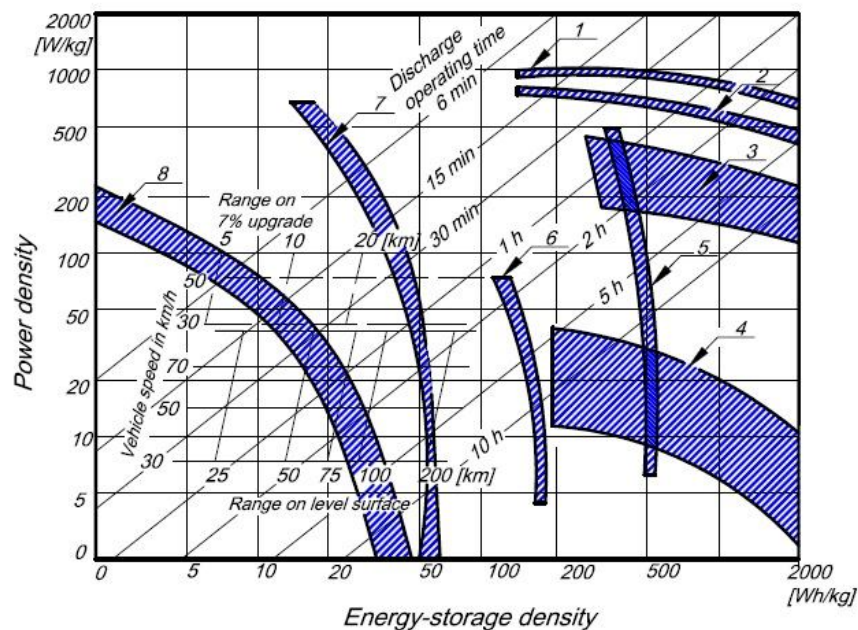


Figure 1 Power and energy-storage densities for various propulsion concepts [1]

1 Gas turbine, 2 Internal combustion engine, 3 External-combustion engine, 4 Electric motor with fuel cell, 5 Lithium-chloride battery, 6 Zinc-air battery, 7 Nickel-cadmium battery, 8 Lead acid battery.

The vehicle's operating time – and thus the operating range which can be covered before the energy-storage device must be replenished (renewed/ refilled/recharged) - is a function of the energy-storage density, the power requirement, and the vehicle weight. Although the power-to-weight ratios combining with high energy-storage densities (period of operation per tank of fuel) make internal-combustion engines (ICE) particularly suitable for vehicular applications, the torque curves are less satisfactory, see Fig. 2. Thus a transmission unit is required for both the transfer and the conversion of torque. The unit must be capable of transmitting torque for starting off while incorporating various torque-conversion ratios (for ascending gradients and selecting different speed ranges). Electric driven vehicles also may need a transmission due to the limitations imposed by the allowed current at starting.

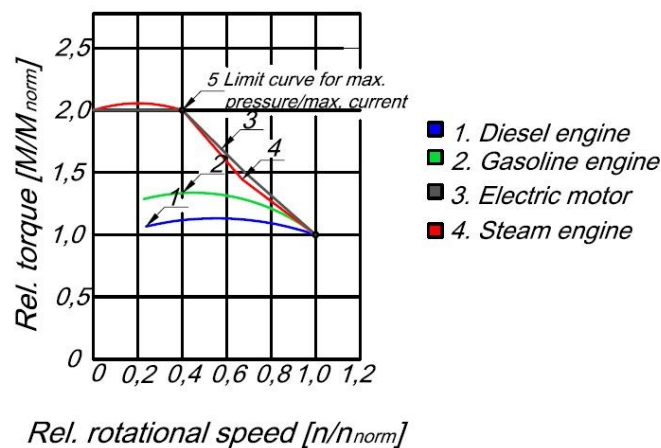


Figure 2 Relative torques for various power units [2]

1.2. Choice of replacing propulsion system

In the urban area when collecting garbage, the average speed of the vehicle is approximately 3-4 km/h, due to the non-stationary operation. If the solid waste treatment facility situates close to the urban area, inside the operating range of an electrical vehicle, it is expedient to replace the internal combustion engine of the truck by electric motor and Lithium-chloride battery, with or without transmission respectively. This way, the harmful effects of the diesel engine such as noisy, smelly and contamination of the environment by emission may be eliminated or reduced.

2. Replacing the ICE by electric motor

The rebuilt vehicle must be capable of effecting the transition from a stationary to a mobile state. Once in motion, it must be able to ascend gradients and accelerate to the desired cruising speed with a reasonable degree of alacrity.

In this paper we consider the technical options of replacing in terms of vehicle dynamic and bearing capability of the modified drive train parts. Only the engine, transmission and universal joint shaft may be covered in the modification. The suspension and the rear axle with the differential are not affected.

2.1. Vehicle dynamic consideration

2.1.1. Introduction of the drivetrain of the IVECO 150E Eurocargo Hard-Press Garbage Truck
A garbage truck is a specially designed vehicle to collect and haul communal waste to a solid

waste treatment facility. These garbage trucks are a common sight in most urban areas. The main features of the truck powered by 6 cylinders 5.88 litres capacity diesel engine (see Fig. 3) are the following [3]:

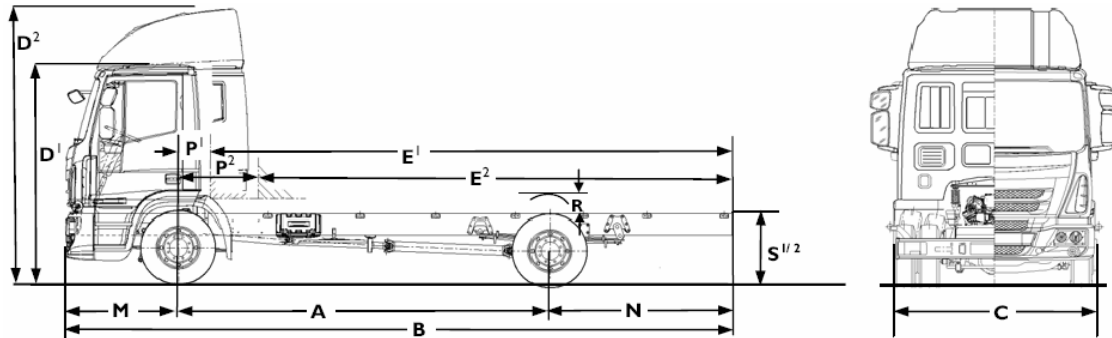


Figure 3 IVECO 150E Eurocargo

Engine: Iveco Tector

P: 217/160 [PS/kW]

n: 2700 [min⁻¹]

M: 680 [Nm] (1200 min⁻¹ – 2100 min⁻¹)

Gearbox: ZF 6S700 Manual

Gear ratios:

1st 6.02

2nd 3.32

3rd 2.07

4th 1.40

5th 1.00

6th 0.79

Geared speed: 122 km/h

Differential: Meritor MS 10-164 Hypoid, ratio: 4.56

Maximum bodyload: 150 kN

Gradeability: 25%

Tyres: 285/70R19.5

Rolling diameter: 895 mm

Deflection angle of the U joints in stationary state: 4°

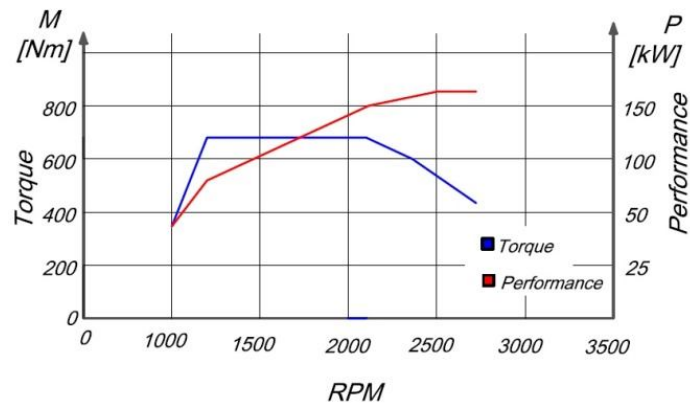


Figure 4 Engine characteristic



2.1.2. Dynamics of linear motion

The tractive force of the vehicle has to overcome the total running resistance at a given vehicle speed. The rest of it may be utilized for speed-up (acceleration).

The equation of equilibrium of tractive force is as follows:

$$F_{tr} = F_w + F_{acc} \quad (1)$$

$$\text{where: } F_w = F_R + F_D + F_G \quad (2)$$

F_w total rolling resistance

(F_R rolling resistance, F_D aerodynamic drag, F_G gradient resistance)

2.1.3. Required torque of the universal joint shaft

The maximum required torque of the universal joint shaft is arising when ascend gradient. With the maximum bodyload the vehicle according to its specification has to overcome at least a gradient of 14° (it corresponds to 25% gradeability).

The gradient resistance is calculated as:

$$F_G = G \sin \alpha \approx 36kN \quad (3)$$

The required torque of the driven wheel:

$$M_{wheel} = F_G R_{wheel} \approx 16kNm \quad (4)$$

The maximum required torque of the universal joint shaft:

$$M_{shaft \text{ req.}} = \frac{M_{wheel}}{i_{diff}} \approx 3.5kNm \quad (5)$$

2.1.4. Determining the power requirement of the electric motor

The electric motor power requirement depends on whether a transmission is applied or not.

If transmission is applied, the torque requirement on the shaft may be satisfied by appropriate choosing of the gear ratio. The motor power may affect the maximum speed of the vehicle.

If there is no transmission applied, and the electric motor is connected directly to the universal joint shaft, the torque required has to be produced by the electric motor.

2.1.4.1. Checking the original drivetrain for gradeability

The torque of the diesel engine from $n=1200$ rpm

$$M_{ICE} = 680Nm$$

The torque on the universal joint shaft in the first gear:

$$M_{shaft \text{ ICE}} = M_{ICE} i_{1st \text{ gear}} = 4.2kNm \quad M_{shaft \text{ ICE}} > M_{shaft \text{ req.}} \quad (6)$$

As it can be seen, the original drivetrain effects the 25% gradeability requirement, moreover it has traction force left for acceleration.

2.1.4.2. Checking the electric motor for gradeability

Data of the available three-phase star connected electric motor:

$$P = 110kW$$

$$U = 350V$$

$$n = 2880 \text{ min}^{-1}$$



$$M_{nom} = 320 Nm$$

$M_{max} = 10M_{nom} = 3.2 kNm$ (in the rpm range from 0 to 2880 min^{-1} , with frequency control, see Fig. 5)

$$M_{el.mot} < M_{shaft \text{ req.}}$$

As it can be seen, the electric motor without transmission does not effect the 25% gradeability requirement.

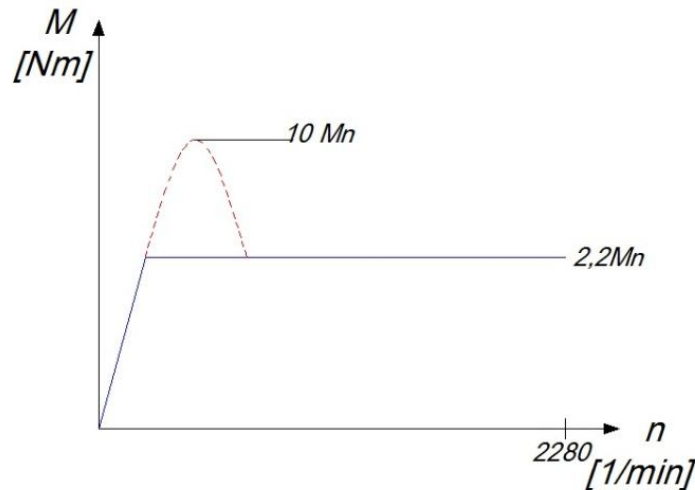


Figure 5 Electric motor characteristic

2.1.4.2.1. The gradeability of the vehicle without transmission

The torque of the driven wheel:

$$M_{wheel} = M_{el.mot} i_{diff} = 14.6 kNm \quad (7)$$

Tractive force on the driven wheel:

$$F_{trac} = \frac{M_{wheel}}{R_{wheel}} \approx 32.6 kN \quad (8)$$

The angle of gradient may be overcome by this tractive force:

$$\alpha = \arcsin \frac{F_{trac}}{G} \approx 12.5^\circ \text{ (gradeability: 22\%)} \quad (9)$$

2.1.4.2.2. The top speed of the vehicle powered by electric motor

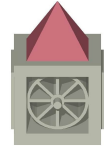
The equation of equilibrium of tractive force at top speed on level road is the following:

$$F_{trac} = F_w = F_R + F_D \quad F_{trac} = 32.6 kN \quad (10)$$

2.1.4.2.2.1. Rolling resistance

The rolling resistance is the product of deformation processes which occur at the contact patch between tire and road surface. The coefficient of rolling resistance at low speed for pneumatic truck tires on concrete, asphalt is approximately $f_0 \approx 0.008$ [2]. The rolling resistance depends among others on the vehicle speed. At about 100 km/h vehicle speed the rolling resistance is approximately 50% higher than f_0 , consequently $f \approx 0.012$.

$$F_R = fG = 1.8 kN \quad (11)$$



2.1.4.2.2.2. Top speed consideration from the available tractive force aspect.

If the maximum tractive force is available continuously due to the frequency control of the electric motor, the top speed is limited by the aerodynamic drag. From the Eq. 10 the equation of equilibrium of tractive force is as follows (there is no force left for acceleration):

$$F_D = F_{trac} - F_R$$

$$\text{where: } F_D = 0.5\rho C_w A(v + v_0)^2 \quad (12)$$

$$C_w = 1.2 \quad \text{drag coefficient for trucks [2]}$$

$$\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3 \quad \text{air density at 200m altitude}$$

$$A = 13 \text{ m}^2 \quad \text{vehicle cross section}$$

$$v = \sqrt{\frac{F_{trac} - F_R}{0.5\rho C_w A}} = 57 \text{ ms}^{-1} = 206 \text{ km/h} \quad (13)$$

2.1.4.2.2.3. Top speed consideration from the aspect of electric motor rpm

The vehicle speed results from the maximum rpm of the electric motor if the calculated speed is less than the speed limited by the aerodynamic drag.

$$n_{mot} = 2880 \text{ min}^{-1} = 48 \text{ s}^{-1}$$

$$n_{wheel} = 10.5 \text{ s}^{-1}$$

$$v_{wheel} \approx 30 \text{ ms}^{-1} = 108 \text{ km/h}$$

The top speed of the vehicle is 108km/h.

2.2. Method of strength consideration

The material and hence its properties of the drive train parts (such as the output shaft of the transmission, the input shaft of the differential, the electric motor shaft, U joint forks) are not known. Since not being in possession of data mentioned above, real stressing procedure can not be carried out.

The applied method of strength consideration is the following:

Analyzing the load produced by the universal joint shaft in the original drivetrain and in the original layout.

Determining the terminal position of the universal joint shaft in which it produces maximum the same load for the electric motor shaft as it is subjected to by a belt drive.

2.2.1. Load consideration of the U joint shaft drive

If the deflection angle of the U joints is 0° , the U joint shaft transmits only torque. If the deflection angle of the U joints deviates from 0° as in general case, supplementary forces arise in the joints causing concentrated moment on the shaft. This moment altering in the function of the angular displacement of the joint loads the connecting shafts of the differential, the transmission and the electric motor.

The maximum supplementary moment in the case of joint deflection [4]:

$$M_{ben} = M_{shaft ICE} \tan \beta = 4.2 \text{ kNm} \quad \tan 4^\circ = 2.9 \text{ kNm} \quad (14)$$

2.2.2. Load consideration of electric motor belt drive

The electric motor is connected normally to the countershaft either directly through a

coupling or by a belt drive. When connecting through a coupling, the motor shaft is subjected purely to torque. However in the case of belt drive the motor shaft is subject to torque and belt prestressing force.

Data of belt drive:

- the appropriate wedge belt section: SPB
- the minimum recommended datum diameter of the pulley: $d_b=140\text{mm}$
- the peripheral force on the pulley:

$$F_{per} = \frac{P_{el.mot}}{2\pi n} \frac{1}{d_b/2} = 10.4\text{kN} \quad (15)$$

- the prestressing force of the belt drive loading the shaft:

$$F_{prestr} \approx 2.4F_{per} = 25\text{kN} \quad (16)$$

- the bending moment caused by the prestressing force:

$$M_{ben.el.mot} = F_{prestr} l = 3.75\text{kNm} \quad (17)$$

where: l is the length of the force arm on the shaft.

It can be seen, $M_{ben.el.mot} > M_{ben}$, so the U joint shaft can be connected directly to the electric motor shaft at the joint deflection angle of 4° without damaging it, see Fig. 6.

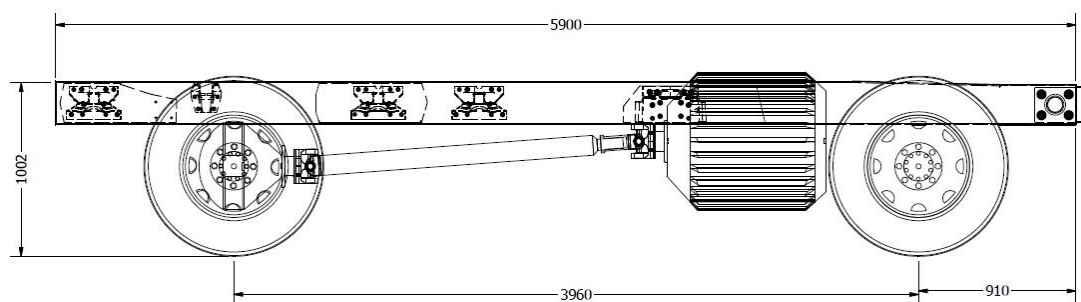


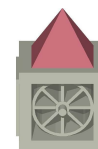
Figure 6 Electric motor installation

3. Summary

The rebuild of the IVECO 150E Eurocargo Hard-Press Garbage Truck supported by the GOP-1.1.1-11-2012-0617 Economy Developing Operative Programme covers the replacing the ICE by electric motor. There are several specifications of replacing, such as vehicle dynamics, strength consideration. Although the ICE can be replaced by the electric motor for the special task to collect small quantities of waste and haul the collected waste to a solid waste treatment facility, the rebuilt vehicle is not equivalent with the original one from vehicle dynamics aspects. The strength consideration, in the lack of the knowledge of materials and material properties, is based on the load assessment. If the load subjected to the parts after rebuilding is less than the load before rebuilding, the parts of the drivetrain won't damage.

References

- [1] "The Automobile and Air Pollution" US Department of Commerce (Morse Report)
- [2] Mitschke M.: Dynamics of the motor vehicle Springer Verlag 1984
- [3] IVECO Ltd. catalogue: PD/RB/150E22Truck/01/10
- [4] VOITH High-Performance Universal Joint Shafts Products Catalogue



KINETIKUS ENERGIA VISSZANYERÉS JÁRMŰVEKNÉL PNEUMATIKUS ÚTON KINETIC ENERGY RECOVERY OF VEHICLES BY PNEUMATIC SYSTEM

TIBA Zsolt PhD, BEKESI Zsolt

University of Debrecen, Faculty of Engineering, 4028 Debrecen, Ótemető Street 2-4

tiba@eng.unideb.hu, zsolt.bekesi@eng.unideb.hu,

Abstract: Nowadays the environmental protection is getting more important. The EU's policy of environmental protection controls by lows the emission of internal combustion engines. In order to meet the requirements, the car manufacturers design more efficient engines and apply appliances utilizing the "waste" energy. KERS is one of these appliances utilizing the kinetic energy during braking. KERS is commonly an electric device needing battery. The development of KERS is aimed at mechanic or hydraulic operation methods without the need of applying battery.

In this paper we clarify the basic principal of the KERS based on compressed air.

Keywords: brake, KERS, pneumatic system

1. Introduction

1.1. Hybrids

Hybrids, as a definition are the combination of two different drive systems. They are in general, aside from some exceptions an internal combustion engine and an electric motor.

It is advantageous from the viewpoint of the electric motor applying battery for energy storage to cooperate with ICE, since the advantageous features of the two systems (big operation range, fast refilling, recovery of the kinetic energy, application of regenerative propellant, operation without emission) succeed together.

The cooperation of the two systems is advantageous, because the partial load operation with relative low efficiency of the ICE may be avoided. In conformity with the aimed features there are different hybrid systems developed [1].

1.1.1. Parallel hybrids

A *parallel hybrid* uses both an electric motor and an internal combustion engine (ICE) for propulsion. They can run in tandem, or one can be used as the primary power source with the other kicking in to assist when extra power is needed for starting off, climbing hills, and accelerating to pass other vehicles. Because both are connected to the *drive train*, they're said to run "in parallel" [1].

1.1.2. Series hybrids

A series hybrid uses a gasoline or diesel ICE, coupled with a generator, to generate electricity but not to drive the car. The engine can send the electric current directly to the electric motor or charge a large battery that stores the electricity and delivers it to an electric motor on-demand. The electric motor propels the vehicle without using transmission [1].

1.2. KERS

KERS is an acronym, its meaning is Kinetic Energy Recovery System. This appliance utilizes the kinetic energy during the braking instead of dissipating the generated heat. The stored



energy may be transformed into kinetic energy anytime.
The system may be activated by the button of “push-to-pass”.

1.2.1. Battery KERS

The energy is stored in battery. The system consists of batteries, direct current motor capable to operate as an electric motor and as a generator. This method is applied by the BMW.

1.2.2. Capacitor KERS

The energy is stored in the capacitor and not in the battery. The advantage of this system is that the charging and discharge current can be higher resulting in high peak performance of the system. The capacitor can effect more charging-discharging cycles than the battery. This method is applied by the Mazda.

1.2.3. Electrical-flywheel KERS

The recuperation of the drive is realized by an electric motor coupled to the crankshaft of the ICE, however the energy is stored not as electric energy, but in a composite flywheel. A part of the flywheel is a magnetized composite. This flywheel is the rotor of the electric motor as well, having the speed of rotation of 40000-60000 rpm. The appliance operates in vacuum. The advantage of the system is that it is not sensitive to the temperature chancing, and it has high efficiency. The disadvantage of it is the large sized flywheel.

1.2.4. Hydraulic KERS

In this method the pressure produced by the pump during the braking is stored in the hydraulic accumulator, which is capable to power a hydraulic motor. This way the hydraulic motor assists the drive. The appliance is capable of exerting great torque, the mass of the system is significant because of the great sizes of the hydraulic components due to the high pressure. Therefore these systems are applied in trucks and camions.

1.2.5. Flywheel KERS

The purely mechanical flywheel energy storage system was developed by the Flybird Ltd. In spite of the other systems, it is coupled not to the ICE but to the transmission through a CVT (continuously variable transmission). The flywheel's speed of revolution made of carbon composite may be even 60000 rpm. In the casing of the flywheel there is vacuum, similar to the electrical-flywheel systems. The advantage of this KERS system is that the energy is stored without transforming; hence its efficiency may be the highest. This system is developed only by the Volvo.

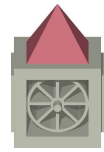
2. Introduction of the pneumatic system

2.1. The construction of the system

The most important parts of the system are the four rotating blade compressor-motor units which are in direct contact with the four wheels (see Fig. 1).

In principle, every axle could have only one pneumatic compressor-motor unit assembled, however the brake force produced by the pneumatic system could not be controlled by wheels only by axles which is contrary with the requirements of the ABS operation.

The ABS is one of the most fundamental safe system assembled almost in to all cars, therefore it is very important that the pneumatic system is compatible with it. If we insisted on the pneumatic system employed axle by axle, then in the case of two wheels drive we have to



either give up the energy developed by the not driven wheels or an additional counterdrive is needed, that means extra mass and redesign.

The other important parts of the system are the air bottles supplying the pneumatic system (see Fig. 1). The increasing of the number of the air bottles would results in higher efficiency, because the pressure of the bottles can be adjusted to narrow range.

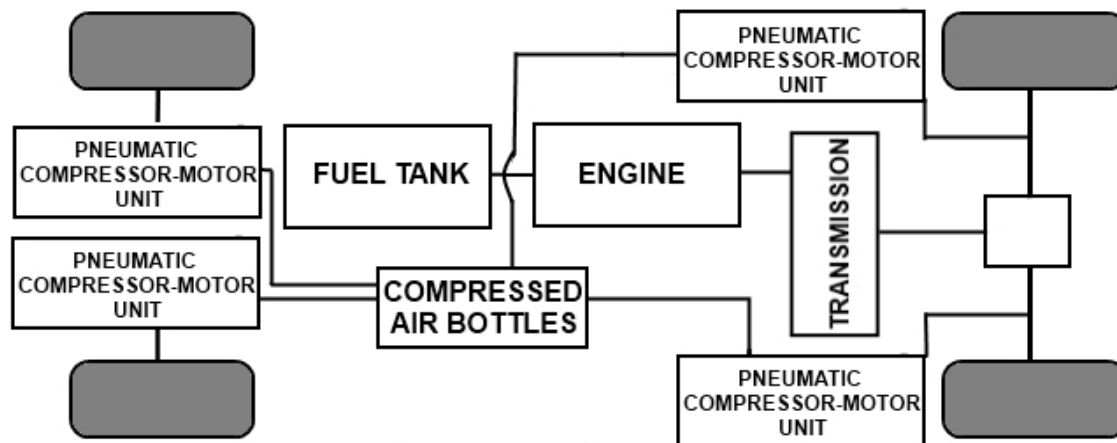


Figure 1 Pneumatic hybrid

2.2. A hybrid strategy

The system is a combination of the hybrid and the KERS systems. It can be regarded as a hybrid system, because it comprises two different drive systems, the ICE and the air motor. However, on the other hand the ICE drives always the wheels, it can't be disconnected under operation, and the pneumatic motor can only assist the drive.

It can be regarded as a KERS system, because the energy (compressed air) utilized by the associated drive system is produced only from the kinetic energy during the braking and there is no way to produce it by driving the compressor by the ICE.

The main task of the system is to drive the vehicle in the acceleration phase with the air motor utilizing the stored compressed air so that decrease the emission and the consumption of the ICE.

2.3. Block diagram of the pneumatic system

All of the pneumatic components applied are standardized hence they are available from brand catalogues. Only the sliding blade compressor motor must be designed in conformity with the special requirements of the vehicle.

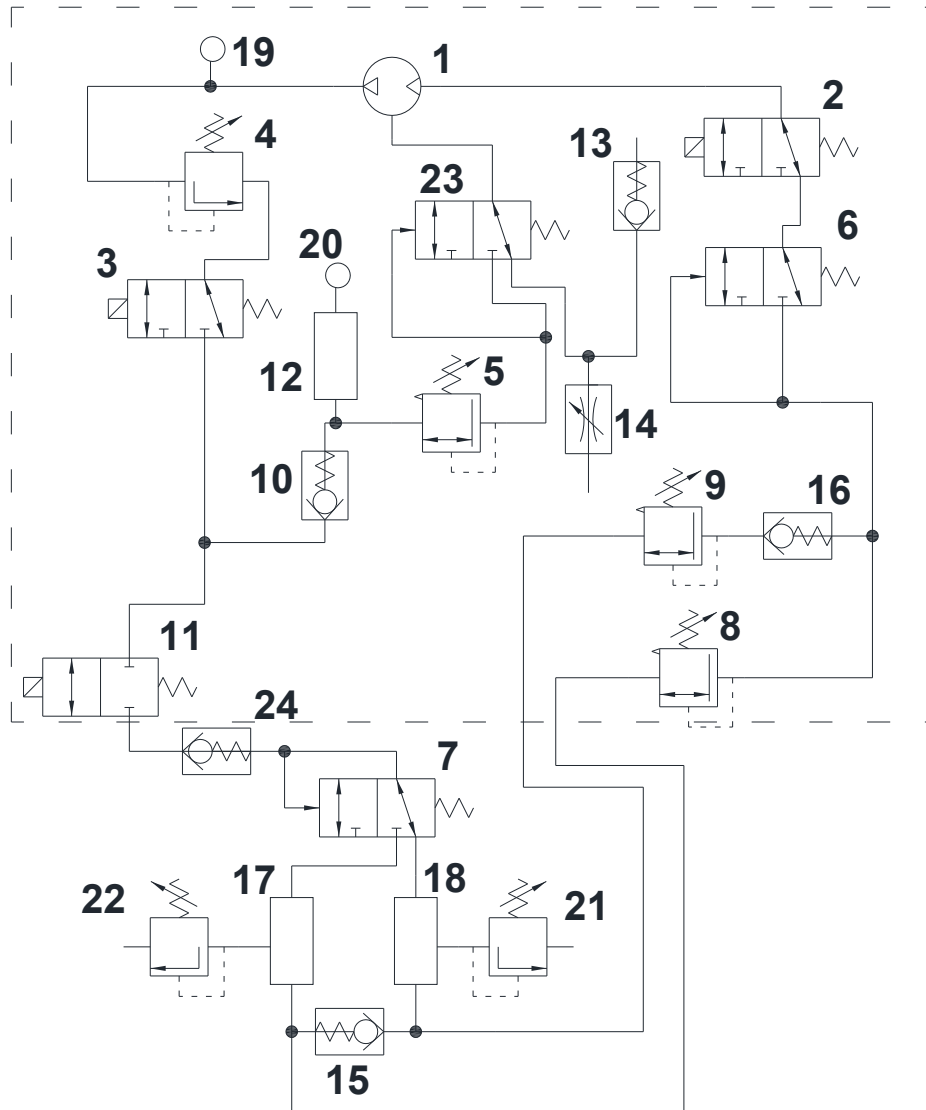


Figure 2 Pneumatic block diagram

(1) sliding blade compressor motor; (2, 3) 3/2 electrical valve; (4, 21, 22) pressure control valve; (5, 8, 9) pressure reducing valve; (6, 7, 23) 3/2 pneumatic valve; (10, 13, 15, 16, 24) back-pressure valve; (11) 2/2 electrical valve; (12) puffer storage bottle; (14) restrictor valve; (17, 18) compressed air bottle; (19, 20) pressure gauge

2.4. Sliding blade compressor-motor

The operation of the sliding blade compressor-motor is smoother than the reciprocating-piston compressor. In the lack of reciprocating parts, it can operate at high rpm and can be coupled directly with the wheel. The dimension, the mass of the appliance is small; it has no intake and discharge valve resisting the air flow. The surfaces sliding on each other are small, hence its specific power is favorable. It is not sensitive for air pollution and the atmospheric humidity [2].

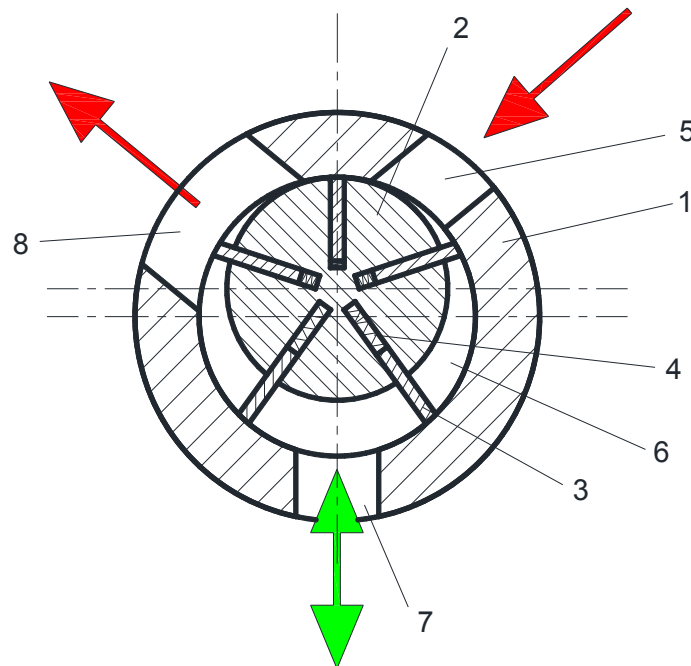


Figure 3 Sliding blade compressor-motor

The course of the expansion: The rotor (2) is supported in the cylindrical casing (1) eccentric, see Fig. 3. There are slots in the rotor in radial direction, in which blades can slide. The odd number blades are pressed to the casing wall by springs and the blades slide on the wall when rotating. The blades form closed chambers (6). When acting the compressed air (5) in the chamber, peripheral force arises due to the effective surface causing torque on the shaft. The volume of the chamber is increasing until the blade (3) reaches the discharge port (7).

The course of the compression: When the chamber clears the intake port, it is filled with air. When turning the rotor, the intake port is getting closed and the compression stroke begins. The compressed air is forced to the exhaust port. In the pneumatic compressor-motor the same port is applied as the exhaust port of the motor and the intake port of the compressor [2].

3. Summary

Although the energy storage by compressed air has its advantages and disadvantages, it may be the concurrent of the common hybrid systems, because the lifetime of the battery is limited.

The mass of the pneumatic system is small and its service life may be considered infinite. The drawback of the pneumatic KERS is its relative small efficiency, and the sudden air temperature alteration when altering the air pressure. However with appropriate proportioning the parameters of the system may be optimized.

Literature

- [1] Emőd, I., Tölgyesi, Z., Zöldy, M. (2006) *Alternatív járműhajtások*, Maróti Könyvkereskedés és Könyvkiadó Kft; Budapest
- [2] Dr. Varga József: *Hidraulikus és pneumatikus gépek*; Műszaki Könyvkiadó; Budapest; 1974



KINEMATICAL AND VIBRATION ANALYSIS OF A KAWASAKI ROBOT

TÓTH Gábor, SZABÓ Tamás, PhD

Robert Bosch Department of Mechatronics, University of Miskolc

gabor.toth.1989@gmail.com, szabo.tamas@uni-miskolc.hu

Abstract: The first part of the paper deals with the kinematical analysis of an industrial Kawasaki robot using Denavit-Hartenberg parameters. The robot contains a parallelogram mechanism which is substituted by a virtual simple member in the model. A program has been developed to simulate the motion of the robot during the powder coating process. It is essential to get rid of the extra powder remained on the workpiece, which is achieved by vibration. The workpiece is clamped by spring end effector which is forced by a pneumatic vibrator. Therefore in the second part of this paper the forced vibration of the end effector is considered to determine the technical parameters of the spring.

Keywords: robot, kinematics, simulation, vibration

1. Introduction

Recently the robots are widely used in industrial automation. One field of the application is the powder coating [1], where a hot workpiece is dipped into an aerated, powder-filled bed. The robot has to perform a specific motion to meet the requirements of the coating technology.

The motion of the robots are analysed in number of papers and textbooks, e.g., [2], [3], for this purpose the Denavit-Hartenberg description is used usually. In addition of the robot motion the vibration of the end effector is required to get rid of the unnecessary powder. The linear vibration problems are discussed in academic textbooks e.g., [4], [5].

In this paper kinematical analysis of a Kawasaki ZX165U robot is discussed in Section 2. The robot has got parallelogram mechanism, which will be replaced with a single virtual member. This way the Denavit-Hartenberg parameters can be used. The substituted member provides the appropriate displacement but its rotation parameter is modified. The technological motion of the robot will be simulated.

Section 3 is devoted to the vibration analysis of the end effector. In order to achieve efficient vibration the phenomenon of the resonance is utilised to determine the technical parameters of the springs.

Finally some concluding remarks will be given.

2. Kinematical analysis of the Kawasaki ZX165U robot

The analyzed robot performing powder coating process is shown in *Figure 1*. The treatment of the parallelogram mechanism needs considerations. The motion of joint JT3 can be also produced virtual member which is shown in *Figure 2 a*. The original mechanism and the substituted one can carry out the same motion if the rotation parameter in joint JT3 is modified with the rotation of the virtual member.



Figure 1 The robot during the process

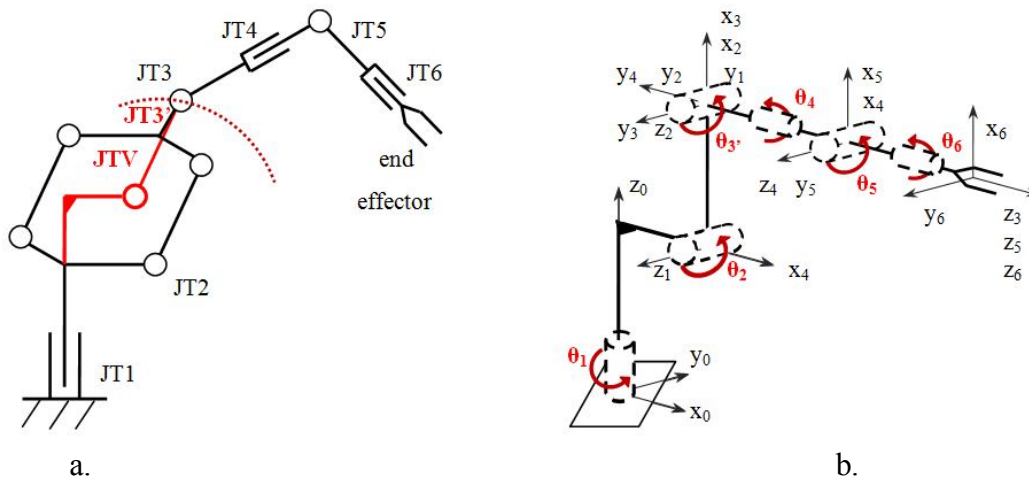


Figure 2 a. The original and the substituted model. b. The applied coordinate systems.

To prescribe the motion of the robot Denavit-Hartenberg parameters ($a_i, d_i, \alpha_i, \theta_i$) are applied considering the coordinate systems shown in Figure 2 b, which are defined as [2]

- θ_i : the angle between x_{i-1} and x_i measured about z_{i-1} (θ_i is variable if joint I is revolute.)
- α_i : the angle between z_{i-1} and z_i measured about x_i
- a_i : distance along x_i from O_i to the intersection of the x_i and z_{i-1} axes
- d_i : distance along z_{i-1} from O_{i-1} to the intersection of the x_i and z_{i-1} axes.

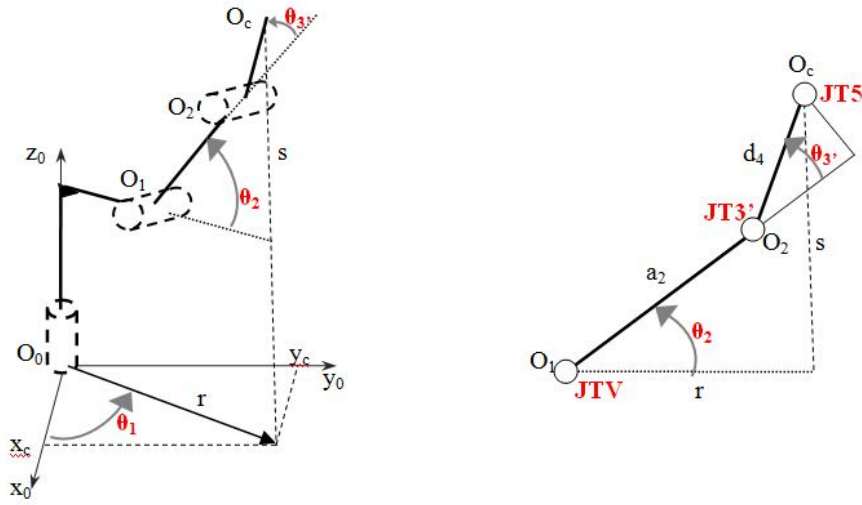


Figure 3 Simplified geometry of the robot with the angles of the members

The joint angles of the robot can be determined with trigonometric functions by the help of Fig. 3:

$$\theta_1 = a \tan \left(\frac{x_c}{y_c} \right) \quad (1)$$

$$\theta_2 = \arctan \left(\frac{s}{r} \right) - \arctan \left(\frac{d_4 \sin(\theta_3)}{a_2 + d_4 \cos(\theta_3)} \right) \quad (2)$$

$$\theta_3 = a \tan \left(\pm \frac{\sqrt{1-D^2}}{D} \right) \quad (3)$$

$$D = \cos \theta_3 = \frac{r^2 + s^2 - a_2^2 - d_4^2}{2 \cdot a_2 \cdot d_4} \quad (4)$$

$$\theta_4 = a \tan \left(\pm \frac{s_4 s_5}{c_4 s_5} \right) = a \tan \left(\pm \frac{s_1 r_{13} - c_1 r_{23}}{(c_1 c_2 c_3 - c_1 s_2 s_3) r_{13} + (s_1 c_2 c_3 - s_1 s_2 s_3) r_{23} + (c_2 s_3) r_{33}} \right) \quad (5)$$

$$\theta_5 = a \tan \left(\pm \frac{\sqrt{1-c_5^2}}{c_5} \right) = a \tan \left(\pm \frac{\sqrt{1 - ((c_1 c_2 s_3 + c_1 s_2 s_3) r_{13} + (s_1 c_2 s_3 + s_1 s_2 c_3) r_{23} - (c_2 c_3) r_{33})^2}}{(c_1 c_2 s_3 + c_1 s_2 s_3) r_{13} + (s_1 c_2 s_3 + s_1 s_2 c_3) r_{23} - (c_2 c_3) r_{33}} \right) \quad (6)$$

$$\theta_6 = a \tan \left(\pm \frac{s_5 s_6}{-s_5 c_6} \right) = a \tan \left(\pm \frac{(c_1 c_2 s_3 + c_1 s_2 s_3) r_{12} + (s_1 c_2 s_3 + s_1 s_2 c_3) r_{22} - (c_2 c_3) r_{32}}{(c_1 c_2 s_3 + c_1 s_2 s_3) r_{11} + (s_1 c_2 s_3 + s_1 s_2 c_3) r_{21} - (c_2 c_3) r_{31}} \right), \quad (7)$$

where s_i , c_i ($i=1, 2, 3$), respectively denote the sine, cosine of joint angles θ_i , and r_{ij} ($i, j=1, 2, 3$) denote the elements of the Euler transformation matrix related to the end effector.

A special purpose code has been developed to simulate the motion of the robot in SCILAB on the base of formulae (1)-(7). One cycle of the coating process is shown in Figure 4, where the black lines represent the members of the robot in discrete positions and the red line shows the path of the workpiece.

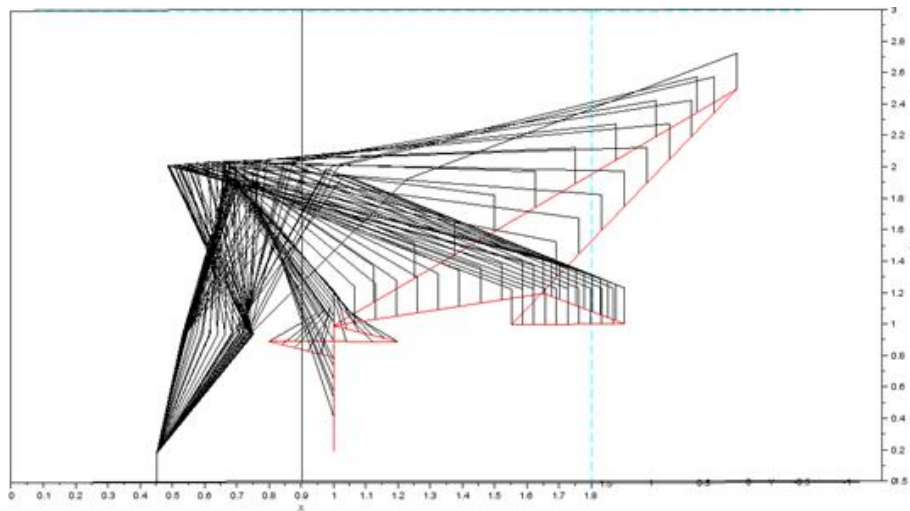


Figure 4 Motion of the robot

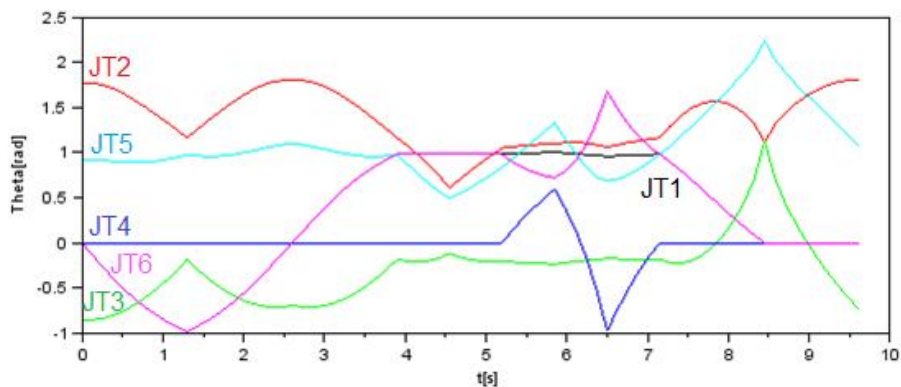


Figure 5 Angles of the joints

The six joint angles denoted by sequence numbers and shown in *Figure 5* are also determined by the code. The curves of the angles show sharp edges since constant velocity is prescribed for the motion of the workpiece on the different sections of the path. Those edges can be smoothed by trajectory planning [2].

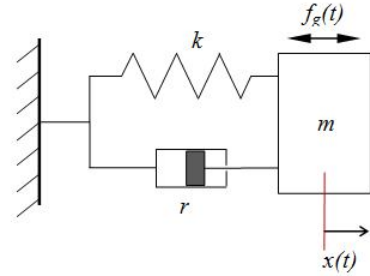
3. Vibration of the end effector

A special end effector is mounted on the robot, which is shown in *Figure 6 a*. There is a pneumatic cylinder on the right hand side serving as an actuator to grip the workpiece. In addition to this a pneumatic vibrator is mounted on the left hand side. The gripper together with the pneumatic elements can move horizontally on the end effector, and it is supported by four equal springs. The springs are mounted in such a way that only two of them are in engagement at the same time.

Due to the pneumatic vibrator the gripper can perform a forced vibration in order to remove the unnecessary powder. The vibration system can be treated with a one DOF model, which is shown in *Figure 6 b*. The mass m contains the masses of the gripper, the pneumatic cylinder, the pneumatic vibrator and the workpiece. The spring stiffness k is the sum of the stiffness values of two working springs. The damping of the vibration system is denoted by r .



a.



b.

Figure 6 a. The end effector mounted by a pneumatic cylinder and a pneumatic vibrator *b.* One DOF vibration model of the gripping system

The differential equation of the one DOF vibrating system is written as

$$m \cdot \ddot{x} + r \cdot \dot{x} + k \cdot x = F_{g0} \cdot \cos(\omega \cdot t), \quad (8)$$

where $x[m]$ is the displacement, $\dot{x}$ is the velocity, $\ddot{x}$ is the acceleration, $F_{g0}[N]$ is the amplitude of the exciting force, $\omega[rad/s]$ is the angular frequency of the pneumatic vibrator and $t[s]$ is the time. The energy dissipation of the system is provided by the structural damping of the springs, which is not in hand usually.

Dividing (2) by m and introducing the notation of $\alpha^2 = \frac{k}{m}$, $2\alpha\xi = \frac{r}{m}$, $f_0 = \frac{F_{g0}}{m}$, the complex steady state solution is written as

$$z(t) = \frac{f_{g0}}{\alpha^2 - \omega^2 + i2\xi\alpha\omega} e^{i\omega t}, \quad (9)$$

where α denotes the natural angular frequency of the system, ξ is the Lehr's damping ratio and i is the imaginary unit.

One can obtain the amplitude A of the vibration by taking the absolute value of the coefficient in front of the exponential function in (9):

$$A = \frac{f_{g0}}{\sqrt{(\alpha^2 - \omega^2)^2 + 4(\xi\alpha\omega)^2}}. \quad (10)$$

When ω is much higher than α then the amplitude will be very small therefore the force transferred to the robot arm is negligible. In order to obtain small amplitude the natural angular frequency is fifth of the angular frequency of the vibrator, i.e., $\alpha = \omega / 5$. The angular frequency of the pneumatic vibrator $\omega = 179.1[rad/s]$, mass $m = 50[kg]$, the amplitude of the exciting force $F_{g0} = 565[N]$. Resonance curves are shown in *Figure 7* for two different damping ratios $\xi = 0.05$ and $\xi = 0.1$. The amplitudes of the displacement is $0.36[mm]$.



The design of the springs is based on $\frac{\omega}{5} = \alpha = \sqrt{\frac{k}{m}}$, thus

$$\alpha^2 m = k = \frac{2 I_p G}{r^2 l}, \quad (11)$$

where I_p is the polar moment of inertia of the spring wire circular cross section, G is the shear modulus, l is the length of the spring wire, and r is the middle radius of the spring. Assuming $r = 15 [mm]$, $l = 410 [mm]$, $G = 79.3 [GPa]$.

Using the formulae of the spring given in [5], the diameter of the spring wire can be designed as

$$d = \sqrt[4]{32 \frac{I_p}{\pi}} = \sqrt[4]{32 \frac{\alpha^2 m l r^2}{2 G \pi}} \cong 4 [mm]. \quad (12)$$

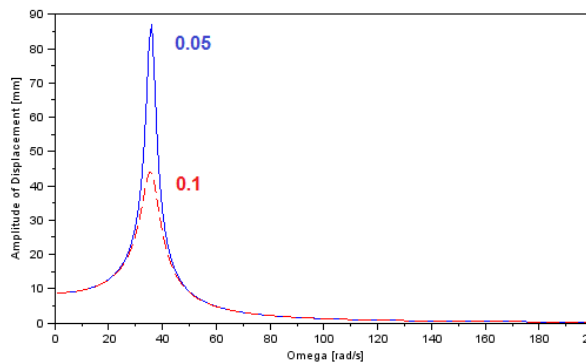


Figure 7 The amplitudes of displacement

4. Results

The parallelogram mechanism of the Kawasaki ZX165U robot has been substituted by a virtual joint therefore the Denavit-Hartenberg parameters are easily applicable also in this case. In addition a special purpose program code has been developed to simulate the path of the end effector and to calculate the joint angles during the powder coating process.

The forced vibration of the end effector has been described and the diameter of the spring wire is calculated.

Acknowledgement: This research was carried out in the framework of the Center of Excellence of Mechatronics and Logistics at the University of Miskolc.

References

- [1] Tracton, A. Arthur (2005) *Coating Technology Handbook*, CRC Press Taylor and Francis Group, Boca Raton, FL, 936 p.
- [2] Spong, W. Mark, Hutchinson, Seth, Vidyasager, M. (2006) *Robot Modeling and Control*, John Wiley & Sons, Inc., USA, 478 p.
- [3] Király Béla (1995) *Ipari robotok kinematikai és dinamikai elmezése*, Miskolci Egyetemi kiadó, Miskolc, 37 p.
- [4] Király Béla (2006) *Dinamika (Kinematika, Kinetika, Rezgésstan)*, Miskolci Egyetemi kiadó, Miskolc, 365 p.
- [5] Égert János, Jezsó Károly (2006) *Mechanika Rezgésstan*, Széchenyi István Egyetem, Győr, 207 p



THE INFLUENCE OF PUNCHED CONTOUR GEOMETRY OVER THE PUNCH FORCE

UTULEANU Stelian, SINDILĂ Gheorghe PhD, CĂPĂTÂNĂ Nicolae
University Politehnica of Bucharest

stelian_u_86@yahoo.com, sindila@yahoo.com, nicu_capatana26@yahoo.com

Abstract: To calculate the punching force is taken into account only the perimeter and not its form. In this case, the pressing force for the contours with the same length, but with different geometries may have different values. To prove this hypothesis were made five dies with various shapes of contours (circle, square, hexagon, triangle and shearing), but having the same perimeter of 30 mm. Data acquisition was performed using a measurement system composed of mechanical press, dies, force and tool position transducers, conditioners, data acquisition board and a computer that ran a program developed in LabVIEW. The results demonstrated that for the hard metals the difference between the minimum and the maximum punching force is 15%, for the contours with the same length, but with different geometries.

Keywords: Punch, data acquisition, LabVIEW, punched contour, punch force .

1. Introduction

Processing method by plastic deformation in general and plastic deformation in particular is the method that meets the highest degree requirements imposed by the current state of society [1]. Stamping is a group of cold plastic processing methods that material separation takes place wholly or partially, after a closed or open contour.

Punching is used both for obtaining finished parts and semi-finished products for further processing operations by plastic deformation (bending, drawing, cold forming). Punching contains several methods like: cutting, punching, shearing, notching, trimming [2].

The required force F for shearing is the force used for total separation (punching, cutting, shearing) or for partial (notching) of a piece from scrap and it is determined using the relation [1, 3]:

$$F [N] = k \cdot l \cdot g \cdot \tau \quad (1)$$

where [1]:

$k=1,1... 1,3$ is a coefficient that takes into account the anisotropy of physico -mechanical properties of the material, the deviations from its thickness, the degree of wear of the cutting edges;

l [mm] - shearing perimeter;

g [mm] – material tickness;

τ [N/mm²] - shear strength of the material.

Can be observed in relation (1) that the only parameter that can influence the punching force is the length of contour, l . The relations of punching force from literature does not contain correction factors or other parameters to take into account the shape of the punched contour.

Using the calculation formula is obtained the same punching force values for the different contour shapes that have the same length, for example (Figure 1): circle, hexagon, square, shearing, triangle.

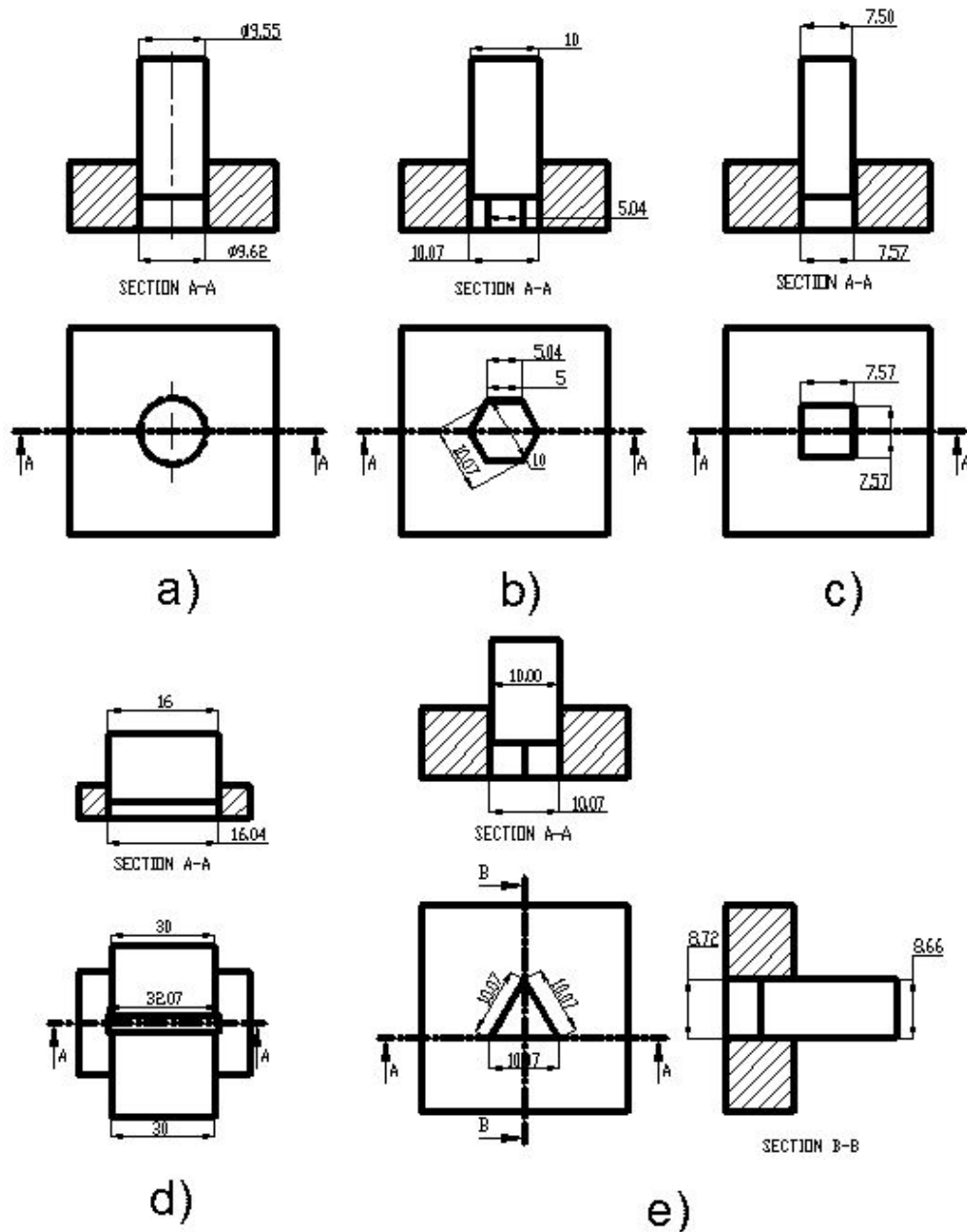


Figure 1 Different contour shapes with the same length, 30 mm;
a) circle; b) hexagon; c) square; d) shearing (cutback); e) triangle.

But engineering sense tells us that geometric shapes with sharp angles require greater force to achieve punching. To check this assumption were made five dies (Figure 1) that have different contour shapes, but their length is equal to 30 mm, and the gap between active plates and punch is 0.07 mm.

2. Methods

The data acquisition system consists of: mechanical press 16tf, force transducer, tool position transducer, one conditioner for each channel, data acquisition board and computer running the

acquisition program. The system is shown schematically in Figure 2.

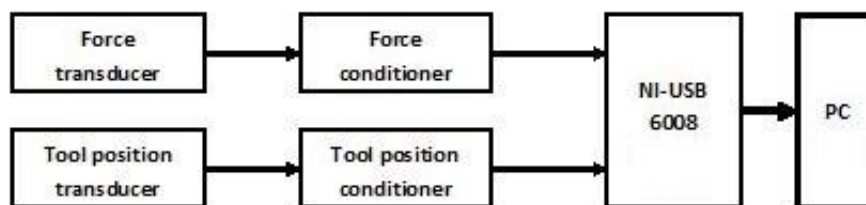


Figure 2 The schematically representation of the data acquisition system

To make possible the data acquisition was created a program (Figure 3) in LabVIEW 2012 64 bit version [4]. This is compound from two buttons (one for start acquisition and one for stop acquisition), two numerical controls (one for force conditioner constant and one for tool position conditioner constant), an XY chart, where it is shown the force variation on the basis of the tool position and two charts representation of force and displacement according to the time.

The program also has three numerical indicators for maximum force, minimum force and displacement. The data acquisition board used is the NI-USB-6008 type, and its configuration was made for two analog channels. The acquisition is carried out at a frequency of 5000 Hz and 20000 records, resulting the acquisition time of 4 seconds. After completing the experiment appears a dialog to save the data entries in the experiment, this function can overwrite an existing file or to create a new one.

The computer used was a MSI notebook, CX600 model with 4Gb RAM and 2.3 GHz CPU frequency. The operating system installed on it was Windows 7 Ultimate x64. Because the management of USB port is faulty on this operating system has been installed the update "KB2581464" provided by Microsoft and change the registry to increase the data transfer rate [5].

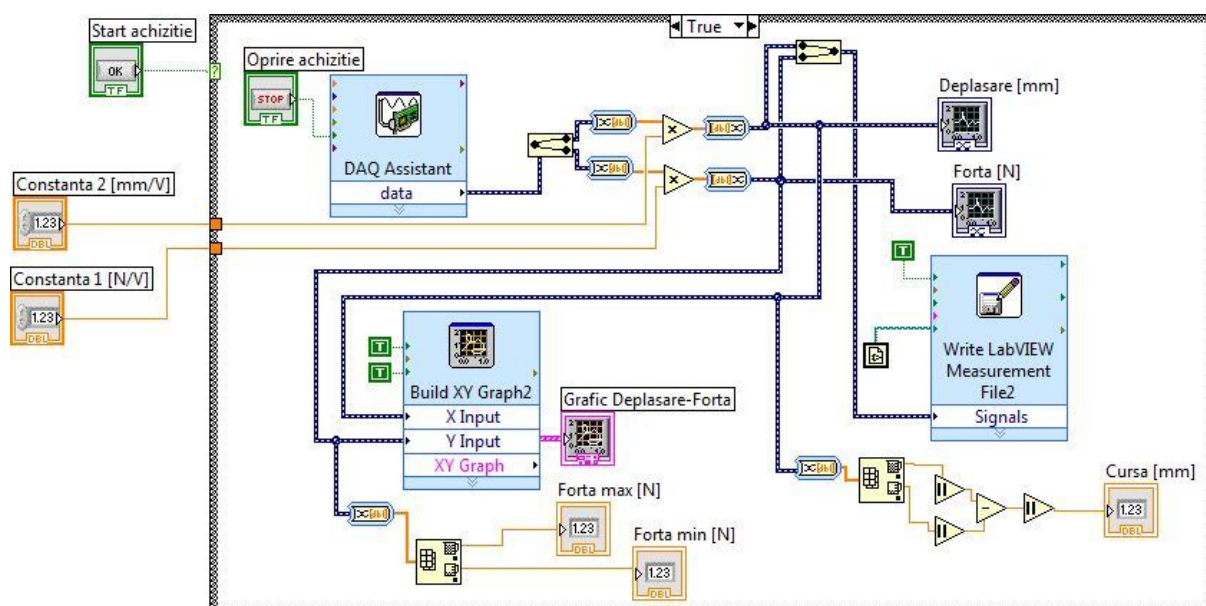


Figure 3 Full code of the data acquisition program

3. Results

After the experiments were finished comparative charts on a certain type of material with all five types of punched contour were created. The following figure shows these graphs.

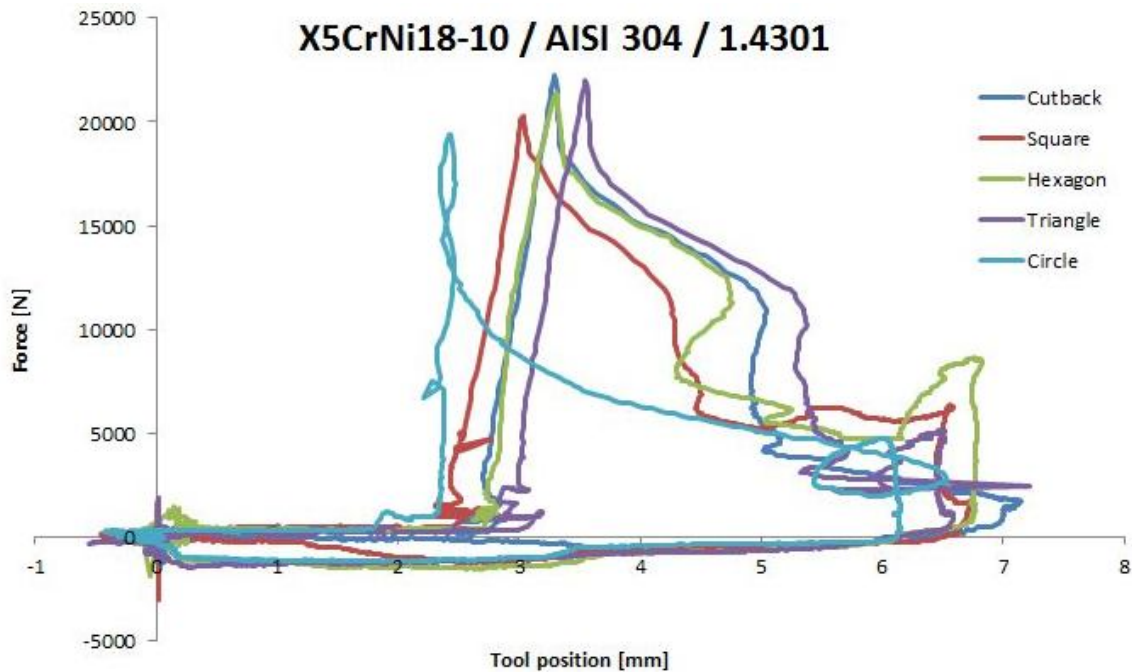


Figure 4 Force variations depending on the punched contour shape;
AISI 304 material, 0.51 mm thickness

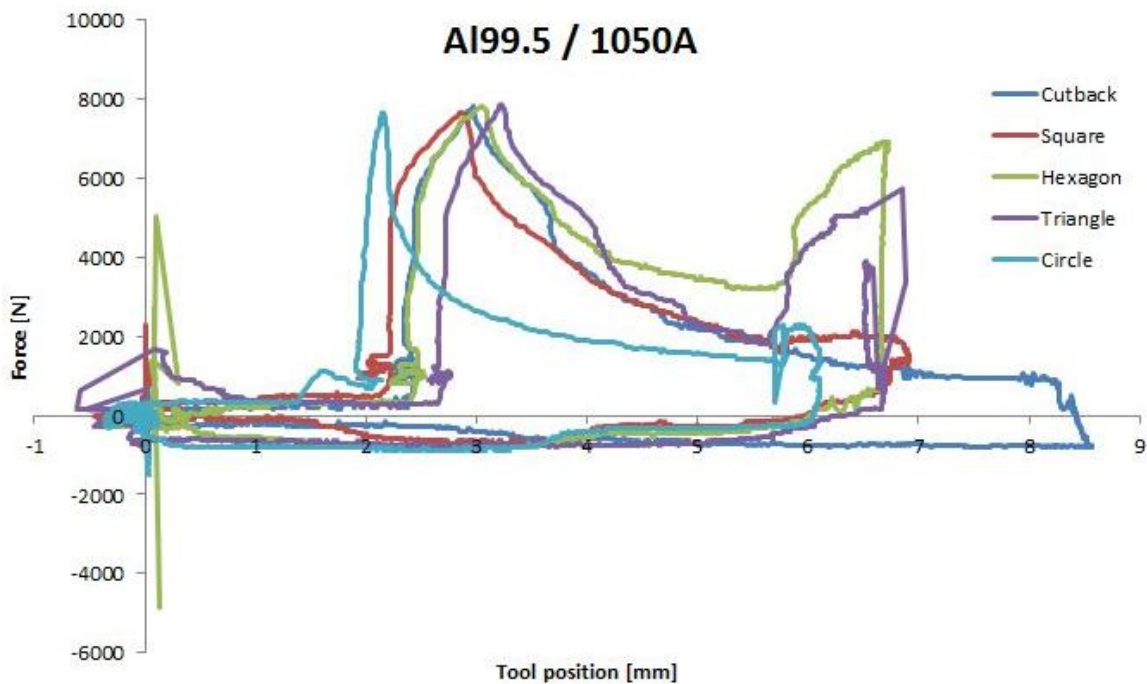


Figure 5 Force variations depending on the punched contour shape;
Al99.5 material, 0.32 mm thickness

The graphics were created with raw values obtained from the experiments in order to see the differences which occur during the punching process, depending on the shape of the contour and the punched material.

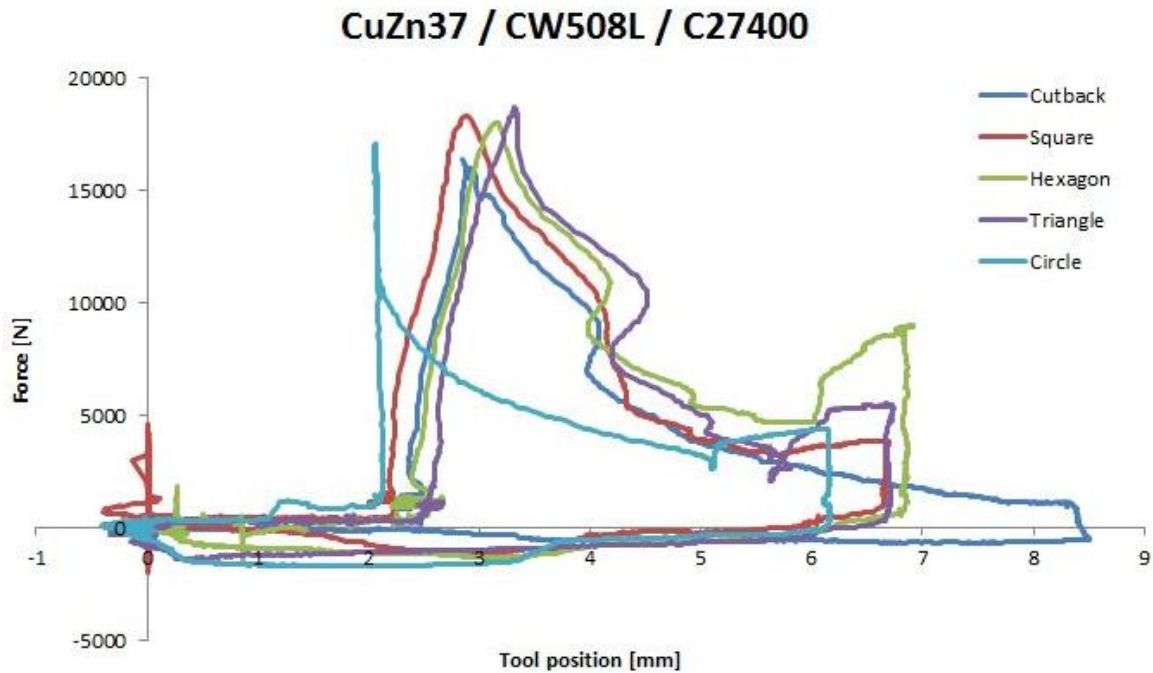


Figure 6 Force variations depending on the punched contour shape;
CuZn37 material, 0.81 mm thickness

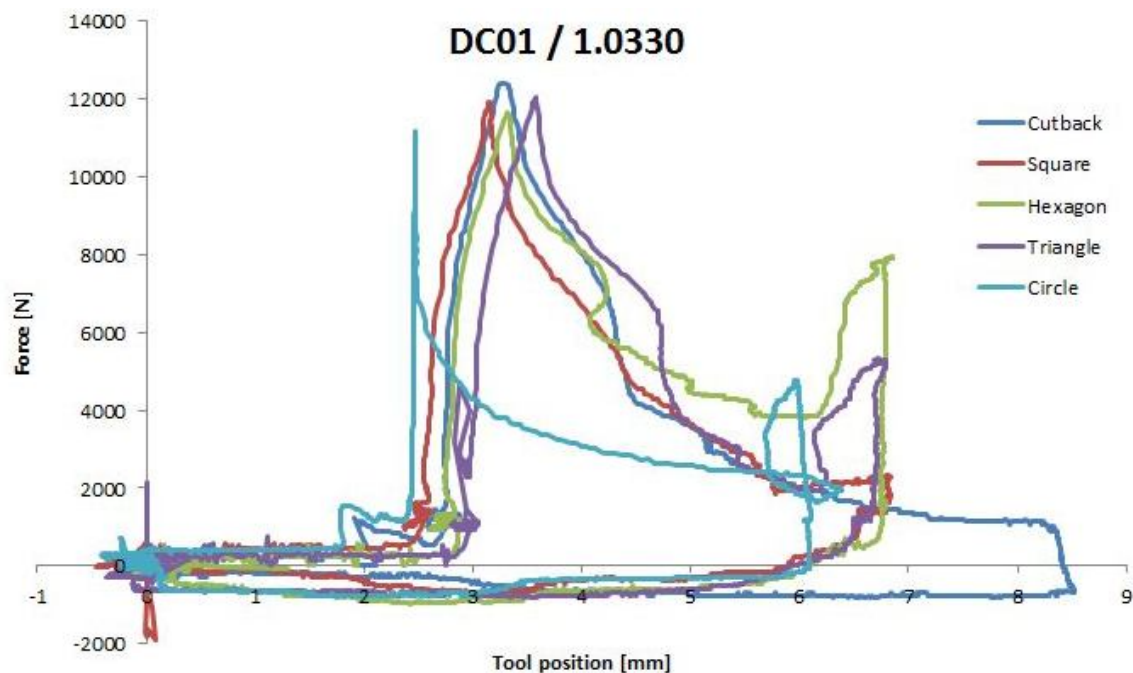


Figure 7 Force variations depending on the punched contour shape;
DC01 material, 0.51 mm thickness

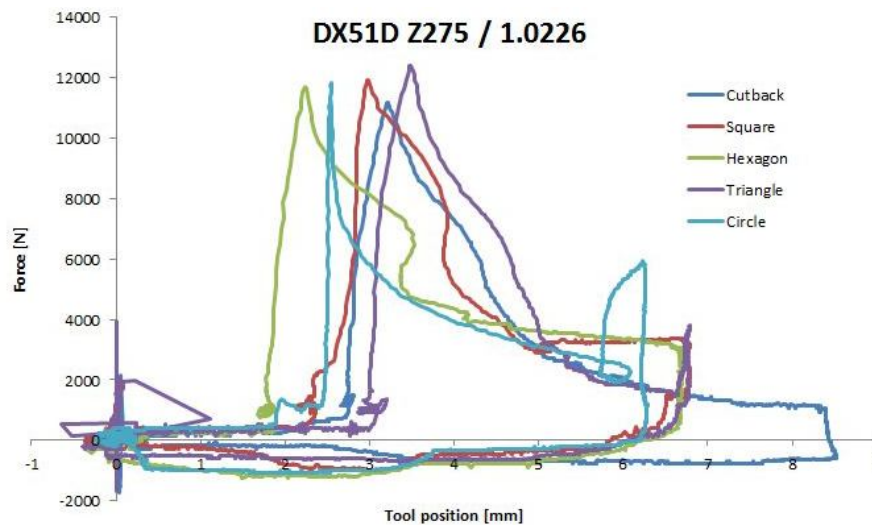


Figure 8 Force variations depending on the punched contour shape;
DX51D Z275 material, 0.51 mm thickness

To easily observe the differences between the forces obtained for each type of contour shapes and materials was made a comparative table and was determined the percentage difference between the maximum force and the minimum force.

Table 1 Punch force variation according to the punched contour shape

No.	Material	Circle	Shearing	Square	Hexagon	Triangle	Max - min
0	1	2	3	4	5	6	7
		Force [N]					[%]
1	DC01	11,178.60	12,397.50	11,910.00	11,666.20	12,031.80	10.90
2	DX51D Z275	11,849.00	11,178.60	11,910.00	11,698.60	12,397.50	10.90
3	Al99.5	7,643.89	7,826.72	7,643.89	7,826.72	7,704.83	2.39
4	CuZn37	17,029.20	16,358.80	18,248.10	17,943.40	18,674.70	14.16
5	AISI 304	19,406.00	22,270.40	20,259.20	21,417.20	21,965.70	14.76

The maximum power value is the sum of the forces acting simultaneously on the punch during the process. It can be seen from Table 1 that there are significant differences, up to 15%, for hard materials between the forces required for the punching of various types of contours.

The experimental investigations have confirmed our assumption about the influence of the shape contour over the punch force. The materials were oriented in the direction of lamination.

In further research will be analyzed the influence of the direction of lamination (at different angles: 0 °, 15 °, 30 °, 45 °, 60 °, 75 ° and 90 °) over the punch force using only the shearing die.

References

- [1] Sindilă, Gh. (2007) *Tehnologii de fabricare prin deformare plastică la rece*, Ed. Bren
- [2] Ciocârdia, C.(1991) *Tehnologia presării la rece*, Ed. Didactică și Pedagogică
- [3] Braha, V. (2009) *Tehnologii de ștanțare și matrițare* Ed. Tehnica – Info, Chișinău
- [4] National Instruments, (2012) *LabVIEW 2012 Help*.
- [5] TechGravy, (2011) *Increase maximum transfer size of USB*, <http://www.techgravy.net>



ÖNSZERVEZŐDÉS VEZETÉK NÉLKÜLI SZENZOR HÁLÓZATOKBAN SELF ORGANIZING IN WIRELESS SENSOR NETWORKS

VARGA Attila K.

Miskolci Egyetem

varga.attila@uni-miskolc.hu

Kivonat: A vezetékes hálózat hátránya a vezeték nélkülivel szemben, hogy ha kapcsolódni akarunk hozzá, mindenképpen valamilyen kábeles összeköttetést kell létrehoznunk, ami igen csak korlátozza a mozgásunkat, vagy mai divatos kifejezéssel élve a mobilitásunkat. Vezeték nélküli hálózat esetében azonban nincs szükségünk kábelekre, készülékeink hatósugarán belül bárhol kapcsolatot létesíthetünk más eszközökkel. Elosztott szenzor hálózatokat több mint 30 éve alkalmaznak, de a vezeték nélküli szenzor hálózat az utóbbi években kapott nagy hangsúlyt a vezeték nélküli technológia fejlődésével és térhódításával, mely lehetővé tette, hogy olcsó, kisméretű, alacsony fogyasztású és több célú szenzorok alkalmazására épülő kommunikációt használjanak rövid távolságokra. A vezeték nélküli szenzor hálózatokban alapvető probléma a mozgó eszközök helyzetének meghatározása.

Kulcsszavak: önszervező, szenzor hálózat, vezeték nélküli kommunikáció, lokalizáció, csomópont

Abstract: Localization in wireless sensor networks is a main issue, i.e. to determine the position of a given device in the network. To give the position of the target node reference points have to be used. The node can calculate its distance and/or angle between itself and the reference points. In the 2D space, if a node knows its distance from three reference points its position can also be determined. One more reference point is needed in the 3D space to determine the current position of the target device. The positioning method should not increase the cost and complexity of a sensor because an application may require a lot of sensors. Communication and collaboration between nodes should be minimized for achieving energy saving. The paper shows well-known techniques used for localization in wireless sensor networks.

Keywords: self-organization, sensor network, wireless communication, localization, node

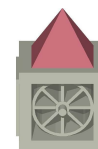
1. Bevezetés

A vezeték nélküli hálózatok az évek során több szabvánnyal is gazdagodtak. Napjainkban több vezeték nélküli kommunikációs szabvány áll rendelkezésre közepes és nagysebességű adatátvitelhez, hang, kép, videó továbbító, és számítógépes hálózatok kiszolgálásához, a kínálatból azonban nem rég még hiányoztak a szenzor és vezérlő egységek speciális igényeit kielégítő vezeték nélküli kommunikációs szabványok. Ezek a rendszerek nem igényelnek nagy sávszélességet, de szükséges a rövid várakozási idő, látencia, az alacsony energiafelhasználás és a biztonságos kommunikáció.

Természetesen az alacsony költségek is fontos paramétert jelentenek egy széles körben felhasznált vagy elterjeszteni kívánt szabványnál. Ma már rengeteg olyan termék van, amellyel olcsón kiépíthetjük akár otthoni vezeték nélküli hálózatunkat is, tehát ez a technológia már nem csak a nagy cégek, kormányzati és oktatási intézmények sajátja, hanem bárki számára elérhető. [1]

2. A lokalizáció alapjai

A szenzor csomópont (más néven mote – az USA-ban elterjedt elnevezés) gyakorlatilag egy olyan eszköz a vezeték nélküli hálózatban, amely képes adatfeldolgozásra, információ begyűjtésre, illetve kommunikációra a hálózatba kapcsolódó többi csomóponttal. A



lokalizáció valamennyi vezeték nélküli szenzor hálózatra épülő alkalmazásban nagy jelentőséggel bír. A vezeték nélküli lokalizációs technikákat a mobil szenzorok nem ismert helyzetének meghatározására használják, felhasználva a rendszer ismert priori helyzeti információit. Ezek a technikák nem tekinthetők a hagyományos lokalizációs eljárások (GPS, radar) triviális kiterjesztésének. [2]

Ahhoz, hogy egy eszköz helyzetét kiderítsük, referencia pontok használatára van szükség. Az eszköz meghatározza a távolságot, a szöget vagy mindkettőt önmaga és a referencia pont között a 2D-s síkban, és ha egy eszköz ismeri a távolságát három referencia ponttól (melyek helyzete ismert), akkor meghatározható az eszköz helyzete. Ezzel szemben a 3D-s térben már 4 referencia pontra van szükség. Ugyanakkor, ha egy eszköz ismeri a helyzetét és a szöget egy referencia ponthoz képest, akkor szintén meghatározható a pozíció.

A legtöbb ismert forgatókönyv szerint a felhasználó magával visz egy egyszerű szenzort, melyet mobil jeladónak, vagy cél eszköznek is nevezünk, és ennek a jeladónak a helyzetét fix, ismert pozícióval rendelkező hálózati érzékelőkhöz képest következteti ki. Ezeket a fixen telepített érzékelőket egyszerűen csomópontnak, horgonynak (anchor-nak) is nevezzük. [3]

3. A lokalizációs algoritmusok

A lokalizációs technika kiválasztását sokszor az ár, a méret és az elvárt lokalizációs pontosság determinálja. Megkülönböztetünk tartomány-független és tartomány-függő lokalizációs algoritmusokat.

A tartomány-független algoritmusok esetén a csomópontok a szomszédjaik ismert helyzeti információi alapján becsülik meg saját helyzetüket. Itt feltételezzük, hogy nem minden csomópont rendelkezik távolság, szög vagy egyéb metrikus információval. Ez esetben a célsomópont helyzete becsülhető a szomszédos fix csomópontok súlypontjával vagy a fennálló geometriai összefüggésekből is levezethető. [5]

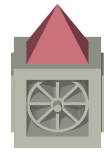
A tartomány-függő algoritmusok távolságbecslést végeznek a fix és a mobil csomópontok között. A hálózati csomópontok egy részének ismert a helyzete, valamilyen helyi mérés vagy beépített GPS vevő révén. A cél csomópontok relatív módon próbálják megbecsülni helyzetüket a fix csomópontokhoz képest. Olyan technikákat alkalmaznak, mint például a vett jelerősség alapján (Received Signal Strength), a jel beérkezésének időtartama alapján (Time of Arrival of Signals) vagy a beérkező jel szöge alapján (Angle of Arrival of the Signals) becslik a távolságot, ehhez viszont a fix csomópontok helyzetét nagy pontossággal kell ismerni. [6][7]

3.1. Súlyozott súlyponti lokalizáció

A súlyozott súlypont ötlete, hogy a cél eszköz helyzetét az átviteli zónában lévő fix csomópontok ismeret helyzetéből kalkulált átlag alapján becslik. Egyszerűsége és hatékonysága miatt előszeretettel alkalmazzák sűrű szenzor hálózatokban, ahol feltételezzük a fix csomópontok jelenlétét – így ezek pozíciója ismert –, valamint egymást átlapoló átviteli zónákból épül fel. A fix csomópontok helyzete ezen felül súlyozható. Az ismeretlen pozíció a következőképpen számítható:

$$\tilde{x} = \frac{\sum_{i=1}^N \omega_i x_i}{\sum_{i=1}^N \omega_i}, \quad (1)$$

ahol N a fix csomópontok száma az átviteli zónában, x_i az i -edik fix csomópont helyzete, ω_i a



súlyokat jelöli. Egy alkalmasan megválasztott súlyozási módszerrel finomítani lehet a pozícióbecslést, mely pontosabb helyzet meghatározó információkat eredményez. A leggyakoribban alkalmazott technika, hogy a mobil csomópontok broadcast jelleggel kiküldenek ki üzenetet.

A fix csomópontok folyamatosan figyelik a jeladókat, és a beérkező üzenet alapján egy kapcsolódási metrikát alakítanak ki. Ez esetben a súlyozás a következőképpen számítható ki:

$$\omega_i(t) = \frac{n_{vett}^{(i)}(t)}{n_{küldött}^{(i)}(t)}, \quad (2)$$

ahol t a broadcast üzenetek fogadásának időtartama, $n_{vett}(t)$ és $n_{küldött}(t)$ pedig a kapott és küldött üzenetek száma t idő alatt. Ezt követően pedig, egy meghatározott arány - általában 90 % - felett produkáló csomópontokat veszik figyelembe a számításánál.

3.2. Befoglaló doboz

A befoglaló doboz egy egyszerű, számítás hatékony lokalizációs technika, ahol a fő koncepció, hogy minden egyes fix csomópont köré konstruált befoglaló doboz által meghatározott metszetben helyezkedik el a cél eszköz. Az i -edik burkoló doboz oldalának hosszával megközelítőleg becsülhető, hogy milyen távolságra helyezkedik el a cél eszköz. A helyzetbecslés eredménye tehát a metszetként kialakuló határoló doboz (3), vagy ennek a közepe, azaz

$$\tilde{x} \in \left\{ \bigcap_i B_i \right\}, \quad (3)$$

ahol B_i az x_i csomópont köré létrehozott négyzet alakú doboz, melynek az oldala a hatókör sugarának a kétszerese. A keresett burkoló doboz

$$B = \left\{ \bigcap_i B_i \right\} \quad (4)$$

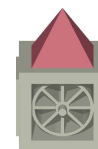
geometriája, azaz alakja a csomópontok topológiájától függ. Sűrű szenzorhálózatban a burkoló doboz mérete lekorlátozódik, és a becsült pozíció jól konvergál a valódi pozícióhoz. Bár ezen technika pontossága jellegénél fogva korlátozott, mégis nagyon egyszerű és gyorsan implementálható és futtatható a csomópontokon. Ugyanakkor ezzel a technikával kalkulált pozíció jól használható egy kiinduló becslésként, melyet rekurzív módon más technikákkal lehet finomítani.

3.3. Pont a háromszögben (PiT)

A PiT algoritmus is egy tartomány független lokalizációs séma. Ebben a megközelítésben a cél eszköz küld egy jeladó üzenetet, amit a fix csomópontok vesznek. Ezt követően háromszög alapú kommunikációs tartományokat alakítanak ki, azaz a csomópontok által meghatározott összes lehetséges 3-as alhalmazt (5) hoznak létre:

$$\begin{aligned} \tilde{x} \in T_1 = \{x_1, x_2, x_3\}, & \quad \tilde{x} \in T_2 = \{x_1, x_2, x_4\}, \\ \tilde{x} \in T_3 = \{x_1, x_3, x_4\}, & \quad \tilde{x} \in T_4 = \{x_2, x_3, x_4\} \end{aligned} \quad (5)$$

ahol T_i az i -edik alhalmaz, mely egy háromszöget határoz meg. Minden egyes háromszög esetén meg történik a PiT teszt azon célból, hogy kiderüljön, melyik tartományban található a céleszköz. Végül a cél eszköz pozícióját az összes olyan háromszög alakú terület metszete (6) fogja adni, melyek tartalmazzák az eszközt:



$$T_{cél} = \bigcap_{i=1}^4 T_i . \quad (6)$$

A legfőbb probléma ezzel a technikával, hogy meg kell vizsgálni, egy adott csomópont a vizsgált háromszögben helyezkedik el vagy sem. A PiT teszt gyakorlatilag geometria alapokon nyugszik.

4. Összefoglalás

Manapság az intelligens szenzorok kínálja kommunikációs lehetőségek széles skálájával találkozhatunk az élet bármely területén. Alapvető probléma a vezeték nélküli szenzor hálózatban a lokalizáció, azaz egy eszköz helyzetének felderítése, meghatározása. Egy alkalmasan megválasztott súlyozási módszerrel finomítani lehet a pozícióbecslést, pontosabb helyzet meghatározó információk révén pedig gyorsabban meggy végbe az önszerveződés a szenzor hálózaton belül, ami energia megtakarításhoz vezet. Ezzel a telepélettartam növelhető, tehát az adott rendelkezésre álló energiakapacitás hatékonyabban használható ki, ezért gazdaságosabbá válhat az önszervező szenzor hálózat üzemeltetése.

Köszönetnyilvánítás

A kutatás a TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001 Nemzeti Kiválóság Program című kiemelt projekt keretében zajlott. A projekt az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

Irodalomjegyzék

- [1] T.S.Rappaport (1996) *Wireless Communications: Principles and Practice*. Prentice Hall: New Jersey
- [2] P. Bahl and V. Padmanabhan (2000) "RADAR: An in-building Rfbased user location and tracking system" in Proc. Of Infocom' 2000, Tel Aviv, Israel, vol. 2, pp. 775–584.
- [3] J. Blumenthal, F. Reichenbach, and D. Timmermann (2005) "Position estimation in ad hoc wireless sensor networks with low complexity" in Joint 2nd Workshop on Positioning, Navigation and Communication 2005 and 1st Ultra-Wideband Expert Talk. Shaker Verlag, Workshop, pp. 41–49, Hannover, Germany.
- [4] Bischoff, U., Strohbach, M., Hazas, M., Kortuem, G. *Constraint-based distance estimation in ad-hoc wireless sensor networks*. In: Proceedings of the Third European Workshop on Wireless
- [5] He, T., Huang, C., Blum, B.M., Stankovic, J.A., Abdelzaher, T. (2003) *Range-free localization schemes for large scale sensor networks*. In: MobiCom '03: Proceedings of the 9th Annual International Conference on Mobile Computing and Networking, pp. 81–95. ACM, New York,
- [6] Niculescu, D., Nath, B. (2003) *Ad hoc positioning system (APS) using AoA*. In: Proceedings of INFOCOM (2003)
- [7] X. Shen, Z. Wang, P. Jiang, R. Lin, and Y. Sun (2005). *Connectivity and RSSI based localization scheme for wireless sensor networks*. In Advances in Intelligent Computing, pages 578–587



INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE ON ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING PROCEEDINGS



SPONSOR OF THE ISCAME 2013

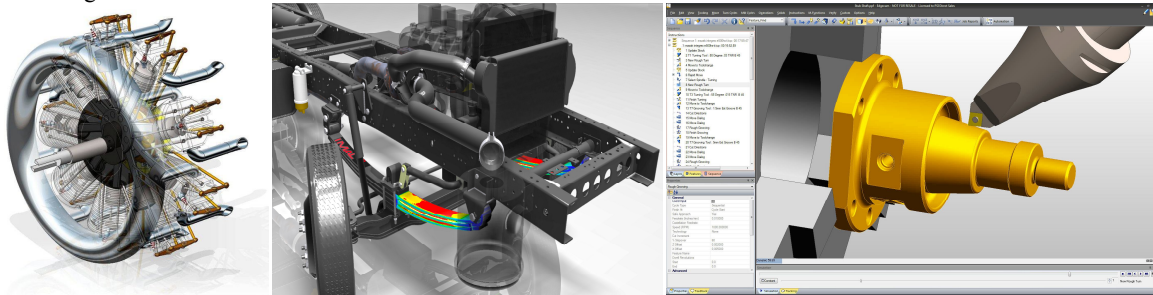


www.eplm.hu

Az Enterprise Group PLM üzletága komplex mérnöki megoldásokat és informatikai szolgáltatásokat kínál az ipari területen működő vállalatoknak. A Siemens PLM és a Vero Software piacvezető megoldásai a termékek teljes életciklusát lefedik, az ötlettől a tervezésen át egészen a gyártásig, valamint támogatják a termékfejlesztés és újrafelhasználás folyamatát is. Üzletágunk több évtizedes ipari tapasztalattal rendelkező szakemberei és az Enterprise Group stabil vállalati háttere biztosítja, hogy ügyfeink minden esetben a speciális igényeknek megfelelő személyre szabott és megbízható szolgáltatásokat kapják.

A PLM (Product Lifecycle Management) egy olyan összetett folyamat, ami teljes termékéletről menedzsmentet tesz lehetővé. Magában foglalja a számítógéppel támogatott tervező (CAD), és megmunkáló (CAM) megoldásokat, de ennél komplexebb, hiszen a termékek teljes életciklusát lefedi. A PLM olyan előnyöket biztosít, mint a piacra kerülési idő csökkenése, a termék minőségének javulása, a prototípus költségek csökkenése, a potenciális értékesítési lehetőségek gyors azonosítása, valamint költségcsökkentés a korábbi adatok újbóli felhasználásával és a mérnöki munkafolyamatok teljes integrálásával. PLM üzletágunk a Siemens PLM Software által fejlesztett, jól ismert termékeket és a hozzájuk kapcsolódó szolgáltatásokat kínálja. A Solid Edge, a Teamcenter, és a teljes Velocity Series termékcsalád (Femap, CAM Express, Teamcenter Express) disztribútoraként áll jelenlegi és leendő ügyfelei rendelkezésére. Az üzletág a gyártó cégek igényeinek teljeskörű kielégítésére, a világ a legnagyobb CAM orientált CAD/CAM fejlesztője, a Vero Software megoldásaival áll partnerei rendelkezésére. Ezek közül az Edgcamet ajánlja forgácsoláshoz, a Radan rendszert a lemeztechnológiai feladatokra és az Alphacam-et a fa- és kőipar számára.

Az Enterprise Group PLM üzletága a piacon jól ismert Siemens PLM termékek és megoldások forgalmazása mellett a szoftverek bevezetését, valamint a támogatást, frissítéseket, oktatásokat és a folyamatos rendelkezésre állást is biztosítja partnerei számára. Az üzletág több évtizedes mérnöki és informatikai tapasztalattal, illetve ipari múlttal rendelkező munkatársai, az Enterprise Group további üzletágainak tudására és jól működő vállalati háttérre is támaszkodhatnak a projektek megvalósítása során.



Enterprise Group's PLM division provides complex engineering solutions and IT services for companies that operate in the field of industry. The market-leading solutions of Siemens PLM and Vero Software cover the entire lifecycle of products - from the original concept, through the design process, all the way to manufacturing - and also support product development and recycling. Our team of experts, with decades of experience in the industry, coupled with the stable corporate background of the Enterprise Group, ensures that our clients will always receive reliable solutions that are customised to meet their own particular requirements.

PLM is a complex process which facilitates the management of a product's entire lifecycle. It includes computer assisted design (CAD) and manufacturing (CAM) solutions, but it is more complex than that, as it encompasses the full lifecycle of products. PLM offers advantages such as time-to-market acceleration, product quality improvements, prototype production cost reductions, rapid identification of potential sales opportunities and overall cost savings by recycling previously obtained data and by fully integrating engineering work processes. Our PLM division supplies the well-known products developed by Siemens PLM Software, as well as their connected services. The division is ready to serve existing and future clients as a distributor of Solid Edge, Teamcenter and the full Velocity Series range (Femap, CAM Express, Teamcenter Express). With solutions from Vero Software, the world's largest CAM-oriented CAD/CAM developer, the division is capable of comprehensively satisfying all the requirements of manufacturing companies. Among these solutions, Edgcam is recommended for machining, the Radan system for sheet metal manufacturing tasks, and Alphacam for the wood and stone industries. Besides supplying the market's well-known Siemens PLM products and solutions, Enterprise Group's PLM division also helps partners with the introduction of new software, as well as support and updates, training programs and constant availability. Our staff, consisting of experts with decades of experience in engineering, IT and industry-related projects, can also call on the knowledge of Enterprise Group's other divisions and rely on the smooth operational background of the company when implementing their own projects.



SPONSOR OF THE ISCAME 2013

ROMÁN KFT. ÁRNYÉKOLÁSTECHNIKA



www.romankft.hu

Cégismertető

Cégünk 1993. április 20-án alakult, 100%-ig magyar tulajdonú, családi vállalkozás. Vállalkozásunk mára több mint 40 szakmailag magasan képzett dolgozót foglalkoztat, 5000 m² összterületű üzemsarnokokban. Fő profilunk:

- redőny alkatrészek gyártása,
- árnyékolástechnikai berendezések készítése,
- műanyag alapanyag gyártása.

Korszerű üzemünkben extrúder, fröccsöntő, valamint présgépekkel gyártjuk a műanyag redőny valamennyi alkatrészét. Összeszerelő üzemünkben készítjük az árnyékolástechnikai berendezések köréhez tartozó összes terméket.

A Román Kft. legfontosabb célja, hogy a műanyag alapanyag, műanyag és alumínium árnyékolástechnikai termékek gyártása és értékesítése területén kiharcolt jó hírnevét megőrizve stabil ügyfélkörét megtartsa, megerősítse. Ezt a felelősséggel végzett minőségi munkánkkal (alapanyag, technológia), magas szakmai végzettséggel, illetve a bevezetett MSZ EN ISO 9001:2001-es minőségirányítási rendszer tudatos alkalmazásával kívánjuk elérni.



LEVELEZÉSI CÍM: 4002 Debrecen, Bellegelő kert 5/B

IRODÁINK:

Árnyékolástechnika:

4002 Debrecen, Bellegelő kert 5/B. Tel.: +36(52)541-331, Fax: +36(52)541-330, e-mail: info@romankft.hu
3527 Miskolc, Besenyői u. 27. Tel./Fax: +36(46)322-822, e-mail: miskolc@romankft.hu
1239 Budapest, Ócsai út 6. Tel.: +36(70)6078784, e-mail: gubek.attila@romankft.hu

Műanyag granulátum gyártás:

4286 Bagamér, Petőfi u. 63. Tel.: +36(52)388-115, Fax: +36(52)587-000, e-mail: info@euromprofil.hu

in Romanian:

Firma sa infiintat in 20 Aprilie 1993 cu capital privat al famiziei 100% Magiar. Firma noastra are peste 40 de angajati specialisti, o echipa de incredere care lucreaza pe o suprafata de 5000m².

Serviciile si profilul nostru:

- producem piese pentru rulouri,
- jaluzele, draperii o serie de accesorii si sisteme de prindere,
- fabricarea granulelor din plastic.