

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

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

SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczöni Ádám

elnök

Vesza József

főszerkesztő

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

főszerkesztő-helyettesek

Dr. Barkóczi István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bercsey Tibor

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czitán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Dudás Illés

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Kármán Antal

Dr. Kulcsár Béla

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Rittinger János

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Timár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Varga Emilné Dr. Szűcs Edit

A szerkesztésben közreműködött:

Dr. Péter József

KEDVES OLVASÓ!

A Géptervezők és Termékfejlesztők XXVII. Szemináriumára jelentkezők száma több, mint az előző években megszokott volt, a publikálni szánt cikkek tématerülete pedig egyre gazdagabb. A hagyományosnak tekintett gépszerkesztési példák mellett egyre több az egészségügyi, orvosi eszközökkel, termékekkel foglalkozó cikk, szélesedik a beszállítói ipar termék-palettája is. Mindezek arra engednek következtetni, hogy a gépészmérnökök feladatai – karöltve a villamosmérnökökkel, informatikusokkal, anyagtudósokkal, orvosokkal és biológusokkal – sokasodnak, folyamatosan megújulnak, megtalálják az utat az autópárhhoz és a közlekedéshez, csakúgy, mint a mezőgazdaság, a környezetvédelem, az energiatermelés kisebb-nagyobb termelő és felhasználó egységeihez.

Ez azt is jelenti, hogy a mérnökök elhelyezkedése könnyebb és sikeresebb, ugyanakkor a munkavállalás, a mérnöki munka értékének elismertetése, nem ritkán a pénzbeli érték behajtása új feladatokat jelent. A gyorsan változó gazdasági és jogi-pénzügyi szabályozási környezet a vállalkozó mérnökök új, erőszakosabb piaci magatartását követeli meg.

Ezzel párhuzamosan a műszaki felsőoktatásban is javulnak a jelentkezők magukkal hozott ismeretei és nagyobb követelmények támaszthatók. Sokasodnak a mester szakokon tanulók és ha nagyon lassan is, de szaporodnak a doktori képzésben résztvevő mérnökök is, függetlenül attól, hogy a nyelveket beszélő, tehetséges mérnökpalántákra mind itthon, mind külföldön is „vadásznak”.

A mérnökképző egyetemeken a generációváltás lassan a végéhez ér, már felnőtt az a fiatal-középkorú oktatógárda, akik rövidesen átveszik a „megharcolt” elődök feladatait. Ugyanakkor ez elődökre mindig tisztelettel tekintünk, mint akik a nem kevésbé változatos XX. század második felében mindannyiunkat tanítottak, akár egyetemi oktatóként, akár praktizáló mérnökként.

A nagy elődök egyike a nemrég elhunyt Dr. Magyar József tanszékvezető egyetemi tanár, akinek érdemeiről most, a Szemináriumon is megemlékezünk. 2012 januárjában pedig kiállítást szervezünk a tíz éve eltávozott Dr. Terplán Zénó professzor emlékére.

Mert professzoraink, oktatóink, a magyar műszaki egyetemeken aranyoklevelet szerzett mérnökeink emlékének megőrzése külön erőt adhat az utódok seregének.

Dr. Döbröczöni Ádám

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

Telefon/fax: +36-46/379-530, +36-30/9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

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

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

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

Kereskedelmi és Hitelbank: 10200830-32310236-00000000

Felelős kiadó: Dr. Igaz Jenő ügyvezető igazgató.

Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67. Tel.: (46) 379-530, e-mail: gazdasz@chello.hu.

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

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

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

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

Előfizethető még közvetlenül a szerkesztőségben is.

INDEX: 25 343

ISSN 0016-8572

TARTALOM

20. Kaczur J.; Poós T.; Legeza L.; Örvös M.: Togias biomassza szárító 3	32. Szente J.; Kelemen L.: Domborított fogazat matematikai modellezése fogasgyűrűs tengelykapcsolókhöz 47
21. Kröell-Dulay I.; Kovács B.; Nagy L.: Gáztöltésű hidraulikus akkumulátorok optimális kiválasztása a kiürítési idő figyelembevételével 5	33. Virág Z.; Jármái K.: Lemezborítás lemezfáradás vizsgálata és optimalizálása 51
22. Orbán F.: Harangtorony mechanikai vizsgálata 9	34. Békési N.; Váradi K.; Czifra Á.: Vasúti féktuskó kopási viselkedése I. rész: Numerikus szimuláció 55
23. Pere B.; Terdikné Szüle V.; Porkoláb L.; Stifter J.: Versenyautó keréktárcsa végeeselemes szilárdságtani analízise 11	35. Békési N.; Váradi K.; Czifra Á.: Vasúti féktuskó kopási viselkedése II. rész: Mikrotopográfiai analízis 59
24. P. Filípek; Gy. Bukoveczky: Új elrendezésű teleszkópos kotrógép tervezése 17	36. Dömötör Cs.: Hangszerek a természetben 63
25. Sarka Ferenc; Döbröczöni Ádám: Alacsony zajkibocsátású gépek tervezésének irányelvei 20	37-Földesi B.; Rádics J. P.; Tamás K.; Jóri J. I.: Növényolajprés konstrukciós folyamatának alátámasztása a hőtani folyamatok dem analízisével 67
26. Simonovics J.; Váradi K.; Bujtár P.: Biomechanikai csontmodell építésének lehetőségei 24	38. Hegedűs Gy.; Takács Gy.; Patkó Gy.: Szerszámbefogó-munkadarab ütközésvizsgálata golyósanya köszörülésekor 72
27. Szabó F. J.: Analógia a sport- világcúcsok története és az evolúciós optimálós algoritmusok iteráció-története között 28	39. Dr. Hegedűs J.: A következő években (a digitális-gazdaságban) alkalmazható terméktervezési módszerek áttekintése 76
28. Szabó O.: Nem körkeresztmetszetű furatok pneumatikus mérésének tervezése 32	40. Szabó G.: A forgácsleválasztás jellegzetességeinek vizsgálata keményesztérgálás esetén 80
29. Szabó T.; Szilágyi A.; Takács Gy.; Lajos G.: Golyós orsók élettartam becslése 35	41. Dr. Szabó O.: Nem körkeresztmetszetű furatok pneumatikus mérésének tervezése 84
30. Szalai J.; Fodor L.: A hibrid járművek felépítésének technológiai kérdései 39	
31. Szente J.; Kelemen L.: Belső fogazatú fogaskerekek tervezése fogasgyűrűs tengelykapcsolókhöz 42	

TOGIAS BIOMASSZA SZÁRÍTÓ

TOGIAS BIOMASS DRYER

Kaczur József, ügyvezető, SWAP Tanácsadó Zrt.

Poós Tibor, Ph.D. hallgató, BME Épületgépészeti és Gépészeti Eljárástechnika Tanszék

Dr. Legeza László, főiskolai docens, Óbudai Egyetem Gépszerkezettani és Biztonságtechnikai Intézet

Dr. Örvös Mária, egyetemi docens, BME Épületgépészeti és Gépészeti Eljárástechnika Tanszék

ABSTRACT

A dryer was constructed for moisture reduction of wet straw, sawdust and granulated material. Moisture reduction and thermal treatment can be done in this spin dryer, where convective heat transfer is helped by contact hot jacket. The dryer, named TOGIAS is under patent protection.

1. BEVEZETÉS

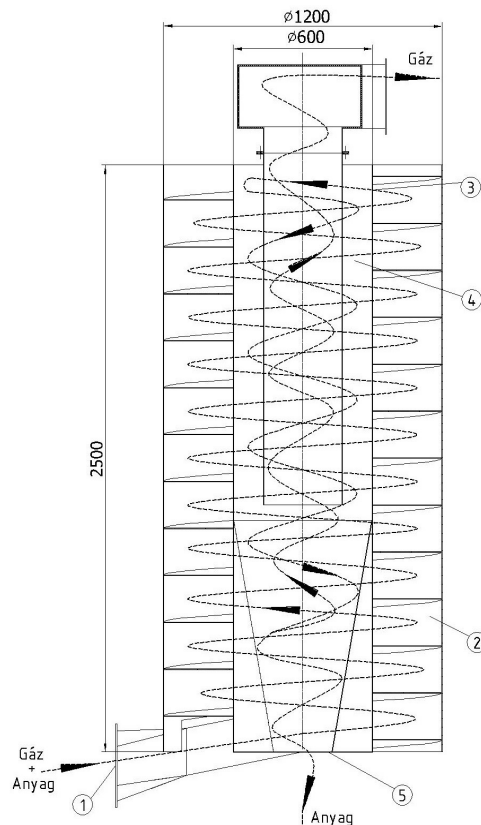
A TOGIAS („TO Go Into A Spin”) sze- mester- mészárító berendezés elsősorban szemcsés szilárd anyagok, illetve a megújuló energiaforrások közül a biomassza, azon belül a faapríték illetve lágyszárú alapanyagok (szalma) brikettálás előtti szárítására lett kifejlesztve. Míg a brikettálandó anyagok frakciómérete az alkalmazandó présektől függően erős differenciálódást mutathat, a nedvességtartalom vonatkozásában csaknem azonos követelményeknek kell megfelelniük [1]. A nedvességtartalmuk maximum 10% (kg H₂O/kg nedves anyag), de az optimális a 7% vagy az alatti. E szigorú követelményt képes biztosítani az általunk kifejlesztett TOGIAS nevű szárító.

2. A BERENDEZÉS ISMERTETÉSE

A készülékbe érkező szárítandó anyag és szárító közeg a berendezés geometriai kialakítása folytán azonnal spirális, csavarszerű körmozgásba kezd. Az anyag a spirális mozgás miatt a lehető leghosszabb ideig, leghosszabb úton halad együtt a szárítógázzal, megvalósul köztük a konvekciós hő- és anyagátadás, de a centrifugális erő a szilárd anyagot a készülék falához szorítva érvényesül közte és a fal között a konduktív hőátadás is. A kívülről hőszigetelt fal a magas hőmérsékletét a szárító közegtől nyeri. A szárító elvi működését, illetve a szárítógáz és az anyag útvonalát mutatja az 1. ábra.

Az előzetesen felmelegített szárítógáz és a nedves, szárítandó szilárd szemcsés anyag a készülékbe történő belépés (1) előtt összekeverednek oly módon, hogy a csővezetékben áramló szárító közegbe közvetlenül adagoljuk be a szilárd anyagot. A szemcsék mozgását a szárítóban a légemű közeg biztosítja. A szárítóban a gáz és a szemcsé együtt

halad, de a szilárd szemcsés anyag - a légellenállásának mértékétől függően - mindig lemarad a fluidumtól. A készülék külső hengerében (2) spirálisan mozgó anyagok eljutnak a berendezés tetejére (3), s ott kis irányváltoztatásra kényszerülve érintőleges pályán belépnek a belső hengerbe (4), ahol tovább folytatják körmozgásukat, melynek azonban az axiális összetevője irányt vált, és a mozgás a készülék alja (5) felé mutat. Az 1. ábra szerinti álló helyzetű berendezés előnye, hogy a szárításhoz alkalmazott spirális körmozgáskor keletkező centrifugális erő a belső térben (4) egymástól szétválasztja a szilárd, immár szárított szemcséket a légemű szárító közegtől. A szárított szilárd anyag a készülék alján (5) – cellás adagolón keresztül – távozik, míg a szárító közeget a berendezés tetejéről (6) szívja el egy ventilátor.

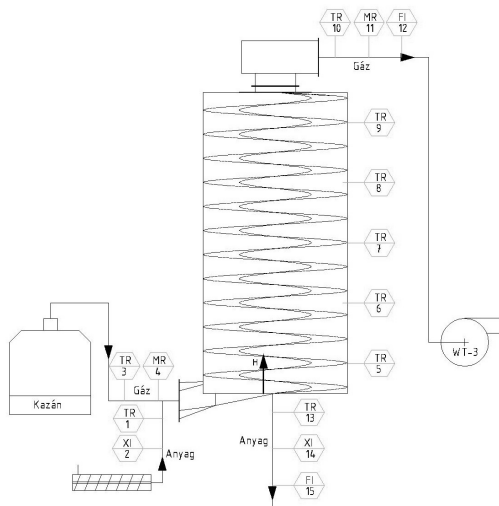


1. ábra. A szárító elvi működése

A tartózkodási idő a szárítandó anyag típusának, mennyiségének és nedvességtartalmának függvényében változik.

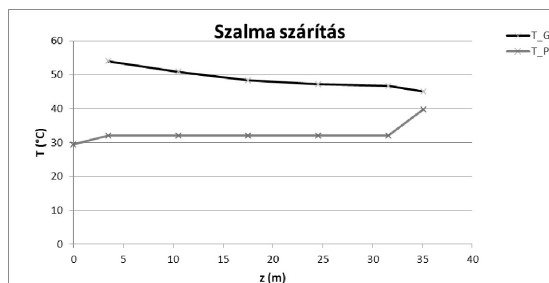
3. KÍSÉRLETI MÉRÉSEK

A megépített és üzembe helyezett TOGIAS szárítón szalmaaprítékkal és fűrészporral végeztünk kísérleti méréseket. A folyamatos üzemű szárítóban a szárítógáz fa- és aprítéktüzelésű kazán füstgáza volt. A kísérleti mérés kapcsolása és műszerezési folyamatábrája 2. ábrán látható.



2. ábra. Kapcsolás & műszerezési folyamatábra

Szalma szárítása esetén a gáz és az anyag hőmérsékletének változása a szárítási út hossza mentén a 3. ábrán látható. A tartózkodási idő mérése az anyag betáplálásától a cellás-adagolóból való megjelenéséig tartott.



3. ábra. A szárítógáz és az anyag hőmérsékletének változása a szárítási út hossza mentén

Az üzemi körülmények között végzett mérések eredményeit az 1. táblázat mutatja.

1. táblázat. Kísérleti eredmények

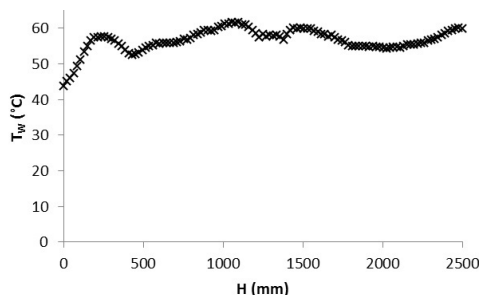
Anyag	Nedves anyag-áram kg/h	Szárító közeg		Tart. idő t	Termény nedv. tart.	
		T	abs. párat.		kezdeti	vég-ső
		°C	g/kg	s	%	%
Szalma	550	78	9,8	10-12	15,8	6,2
Fűrészpor	770	125	9,8	12-14	16,2	8,1

A legyártott prototípust fényképe a 4. ábrán látható.



4. ábra. A prototípus

A hőkamerás felvételtől megjelenítettük a szárítótést függőleges irányú hőfokváltozását. A fal hőmérsékletének alakulása a dob magassága mentén az 5. ábrán látható diagramon figyelhető meg. A minimális hőfokeltérés a csigalevel – fal érintkezési hibájának tudható be.



5. ábra. Hőfokeloszlás a magasság mentén

4. KÖVETKEZTETÉS

Ipari támogatással egy olyan szárítóberendezést fejlesztettünk, mely megfelelően és gazdaságosan alkalmazható szalma, fűrészpor és egyéb pneumatikusan szállítható szemcsés anyagok szárítására. Mérések, illetve az eddigi üzemi tapasztalat alapján a TOGIAS szárító 700-800 kg/h biotermészeti anyag folyamatos szárítására alkalmas. A berendezés előnye, hogy nincs mozgó alkatrésze és kontakt-konvektív hőátadás is megvalósul benne. A szárító maximális kapacitását további mérésekkel határozzuk meg.

A szárítókonstrukcióra a Magyar Szabadalmi Hivatalnál **szabadalmi bejelentési** kérelmet indítottunk.

IRODALOM

[1] BEKE J.: Terményszárítás, AGROIN-FORM Budapest, 1997.

GÁZTÖLTÉSŰ HIDRAULIKUS AKKUMULÁTOROK OPTIMÁLIS KIVÁLASZTÁSA A KIÜRÍTÉSI IDŐ FIGYELEMBEVÉTELÉVEL

OPTIMAL SELECTION OF DIAPHRAGM-TYPE ACCUMULATOR WITH RESPECT OF THE EXHAUST TIME

*Kröll-Dulay Imre, ny. egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke
Kovács Béla, a műszaki tudomány kandidátusa Miskolci Egyetem, Analízis Tanszék
Nagy Lajos, tanársegéd, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék*

ABSTRACT

The aim of this article to determinate of the exhaust time of diaphragm-type accumulators. It is very important for the safety design and operation. The authors summarize the main paramaters of the accumulators after that they introduce the applied mathematical model and present a calculation example.

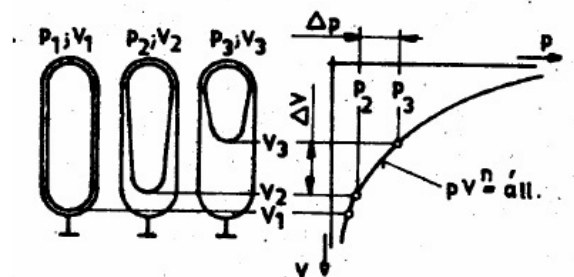
1. BEVEZETÉS

Hat évtizeddel ezelőtti megjelenésük óta számos publikáció jelent meg szakemberektől a gázterhelésű hidraulikus akkumulátorok működési elvéről, alkalmazási lehetőségeikről. Az [1], [2] irodalmak szerzői már a 60-as években elméleti vizsgálatokat folytattak az akkumulátorok kiürítési folyamatáról. Később ezek a számítások feledésbe merültek, és indok sem volt a bonyolult számítást igénylő vizsgálatokra. A kiélezett versenyhelyzet kényszerítette a hidraulikus berendezéseket gyártó cégeket, hogy a számítógépes lehetőségeket kihasználva optimális méretű akkumulátorokat méretezzenek.

Jelen tanulmányban bemutatásra kerül a hidraulikus akkumulátor kiürülési idejének meghatározása, mind lamináris, mind pedig turbulens áramlásnál. A cikk példákon keresztül igazolja, hogy időfüggvény alkalmazásával a valóban szükséges méretű akkumulátor kiválasztható.

2. ÁLLAPOTJELLEMZŐK

Az akkumulátorok állapotjellemzői: névleges térfogat (V_1), a legnagyobb nyomáshoz tartozó gáztérfogat (V_3), a folyadék kiürülése utáni gáztérfogat (V_2), gáztöltési nyomás (p_1), a legkisebb üzemi nyomás ($p_2 = p_m + \Delta p_R$), ahol p_m a terhelő nyomás és a Δp_R az akkumulátort és a fogyasztót összekötő csővezeték hidraulikus ellenállásából származó nyomásvesztés, valamint a folyadékkal történő feltöltéshez szükséges nyomás (p_3).



1. ábra. Az akkumulátorok állapotjellemzői

Az 1. ábra szerint p_2 - p_3 nyomásváltozáskor elnyelt, ill. kiürüléskor kibocsátott folyadéktérfogat – a Boyle-Mariotte törvény felhasználásával - izotermikus állapotváltozásnál:

$$V_{f0} = V_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2} - \frac{p_1}{p_3} \right), \quad (1)$$

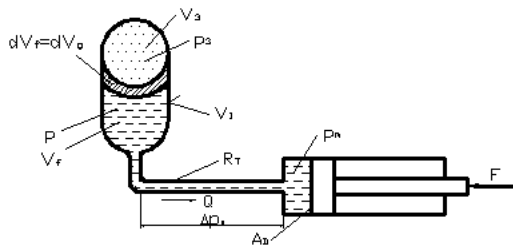
illetve adiabatikus állapotváltozásnál a (2) összefüggéssel számítható:

$$V_{f0} = V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right]. \quad (2)$$

Az 1. ábrán $V_{f0} \Delta V$ -nek felel meg.

3. MATEMATIKAI MODELL

A kiürítési folyamat matematikai modellje a 2. ábrán látható. Az ábra jelölései: F – terhelő erő, $p_m = F/A_D$ – a terhelés leküzdéséhez szükséges nyomás, R_T – a csővezeték hidraulikus ellenállása, V_f – az akkumulátorban lévő folyadékmennyiség, V_g – a gáz térfogata p_3 nyomásnál, dV_g – a gáz térfogatváltozása dV_f mennyiségű folyadék kiürülésekor, p – a gáz nyomása dV_f folyadék kiürülése esetén.



2. ábra. Matematikai modell

4. KIÖMLÉSI IDŐ MEGHATÁROZÁSA TURBULENS ÁRAMLÁSNÁL

A kapott összefüggések izotermikus állapotváltozásra lettek kidolgozva. Adiabaticus ill. politrópikus állapotváltozásnál a (2) összefüggés alapján rendkívül bonyolult lenne a számítás. Azonban a kapott eredmények mind adiabaticus, mind pedig politrópikus állapotváltozásra is elfogadhatók, mivel bizonyítható, hogy ugyanolyan térfogatváltozáshoz a p_3-p_2 nyomáskülönbséget csak néhány százalékkal kell megnövelni. Tehát, ha izotermikus változásra kapott eredmény 10%-kal kisebb az előírtnál, akkor a feladat adiabaticus állapotváltozásnál is teljesül.

A gáz pillanatnyi térfogata kiömléskor:

$$V_g = V_3 + dV_g \quad (3)$$

A kiömlési folyamat a

$$dV_g = dV_f = Qdt \quad (4)$$

összefüggés alapján vizsgálható.

A

$$Q = \sqrt{\frac{p - p_2}{R_T}}, \quad (5)$$

összefüggés alapján turbulens áramlást feltételezve a gáztérfogat növekedése:

$$dV_g = \sqrt{\frac{p - p_2}{R_T}} dt \quad (6)$$

A Boyle-Mariotte törvény szerint a gáz pillanatnyi nyomása:

$$p = \frac{V_3 \cdot (p_3 + p_{aT})}{V_g} - p_{aT}, \quad (7)$$

ahol p_{aT} – atmoszférikus nyomás. A (6) összefüggést behelyettesítve (5)-be, kapjuk, hogy:

$$dV_g = \sqrt{\frac{V_3 \cdot (p_3 + p_{aT})}{V_g} - p_{aT} - p_2}{R_T}} dt \quad (8)$$

A (8) alapján az elemi kiürülési idő a gáztérfogat változás függvényében:

$$dt = \frac{\sqrt{R_T}}{\sqrt{\frac{V_3 \cdot (p_3 + p_{aT})}{V_g} - p_{aT} - p_2}} dV_g \quad (9)$$

illetve:

$$dt = \sqrt{R_T} \cdot \sqrt{\frac{V_g}{V_3 \cdot (p_3 + p_{aT}) - V_g \cdot (p_{aT} + p_2)}} dV_g \quad (10)$$

$$= A \cdot \frac{\sqrt{V_g}}{\sqrt{B - C \cdot V_g}} \cdot dV_g$$

A fenti állandók:

$$A = \sqrt{R_T}, B = V_3 \cdot (p_3 + p_{aT}), C = p_{aT} + p_2$$

A kiürítési idő:

$$T = \int_0^T dt = \int_{V_3}^{V_2} A \cdot \frac{\sqrt{V_g}}{\sqrt{B - C \cdot V_g}} dV_g \quad (11)$$

amelyben $V_2 = V_3 + V_{f0}$ a gáz térfogata V_{f0} mennyiségű folyadék kiürülése esetén. Az integrálás eredménye:

$$T = A \cdot C^{-\frac{3}{2}} \cdot \left[\begin{aligned} & B \cdot \arctan \sqrt{\frac{B - C \cdot V_3}{B}} \\ & + \sqrt{B - C \cdot V_3} \cdot \sqrt{C \cdot V_3} \\ & - B \cdot \arctan \sqrt{\frac{B - C \cdot V_2}{B}} \\ & - \sqrt{B - C \cdot V_2} \cdot \sqrt{C \cdot V_2} \end{aligned} \right] \quad (12)$$

A hidraulikus akkumulátorok gyakori alkalmazása a szükségműködtetés. Ebben az esetben az akkumulátor akkor teljesíti a feladatát, ha a kiürítési idő kisebb az előírtnál:

$$t = \frac{V_{f0}}{Q_a} \leq t_e, \quad (13)$$

ahol V_{f0} a működtetett elem térfogatigénye, Q_a az akkumulátor által szolgáltatott térfogatáram, t_e az előírt működési idő.

5. AKKUMULÁTOR KIVÁLASZTÁSA KIÜRÜLÉSI KÉPLET NÉLKÜL

Egy repülőgép futóművét $t_e = 3$ s alatt kell kinyitni hidraulikus akkumulátorral A működtető henger lö-

kettérfogata: $V_{f0}=0,4 \text{ dm}^3$, a nyitáshoz szükséges nyomás: $p_2=50 \text{ bar}$, a feltöltési nyomás: $p_{\text{amax}}=150 \text{ bar}$. Az összekötő szakasz eredő ellenállása turbulens

áramláskor: $R_T = 9,68 \cdot 10^{13} \frac{\text{Ns}^2}{\text{m}^8}$. A V_1 névleges

térfogatot úgy kell kiválasztani, hogy Q_a a kiürülési folyamat alatt állandó legyen. Ez akkor teljesül, ha nagy névleges térfogatú akkumulátort választunk, ugyanis így kiürülés kezdete és vége között kicsi a nyomásváltozás. A kis nyomásváltozás miatt a kiválasztott akkumulátor térfogata: $V_1=25 \text{ dm}^3$. A V_{f0} folyadékmennyiség kiáramlása után a számított nyomás értéke $p_a=142,45 \text{ bar}$. Így az átlagos nyomás:

$$p_{\text{aátl}} = \frac{p_{\text{amax}} + p_a}{2} = 146,25 \text{ bar} . \quad (14)$$

A keletkező térfogatáram:

$$Q_a = \sqrt{\frac{p_{\text{aátl}} - p_2}{R_T}} = 0,314 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} . \quad (15)$$

Ebből a kiürítési idő:

$$t = \frac{V_{f0}}{Q_a} = 1,274 \text{ s} < t_e , \quad (16)$$

tehát a választott akkumulátor megfelelő.

6. OPTIMÁLIS AKKUMULÁTOR KIVÁLASZTÁSA IDŐFÜGGVÉNNYEL

A kiinduló adatok megegyeznek az 6. fejezetben megadottakkal, kiegészítve a p_1 töltőnyomással, amely:

$$p_1 = \frac{p_2}{1,1} = \frac{50}{1,1} = 45,45 \text{ bar} \quad (17)$$

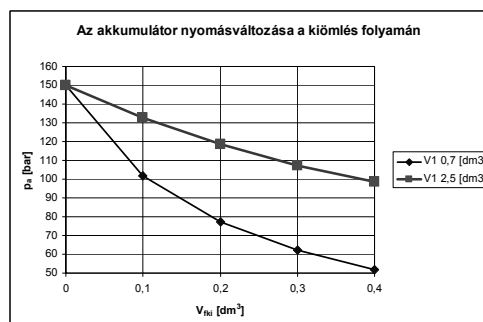
A szükséges tartálméret az alábbi összefüggéssel határozható meg:

$$V_1 = \frac{V_{f0}}{\left(\frac{p_1}{(p_2 + \Delta p_R)} - \frac{p_1}{p_3} \right)} \quad (18)$$

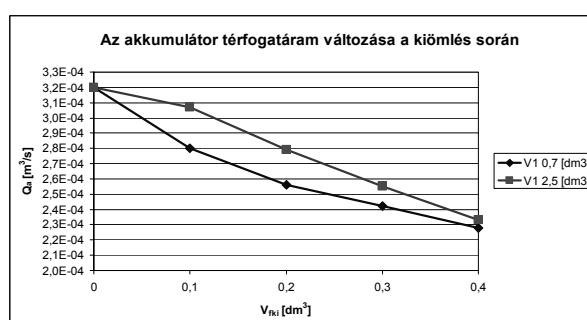
A Δp_R nyomásvesztéget a kiürülés végén kell értelmezni. Ezen nyomáskülönbség hiányában a szükséges olajtérfogat az összekötő vezeték hidraulikus ellenállása miatt nem tud kiürülni. Elméletileg ez végtelen nagy kiürülési időt eredményezne.

A 3. és 4. ábrán látható, hogy az akkumulátor nyomása és a térfogatáram folyamatosan csökken a kiürülés folyamán. Ezért Δp_R értékét nem lehet számítással

meghatározni. A folyamat végén a térfogatáram jelentősen lecsökken, ezért elegendő néhány bar nyomáskülönbséget felvenni a teljes kiürüléshez.



3. ábra. Az akkumulátor nyomásváltozása a kiürülés folyamán



4. ábra. Az akkumulátor térfogatáram változása a kiürülés folyamán

Példánkban a Δp_R értékét 3 bar-ra vettük fel. Behelyettesítve a (18) összefüggésbe kapjuk, a szükséges akkumulátor térfogatát:

$$V_1 = 0,72 \text{ dm}^3 \quad (19)$$

A kereskedelemben kapható legközelebbi névleges méretű akkumulátor 1 dm^3 . A kiürülési idő $T=2 \text{ s}$ -ra adódik.

7. KIÜRLÉSI IDŐ MEGHATÁROZÁSA LAMINÁRIS ÁRAMLÁSNÁL

Lamináris áramlás esetén a térfogatáram és a nyomáskülönbség közötti kapcsolat lineáris:

$$Q = \frac{p_3 - p_2}{R_L} , \quad (20)$$

ahol R_L az összekötő vezeték ellenállása.

A számítás menete megegyezik a turbulens áramlás számítás menetével. A levezetés részletezése nélkül az alábbi összefüggést kapjuk:

$$T = -\frac{A}{C} \cdot \int_{V_3}^{V_2} \left(1 - \frac{B}{B - C \cdot V_g} \right) dV_g \quad (21)$$

$$T = -\frac{A}{C} \cdot \left[V_g + \frac{B}{C} \cdot \ln(B - C \cdot V_g) \right]_{V_3}^{V_2} \quad (22)$$

amelyben az állandók értékei:

$$A = R_L, \quad B = V_3 \cdot (p_3 + p_{aT}), \quad C = p_{aT} + p_2$$

8. ALKALMAZÁSI PÉLDA LAMINÁRIS ÁRAMLÁSRA

A 2. ábrán látható rendszerben az akkumulátorból a folyadék $d=6$ mm belső átmérőjű csövön áramlik a munkahengerbe. Az előírt működési idő $t_e=6$ s. Kérdés, a választott akkumulátorral teljesíthető-e az előírt működési idő?

A munkahenger adatai: $F=7100$ N, $D=60$ mm, $s=150$ mm. A vezeték hossza $l=10$ m. Az akkumulátor névleges térfogata: $V_1=2$ dm³.

A számítás mellőzésével lamináris áramlásnál,

$R_L = 1734 \cdot 10^7 \frac{Ns}{m^5}$ értékre adódik. A munkahenger

150 mm-es elmozdulásához $V_{f0}=0,424$ dm³ folyadéknak kell kiürülni. A terhelő erő ellenében $p_m=25,1$ bar nyomás szükséges. A feltöltési nyomás a (17) összefüggés alkalmazásával $p_1=22,8$ bar. A legnagyobb üzemi nyomás $p_3=50$ bar. Így a legnagyobb üzemi nyomáshoz tartozó térfogat:

$$V_3 = \frac{p_1 \cdot V_1}{p_3} = \frac{22,8 \cdot 2}{50} = 0,912 \text{ dm}^3, \quad (23)$$

és a folyadék kiürülése utáni térfogat

$$V_2 = V_3 + V_{f0} = 0,912 + 0,424 = 1,332 \text{ dm}^3 \quad (24)$$

Behelyettesítve az adatokat (22)-be kapjuk, hogy a kiürülési idő:

$$T = 4,98 \text{ s} < 5 \text{ s}. \quad (25)$$

Tehát 2l-es tárolóval teljesíthető a feladat.

9. KIVÁLASZTÁS IDŐFÜGGVÉNY NÉLKÜL

A szükséges térfogatáram a (16) egyenlet átalakításával:

$$Q_a = 5,1 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \quad (26)$$

Olyan akkumulátor választása célszerű, amelyben a kiürülés folyamán az 50 bar üzemi nyomás csak kis mértékben változik. Közelítően a keletkező állandó térfogatáram a (19) egyenlet alapján közelítőleg:

$$Q_a = 7,92 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}, \quad (27)$$

Ha $V_1=10$ dm³, a nyomáskülönbség körülbelül 2 bar és 7,866 dm³/min térfogatáramot biztosít, ami nagyobb a szükségesnél, de az akkumulátor mérete 5-ször nagyobb a szükségesnél.

10. ÖSSZEFOGLALÁS

A kiürülési idő vizsgálata nélkül a szükségesnél nagyobb akkumulátort kell választani azért, hogy a kiürülés folyamán a Q_a térfogatáram közel állandó legyen. A dolgozatban kapott összefüggések alkalmazásával megállapítható, hogy a folytonosan változó térfogatáram ellenére a valóban szükséges névleges akkumulátorral a feladat teljesíthető. Az eredmény egy olcsóbb és kisebb helyigényű akkumulátor választása. A kapott összefüggések valamilyen célszerű program (Excel, Matlab, Maple) alkalmazásával a számítás ideje lerövidíthető.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

IRODALOM

- [1] J, PROKES: Pouziti maloobjimovich hydraulich akkumulátoru. Strojirenstvi, 1963.03. p181-186.
- [2] BUTEJEV, I.: Zadacsnyik po gidravlike dlja masinosztroityelnih vuzov. Moszkva, Goszenergoizdat, 1960;

HARANGTORONY MECHANIKAI VIZSGÁLATA

MECHANICAL ANALYSIS OF A BELL TOWER

Orbán Ferenc PhD PTE Pollack Mihály Műszaki Kar

ABSTRACT

This article tries to reveal the faults in functioning of an accomplished bell tower. To reduce vibration spring support is suggested. According to simplified estimates the displacement of vibration could be reduced. For solving the problem a constructive proposal was forwarded [2].

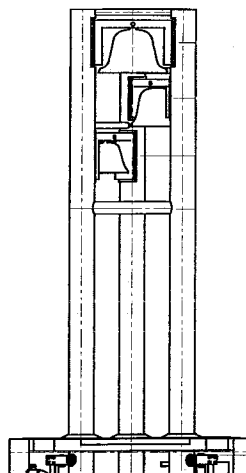
1. BEVEZETÉS

A Szent Bertalan harangtorony 2004-ben készült el és Pécs nevezetessége lett. A torony úgynevezett liftező harangtorony, ugyanis a harangjáték idejére kb. 7,5 métert emelkedik, így közel 13 m magas lesz és ekkor kezdődik a harangjáték.

A harangtorony egy hegesztett acélszerkezet, melynek tetején három harang található. Az emelést egy teleszkópos munkahenger végzi, amelyik egy 12,5 méter mély aknában helyezkedik el. A szerkezet megvezetése 3 db sín segítségével, valamint az akna tetejéhez közel 3 db görgőpárral történik.

Az alkotás építészeti jól sikerült. A működése azonban nem zavartalan, ugyanis a harang mozgása közben az egész szerkezetet lengésbe hozza. A szerkezet megvezetése nagy játékkal lett megtervezve, így a működési helyzetben a torony teteje több centimétert is elmozdul. Ebben a tanulmányban meghatározzuk a fellépő erőket és javaslatot teszünk a káros lengések csökkentésére.

A szerkezet nyugalmi helyzetében az 1. ábrán látható.



1. ábra. A harangtorony nyugalmi helyzetben.

2. A HARANG MOZGÁSA KÖZBEN KELETKEZŐ ERŐK

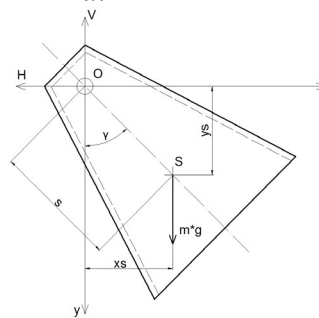
A harangozás elektromosan történik a harangot kb. 45°-os szögben térítik ki, utána szabadon leng.

A mozgás egyenletek a 2. ábra jelöléseivel:

$$m \cdot \frac{dx_s^2}{dt^2} = -H \quad (1)$$

$$m \cdot \frac{dy_s^2}{dt^2} = mg - V \quad (2)$$

$$J_0 \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} = -mgs \sin \varphi \quad (3)$$



2. ábra. A harang mint fizikai inga

$$x_s = s \cdot \sin \varphi(t) \quad (4)$$

$$y_s = s \cdot \cos \varphi(t) \quad (5)$$

$$\frac{d^2 x_s}{dt^2} = s(\alpha \cos \varphi - \omega^2 \sin \varphi) \quad (6)$$

$$\frac{d^2 y_s}{dt^2} = -s(\alpha \sin \varphi + \omega^2 \cos \varphi) \quad (7)$$

$$H = m \cdot s(-\alpha \cos \varphi + \omega^2 \sin \varphi) \quad (8)$$

$$V = mg + ms(\alpha \sin \varphi + \omega^2 \cos \varphi) \quad (9)$$

A szélső helyzetben ($\varphi = 45^\circ$; $\omega = \dot{\varphi}$)

$$\alpha = -\frac{mg \cdot s \cdot \sin \varphi}{J_0} \quad (10)$$

$$H = \frac{m^2 \cdot s^2 \cdot g}{J_0} \left(\sqrt{2} \sin \varphi - \frac{\sin 2\varphi}{2} \right) \quad (11)$$

A vízszintes erő szinus függvény szerint változik és mint gerjesztő erő lép fel. A legnagyobb harang

tömege 290 kg, jelenleg ez a harang helyezkedik el legföül.

A harang 0 pontra számolt tehetetlenségi nyomatéka $J_0 = 25 \text{ kgm}^2$, a súlypont helye:

$s = 0,17 \text{ m}$.

A fenti adatok alapján:

$H = 487,6 \text{ N}$ és $\alpha = 14 \text{ 1/s}^2$

A harang saját körfrekvenciája:

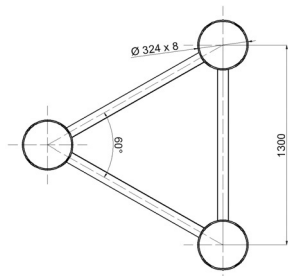
$$\alpha_1 = \sqrt{\frac{m \cdot g s}{J_0}} = 4,44 \text{ 1/s} \quad (12)$$

Bár a $\varphi = 45^\circ$ -os kitérés már nagy, de a sinus függvény jól közelíthető egyenessel ebben a tartományban is.

3. A HEGESZTETT ACÉLSZERKEZET VIZSGÁLATA

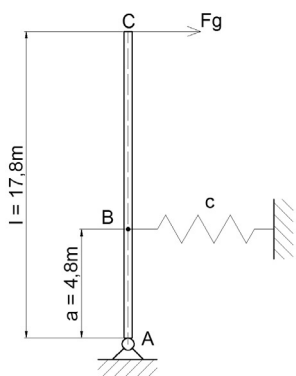
A torony 3 db közel 18 m hosszú csőből készült, összehegesztve csövekkel, illetve rácozóással.

A keresztmetszete a 3. ábrán látható.



3. ábra A torony keresztmetszete

A torony a sínekben és a görgők között nagy játékkal illeszkedik, így a harangozás közben csak az ütközések csillapítják a mozgást. Javaslatunk [2] szerint a görgőket rugókkal feszítjük az acélcsővekhez és így elérhető, hogy a lengések csillapodnak. A szerkezet mechanikai modellje a 4. ábrán látható.



4. ábra. A torony mint lengő rendszer.

A rendszer saját frekvenciájának meghatározására a Lagrange féle differenciál egyenletet alkalmazzuk.

$$\frac{d}{dT} \left(\frac{dT}{dq} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = Q \quad (13)$$

ahol: T – a kinetikus energia

Q – általános erő, most a rugó visszatérítő erő és a gerjesztő erő.

Általános koordináta a C pont vízszintes elmozdulása.

$$T = \frac{1}{2} J_a \left(\frac{x_c}{l} \right)^2 \quad (14)$$

A rugóban felhalmozott belső energia

$$U = \frac{\left(x_c \cdot \frac{a}{l} \right)^2}{2c} \quad (15)$$

$$\frac{dU}{dx_c} = \frac{a^2}{l^2} \cdot \frac{x_c}{c} \quad (16)$$

A (13) egyenletbe helyettesítve

$$\frac{J_a}{l^2} \ddot{x}_c + \frac{a^2}{l^2} \frac{x_c}{c} = H_0 \sin \alpha_1 \cdot t \quad (17)$$

a homogén egyenletből a saját frekvencia:

$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{\frac{J_a}{l^2} \cdot \frac{l^2}{a^2} \cdot c}} = 1,8 \text{ 1/s} \quad (18)$$

$c = 0,02 \text{ mm/N}$ 4 db rugó eredő rugóállandója.

A rezonancia függvény ebben az esetben:

$$R = \frac{1}{\left| 1 - \left(\frac{\alpha_1}{\alpha} \right)^2 \right|} = 0,2 \quad (19)$$

A rezgések nagysága ilyen rugó választással az ötödére csökken.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Egy elkészült harangtorony működési zavarait próbálja feltárni a cikk.

A lengések csökkentésére rugós megtámasztást javasunk. Az egyszerűsített számítás szerint a lengések kitérése csökkenthető. A megoldásra javaslat született [2].

5. IRODALOM

- [1] MUTTNYÁNSZKY Á.: Kinematika és Kinetika. Tankönyvkiadó Budapest, 1965.
- [2] TOTIS A.: Szent Bertalan harangtorony vizsgálata és a működési zavarok elhárítása. Szakdolgozat Pécs, 2011.

VERSENYAUTÓ KERÉKTÁRCSA VÉGESELEMES SZILÁRDSÁGTANI ANALÍZISE

STRENGTH ANALYSIS OF THE RIM OF A RACING CAR USING FINITE ELEMENT METHOD

Pere Balázs, PhD, Terdikné Szüle Veronika

Széchenyi István Egyetem, Alkalmazott Mechanika Tanszék, H-9026 Győr, Egyetem tér 1.

Porkoláb László, Stifter János

Széchenyi István Egyetem, Műszaki Tudományi Kar, H-9026 Győr, Egyetem tér 1.

ABSTRACT

This paper deals with the strength analysis of the rim of a racing car. The main aim during the designing of the rim is to reduce its mass, which improves the efficiency of energy consumption. Originally the rims were made of aluminum alloy (AlMg3). The possible loads of the whole wheel are separated into basic loads. The structure is thought to be linearly elastic, therefore the superposition of certain basic loads provides the so-called critical loads, which can cause damage in the rim. Stresses caused by the critical loads arising in the rim are analyzed via FEM. With the results in our hand suggestions can be given how to use fiber reinforced laminated composite materials instead of the aluminum alloy.

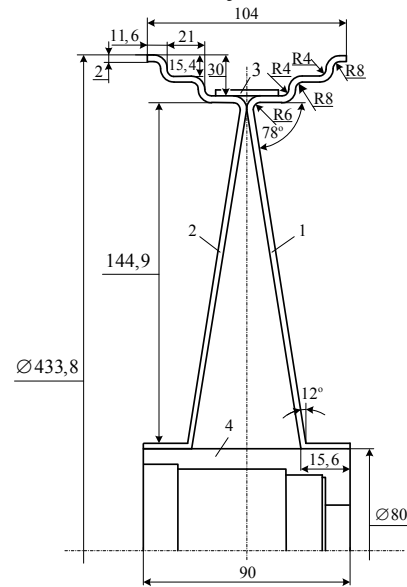
1. BEVEZETÉS

Versenyautók tervezésénél a mérnökök arra törekednek, hogy a jármű, így az egyes alkatrészek súlya minél kisebb legyen. A súlycsökkentés kettős célja a versenyautó menetdinamikájának és az üzemanyag felhasználás hatásfokának javítása. A minden évben megrendezésre kerülő ECO-Shell Marathon nevű versenyen a cél az, hogy az egyes versenyautók energiafelhasználása a lehető legkedvezőbben alakuljon, vagyis egységnyi út megtételéhez minél kevesebb energiát használjanak fel. A súlycsökkentés itt is kulcsfontosságú, bár nem annyira a menetdinamika szempontjából, hanem azért, mert a szerkezet belső súrlódásai hatására fellépő erők kisebbek lesznek, és kisebb teljesítményű motorokkal is eredményesen teljesíthető a verseny, így az energiafelhasználás csökkenthető.

A cikkben egy ultrakönnyű versenyautó alumínium keréktárcsájának végeselemes analízise kerül bemutatásra. A munka további részében a szilárdsági analízis eredményeire támaszkodva el lehet dönteni, hogy milyen rétegszámú és milyen irányítottágú szénszálalás rétegtelt kompozit anyaggal lehetne helyettesíteni a keréktárcsa alumíniumból készült szerkezetét, ezzel tovább csökkentve a jármű össztömegét.

2. A FELADAT KITŰZÉSE

A vizsgálat tárgyát képező keréktárcsa az 1. ábrán látható. A keréktárcsa geometriája úgy lett kialakítva, hogy a gyártás rétegtelt kompozit anyagból is megvalósítható legyen. A kerék mechanikai szempontból három jól elkülöníthető részből áll össze: a gumiabroncsból (az ábrán nem látható), egy héj szerkezetből, és az agyból. A gumiabroncsot a róla átadódó erőkon keresztül vesszük csak figyelembe, azaz a gumiabroncsra ható erőket a gumiabroncs és a keréktárcsa érintkezési felületére redukáljuk.



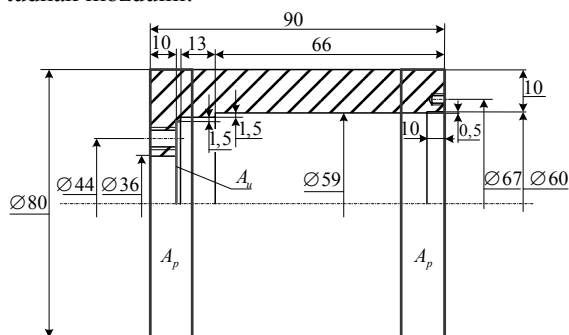
1. ábra. A keréktárcsa felépítése.

A cikkben csak a keréktárcsa lemez szerkezetét vizsgáljuk, az agyat a lemez szerkezet rugalmas ágyazásaként fogjuk modellezni. Ezért első lépésként meg kell határozni az agy mint rugalmas ágyazás rugómerevségeit. Második lépésként tisztázni kell a keréktárcsára ható alapterheléseket, és meg kell határozni, hogy szilárdsági szempontból mely alapterhelések együttese veszélyesek. A rugalmas ágyazás mechanikai jellemzőinek és a terhe-

léseknek az ismeretében a szilárdsági számítások elvégezhetők. A számítási eredmények birtokában következtetéseket vonhatunk le a szerkezet geometriájának, anyagválasztásának jóságáról, javaslatokat tehetünk például a geometria megváltoztatására, vagy az alkalmazott anyagok megválasztására.

3. AZ AGY RUGÓMEREVSÉGÉNEK MEGHATÁROZÁSA

Az agy két hengerpalást felületen keresztül kapcsolódik a keréktárcsa héj szerkezetéhez, ezeken a felületeken keresztül adódhat erő át az agyra. Az agy megtámasztása a furaton belül lévő sík homloklaplón keresztül történik, itt a szerkezet pontjainak az elmozdulását minden irányban nullára írjuk elő. Az agy szimmetriatengelyén egy hengerkoordináta-rendszert definiálhatunk, amelyben a palástfelület pontjai r , φ és z , azaz sugár-, tangenciális- és axiális irányban el tudnak mozdulni.



2. ábra. Kerékagy megfogása (a zöld színnel jelölt felület pontjainak elmozdulása nulla) és terhelései (a piros színnel jelölt felületekre radiális, tangenciális és axiális irányú egységnyi terhelés hat).

Ha a hengerpalástra r , φ és z irányban egységnyi terhelést helyezünk, a hengerpalást pontjainak megfelelő irányú elmozdulásai abszolút értékben megadják az r , φ és z irányú c_r , c_φ és c_z rugóállandókat. A rugóállandók reciprokai lesznek a rugómerevségek, amelyekre a rugalmas ágyazás megadásánál szükség lesz. Az agy anyaga acél, amelynek rugalmassági modulusza $E = 2,068 \cdot 10^5$ MPa, Poisson-tényezője $\nu = 0,29$. Feltételezhető, hogy az agy anyaga izotrop és lineárisan rugalmas, továbbá nagy elmozdulások és alakváltozások nem lépnek fel. A számításokat az I-DEAS mérnöki tervező rendszer végelem moduljával végeztük el, az eredmények az 1. táblázatban láthatók.

1. táblázat. A kerékagyat helyettesítő rugalmas ágyazás rugómerevségei.

	Rugómerevségek $\left[\frac{N}{mm} \right]$	
	Szabad oldal	Megtámasztott oldal
Radiális	$4,49 \cdot 10^6$	$6,02 \cdot 10^6$
Axiális	$1,58 \cdot 10^7$	$6,08 \cdot 10^7$
Tangenciális	$2,65 \cdot 10^6$	$5,06 \cdot 10^6$

4. A KERÉKTÁRCSA KRITIKUS TERHELÉSEI

A keréktárcsát verseny közben összetett terhelések érik, ezért a terheléseket lebontottuk egyszerű, úgynevezett alapterhelésekre, amelyeknek szuperpozíciója adja meg az összetett, kritikus terheléseket. A terhelések meghatározásánál elhanyagoltuk a keréktárcsa önsúlyát, a keréktárcsa forgásából származó tehetetlenségi erőket, valamint a vészfékezésnél és a kanyarodásnál fellépő gyorsulásból (a keréktárcsa gyorsulásából) származó tehetetlenségi erőket. Az egyes alapterhelések a következők lesznek:

1. *alapterhelés*: a jármű súlyából a jobb első kerékre ható normál terhelés.
 2. *alapterhelés*: a jármű súlyából a jobb hátsó kerékre ható normál terhelés.
 3. *alapterhelés*: a vészfékezésnél (megcsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő pótlólagos (+) normál terhelés (terhelésnövekmény).
 4. *alapterhelés*: a vészfékezésnél (megcsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő tangenciális terhelés.
 5. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő pótlólagos (+) normál terhelés (terhelésnövekmény).
 6. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő keresztirányú terhelés.
 7. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb hátsó keréknél fellépő pótlólagos (+) normál terhelés (terhelésnövekmény).
 8. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb hátsó keréknél fellépő keresztirányú terhelés.
 9. *alapterhelés*: a guminyomásból származó terhelés.
- A keréktárcsára ható alapterhelések szuperpozíciójaként a következő kritikus terhelések adódnak.
1. *kritikus terhelés*: vészfékezés – megcsúszási határeset (1+3+4+9 alapterhelés).
 2. *kritikus terhelés*: kanyarodás nagy sebességgel – kicsúszási határeset (2+7+8+9 alapterhelés).
 3. *kritikus terhelés*: vészfékezés nagy sebességgel történő kanyarodás közben – megcsúszási és kicsúszási határeset (1+3+4+5+6+9 alapterhelés)

Az 1. kritikus terhelési esetben a versenyautó első kerékpárjának lényegesen nagyobb terhelést kell elviselnie, mint a hátsó kerékpárnak, mert csak az első kerékpár fékezett. A két első kerék közül a jobboldalira nagyobb terhelés hat, mint a baloldalira (lásd [1]). Ezért az 1., 3. és a 4. alapterhelési esetben és így az 1. kritikus terhelési esetben is a jobb első kerékre ható terhelésekkel számolunk.

A 2. kritikus terhelési esetben (balra kanyarodást feltételezve) a jobboldali kerekek terhelése nagyobb, mint a baloldali kerekéké. A két jobboldali kerék közül a hátsóra nagyobb terhelés hat, mint az elsőre (lásd [1]). Ezért a 2., 7. és a 8. alapterhelési esetben és így a 2. kritikus terhelési esetben is a jobb hátsó kerékre ható terhelésekkel számolunk.

A 3. kritikus terhelési esetben a jobb első kerékre hat legnagyobb terhelés. Ezért az 1., 3., 4., 5. és a 6. alapterhelési esetben és így az 3. kritikus terhelési esetben is a jobb első kerékre ható terhelésekkel számolunk.

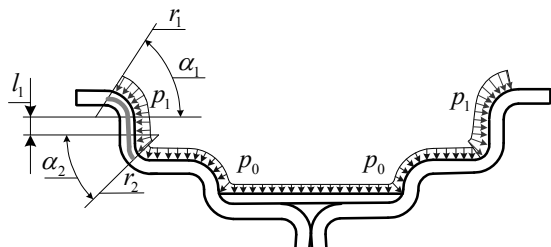
5. A KERÉKTÁRCSA ALAPTERHELÉSEINÉL FELLÉPŐ ERŐK ELOSZLÁSA

A járműről és az útpályáról a keréktárcsára működő erők eredőjét (koncentrált erőket) tudjuk meghatározni. A valóságos terhelések azonban nem koncentrált erőként működnek a keréktárcsára, hanem felületen megoszló terhelésként. Ez a felületen megoszló terhelés minden esetben a gumiabroncs és a keréktárcsa érintkezési felületén adódik át a keréktárcsára.

5.1 A normál terhelés eloszlása

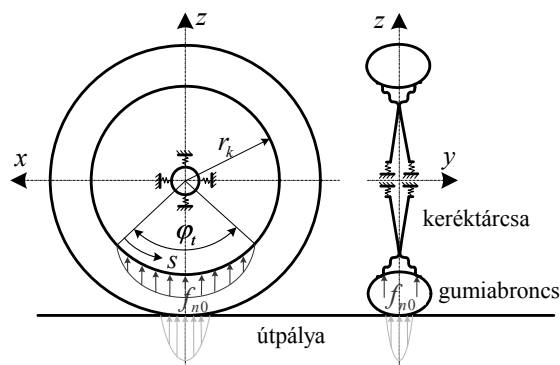
Normál irányú terhelés a keréktárcsára a jármű és vezető súlyából, valamint a fékezésnél és kanyarodásnál a tömegerők hatása következtében fellépő terhelésnövekményből származik. Ez az 1., 2., 3., 5., 7. alapterhelési esetben fordul elő.

A gumiabroncs a keréktárcsával egy $\Delta s = r_1 \alpha_1 + r_2 \alpha_2 + l_1$ széles sávon érintkezik, ahol $\alpha_1 = \alpha_2 = 30^\circ$. Ez a 3. ábrán az a tartomány, ahol a nyomásnövekmény hat a keréktárcsára. ezen a sávon adódik át terhelés a gumiabroncsról a keréktárcsára.



3. ábra. A gumiabroncs és a keréktárcsa érintkezési felülete.

Az úttestről a gumiabroncsra a viszonylag kis érintkezési tartományon adódik át terhelés. Ezt a terhelést a gumiabroncs a keréktárcsára egy nagyobb tartományon adja át (4. ábra).



4. ábra. A normál terhelés eloszlása

A keréktárcsára áthatódó normál terhelés meghatározásánál feltételezzük, hogy a terhelés egy $\varphi_t = 60^\circ$ nyílásszögű, $r_k = 208,6\text{mm}$ sugarú köríven hat. A

megoszló terhelés sűrűsége: $f_n(s) = f_{n0} \sin\left(\frac{\pi}{\varphi_t} \varphi\right)$.

$$(1)$$

Az f_{n0} a sűrűségfüggvény maximális értéke (amplitúdója), r_k a keréktárcsának az a sugara, amelyen a gumiabronccsal érintkezik, s pedig az ugyanezen sugáron mért ívkoordináta (lásd 4. ábra). A keréktárcsára ható normál erő eredője:

$$F_n = 4 \frac{\Delta s r_k \varphi_t}{\pi} f_{n0}. \quad (2)$$

Normál terhelésnél a sűrűségfüggvény amplitúdója:

$$f_{n0} = \frac{\pi}{4 \Delta s r_k \varphi_t} F_n. \quad (3)$$

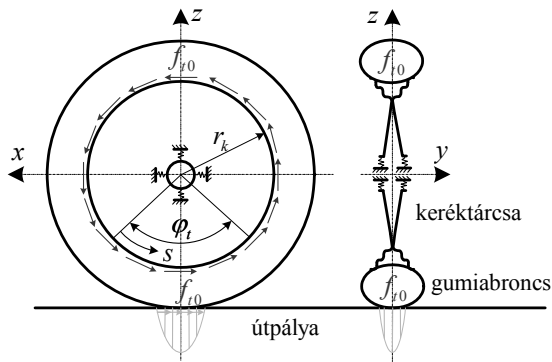
5.2. A tangenciális terhelés eloszlása

Tangenciális irányú terhelés a keréktárcsára a fékezésnél hat. Ez a 4. alapterhelési esetben fordul elő. A gumiabroncs a keréktárcsával ugyanazon a Δs széles sávon érintkezik.

Az úttestről a gumiabroncsra a viszonylag kis érintkezési tartományon adódik át terhelés. Ezt a terhelést a gumiabroncs a keréktárcsára a feltételezésünk szerint a teljes kerülete mentén adja át (5. ábra).

A terhelésátadási felület ebben az esetben:

$$A = 2 \Delta s (2 r_k \pi).$$



5. ábra: A tangenciális terhelés eloszlása

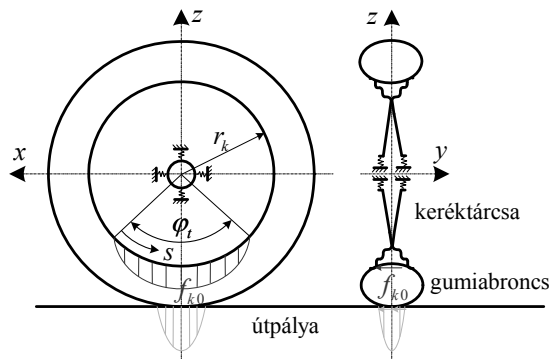
Tangenciális terhelésnél a felületi terhelés sűrűsége állandó:

$$f_{t0} = \frac{F_t}{A} = \frac{F_t}{4\Delta s r_k \pi} \quad (4)$$

5.3. A keresztirányú terhelés eloszlása

Kereszt irányú terhelés a keréktárcsára a kanyarodásnál hat. Ez a 6. és a 8. alapterhelési esetben fordul elő. A gumiabroncs a keréktárcsával ugyanazon a Δs széles sávon érintkezik, mint a normál terhelésnél, de terhelésátadás csak az egyik oldalon valósul meg (lásd 6. ábra).

A normál terhelésnél alkalmazott gondolatmenet követve állítható elő a terheléseloszlás sűrűségfüggvényének amplitúdója. Különbség csak abban van, hogy itt a felület nagysága, amelyen a terhelés átadódik, fele akkora.



6. ábra: A keresztirányú terhelés eloszlása

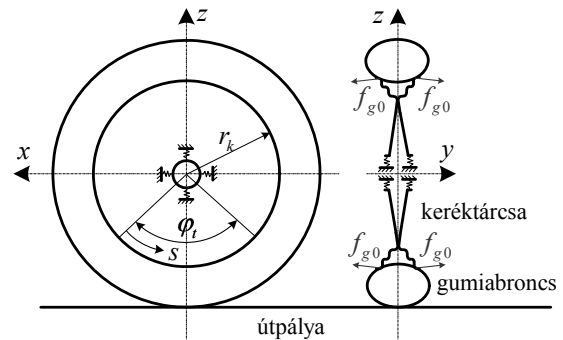
Keresztirányú terhelésnél a sűrűségfüggvény amplitúdója:

$$f_{k0} = \frac{\pi}{2\Delta s r_k \varphi_t} F_k \quad (5)$$

5.4. A gumiabroncsról átadódó terhelés eloszlása

A guminyomásból mindig hat terhelés a keréktárcsára. Ezt a 9. alapterhelési eset tartalmazza. A gumiabroncs a keréktárcsával ugyanazon a Δs széles sávon érintkezik. Ezt a terhelést a gumiabroncs a keréktárcsára a feltételezésünk szerint a teljes kerülete mentén adja át (lásd 7. ábra).

A terhelésátadási felület ebben az esetben: $A = 2\Delta s(2r_k \pi)$.



7. ábra: A gumiabroncsról átadódó terhelés eloszlása

A gumiabroncsról átadódó terhelésnél a felületi terhelés sűrűsége állandó:

$$f_{g0} = p_1 = \frac{F_g}{A} = \frac{F_g}{4\Delta s r_k \pi} \quad (6)$$

6. A KERÉKTÁRCSA ALAPTERHELÉSEINÉL FELLÉPŐ ERŐK

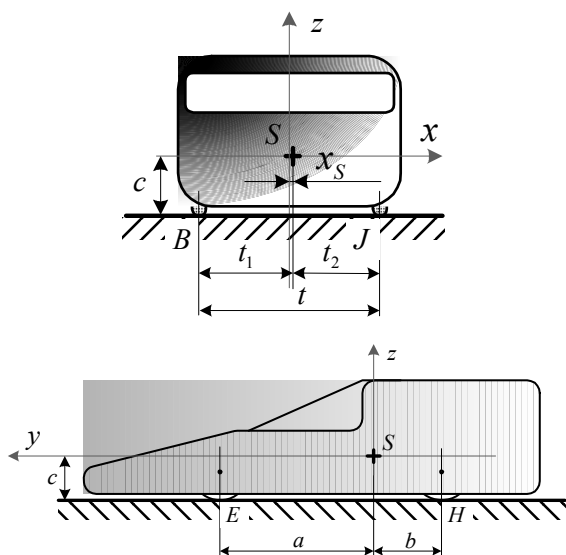
Az 1-8. alapterhelési esetekben olyan erők szerepelnek, amelyek a járműről, illetve az útról adódnak át a keréktárcsára. Ezeknek az erőknek az előállításával itt nem foglalkozunk, a számítás részletei és az eredmények az [1]-ben megtalálhatók. Itt csak a keréktárcsa modelljének terheléséhez szükséges alakra kell hozni a már korábban meghatározott erőhatásokat.

Az erők meghatározásához szükség van a jármű súlypontjának helyére is, ami az [1]-ben szintén megtalálható. Itt az áttekinthetőség kedvéért összefoglaljuk az eredményeket:

$$a + b = 1670 \text{ mm}, \quad t = t_1 + t_2 = 1000 \text{ mm}.$$

2. táblázat: A jármű súlypontjának helye

	a [mm]	b [mm]	c [mm]	x_s [mm]	$m_{jár}$ [kg]
Al alváz	1128	542	348	19,62	234



8. ábra. A jármű súlypontja

A 8. ábrából és a 2. táblázatból látható, hogy a jármű súlypontja körülbelül kétszer olyan közel van a hátsó kerekhez, mint az elsőhöz, míg a súlypont jobb és bal oldaltól mért távolsága közel azonos. Feltételezve hogy az alváz alumíniumból készül, az előző pontban leírtak felhasználásával a 3. táblázatban foglaltuk össze az egyes alapterhelésekből származó eredő erőket és azok sűrűségfüggvényének amplitúdóit.

3. táblázat. Alapterhelések eredői és sűrűségfüggvényeik amplitúdói

	eredő erő (F_{**} [N])	sűrűségfüggvény amplitúdója (f_{**} [N/mm ²])
1. alapterhelés	387,41	0,1658
2. alapterhelés	806,27	0,3451
3. alapterhelés	89,42	0,0285
4. alapterhelés	429,15	0,0145
5. alapterhelés	233,34	0,0742
6. alapterhelés	558,68	0,1778
7. alapterhelés	484,62	0,1542
8. alapterhelés	725,64	0,2309

9. alapterhelés: guminyomásból származó terhelés

A guminyomásból a keréktárcsára ható terhelés két részre osztható. Az első rész a közvetlenül a levegő nyomásából származó terhelés (azon a felületzakszon, ahol a p_0 levegőnyomás közvetlenül hat a keréktárcsára, lásd 3. ábra). A második rész gumiabroncsról a keréktárcsára átadódó felületen megoszló, a 3. ábrán p_1 -al jelölt terhelés. Ez utóbbit a gumiabroncs egyensúlyát vizsgálva határozhatjuk meg. A levegő nyomása a gumiabroncsban

$p_0 = 4 \text{ bar} = 0,4 \text{ MPa}$. A p_1 nyomásra itt nem részletezett számítások után a $p_1 = 3,582 \text{ MPa}$ értéket kapjuk.

7. A VÉGESELEM ANALÍZIS EREDMÉNYEI

Három végelem számítás került elvégzésre. Mindhárom számításban a keréktárcsa héj szerkezetét vizsgáltuk. A kerékagyat rugalmas ágyazással modelleztük, a terhelések pedig a 4. pontban felsorolt kritikus terhelések voltak. A keréktárcsa lemezszerkezetének anyaga AlMg3 jelű alumínium ötvözet volt, amelynek anyagállandói a 4. táblázatban láthatóak. A lemez vastagsága mindenhol 2mm. A számítást az I-DEAS mérnöki tervező rendszer végelem moduljával végeztük el. Feltételeztük, hogy csak kis elmozdulások és alakváltozások történnek, és az anyag lineárisan rugalmasan viselkedik. A számítási eredményeket a 5. táblázat foglalja össze.

4. táblázat: A keréktárcsa alumíniumötvözet (AlMg3) lemezszerkezetének anyagállandói

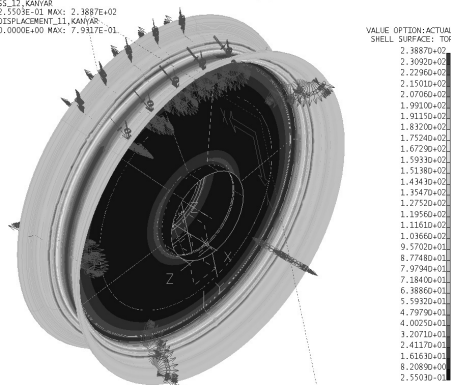
	E [MPa]	ν [1]	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]
AlMg3	$7,2 \cdot 10^4$	0,34	80–250	190–290

Megállapítható, hogy a 2. kritikus terhelés, azaz a nagy sebességgel történő kanyarodás kicsúszási határesetete a legveszélyesebb, ekkor lépnek fel a legnagyobb redukált feszültségek és a legnagyobb elmozdulások. A 2. kritikus terhelés során fellépő redukált feszültségek eloszlását szemlélteti a 9. ábra, a középfelület elmozdulásait pedig a 10. ábra. Az ábra a feszültségeket a keréktárcsa héj-szerkezetének külső felületén adja meg.

5. táblázat: Számítási eredmények a három kritikus terhelésre

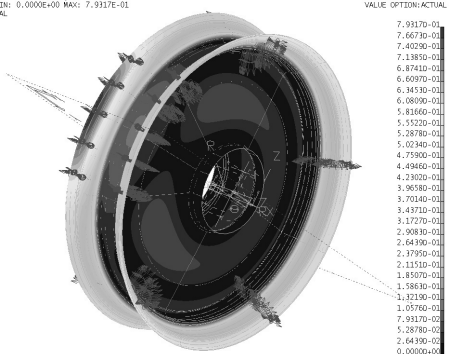
	u_{\max} [mm]	$\sigma_{\text{red max}}$ [MPa]
1. kritikus terhelés	0,57	224,9
2. kritikus terhelés	0,79	238,9
3. kritikus terhelés	0,72	232,0

RESULTS: 12- B.C. 2-STRESS_12.KANYAR
 STRESS - VON MEREK MIN: 2,5503E+01 MAX: 2,3887E+02
 DEFORMATION: 11- B.C. 2-DISPLACEMENT_11.KANYAR
 DISPLACEMENT - MAG MEREK: 0,0000E+00 MAX: 7,9317E-01
 FRAME OF REF: MATERIAL



9. ábra: A redukált feszültségek eloszlása a 2. kritikus terhelés esetén a keréktárcsa külső felületén.

RESULTS: 11- B.C. 2-DISPLACEMENT_11.KANYAR
 DISPLACEMENT - MAG MEREK: 0,0000E+00 MAX: 7,9317E-01
 FRAME OF REF: MATERIAL



10. ábra: A középfelület elmozdulása a 2. kritikus terhelés esetén.

8. ÖSSZEZEGÉS

Az 9. ábrából és a 5. táblázatból megállapítható, hogy - az alapterhelések közül a 9. számú, azaz a guminyomásból származó terhelés hatására lépnek fel a legnagyobb redukált feszültségek, - a közepén lévő, kúppalást alakú tárcsa részben nagyságrendekkel kisebb feszültségek lépnek fel mint a pánt részben, ezért ennek vastagságát, geometriai kialakítását változtatva súlycsökkentés érhető el, - a keréktárcsa pánt részében fellépő feszültség a folyáshatár közelében van, ezért itt megerősítés szükséges. A számítási eredmények birtokában a munka további része annak a vizsgálatával folytatható, hogy hogyan lehet a keréktárcsát szálerősítéses rétegelt szerkezetből felépíteni.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Kutatásainkat és e publikáció megjelenését a „TAMOP-4.2.1/B-09/1/KONV-2010-0003: Mobilitás és környezet: Járműipari, energetikai és környezeti kutatások a Közép- és Nyugat-Dunántúli Régióban” projekt támogatása tette lehetővé. A projekt a Magyar Állam és az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

IRODALOM

- [1] ÉGERT J., ACZÉL Á., FEHÉR L., KÖRMENDY Á.: Versenyautó alváz mechanikai modellezési lehetőségei és kritikus terhelései, Géptervezők és Termékfejlesztők XXVII. Szemináriuma, Miskolc, 2011. november 10-11.
- [2] M. CSIZMADIA B., NÁNDORI E.: Modellalkotás, Mechanika mérnököknek, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2003.
- [3] BATHE, K-J.: Finite Element Procedures, Prentice Hall, New Jersey, 1996

ÚJ ELRENDEZÉSŰ TELESZKÓPOS KOTRÓGÉP TERVEZÉSE

NEW CONCEPTION DESIGN OF TELESKOPIC EXCAVATOR

*Peter Filípek, MSc. (Eng.) Metod Glatz, MSc. (Eng.) Ladislav Gulán, Prof. PhD.,
Izidor Mazurkievič, Assoc. Prof., PhD.,*

*Slovak University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering
Nám. slobody 17,812 31 Bratislava, Slovak Republic*

György Bukoveczky, Prof. PhD., Széchenyi István University, H-9026 Győr, Egyetem tér 1

ÖSSZEFOGLALÁS

A mobil munkagépek fejlesztésének egyik iránya a sokoldalú használhatóság biztosítása. Több technológia kiszolgálása nagyobb mobilitást is követel a munkagéptől. Megoldás az univerzális munkagép. A cikk egy ilyen munkagép tervezését mutatja be. A Szlovák Műszaki Egyetem gépész és az Építész Kar formatervező hallgatóinak közös, irányított munkája. Gépészek a mobilitás követelményeinek jól megfelelő, külön meghajtású alvázat, valamint flexibilis szerszám-felszerelésű teleszkópos munkafel-építményt terveztek, a formatervezők egy új-szerű formába öltötték a műszaki megoldást.

1. INTRODUCTION

Thanks to technological progress, development of new technologies and work mechanization activities, the work in building production and communal sphere is easier and more effective. Currently, telescopic excavators are applied in the field of communal and road machines. Their specific parameters find a special status in the mechanisms used for maintenance of roads and their dealing with the terrain. These machines quickly found their position in the field of construction and land reclamation and planning due to the advantages they are offering. High performance, versatility, stability, low operating cost, high impact and large scale of working devices predetermine these machines to the wide use in construction work in any terrain.

The telescopic excavator *SUS Scrofa* is, due to its unique parameters, able to replace the work of several types of machines. Its main task is the final modification of surrounding terrains of buildings. This telescopic excavator can be used for scarification of soil type 2, 3, 4 and curing of roads. The design of the machine is divided according to the idea of modularity into several smaller units, which can be further adapted to expand the field of machine application. The methods used in designing solutions to various parts are commonly used in the automotive industry. Individual structural nodes are conceptually and structurally processed in programs CATIA, AutoCAD and 3D Studio Max. The content of

this project is to better explain the issue of a new generation of telescopic excavators, clarify the principles of operation of a specific class of telescopic excavators and propose the possibilities of application in the field of building, servicing and repairing of roads, too. The designers of this machine managed to create a structure which is unique in its conception, whereby the modularity of components was also taken into consideration. After some design modifications the rotary top can be used as a part of the automobile chassis or another type of carrier. The real plane is the possibility of using work device to a different type of rotary top.



Fig.1 Telescopic excavator SUS Scrofa

2. UNDERCARRIAGE

The chassis of the proposed 30-ton telescopic excavator is solved by 8-wheel 4-axle arrangement with only two of them being driven (Fig. 2).

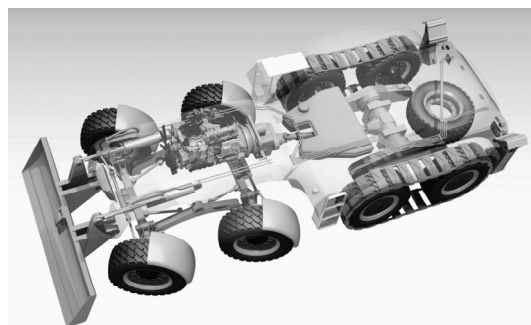


Fig.2 The chassis of 30-ton telescopic excavator

The chassis power unit is chosen so that it allows to maximally reduce the cost of production and therefore is consistent with the type, which serves to drive sets of the superstructure. In addition, the transmission can be taken from the world renowned manufacturers which can be tailored directly for the intended use. This possibility saves the investments necessary for its development.

Both axles are of a tandem type which means that a pair of wheels on one side of the axle is freely swinging around the axis at mid distance. That concept was not chosen at random. The advantage of this structure of the rear axle offers the opportunity to use belts (rubber or steel) on the rear wheels, making excavator handling in the field much easier.

The design of the front axle consists of two identical axles suspended by two pairs of bolts for the rocker. Besides, the lower pin in the stirrups is also free to pivot around the longitudinal axis of the hole in the rocker. The movement perpendicular to the direction of driving is prevented by two pairs of stretches imposed at both ends of the ball pins to ensure symmetrical cone movement. Advantages of the front tandem axle can be in practice best verified during the transport of the excavator on road. If you by now for transport of an excavator of a comparable weight category needed a trailer, this problem was resolved with a view to reducing the cost of handling the machine (Fig. 3).

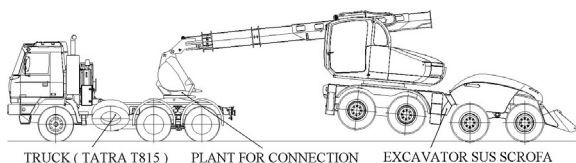


Fig.3 Road transport process of excavator SUS Scrofa by truck

Before the transport the excavator working device is turned backward. The shovel is equipped with an adaptor allowing its connection to a conventional truck unit through the turntable for towing trailers. Being connected, the excavator will lean on the tractor and lift the rear axle. After fixing the position of the working device against depression is the backhoe ready for transport. The machine will behave like a trailer and the total length of the set will not exceed 18 meters. Another of the many benefits of the machine is hydraulic autonomy of the undercarriage from the rotary top. The motor, driving unit of the transmission system, can be used before the beginning of the work for driving of a simple oil pump which adds liquid to the stabilization components of the carriage or additional attachment (sweeper mechanism, snowplow, additional road miller) mounted on a plow. After the chassis stabilization, the motor is turned off and active is only the rotary top.

In conventional machines the chassis is powered hydrostatically, which results in large losses in the energy transmission. Moreover, it is necessary to equip the

machine with a complicated rotary hydraulic converter. The concept of *SUS Scrofa* machine is a vision how might the future machines look like. Modification of a self-propelled and automotive chassis is a way to transfer data from turning top to the undercarriage (Fig. 4).

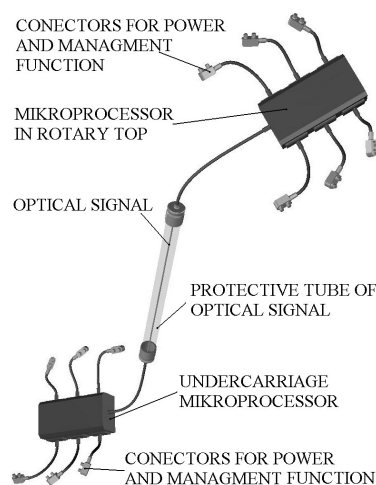


Fig.4 Rotary converter of optical signal

Machines currently used in this situation are dealt with rotary converter, through which all hydraulic and electrical commands pass to the chassis. This application brings in the category of more powerful machines a lot of problems, such as the transmission of many hydraulic routes from the superstructure to the undercarriage. This explains the absence of wheeled chassis for mobile machines in the weight class of 30 tones. The *SUS Scrofa* machine eliminates the need to use a rotary converter, since all control commands are transmitted to the chassis by optical signals. The commands from the operator cab are encoded by a microprocessor and via an optical corridor, passing through Slewing rings center, are transmitted to the undercarriage. Here the signals are decoded and executed.

By using optical signals for the management of chassis functions the possibility of integrating chassis and control of hydraulic functions in one space arises. For automotive chassis excavators the management concept with own cab was used, which means the creation of two posts for the operator. This method of the chassis functions control has resulted in connection of the rotary top to the undercarriage with only fixing bolts of large slew ring. The resulting benefits are several. The machine divided into the chassis module and turning tracks can be easily dismantled without release or venting of hydraulic circuits. The machine can be easily transported in height confined spaces including the possibility of transport by Hercules C130 plane, which becomes an interesting option for use in the army. Rotary tops can be changed according to current needs. One chassis can serve a number of upper structures (crane, recovery crane, rocket carrier) and vice versa. By unifying control signals of the manufacturers the chassis could be controlled from various swing uppers.

3. ROTARY TOP

The rotary top consists of a frame on which propulsion units, car handling and work equipment are located (Fig. 5).

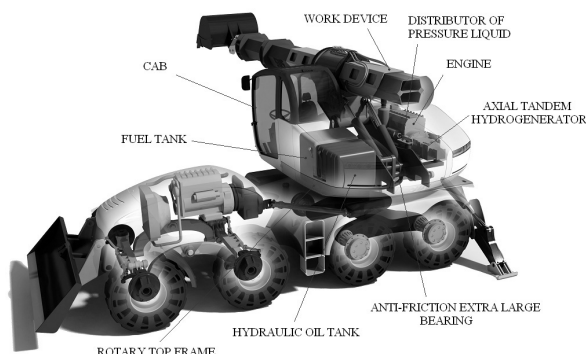


Fig.5 Deploy of main parts

A design of the machine was needed which would cope with the effects of work, workplace safety, performance and operational reliability. So an important design requirement was to deploy all efficient mechanisms and accessories to supporting frame of the rotary top. The particular elements are designed with regard to current trends in mobile working machines.

The working device is the most important part of the rotary top. Its excellence lies in the unique shape of internal and external telescopic booms, the system of component placing in the hub and other innovations designed to increase durability, reliability and economic efficiency. A big advantage of the telescopic excavator is its digging force (Fig. 6). It does not depend on the reach, but it is constant along all range of digging activities. An important feature of the machine is its ability to work in confined spaces (Fig. 6). This was achieved by minimizing the "dead" workspaces. The possibility of minimizing was achieved by a fundamental feature of the work equipment - linear motion. The advantage of minimizing the idle space is required particularly for machines used in the municipal sphere.

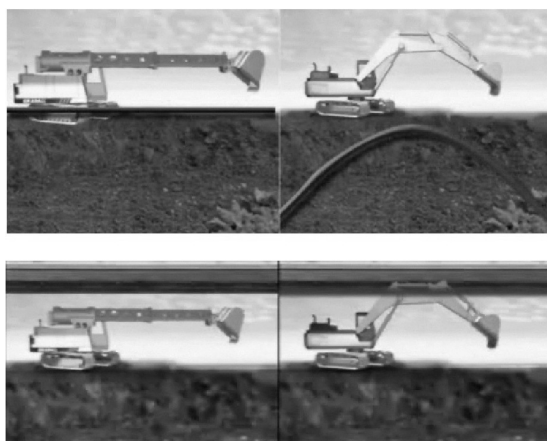


Fig.6 Process of digging force and working in confined spaces

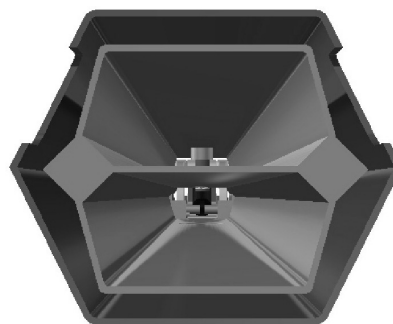


Fig.7 The telescopic boom shape

The boom shape (Fig. 7) is designed to withstand more stress (thanks to optimal pressure layout) than the commonly used shapes of these structural components.

In practice, this property reduces the weight of the biggest part of the rotary top and retains its original work performance. The main parts of the boom are two square profiles. Plates in the hexagonal shape are fixed to these profiles by welding. For the stiffness of the system a plate is put between two square profiles. It prevents deformation of the boom.

The moving between external and internal booms is achieved by rolling in the front ring and slides in the rear ring of the external boom. The boom is fixed to the hub at two places. Thus, all its degrees of freedom are taken away except the rotation around its own axis. The uniqueness of placing lies in the combination of an anti-friction extra large bearing with the external teeth, placed in the front part and sliding bearing in the back-side. The plate, which serves to attach the front bearing on the boom is structurally designed so that there is a slight shift in the boom axis. The task of this version is to prevent unilateral stress of the front bearings and leave a substantial part of the load on the rear sliding bearing. The rotary hydromotor that serves to rotate the working equipment in the range $\pm 110^\circ$ is attached at the bottom of the hub. The overhang of hydraulic hoses that are supplying oil to the working equipment is a limiting factor in the boom rotation. The working device is handled by couple of straightforward fluid hydromotors which are mutually eccentric. The advantage of this placing consists in the mutual support by keeping the constant performance in the extreme positions.

4. CONCLUSION

As far as we observe the development tendencies within the area of mobile working machines, we can say that the universal working machines with high readiness of utilization and possibility of a fast transport between workstations are the most demanded ones at the market. The *SUS Scrofa* telescope excavator of a new concept, covering the wide scope of utilizing technologies fulfils all of these requirements and for its own technical parameters is ranged between modern, effective and competitive solutions.

ALACSONY ZAJKIBOCSÁTÁSÚ GÉPEK TERVEZÉSÉNEK IRÁNYELVEI

DIRECTIVES OF DESIGNING MACHINES WITH LOW NOISE EMISSION

Sarka Ferenc, Prof. Dr. Döbröczöni Ádám, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék

ÖSSZEFOGLALÁS

A cikk összefoglalja a legfontosabb irányelveket, melyek segítséget nyújtanak a tervező mérnök számára, alacsony zajkibocsátású gépek tervezésében. Megpróbál áttekintést adni az Európai unió intézkedéseiről. Rámutatni az egyes tagállamok szabályozásaira, példaként említve Magyarországot.

ABSTRACT

In this paper, the authors try to summarise the most important directives, which can help to the engineer to design a low noise emission machine or equipment. Also try to give summary about the European Union's directives. It calls attention to differences in directives of member states, as example in Hungarian national directives.

1. BEVEZETÉS

Napjaink felgyorsult ritmusú, sok esetben bizonytalanságokkal teli életében mindenkinek nagy szüksége van csendre, nyugalomra. Eredményes, az emberiséget előremozdító munka elvégzéséhez elengedhetetlen nyugodt, csendes környezet biztosítása. Az igény szükségességét az Európai unió tagországi szerencsére belátták. Ennek eredményeként létrehozták a gépek zajkibocsátására vonatkozó irányelveket. Nem az Európai Unió volt az első, aki a zajszabályozás terén törvényt, direktívát alkalmazott.

2. TÖRTÉNETI ELŐZMÉNYEK

Az első fellelhető nyoma a csendrendeleteknek a Kr. e. 4. évezredbe nyúlik vissza az ókori Egyiptomba. A város bizonyos részein, mint a templomok közelében csendrendelet volt érvényben. A Kr. e. IV. századi Rómában hasonló csendrendelet volt érvényben. A rabszolgák sötétetés után már nem járhattak az utcán fapapucsban. Azokban az utcákban, amelyekben tudós

lakott, nem lehetett kovács, vagy rézműves műhelye. Julius Caesar nem engedélyezte az útburkolaton dübörgő vasalt kerekű szekerek közlekedését a nap első 10 órájában. A középkori Lipcse, Jéna és Torino városában hasonló rendelkezések voltak érvényben. A felsorolt példák is alátámasztják, hogy a zaj és az arra vonatkozó előírások nagy fontossággal bírtak békeidőben.

Egy ENSZ által végzett vizsgálat kimutatta, hogy az 1930-as évek óta körülbelül harmincszorosára nőtt a városi lakosságot terhelő zaj. Jelenleg az Európai Unió lakosságának 20%-a már a szakemberek által elviselhetetlennek minősített zajterhelésnek van kitéve. A közelmúltig az unió kevés figyelmet fordított a zajra, mint szennyező tényezőre. A fentiek alapján nekünk, mint tervezőmérnököknek, minden tőlünk telhetőt meg kell tennünk, hogy minél halkabb gépeket készítsünk. A mérnököket segítő, több módszeres tervezési eljárás is megszületett, melybe be kell tudnunk illeszteni a gépek, berendezések alacsony zajkibocsátására vonatkozó igényeket.

3. AZ EURÓPAI UNIÓ IRÁNYELVEI [1]

A lakosságot érő környezeti ártalmak, köztük a zajterhelés ügyében történő lépések 1972-ben indultak meg, mikor a Párizsi Csúcskonferencián felvetődött egy Európára érvényes közös környezetvédelmi irányelv igénye. Az Európai Unió első lépését az 5. Környezetvédelmi Cselekvési Programmal tette meg. Ebben meghatározta a 2000-ig elérendő célokat. 1996-ban, az úgynevezett „Green Pages” kiadásával megpróbálta értékelni a helyzetet az előző 20 év áttekintésével. Az 5. Környezetvédelmi Cselekvési terv legfőbb célkitűzései a zajterhelés területén a következők: Elsődleges szempont, hogy az unió lakosai ne legyenek kitéve olyan zajterhelésnek, ami károsíthatja az egészségüket, vagy ronthatja életminőségüket.

A lakosság zajterhelése sehol ne lépje túl az egyenértékű 65 dB_A-es szintet, és a zaj a 85 dB_A-t ez időszakban egyszer se lépje túl.

Az éjszakai egyenértékű L_{Aeq}=55–65 dB_A-s zajban élő lakosság helyzete ne romoljon tovább,

Az 55 dB_A-s határ alatti zajjal terhelt lakosság terhelése ne emelkedjen e határ fölé.

Ezekon kívül meghatározta, hogy szabványokat kell kidolgozni a zaj elleni védekezés tekintetében. Tervezési segítséget nyújtani a mérnökök számára alacsonyabb zajkibocsátású gépek és berendezések előállításához. Egységesíteni a gépek és berendezések zajkibocsátásának mérési folyamatait.

Az unió zajkibocsátásra vonatkozó irányelvei közül a legfrissebb a 2002/49/EK irányelv, mely a környezeti zajok vonatkozásában határoz meg elérendő kívánalmakat a tagországok részére.

3. MAGYARORSZÁGI JOGSZABÁLYOK A ZAJKIBOCSÁTÁS TEKINTETÉBEN

A tervezési folyamat elején, a mérnöknek szüksége van ismerni a vonatkozó jogszabályokat. Ezek olyan kötelek, melyeket nem hagyhat figyelmen kívül, mert különben az Unió területén nem forgalmazható terméket állíthat elő. Ebből kára származik a cégnek, a felesleges munka és a kirótt bírságok miatt. Csak példaként említve a magyarországi jogszabályok száma, mely a zajkibocsátással kapcsolatos több, mint 40. Ide értve a szárazföldi, vízi, légi közlekedésre vonatkozó jogszabályokat, az épületekre és épületgépészetre vonatkozókat. És természetesen a gépekre vonatkozó előírásokat, legyen az ipari vagy háztartási berendezés.

A vonatkozó szabványok tekintetében még szélesebb a skála. A Magyar Szabványügyi Testület 374db olyan szabványt tart nyilván amely valamilyen módon kapcsolódik az akusztika témaköréhez.

A tervező mérnökök dolgát tovább nehezíti az, hogy a szabványokat, jogszabályokat időnként visszavonják, módosítják, újakat hoznak a régié helyett. Már csak a változások követése is egy igen komoly feladat. Sok cég esetén erre külön figyelő személyzet áll rendelkezésre. Ezekon felül még a kihagyás veszélye is fennáll, hogy valamilyen jogszabályról, vagy szabványról elfeledkezett a tervező.

4. MÉRNÖKI SEGÉDLETEK ALACSONY ZAJKIBOCSÁTÁSÚ GÉPEK TERVEZÉSÉHEZ [2] [3]

A Német Mérnökök Szövetségének (VDI), mint sok más dologban élenjáró szerepe van a mérnöki segédletek készítésében. Úgy ahogy sok területen, a gépek módszeres tervezésében is. Az ajánlásukat a VDI 2221-ben foglalták össze. Ezt az alapot felhasználva született meg az ISO/TR 11688-1:1995-ös és az ISO/TR 11688-2:1998-as nemzetközi műszaki jelentés, melyet többek között Magyarország is átvett, mint szabványt (MSZ EN ISO 11688-1:2009, MSZ EN

ISO 11688-2:2001). Ebben a fejezetben az ajánlott tervezési folyamat kerül bemutatásra.

A tervezési folyamatot, mely során egy tervezési feladatot oldunk meg, négy fő részre bonthatjuk. Minden fő részben, különböző mértékben avatkozhatunk be a zajcsökkentés érdekében.

4. 1. A feladat tisztázása.

Itt kell minden olyan kiindulási adatot rögzíteni, melyet a tervezés során nem hagyhatunk figyelmen kívül. Össze kell gyűjteni a megtervezendő gépre vagy berendezésre vonatkozó törvényeket, rendeleteket, szabványokat, irányelveket. Jól érzékelhető, hogy nincsen könnyű helyzetben a tervező. Továbbá le kell szögezni, milyen műszaki színvonalat akarunk elérni a tervezés során. Már az első lépéseknél lehetősége adódik a tervező mérnöknek, hogy beavatkozzon a zajcsökkentés érdekében. Egyrészt fel tudja használni saját tapasztalatait, mely talán a legnagyobb jelentőséggel bír, természetesen, csak ha már szerzett tapasztalatot ilyen téren. Meg kell nézni a versenytársak által alkalmazott eljárásokat és technikákat. Figyelembe kell venni a vevők igényeit és a termék zajkibocsátási értékének fontosságát az eladási érvek között. Leszögezhetjük, hogy egy **követelmény-jegyzéket** kell létrehozni, mely a további tervezési folyamat meghatározó dokumentuma lesz.

4. 2 Elvi tervezés.

Az elvi tervezés során megoldáselveket kell keresnünk. A különböző megoldásokat össze kell hasonlítani, majd választani közülük. A tervezés e szakaszában még kevés információ áll rendelkezésre a végleges gyártmányról, de már itt is lehetőség van a zajcsökkentés megvalósítására. A megoldásváltozatok közül kiválasztásánál egyik **fontos szempontnak tekintve a kibocsátott zaj értékét**. Gyakran kell becsléshez fordulnunk, már meglévő konstrukciókkal való összehasonlítás alapján.

4.3 Tervezés és részletezés

A tervezés és részletezés során a klasszikus értelemben vett tervezési lépést kell a mérnöknek megtenni, vagyis meg kell határozni a termék geometriai méretit, a felhasznált anyagok minőségét. Mindezeket mechanikai modellek alapján végzett számításokkal kell alátámasztani. Talán itt van a **legnagyobb mozgásteret** a mérnöknek alacsony zajkibocsátású gép megalkotásában. Fel tud használni vizsgálati eredményeket, tapasztalati példákat, irodalmi hivatkozásokat. A modern technológiák létezésével, mint például a VEM, további eszközök kerültek a mérnökök kezébe. Ebben a tervezési fázisban van először lehetőség a zajforrások azonosítására. Itt van lehetőség meghatározni a

villamos energiát, mechanikai munkává alakítják (villamos motorok). További zajforrások lehetnek a nem állandó áramlás vagy a mozgó részek súrlódó felületei.

Passzív elemek értjük azokat a részeket, melyek az aktív elemek által keltett zajt továbbítják, és nem tartalmaznak maguk is zajforrást. Jellegzetesen az alapszerkezeti elemek és a burkolatok tartoznak ide.

A mérnöknek meg kell vizsgálnia, hogy a zaj milyen módon terjedhet a szerkezetben. Figyelembe kell venni az átviteli utakat (testhang, léghang, folyadékhang). Figyelembe kell venni az egyes aktív elemek közvetlen léghang sugárzását is.

Az átviteli utak feltérképezéséhez elengedhetetlen ismerni egy fogaskerekes hajtómű felépítését. A gerjesztő hatások között elsődleges szerepe van a fogaskerek kapcsolódásának. A kapcsolódás helyéről kiinduló rezgés testhangként adódik át a tengelyekre. A tengelyekről, pedig a csapágyazáson keresztül a házba. Ezeket a rezgéseket a ház sugározza a környezetbe. Ezt nevezzük primer átviteli útnak. A kapcsolódástól a keréktestek is rezgésbe jönnek, amik közvetlenül sugároznak a házra és onnan a környezetbe. Ez a szekunder átviteli út. A szekunder út hatása, a gyakorlati eredmények alapján elenyésző. A primer testhangok a hajtóműházon belül is gerjesztenek léghangokat. Ezek a falakban indukált testhang áttétellel a környezetbe sugárzódnak, léghangként. A primer léghang intenzitása mellett ez elhanyagolható. Megállapítható, hogy a primer testhang az, ami a hajtóművek zajának szempontjából vizsgálatra érdemes.

Természetesen a kapcsolt elemeknek, – mint tengelyeknek, csapágyaknak, tömítéseknek – saját zajuk is van. A szerelési vagy tervezési hibák miatt kialakuló réseken át közvetlenül is juthat a környezetbe zaj. Ez utóbbi két hatás megmutatkozik a kisugárzásban.

A fenti leírás alapján megállapíthatjuk, hogy aktív elemek a hajtóműben a fogaskerek, a tengelyek, csapágyak tömítések. Passzív elemek pedig a burkolat részei.

Táblázat segítségével összefoglalhatók a zajforrások, a zaj oka, tulajdonsága, jellege.

3. táblázat.

Elem	Forrás	A	S	L
Fogaskerek	Kapcsolódási imp.	-	+	
	Gördülőköri imp.	-	+	
	Hiba impulzus	-	+	
Csapágyak	Gördülés (súrlódás)	-	+	
...				

Az előző táblázathoz hasonlóan összegyűjthetők az átviteli utakra vonatkozó adatok is.

4. táblázat.

Elem	Átviteli út	A	S	L
Fogaskerek	tengely – csapágy –		+	

	burkolat			
Csapágyak	csapágyház – burkolat		+	
...				

Végül a lesugárzó felületek is összegyűjthetők. Hasonló módon az előző két táblázathoz, ezek is összefoglalhatók táblázatban

5. táblázat.

Elem	Lesugárzó felület	A	S	L
Burkolat	Falak	+	-	
	Rögzítési pontok	-	+	
...				

Jelmagyarázat 3, 4, 5 táblázatokhoz: +: jelentős hatás, - kismértékű hatás, A: léghang, S: testhang, L: folyadékhang

Jól látható a táblázatokból, hogy a zajforrások testhangot bocsátanak ki. Az átviteli utakon ez a testhang, továbbra is testhangként halad tovább majd nagyrészt léghangként sugárzódik a környezetbe.

A tervezési folyamat végén létrehozott prototípuson a táblázatok alapján tudunk módosításokat végezni. E módosítások hatásait külön-külön azonos működési körülmények mellett vizsgálva, hozzájuthatunk az egyes módosítások által okozott zajcsökkenés értékéhez. Ezeket az eredményeket felhasználva adódik lehetőség a végtermékre nézve zajcsökkentést elérni. A fenti táblázatokból és a tervezési tapasztalatokból megállapíthatjuk, hogy a fő zajkeltő elem a fogaskerek és annak kapcsolódása. A fő átviteli út a keréktest – tengely – csapágy – burkolat útvonal. A fő lesugárzó elem a burkolat.

A mennyiben lényeges eredményt akarunk elérni a zajcsökkentés terén a fogaskerekes hajtóműben, ezen a három területen tudunk dolgozni.

7. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

„A tanulmány/kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként – az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.”

8. IRODALOM

- [1]: 2002/49/EK
 [2]: MSZ EN ISO 11688
 [3]: P. DIETZ, D. HAJE: Development of Low Noise Product – Computer –Aided Guidance for The Designer. International Design Conference – Design2000, Dubrovnik, May 23-26, 2000. pp87-92

BIOMECHANIKAI CSONTMODELL ÉPÍTÉSÉNEK LEHETŐSÉGEI

THE POSSIBILITIES OF BUILDING BIOMECHANICAL BONE MODEL

Simonovics János Ph.D. hallgató, Dr. Váradi Károly egyetemi tanár, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki kar, Gép- és Terméktervezés Tanszék. 1111 Budapest, Műegyetem rkp. 3-9., e-mail: simonovics.janos@gt3.bme.hu, varadik@eik.bme.hu.

Dr. Bujtár Péter, állcsont- és szájsebész szakorvosjelölt, Arc- Állcsont- Szájsebészeti és Fogászati Klinika, 1085 Mária u. 52., e-mail: bujpet@yahoo.co.uk.

ABSTRACT

Nowadays the medical society have demand to examine the implants used for the various orthopedic and trauma surgery. There are several ways of creating biomechanical model depending on the approximation of reality.

1. BEVEZETÉS

A biomechanika az élőlények mechanikai berendezéseivel és élettani szerepükkel foglalkozó tudományág. [1]. Más-képp fogalmazva az emberi test belső és külső mozgásainak és ezek következtében kialakult belső erők mechanikai tulajdonságaival és a test valamint a szervek és szervrendszerek működésének mechanikai módszerekkel történő elemzésével a biomechanika foglalkozik. [4]

Hasonlóan a legtöbb tudományághoz, a biomechanika is kísérleti és számítási módszerekkel dolgozik. Mivel azonban itt a kutatás tárgya élőlény, amelyet a vizsgálati eljárás, kísérlet során nem szabad károsítani, az invazív kísérletek nagy részét cadaver mintadarabokon végzik. A legértékesebb kísérletek nyilvánvalóan az élő egyedeken végzett, ún. *in vivo* vizsgálatok, ebből azonban jóval kevesebb van, mint az elhunyt mintadarabokon végzett, ún. *in vitro* kísérletekből.

2. VÉGESELEMES MÓDSZER A BIOMECHANIKÁBAN

A számítógépek megjelenése tette lehetővé a mechanikában és a kapcsolódó tudományágakban – így a biomechanikában is – elterjedt hatékony numerikus módszer, az ún. végeelem módszer kifejlődését. Ennek segítségével a kísérleti adatok alapján az élő szervezet viselkedése adott pontossággal számítható és szimulálható. A végeelem-módszer a kísérletek eredményeire támaszkodva a mért adatok alapján modellezi az egyébként valóságban nem tesztelhető vagy csak *invazív*, azaz károsító módon vizsgálható biomechanikai folyamatokat.

A numerikus modellek segítségével számított eredményeket a legtöbb esetben a jelenségre, folyamatra vonatkozó mérési eredményekkel hasonlítják össze, így bizonyítva a modell helyességét és pontosságát. [2]

Az ortopédia és a traumatológia csontsebészeti műtétek során a csontok egyesítésére legtöbbször fém alapanyagú implantátumot használ. Feladatuk biztosítani a szükséges stabilitást a gyógyulási folyamat során. Célkitűzés továbbá a korai mobilizálhatóság és a mozgásstabil rögzítés, állják az idő próbáját és pótolja az időlegesen vagy véglegesen elveszett funkciót.

A csontsebészeti fémimplantátumok közé sorolhatóak (a teljesség igénye nélkül) a csontcsavarok, anyák és alátetek, szögletes és egyenes csontlemezek, az alakos csontlemezek, szegek, kapszok, drótok protézisek. [3]

A végeelemes módszer egyre elterjedtebben használatos a manapság használt implantátumok fejlesztésében, tesztelésében, ugyanis az *in vitro* kísérletek kivitelezése kegyeleti okok miatt igen nehézkes.

A csontok töréseit rögzítő eszközök vizsgálata végeelemes módszerrel alapvetően két részre osztható, az egyik a stabilitás vizsgálat, a másik pedig a protetika vagyis protézis komponensek és környezetük feszültségvizsgálata. A szimulációhoz modellek szükségesek, melyek több úton készíthetők el. Csont modellezés esetén számos lehetséges út áll rendelkezésre, annak függvényében, hogy miként oldjuk meg a *spongiosa* (szivacsos) réteg modellezését és az anyagjellemzőinek elválasztása a *corticalis* (kemény) résztől.

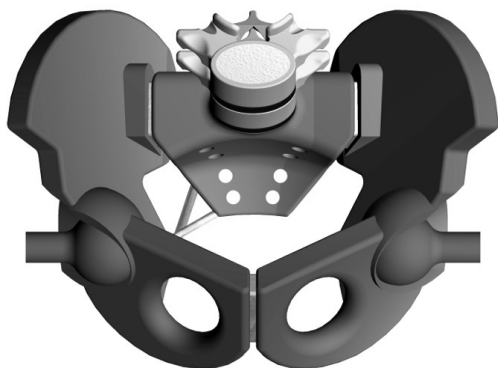
Összetett modell esetén esetlegesen figyelni kell a különböző csontok szétválasztására is vagy épp az ezek között elhelyezkedő porcokra is.

3. MODELL FELÁLLÍTÁSA

3.1. Közelítő geometriai primitívekből felállított modell

Az ilyen úton elkészített modell csak vázlata a valóságos anatómiai csontnak. Méretarányban, formában megközelíti a valóságot, viszont a bonyolultabb - általában a felületen található geometriai - formák elhanyagol-

lásával él. Ezáltal a csontok egymáshoz kapcsolódása esetleg ízületek, porcok geometriája is erősen közelíti csak a valóságot.



1. ábra Geometriai primitívekből felépített medencemodell

Előnyei közé sorolható az időtakarékos modellépítés mellett a közel azonos geometriai formák ismételtősége (pl. csigolyák, fogak) és a peremfeltételek definiálása során az akár szimmetrikus felépítés. Az egyszerűbb geometriának köszönhetően a végeselemes háló elkészítése gyorsabb, a megfelelő felületek közötti kontaktok definiálása kevésbé problematikus – gondoljunk csak a *femur* és *acetabulum* kapcsolatra. Megkülönböztetett csontállományok létrehozása azonos vastagságú corticalis réteggel igen könnyen megvalósítható héjképzéssel.

Hátránynak tekinthető, hogy a közelítő geometria segítségével esetleg valós feszültséggyűjtő helyeket hagyunk figyelmen kívül, továbbá nem valóságosan modellezzük az állományvastagságok változását, ezzel pedig a beépített implantátumok csavarjainak valódi kapcsolódási környezetét. Esetleges nem mellékesnek tekinthető tényezők, mint a csonttrikulás, elhanyagolásra kerülnek. A csontállományok szétválasztásának módszerével további alcsoportokra lehet bontani a geometriai primitívekből történő modellezést.

3.1.1. Egyes csontállományok elhanyagolásával, elhagyásával felállított modell

A csontok modellezése során, igen nagy kihívást jelent a folyamatosan változó *corticalis* és *spongiosa* réteg modellezése. Fontos szerepe van a rétegeknek és vastagságuknak az implantátummal való kapcsolatuk miatt. Viszont, ha nem helyezkedik el implantátum egyes csontokban, csont csoportokban, vagy egyes csontok mérete annyira kicsi, hogy a bennük található *spongiosa* réteg vastagsága nem számottevő, az állomány szétválasztásától sok esetben eltekintenek és még így is megfelelően közelítik a valóságot.

3.1.2. Egyes csontállományok mechanikai tulajdonságait átlagoló modell

Ahol az állomány szétválasztás nem történt meg, általában a geometriai primitívekből felépített model-

leknél homogén állományra jellemző anyagtulajdonságokat adnak meg. A homogén állomány tulajdonságai egyszerűen meghatározhatóak egy átlagos corticalis rétegvastagság figyelembevételével. Pl. a homogén állománynál 90% *spongiosa* és 10% corticalis rész figyelembe vételével a rugalmassági modulus:

$$0,9 \cdot 400 \text{MPa} + 0,1 \cdot 17000 \text{MPa} = 2060 \text{MPa} \quad (1)$$

Poisson tényező:

$$0,9 \cdot 0,2 + 0,1 \cdot 0,3 = 0,21 \quad (2)$$

Ezeket szintén kisméretű csontoknál alkalmazzák, vagy olyan esetekben, ahol szintén nem helyezkedik el a csontban implantátum, esetleg ahol a *corticalis* rétegvastagság szélsőséges változásának modellezése komolyabb problémákat okozhat.

3.1.3. Egyes csontállományok szétválasztásával készített modell

A külső *corticalis* réteg átlag vastagságának meghatározása után több módszerrel is létrehozható a belső *spongiosa* réteg. Ebben az esetben a modell a megkülönböztetett állományoknak köszönhetően összeállításként modellezhető (part1 – *corticalis* réteg, part2 – *spongiosa* réteg). Figyelni kell a megfelelő „összeépítésre”, kényszerzésre is.

Első módszer, ha a *spongiosa* réteg tömör állományként van modellezve és kitöltve, mely az ennek megfelelő anyagjellemzőkkel rendelkezik.

Második módszer, ha *spongiosa* réteg közelítéssel, bizonyos irányultságú gerenda struktúrával van modellezve. Ugyanis a *spongiosa* rétegben csontgerendácskák helyezkednek el, melyek irányultsága attól függ, hogy milyen terhelést kell elviselnie a csontnak. Ezek struktúrája átrendeződhet, közelítő modellezésével az ortotropiát szimuláló csontgerendaállományt lehet létrehozni, a *spongiosa* térrészen belül.

A harmadik módszer, ha a *spongiosa* réteg véletlenszerű irányultsággal rendelkező gerenda struktúrával van modellezve. A kívánt *corticalis* réteg létrehozása után, a belső *spongiosa* állománynak hagyott térrészen, a gerendácskák irányultságának figyelembevételével vagy anélkül létrehozható megfelelő programokkal, geometriai közelítéssel, véletlenszerű gerenda rendszer. [1]

3.1.4. Az előző módszerek vegyítésével készített modell

Ebben az esetben bizonyos csontterületeknek megfelelően, a biomechanikai modellépítés szét van választva, például ha állományszétválasztás csak a csavarok környezetében történik.

3.2 Orvosi képkalkoló eszközök segítségével felállított modell

Az elkészített modell geometriailag a lehető legközelebb áll a valósághoz, hiszen képkalkoló eszköz segítségével emberből nyert forma pontthalmazán alapul. Az apróbb geometriai elemek szinte csak a képkalkoló eszköz felbontásától függenek. Geometriai elhanyagolás csak az újramodellezés során keletkezhet, ennek szabályozásával pedig a felhasználó bír. A képkalkolás például

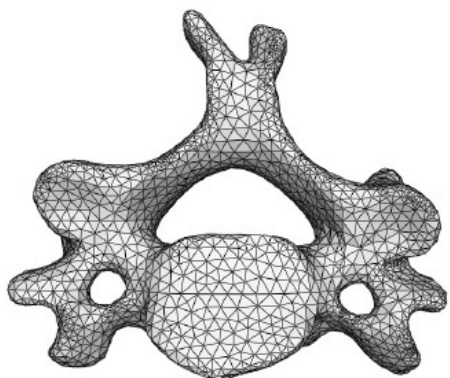
a CT esetében a beállított Hounsfield egységen múlik. Ezáltal a csont és egyéb lágyrészek jól megkülönböztethetőek, szegmentálhatóak lesznek és kinyerhetővé válik a csont geometria. A Hounsfield egység és a csont sűrűsége között matematikai összefüggés írható fel. [15]

Amennyiben a végelemes analízist nem denzitás alapon akarjuk végezni, műanyag anatómiai modellek scannelésével is megkapható a tökéletes geometria pontfelhője.

Előnyének tekinthető a csontgeometria pontos modellezése, így itt megemlíthető az előzőekkel ellentétben, hogy az állományvastagságok és esetleges geometriai deformitásokból adódó feszültséggyűjtő helyek a valószínűleg megfelelően szerepelnek a modellben. A denzitás alapú modellalkotásnál az előzőekkel ellentétben a gyengült csontstruktúra, mint például a csonttrikulálás és a csont tumorosodásából eredő elváltozások szerepelnek a modellben. Ezeknek köszönhetően a valószínűleg közelebb álló eredményeket nyerhetünk ki a szimulációk során.

Természetesen a geometria valóság-hű modellezésének ára van, mely rögtön megtapasztalható, mivel az amorf felületrészeknek köszönhetően a CAD rendszerekben speciális felületmodellezési ismeretekre van szükségünk. A végelemes analízis során felhasználható elemkészlet palettája beszűkül, szinte csak és kizárólag tetra elemek használatára kényszerülünk. Az alaki bonyolultság miatt, a helyes végelemes háló elkészítése igen sok időt vesz igénybe, ügyelni kell a létrehozott elemek torzultságára és megfelelő helyeken történő elemsűrítésre.

A pontfelhő alapján több módszerrel hozhatunk létre biomechanikai modellt.



2. ábra Tetra elemekkel hálózott csigolyamodell

3.2.1. Kinyert pontfelhő átalakítása solid modellé

A CT-ből nyert képi információ állományszétválasztása után, a szegmentált részen háromdimenziós felületi hálót lehet generáltatni a legtöbb orvosi képi megjelenítő program valamilyen algoritmusa segítségével. A kapott *facetjei* (kis felület elemek) és csomópontjai nem egyeznek meg teljesen a valóságos csont geometriai alakjával, csak közelítik azt. A végelemes számítások során ez problémát okozhat. Ezért el lehet végezni ezek finomítását, nem kívánt részeket pedig el lehet távolítani

a modelltől. Ezután következhet a *solid* (tömör) modellé alakítás, melyben akár létre lehet hozni a térfogati hálót a végelemes vizsgálathoz. A felületi hálót is fel lehet használni a végelemes térfogati háló készítéséhez, viszont a háló finomításának korlátozottsága miatt ez nem túl elterjedt. Az így elkészített egy állományból álló *solid* modellt természetesen szét lehet bontani ezután *corticalis* és *spongiosa* rétegekre, az előző pontban ismertetett módszerek szerint. A CAD szoftverrel való átjárhatóságot pl. az IGES, STEP és STL fájlformátusok biztosítják. [5], [6]

3.2.2. Görbék és felületek segítségével létrehozott felületmodell, mely soliddá alakítható

Az eljárás az előző ponttól annyiban különbözik, hogy vagy a már említett felületi hálóra vagy a létrehozott a kinyert pontfelhőre építhetünk felületmodellezési módszerekkel ebben az esetben. Az egyes *B-spline* és *Bezier* görbék pontokra fektetésével, felületeket feszíthetünk ki. Ezzel a módszerrel a háromszöges felületi háló helyett egy összefüggő felületet kapunk, melyet egyszerűen kitölthetünk anyaggal. Ezáltal kikerülhető a *facetkezelés*, *facetfinomítás* és a *facetekből* adódó esetleges hálózási vagy számítási probléma. Sokszor viszont a bonyolultabb görbék által kialakított felületek okozhatják azt a problémát, melyet el szeretnénk kerülni. Természetesen a felületmodell *soliddá* alakítása után itt is fennáll a lehetőség az esetleges állomány megkülönböztetések modellezésére.

3.2.3. Kinyert pontfelhő közvetlen felhasználása CAD modell készítése nélkül

Ebben az esetben a CT-ből nyert ponthalmazt használják fel egyenesen a végelemes háló elkészítésére. A megfelelő Hounsfield egység által nyert állományra térfogati tetraelemes hálót készítenek, mely egyenesen felhasználható a komolyabb végelemes programokban árvalálónként (*orphan mesh*). A megfelelő anyagtulajdonságok kinyerésének egy része az egyes pontok által hordozott denzitás alapján van biztosítva. Amennyiben viszont implantátumot is el akarunk helyezni a modellben, ez esetben kikerülhetlenné válik a CAD szoftverek használata. A létrehozott implantátumok elhelyezése az előző módszerekhez képest nehézkesen oldható meg.



3. ábra Kinyert pontfelhő közvetlen felhasználása

3.2.4. Reverse engineering

Az előzőekben ismertetett eljárások szerint történik a módszerhez használt pontfelhő kinyerése. Ezt komolyabb CAD rendszerek reverse engineering moduljaival vagy kifejezett célszoftverekkel lehet visszaépíteni felületmodellé. A felületmodellt a már ismertetett módon *solid* modellé lehet alakítani, majd a kívánalmaknak megfelelően, ha kell, állományokra lehet bontani.

3.2.5. Hibrid modellek

Képkalkoló szoftverből nyert elemeket lehet keverni geometriai primitívvel. Ezért egy becsült *corticalis* réteg segítségével pl. geometriai primitívvel felépített *spongiosa* réteg modellezhető az adott csontba. Megvan annak lehetősége is, hogy a képkalkoló szoftverek teljes modelljét az általunk készített geometriai primitívvel épített elemekkel ötvözzük. Ilyenkor a megfelelő kapcsolódási felületek, pontok kialakítására kiemelten figyelni kell, illetve ügyelni kell az alkalmazott kényszerekre is összeépítésnél.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Az implantátumok teherviselő képességének vizsgálatára, stabilitásvizsgálatára a végeleemes rendszerekhez rengeteg módon állíthatunk elő biomechanikai háromdimenziós modelleket. Fontos szem előtt tartani, az adott vizsgálandó esetet és a rendelkezésre álló számítógép kapacitást a helyes és valóságot leginkább közelítő modell készítése során.

- [1] Éva Lakatos, Imre Bojtár. (2010). Microstructural simulations of the bone surrounding dental implants by means of a stochastically generated frame model. *Biomechanica Hungarica*. III (1), p143-150.
- [2] Kurutzné Kovács Márta. (2004). A szerkezeti mechanikától a biomechanikáig.
- [3] Simonovics János. (2010). Implantátumok. In: *Mendecetörés rögzítésének végeleemes analízise*. Budapest. p17.
- [4] Szerkesztette: Halász Gábor (2007). *Modellezés a biomechanikában*. Bp.: Műegyetemi Kiadó.
- [5] Rajab Said, Jenssen Chang, Philippe Young, Gavin Tabor, Sam Coward. (2008). Image-based meshing of patient-specific data.
- [6] N. S. Ribeiro, P.C. Fernandes, D.S. Lopes, J.O. Folgado and P.R. Fernandes. (2009). 3-D solid and finite element modeling of biomechanical structures. 7th Euromech Solid Mechanics Conference.

ANALÓGIA A SPORT- VILÁGCSÚCSOK TÖRTÉNETE ÉS AZ EVOLÚCIÓS OPTIMÁLÓ ALGORITMUSOK ITERÁCIÓ TÖRTÉNETE KÖZÖTT

ANALOGY OF THE HISTORY OF SPORT WORLD RECORDS AND ITERATION HISTORY OF EVOLUTIONARY OPTIMIZATION ALGORITHMS

Szabó Ferenc János, PhD, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék

ABSTRACT

Iteration history of evolutionary type optimization algorithms has a special asymptotic shape, approaching to the final optimum. The thinking of the algorithm is based on modeling the evolution process, which gives the reason of the iteration history curve shape. Since the sport- records and world records are also results of some evolutionary, selective process (championships), one can start to search some analogy and similarity between the shape of the history curve of world records and iteration history curves of evolutionary algorithms. In this paper this analogy is investigated, regarding several sport world record history curves. On the basis of some analogies found, interesting conclusions can be derived.

1. BEVEZETÉS

Az evolúciós típusú optimum- kereső algoritmusok iteráció- története jellegzetes lefutású görbe, mely aszimptotikusan tart a végső optimumhoz. Az algoritmus gondolat- menete a kiválasztódás, evolúció modellezésére alapul, így az iteráció- történet görbe lefutásának oka erre vezethető vissza. A sport- csúcsok is egyfajta kiválasztódási folyamat (verseny) eredményeként alakulnak ki, ezért felmerül az analógia lehetősége a sport- csúcsok történeti alakulásának görbéje és az evolúciós típusú optimumkereső algoritmusok iteráció- történetének görbéje között. Ezt vizsgáljuk a cikkben, többféle sportág csúcs- eredményeinek történeti görbéje alapján. A megtalált analógiák érdekes következtetésekre adnak lehetőséget.

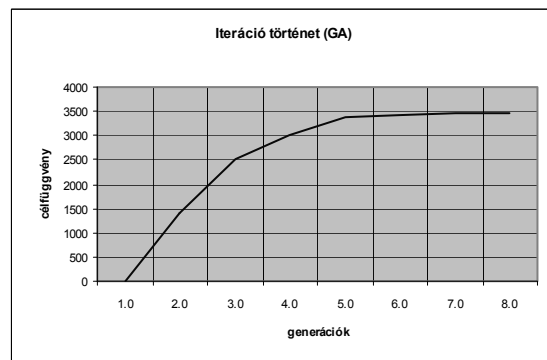
2. AZ EVOLÚCIÓS ALGORITMUSOK ITERÁCIÓ- TÖRTÉNETI GÖRBÉJE

Evolúciós típusú optimumkereső algoritmusokról az 1990-es évek eleje óta, a Genetikai Algoritmus (GA) [1] megjelenése után beszélhetünk. Az ilyen optimumkereső algoritmusok jellemzője, hogy optimumkereső stratégiájuk fő gondolatát valamely

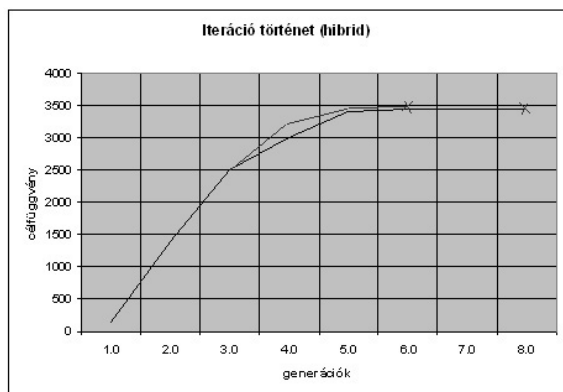
természeti jelenség (pl. kiválasztódás, evolúció, innen ered a gyűjtőne- vük is), vagy állatok, rajok, kolóniák viselkedésének modellezésére, szimulációjára építik (hangya- kolónia algoritmus (ACA) [2], madár- vagy részecske raj algoritmus (PSO) [3], Random Virus Algoritmus (RVA) [4], stb.).

Az ilyen algoritmusok előnye, hogy nem veszélyesek lokális optimumokon való megállásra, megfeneklésre, a teljes keresési teret hatékonyan átpásztázzák, mégis viszony- lag gyorsan eredményre jutnak. Hátrányuk, hogy nagy számú populáció esetén lesznek igazán hatékonyak, ilyenkor viszont sokszor kell kiszámolni a feltételek ellenőrzését és a célfüggvényt, ami idő- igényes számítások esetén, főleg végeleges számí- tások vagy multidiszciplináris optimalás esetén hosszú futási időket eredményezhet.

Ha megvizsgáljuk egy evolúciós típusú algoritmus iteráció- történetét, azaz az egyes optimalási lépések, ciklusok során a célfügg- vény legjobb aktuális értéké- nek alakulását az optimumkeresés folyamán, akkor több algorit- mus esetén is jellemzően egy jellegzetes, eleinte gyorsan javuló, majd később lassuló, aszimpto- tikus görbéhez hasonló görbét kapunk (1. ábra.). Ezt a görbét módosíthatjuk úgynevezett hibrid- algoritmus alkalmazásával, pl. az optimalás bizonyos fázisában egy másik algoritmus gondolatmenetét alkalmazva a végeredmény még gyorsabb megtalálásának érdeké- ben. (2. ábra.)



1. ábra. Egy jellemző iteráció- történet görbe



2. ábra. Egy hibrid algoritmus iteráció- története

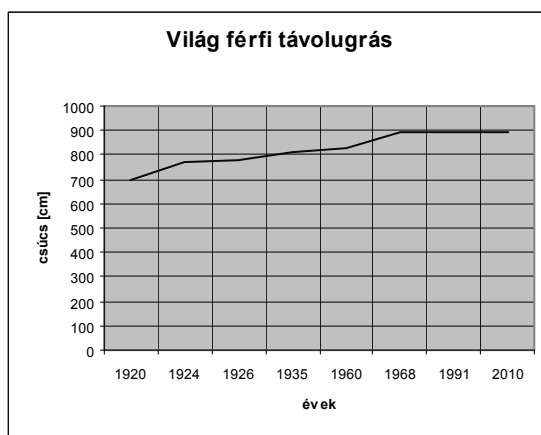
Az ilyen algoritmusok előnyeinek minél hatékonyabb kiaknázása, egyre összetettebb és számításgényes feladatok megoldása, valamint a létező algoritmusok hátrányainak minél erőteljesebb kiküszöbölése vezet az algoritmus kutatás elterjedéséhez, újabb és újabb algoritmusok kifejlesztéséhez, a meglévők folyamatos fejlesztéséhez, tökéletesítéséhez.

Az iteráció történet végén, a végső optimum közelében tapasztalható lassulás a teljes keresési tartomány pásztázása miatt alakul ki. További oka a lassulásnak, hogy az algoritmus által kezelt populáció tagjai már az elődök (más algoritmusnál a raj, a többi tag) tudásából is „tanulnak”, tehát egyre „jobbak”, az optimális megoldáshoz egyre nagyobb számban közelebb vannak, így az algoritmus egyre több „jó” pontot kénytelen kezelni, ám a „csúcs”, a legjobb célfüggvény érték alig vagy csak nagyon lassan javul. (Ezért van értelme a hibrid algoritmusoknak, vagy más keresési technikák alkalmazásának ebben a fázisban, hiszen itt már kicsi a veszélye a lokális optimumra való ráfutásnak). Az optimális végeredmény „világcsúcsként” való felfogása adta az ötletet, hogy nézzük meg néhány sportág „világcsúcs történetét”, hiszen pl. az olimpia is felfogható egy kiválasztási folyamatként (hiszen eljutni sem juthat el oda akárki, már az is a legjobb egyedek kiválasztásának eredménye), tehát az egész folyamat felfogható egy optimumkeresési folyamatként, melynek során az emberiség a maximális eredményt keresi.

3. NÉHÁNY SPORTÁG VILÁGCSÚCS EREDMÉNYEINEK TÖRTÉNETE

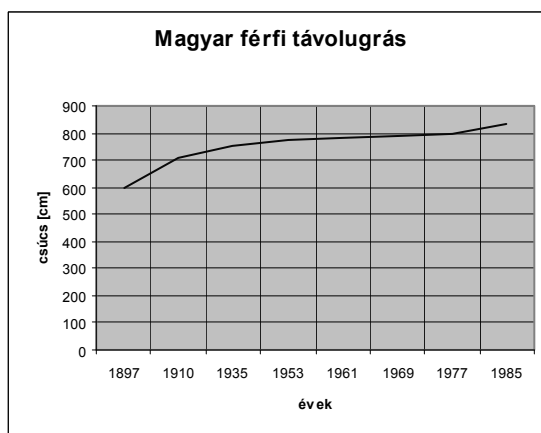
Az első vizsgált sportágként a távolugrást választottuk, mivel ennél szinte semmilyen eszközre nincs szükség, így a teljesítmény szinte kizárólag az ember által kifejtett erőfeszítés eredménye. Az emberiség történelme során szervezett összes távolugrás- verseny végeredményben egy olyan optimalizációs folyamatként fogható fel, ahol a kezelt populáció (a versenyzők) mindegyikének megfelelőnek kell lennie (feltételek kielégítése) és minél jobb célfüggvénnyel kell rendelkeznie (maximum-keresés). Az optimum keresés stratégiája tulajdonképpen egy evolúciós típusú algorit-

musként képzelhető el, melynél a kezelt populáció tagjai időről időre cserélődnek, az elért eredményeik függvényében (a rosszabbul teljesítő egyedek kiesnek, jönnek helyettük jobbak). A folyamat iterációtörténete a 3. ábrán látható.



3. ábra. A férfi távolugrás világcsúcs- története

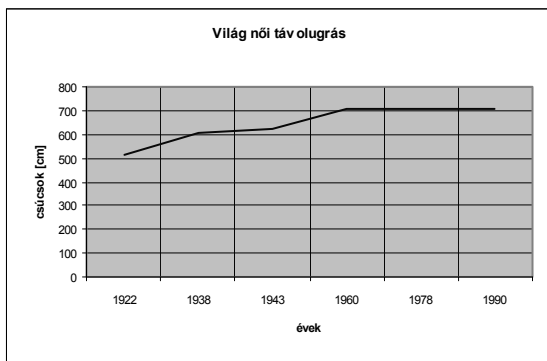
A 3. ábrán felfedezhető a lassuló, aszimptotikus görbe alak, mely az evolúciós algoritmusokra jellemző. Az elején a javulás nem olyan robbanás- szerű, mint a számítógépes algoritmusoknál, de azok 0- ról indulnak, a világcsúcsok pedig egy konkrét értékről.



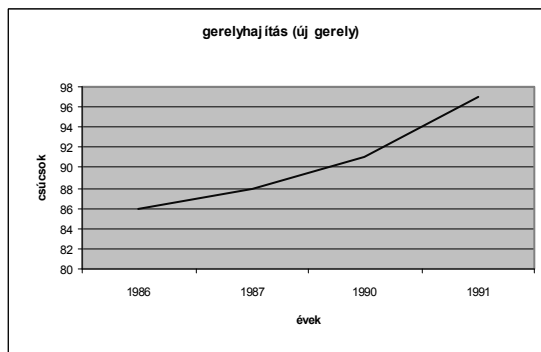
4. ábra. A távolugrás magyar csúcsának története

Még szebben tapasztalható a jellegzetes iteráció- történet alak a 4. ábrán, a távolugrás magyar csúcsának története során. Mindkét görbén nyomot hagy a neki- futó pálya és a sportcipők fejlesztéseinek hatása, főleg a hetvenes évektől. Ami kicsit a hibrid- algoritmusok viselkedéséhez teszi hasonlóvá a folyamatot, ahol szintén „belenyúlunk” az eredeti evolúciós típusú keresésbe, azaz meggyorsítjuk a folyamatot.

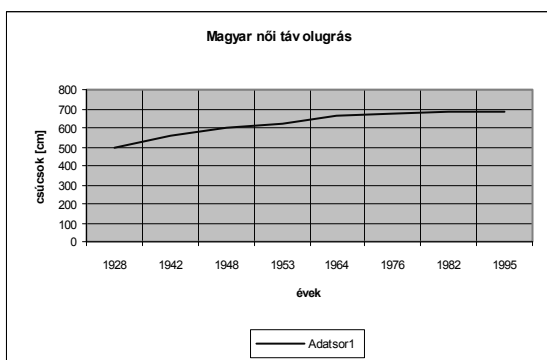
Ugyanilyen hibrid- típusú iteráció- történetet mutat a női távolugrás világcsúcsának és magyar csúcsának története is (5. és 6. ábra), ami azt mutatja, hogy a hasonlóság nem lehet pusztán csak a véletlen műve.



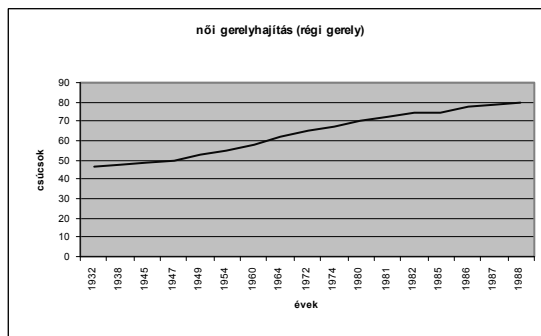
5. ábra. A női távolugrás világcsúcsának története



8. ábra. A férfi gerelyhajítás világcsúcs- története (új gerely)

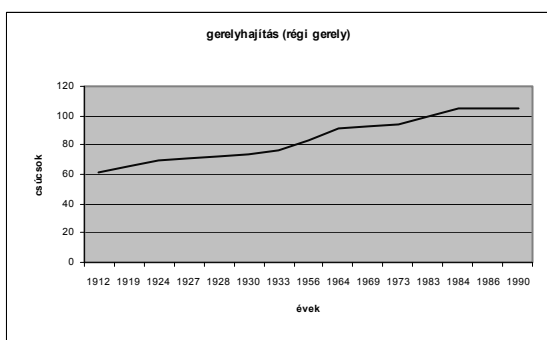


6. ábra. A női távolugrás magyar csúcsának története

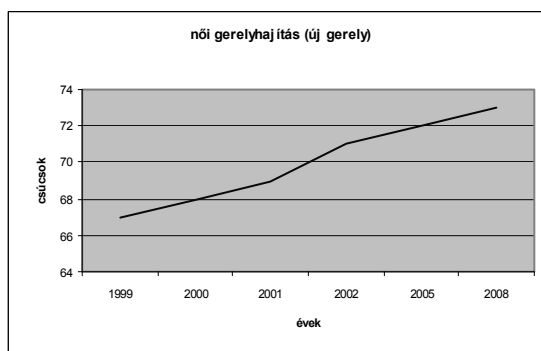


9. ábra. Női gerelyhajítás világcsúcsainak története (régí gerely)

Mivel a görbék lefutása a hibrid- típusú evolúciós algoritmusok alakjához hasonlít leginkább, valamint a gyorsítás, a hibrid lefutás okaként pedig valamilyen külső beavatkozás, fejlesztés gyanítható, vizsgáljunk meg egy olyan sportágat is, melynél eszköz is szükséges, és az eszköz változtatáson is átesik az idők folyamán. Ilyen sportág a gerelyhajítás, ahol a gerely tömegét és méretét is nagy változás érte az 1980-as évek végén. (7., 8., 9., 10. ábra)



7. ábra. A férfi gerelyhajítás világcsúcs-története (régí gerely)



10. ábra. A női gerelyhajítás világcsúcsainak története (új gerely)

Ennél a sportágnál a beavatkozás, fejlesztés a gerely súlynövekedésével járt, így nem a „gyorsítás” irányában hatott, de a jellegzetes iterációtörténet görbe alakja megmaradt. Egy kivételtől eltekintve (férfi gerelyhajítás, új gerely) mindegyik vizsgált világcsúcs-történeti görbe aszimptotikus lefutást mutat, hasonló az evolúciós típusú optimumkereső algoritmusok iterációtörténeti görbéjéhez.

A sportsúcsok történeti görbéjének hasonlósága az optimumkereső algoritmusok iterációtörténeti görbéjéhez azt jelenti, hogy a két rendszer viselkedése is hasonló. Az optimum közelében (azaz a sport csúcsok esetében a jelenben) mindkét rendszer „lelassul”, azaz a csúcsok, az ismert legjobb eredmények egyre kisebb mértékben változnak, szinte alig javulnak. Ez azt

eredményezi, hogy a rendszerben nyilvántartott egyedek egyre nagyobb számban képesek egy bizonyos szintnél jobb eredményre, de a kiugró teljesítmény egyre ritkább és egyre kisebb mértékű az előző legjobb eredményhez képesti ugrás. Ez egyfajta „válság” állapotot eredményez, ami a számítógépes optimumkeresés esetén előbb- utóbb a keresési folyamat leállítását eredményezi, a nagyszámú felesleges számítás elkerülése érdekében.

A sport- szakma is érzékeli ezt a helyzetet, néhány jóslat a sporteredmények válságáról beszél, azaz felmerül a félelem, hogy a sportok világrekordjainak fejlődése leáll, a teljesítmények előbb- utóbb eléri az emberi test fizikai teljesítőképességének határait, ami a sportok „kifulladásához” vezethet. A világcsúcsgörbék és az algoritmusok iteráció-történeti görbéi közötti hasonlóságok ezt a „kifulladás” tendenciát alá is támasztják.

A hibrid algoritmusok jellegzetes-ségeinek megjelenése a világcsúcs-történeti görbékben azonban azt mutatja, hogy mód van ezt a tendenciát megváltoztatni, azaz a szabályokon, az alkalmazott eszközökön végzett fejlesztések, változtatások befolyásolják a görbék alakulását, így a sportvezetők, olimpiai és más bizottságok rendelkeznek olyan változtatási lehetőségekkel, melyek továbbra is érdekessé, izgalmassá tehetik a sportot, a játékot.

A kétféle, egymástól nagyon távol eső terület jellemző görbéinek hasonlósága azt mutatja, hogy a különböző optimumkeresési algoritmusok egyre pontosabban képesek leírni, szimulálni azt a biológiai, társadalmi, viselkedési jelenséget, melyre a keresési stratégiájuk alapul. Ez a tény azt vetíti előre, hogy az ilyen típusú algoritmusok, programok nemcsak a tervezésben, optimális megoldások keresésében alkalmazhatóak, hanem különféle társadalomkutatási, emberi viselkedéstani alkalmazásaik is lehetségesek. Ezek nagyon érdekes, ma még nem kiaknázott kutatási területeket nyithatnak meg az ilyen kérdésekkel foglalkozó tudományok számára.

Ilyen további alkalmazás lehet például a Random Virus Algorithm (RVA) esetén a vírusok terjedésének tanulmányozása, ami hasznos lehet a gyógyításban, a vírusos megbetegedések megfékezésében, a vírusok viselkedésének jobb megértésében, nemcsak a betegségeket okozó vírusok, hanem a számítógépes vírusok esetében is.

4. KÖVETKEZTETÉSEK

A számítógépi evolúciós típusú optimumkereső algoritmusok iteráció- történeti görbéje és a különböző sportágak világcsúcsainak történeti görbéje közötti hasonlóság fedezhető fel, ami azt mutatja, hogy a számítógépi algoritmusok igen pontosan és hatékonyan leírják az általuk szimulált természeti jelenséget.

A távolugrás (férfi, női, világ- és magyar csúcsok), valamint a gerelyhajítás (férfi, női, régi gerely, új

gerely) világcsúcsainak történeti görbéjén keresztül jól megfigyelhető az a tendencia, ami hosszú távon a világcsúcsok „kifulladását” idézheti elő.

A jellemző görbék lefutásában tapasztalható jó egyezés lehetővé teszi, hogy az ilyen típusú algoritmusok, programok nemcsak a tervezésben, optimális megoldások keresésében alkalmazhatóak, hanem különféle társadalomkutatási, emberi viselkedéstani alkalmazásaik is lehetségesek. Ezek nagyon érdekes, ma még nem kiaknázott kutatási területeket nyithatnak meg az ilyen kérdésekkel foglalkozó tudományok számára.

Ilyen további alkalmazás lehet például a Random Virus Algorithm (RVA) esetén a vírusok terjedésének tanulmányozása, ami hasznos lehet a gyógyításban, a vírusos megbetegedések megfékezésében, a vírusok viselkedésének jobb megértésében, nemcsak a betegségeket okozó vírusok, hanem a számítógépes vírusok esetében is.

5. IRODALOM

- [1] GOLDBERG, D. E.: Genetic algorithms in search, optimization and machine learning. Addison-Wesley, Massachusetts, USA. 1989.
- [2] COLORNI, A.; DORIGO, M.; MANIEZZO, V.: Distributed optimization by ant colonies. Proceedings of 1st Conference on Artificial Life, Paris, France, 1991. pp. 134-142. Elsevier.
- [3] KENNEDY, J.; EBERHART, R.: Particle swarm optimization. Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks. IV. pp 1942-1948. doi: 10.1109/ICNN. 1995.
- [4] SZABÓ, F. J.: Multidisciplinary optimization of a structure with temperature dependent material characteristics, subjected to impact loading. International Review of Mechanical Engineering (IREME), Vol. 2. No. 3. May, 2008, Naples, Italy. ISSN 1970- 8734

6. KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

Jelen munka a TÁMOP-4.2.1.B- 10/2/KONV- 2010-0001 sz. projekt részeként, az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében jött létre. A projekt megvalósulását az Európai Unió az European Social Fund társfinanszírozásában támogatta. A szerző ezúton kíván köszönetet mondani a munka során kapott támogatásért és segítségért.

NEM KÖRKERESZTMETSZETŰ FURATOK PNEUMATIKUS MÉRÉSÉNEK TERVEZÉSE

DESIGNING OF PNEUMATIC MEASUREMENT OF BORES WITH NON-CIRCULAR PROFILE

*Dr. Szabó Ottó, műszaki tudomány kandidátusa
Miskolci Egyetem, Gépgyártástechnológiai Tanszék*

ABSTRACT

Finishing processing and macro geometrical measurement of quenched polygon bores was unresolved. These problems are elaborated and patented by the author. Widening of pneumatic linear measurement for polygon surfaces and bores means a special task. In this paper designing, construction and calibration of pneumatic measuring head and nozzles are presented by the author.

1. BEVEZETÉS

A mai gyártástechnológia feladata nagy pontosságú alkatrészek előállítása az egyre nagyobb teljesítményű és bonyolultságú gépek és berendezések építéséhez. Ezért a legyártott alkatrészek méreteinek ellenőrzése és ezen keresztül a gyártás minőségbiztosítása már nem csak a mérőlaboratóriumok kizárólagos feladata, hanem a gyártórendszerben és műhelyben történő pontos mérés is hozzájárul a termékek pontos legyártásához [2]. Ilyen a pneumatikus mérés alkalmazása korszerű gépészeti szerkezetek (pl. poligonkötések) gyártásánál. A műhelyben történő pontos mérés jelentős költségmegtakarítást biztosít, mivel jelentősen csökkenthető a selejt, valamint a gyártási idő.

2. NEM KÖRKERESZTMETSZETŰ TENGELY- ÉS KERÉKAGY-KÖTÉSEK

A gépészeti hajtások (pl. fogaskerekes sebességváltók) hagyományos tengely és kerékagykötések (pl. ék-, bordás-kötések) hibáit a poli-gonkötések kuszöblik ki [1]. A poli-gonkötések normálmetszete ellipszis, epi- és hipociklois ívekkel vagy származékaikkal (pl. burkológörbékkel), illetve körívekkel határoltak, tehát nem körkeresztmetszetűek. A poligonkötések epi- vagy hipociklois ívei tengelyre merőleges metszetben a következő egyenletrendszerrel adhatók meg (amelyből ellipszis is levezethető):

$$\left. \begin{aligned} x &= (R - r)\cos\delta_p + \lambda r \cos\left[\frac{R-r}{-r}\delta_p\right] \\ y &= (R - r)\sin\delta_p + \lambda r \sin\left[\frac{R-r}{-r}\delta_p\right] \end{aligned} \right\} (1)$$

Az előző összefüggésben R az alapkör sugara, r a gördülőkör sugara, δ_p a poláris szög, λ a gördülőkör középpontja és a cikloist leíró pont közötti távolság. Így előállítható epi- vagy hipocikloisok alakja λ -tól is függ. A ciklois gyújtott, ha $\lambda < 1$; csúcsos, ha $\lambda = 1$; és hurkolt, ha $\lambda > 1$. A sokszögműköteknél nagyobbbrészt nyújtott cikloissal megadható vezérgörbájű felületeket használunk.

A poligon furatok lágymegmunkálása sokszögesztergán és üregeológépen megoldott. A poligonkötések kerékagyát gyakran a nagy igénybevétel miatt keményre edzett acélból tervezik. A poligon furatok edzett felületének befejező megmunkálása üregeeléssel nem lehetséges. Lehetséges a kemény esztergálás kőbös bórnitrid szárszámmal [3]. Az edzés utáni furatkőszőrűlés kis termelékenyséű eljárás, ennél kedvezőbb új elvű szárszámmal és eljárással, az ún. kvázi-dőrszkőszőrűléssel a befejező megmunkálás [1].

A poligonkötések gyártása mérési és minőségbiztosítási feladatok megoldását is igényli. A hagyományos mérési módszerek elsősorban egyedi és kissorozatgyártás igényeit elégítik ki, de a közép-, a nagyszorozatgyártás és tömeggyártás fokozott elvárásait nem teljesítik. Ennek megoldása az elvégzett kutató-fejlesztő munka, amit e cikk foglal össze.

3. NEM KÖRKERESZTMETSZETŰ FURATOK PNEUMATIKUS MÉRÉSE

A poligonkötések alkatrészeinek közép-, nagyszorozatú és tömeggyártása megköveteli a mérés idejének csökkentését; megmunkálás közben való végzését; automatizált folyamatba integrálását, méretvezérlését. Az előző komplex követelmények mellett fontosak az olyan követelmények, mint a mérés stabilitása; megbízhatósága;

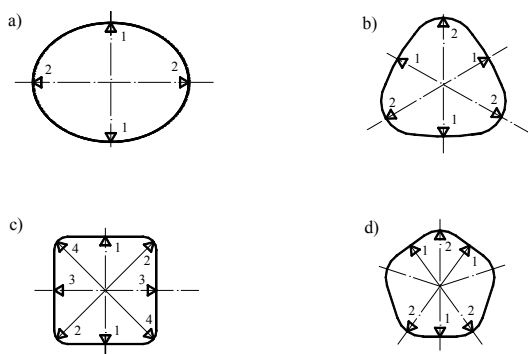
környezettel (pl. hűtő-kenő folyadék) szembeni érzékenység; egyszerű kezelhetőség; alacsony költségek, stb. A felsorolt kívánalmaknak eleget tesz a pneumatikus mérés. A pneumatikus mérőfejek megmunkálás előtt (ráhagyás ellenőrzése), megmunkálás alatt (méretvezérlés) és megmunkálás után is alkalmazhatók. A pneumatikus mérőfejek a megmunkáló szerszámmal integrálisan is kialakíthatók (pl. dörzsköszörülés) [1].

A pneumatikus mérés alapja az, hogy egy csatornán időegység alatt átáramló levegő mennyiségét csak a legszűkebb keresztmetszet befolyásolja. A mérőfűvóka végkereszt-metszetében vagy utána akadályt állítunk torlólemez, vagy munkadarab felülete vagy kúp formájában. A légáramlási csatorna legszűkebb keresztmetszetét a torlólemez vagy a munkadarab felülete által létrehozott kilépési keresztmetszet határozza meg, ha teljesül az

$$A_{sz} \leq \frac{d_m^2 \cdot \pi}{4} \quad (2)$$

feltétel, ahol d_m - a mérőfűvóka átmérője; A_{sz} - a mérésre használt szűkület keresztmetszete. Egy-, kettő-, esetleg három mérőfűvókás megoldás a célravezető. Figyelembe véve a sokszögfuratok keresztmetszetét az N_s sokszögszám páros- vagy páratlan számú lehet, amit az 1. ábra szemléltet. A gyakorlatban alkalmazott sokszög megmunkáló gépek (pl. sokszögeszterga, sokszögműködő, üregelőgép) ezt lehetővé teszik (pl. Gellért K. – Gribovszki L., - Tajnafői J. –féle gép konstrukciók). A (2) képletből következik, hogy az összekapcsolt mérőfűvókák számát korlátoznunk kell, illetve alkalmazhatók az egyfűvókás konstrukciók, ahol mérőfej egyik felülete a mérendő furat megfelelő felületére, mint mérési bázisra támaszkodik.

Általában a sokszögműködések közelítőleg lapközépen illeszkednek, az ellenőrzést elegendő az itt lévő méretek korlátozni. A pneumatikus mérőrendszer vizsgálatát és méretezését az ún. Laval-fűvóka és Bernoulli-egyenlet segítségével végezhetjük el, illetve villamos Ohm-törvény analógiáját alkalmazzuk.



1. ábra. Néhány jellegzetes sokszögfurat normál metszete és a pneumatikus mérőfűvókák elrendezése: a, ellipszis: $N_s = 2$; b, háromszög: $N_s = 3$; c, négyzet: $N_s = 4$; d, ötszög: $N_s = 5$; stb.

A mérőfűvóka pneumatikai jellemzőit fojtásos áramlási csatornán célszerű vizsgálni. Ezek olyan kis keresztmetszetű csatornák, ahol a levegő viszonylag nagy sebességgel áramlik. Így fojtásokra az átfolyt q_m levegő mennyiségét Bernoulli-törvény alapján egyszerűen számíthatjuk:

$$q_m = \alpha A \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)}, \quad (3)$$

ahol: α - átfolyási tényező (≤ 1); ρ - áramló közeg sűrűsége; q_m - átfolyt mennyiség; A - átfolyási keresztmetszet. Az összefüggés csak $0,528 < p_2/p_1 < 1$ tartományban használható, mivel 0,528 a hangsebesség alatti áramlási határeset. A (3) összefüggés felhasználásával, a villamos Ohm-törvény analógiája alapján írható a következő összefüggés:

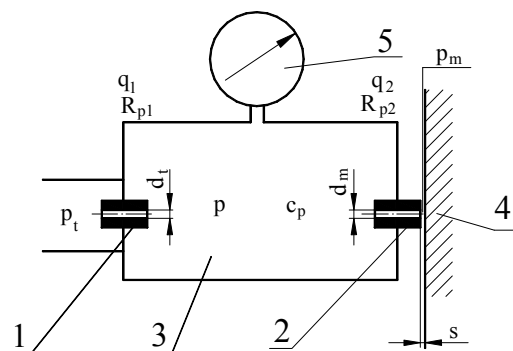
$$q_m^2 = \frac{1}{R_p}(p_1 - p_2), \quad (4)$$

ahol:

$$R_p = \frac{1}{2\rho \alpha^2 A^2}, \quad (5)$$

a fojtás pneumatikus ellenállása. Célszerű nyomásmérési eljárást alkalmazni, amelynek az elvi vázlatát a 2. ábrán látható. A felépített rendszer sorba kapcsolt pneumatikus R_p C_p R_p hálózat, melyet statikus állapotban sorbakapcsolt ellenállásként közelíthetünk meg:

$$R_{p1} \cdot q_1^2 + R_{p2} \cdot q_2^2 = p_t - p_k \quad (6)$$



2. ábra. Nyomásmérési eljárás elvi vázlatát: 1. tápfűvóka; 2. mérőfűvóka; 3. kamra; 4. munkadarab (torlólemez); 5. nyomásmérő.

A rendszer struktúrájából következik, hogy $q_1 = q_2 = q$. Ha a mérőrendszer a túlnyomásos, akkor

a környezeti nyomás elhanyagolható, azaz $p_k = 0$. Behelyettesítés és átalakítás után a rendszer statikus működését leíró egyenletet kapjuk:

$$p = \frac{p_t}{1 + 16 \frac{\alpha_m^2}{\alpha_t^2} \cdot \frac{d_m^2}{d_t^4} \cdot s^2} = p(s), \quad (7)$$

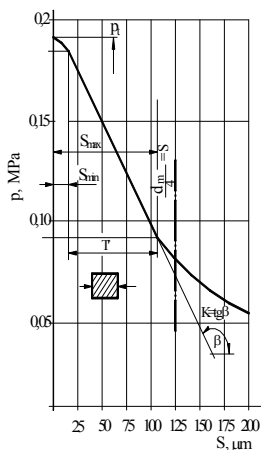
ahol az s – a mért mennyiség (a rés hossza), amelyhez tartozó jelleggörbe a 3. ábrán látható. Az összefüggés az előbbieken említett feltételek mellett és $\frac{d_m}{4} \geq s$ in-

tervallumban ad jó eredményt.

A 3. ábrán látható jelleggörbéből megállapítható, hogy a mérőrendszer viszonylag kis lineáris tartománnyal rendelkezik, s így a mérési tartomány (áthidalható túrésnagyság):

$$T' = S_{\max} - S_{\min}, \quad (8)$$

ahol $S_{\max} = \frac{d_m}{4}$. A mérési eredmény jobb kijelzése és biztonsága érdekében az



3. ábra. A nyomásmérési eljárás statikus jelleggörbéje

ellenőrizendő méret túrését $\frac{T'}{4} < T < T'$ intervallum-

ban célszerű felvenni. Hasonlóan vizsgálható a két-, és három-mérőfűvókás megoldás. A mérések az elméleti számításokat igazolják.

4. KÖVETKEZTETÉSEK

A pneumatikus mérőkészülékek különösen alkalmasak furatok ellenőrzésére, főleg mérethibák, alakhibák, kúposág gyors megállapítására. Hosszabb furatoknál nélkülözhetetlenek. A méretezés és tervezés az előző összefüggésekkel végezhető el.

A kutatómunka OTKA T 48760 és TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként – az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

IRODALOM

- [1] Szabó O.: Optimisation of Technology and Quasi Honing of Polygon Bores. Journal of Materials Processing Technology. ELSEVIER, Dublin, 2002, 119. pp. 117-121.
- [2] Hoffmann J.: Handbuch der Messtechnik. Verlag Hanser, München 2007. 821 p.
- [3] Kundrák J.: Cutting with superhard tools under periodically changing conditions (in Russian) Monográfia, Kharkov-Miskolc, 1996. 90 p.

GOLYÓS ORSÓK ÉLETTERTAM BECSLÉSE

ESTIMATION OF LIFE CYCLE OF SCREW DRIVE SYSTEMS

Szabó Tamás, Ph. D., ME Robert Bosch Mechatronikai Tanszék

Szilágyi Attila, ME Szerszámgépek Tanszék

Takács György, Ph. D., ME Szerszámgépek Tanszék

Lajos Gergő MSc Hallgató, ME

ABSTRACT

This paper deals with the theoretical determination of life cycles of non standard screw drive systems. Two different approaches, the Hertz's contact and probability theories are used to formulate lower estimations. Computer code has been developed on the basis of the detailed theories.

1. BEVEZETÉS

A mechatronikai rendszerekben gyakran alkalmaznak golyós orsós hajtásokat. A cikk kétféle módszert vizsgál meg nem szabványos golyósorsó konstrukciók élettartam alsó határának becslése céljából. A módszerek alapját a golyóscsapágyakhoz kapcsolódó elméletek képezik.

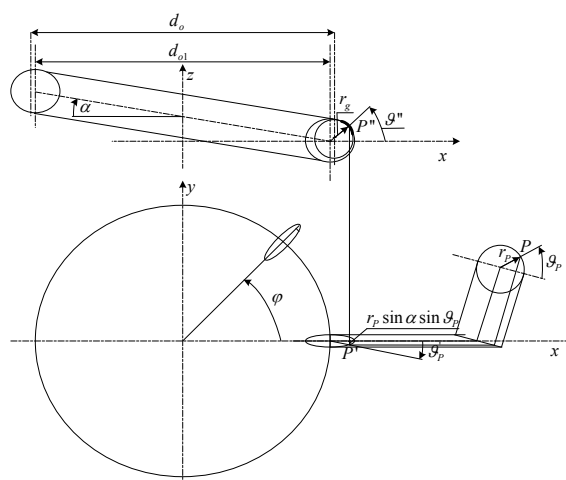
Az első módszer a Hertz-féle érintkezési elmélet eredményeit alkalmazza. A módszert analitikusan megadott geometriánál alkalmazzuk az orsó, gördülőtest és az anya között kialakuló érintkezési feszültség meghatározására, a kapott eredményeket a szakirodalmi adatokkal vetjük össze 0, 0. Az érintkező felületek érintkezési pontjaiban meglévő főgörbületeket egzakt alakban állítjuk elő, differenciálgeometriai eszközökkel, kontra és kovariáns deriváltak segítségével, az általános csavarfelület görbületi tenzorának előállításával.

A második módszer valószínűségelméleti megfontolások alapján levezetett formulát alkalmaz dinamikus alapterherbírás meghatározására. Feltételezzük továbbá, hogy az axiális terhelésű, ferdehatásvonalú golyós csapágyaknál érvényes összefüggések – a golyósorsóban lévő menetemelkedés elhanyagolása mellett – a golyósorsónál jó közelítéssel is igazak. Feltételezésünk szerint az azonos mérettartományba eső ferdehatásvonalú golyóscsapágyak és golyósorsók alapvetően csak az alkalmazott gördülőtestek számában és méretében különböznek egymástól. Az alkalmazott feltételezések miatt, a golyósorsóra kiszámolt élettartam várhatóan kisebbnek adódik, mint a ferdehatásvonalú golyóscsapágyakra.

Mindkét módszer alapján elvégezzük az élettartambecslést orsóra és anyára egyaránt és a legkisebb értéket alapul véve kapunk egy becsült alsó értéket a golyósorsó élettartamára.

2. GEOMETRIAI PARAMÉTEREK

A golyó az orsóval és az anyával egyaránt csavarfelületek mentén kapcsolódik. Az érintkezési viszonyokat golyósanyánál az 1. szemlélteti.



1.

1. ábra. A csavarfelület érintkezési P pontjának helyzete az anyán

A P ponton átmenő, csavarvonalra merőleges sík az érintkezési pont környezetében egy r_p sugarú körívet metsz ki. A d_{01} a csavarfelület, d_0 pedig a golyópálya középpátmérője, amelyek különböznek egymástól.

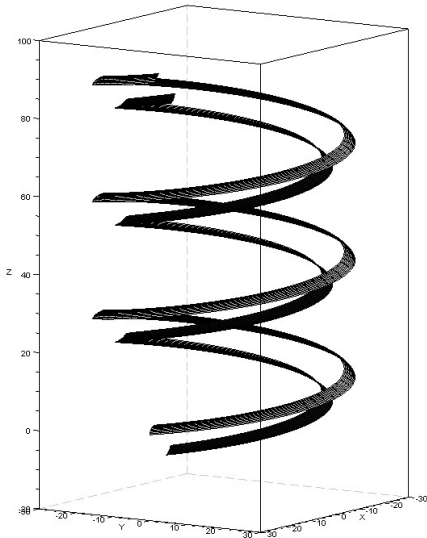
A csavarfelületet az 1. ábra jelöléseivel paraméteresen írjuk le:

$$x(\varphi, \vartheta) = \left(\frac{d_{01}}{2} + 4r_p \cos \vartheta \right) \cos \varphi + r_p \cos \alpha \sin \vartheta \sin \varphi \quad (2.1)$$

$$y(\varphi, \vartheta) = \left(\frac{d_{01}}{2} + 4r_p \cos \vartheta \right) \sin \varphi - r_p \sin \alpha \sin \vartheta \cos \varphi \quad (2.2)$$

$$z(\varphi, \vartheta) = r_p \cos \alpha \sin \varphi + \frac{h\varphi}{2\pi} \quad (2.3)$$

A csavarfelületek egy részletét mutatja a 2. ábra, ahol a kisebb sugarú az anya, míg a nagyobb sugarú az orsó felületének felel meg.



2. ábra. Csavarfelületek az anyán és az orsón

A felületi kétdimenziós koordináta-rendszer kovariáns bázisvektorait deriválással kapjuk

$$\mathbf{g}_\beta = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial x^\beta} = \mathbf{r}_{,\beta} \quad (\beta = 1,2; \quad x^1 = \varphi, \quad x^2 = \varrho)$$

összefüggés szerint, melyet kifejtve a

$$\mathbf{g}_1 = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \varphi}, \quad \mathbf{g}_2 = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \varrho}$$

kifejezések adódnak. Megjegyezzük, hogy a vastagon szedett változók vektor illetve tenzor mennyiségek. A felületre merőleges kovariáns

$$\text{és kontravariáns } \mathbf{g}_3 = \frac{\mathbf{g}_1 \times \mathbf{g}_2}{[\mathbf{g}_1 \times \mathbf{g}_2]}, \quad \mathbf{g}^3 = \mathbf{g}_3 \text{ bázis vektorokat}$$

célszerűen egységnyi hosszúnak definiáljuk. A felületet érintő bázisvektorok deriváltjai pedig a

$$\mathbf{g}_{\beta,\gamma} = \frac{\partial \mathbf{g}_\beta}{\partial x^\gamma} = \frac{\partial^2 \mathbf{r}}{\partial x^\beta \partial x^\gamma} \quad (\beta, \gamma = 1,2)$$

összefüggésből számíthatók. A deriváltak ismeretében előállíthatók a $\Gamma_{\beta\gamma}^3$ Christoffel-féle szimbólumok és a

$b_{\beta\gamma}$ kovariáns görbületi tenzor a $\Gamma_{\beta\gamma}^3 = \mathbf{g}_{\beta,\gamma} \cdot \mathbf{g}^3 = b_{\beta\gamma}$ kifejezés segítségével [3].

Továbbiakban felírjuk a

$$\mathbf{g}^1 = \frac{\mathbf{g}_2 \times \mathbf{g}_3}{[\mathbf{g}_1 \mathbf{g}_2 \mathbf{g}_3]}, \quad \mathbf{g}^2 = \frac{\mathbf{g}_3 \times \mathbf{g}_1}{[\mathbf{g}_1 \mathbf{g}_2 \mathbf{g}_3]}, \quad \mathbf{g}^3 = \mathbf{g}_3$$

kontravariáns bázisvektorokat és a $\mathbf{g}^{\mu\beta} = \mathbf{g}^\mu \cdot \mathbf{g}^\beta \quad (\mu, \beta = 1,2)$ kontravariáns mértéktenzort. Az érintkezési pontban a csavar felület H közepes görbületét és a K Gauss-féle görbületét a gör-

bületi tenzor egyik indexének emelésével nyert, vegyes indexű mennyiségével fejezhetjük ki a $b_\gamma^\mu = \mathbf{g}^{\mu\beta} b_{\beta\gamma} \quad (\mu, \beta, \gamma = 1,2)$ összefüggéssel. Ebből a

közepes görbület a $H = \frac{1}{2}(\kappa_I + \kappa_{II}) = \frac{1}{2}b_\mu^\mu$, a Gauss-féle görbület pedig a $K = \kappa_I \cdot \kappa_{II} = \det(b_\gamma^\mu)$ alapján számítható.

A görbületekre végül egy másodfokú egyenletet nyerünk, amelynek megoldása $\kappa_{I,II} = H \pm \sqrt{H^2 - K}$ alakú, és amelyből a főgörbületi sugarak a

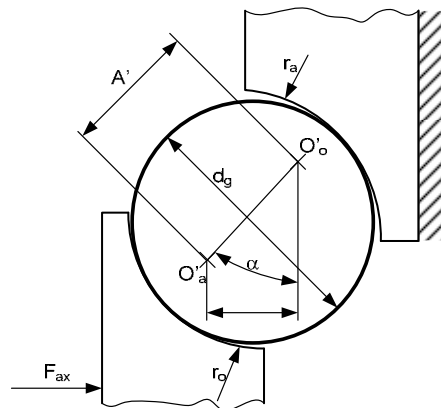
$$R_I = \frac{1}{|\kappa_I|} \quad R_{II} = \frac{1}{|\kappa_{II}|} \quad (2.4)$$

reciprok értelmezésből adódnak.

3. TERHELÉS ELOSZLÁS ÉS ALAKVÁLTOZÁS A GÖLYÓSORSÓBAN

Feltételezésünk szerint az n számú működő menetet tartalmazó gölyósorsó n darab, egymás után elhelyezkedő Z számú gördülőelemet tartalmazó ferde hatásvonalú gölyóscsapággal helyettesíthető. Feltételezzük továbbá, hogy a ferde hatásvonalú gölyóscsapággyak terhelési viszonyai gölyósorsós konstrukciónál is érvényesek. A 3. ábra egy α_0 hatásszögű gölyósorsó deformálódott helyzetét szemlélteti.

A α -vel jelölt mennyiségek a deformálódott állapotra vonatkoznak. Egyetlen gördülőelem erőjátékát az $F_{ax} = nZF_g \sin \alpha$ egyenlet írja le, ahol F_{ax} az axiális terhelés, az nZ a terhelésben résztvevő gördülőtestek száma, az F_g a gördülőelem terhelés, az α pedig a deformáció alatt kialakult hatásszög. A meghatározását a 0 szakirodalom részletezi.



3. ábra Egyetlen gölyó terhelési viszonyai

Az axiális terhelés az orsóra ható technológiai terhelés mellett a gölyósanyát előfeszítő erőt is tartalmazza, és amely egyéb más jellemző mellett szükséges adat a

golyósorsó rendszer Hertz-feszültségek alapján történő élettartamának meghatározásához.

4. ÉLETTARTAMBECSLÉS A HERTZ-ELMÉLET ALAPJÁN

Az érintkező testek geometriai adatait ismerjük: a golyók átmérője d_g , a csavarvonal mentén mért görbületi sugár az anyán R_{1a} , az orsón R_{1o} . A csavarvonalra merőleges hornyok metszeteinek sugara az érintkezési pontokban az anyán és az orsón megegyezik: $R_{11a} = R_{11o}$.

Az orsó és az anya becsült falvastagságai $h_{pa} = h_{po} \cdot A$ a golyó, az anya és az orsó anyagtulajdonságai: E a Young modulus, ν a Poisson tényező. A golyón átadódó

erő F_g . Vezessük be az $\eta = \frac{2(1-\nu^2)}{E}$ anyagjellemzőt,

és írjuk fel az érintkezésben résztvevő felületek görbületeit. A golyó görbületest görbülete

$\kappa_{11g} = \kappa_{12g} = \frac{2}{d_g}$. A (2.4) kifejezések alapján a csavarfelület görbülete az anyán

$\kappa_{21a} = -\frac{1}{R_{1a}}$, $\kappa_{22a} = -\frac{1}{R_{11a}}$, illetve az orsón

$\kappa_{21o} = -\frac{1}{R_{1o}}$, $\kappa_{22o} = -\frac{1}{R_{11o}}$.

A görbületek segítségével definiáljuk továbbá az

$\Omega_{ga} = \frac{(\kappa_{21a} - \kappa_{22a})}{(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21a} + \kappa_{22a})}$ golyó és anya,

valamint az $\Omega_{go} = \frac{(\kappa_{21o} - \kappa_{22o})}{(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21o} + \kappa_{22o})}$ a golyó

és orsó közös geometriai jellemzőit. A geometriai jellemzőkhöz meghatározzuk az érintkezési tartomány és nyomás megfelelő paramétereit (n_a, n_b, n_p, n_s) (0 408.

o.). Az ellipszis alakú érintkezési tartomány kis és nagy tengelyei az anyán és az orsón a

$$a_a = n_{aa} \sqrt[3]{\frac{3\eta F_g}{2(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21a} + \kappa_{22a})}}$$

$$a_o = n_{ao} \sqrt[3]{\frac{3\eta F_g}{2(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21o} + \kappa_{22o})}}$$

$$b_a = n_{ba} \sqrt[3]{\frac{3\eta F_g}{2(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21a} + \kappa_{22a})}}$$

(2.5)

$$b_o = n_{bo} \sqrt[3]{\frac{3\eta F_g}{2(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21o} + \kappa_{22o})}}$$

kifejezésekkel számíthatók.

Az előzőek alapján az érintkezési nyomást az orsón és az anyán a

$$p_{0o} = n_{po} \sqrt[3]{\frac{3\eta F_g}{2(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21o} + \kappa_{22o})}} \quad (2.6)$$

$$p_{0a} = n_{pa} \sqrt[3]{\frac{3\eta F_g}{2(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21a} + \kappa_{22a})}}$$

képletekkel kaphatók meg.

Az érintkezési nyomás maximum értékei lehetővé teszik a görbülöpályák élettartamának hozzávetőleges minősítését. A szakirodalomban szokás megkülönböztetni a statikus, illetve a dinamikus igénybevételeket. Statikus igénybevételre a 0 szakirodalom a $p_0 = 4600 \text{ MPa}$ értéket adja meg a legnagyobb megengedett érintkezési nyomásnak.

Dinamikus igénybevételnél a legnagyobb megengedett érintkezési nyomást az 0 szakirodalom szerint $p_0 = 3500 \text{ MPa}$, a 0 szakirodalom szerint pedig a $p_0 = 5,25 \text{ HB}$.

5. ÉLETTARTAMBECSLÉS VALÓSZÍNŰSÉGELMÉLETI ALAPON

A csapágyak vizsgálatokor a Weibull-féle felismerésből szokás kiindulni, azaz a csapágykonstrukció meghibásodási valószínűsége arányos az igénybe vett térfogat nagyságával. Ennek alapján a görbülő-csapágyak élettartamát – a görbülötest alakjától függetlenül – a túlélési valószínűség fogalmából kiindulva ítélik meg.

A túlélési valószínűség (S) az $\ln \frac{1}{S} = f(\tau_0, N, z_0)$

összefüggés alapján számítható, ahol S annak a valószínűsége, hogy az anyag az N igénybevételi számot túléli, τ_0 a nyírófeszültség, z_0 pedig az igénybevett térfogat jellemző mélysége.

Hosszas levezetést követően, amely 0-ben is megtalálható, a csapágygyűrű dinamikus teherbírására

$$Q_c = A \left[\frac{2f}{2f-1} \right]^{0,41} \frac{(1 \mp \gamma)^{1,39}}{(1 \pm \gamma)^{\frac{1}{3}}} \left[\frac{\gamma}{\cos \gamma} \right]^{0,3} d_g^{1,8} Z^{\frac{1}{3}} \quad (2.7)$$

adódik, ahol $f = \frac{R_{lli}}{d_g}$; ($i = a, o$) attól függően, hogy

orsó vagy anya élettartamára vagyunk kíváncsiak, γ itt

a középátmérő-szám: $\gamma = \frac{d_g \cos \alpha}{d_m}$, ahol d_m az eredeti

ferdehatásvonalú golyóscsapágy középátmé-rője.

Mivel (2.7) egy egysoros golyós-csapágyra vonatkozik, ezért golyósorsó konstrukció esetében – jó közelítéssel – csak egy menetemelkedésnyi hosszra, illetve szélességre vonatkoztatjuk. Előzetes feltételezésünknek megfelelően tehát a golyósanyában lévő működő menetek száma megfelel ugyanannyi számú ferdehatásvonalú golyóscsapágnak, így a golyósorsó konstrukcióra (2.7)-tal kiszámolt élettartam szorzódik a működő menetek számával. Duplaanyás golyósorsó konstrukció esetén pedig a $Q_{össz} = 2 \times n \times Q_c$ összefüggés érvényes, ahol n az anyában lévő működő menetszám.

6. NUMERIKUS SZÁMÍTÁSOK

A közölt elméletek alapján vizsgáljuk egy golyósorsó élettartamát. A konstrukció geometriai, anyag és terhelési adatai adottak. A profilsugár az orsón 4,220 mm, a profilsugár az anyán 4,220 mm, a gördülő test átmérője 8,000 mm, a menet pálya átmérője 51,690 mm, a profil közepek különbségeinek radiális vetülete 0,307 mm, a menet-emelkedés 30 mm, a Young-féle modulus 212000 N/mm², a Poisson tényező 0,3, az anyagállandó 93,2, az erő 1000 N és a hatásszög 44,2°.

A részletezett elmélet alapján az alábbi eredményeket kaptuk a Hertz-féle érintkezési feladatra: nyomás az anyán 2387,8 N/mm², nyomás maximuma az orsón 2630.346 N/mm².

Élettartam eredmények: kifáradási terhelés (90%) az anyán 23985 N, kifáradási terhelés (90%) az orsón 16342 N.

Az érintkezési maximumok és a kifáradási terhelések értékei mind a szakirodalmi, mind pedig neves golyósorsó gyártók hasonló mérettartományba eső termékeinek ugyanezen értékeit is jól közelítik.

7. ÖSSZEFOGLALÁS

Nem szabványos golyósorsók élettartamának meghatározására kétféle eljárást dolgoztunk ki a golyóscsapágyakra vonatkozó elméletek alapján. A módszerek jó becsléssel szolgálnak szabványos konstrukciókra is.

8. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

9. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] PONOMARJOV, SZ. D.: Szilárdsági számítások a gépészetben, III. Kötet. Lemezok. Héjak. Vastagfalú csövek. Érintkezési Feszültség. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1966.
- [2] MOLNÁR, L., dr. VARGA, L.: Gördülő csapágyazások tervezése. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1977.
- [3] BÉDA, Gy., KOZÁK, I.: Rugalmas testek mechanikája. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1987.

A HIBRID JÁRMŰVEK FELÉPÍTÉSÉNEK TECHNOLÓGIAI KÉRDÉSEI

QUESTIONS ABOUT HYBRID VEHICLES BUILT-UP

Szalai Judit Phd hallgató, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Fodor Lóránt DLA, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

ABSTRACT

Overview of the hybrid proportion's development history. Starting with the search of principal solutions showing their disadvantages and benefits. Secondly the analysis of existing hybrid car's constructions.

BEVEZETÉS

Ma újdonságnak tűnhet, ha egy autó hibridmeghajtású, de a kevert meghajtás történelme régebbre nyúlik vissza, mint gondolnánk. Már a benzinmotoros autók fénykora előtt léteztek hibrid hajtású járművek. Történetük az 1900-as évek elején kezdődött, mikor nyilvánvalóvá vált az elektromos hajtás lemaradása a benzinmotoros hajtással való versenyben. Az elektromos autók ezekben a korai években a hatótávolság és csúcsebesség tekintetében elmaradtak hagyományos motorral szerelt társaiktól. A folyamatos fejlesztések ellenére az elektromos autók nem számíthattak átütő sikerre az akkumulátorok hatalmas súlya, és rövid üzemideje miatt:

„Egyik modern találmányba sem fektettek annyi pénzt és időt ilyen kevés eredménnyel, mint az elektromos akkumulátorokba.”[1]

A problémára egy érdekes és reális alternatívát adtak a hibridhajtású autók, melyek sokféle változatából az elektromos hajtás és a belsőégésű motorok kombinációja terjedt el.

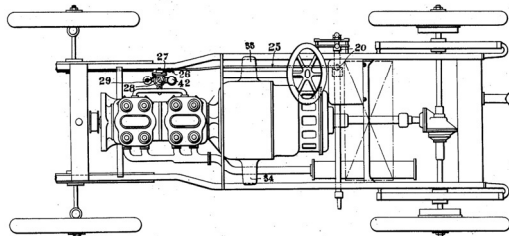
A hibrid hajtások mellett szóló pozitívum, hogy kiküszöbölhetők az akkumulátorok legjelentősebb hátrányai, mint pl. a kis hatótávolság, a nagy holtteher és a viszonylag hosszadalmas feltöltés, ugyanakkor kihasználhatók az elektromos autók olyan előnyei, mint a fékezési energia visszanyerésének lehetősége, az emissziómentes üzemmód és a megújuló energiaforrások használata.

A belsőégésű motorok üzemét is kedvezően befolyásolja a hibrid üzemmód, mivel lehetővé válik a motorteljesítmény és az aktuálisan fellépő menetteljesítmény igény elválasztása, és ez által elkerülhető a motor üzemeltetése a rosszabb hatásfok részterhelési tartományokban.

A HIBRID MEGHAJTÁS ÉS A KEZDETEK

A 20. sz. elején, már születtek olyan megoldások, amelyekre ma is érdemes visszatekintnünk. Feltehetően elsőként 1896-tól a német születésű mérnök és fegyverkészítő Henri Pieper dolgozott Liegé-ben olyan kevert üzemű járművön, -belsőégésű- és elektromotor együttes alkalmazásával-, amely alapkonstrukcióval az elkövetkező évtizedben számos követőre talált.[2]

A konstrukcióban egy kisméretű léghűtéses benzinmotort társított az ülés alatt elhelyezett elektromos motorral, amelyet ólom-sav akkumulátor látott el energiával. Az elektromos motor indította a benzines motort; ez volt az első elektromos gyújtásrendszer is egyben. Viszonylag vízszintes haladás során az elektromos motor generátorként működött (az akkumulátort töltötte), viszont emelkedőnél, ha a benzinmotor által termelt energia kevésnek bizonyult és a jármű lelassult, az akkumulátorok fedezték a szükséges energiát, így adva megfelelő nyomatékot a hátsó kerekek meghajtásához.



1. ábra

Részlet Henri Pieper szabadalmából

Pár évvel későbbi hibrid járművének szabadalma olyan konstrukciót írt le, amelyet ma párhuzamos-hibridnek neveznénk:

„...amint a mozgáshoz szükséges energia lecsökken, mint például a lejtőn lefelé haladásakor, elindul az akkumulátor töltése. A meghajtás növekedésével energiára van szükség, ez a lejtőn felfelé haladás például. Ilyenkor a dinamó úgy viselkedik, mint egy motor, ezzel támogatva a benzinmotort a hozzáadott energiával, ami egyenletes sebességet tesz lehetővé.”

Ezekben a tervekben, olyan automatikus szabályozás mutatott be, amellyel megakadályozta az akkumulátorok helytelen- vagy túltöltését és megvalósíthatóvá tette a

motor mindig legmegfelelőbb hatásfokon való üzemeltetését.

Pieper konstrukciójában a vezető egy kézi karral váltotta az üzemmódokat, és egyben kuplunggal is vezérelt, ami a DC-motor-generátorhoz vagy a motorhoz volt kapcsolva. Ezek egy fogaskerékcsoporthoz kötve lánc-hajtással mozgatták az első kerekeket. A vezető által használt kézi kar négy különböző pozícióba volt állítható, amelyekkel mechanikus kapcsolókat és reléket működtettek. Az első mód a dinamót indítómotorként használta, hogy beindítsa a benzinmotort, a kettes mód az akkumulátort töltötte mozgás közben, ezzel egyben lassítva a benzinmotort. A harmadik módba kapcsolva az akkumulátor erejét használva, a dinamó segítette a benzinmotort nyomatékráadásal.

A negyedik a tolató mód, az „elektromos hátramenet” volt, ami a benzinmotor nélkül, a dinamó visszafelé forgatásával valósult meg. (1. ábra)

Minden esetben a benzinmotor üzemanyag elegye és szikra időzítése automatikusan szabályozott volt a kar pozíciójától függően. Továbbá a kuplung teljes lenyomásával - az akkumulátor töltéséhez - a motor energiája teljes mértékben a dinamó hajtására volt fordítható.[3]

Liegé-ben 1906 és 1912 között főleg szállító és kereskedelmi célokra készültek járművek Pieper-féle hibrid rendszerrel. Ugyanebben az időben, a 1899. júniusi Francia Automobil Klub kiállításon Vedovelli és Priestley háromkerékű soros hibridet mutatott be, melyben mindkét hátsó kereket elektromos motor hajtotta és hosszabb utakra egy hordozható 1,75LE-s De Dion Bouton motorral társított generátort alkalmaztak.[4]

Mint megannyi újítás, Camille Jenatzy a „Jamais Contente” (Az örök elégedetlen) névre keresztelt konstrukciója is, a mai napig nagy hatással van a tervezőkre. A híres konstrukció torpedó formájával, kis légellenállású karosszériájával, alapja lett a modern autók tervei-nek. 1899-ben átlépte a 100km/h-s sebességet az Avhères-i versenypályán Franciaországban.

Pár évvel későbbi 1901-ben bemutatott hibrid autómobiljában, a 6LE-s motor nem csak a kerekeket hajtotta, hanem a generátorral összekapcsolva az akkumulátorokat is töltötte. A kilométerenként átlagosan 550Wh fogyasztású elektromos hajtással, a jármű 19-24 km megtételére volt képes.[5]

A hibrid konstrukciók közt 1902-ben Krieger, soros rendszerű autómobiljában 4,5LE-s alkoholüzemű motort kapcsolt össze négypólusú generátorral. A 16 km/h-ás sebességig az alkoholmotor-generátor által megtermelt energia hajtotta az elektromotorokat, magasabb sebességnél rásegített az akkumulátor is. Az 1179 kg tömegű kocsis soros rendszerű hibrid volt. [6]

Miközben Krieger Franciaországban soros hibrid elrendezésen dolgozott, az ausztriai Ludwig Lohner és Ferdinand Porsche is hibrid autómobil fejlesztett és 1903-ban, Krieger követően bemutatta hibrid konstrukcióját. Ferdinand Porsche ötletét, hogy az elektromos meghajtást közvetlenül az első kerekbe építsék, - amivel az összes erőátviteli alkatrész elhagyható – Ludwig Lohner

lelkesedéssel fogadta, és együttműködve megépítették a „Benzin elektrischen Mischbetrieb”-t.

Porsche terveiben nem volt szükség sebességváltóra, fő és vezető tengelyekre, csűrőkarokra, kuplungra.

Ezáltal lecsökkentek a súrlódásos veszteségek, ami lehetővé tette, hogy a jármű az elektromos energia 83%-át használja mozgásra.

Azonban ennek az elrendezésnek hátrányai is voltak: a súlyos első kerekeket nehézkes volt kormányozni, és a nagy tömeg miatt kedvezőtlen rugózási tulajdonságok is felléptek.[7]

Érdemes megemlíteni, hogy később egy négy kerék-agymotorral felszerelt változata is készült ennek a konstrukciónak. Ez már igazi 4x4-es hajtású autó volt, hátsó kerekeit benzin-, az elsőket a kerékagyba épített villanymotor hajtotta. Akkumulátorát külső áramforrásról nem lehetett tölteni, ezért a jármű középső részén amúgy is rendelkezésre álló benzinmotorral illetve dinamóval töltötték.

A kerékagymotoros benzin-elektromos hajtású járművek a városiak körében igen népszerűek voltak. A DMG marienfelde-i üzeme teherautókat, sörszállító autókat, szemétszállító és egyéb városi járműveket, városnéző buszokat és tűzoltóautókat gyártott. Az akkumulátoros, majd később benzin-elektromos hajtási rendszer ugyanúgy szolgáltatotta az energiát az elektromotoroknak, mint az akkumulátorok, de a járművek folyamatosan használatra készen álltak, ezzel vonzó megoldást jelentettek például az akkori tűzoltóságoknak, akik ló vontatta eszközökkel és kerékpárokkal, de legjobb esetben is gőz-villamos járművekkel vonultak ki a tüzesetekhez. A legkiválóbb tűzoltóságok Berlinben és Hamburgban hamar üzembe is állították a „Mixte” gépeket.[8]

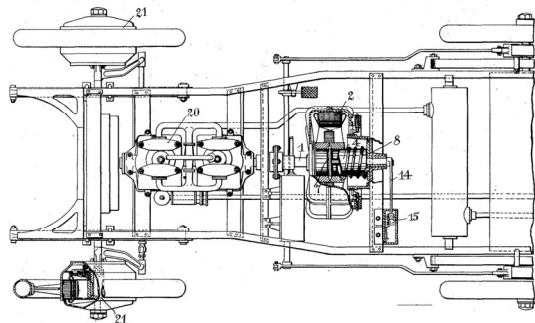
A genovai Thury 1904-ben mutatta be járművét, amelyben a benzinmotor és az elektromos motor két tengelykapcsolóval egy vonalban volt elhelyezve, és tisztán benzines, tisztán elektromos és hibrid üzemre is, illetve mobil áramtermelőként is szolgálhatott.[9]

A hibrid járművek létjogosultságát részletesen tárgyalták pártolói és ellenzői. A jól ismert elektromos meghajtású járművek pártolója, William P. Kennedy, azzal az érveléssel hárítottotta el a hibrid hajtást ért támadásokat, hogy a magas költségek a gyártás kísérleti mivoltának köszönhetőek, és az alacsonyabb karbantartási költségek és az egyes alkalmazások előnyei jól bizonyítják azok értékét.[10]

Egy évvel később 1906-ban Jenatzy, Krieger és már Lohner-Porsche is Auto-Mixte rendszerű autót vonultatott fel a Párizsi Automobil Kiállításon.

A következő évben a Mercedes gyár bemutatta a „Mercedes-Mixte”-t, amelybe négyhengeres benzinmotort szereltek. A generátor a motor kihajtására, a lendkerékre szerelték, így azonos sebességgel forgott a benzinmotorral, töltve a telepeket. A generátor kimenő teljesítménye a vezérlő egységbe lett irányítva, ami a vezető ülése alatt kapott helyet. A karos vezérléssel hat előrementi és egy hátrameneti fokozat közül lehetett választani. A két

elektromos motor a küllők nélküli hátsó kerekekben volt – a motor házára szerelték a gumiabroncsokat.[11] Porsche 1909-ben beadott szabadalma, a dinamó-elektromos gépek automatikus szabályozásához kapcsolódott. A szabadalom célja, hogy állandó nyomatókat tartson fenn a robbanó motornál, amelynél ez a gazdaságosságos működés egyik feltétele.[12] 2. ábra



2. ábra
Részlet Ferdinand Porsche szabadalmából

Az érdeklődés a hibrid járművek felé alábbhagyott a múlt század első negyedében a gyors egymás utánban következő benzinmotoros innovációknak köszönhetően. Hiába volt Henri Pieper és Ferdinand Porsche is brilliáns tervező, hiszen ezekben az időkben épült meg Henry Ford első futószalagja Detroit-ban, az első tömeggyártásra alkalmas konstrukciójához, a Ford T modellhez.

Jól mutatja a nagy sorozatban gyártható konstrukció előnyét az, hogy az 1913-as évre elektromos járműből 6.000, míg a Ford T benzinmotoros modelltől közel 200.000 kelt el.

ÖSSZEFOGLALÁS

A párhuzamos és soros hibridek alapkonceptiója ma is használatban van, és nem sokat változott Pieper szabadalma óta, de a világ már egészen más.

Napjainkban, száz évvel később, a hibrid benzin-elektromos autó új alternatíva és több mint 1.5 millió hibrid autó közlekedik a világ útjain.

A globális felmelegedés, a légszennyezés és az olajárak új helyzetet teremtettek így ma időszerű visszatekintnünk a századelőre: Pieper és Porsche terveire.

IRODALOM

- [1] D. Kirsch, The Electric Vehicle and the Burden of History, p. 59
- [2] Gijs Mom: The electric vehicle: technology and expectations in the automobile age, p. 123.
- [3] Pieper, H., "Mixed Drive for Automobiles," Patent Number 913,846, 2. March 1909.
- [4] "Paris Automobile and Cycle Show," Scientific American Supplement, LI, 1319, 13. April 1901.
- [5] Bulletin de la Société Belge d'Electriciens, Vol 21 (1904) p. 22-27.
- [6] Barker, Ronald, and Harding, Anthony, Automobile Design, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1992, p. 169.
- [7] Technische Museum Wien /Lohner-Porsche
- [8] <http://media.daimler.com/dcmedia/0-921-614820-1-1078773-1-0-0-0-1-11702-614318-0-1-0-0-0-0-0.html>
- [9] Bulletin de la Société Belge d'Electriciens, Vol 21 (1904) p. 22-27.
- [10] Gasoline-Electric Vehicles, SAE Discussion of Electric Transmissions, William P. Kennedy ismertetése p. 132.
- [11] Scientific American Supplement, 1668, 21. December 1907.
- [12] Porsche, F. "Automatic regulation for dynamo electric machines," Patent Number 890,299, 9 June 1908.

BELSŐ FOGAZATÚ FOGASKEREK TERVEZÉSE FOGASGYŰRŰS TENGELYKAPCSOLÓKHOZ

INTERNAL GEARS DESIGNED FOR GEAR COUPLINGS

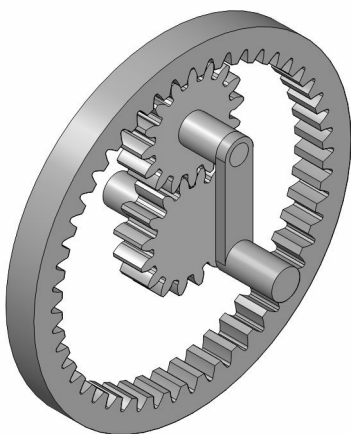
*Dr. Szente József, PhD, Miskolci Egyetem
Kelemen László, PhD hallgató, Miskolci Egyetem*

ABSTRACT

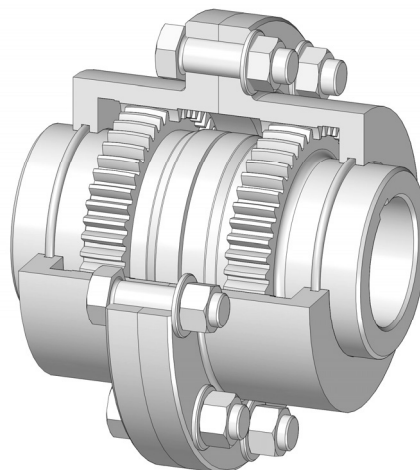
Typical applications of internal gears are the planetary gear drives and the gear couplings. Design of internal gears includes complicated elements such as interferences and the effect of the cutting tool or manufacturing method. This paper presents a method for design of internal gear using in gear coupling. The process contains an analysis of internal gear cutting by shaper cutter. The method can be used in design of internal gear for planetary gear drives or simple internal gear meshing too.

1. BEVEZETÉS

A belső fogazatú hengeres fogaskerekek jellegzetes alkalmazási esetei a fogaskerék-bolygóművek (1. ábra) és a fogasgyűrűs tengelykapcsolók (2. ábra). Bár az említett két felhasználási terület jelentősen eltér, a belső fogazatú fogaskerék tervezése vonatkozásában alig különbözik. A belső kapcsolódású fogazott elempárok tervezése a külső kapcsolódásúakhoz képest bonyolultabb, olyan vizsgálatokat igényel, amelyek a külső kapcsolódásnál nem jelentkeznek, és a tervezés szoros összefüggésben van a gyártási eljárással.



1. ábra. Belső fogazatú hengeres fogaskerék alkalmazása fogaskerék bolygóműben



2. ábra. Belső fogazatú hengeres fogaskerék alkalmazása fogasgyűrűs tengelykapcsolóban

2. A BELSŐ FOGAZATÚ FOGASKEREK GYÁRTÁSI MÓDSZEREI

A belső fogazatú fogaskerekek gyártási módszerei két csoportra oszthatók: profilozó és lefejtő eljárásokra. A profilozó eljárások közé az alakmarás és az üregeles tartozik.

Az *alakmarás* lefejtőmarógépen, külön tartozékként beszerezhető alakmarófej segítségével, tárcsa- vagy ujjmaróval, fogankénti osztással végezhető el. Nagy átmérőjű, nagy modulú fogazatok megmunkálására gazdaságosan alkalmazható. Keményfém betétes tárcsamarók használatával megfelelő termelékenység érhető el. Az eljárás hátránya, hogy kevésbé pontos mint a lefejtő módszerek és csak akkora koszorúk gyárthatók, amelyek furatában a marófej elfér. Ferde fogazat készítésére nem alkalmas.

Az *üregeles* a belső fogazatú fogaskerekek előállítására használt módszerek közül a legtermelékenyebb, de egyúttal a legdrágább is. Tekintettel az üregeológépek beszerzési és alapozási költségeire, valamint az üregeletűske magas árára, kizárólag a tömeggyártásban alkalmazható gazdaságosan. Ferde fogazat készítése különleges gépen lehetséges, de a szerszámkészítés ill. -élezés, valamint a csavart vezetés megoldása bonyolult feladat.

A lefejtő gyártási eljárások közé a fogmetszés, a foghámozás és a lefejtőmarás tartozik.

A *fogmetszés* az első, lefejtő elven működő fogazó módszer, amely belső fogazatú fogaskerek előállítására is alkalmas. Ez az eljárás mai napig a legismertebb és leggyakrabban alkalmazott eljárás.

Mivel a fogmetszés - szakaszos üzeme miatt - kevésbé termelékeny, több kísérlet is történt hatékonyabb gyártási módszerek kidolgozására. Ilyenek voltak a belső fogazat lefejtő hámozása és lefejtőmarása.

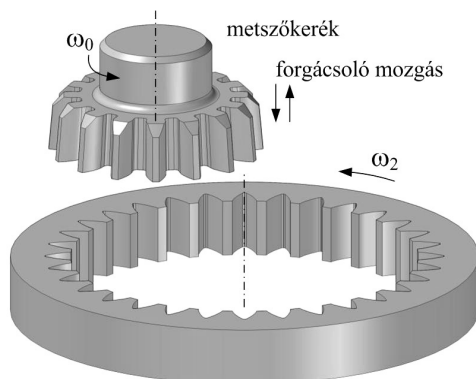
A *foghámozás* a fogmetszés és a lefejtőmarás sajátos ötvözetként jött létre. A szerszám a fogmetszésből, a mozgások a lefejtőmarásból származnak. A foghámozás termelékenysége hasonló, mint a külső fogazatok lefejtőmarásáé. Előnyeként említhető, hogy tág határok között, tetszés szerinti foghajlásszög megvalósítható, szemben más eljárásokkal, amelyek vagy alkalmatlanok ferde fogazat gyártására, vagy csak meghatározott foghajlásszög értékek előállítására használhatók. Mivel a sajátos szerszámbe fogás ("repülő szerszám") nem biztosított kellő merevséget, a foghámozás nem terjedt el széles körben.

A belső fogazatok *lefejtőmarása* hagyományos lefejtőmarógépen, különleges szerszámbe fogó készülékkel végezhető. A gyártáshoz speciális, hordó alakú lefejtőmarót használnak. Az eljárás elterjedését gátolta a bonyolult geometriájú lefejtőmaró költsége, a merev szerszámbe fogás körülményes megoldása, valamint a méretkorlát, ami abból fakad, hogy a lefejtőmarót hordozó készüléknek el kell férnie a belső fogazatú gyűrűben.

A továbbiakban részletesen csak a fogmetszéssel foglalkozunk, mivel ez az egyetlen olyan lefejtő elven működő eljárás a belső fogazatok gyártására, amely általánosan elterjedt, megbízható, és megfelelő pontosságot garantál.

3. A FOGMETSZÉS

A fogmetszőgépet és szerszámát, a metszőkereket *Fellows* találta fel, és 1897-ben szabadalmaztatta. A munkadarab és a szerszám elhelyezkedését, a fogmetszésre jellemző mozgásokat a 3. ábra szemlélteti.



3. ábra. Belső fogazatú fogaskerék gyártása metszőkerékkel

Fogmetszéskor a szerszám és a munkadarab tengelyei párhuzamosak. A lefejtést a szerszám és a munkadarab összehangolt forgómozgása adja. A szögsebességek között fennálló kapcsolat az áttétellel fejezhető ki, mely egyenlő a fogszámviszonnyal:

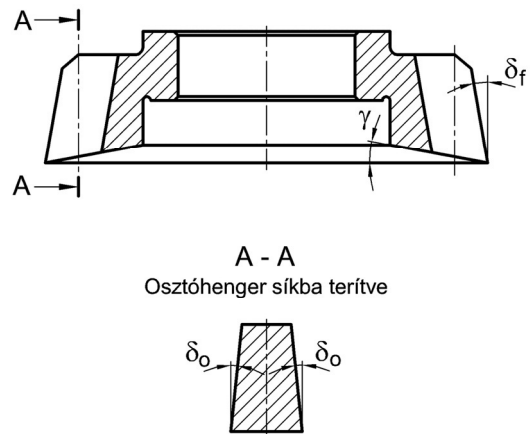
$$\frac{\omega_0}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_0} = u \quad (1)$$

A forgácsoló mozgás a szerszám függőleges (egyedi géptípusoknál vízszintes) alternáló mozgása. Fogmetszéskor kétféle előtölést különböztetünk meg: a sugárirányú és a kerületi előtölést. A sugárirányú előtölést vezérlőtárcsával, vagy menetes orsóval valósítják meg, a kerületi előtölés a szerszám osztókerén mért, egy löketre vonatkozó elfordulás mm-ben. Forgácsolás közben sem a szerszám, sem a munkadarab nem forog. A lefejtő mozgást, azaz a kis mértékű elfordulást a szerszám visszatérő mozgása közben végzik.

Fogmetszéssel egyenes és ferde fogú fogaskerek is előállíthatók. Egyenes fogú fogaskereket egyenes fogú szerszámmal, ferde fogú fogaskereket ferde fogú szerszámmal lehet gyártani. Mivel a fogasgyűrűs tengelykapcsolókba egyenes fogú belső fogazatú kereket építenek be, a továbbiakban csak az egyenes fogazattal foglalkozunk.

4. A FOGMETSZÉS FOGAZÓSZERSZÁMA

A fogmetszés fogazószerszámait a metszőkerekek. Az egyenesfogú metszőkerék forgácsolólélekkel ellátott fogaskerék (4. ábra). A megfelelő forgácsolási viszonyok érdekében a fogoldalakon δ_o nagyságú oldalhátszöggel, a hátfelületen δ_f szögű kúposággal készül. Az élezés γ szögű kúppalást mentén történik.



4. ábra. Egyenes fogú metszőkerék

A szerszám fogoldalai evolvens csavarfelületek, melyeknek az osztóhengeren mért foghajlásszögei δ_o ill. $-\delta_o$.

A metszőkerék lineárisan változó korrekcióval rendelkező fogaskereknek tekinthető. Utánnézésre csökken a szerszám profilleltolástényezője, így fogvastagsága és fejkörátmérője is. Ahhoz, hogy a fogvastagság és a fejkörátmérő változása összhangban legyen (azonos mértékű profilleltolás-változáshoz tartozzon), a következő összefüggésnek kell teljesülnie:

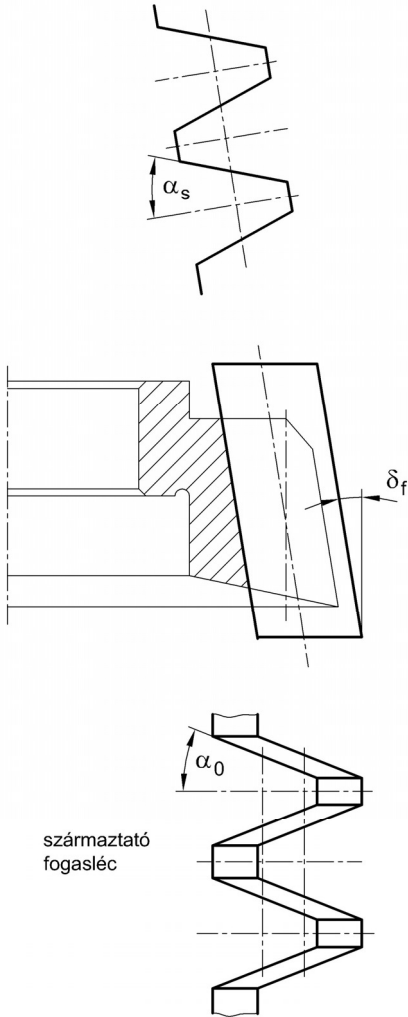
$$\tan \delta_o = \tan \delta_f \tan \alpha_0, \quad (2)$$

ahol α_0 a szerszám evolvens fogoldalainak alapprofilszöge, az ún. szerszámgyártási alapprofilszög.

Mint már láttuk, egyenes fogú munkadarab fogmetszésekor a szerszám gyaluló mozgást végez. Pontos evolvens fogazat akkor gyártható, ha a szerszám vágóélének forgássíkra képezett vetülete szabályos evolvens görbe. γ és δ_o szögek miatt ez a feltétel nem teljesül. A keletkező profilhiba mérséklésére a metszőkereket a gyártandó fogaskerék α alapprofilszögétől eltérő α_0 szerszámgyártási alapprofilszöggel készítik. α_0 meghatározására a

$$\tan \alpha_0 = \frac{\tan \alpha}{1 - \tan \gamma \tan \delta_f} \quad (3)$$

egyenlet szolgál.



5. ábra. A metszőkerék és a származtató fogasléc kapcsolata

A fontosabb geometriai adatokat a származtató fogasléc (5. ábra) segítségével adják meg. A származtató fogasléc α_s profilszöge és a szerszám forgássíkjában értelmezett α_0 profilszöge között a következő kapcsolat áll fenn:

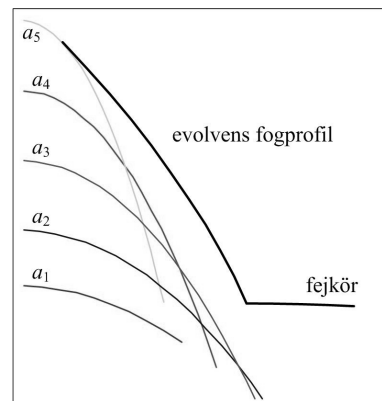
$$\tan \alpha_s = \frac{\tan \alpha_0}{\cos \delta_f}. \quad (4)$$

5. A GYÁRTÁS MATEMATIKAI MODELLEZÉSE

A metszőkeresek gyártás során a fogárok készre munkálása több fogásban, a tengelytáv változása mellett, sugárirányú eltolással valósul meg. A forgácsolás a fejkörök érintkezésekor, az $a_{\min} = r_{a2} - r_{a0}$ tengelytávnál kezdődik, ahol r_{a2} a munkadarab, r_{a0} a szerszám fejkörsugara. A kezdeti szakaszban, egészen az $a_b = r_{b2} - r_{b0}$ tengelytávig nincsen evolvens lefejtés, mivel a két alapkörnek nincsen közös érintője. a_b egyenletében r_{b2} a belső fogazatú fogaskerék, r_{b0} a szerszám vágóéle által előállított képelt lefejtő fogaskerék alapkörsugara. Az $a_{\min} < a < a_b$ tartományban a fogárok alakját a szerszám fejéle által a relatív mozgásban befutott görbe határozza.

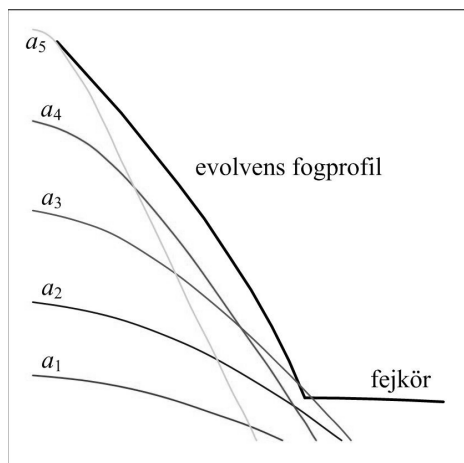
Az $a > r_{b2} - r_{b0}$ tengelytávokon a szerszám kimunkálja a belső fogazatú fogaskerék fogárkát, lefejté az evolvens fogoldalakat. Előfordulhat, hogy a szerszám fejéle által befutott görbe elmettszi a hasznos evolvens fogoldalt, ezáltal levágja a belső fogazatú fogaskerék fejköréhez közeli profilszakaszt. Nem zárható ki, hogy ez a jelenség már az $a_{\min} < a < a_b$ tartományban bekövetkezik, amikor még az evolvens profil kialakítása meg sem kezdődött. A fejlemetszés veszélye annál nagyobb, minél kisebb a fogszám-különbség a szerszám és a munkadarab között.

A továbbiakban néhány példán keresztül fogjuk megvizsgálni a jelenséget. A 6. ábrán olyan megmunkálásra látunk példát, ahol nincsen fejlemetszés. A görbék a metszőkerék fejéle által befutott pályákat szemléltetik különböző tengelytávolságok esetén. Látható, hogy a görbék közül egyik sem metsz bele a fogprofilba. A görbék mellett az a_1 -től a_5 -ig terjedő azonosítók a tengelytávokra vonatkoznak. Az indexben szereplő számok növekvő értéke növekvő tengelytávot jelent úgy, hogy a_5 a készre munkálás tengelytávja.



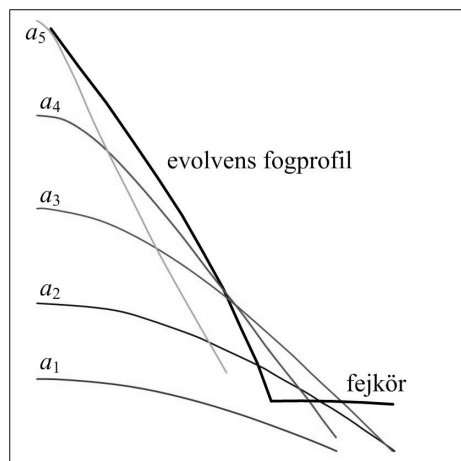
6. ábra. Fogfejlemetszés nélküli gyártás

A 6. ábrán látható példában a $z_2 = 50$ fogszámú munkadarabot $z_0 = 25$ fogszámú szerszámmal állítottuk elő.



7. ábra. Példa enyhe fogfejemetszésre

A 7. ábrán az előző példában szereplő $z_2 = 50$ fogszámú belső fogazatú fogaskereket $z_0 = 35$ fogszámú metszőkerékkel munkáltuk meg. Az ábrán látható, hogy az a_3 tengelytávnál a szerszám fejele a viszonylagos mozgásban levágja a munkadarab fejszűcsát. Ez a csonkítás még a fogprofil kialakítása előtt megtörténik.



8. ábra. Jelentős fogfejemetszés

A 8. ábra olyan esetet mutat be, amikor több lemetszés is történik. Az első a_2 tengelytávon, majd a_3 tengelytávnál egy jelentősen nagyobb, végül a_4 értéknél egy egészen kicsi, a már lemetszett rész felső csúcsánál. A 8. ábrán a $z_2 = 50$ fogszámú munkadarabot $z_0 = 40$ fogszámú szerszám állította elő.

Valamennyi ábrán látható, hogy a kisebb tengelytávhoz lankásabb görbe tartozik, majd a növekvő tengelytávval a görbék egyre meredekebbek lesznek.

A további vizsgálatokkal meghatározzuk a fogfejemetszés elkerülését biztosító feltételt. A forgó metszőkerék fejéhez tartozó csúcspont, azaz a vágóél és a fejkör metszéspontja, az álló XY koordináta-rendszerben a következő görbét írja le:

$$\begin{aligned} X &= r_{a0} \sin(\psi_{a0} + \varphi_0) \\ Y &= a_x + r_{a0} \cos(\psi_{a0} + \varphi_0), \end{aligned} \quad (5)$$

ahol r_{a0} a metszőkerék fejkör sugarára, a_x a pillanatnyi tengelytáv, ψ_{a0} a szerszám fejélcúcs fogszöge, φ_0 a szerszám elfordulási szöge.

(5) egyenletekben

$$\psi_{a0} = \frac{s_0}{d_0} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{a0}, \quad (6)$$

ahol s_0 a metszőkerék osztóhengeri fogvastagsága, d_0 az osztóhenger átmérője, α a munkadarab alaprofilszöge, α_{a0} a szerszám fejköréhez tartozó profilszög,

$$\cos \alpha_{a0} = \frac{r_{b0}}{r_{a0}}. \quad (7)$$

(6)-ban az inv az ún. evolvens függvényt jelöli, melynek meghatározása az adott szög tangensének és radián értékének különbségeként történik:

$$\text{inv}\alpha_{a0} = \tan \alpha_{a0} - \alpha_{a0} \quad \text{és} \quad \text{inv}\alpha = \tan \alpha - \alpha.$$

A szerszám elfordulási szöge arányos a munkadarab φ elfordulásával és az u fogszámviszonnyal:

$$\varphi_0 = \frac{z_2}{z_0} \varphi = u\varphi. \quad (8)$$

A szerszám fejélcúcsa által befutott pályagörbét a munkadarabhoz kötött, forgó x_2y_2 koordináta-rendszerben felírva

$$\begin{aligned} x_2 &= X \cos \varphi - Y \sin \varphi, \\ y_2 &= X \sin \varphi + Y \cos \varphi \end{aligned} \quad (9)$$

adódik. (5) behelyettesítése után

$$x_2 = r_{a0} \sin[\psi_{a0} + (u-1)\varphi] - a_x \sin \varphi, \quad (10)$$

$y_2 = r_{a0} \cos[\psi_{a0} + (u-1)\varphi] + a_x \cos \varphi$
egyenleteket kapjuk, melyekről megállapítható, hogy hipocikloist írnak le. Áttérve poláris koordinátákra:

$$\begin{aligned} R &= \sqrt{x_2^2 + y_2^2} = \\ &= \sqrt{a_x^2 + r_{a0}^2 + 2a_x r_{a0} \cos(u\varphi + \psi_{a0})}, \end{aligned} \quad (11)$$

valamint

$$\theta = \arctan\left(\frac{x_2}{y_2}\right) \quad (12)$$

összefüggéseket kapunk.

A hipociklois és a belső fogazatú fogaskerek fejkörének metszéspontjában $R = r_{a2}$. Ezt figyelembe véve (11)-ből

$$\varphi = \frac{1}{u} \left(\arccos \frac{r_{a2}^2 - r_{a0}^2 - a_x^2}{2a_x r_{a0}} - \psi_{a0} \right), \quad (13)$$

amit (10)-be helyettesítve megkapjuk a metszéspont x_2 , y_2 koordinátáit, adott a_x tengelytávnál. x_2 , y_2 ismeretében (12)-ből θ meghatározható.

A fogfejlenyesés elkerülhető, ha $\theta \leq \eta_{a2}$, ahol

$$\eta_{a2} = \frac{e_2}{2} + \operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_{a2} \quad (14)$$

a belső fogazatú fogaskerék fejkörén lévő profilpont fogárokszöge. (14)-ben e_2 a fogárok szélessége az osztókörön, α_{a2} a munkadarab fejköréhez tartozó profilszög, és α az alapprofilszög.

A leírtakat az $a_{\min} \leq a_x \leq a_c$ tartományban elvégezve, a fogfejlenyesés kizárható, ha a tartomány egészére teljesül a $\theta \leq \eta_{a2}$ feltétel.

6. A BELSŐ FOGAZATÚ FOGASKERÉK MÉRETEI

A belső fogazat méreteit nem lehet a gyártási eljárástól függetleníteni. A belső fogazatú fogaskerék gyártásához használt metszőkerék adatai közül a geometriai tervezéshez legfontosabb a z_0 fogszám, az x_0 profileltolástényező és a d_{a0} fejkörátmérő ismerete.

A metszőkereket úgy kell beállítani, hogy teljesüljön az

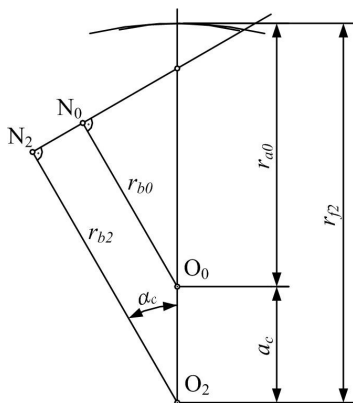
$$x_2 - x_0 = \frac{z_2 - z_0}{2} \frac{\operatorname{inv}\alpha_c - \operatorname{inv}\alpha}{\tan \alpha} \quad (15)$$

egyenlőség. (15)-ben x_2 a munkadarab, x_0 a szerszám profileltolástényezője, z_2 és z_0 a két elem fogszáma, α_c a gyártási kapcsolószög, α az alapprofilszög.

(15)-ből az α_c gyártási kapcsolószöget valamilyen numerikus közelítő módszerrel lehet meghatározni. α_c ismeretében a gyártás tengelytávja

$$a_c = \frac{z_2 - z_0}{2} m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_c}, \quad (16)$$

ahol m a modul.



9. ábra. A belső fogazatú kerék lábkörátmérője

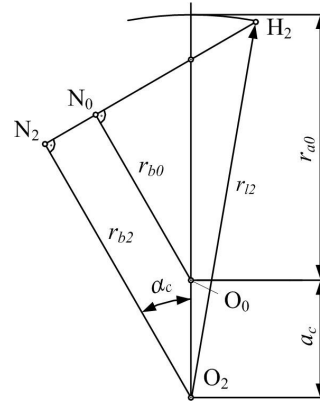
9. ábra alapján a gyártási tengelytáv és a metszőkerék fejkörátmérője segítségével a belső fogazatú kerék lábkörátmérője:

$$d_{f2} = 2 a_c + d_{a0}. \quad (17)$$

A belső fogazatú fogaskerék fejkörátmérőjét úgy kell meghatározni, hogy a metszőkerék fogtővénel az interferencia elkerülhető legyen. Az interferencia akkor lép fel, ha a metszőkeréken a kapcsolódási pont nem az evolvens profilhoz tartozik, hanem a fogtőgörbéhez. A probléma elkerülhető, ha teljesül az alábbi feltétel:

$$\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} \geq a_c \sin \alpha_c + r_{b0} \tan \alpha - \frac{(1 - x_0)m}{\sin \alpha}. \quad (18)$$

Az interferencia megszüntethető a belső fogazatú kerék fejkörátmérőjének növelésével.



10. ábra. A belső fogazatú kerék határkörsugara

A belső fogazatú fogaskerék hasznos evolvens profilja a fejkör és a határkör között helyezkedik el. A határkörsugarat a 10. ábra alapján, a következő összefüggéssel lehet meghatározni:

$$r_{f2} = \sqrt{r_{b2}^2 + \left(a_c \sin \alpha_c + \sqrt{r_{a0}^2 - r_{b0}^2} \right)^2}. \quad (16)$$

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

IRODALOM

- [1] Sente J.: Egyenes fogú belső fogazatú hengeres kerek, fogaskerék-bolygóművek. In: Gépelemek. (szerk.: Szendrő P.). Mezőgazda Kiadó, 2007. p. 564-569.
- [2] Sente J.: Belső fogazatú fogaskerekek lefejtő szerkezeteinek megválasztása. Egyetemi doktori értekezés. Miskolc, 1984. p. 91.
- [3] Polder, J. W.: Overcut, a new theory for tip interference in internal gears. Journal of Mech. Eng. Science. 11 (1969) 6. p. 583-591.
- [4] Polder, J. W.: Tip interference in Internal Gears. Congrès Mondial des Engrenages. Paris. 1977.

DOMBORÍTOTT FOGAZAT MATEMATIKAI MODELLEZÉSE FOGASGYŰRŰS TENGELYKAPCSOLÓKHOZ

MATHEMATICAL MODEL OF CROWNED GEARS FOR GEAR COUPLINGS

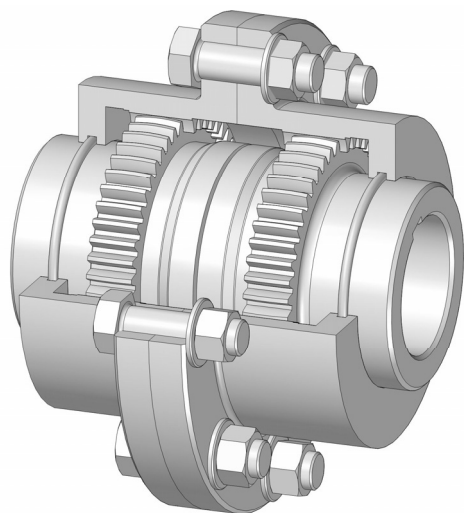
*Dr. Sente József, PhD, Miskolci Egyetem
Kelemen László, PhD hallgató, Miskolci Egyetem*

ABSTRACT

Gear couplings are used to eliminate the misalignments of connected shafts. Most important parts of the gear coupling are the hub and the sleeve. The hub is an external spur gear having crowned teeth. The sleeve is an internal gear. Both gears have equal number of teeth. In this paper the manufacturing method is presented for the hub and the mathematical model is investigated for the tooth surfaces of the hub.

1. BEVEZETÉS

A fogasgyűrűs tengelykapcsoló (1. ábra) fő alkotó elemei a belső fogazatú hüvely és a domborított fogazattal rendelkező agy.



1. ábra. Fogasgyűrűs tengelykapcsoló

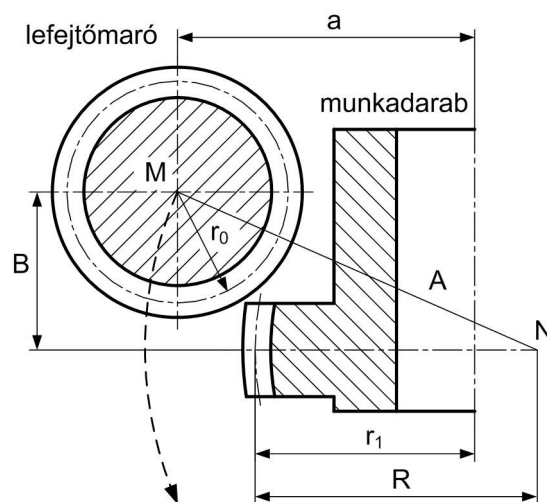
A két fogazott gépelem egy sajátos fogaskerékpárt alkot, ahol a fogszámok azonosak. A domborított fogazat révén a tengelykapcsoló képes kompenzálni az összekapcsolt tengelyek szögeltérését. Ehhez

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 tengelykapcsoló működése szempontjából kritikus elem a domborított fogazatú agy. A továbbiakban ennek a különleges fogaskeréknek a gyártási lehetőségét vizsgáljuk meg. Ezzel összhangban előállítjuk a fogfelületek matematikai modelljét, mely alapjául szolgálhat további – a tengelykapcsoló működését célzó – vizsgálatoknak.

2. A DOMBORÍTOTT FOGAZATÚ FOGASKERÉK GYÁRTÁSA

A tengelykapcsoló agy domborított fogazata lefejtőmarással, a munkadarab és a szerszám összehangolt mozgásával állítható elő, a 2. ábrának megfelelően.



2. ábra. A domborított fogfelület gyártásának elvi vázolata.

Hengeres fogaskerek lefejtőmarása során a szerszám és a munkadarab folyamatos forgómozgást végeznek, miközben a szerszám lassú előtolással mozog a munkadarab tengelyével párhuzamosan. A domborított fogfelület előállításához a 2. ábrának megfelelően 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. Gyártás közben a tengelytáv folyamatosan változik. Legnagyobb értéke:

$$a_{\max} = r_0 + r_1, \quad (1)$$

ahol r_0 a lefejtőmaró osztókör sugarra, r_1 a munkadarab osztókör sugarra.

A szerszám és a munkadarab relatív mozgásának körpályáját az $A = \overline{MN}$ sugárral jellemezhetjük, mely függ a szerszám osztókör sugarától és a fogdomborításra jellemző R mérettől (2. ábra):

$$A = r_0 + R. \quad (2)$$

A tengelytáv pillanatnyi értékét fentiek mellett a lefejtőmaró axiális helyzete határozza meg, melyet a 2. ábrán B -vel jelöltünk. Mindezek alapján a pillanatnyi tengelytáv:

$$a = \sqrt{A^2 - B^2} - R + r_1. \quad (3)$$

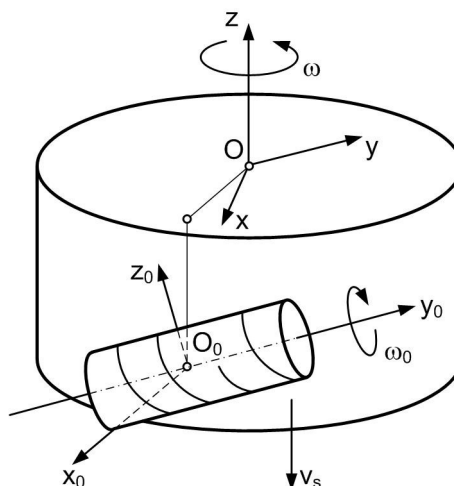
3. A LEFEJTŐMARÁS MATEMATIKAI MODELLJE

A lefejtőmarás matematikai modelljét Litvin [1] két független paraméterrel képzett burkolásként mutatta be. Ez a megoldás az ideális fogfelületek leírására kiválóan alkalmas, ugyanakkor közelítést is tartalmaz, mivel a két paraméter nem tekinthető függetlennek. Mitome [2] igen szemléletes módszert közölt a kúpos evolvens fogaskerek lefejtőmarására. Ez a módszer módosítva alkalmas a hengeres fogaskerek valóságos fogfelületének meghatározására [3].

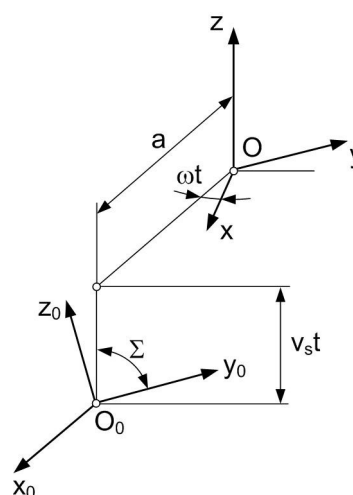
A lefejtőmarás elvi vázlatát a 3. ábrán, a koordináta-rendszerek kapcsolata a 4. ábrán látható.

A lefejtőmaró egy – a vágóéleire illeszkedő, állandó emelkedésű csavarfelülettel rendelkező – evolvens csigának tekinthető. Az ω_0 szögsebességű forgás hatására a csiga fogfelülete látszólagos ha-

ladó mozgást végez az x_0, y_0, z_0 rendszerben, az y_0 tengely mentén.



3. ábra. A lefejtőmarás vázlatát



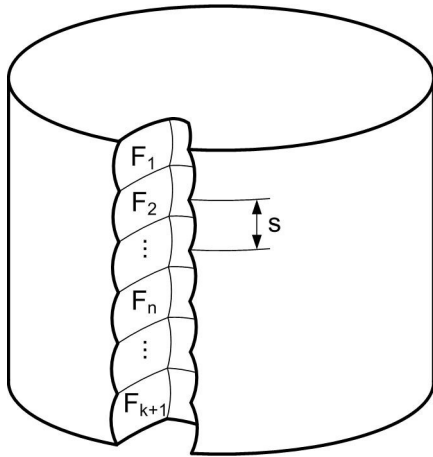
4. ábra. Koordinátarendszerek

Az így keletkező felület-sereg egyenlete:

$$\begin{aligned} x_0 &= x_0(u, v), \\ y_0 &= y_0(u, v) + p\omega_0 t, \\ z_0 &= z_0(u, v), \end{aligned} \quad (4)$$

ahol u és v a csavarfelület paraméterei, t az idő a munkadarab egy körülfordulásán belül, p a csiga csavarparamétere, ω_0 a lefejtőmaró szögsebessége.

A munkadarab egy körülfordulása során a szerszám az F_1 fogárkot hozza létre. $F_2 \dots F_{k+1}$ a munkadarab második, ... $(k+1)$ -edik körülfordulása során vágott fogárkot jelöli, s a szerszám egy munkadarab fordulatra vonatkoztatott előtolása.



5. ábra. Egyenes fogú hengeres fogaskerék valószínű fogfelülete

Legyen T a munkadarab egy körülfordulásának ideje. Az F_{k+1} felület vágásakor az O_0 origó helyzete a z tengely mentén:

$$z = -v_s(t + kT), \quad (5)$$

ahol v_s az előtolósebesség. A munkadarab ezalatt $\omega(t + kT)$ szöggel fordul el, ez megfelel $(\omega t + 2k\pi)$ szögnek. Az F_{k+1} felület vágásához a (4) egyenletrendszer így alakul:

$$\begin{aligned} x_0 &= x_0(u, v), \\ y_0 &= y_0(u, v) + p\omega_0(t + kT), \\ z_0 &= z_0(u, v). \end{aligned} \quad (6)$$

Állítsuk elő a (6) egyenletekkel adott felület-sereget az xyz rendszerben:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix} = M \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

Az M átviteli mátrix a következő:

$$M = \begin{bmatrix} \cos \omega t & \sin \Sigma \sin \omega t & -\cos \Sigma \sin \omega t & a \cos \omega t \\ -\sin \omega t & \sin \Sigma \cos \omega t & -\cos \Sigma \cos \omega t & -a \sin \omega t \\ 0 & \cos \Sigma & \sin \Sigma & -v_s(t + kT) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (8)$$

A tetszőleges F_n -edik felület meghatározásához (7) megoldásával és $k=n-1$ helyettesítésével jutunk, egyidejűleg kapcsolatot teremtve az u, v, t paramé-

terek között. Ez utóbbi egyik lehetséges módja, hogy a D függvénydeterminánst zérussal tesszük egyenlővé:

$$D = \begin{vmatrix} \frac{\partial x}{\partial u} & \frac{\partial x}{\partial v} & \frac{\partial x}{\partial t} \\ \frac{\partial y}{\partial u} & \frac{\partial y}{\partial v} & \frac{\partial y}{\partial t} \\ \frac{\partial z}{\partial u} & \frac{\partial z}{\partial v} & \frac{\partial z}{\partial t} \\ \frac{\partial u}{\partial u} & \frac{\partial v}{\partial v} & \frac{\partial t}{\partial t} \end{vmatrix} = 0. \quad (9)$$

A (7) és (9) összefüggések együttesen meghatározzák a fogfelület tetszőleges F_n felületelemét.

A lefejtőmarás eddig vizsgált esete hengeres fogaskerek gyártására vonatkozik. A bemutatott egyenletek domborított fogazat gyártására a következő feltételekkel lesznek érvényesek:

- a v_s axiális előtolósebesség mellett figyelembe kell venni egy v_r sugárirányú sebességet,
- és ennek a hatásaként a tengelytáv folyamatos változását.

A sugárirányú és az axiális sebességek arányát az előírt szerszám pálya alapján a következő összefüggés fejezi ki:

$$\frac{v_r}{v_s} = \frac{B}{\sqrt{A^2 - B^2}}. \quad (10)$$

A szerszám $z=0$ pozíciójához $B = \frac{b}{2}$ tartozik, illetve érvényes a $B = z + \frac{b}{2}$ kapcsolat, ahol b a fogaskerék fogszélessége.

A tengelytáv változását a (3) egyenlet írja le. Behelyettesítve a B és z közötti összefüggést:

$$a(z) = \sqrt{A^2 - \left(z + \frac{b}{2}\right)^2} - R + r_1 \quad (11)$$

adódik, mely leírja a tengelytáv változását, miközben a szerszám a fogaskerék tengelye mentén, előírt pályán halad és pillanatnyi helyzetét a z koordináta határozza meg. Mindezek alapján megállapítható, hogy a hengeres fogaskerek lefejtőmarására bemutatott matematikai modell alkalmas a domborított fogazat leírására is, ha az átviteli mátrix (8) utolsó oszlopában a tengelytáv változását figyelembe vesszük. (5)-öt (11)-be helyettesítve a tengelytáv változása az idő függvényében:

$$a(t) = \sqrt{A^2 - \left[\frac{b}{2} - v_s(t + kT) \right]^2} - R + r_1. \quad (12)$$

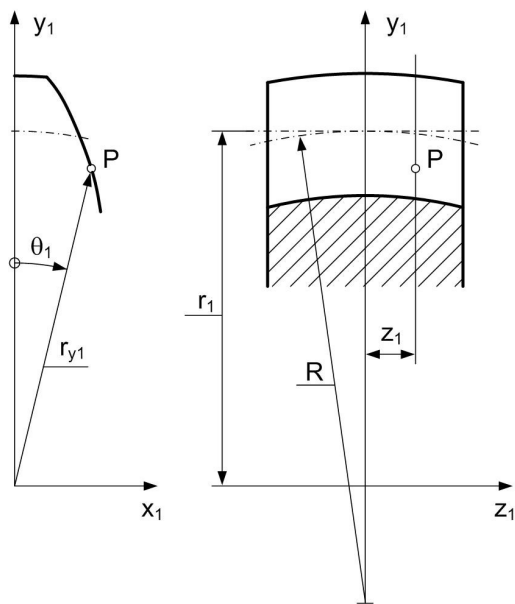
Ezt az összefüggést kell az M mátrix számításakor figyelembe venni.

4. A FOGFELÜLET EGYENLETE

Az eddig leírtak alapján megállapítható, hogy a kialakuló fogfelület több paraméter függvénye. Így befolyásolja a lefejtőmaró mérete (r_0) és az előtolás nagysága.

Tulajdonképpen hengeres fogaskerek lefejtőmarására is igaz, hogy ugyanaz a fogaskerék másik lefejtőmaróval, vagy más előtolással előállítva, nem ugyanazzal a fogfelülettel rendelkezik. A hengeres fogaskerek evolvens fogfelületei tehát idealizált felületek.

A domborított fogazatok esetében ezt az idealizált fogfelületet úgy származtatjuk, hogy fogak tengelymetszeteiben változó profil-eltolással rendelkező evolvens fogazatot feltételezünk.



6. ábra. Domborított fogfelület.

A fogfelület egyenlete:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= r_{y1} \sin \theta_1, \\ y_1 &= r_{y1} \cos \theta_1, \\ z_1 & \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

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

$$\theta_1 = \frac{s}{2r_1} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{y1}. \quad (14)$$

összefüggés szolgál, ahol s a fogvastagság az osztóhenger mentén, r_1 az osztókör sugar, α az alapprofil szög, α_{y1} a profilszög, mely $\cos \alpha_{y1} = \frac{r_{b1}}{r_{y1}}$ alapján határozható meg. r_{b1} az alapkör sugar. (14)-ben inv az evolvens függvény, értelmezése: $\text{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha$.

A fogvastagság az osztóhenger mentén:

$$s = s_0 - 2(R - \sqrt{R^2 - z_1^2}) \tan \alpha, \quad (15)$$

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

Mindezek alapján megállapítható, hogy θ_1 az r_{y1} sugártól és a z_1 koordinátától függ, vagyis (13)-ban

$$x_1 = x_1(z_1, r_{y1})$$

és

$$y_1 = y_1(z_1, r_{y1}). \quad (16)$$

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

IRODALOM

- [1] Litvin, F. L.: A fogaskerékkapcsolás elmélete. Műszaki Könyvkiadó. Budapest. 1972.
- [2] Mitome, K.: Table sliding taper hobbing of cylindrical gear using cylindrical hob. Transactions of the ASME. Vol. 103. 1981. p. 446-451.
- [3] Szenté J.: Fogazott elempárok tervezéséhez kapcsolódó vizsgálatok. A Miskolci Egyetem Doktori (PhD) Tézisfüzetek. Miskolc. 1997.
- [4] Litvin, F. L.; Krylov, N. N.; Erikhov, M. L.: Generation of tooth surfaces by two-parameter enveloping. Mechanism and Machine Theory. Vol. 10. 1975. p. 365-373.

LEMEZBORDÁS LEMEZ FÁRADÁS VIZSGÁLATA ÉS OPTIMÁLÁSA

FATIGUE DESIGN AND OPTIMIZATION OF FLAT STIFFENED PLATES

Virág Zoltán PhD, Jármai Károly DSc
Miskolci Egyetem

ABSTRACT

In this overview of compressed stiffened plates various fatigue designs and welding types are investigated. The unknowns are the thickness of the base plate as well as the dimensions and number of stiffeners. The cost function to be minimized are three kinds of fabrication costs.

1. BEVEZETÉS

Az elmúlt évtizedekben több olyan dolog megváltozott, mely a hegesztett szerkezetek kialakítására nagy hatással van. Új anyagok és új hegesztési technológiák jelennek meg, illetve terjednek el. Ezért fontos a szerkezetek költség optimalizálása a különböző lehetőségekre [1,2]. A tervezési előírások jelentősen finomodtak. Különösen igaz ez a dinamikus igénybevételre, a fáradásra. A különféle kutató intézetekben, egyetemeken, ipari laboratóriumokban nagyszámú fásasztó kísérletet végezve pontosabban megközelítették a szerkezet viselkedését. Javultak a fásasztó berendezések is, nagyobb ciklusszámú vizsgálatot téve lehetővé.

2. HEGESZTETT KÖTÉSEK FÁRADÁSÁT BEFOLYÁSOLÓ TÉNYEZŐK

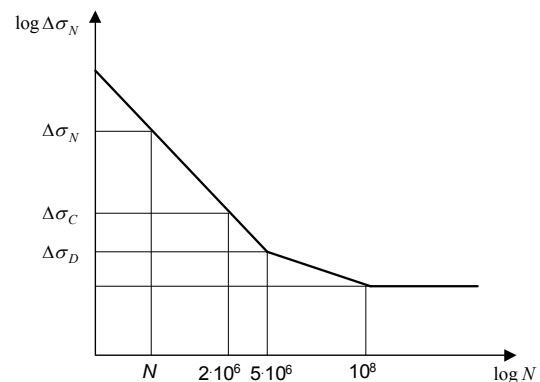
A varratméretezésnél a több tényezőt fontos figyelembe venni. Az alkalmazott alapanyag leggyakrabban acél; a hegesztési technológia, ahol a legelterjedtebb az aktív védőgázos fagyóelektródás hegesztés, de a bevontelektródás kézi ívhegesztés, illetve a fedettív (és több más) hegesztés is használatos; a hegesztési maradó feszültségek, melyek a bevitt hőtől, a szerkezet és a varrat méreteitől függenek; a kötés típusa, amely a méretezésnél a fáradási kategóriát megadja; a varrat geometria, amely még javítható hegesztési utókezeléssel; figyelembe kell venni a hegesztési hibákat; a feszültség-tartomány a fáradási élettartamot legjobban befolyásoló tényező; a ciklusszám szintén domináló tényező. A jelenlegi fáradási viselkedési leírások szerint csak $N = 10^8$, vagy 10^9 ciklusszám után lehet a $\Delta\sigma - N$ görbénél a fáradási értéket változatlanul tekinteni; a feszültség-

állapot, az esetek nagy részében nemcsak normál-feszültség, de nyírófeszültség is adódik.

A fáradási viselkedés jelentősen változik, illetve változhat ezen tényezők változásával.

3. FÁRADÁSI TERVEZÉSI ELŐÍRÁSOK AZ EUROCODE 3 ALAPJÁN

Az Eurocode 3 [3] szabvány, továbbiakban EC3, a hegesztett kötések osztályba sorolja. Az osztály száma $\Delta\sigma_C, \Delta\tau_C$ jelenti a fáradási feszültség-tartományt MPa-ban $N = 2 \cdot 10^6$ ciklus esetén. N ciklusszám esetén a fáradási feszültség-tartomány értékei $\Delta\sigma_N, \Delta\tau_N$ grafikusan vannak megadva (egyenes vonalak a log-log koordináta rendszerben, 1. ábra). A szabvány megfelelő ábráján párhuzamos vonalak jelölik 36-160 MPa-ig a különböző osztályokat.



1. ábra. Normál-feszültség fáradási határértékek a ciklusszám függvényében

Az 1. ábra csak egy vonalat ad meg, de a számítás bármely ide tartozó osztálynál ugyanúgy történik. Ennek megfelelően $\Delta\sigma_N, \Delta\tau_N$ értékei lineáris interpolációval meghatározhatók (1) és (2) képletek szerint, ha ismerjük a $\Delta\sigma_C$ -t, m és N értékét. Az N ciklusszám 10^5 és végtelen között változhat. Normál-feszültség fáradási határértékek ciklusszám függők.

Ha $N \leq 5 \cdot 10^6$, akkor

$$\log \Delta \sigma_N = \frac{1}{m} \log \frac{2 \cdot 10^6}{N} + \log \Delta \sigma_C \quad (1)$$

ahol m a görbe meredeksége állandó, $m = 3$, $\Delta \sigma_C$ a fáradási feszültség-tartomány $N=2 \cdot 10^6$ ciklusszám esetén, ez megegyezik a kötés csoportba sorolási számával (36-160 MPa közötti).

Ha $5 \cdot 10^6 \leq N \leq 10^8$, akkor

$$\log \Delta \sigma_N = \frac{1}{m} \log \frac{5 \cdot 10^6}{N} + \log \Delta \sigma_D \quad (2)$$

ahol a görbe meredeksége kisebb, $m = 5$, $\Delta \sigma_D$ a fáradási feszültség-tartomány $N=5 \cdot 10^6$ ciklusszám esetén (meghatározható $\Delta \sigma_C$ értékéből). Az EC3 szabvány interakciós formulája összetett igénybevétel esetén, ahol $\Delta \sigma, \Delta \tau$ a normál és a nyírófeszültség tervezési értékei, $\Delta \sigma_N, \Delta \tau_N$ a fáradási feszültség-amplitudók, γ_{Ff} és γ_{Mf} részbiztonsági tényezők a fáradási terhekhez és a fáradási szilárdságokhoz.

$$\left(\frac{\gamma_{Ff} \Delta \sigma}{\Delta \sigma_N / \gamma_{Mf}} \right)^3 + \left(\frac{\gamma_{Ff} \Delta \tau}{\Delta \tau_N / \gamma_{Mf}} \right)^5 \leq 1 \quad (3)$$

Az ENV 1991 Eurocode 1-ben található fárasztóterhek már tartalmazzák a γ_{Ff} biztonsági tényező megfelelő értékét. γ_{Ff} értékét általában 1-nek veszik.

A fáradási feszültség-amplitúdóra a részbiztonsági tényező γ_{Mf} értéke a 1. táblázatban kerül megadásra.

„Törésbiztos elem” az, melynek lokális tönkremenetele nem eredményezi a teljes szerkezet tönkremenetelét. „Nem törésbiztos elem” az, melynek tönkremenetele a teljes szerkezet tönkremenetelét okozza (1. táblázat). A számítási példában 1.25-ös értékkel számolunk.

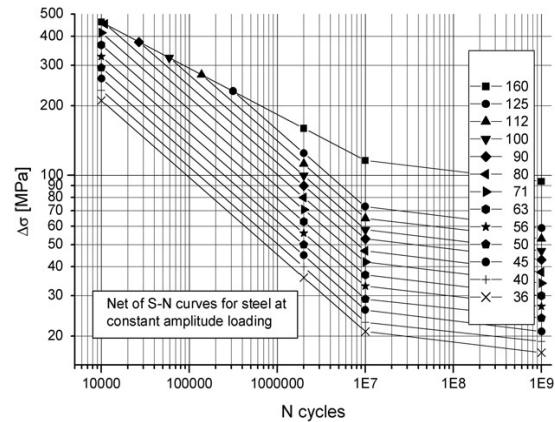
1. táblázat. A részbiztonsági tényező γ_{Mf} értéke az EC3 szabvány szerint

	törésbiztos elem	nem törésbiztos elem
megközelíthető kapcsolat	1.00	1.25
nehezen elérhető kapcsolat	1.15	1.35

4. FÁRADÁSI TERVEZÉSI ELŐÍRÁSOK A NEMZETKÖZI HEGESZTÉSI INTÉZET AJÁNLÁSA ALAPJÁN

A Nemzetközi Hegesztési Intézet (International Institute of Welding) ajánlást dolgozott ki hegesztett kapcsolatok fáradásának meghatározására [4]. Az ajánlás előnye,

hogy felhasznál újabb kutatási eredményeket. 960 MPa folyáshatárig érvényes az Eurocode 690 MPa folyáshatárhoz képest. A fáradási határokat nemcsak acélra, hanem alumíniumra is megadja. A fáradási határ 10^9 ciklusszám fölött válik állandóvá normál (2. ábra).



2. ábra. IIW ajánlás fáradási görbék normál feszültségre

Ha $N \leq 10^7$, akkor

$$\log \Delta \sigma_N = \frac{1}{m} \log \frac{2 \cdot 10^6}{N} + \log \Delta \sigma_C \quad (4)$$

ahol m a görbe meredeksége állandó, $m = 3$, $\Delta \sigma_C$ a fáradási feszültség-tartomány $N=2 \cdot 10^6$ ciklusszám esetén, ez megegyezik a kötés csoportba sorolási számával (36-160 MPa közötti).

Ha $10^7 \leq N$, akkor

$$\log \Delta \sigma_N = \frac{1}{m} \log \frac{10^7}{N} + \log \Delta \sigma_D \quad (5)$$

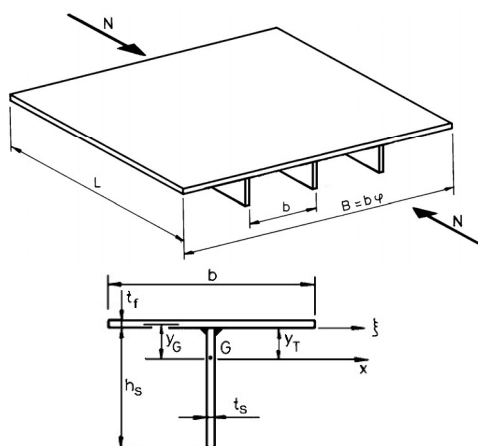
ahol a görbe meredeksége kisebb, $m = 5$, $\Delta \sigma_D$ a fáradási feszültség-tartomány $N=10^7$ ciklusszám esetén (meghatározható $\Delta \sigma_C$ értékéből).

4. SZÁMPÉLDA LEMEZBORDÁS LEMEZ FÁRADÁSI VIZSGÁLATÁRA

Megadott adatok: $B = 6000$ mm, $L = 4000$ mm, $N = 1.2 \cdot 10^7$ [N], $f_y = 235$ MPa, $E = 2.1 \cdot 10^5$ MPa, $G = E/2.6$, $\rho = 7.85 \cdot 10^{-6}$ kg/mm³, $\Theta_d = 3$. A számított fáradási ciklusszámok: 10^5 , 10^6 , 10^7 , 10^8 . A vastagságokra felső határokat adtunk meg, a fedőlemez vastagságra (t_f) 40 mm, a borda vastagságra (t_s) 30 mm. A bordaközök száma (φ) maximum 30 lehet. A változók: φ , t_f , t_s . (4. ábra)

Vizsgálatok három hegesztési eljárásra lettek elvégezve: kézi hegesztés (SMAW), kevert védőgázos félautomati-

kus hegesztés (GMAW-M) és poralatti automatikus hegesztés (SAW).



4. ábra. A hosszirányban terhelt bordás lemez és a lemezborða geometriája

A fáradási feltétel az EC3 szabvány és IIW ajánlás alapján lett számítva. A különböző hegesztési eljárások különböző fáradási hegesztési tartományba sorolhatók a 2. táblázat adatai szerint. A méretezés további feltételei a teljes bordázott lemez horpadása, a fedőlemez horpadása és a bordák elcsavarodó kihajlása Mikami módszerével [5] korábbi tanulmányokban már részletezve lettek.

2. táblázat. Hegesztési eljárások besorolása

Hegesztési módszer	EC3	IIW
	$\Delta\sigma_C$ [MPa]	$\Delta\sigma_C$ [MPa]
SMAW	100	90
GMAW-CO ₂	112	100
SAW	125	125

Ez a célfüggvény az anyagfüggvény és az előállítási költség összegeként számolható

$$K = K_m + K_f = k_m \rho V + k_f \sum T_i \quad (6)$$

$$\frac{K}{k_m} = \rho V + \frac{k_f}{k_m} (T_1 + T_2 + T_3) \quad [kg] \quad (7)$$

ahol ρ az alapanyag sűrűség, V a szerkezet térfogata, K_m és K_f valamint k_m és k_f anyag és előállítási költségek és tényezők, T_i előállítási idők a következők szerint:
- összeszerelési és összefűzési idő

$$T_1 = \Theta_d \sqrt{\kappa \rho V} \quad (8)$$

ahol Θ_d a hegesztett szerkezet bonyolultsági tényezője, κ a szerkezet összeszerelendő részeinek száma;
- T_2 hegesztési idő, és T_3 a járulékos idők, mint például elektróda csere. $T_3 \approx 0.3T_2$

$$T_2 + T_3 = 1.3 \sum C_{2i} a_{wi}^n L_{wi} \quad (9)$$

ahol L_{wi} a varrathossz, $C_{2i} a_{wi}^n$ értéke a COSTCOMP [6] software által rajzolt függvényből kapható meg hegesztési eljárásokra, a_w a varratméret (3. táblázat).

3. táblázat. Hegesztési idők a varrat méret a_w [mm] függvényében hosszirányú sarokvarratra

Hegesztési módszer	a_w [mm]	$10^3 C_2 a_w^n$
SMAW	0-15	$0.7889 a_w^2$
GMAW-CO ₂	0-15	$0.3258 a_w^2$
SAW	0-15	$0.2349 a_w^2$

5. EREDMÉNYEK

Az eredmények három technológiára kerültek meghatározásra, fáradás nélkül, valamint 10^5 - 10^8 ciklusszám esetén, a EC3 szabvány szerint és az IIW ajánlása alapján számított értékek (4-6. táblázatok).

4. táblázat. Eredmények SMAW-ra

SMAW	k_f/k_m	t_f	t_s	φ	K/k_m
Fáradás nélkül	0	5	10	29	2172
	1	17	14	5	5555
	2	17	14	5	7562
EC3 10^5	0	5	10	29	2172
	1	17	14	5	5555
	2	17	14	5	7562
EC3 10^6	0	11	16	24	4660
	1	24	14	4	6400
	2	24	14	4	8021
EC3 10^7	0	26	15	26	7371
	1	39	11	4	8771
	2	39	11	4	10036
EC3 10^8	0	31	23	26	11654
	1	40	28	13	32137
	2	40	28	13	52603
IIW 10^5	0	5	10	29	2172
	1	17	14	5	5555
	2	17	14	5	7562
IIW 10^6	0	10	19	16	4264
	1	21	14	4	5810
	2	21	14	4	7406
IIW 10^7	0	10	24	29	8973
	1	40	29	5	16551
	2	40	29	5	24088

SMAW	k_f/k_m	t_f	t_s	φ	K/k_m
IIW 10^8	0	40	29	19	14190
	1	40	29	19	46798
	2	40	30	18	80066

5. táblázat. *Eredmények GMAW-ra*

GMAW	k_f/k_m	t_f	t_s	φ	K/k_m
Fáradás nélkül	0	5	10	29	2172
	1	11	12	10	4227
	2	15	13	6	5460
EC3 10^5	0	5	10	29	2172
	1	11	12	10	4227
	2	15	13	6	5460
EC3 10^6	0	16	16	11	4139
	1	21	14	4	5102
	2	21	14	4	5990
EC3 10^7	0	6	21	29	6558
	1	34	12	4	7449
	2	34	12	4	8301
EC3 10^8	0	40	21	16	10443
	1	40	29	9	17114
	2	40	29	9	23735
IIW 10^5	0	5	10	29	2172
	1	11	12	10	4227
	2	15	13	6	5460
IIW 10^6	0	18	13	6	3762
	1	19	14	4	4707
	2	19	14	4	5577
IIW 10^7	0	7	23	30	8063
	1	40	20	4	9618
	2	40	20	4	11174
IIW 10^8	0	17	28	29	12852
	1	40	24	22	24694
	2	39	30	15	36870

6. táblázat. *Eredmények SAW-ra*

SAW	k_f/k_m	t_f	t_s	φ	K/k_m
Fáradás nélkül	0	5	10	29	2172
	1	11	12	10	3921
	2	15	13	6	5060
EC3 10^5	0	5	10	29	2172
	1	11	12	10	3921
	2	15	13	6	5060
EC3 10^6	0	15	9	28	3787
	1	19	14	4	4568
	2	19	14	4	5299
EC3 10^7	0	30	13	4	5874
	1	30	13	4	6644
	2	30	13	4	7413
EC3 10^8	0	40	17	15	9314
	1	40	26	7	12562
	2	40	26	7	15805
IIW 10^5	0	5	10	29	2172
	1	11	12	10	3921
	2	15	13	6	5060
IIW 10^6	0	8	11	29	2996
	1	15	13	6	4129
	2	15	13	6	5060

SAW	k_f/k_m	t_f	t_s	φ	K/k_m
IIW 10^7	0	6	22	26	6449
	1	34	12	4	7346
	2	34	12	4	8097
IIW 10^8	0	39	27	10	10231
	1	40	30	8	15014
	2	40	30	8	19723

Az eredmények azt mutatják, milyen nagy a hatása a fáradási ciklusszámnak az eredményekre. A lemezméretek és a bordaszám is jelentősen növekednek, ahogy megy felfelé a ciklusszám. A fáradási feltétel 10^6 ciklusszám esetén már aktív lesz. A tömegminimumnál nagy bordaszámra törekszik a program. A költségminimumnál csak akkor növeli nagyra a bordaszámot, amikor már nem tudja a fedőlemezt és a bordákat tovább vastagítani. Összefoglalva érdemes mind a technológiát, mind a költségeket figyelembe venni a tervezéskor és ezekre optimalni.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A tanulmány/kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként - az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében - az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg. A kutatást az OTKA támogatta a T 75678 számú projekt keretében.

IRODALOM

- [1] Jármái, K., Iványi, M: Gazdaságos fémszerkezetek analízise és tervezése, Műegyetemi Kiadó, Budapest, 226 o., ISBN 963 420 674 3, 2001.
- [2] Virág, Z.: Optimum design of stiffened plates, Polack Periodica, Vol. 1, No. 1, pp. 77-92, HU ISSN 1748-1994, 2006.
- [3] Eurocode 3: MSZ ENV 1993-1-1:1992/A2:2002 Acélszerkezetek tervezése, 347 old. Magyar Szabványügyi Testület, Budapest, 2006.
- [4] Recommendations on fatigue of welded components of the IIW, Doc. IIW-1823-07, ex. XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07, 2008.
- [5] Mikami, I., Niwa, K. Ultimate compressive strength of orthogonally stiffened steel plates. J. Structural Engineering ASCE 122, No.6. 674-682, 1996.
- [6] COSTCOMP Programm zur Berechnung der Schweisskosten. Deutscher Verlag für Schweisstechnik, Düsseldorf, 1990.

VASÚTI FÉKTUSKÓ KOPÁSI VISELKEDÉSE I. RÉSZ: NUMERIKUS SZIMULÁCIÓ

WEAR BEHAVIOUR OF RAILWAY BRAKES PART I: NUMERICAL SIMULATION

Békési Nándor¹, Váradi Károly¹, Czifra Árpád²

¹ Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék

² Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar

ABSTRACT

Numerical simulations in tribology are getting more and more common as the performance of the available computational tools (hardware and software) improves. Present study shows an incremental wear simulation technique and its application on a railway brake block – wheel contact. In the simulation procedure the contact pressure is determined by finite element frictional contact calculations, which is then used in the wear equations to get the nodal wear increments. The geometry is changed and the whole model is being remeshed cycle by cycle. This way the amount of wear does not affect the accuracy of the calculations. The results of the simulation are compared with experimental findings in part II.

Páczelt és Mróz [3] modelljükben a súrlódáskor keletkező hőt is figyelembe vették, és termo-mechanikai érintkezési számítás mellett nemlineáris, nyírófeszültségtől és csúszási sebességtől függő kopási törvényt alkalmaztak. A kidolgozott modellt egy dobfék- és egy tárcsafék-rendszeren mutatták be. A szerzők felhívják a figyelmet arra, hogy a hőfejlődés miatt bekövetkező hőtágulásnak köszönhető torzulások jelentősen befolyásolhatják az érintkezési viszonyokat és így a kopás folyamatát is.

A cikk első részében bemutatunk egy mérési elrendezést valamint a mérés körülményeit, ezután a mérési konfiguráció kopási szimulációját, annak lépéseit és eredményeit ismertetjük. A cikk második részében a féktuskó kopott felületének mikrotopográfiai vizsgálatát mutatjuk be.

1. BEVEZETÉS

A vasúti fékek két legelterjedtebb típusa a tárcsás és a tuskós fék. A tárcsás fékek esetében egy, a kerék tengelyéhez rögzített tárcsa két síklapjához szorítja hozzá a fékbetétet a fékmechanizmus. Tuskós fékek esetén a féktuskó közvetlenül a kerék palástfelületével érintkezik. Jelen kutatásban a tuskós fékek súrlódási és kopási viselkedését vizsgáltuk a fékezési folyamat közben. A kutatás célja elsősorban a bekopási folyamat vizsgálata volt.

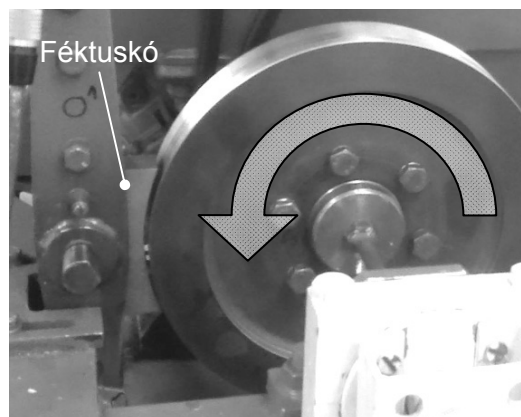
A kopás numerikus modellezésével több kutató is foglalkozott az elmúlt évtizedekben. A Pödra és Andersson [1] által kifejlesztett végeeselemes modellhez kapcsolt kopásszimuláció alapján készül a mai napig a legtöbb végeeselemes kopási szimuláció. Munkájukban a szimuláció első lépésében egy végeeselemes érintkezési számítást futtatnak, amelynek eredményeképp megkapták az érintkező csomópontokat, és az érintkezési nyomáseloszlást. Ennek ismeretében a kopási egyenlet alapján kiszámították a kopási mélység csomóponti növekményét. A következő lépésben a kopási mélységnek megfelelően mozgatták az érintkezési tartomány csomópontjait. Az így kialakult új geometriával ismét végeeselemes érintkezési számítást futtattak, a ciklus újraindult. Az egymást követő időlépések hosszát a szimulációs folyamat konvergenciájára tekintettel változtatták.

Eleőd és szerzőtársai [2] háromdimenziós végeeselemes modellekkel vizsgálták a száraz súrlódás közben fellépő érintkezési viszonyokat a felületi érdesség figyelembevételével.

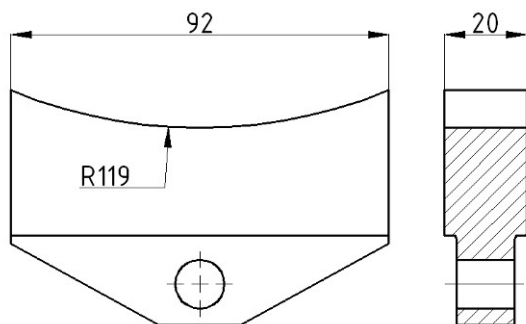
2. MÉRÉSI ELRENDEZÉS

A BME Vasúti Járművek és Járműrendszer-analízis Tanszék munkatársai méréseket végeztek egy görgős súrlódásvizsgáló mérőberendezésen (1. ábra). A mérés során a vasúti kerék 1:4 méretarányú modelljét a 2. ábra szerinti féktuskó fékezte. A hengeres kerék átmérője 242 mm. A vizsgált féktuskó anyaga P10 öntöttvas, a kerék A38 acél.

A mérés $t = 100$ s ideig tartott. A kerék állandó $v = 40$ km/h kerületi sebességgel forgott, a féktuskót $F_n = 500$ N nagyságú normálerő szorította a kerékhez. A mérés során erőmérő cellákkal mértük a tuskóra ható normál- és tangenciális irányú erőket, és kiszámítottuk a súrlódási tényezőt.



1. ábra. A mérési elrendezés



2. ábra. A vizsgált féktuskómodell geometriája [mm]

A bemutatott mérési elrendezésen egy másik mérést is végeztünk, a fajlagos kopási tényező meghatározása érdekében. A féktuskó komplex geometriája és érintkezési viszonyai miatt ugyanis nehéz pontosan meghatározni a kopott anyag mennyiségét. Ebben a mérésben a forgó kerékhez egy 5 mm x 10 mm keresztmetszetű úgynevezett próbapálcát szorítottunk, és folyamatosan mértük a pálcá radiális irányú elmozdulását (kopáselmozdulás). Ebből az elmozdulásból következtetni lehet a kopás mennyiségére. A próbapálcá anyaga megegyezett a féktuskóéval. A próbapálcát – mivel jóval kisebb névleges felületen érintkezik a kerékkel – $F_n = 75$ N erővel szorítottuk a kerékhez. A kerék forgási sebessége azonos a féktuskós mérésben alkalmazottal.

3. A MÉRÉSEK EREDMÉNYE

A súrlódási tényező mért átlagos értéke $\mu = 0,38$ lett. A féktuskó kopott felületét mutatja a 3. ábra. Bal- és jobboldalt a kopott tartományok, míg belül a kopás nélküli felületrész látható.

A kopott felületen megfigyelhető, hogy csak a féktuskó két vége kopott, hiszen a féktuskó és a kerék sugara közötti különbség miatt kezdetben csak a féktuskó két vége érintkezett a kerékkel, majd a kopás következtében kezdett a féktuskó közepe felé terjedni az érintkező terület. Az is látszik a képen, hogy a féktuskó két vége eltérő mértékben kopott be. Ez a jelenség ismert, a súrlódás miatt kialakuló aszimmetrikus érintkezési nyomáseloszlás hatására a kopás is aszimmetrikus lesz.

A próbapálcával mért kopáselmozdulás időbeli lefutását mutatja a 4. ábra.

A kopáselmozdulás mért értékei alapján meghatároztuk a fajlagos kopási tényezőt ($t_1 = 200$ s-től $t_2 = 700$ s-ig terjedő, állandósultnak feltételezett időszak alapján):

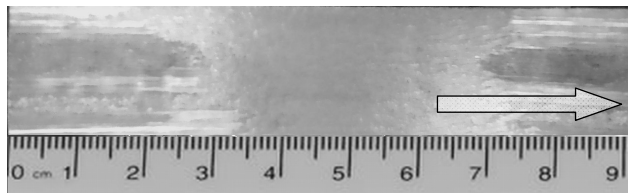
$$W_s = \frac{\Delta V}{F_n v \Delta t} \quad (1)$$

ahol F_n a normálerő, v a csúszási sebesség, Δt a csúszási idő és ΔV a kopott térfogat:

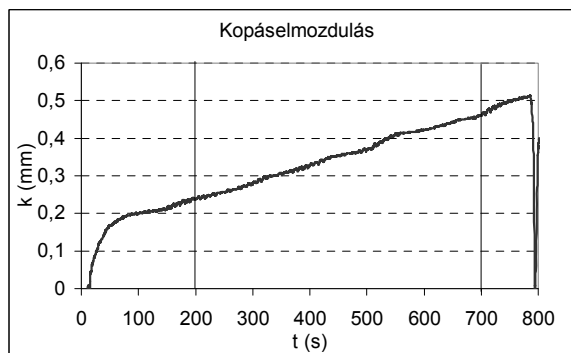
$$\Delta V = ab(k_2 - k_1) \quad (2)$$

ahol a és b a próbapálcá szélessége és magassága, k_1 és k_2 a kopáselmozdulás a $t_1 = 200$ s és a $t_2 = 700$ s időpillanatban.

Az (1) alapján $W_s = 2,7E-14$ m³/Nm-re adódott. A kopási szimulációkban ezt az értéket használtuk fel a kopásnövekmény meghatározásához.



3. ábra. A féktuskó kopott felülete



4. ábra. A próbapálcán mért kopáselmozdulás időbeli lefutása

4. KOPÁSSZIMULÁCIÓ

Végeselemes (VE) módszeren alapuló növekményes kopásszimulációs eljárást dolgoztunk ki, amelyben a súrlódásos érintkezési VE számítás eredményeképp meghatározott érintkezési nyomáseloszlás alapján az Archard-féle lineáris kopásmodell [1] szerint számítjuk az érintkezési tartomány i -dik csomópontjában a kopásnövekményt:

$$\Delta h_i = W_s p_i v \Delta t \quad (3)$$

ahol W_s fajlagos kopási együttható,
 p_i az i -dik csomópont érintkezési nyomása,
 v a csúszási sebesség,

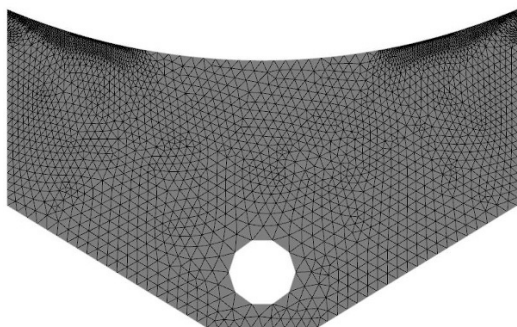
Δt a csúszási idő növekménye.

A kopásszimulációs technika eddig hasonló a Pödra-féle módszerhez [1], ám az általunk kidolgozott eljárás általánosabban használható. A Pödra-féle módszer ugyanis – mivel csupán a „felső”, érintkező csomópontok mozgásával modellezi a kopás miatt bekövetkező geometriaváltozást – korlátozott, hiszen a kopás hatására egyre laposabb lesz az érintkezési tartományhoz legközelebb eső elemréteg, amely csökkenti a számítás pontosságát, de még így is csupán a felső elemréteg magasságánál kisebb kopás modellezésére alkalmas. Ezt a korlátot sikerült az általunk kifejlesztett módszerrel átlépni: az érintkezési tartomány csomópontjainak mozgása után ugyanis újrahálózuk a teljes modellt, így az érintkezési számítások során minden lépésben „friss”,

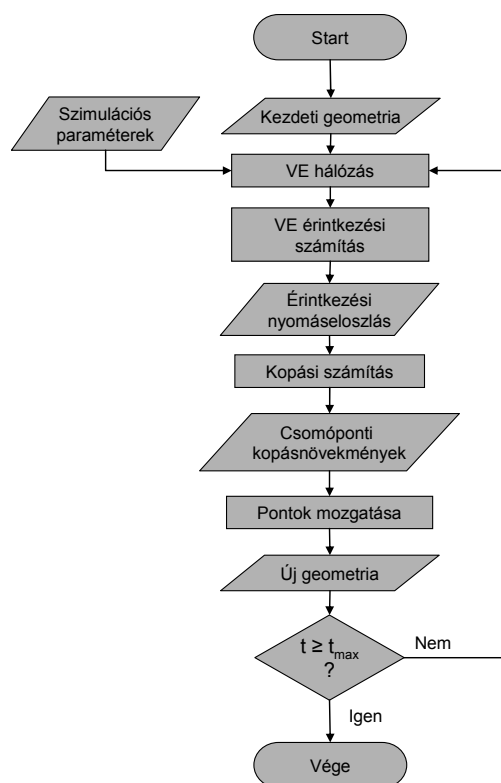
nem torzult elemekből álló hálóval számolhatunk. A kopás szimuláció folyamatát a 6. ábra mutatja.

Az érintkezési számításokhoz elkészítettük a féktuskó kétdimenziós sík alakváltozású VE modelljét, változó elemmérettel (5. ábra). A várható érintkezési tartomány közelében az átlagos eleméhhossz $150\ \mu\text{m}$, míg a távolabbi területeken $3\ \text{mm}$. A kereket ideálisan merev testként modelleztük. A féktuskó anyagjellemzői: $E = 1,0231\text{E}+11\ \text{Pa}$, $\nu = 0,25$. A kerék és a féktuskó között a mért eredményeknek megfelelő $\mu = 0,38$ értékű súrlódási tényezőt írtunk elő.

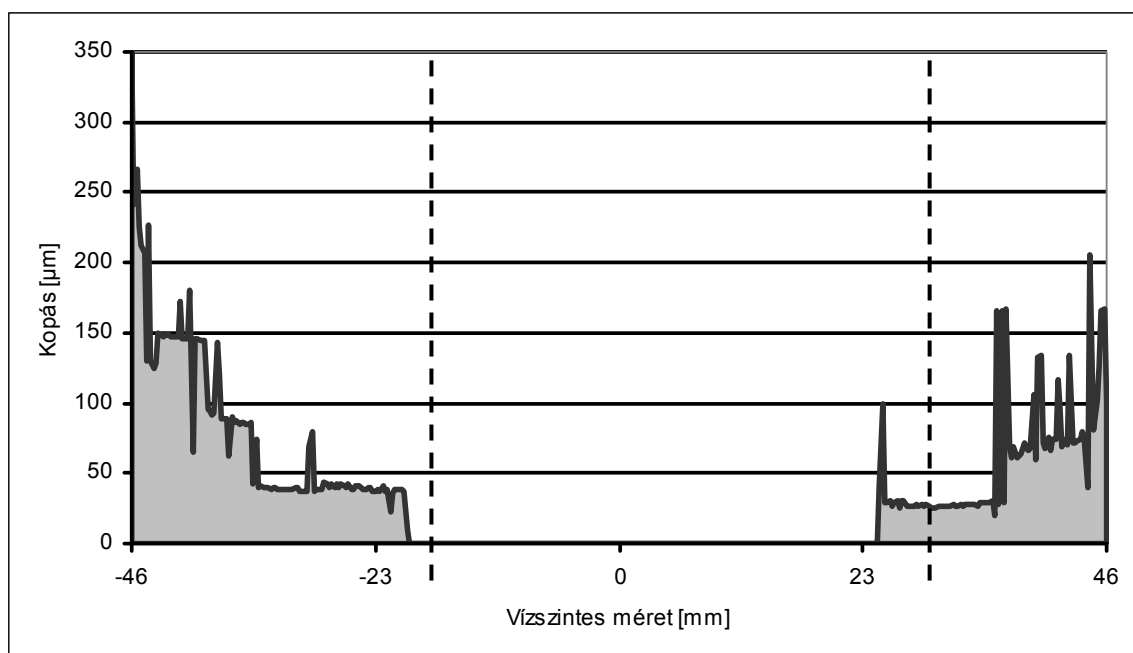
A kopásszimulációt $\Delta t = 1\ \text{s}$ időnövekménnyel végeztük el, tehát összesen 100 egymást követő lépésben modelleztük a mérést.



5. ábra. A féktuskó 2D VE modellje



6. ábra. A kopásszimuláció folyamata



7. ábra A számított kopáseloszlás a tuskó hossza mentén (szaggatott vonalak jelölik az érintkezési tartományok határát a kísérlet szerint)

5. A SZIMULÁCIÓ EREDMÉNYEI

A viszonylag rövid idejű mérés és az azt modellező szimuláció során a kopás mértéke szabad szemmel nem, vagy csak alig látható, ezért a kopott alak és az eredeti geometria különbségét ábrázoltam a féktuskó hossza mentén. A 7. ábra a kopásszimulációval kiszámított kopás eloszlását mutatja. Az eredményeken jól látszik a kopás aszimmetriája: a mérés után megfigyelt kopott felülethez hasonlóan a számított eredményben is a bal oldal kopott be jobban, a két oldal közötti eltérés azonban valamivel kisebb mint a mérés során tapasztalt. A baloldali kopásnyom 26,2 mm, a jobboldali pedig 21,3 mm méretű. Megállapítható, hogy a bemutatott szimulációs módszerrel jól modellezhető a féktuskó bekopása. Jelen eredményeknél még pontosabb eredményeket kaphatunk a hőfejlődés hatásának figyelembevételével.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerzők köszönik Dr. Szabó András, egyetemi docens, Dr. Zobory István, egyetemi tanár és a Vasúti Járművek és Járműrendszer-analízis Tanszék munkatársai segítségét a mérések elvégzésében.

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

IRODALMI HIVATKOZÁSOK

- [1] Pödra, P., Andersson, S.: Simulating sliding wear with finite element method. *Tribology International* 32 (1999) 71–81. (doi:10.1016/S0301-679X(99)00012-2)
- [2] Eleőd A., Devecz J., Balogh T.: Numerical modelling of the mechanical process of particle detachment by finite element method, *Periodica Polytechnica Transportation Engineering* 28:(1-2) (2000) 77-90.
- [3] Páczelt, I., Mróz, Z.: Variational approach to the analysis of steady-state thermo-elastic wear regimes, *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 81 (2010) 728-760.
- [4] Archard, J.F.: Contact and rubbing of flat surface, *Journal of Applied Physics*. 24 (1953) 981–988.

VASÚTI FÉKTUSKÓ KOPÁSI VISELKEDÉSE II. RÉSZ: MIKROTOPOGRÁFIAI ANALÍZIS

WEAR BEHAVIOUR OF RAILWAY BRAKES PART II: ANALYSIS OF MICROTOPOGRAPHY

Czifra Árpád¹, Békési Nándor², Váradi Károly²

¹ Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar

² Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék

ABSTRACT

Tribological behaviour – friction, wear and lubrication – of machine elements highly depends on the operating conditions and also the original topography of working pairs. The aim of this study was to analyse the rail brake block surface to get information about their macro- and microgeometry to verify the numerical wear simulation has been presented in first part of this paper.

1. BEVEZETÉS

A felületi mikrogeometria, mikrotopográfia jellemzése évtizedek óta a felületi érdesség paramétereinek megadásával, vizsgálatával történik. Ugyanakkor a műszaki gyakorlat igen jól tudja, hogy a valós érintkezési viszonyok nem kizárólag a felület érdességétől, hanem a elsősorban a névleges és kontúr érintkezési tartomány nagyságától, kiterjedésétől, azaz a makrogeometriától, az alakhibától és a felület hullámosságától függenek.

A tribológiai folyamatok során – elsősorban a kopás, a hődeformáció, valamint a rugalmas és képlékeny alakváltozások révén – a kiinduló geometria jelentősen módosul. Ezen változások nyomonkövetése igen komoly kihívás elé állítja a kutatókat, ugyanakkor a tribológia szempontú tervezés elképzelhetetlen ezen folyamatok pontos ismerete nélkül. Ennek köszönhető, hogy napjainkban számos kopási szimuláció és modell található a szakirodalomban. Ezek többsége valamilyen módon kötődik a felületi makro- és mikrogeometria vizsgálatához.

A hagyományosnak tekinthető, érdesség és hullámosság szétválasztásával (szűrésével) dolgozó M-rendszerben ezen kihívásokra új szűrési technikák megjelenésével, újabb és újabb topográfiai paraméterek bevezetésével reagáltak. Napjaink modern szűrési eljárásainak (kettős

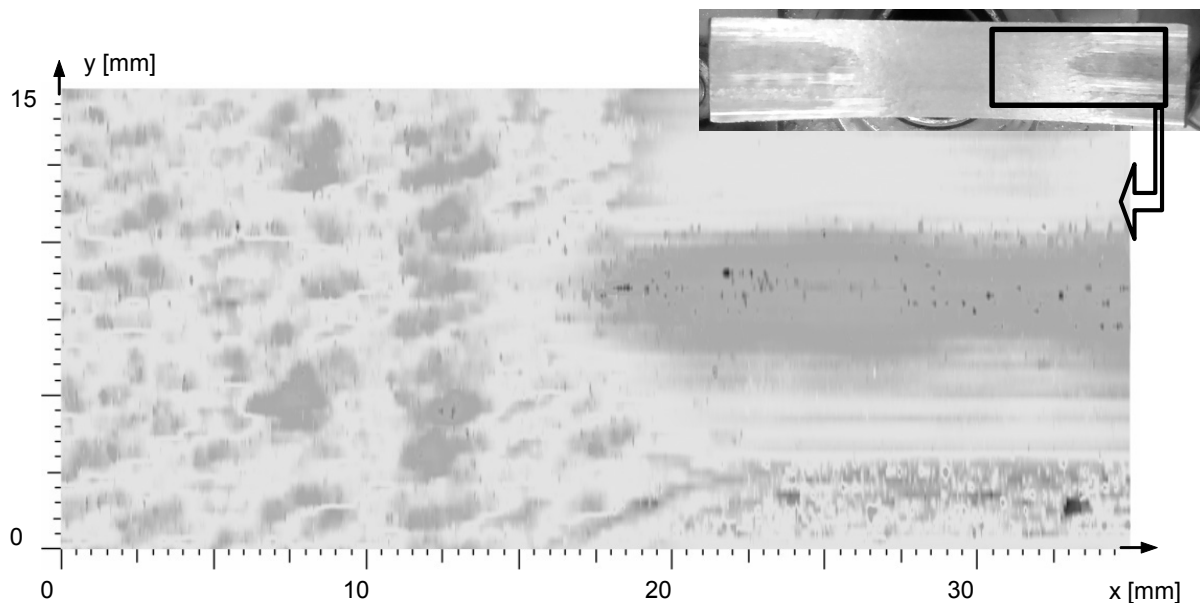
Gauss, robust, spline, wavelet, stb...) összefoglalását megtaláljuk [1]-ben. A paraméterlista működési feltételekhez igazodására jó példaként említhetjük az 1998-ban bevezetett ISO 13565-3 jelű szabványt [2], mely kettős megmunkálású felületek esetén definiálja a hordfelületi görbe sajátos paramétereit. Még inkább alkalmazásorientált felületi kiértékelést látunk a 2002-ben, a Német Autóipari Szövetség (VDA) által kiadott ajánlásban [3], mely a felület – működésben kiemelt szerepet betöltő – domináns hullámhosszának meghatározására ad javaslatot.

Természetesen további – az M-rendszertől független – alapvetően 3D-s topográfiai elemzésre irányuló technikák is megjelentek, melyek egyik fontos jellemzője, hogy a modellezésben megjelenő topográfiai sajátosságok meghatározására irányulnak. Ezek rövid bemutatása megtalálható [4]-ben.

A tribológiai, kopási modellezés megbízhatóságának ellenőrzése sokféle módon történhet. Ezek közül az egyik lehetőség a felületi makro- és mikrogeometria vizsgálata, melyre a hagyományos tapintós érdességmérő műszer mérési tartománya lehetőséget ad.

A felület vizsgálata kétféle szempont szerint segíti a modell verifikálását. Egyrészt a geometria mérésével összehasonlítási alapot teremt a modellezett alak megfelelőségének ellenőrzésére, másrészt a felületi mikrogeometria magán viseli a tribológiai folyamat nyomait, melyekből következtetni tudunk a lezajlott kopási, súrlódási folyamat minőségi jellemzőire. A modellezés során megmutatkozó állapotjellemzők és a kialakult topográfia összhangja a modellezés megbízhatóságát támasztja alá.

Jelen munkánkban vasúti féktuskó mikrotopográfiai vizsgálatát végeztük el, annak érdekében, hogy annak működése, kopása során kialakult felület mikrogeometria jellemzőinek feltárásával következtessünk a kopási folyamatra.



1. ábra. Polinomiálisan szűrt 15x35-es felületrész a féktuskóról

2. ELVÉGZETT VIZSGÁLATOK

A cikk első részében bemutatott vasúti féktuskó topográfiai elemzését végeztük el az alábbiak szerint:

A mérések Mahr Perthometer típusú érdesség és kontúrmérő berendezésen történtek FRW-750 tapintótűvel (90°-os csúcsszög, 10 μm csúcsgár). A féktuskó mikrogeometriájának feltárásához 15x35 mm mérési felületen készült érdességmérés rendre 250x10 μm lépésközzel. A durva lépésköz alkalmazhatóságát indokolja, hogy akár az eredeti, kopástól mentes, akár a kopott felületet vizsgáljuk, az azokon megjelenő megmunkálási és kopási nyomok olyan durvák voltak, hogy még ennél a lépésköznél is lehetőség nyílt a domináns mikrotopográfiai elemek azonosítására.

A nagymintavételű vizsgálat mellett kisebb felületrészről részletesebb topográfiai mérések is készültek. A kopástól mentes felületen 5x5 mm-es felületrészletről 25x25 μm lépésközzel, valamint 1x1 mm felületről 1x1 μm lépésközzel. Továbbá a kopott felületről 8x8 mm mintavételi területen 25x25 μm lépésközzel és 1x1 mm felületen 1x1 μm lépésközzel.

A vizsgálatok második részét sztereomikroszkópon végzett optikai felvételek jelentették. A kismintavételű topográfiai vizsgálatok és a sztereomikroszkópos felvételek célja egyaránt a működés során bekövetkezett kopási folyamat, valamint olyan topográfiai elemek azonosítása volt, melyek utalnak a felületen lejárló eseményekre. Természetesen pusztán a topográfia ismerete nem elegendő a kopási folyamat megítéléséhez, de a tribológiai modellezés eredményeinek egyfajta alátámasztását jelentheti.

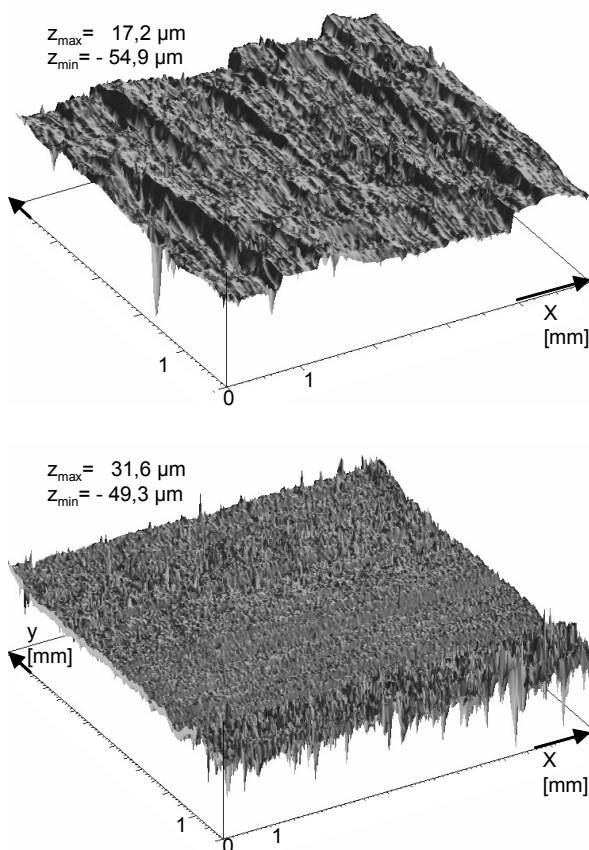
3. EREDMÉNYEK

Az eredmények értékelése alapvetően az eredeti és kopott mikrotopográfiák vizuális és paraméteralapú vizsgálatával történtek.

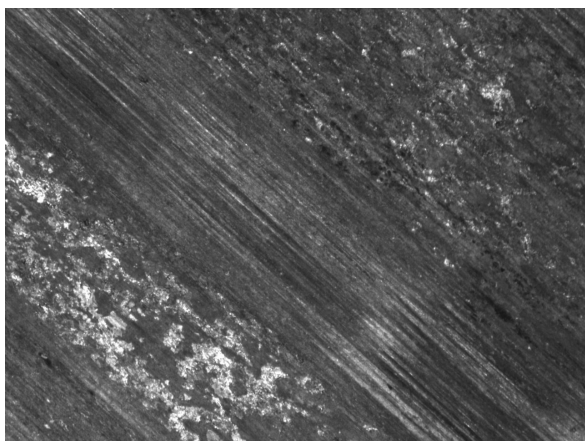
3.1. Vizuális vizsgálatok eredményei

A mérésekhez használt tapintó jellegéből (független tapintó) adódóan a mért adathalmaz tartalmazza a felület érdességi, hullámossági, valamint makro geometriai jellemzőit. A 35 mm-es mérési hossz olyan módon lett megválasztva, hogy annak egy része az eredeti, míg másik része a kopott topográfiát tartalmazza. Ez az átfogó felvétel (ld. 1. ábra) nagy mintavételi lépésközzel történt, de az 1. ábra szerint jól azonosíthatóak a domináns topográfiai elemek. A feldolgozás során a felület alakját (hengerességét), illetve a mérési ferdeségeket polinomiális szűrővel távolítottuk el. A MarWin XT kereskedelmi szoftver polinomiális szűrőjénél vontatási és keresztirányban (x és y) külön megadható a szűrő fokszáma. Esetünkben ez x irányban 5-öd fokú szűrés, y irányban 1-ed fokú szűrést jelentett. Valójában egy egy olyan középfelület köré „rendezését” adja a mérési adathalmaznak, mely egyik irányban 5-öd fokú, másik irányban első fokú polinommal írható le. Az x irányú magas fokszámot az indokolta, hogy a mért felületen két különböző (eredeti és kopott) sugarú henger találkozik, továbbá előfordulhatnak bizonyos nagyhullámhosszú alakhibák. A kisebb felületrészek esetén (melyek csak a topográfiai kopás nélküli, vagy kopott részét érintették) 3-ad fokú szűrést alkalmaztunk. A szűrés részletes leírása megtalálható [1]-ben.

Az 1. ábrán jól elkülöníthető az eredeti (balra) és a kopott (jobbra) felületrész. A részletesebb vizsgálatokhoz ezek után mindkét felületrészről egy-egy nagyobb méretű felvételt láthatunk a 2. ábrán. A kopott topográfiaán kétféle kopási zóna különíthető el. Az egyik (a kép közepén) határozott csúszás irányú kopási nyomok jelennek meg, míg a másik erősen eldurvult felületre utal.



2. ábra. Polinomiálisan szűrt kopás nélküli (fent) és kopott felületrészek (lent).



3. ábra. A féktuskó kopott felületének sztereomikroszkópos képe.

A szteromikroszkóppal készült optikai felvételek hasonló jeleget mutatnak. A 3. ábra mindössze 8x-os nagyításban mutatja a felület kopott részét. Jól látszik, hogy egyes helyeken (az ábra bal felső sarkától a jobb alsóig átlósan) határozott kopási nyomok figyelhetők meg, mely jelenség abrazív kopási viselkedést mutat. A felület más részei viszont ettől eltérő nyomokat látunk. Azaz a fékezési folyamat során a féktuskó nem egyenletesen kopott, hanem különböző kopási zónák alakultak ki. Ezen zónák kialakulása nem magyarázható a tuskó mikrogeometriai jellemzőivel, mert a 2. ábra eredeti topográfiairól készült felvétele semmiféle y irányú hullámosságot, alakhibát nem mutat. Oka alapvetően a kapcsolódó elempárban, vagy a kapcsolódás körülményeiben keresendő.

3.2. Paraméteralapú jellemzés

A vizsgálatok másik része a tribológia folyamat sajátos topográfiai jelenségeinek felismerésére irányult. Vizsgálataink elsősorban a kétféle kopási zóna jellemzését és ezáltal a kopási folyamat megértését célozták.

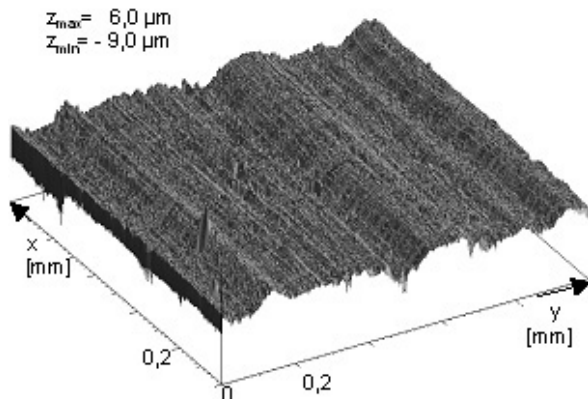
Az 1x1 mm-es felületrészről 1 μm-es lépésközzel készült felvételek részletes topográfiai analízist tesznek lehetővé. A kiértékelés során első lépésben a korábban is használt polinomiális szűrőt alkalmaztuk (x irányban 3-ad fokú, y irányban 1-ed fokú). A vizsgált topográfiaik néhány érdességi paraméterét az 1. táblázat foglalja össze.

12. táblázat. Topográfiaik érdességi paraméterei

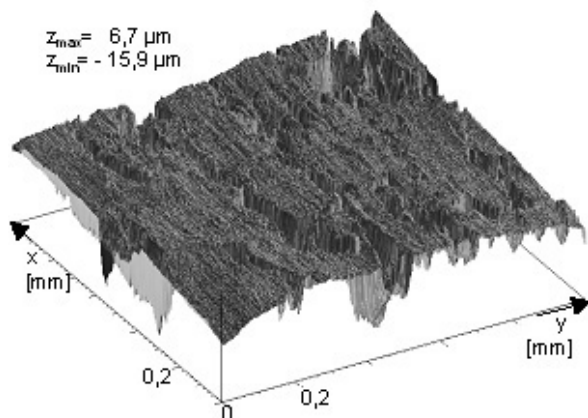
Paraméter	Eredeti felület	Karcos felület	Felszakadásos felület
S_a [μm]	0,92	0,70	2,05
S_z [μm]	16,1	15,0	22,6
S_v [μm]	10,3	9,0	15,9
S_p [μm]	5,8	6,0	6,8

A 4. ábra érdességmérési felvétele a magasságirányú léptékkal jól mutatja, hogy a karcos, abrazív kopással kialakult felületrész lényegesen simább, mint a felszakadásokkal jellemezhető kopási zóna (5. ábra). A topográfiaikhoz tartozó átlagos érdesség (S_a) paraméter is ezt mutatja. Sőt a paraméterekből az is megfigyelhető, míg a karcos felület átlagos érdessége kisebb lett, mint a kiinduló érdesség volt, addig a felszakadozott felület S_a értéke az eredetinek több mint kétszerese. Ez azt is jelenti, hogy az abrazív kopás lefolyásában az ún. mild wear, enyhe kopás kategóriába sorolható, ami jól kézben tartható, állandósult kopási állapotot is jelenthet. A felszakadásokkal jellemezhető felület esetén nem csupán az átlagos érdesség nőtt meg drasztikusan, de az S_v maximális völgymélység is kiugróan magas értékre ugrott. Összehasonlítva az S_v/S_p arányt (S_p a maximális csúcsmagasság) megállapítható, hogy a maximális érték a felszakadozott felületnél tapasztalható. Fontos látni, hogy míg S_p értéke a három esetben közel azonos, S_v

jelentősen eltér, azaz a felszakadozott jellegű felület eldurvulása a völgyzóna kiterjedése révén történt. Vagyis a topográfia pusztán azért durvább, mint az abrazív felületrész, mert itt anyagrészek szakadtak ki, mély völgyeket hagyva maguk után. Ez a fajta kopás leginkább adhezív folyamatot tükröz. Ez fokozott mechanikus és/vagy termikus hatás következménye lehet. A kiszakadó szemcsék további lokális igénybevételnek teszik ki a felületet.



4. ábra. A féktuskó „abrazívan” kopott felületének érdességmérési képe.



5. ábra. A féktuskó erősen kopott, felszakadozott felületének érdességmérési képe.

4. KÖVETKEZTETÉSEK

A vizsgálatokból az alábbi következtetések vonhatók le: A féktuskó kopása során a felületen két eltérő kopási zóna azonosítható.

A karcokkal jellemezhető kopási zóna abrazív kopási folyamat eredménye. A felület átlagos érdessége itt az eredeti megmunkálási érdességgel nagyságrendileg megegyezik.

A másik azonosított kopási zónát mély, jól körülhatárolható völgyek, kiszakadások jellemzik. Ezen zóna kialakulása elsősorban adhezív kopási folyamat eredménye lehet.

A kopástól mentes mikrotopográfia vizsgálatából megállapítható, hogy annak felülete egyenletes, keresztirányban nem rendelkezik olyan hullámossággal, vagy alakhibával, ami a felületen megjelenő kétféle kopás forrása lehetne.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

6. IRODALOM

- [1] Horváth, S.: A felületi hullámosság 2D-s és 3D-s jellemzése, a működési tulajdonságokra gyakorolt hatásának vizsgálata és elemzése, ZMNE, PhD értekezés, Budapest, 2008
- [2] ISO 13565-3: Geometric product specification (GPS) – Surface texture: Profil method; Surfaces having stratified functional properties – Part 3: Height characterisation using material probability curve (1998)
- [3] VDA 2006, Oberflächenbeschaffenheit, Regeln und Verfahren zur Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit (2002)
- [4] Horváth, S., Czifra, Á.: Új módszerek a felületi érdesség és hullámosság vizsgálatában, OGÉT XVII. Nemzetközi Gépész Találkozó, Gyergyószentmiklós, 2009, pp. 169-173

HANGSZEREK A TERMÉSZETBEN

INSTRUMENTS IN NATURE

Dömötör Csaba, egyetemi adjunktus, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék

ABSTRACT

The researcher-engineer knock up against the basic fact in design methods that the development process with its result and a known natural principle or structure accord well together in many instances at every turn. This paper presents this idea in the topic of natural voice, music and instruments.

1. BEVEZETÉS

A tervezési módszerek elméletében vizsgálódva a kutató minduntalan szembetalálja magát azzal megkerülhetetlen ténnyel, hogy maga a fejlesztési folyamat és annak eredménye is sok esetben összhangban áll egy ismert (vagy ismeretlen) természeti elvvel vagy összetett struktúrával. Nem kérdőjelezhető meg tehát, hogy olyan kiaknázható tudás (ingyenes know-how) áll rendelkezésünkre a természetben, ami mellett nagyvonalúság lenne alaposabb vizsgálódás nélkül elmenni. Mérnökként rendszerben szemlélve ezt az ismerethalmazt, elkülöníthetünk tisztán műszaki, vegyes és nem műszaki (esztétikai, formai, stb.) hatáseleket és hatáshordozókat.

Jelen cikk nem pusztán felsorolja a természetben fellelhető hangszerszámokat, hanem azok zenei gyakorlatban előforduló megfelelőit is melléjük rendeli; elemezve azok alapvető működését és funkcióit, feltárva az esetleges műszaki alkalmazás lehetőségét is. Ez utóbbi nem mindig egyértelmű, hiszen míg maguk a természetes hangképző eszközök sok esetben rendelkeznek ugyan valós műszaki tartalommal, addig a kommunikáción túli funkcióikat inkább sorolhatjuk a különböző zenei művészetekhez.

2. ALAPFOGALMAK

A természeti analógiák feltárása előtt érdemes tisztázni néhány alapfogalmat. Fizikai értelemben a **hang** szilárd, cseppfolyós és légnemű anyagokban keltett, hullám formájában tovaterjedő mechanikai rezgés. Fiziológiai szempontból leszűkítve a hang egy meghallható rezgés, amit a zenei skála egy egységeként tekintünk. Ennek megfelelően a **zene** – a ritmus, a dallam és a harmónia által – tudatosan elrendezett hangok folyamata, ahol a hangok és a csend időbeli változásáról beszélhetünk. Ezek alapján a **hangszereket** egyszerűen zenei hangok keltésére, zenélésre szolgáló eszközökként definiálhatjuk.

3. KOMMUNIKÁCIÓ A TERMÉSZETBEN

Az élőlények a külvilág részére több módon is képesek üzeneteket küldeni. Jellemzőek a szaghatások és a feltűnő optikai ingerek, de az állatvilágban a jellegzetes pózok (*behúzott farkok*) és magatartásformák (*méhek tánca*) is információkat hordoznak a fajtársak számára. Mégis a „mondanivaló” leggyorsabban és leghatékonyabban hangadás útján továbbítható. Az állati hangok spektruma igen szerteágazó. Beszélhetünk madárdalról, bögésről vagy üvöltésről. Ide sorolható a macskák dorombolása vagy a delfinek kattogása is, de az emberi fül számára hallhatatlan alacsony frekvenciájú (infra) és magas frekvenciájú (ultra) hangok is. Az állatok közleményei többnyire igen egyszerűek. A hangadás célja legtöbbször a partner odacsalogatása, vagy a terület illetve táplálék védelme, de jelenthet párbajra történő kihívást vagy egyszerűen csak üdvözlést is.

A hanghatásokkal történő tudatos kommunikáció az állatvilágra jellemző, de jelen esetben bármely élőlény vagy éppen élettelen természeti képződmény által kibocsájtható hangokat is vizsgáljuk.

4. HANGSZEREK RENDSZEREZÉSE

A hangszerek csoportosítása több módon is lehetséges, így elkülöníthetjük egymástól a dallam- és ritmushangszereket vagy éppen a homofon és polifon hangszereket is. Alapvetően ezen eszközöket mégis a hangképzés mikéntje vagy kezelés módja szerint szokás osztályozni. Ez utóbbi alapján megkülönböztethetünk fúvós, ütős, billentyűs, vonós, pengetős és egyéb (rázó, pörgető, kaparó stb.) eszközöket.

Mivel jelen esetben a rezgéskeltésben aktív szerepet játszó funkció, vagyis konkrétan a hang létrejöttének hatáshordozója lényeges, célszerűen az ezen alapuló osztályzásból (*1. táblázat*) indulunk ki.

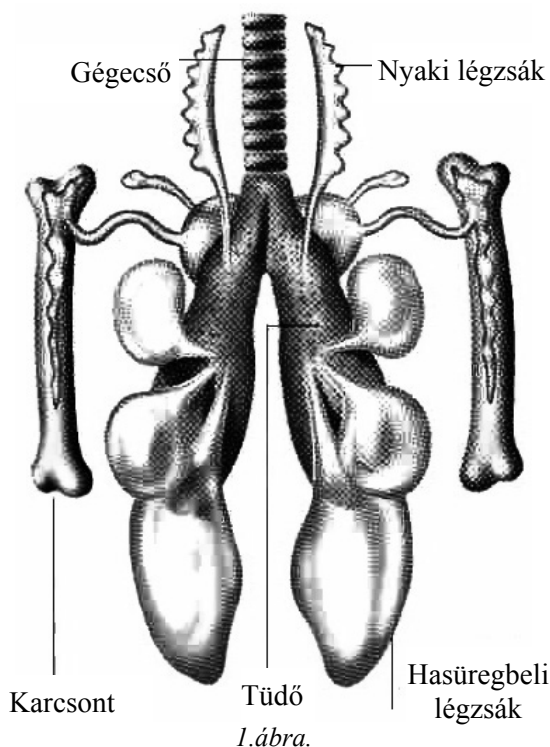
1. táblázat. Hangszerek csoportosítása hangképzés módja szerint

<i>Elnevezés</i>	<i>Hangképző eszköz</i>
aerofon	levegő
kordofon	megfeszített húr
membranofon	kifeszített hártya
idiofon	rugalmas merev test
elektrofon	elektronika

5. AEROFON

Az **aerofon** hangszerek levegő rezgésével működnek. Hangjukat elsődlegesen a levegőben magában végbe-menő valamilyen esemény hozza létre. A fa- és rézfűvósok esetében például a hangszerben egy meghatározott hosszúságú légoszlop rezeg. Ilyenek például a *sípok, kürtök, furulyák, klarinét, szájharmonika, wurlitzer, kintorna*.

Ilyen elven dalolnak a **madarak**, hiszen nincsenek hangszálaik, hanem a gége módosult hangképző szervé, ami a főhörgök elágazásánál található, ezért így két helyen is képződhet hang. Kilégzéskor az áramló levegő által rezgésbe hozott redőkön kialakuló hang magasságát és színét a hártlyák helyzete és feszültségének állapota befolyásolja (1. ábra).

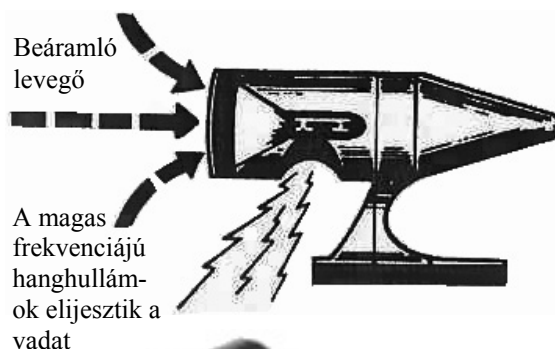


1. ábra. A madarak hangképzésben résztvevő szervei

A felső gége (légzőgége vagy gégefő) többnyire a légzést szolgálja, míg a gégecső alsó végén levő éneklőgége a madár alapvető hangképző szerve. Ily módon képesek a madarak egyszerre énekelni és levegőt venni, vagy egyszerre több különböző hangot kiadni, ami megmagyarázza a folyamatos, összetett és akár többszólamú madárfütty létrejöttét. A fülemülék például egyszerre négy különböző hang kiadására is képesek, míg a pinytek énekében néhol 150 trillaváltás figyelhető meg másodpercenként.

Az aerofon elvének műszaki alkalmazásai közül először talán mindenkinek a gőzhajók és gőzmozdonyok gőzzel megszólaltatott kürtjei jutnak az eszébe, de a kukta vagy teáskanna jelző és lefűvósípjainak is ez az elve. Ennél különlegesebb alkalmazási terület az autóra szerelhető,

menetszéllal működő ultrahangot keltő vadriasztó (2. ábra). Hatékonyságáról ugyan megoszlanak a vélemények, de maga a hangkibocsájtás nem vitatható el tőle.



2. ábra. Akusztikus vadriasztó készülék

6. KORDOFON

A **kordofon** hangszereknek hangkeltő közege egy rezgő húr, amelynek hosszúságától, vastagságától és feszített-ségének mértékétől függ a létrejövő rezgés frekvenciája, vagyis a hang magassága. A frekvencia fordítottan arányos mind a húr rezgő hosszával, mind pedig az egy-ségnyi húrhosszúságra eső tömeggel; és egyenesen arányos a húrt feszítő erő négyzetgyökével.

$$f = \frac{1}{L \cdot D} \sqrt{\frac{T}{\rho \cdot \pi}} \quad [\text{Hz}] \quad (1)$$

ahol:

- f - a húr alaphfrekvenciája
- L - a húr rezgő hosszúsága
- D - a húr átmérője
- T - a húrt feszítő erő
- ρ - a húr anyagának sűrűsége

A húros hangszereket többféleképpen is megszólaltathatjuk: pengetéssel (*gítár, lant, hárfá*), dörzsöléssel (*hegedű, brácsa, gordonka, nagybőgő*) vagy ütéssel (*cimbalom vagy zongora*).

A kordofon eszközök egy dimenzióban feszített húrja jó analógiát mutat az élővilágban fellelhető leggyakoribb természetes hangképző eszközzel, a hangszalaggal. Hangképzés során a tüdőből kiáramló levegő a közép-vonalban zárt állapotban lévő hangszalagokat az alattuk kialakuló megnövekedett nyomás hatására széttolja és

megrezgetti. Az így létrejövő primer gégehang aztán a toldalékcsőben alakul át a fülünk által észlelt hanggá. A rugalmas hangszalagok a nyomás csökkenésekor újra összezáródnak. A hangmagasság tartományt befolyásolja a hangszalagok állapota és hossza, ami embernél: újszülött korban: 0,7 cm, nőknél: 1,6-2 cm; férfiaknál: 2-2,4 cm.

Ha a természetben megszólaló zenére gondolunk, a madárfütty mellett a tücsök muzsikája az, ami elsőre eszünkbe jut. *Jean de La Fontaine*, a neves francia író híres fabulái óta talán nincs is olyan ember, aki a tücsköt ne hegedüvel a kezében képzelné el. Talán nem véletlen, hogy hangszere és a hegedű között valóban van hasonlóság.



3. ábra. A tücsök szárnyai dörzsölésével ciripel

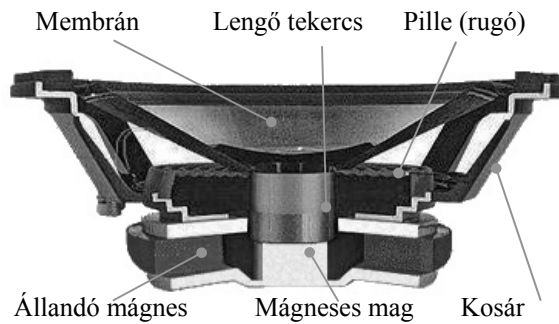
Ahogy a hegedű húrjainak folytonos rezgését a gyantázott vonóval történő gerjesztéssel érjük el, ugyanígy a hím mezei tücsök is a mellső szárnyain kiálló erek egymáshoz dörzsölésével ciripel (3. ábra).

7. MEMBRANOFON

A **membranofon** hangszerek esetében egy kereten kifeszített rugalmas hártya segítségével jön létre a hang, tehát ezeknél az eszközöknél kétdimenziósan kifeszített tárgy rezgeti a levegőt, így hozva létre hallható hangokat. Ide tartoznak a *dobok* és a *köcsögduda*, de a *fésűre szorított selyempapír* is, amely a rádúdolt hangot zöngésebbé teszi.

Az élővilágban többnyire az akusztikus érzékelés is a membranofon elvén valósul meg, azzal az eltéréssel, hogy a folyamat ellenkező irányban zajlik le. A hang hatására megrezgetett dobhártya és azon keresztül a hallócsontocskák mozgása a csigában ingerületté alakul, majd a hallóideg idegi jelek formájában eljuttatja azt az agy hallóközpontjába.

A dinamikus hangszórók működésében is megfigyelhető, ahogyan a rezgő hártya a körülötte lévő levegőt gerjesztve szólal meg. A létrehozható hangfrekvencia-tartomány elsősorban a membrán méretétől függ (4. ábra).



4. ábra.
Dinamikus hangszóró felépítése

8. IDIOFON

Az **idiofon** hangszereknél egy önfeszültséggel rendelkező rugalmas szilárd test jön rezgésbe. Ezek közül kerülnek ki a legegyszerűbb eszközök, hiszen már két fadarab összeütögetése is ilyen elven hoz létre hallható hangot. De többek között a *cintányér*, *csengő*, *harang*, *gong*, *xilofon*, *doromb*, *kasztanyetta*, *csörgő*, *kereplő* vagy akár a *hangvilla* is ide sorolhatók.

Ezen eszközök alapvetően ritmushangszerek, melyek ütéssel, rázással, pengetéssel vagy dörzsöléssel szólaltathatók meg. Az elv olyannyira egyszerű, hogy mákgubó formájában a természet maga is alkotott olyan hangszert, ami jó alternatívája a hagyományosan kiszáritott lopótökből készített, apró magvakkal és kavicsokkal megtöltött **maracasnak**. (5. ábra)

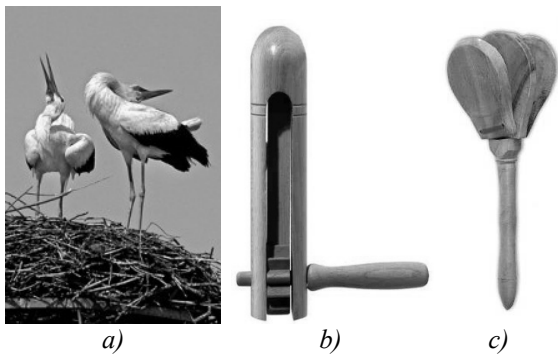


5. ábra.
a) Mákgubó b) Maracas (Rumbatök)

Ha az élőlények ilyen elven kívánnak hangot kibocsátani, valójában nagyon egyszerű dolguk van. A patás állatok például vágójuk során létrejövő ütemes, ritmikus szólammal önkéntelenül is jelzik közeledtüket.

Velük ellentétben a nyúl-félék viszont hátsó lábaikkal tudatosan dobbantanak, amely figyelmeztető jelzés lehet fajtársaiknak, de harag vagy félelem is kiválthatja belőlük ezt a reakciót. Ugyanígy tudatos viselkedés eredménye a harkály kopogása. A madár hegyes csőrét vésőként használva sok esetben egyszerűen csak férgeket keres vagy odút váj a fiókáinak, s ilyenkor a hangkeltés csak „melléktermék”; de a megfigyelések szerint hím egyedek jól kongó odvas fatörzsön dobolva adnak

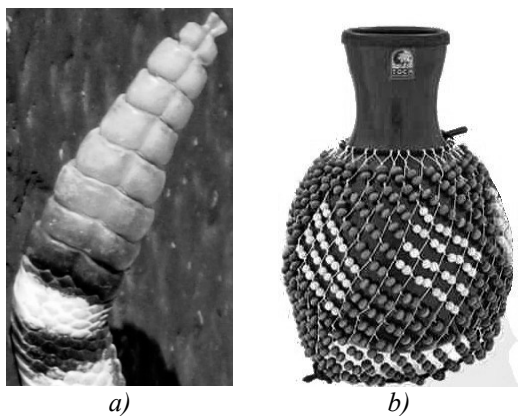
hangjeleket társainak. Szintén kommunikációra használják az ütemes kocogtatást a kopogóbogarak, amik fajtól függően fejükkel vagy kemény potrohukkal ütögetik a fát vagy a szilárd talajt.



a) Kelepelő golyák b) kereplő c) kasztanyetta
6. ábra.

Hasonló a golyák kelepelése is, ami a fajtársakkal való információközlés eszköze. Védett költöző madarunk hosszú csőrének összeütögetésével éri el a jellegzetes csattogó hangot. Ennek végtelenített leutánzása a forgatható **kereplő**, ami egy a kelepeléshez hasonló csattogó hangot keltő eszköz. Ha a csőr összeütögetésének mechanizmusát is vizsgáljuk, akkor ugyanerre inkább a **kasztanyetta** mutat jó analógiát (6. ábra).

Vannak azonban valódi hangszerrel rendelkező állatok is, például az Amerikában őshonos csörgőkígyók. Farok végi csörgőjük egy szarugyűrűkből álló szerkezet, amit veszély észlelésekor megráznak. Az egymás mellett mozgó szelvények összeütődéseiből keletkezik a csörgőkígyó jellegzetes hangja. Ezt a hatásvet hallhatjuk megvalósulni a **shekere** nevű ütő-rázó hangszer megszólaltatásakor (7. ábra).



a) A csörgőkígyó szarugyűrűi b) Shekere
7. ábra.

9. KÖVETKEZTETÉSEK

Mérnökként vagy kutatóként ringathatjuk magunkat abba az illúzióba, hogy egy-egy forradalmi hatásvet vagy újabb alkalmazási területet sikerült „feltalálnunk”, de ha lehetőségünk nyílna a természet fizikai, kémiai, biológiai, stb. törvényszerűségeinek komplex megismerésére, szembesülnénk a ténnyel, hogy a természet mindig néhány öles lépéssel előttünk jár, vagyis *nem létező dolgok feltalálása sokkal inkább csak rátalálás a létező, de rejtett ismeretlenre*. Természetesen ez semmit nem von le a munka értékéből és sikeréből.

10. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Tarnóczy Tamás. *Zenei akusztika*. Zeneműkiadó (1982).
- [2] Kováts Attila: *Gépszerkezettan (Műszaki akusztika)*, Tankönyvkiadó, Bp. 1985.
- [3] <http://www.wikipedia.org/>
- [4] <http://mek.oszk.hu/>

NÖVÉNYOLAJPRÉS KONSTRUKCIÓS FOLYAMATÁNAK ALÁTÁMASZTÁSA A HŐTANI FOLYAMATOK DEM ANALÍZISÉVEL

USING DEM SIMULATION OF VEGETABLE OIL PRESS THERMAL PROCESSES TO SUPPORT CONSTRUCTION PROCESS

Földesi Bernát, Rádics János Péter, Tamás Kornél, Jóri J. István
BME, Gép- és Terméktervezés Tanszék, H-1111 Budapest, Bertalan Lajos u. 1.

ÖSSZEFOGLALÁS

A növényolaj-préselés egy nagyon energiaigényes folyamat. Az üzem közben felhasznált energia jelentős része hőenergiává alakul át. A préselendő anyag jelentős hőterhelésnek van kitéve, ami hatással lehet a folyamat során kinyert növényi olaj minőségére. Az üzem közben kialakuló hőviszonyok minél pontosabb meghatározása, és a hátrányos kialakítások felismerése elengedhetetlenül fontos már a tervezési folyamat során, hogy a kedvezőtlen megoldások elkerülhetőek legyenek. A diszkrét elemes vizsgálat (DEM) segítségével lehetséges a préselés során lejátszódó folyamatokat vizsgálata. Így a számított eredmények segítségével jól közelíthetőek a kialakult mechanikai és a hőtani állapotok, így a tervezés első lépcsőjében információt kaphatunk a préselés minőségéről.

ABSTRACT

Oil extraction is an energy consuming process. During this process part of the energy is transformed into thermal energy. The heat load of the material is able to modify the quality of the plant oil. It is very important to determine thermal relations as much as possible, to recognize the disadvantageous constructions during the construction process. Using discrete element method it is possible to examine the mechanical and thermal relations in the first stage of the development, so it will be possible to pre-indicate the quality of oil pressing.

1. BEVEZETÉS

Csigás prések esetén a hőmérséklet szempontjából alapvetően két eljárást különböztetünk meg; a hideg és meleg üzemű préselést. A hideg üzemű préselés során az olajos magok tisztaságán túl nincs szükség különösebb előkészítésre. Az eljárás előnye a tapasztalatok szerint, hogy jó minőségű, a repce esetén alacsony fosz-

fortartalmú olaj állítható elő, amely további feldolgozás nélkül alkalmas a biodízel gyártásra. Ha préselés során túl magas hőmérsékletre hevül fel az olaj, akkor a kialakult magas foszfortartalom miatt bioüzemanyag célú felhasználás esetén utókezelés szükséges. A különböző présgeometriák kialakításánál a konstrukciós folyamat részeként olyan szimulációs eljárásokra lenne szükség, amellyel a kedvezőtlen kialakítási változatok kiszűrhetőek, és elkerülhető a prototípusok utólagos módosítása. A TÁMOP projekt keretében indult kutatásunkban vizsgáljuk annak a lehetőségét, hogy a milyen módszerekkel lehetséges a préselés rendkívül összetett folyamatába betekintést nyerni és a konstrukciós folyamat során előre jelezni a különböző geometriai kialakítások eredményeként létrejövő nyomás és hőtani viszonyokat.

2. A VIZSGÁLATOK KÖRÜLMÉNYEI ÉS MÓDSZEREI

2.1. DEM

A magokból álló anyagalmaz viselkedésének szimulálására a legalkalmasabb vizsgálati módszer a diszkrét elemes vizsgálat (DEM), amelyet [Cundall 1971] fejlesztett ki. A vizsgálatok során, a gömb alakú, elemi részecskékből álló anyagalmazok viselkedését úgy modelleztük, hogy tulajdonságaik hasonlóak legyenek a kohézív valós anyaghoz.

2.2. A prés szimulációja

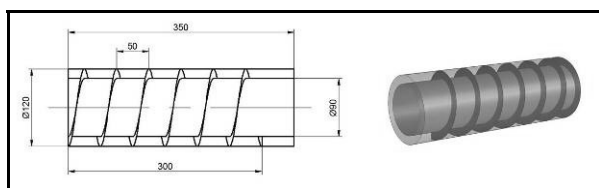
A vizsgálatok során egy kereskedelmi forgalomban kapható növényolaj présben létrejövő folyamatokat modelleztük. A kész konstrukció kiválasztásának célja a későbbi mérésekkel alátámasztott validálás lehetősége volt. A vizsgált csigás prés összetett geometriával rendelkezik. A tengelyen három különböző geometriájú és ebből eredően különböző funkciójú csiga helyezkedik el. Ezek a bevezető, előtömörítő és főcsiga. Feladatuk a magok fokozatos tömörítése és a nyomás növelése. A

csigák után egy beállítható méretű, szűk nyíláson keresztül távozik a szilárd anyag. Az olaj az előtömörítő csiga végétől a főcsiga végéig tartó préskosáron keresztül szívárog ki.

A szimuláció szempontjából fontos megkülönböztetni azokat a szakaszokat melyeknél az eredeti magok geometriája már jelentősen deformálódik, illetve megváltozik. [Cundall, Hart 1992]. A présben lévő magok deformáltságára elsősorban a prés geometriai kialakítása alapján következtethetünk. Ahol a mag mérete miatt már nem tudna tovább haladni, ott már szétpréselt magról beszélünk. Ebben a szimulációban egy magot egy gömb alakú részecske helyettesít, így a préselt vagy erősen deformált fázis szimulációja nem lehetséges ezzel az anyagmodellel. [Donzé 1999]

A szimulációs vizsgálat alapvetően szakaszos felépítésű. Az egyszerű geometriai elemekből felépített modelltől halad az egyre bonyolultabb felépítésűig. Mindezt az indokolja, hogy megbizonyosodjunk a szimulációs eredmények valóságosságáról, helyességéről és az egyes jelenségeket minél egyszerűbb és átláthatóbb környezetben vizsgálhassuk. A modellek fejlesztése során az új funkciók beállítása és újabb adatok lekérdezése komplex programozási feladatot jelentenek. A programozott funkciók valóságosságának ellenőrzése csak lépcsőzetes fejlesztés mellett biztosítható.

2.3. Az első modell



1. ábra. Az első szimuláció modellje

Az első szimulációs modell egyszerű, egy szakaszból álló csigás geometria, mely tartalmazza a tengely és a burkolat felületmodelljeit, továbbá a két végen található zárólapokat és magát a csavarfelületet. A kialakított geometria méretei közelítenek a valóságos prés bevezető szakaszának méreteihez. A magokat szimuláló gömb alakú részecskék mérete annak megfelelően lett megválasztva, hogy a tengely és a burkolat között sugár irányba legalább kettő darab el tudjon helyezkedni. [Bojtár, I., and K. Bagi 1989] Ugyanakkor méretük a préselésnél felhasznált magok méretéhez közeli. Így viszonylag alacsony elemszám mellett, de mégis kielégítő pontossággal lehetett lefuttatni a szimulációt. A részecskék méretéből adódóan nem szükséges a csavarfelület külső átmérője és a burkolat átmérője közötti különbség kialakítása. A préselés során az anyagáramra a legnagyobb ellenállást a prés végén található rés jelenti. Ez a magok áramlásával ellenirányú nyomást fejt ki. [Ugural, A. C., and S. K. Fenster 1987] A nyomást ebben az egyszerű modellben egy statikus zárólap által kifejtett ellenállás helyettesíti. Hogy a véglap és a csavarfelület

érintkezésénél ne alakuljanak ki valótlan csúcserkékek, azok között egy kisebb szakasz lett kialakítva.

A felületmodell részecskékkal való feltöltése a programban használatos téglatest alapú generálási módszerrel történt. Ennél a generálási módszernél a paramérektől függően korlátozott az egyszerre létrehozott számú elem, mivel nem megengedett az azok közötti átfedés. Azon elemek amelyek nem a tengely és a burkolat felületei között helyezkedtek el törlésre kerültek. Gravitációs ülepítések után a generálás többször is megtörtént, de a módszer alapvetően csak részleges feltöltésre alkalmas.

A szimulációs vizsgálat célja a tengely- és a csavarfelület megforgatása révén kialakult nyomás és feszültségviszonyok lekérdezése. Továbbá a sűrűdésből időegységenként keletkezett hőmennyiség meghatározása.

A falfelületre kifejtett nyomás értéke az azzal érintkező elemek által kifejtett normálerők összességéből számítható. A szimulációs program minden egyes számítási körben megvizsgálja az összes érintkező kapcsolatot és kiválasztja azokat, amelyek a kiválasztott felületrésszel érintkeznek. Majd a felületeket összenyomó erő alapján lekérdezhetőek a normálerők. Ezek összegzése után azokat osztva a kiválasztott felület nagyságával számítható az adott szakaszra ható nyomás. A burkolatra ható nyomásértékek meghatározása, a hossz tengely mentén szakaszokra osztott felületrészek átlagos értékei alapján történt, hogy a hosszanti nyomáeloszlás jellegét meghatározzuk. Mivel ezen mennyiségek időben ingadozóak, ezért 5000 szimulációs körben lekérdezett adatok átlaga alapján kerültek meghatározásra.

A jobb rálátás érdekében 4 különböző időpillanatban kerültek lekérdezésre az egyes burkolat-szakaszokhoz tartozó adatok, ahol az egyes időpillanatok között lefutott számítási körök száma nem összemérhető az átlagoláshoz szükséges körök számával.

2.4. A második modell

A második szimulációs modell a folyamatos anyagáram létrejöttét hivatott szimulálni. Míg az előző modellnél egy statikus véglap fejtett ki ellenállást az anyagra, itt már egy konstans ellenállással ható dinamikus fal van definiálva, más néven szervo-fal. Ennek a síklapnak a feladata, hogy biztosítsa az anyag áramlását, ugyanakkor állandó nyomást fejtsen ki arra. Mivel a szoftver csak a fal-elemek sebesség-komponenseinek a beállítását teszi lehetővé, ezért komplex parancssor írja le a viselkedését. Alapvetően a falra ható normálerők összessége és a kívánt ellenállásérték alapján kerül kiszámításra az aktuális sebességváltozás. A szervo-fal aktiválása után közel állandó nyomást fejt ki az anyagra. Hogy a szervo-fal elmozdulásakor ne szakadjon meg a kapcsolat a tengely és a burkolat felületeivel, ezért azok meghosszabbításra kerültek.

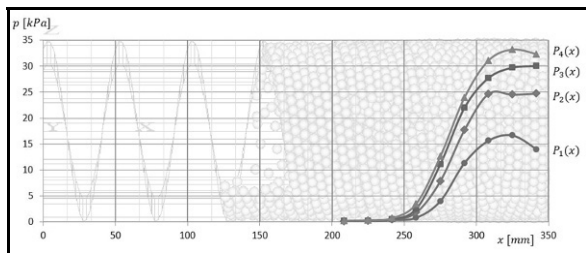
Ez a modell lehetőséget ad az állandósult anyagáram mellett kialakult állapotok vizsgálatára. Az előző modellnél lekérdezett adatokon túl ez esetben a térfogatáram is meg-

határozható. A szimulált értékek szerint a szervo-fal átlagos sebessége $v_{sw} = 5.7 \cdot 10^{-3} \text{ ms}^{-1}$, ami az adott geometriai méretek esetében $\square = 28.2 \text{ cm}^3 \text{ s}^{-1}$ térfogatáramot jelent. Mivel a szervo-fal egy másodperc alatt megtett távolsága alig több mint 1%-a a geometriai modell hosszmeretének, azt közel statikusnak tekinthetjük. Ez alapján következtethető, hogy nagy hasonlóság áll fent az előző szimulációs modellnél számított értékekkel.

3. EREDMÉNYEK

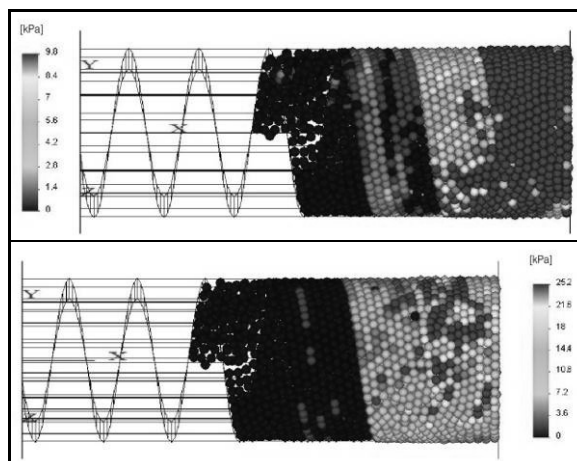
3.1. Az első szimuláció eredményei

A csiga vége felé haladva, csupán az utolsó menet elejénél kezdődik meg a nyomás rohamos növekedése, majd ez a növekedés folytatódik a menet végéig. A csigasor és a zárólap közötti térrészben a vártakkal ellentétben nem teljesen egyenletes nyomás alakul ki, hanem az utolsó menet végénél kialakult nyomásérték körül ingadozó hossz menti eloszlást tapasztalunk. Ugyanakkor ez az ingadozás megfelelően kicsi ahhoz, hogy konstans eloszlással közelíthessük.



2. ábra. Az átlagos nyomásértékek hosszirányú eloszlása különböző időpillanatokban

A présmodell végén, viszonylag elhatároltan jelentkező magas nyomás, elsősorban az anyaghalmoz természetével magyarázható. A folyékony halmazállapotú anyagok esetében a hossz menti eloszlás sokkal egyenletesebb, mivel nyomásközvetítő tulajdonságuk jobb. Továbbá a csiga és a burkolat közötti hézagnál esetlegesen kialakuló résáram idézi elő az egyenletesebb nyomáseloszlást. A hossz menti nyomáseloszlás alapján egyértelművé válik, hogy a csiga utolsó menete és az azután következő szakasz a leginkább terhelt és valószínűleg a folyamat során keletkezett hőmennyiség nagy része is oda koncentrálódik. Ugyanakkor látható, hogy az összetömörödött anyagmennyiség csupán az utolsó három menetet tölti ki. Ez megkérdőjelezheti a számított viszonyok jellegének teljesen telített csigára való levétítését, de mivel a nyomásesés nagyon meredek és az utolsó menet szakasza alatt nagyságrendeket változik az értéke, biztonsággal kijelenthetjük, hogy telített csigában is hasonló karakterisztikájú hossz menti nyomáseloszlást tapasztalunk.



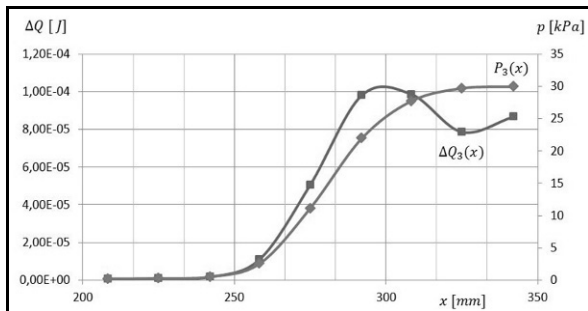
2. ábra. von Mises féle feszültség az anyaghalmozban

A présben kialakult viszonyok jobb megismerése végett a szemcsék egyenértékű feszültsége is megjelenítésre került. A szoftverben nem áll rendelkezésre előre beprogramozott egyenértékű feszültségszámítási eljárás. Ezért a von Mises féle egyenértékű feszültséget a feszültségi mátrix komponenseiből kell a számítási körökben kiszámítani és a kapott értékek szerint színeznizni az elemeket.

Az különböző skálázású ábrák a modell oldalnézetéhez képest „x” tengely körül 135°-al való elforgatott nézetét mutatja. Ebben a helyzetben jól láthatóak a csiga végénél kialakult feszültségviszonyok. A feszültségértékek jól tükrözik a hosszanti nyomáseloszlás jellegét. A magasabb nyomású szakaszokon magasabb értékeket mutat a színskála. Ugyanakkor az is megfigyelhető, hogy az utolsó csigamenet két oldalán jelentős különbség alakul ki és a viszonylag éles átmenet jól beazonosítható. Ezzel is alátámasztva az első menet teherviselő szerepét. Ez alapján következtethetünk a csiga ezen szakaszán jelentkező fokozott koptató hatásra is, ami egy csigás konstrukció kialakításakor indokolhatja a szakasz cserélhetőségét. Az ábrán előfordulnak egymás mellett elhelyezkedő, de értékeikben mégis jelentősen különböző elemek. Ez a hiba alapvetően a deformálhatatlan és viszonylag nagy méretű gömb alakból ered, mivel így kialakulhatnak olyan elrendeződések, ahol a terhelésátadás megkerülhet egyes elemeket. A kialakult feszültségviszonyok utalnak a hőképződés eloszlására is. A hőmérsékleti viszonyok alakulásának szimulálására a legmegfelelőbb mód az volna, ha egy állandósult anyagáram mellett szimulálnánk a sűrűdésből keletkezett hőfejlődést, annak az elemek hőmérsékletére gyakorolt hatását és az elemek közötti hővezetés következtében kialakult állandósult hőmérsékleti viszonyokat. De jelen modell esetében nem beszélhetünk anyagáramról, ezért értelmetlen volna a hőmérsékleteket vizsgálni. Tehát a sűrűdésből képződő hőmennyiség képezi a további vizsgálat tárgyát. Egy elem által létrehozott többlet hőmennyiség meghatározása egy számítási körben az elem érintkező kapcsolatainál keletkező sűrűdési energia lekérdezésén alapul. Ezt a szoftver automatikusan kiszámítja; az érintkező elemeket össze-

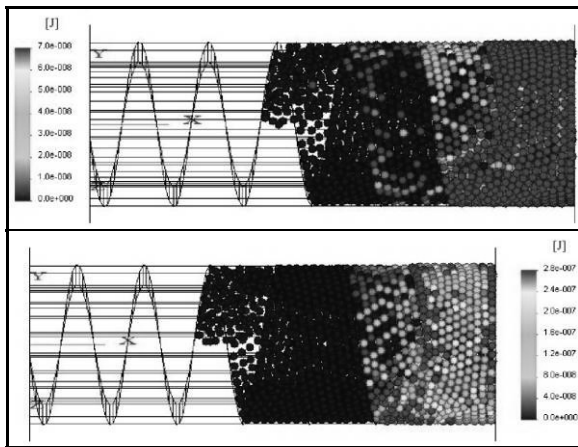
szorító erő, az egymáshoz viszonyított elmozdulás és a sűrűlési együttható alapján. Feltételezve hogy a keletkezett energia fele-fele arányban növeli a két érintkező elem hőjét, minden egyes részecske sűrűlése által létrehozott hőtübblet annak érintkező kapcsolatai által fejlesztett hőmennyiségek felével egyenlő. Ez a hőtani modell nagyon egyszerű, de jelen szimuláció esetében nem indokolt pontosabb szimulációs modell létrehozása.

A fejlődő hőmennyiség hosszanti eloszlásának ábrázolásához az adott modell-szakaszban körönként képződő teljes hőmennyiség-értékek kerültek meghatározásra. A nyomásértékek megállapításához hasonlóan, itt is 5000 szimulációs kör eredményeinek átlaga alapján kaptuk az eredményeket.



3. ábra. A nyomás és a hőfejlődés hosszirányú eloszlása

A közös grafikonon jól látható, hogy míg a nyomás a csigásor és a zárólap közötti térrészben éri el maximumát, addig a körönként keletkező hőmennyiség az utolsó menet végénél a legnagyobb. A csigát követő szakaszon ez az érték visszaesik, majd a zárófalhoz közeledve újra növekedésbe kezd. Ez azzal magyarázható, hogy a legintenzívebb hőfejlődés a nagy nyomású térrészben a falelemekkel való sűrűlés következtében jön létre. Itt mivel egy forgó csavarfelület felel az anyagmennyiség komprimálásáért, várhatóan annak felülete mentén keletkezik a legtöbb sűrűlésből eredő hő. Ezen elképzelés alátámasztására meg kell vizsgálni a részecskék szerinti hőképződés eloszlását.



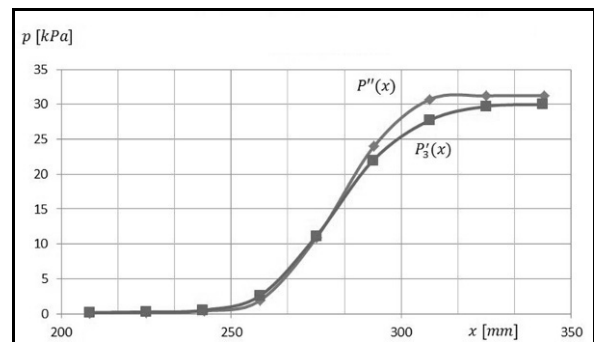
4. ábra. A sűrűlésből származó hő hosszirányú eloszlása

Az ábrákon az egyes elemek az általuk egy szimulációs kör alatt létrehozott hőtübblet alapján lettek színezve, két különböző skálázás alapján. A színezés jól tükrözi a hossz menti hőfejlődés eloszlását. Látható, hogy a legintenzívebb hőfejlődés valóban az utolsó menet és a zárólap falánál megy végbe.

Továbbá a feszültségeloszlást mutató ábrához hasonlóan kivethető az éles átmenet az utolsó csigamenet által elhatárolt részek között. Sőt ebben az esetben láthatóan nagyobb a különbség, ami alátámasztja az arányaiban meredekebb változást.

3.2. A második szimuláció eredményei

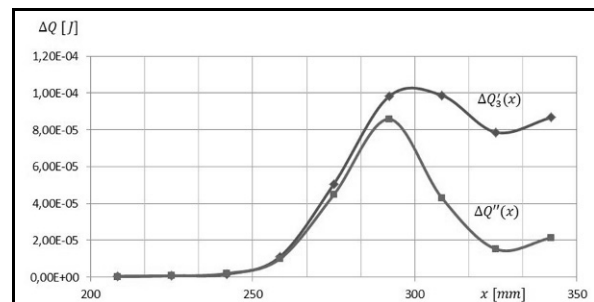
A két szimulációs modellnél lekérdezett hossz menti nyomásadatok összehasonlítása végett azok egy grafikonon kerültek ábrázolásra.



5. ábra. A hosszirányú nyomáseloszlás a két szimuláció esetében

Látható, hogy a hasonlósággal kapcsolatos feltételezés helytálló, mivel közel azonos eloszlás rajzolódott ki. A második modell grafikonján valamivel magasabb nyomásértékek szerepelnek. Viszont a szimuláció pontatlanságát figyelembe véve nem lehet megalapozott következtetéseket levonni.

A hőképződések karakterisztikájának összehasonlítására az előbbi grafikonhoz hasonlóan a két szimulációból lekérdezett értékpárok kerültek ábrázolásra.

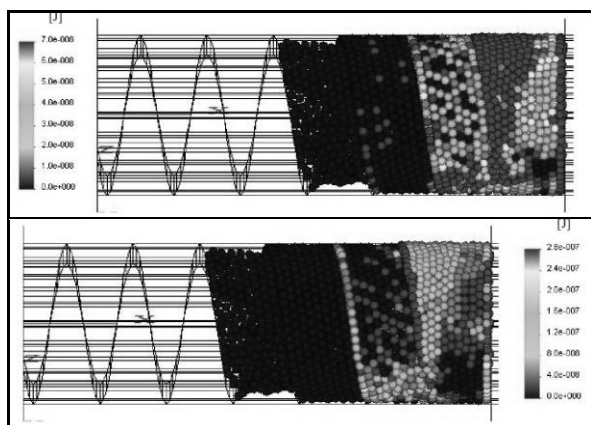


6. ábra. A hosszirányú hőeloszlás a két szimuláció esetében

A jellegük hasonló maradt, de nagy különbség látható az adatok között. Így már nem tekinthető helytállónak a

két modell hasonlóságát feltételező megállapítás. A második szimulációnál kapott értékek már az utolsó menet vége előtt elérik a maximumukat és innentől a kezdeti emelkedés meredekségével csökkenni kezdenek. A csigavég és a zárólap közötti térrészben jelentősen visszaesik a hőfejlődés. Sokkal nagyobb mértékben, mint azt az előző modellnél lehetett tapasztalni. Ugyanakkor a zárófalhoz közeledve ebben az esetben is ismételt növekedés tapasztalható. Az utolsó menettől kialakult jelentős különbség a szimulációs modellek sajátosságaiból adódik. Az első modellnél a részecskék a statikus zárólap miatt a csavarfelület által közvetített mozgási energiát nem tudták a saját mozgási energiájuk növelésére fordítani, így az szükségszerűen hőenergiává alakult a súrlódás következtében. Viszont a második modell esetében a dinamikus zárófal már lehetőséget adott a részecskék mozgási energiájának a növekedésére, így kevesebb energia alakult hővé.

A következő ábrák a hőfejlődés eloszlását mutatják az előző modellnél készített ábrákhoz hasonlóan. A két színskála megegyezik az előző képpár skálájával. Az ábrák jól tükrözik a hossz menti hőképződés eloszlásának a grafikonját.



8. ábra. A súrlódásból származó hőmennyiség

Egyértelműen kivehető, hogy a csúcserőterek az utolsó menet falánál és a zárófalnál jelentkeznek. Továbbá az előző eloszlást mutató ábránál az utolsó menettől észrevehető éles elkülönülés itt már más értelmet nyer, mivel nem a csiga-vég és a zárófal közötti térrészben jelentkeznek a magas értékek, hanem sokkal inkább az utolsó menet terheltebb felülete mentén és annak környezetében.

4. KÖVETKEZTETÉSEK

Az egyszerűsített prés-geometriával végzett diszkrét elemes szimulációk során sikerült meghatározni a préselésnél lejátszódó alapvető jelenségek jellemzőit. A hossz menti nyomáseloszlás vizsgálata során kiderült, hogy a nyomás az utolsó menettől ugrásszerű emelke-

désbe kezd és a legmagasabb értékek a csiga végénél és az azt követő térrészben alakulnak ki.

A súrlódásból keletkező hő eloszlása pedig az utolsó menet fala mentén a legintenzívebb. Továbbá megállapítható, hogy a kialakult térfogatáram mellett a csiga utáni térrészben a hőfejlődés visszaesik.

A megismert jellemzők jó alapot szolgáltatnak a szimulációs modell továbbfejlesztésére, hogy minél előrehaladottabb programsorokkal lehessen a valós présgéphez hasonló modelleket készíteni.

Az elvégzett szimulációk eredményei csak a folyamatok jellegére mutatnak rá, mivel a használt anyagmodell még pontosításra szorul.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

A szerzők köszönetüket fejezik ki a szoftveres támogatásért a BME Tartószerkezetek Mechanikája, és az OKB-1 olajprés rendelkezésre bocsájtásáért a Seed-Imex Kft-nek.

6. IRODALOM

- [1] BOJTÁR, I., AND K. BAGI (1989) "Analysis of the Satake- and Cundall-Parameters of Granular Material sin Non-Linear State-Changing Processes," in *Powders and Grains*, pp. 275-278. J.
- [2] CUNDALL, P.A., AND D.H. HART (1992) "Numerical modelling of discontinua", *Engineering computations*, Vol. 9, pp.101-13.
- [3] CUNDALL, P. A. "A Computer Model for Simulating Progressive Large Scale Movements in Blocky Rock Systems," in *Proceedings of the Symposium of the International Society for Rock Mechanics (Nancy, France, 1971)*, Vol. 1, Paper No. II-8 (1971).
- [4] DONZÉ, F.V., S.-A. MAGNIER, L. DAUDEVILLE, C. MARIOTTI AND L. DAVENNE (1999) – Study of the behavior of concrete at high strain rate compressions by a discrete element method, *ASCE Journal of Engineering Mechanics*, Vol. 125 (10), pp 1154-1163.
- [5] UGURAL, A. C., AND S. K. FENSTER. *Advanced Strength and Applied Elasticity*, Second SI Edition. New York: Elsevier Science Publishing Co. Inc., 1987.

SZERSZÁMBEFOGÓ-MUNKADARAB ÜTKÖZÉS- VIZSGÁLATA GOLYÓSANYA KÖSZÖRÜLÉSEKOR

COLLISION DETECTION OF TOOLHOLDER-WORKPIECE ON BALLNUT GRINDING

Hegedűs György, egyetemi adjunktus, Takács György, egyetemi docens,
Patkó Gyula, egyetemi tanár Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

ABSTRACT

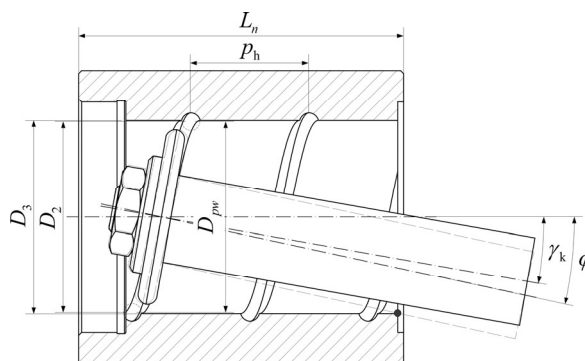
This paper presents a numerical method for the determination of collision detection of tool and workpiece on ballnut grinding. Beside the collision detection the method is capable of the determination of proper grinding angle with the prescribed safety gap between the toolholder and workpiece. The applied Newton-Raphson and Broyden numerical algorithms were executed with MATLAB computation software.

1. BEVEZETÉS

A csúcsíves profilú golyósanya-golyósorsó mozgás-átalakító mechanizmusokat számos helyen alkalmazzák a nagysebességű mozgások megvalósítására. A gótikus profil tulajdonképpen két azonos sugarú, adott értékkel eltolt középpontú körívből áll a menet normál metszetében vizsgálva. Az ilyen profilú precíziós golyósorsók befejező megmunkálására leggyakrabban profilköszörülést alkalmaznak 0. Nagypontosságú ultraprecíziós orsók esetén leppelési eljárást is használják befejező megmunkálásként [2]. A technológiai eljárás minden esetben hatással van a golyósorsó és anyá menetes pályáinak pontosságára és minőségére. A golyósanyák belső meneteit furatköszörülik. Normál eljárásnál a furatköszörű szerszámprofiljának geometriája megegyezik az anyamenetprofil golyóközépponti átmérőjének normálmetszetében megadott geometriájával, a furatköszörű tengelyének bedöntési szöge és a golyósanya menetemelkedési szöge azonos. Nagy menetemelkedési szöggel és működő menethosszal rendelkező golyósanya megmunkálásakor azonban a szerszámtengetelt a menetemelkedési szöggel azonos értékben bedöntve szerszámbefogó és munkadarab ütközés állhat elő (1. ábra). Ennek elkerülésére a köszörütüske geometriáját módosítják; leggyakrabban az átmérőjét csökkentik, vagy kúposra készítik. Abban az esetben, amikor ezek a megoldások sem vezetnek eredményre a korongdöntési szög értéket módosítják. Az 1. ábra alapján a golyósanyán előírt menetemelkedési szög a

$$\varphi = \arctan\left(\frac{P_h}{\pi \cdot D_2}\right) \quad (1)$$

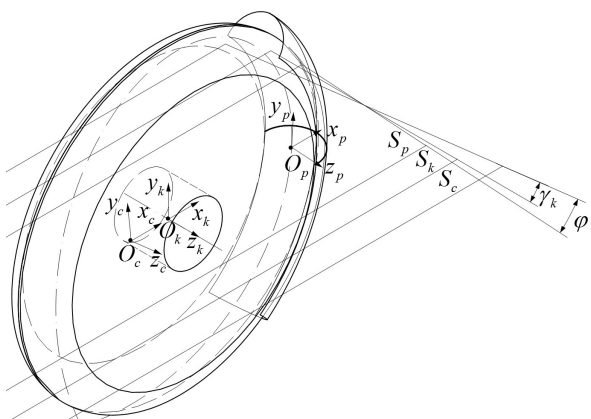
képlettel számítható. Normál megmunkálásnál a szerszám γ_k korongdöntési szöge megegyezik a φ menetemelkedési szöggel, azaz $\gamma_k = \gamma_{kmax} = \varphi$.



1. ábra. A golyósanya menetköszörülésének vázlatja. Vastag vonal a normál, szaggatott vonal a módosított eljárás.

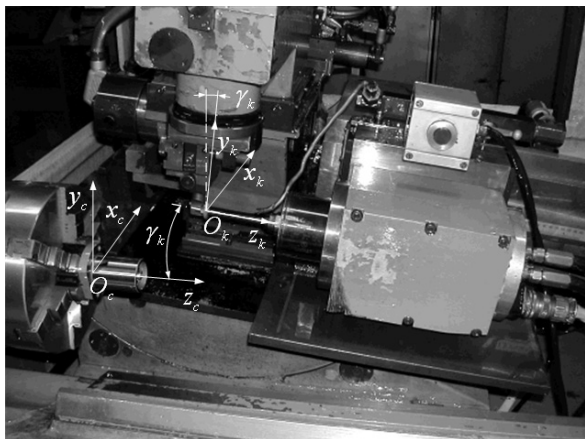
Módosított eljárásakor – a szerszám-tüske és a munkadarab belső furatvállának ütközésének elkerülésére (1. ábra) – a γ_k korongdöntési szöget csökkentik, vagyis $\gamma_k < \varphi$. Ezáltal a szerszám ideális $\gamma_k = \varphi$ korongdöntési szögét $\varphi - \gamma_k$ szöggel csökkentik, ennek következtében a menetprofil S_p , és a szerszám S_k síkban lévő normálmetszete nem egyezik meg egymással (2. ábra). A korongdöntési szög ideálistól való eltérése miatt a szerszámprofil módosítani kell. A módosított esetekben a nagy menetemelkedésű és hosszú golyósanyák gyártása, valamint a menet köszörülő megmunkálása nehézkes. Ezzel a kérdéssel kevés tanulmány foglalkozik. Az új szerszámprofil meghatározásakor figyelembe kell venni azt is, hogy a golyósanya menetköszörülő megmunkálása konvencionális vagy korszerű CNC megmunkálógépen történik-e. A 2. ábra egy golyósanya megmunkálását szemlélteti egy konvencionális furatköszörűgépen. Az ábrán látható a golyósanya me-

nethez kötött O_c , valamint a szerszámhoz kötött O_k középpontú koordinátarendszer.



2. ábra. A munkadarab és a szerszám geometriai kapcsolata a golyósanya menetkösörülésekor

Itt a merev kinematikai lánc miatt a szerszámprofil szabályzó mechanizmus csak egy szűk tartományban képes megfelelő származtatott profilú szerszám előállítására. A megmunkálandó menetprofil, a származtatott szerszámprofil és a származtató profil létrehozásakor figyelembe kell venni a szerszám gép által megvalósítható paramétereket, amely az R_{pr} szerszámprofil sugara, és a c csúscsörívek középpontjai közötti távolság, mely csak pozitív értékű lehet. A korongszabályzó-készülékkel csak az adott gép tartományain belül lehet R_{pr} sugarú köríves profilt a szerszámra munkálni. A szerszámprofil előállítását e két paraméter kötöttsége megnehezíti a mechanikus működtetésű gépeken.

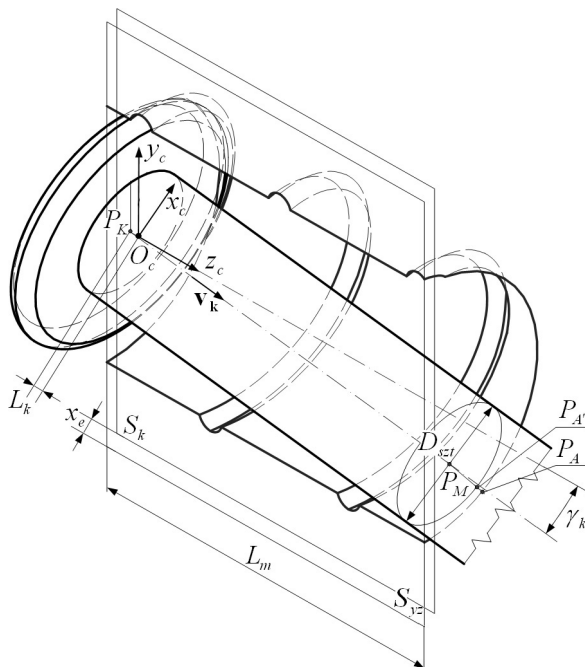


3. ábra. Golyósanya megmunkálása konvencionális furatkösörűgépen

Ezzel szemben számjegyvezérlésű korongszabályzó berendezéssel a szerszámprofil pontonként megadva gyakorlatilag azok a megoldások is megvalósíthatók, melyek a hagyományos gépeken a merev kinematikai lánc kötöttségei miatt már nem. A CNC vezérlések képesek polinom függvények kezelésére is, így a szerszámprofil nagy pontossággal lefejthető.

2. A KORONGDÖNTÉSI SZÖG MEGHATÁROZÁSA

Vizsgáljuk meg azt az esetet, amikor a $\gamma_{kmax} = \varphi$ feltétel nem teljesül, vagyis a maximális korongdöntési szög kisebb, mint a golyósmenet menetemelkedési szöge. A γ_{kmax} szögérték beállításánál a szerszám tartó külső és a golyósanya belső felülete a P_A pontban érintkeznek (4. ábra).



4. ábra. A szerszám-munkadarab térbeli helyzete

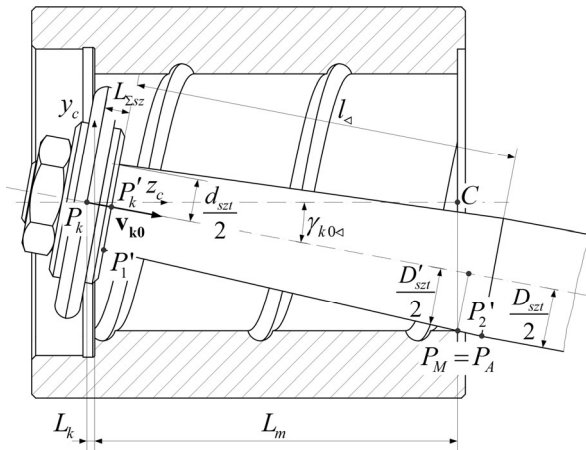
Ennek elkerülésére egy $b_h = \overline{P_A P_{A'}}$ biztonsági hézagot kell beállítani. Az előírt b_h biztonsági hézaggal beállított γ_k korongdöntési szög meghatározásához a golyósanya belső felületét egy hengerrel helyettesítjük, így a feladat megoldásához két henger egymás közötti minimális távolságát kell meghatároznunk. A gyakorlatban négy különböző eset fordul elő:

- a két henger palástfelülete között minimális a távolság, ebben az esetben keressük a tengelyek normáltranszverzálisát,
- a palástfelület és alapél között minimális a távolság, az ilyen feladatok egyenes-kör távolságának meghatározására vezethetők vissza,
- a két henger alapéle közötti minimális távolság, a cél két kör közötti távolság meghatározása,
- az alapsík és alapél között minimális a távolsága, amit sík és kör közötti távolság számításával oldhatunk meg.

A fenti négy statikus esettel részletesen a [3] irodalomban olvashatunk, azonban a dinamikus esettel is találkozhatunk – amikor a cél két vagy több test ütközés-vizsgálata – például a [4] szerinti mechanizmusoknál.

Esetünkben a korongdöntési szög meghatározásához az alapél (golyósanya) és szerszám tengelye közötti mini-

ságát is (6. ábra). A kezdeti értékek meghatározása a hengeres szerszámbe fogóhoz hasonlóan történhet.



6. ábra. A szerszám-munkadarab helyzete a kezdeti érték meghatározásához kúpos szerszámbe fogónál

5. EREDMÉNYEK

A számításokat az 1. táblázatban és 2. táblázatban megadott munkadarabokra és szerszámokra végeztük el Newton és Broyden numerikus eljárásokat alkalmazva. Az eredményeket a 3. táblázatban foglaltuk össze, ahol γ_k a számított korongdöntési szög, i az iterációk száma és ε az iterációs hiba az i . iterációs lépésben. A számítások során az előre definiált biztonsági hézag a munkadarab és a szerszámszár között $b_h=1\text{mm}$ volt. Az 1. táblázatban D_3 a golyósanya belső átmérője, L_m a menet hossza, D_{02} a menet átmérője, R_{pr} a profilsugar, c a profilsugarak középpontjai között a távolság és D_w a golyó átmérője.

1. táblázat. Golyósanya méretei

	Golyósanya jellemző méretei					
	D_3 [mm]	L_m [mm]	D_{02} [mm]	R_{pr} [mm]	c [mm]	D_w [mm]
1.	$34^{+0,05}_0$	60	$32,71^{0}_{-0,1}$	$2,68^{+0,01}_0$	$0,25^{+0,01}_0$	5
2.	$43,5^{+0,1}_0$	90	$41,69^{0}_{-0,1}$	$3,77^{+0,01}_0$	$0,28^{+0,01}_0$	7,144
3.	$42^{+0,05}_0$	100	$39,47^{0}_{-0,1}$	$3,38^{+0,01}_0$	$0,255^{+0,01}_0$	6,35
4.	$54^{+0,05}_0$	133	$51,69^{0}_{-0,1}$	$4,22^{+0,02}_0$	$0,264^{+0,02}_0$	8

A 2. táblázatban b_{sz} a korong szélessége, D_k a korong átmérője, d_1 a korong belső átmérője, d_{sz1} és D_{sz1} a szerzszámszár kis és nagy átmérője (hengeres szár esetén megegyeznek), l_{Δ} a kúpos szerszámbe fogó hossza.

2. táblázat. Maximális korong és tuskeméreték

	Maximális korong- és tuskeméreték					
	b_{sz} [mm]	D_k [mm]	d_1 [mm]	d_{sz1} [mm]	D_{sz1} [mm]	l_{Δ} [mm]
1.	7	26,5	12	12	12	-
2.	10	37	12	14	16,5	100
3.	10	31,5	12	14	16,5	100
4.	12	42	12	20	20	-

3. táblázat. Numerikus számítási eredmények

	Módszer	γ_k	i	ε
1.	Newton	7,653505	5	$7,151210 \cdot 10^{-8}$
	Broyden	7,653505	8	$2,708951 \cdot 10^{-8}$
2.	Newton	6,952027	5	$4,675239 \cdot 10^{-7}$
	Broyden	6,952027	7	$4,859574 \cdot 10^{-8}$
3.	Newton	5,260079	5	$7,800237 \cdot 10^{-8}$
	Broyden	5,260079	8	$8,030855 \cdot 10^{-9}$
4.	Newton	5,651421	5	$3,449851 \cdot 10^{-9}$
	Broyden	5,651421	7	$6,958383 \cdot 10^{-9}$

6. SUMMARY

Numerical method was presented for the determination of grinding angle with safety gap on the grinding of ballnut. The theoretical results is shown on Newton and Broyden methods.

This research was carried out as part of the TAMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 project with support by the European Union, co-financed by the European Social Fund.

7. IRODALOM

- [1] HARADA H., KAGIWADA T.: Grinding of high-lead and gothic-arc profile ball-nuts with free quill-inclination, Precision Engineering 28 (2004), 143–151
- [2] D. S. GUEVARRA, A. KYUSOJIN, H. ISOBE, Y. KANEKO: Development of a new lapping method for high precision ball screw (1st report), Precision Engineering Journal of the International Societies for Precision Engineering and Nanotechnology, 25 (2001), 63–69
- [3] D. VRANEK: Fast and accurate circle-circle and circle-line 3D distance computation, Journal of Graphics Tools, 7(1) (2002), 23–32
- [4] KETCHEL, J. AND LAROCHELLE, P.: Collision Detection of Cylindrical Rigid Bodies Using Line Geometry, Proceedings of the 2005 ASME International Design Engineering Technical Conferences, 2005, DETC2005-84699.

A KÖVETKEZŐ ÉVEKBEN (A DIGITÁLIS-GAZDASÁGBAN) ALKALMAZHATÓ TERMÉKTERVEZÉSI MÓDSZEREK ÁTTEKINTÉSE

ÜBERSICHT DER IN DEN FOLGENDEN JAHRAN (IN DER DIGITAL-ECONOMIE) ANDWENDBAREN PRODUKT-PLANUNG METHODEN

*Dr. Hegedűs József, műsz. tud. kandidátusa,
Nyugat-magyarországi Egyetem Sopron, Faipari Mérnöki Kar*

INHALT

Der Autor erschuf die Produktplanungs- methode des kommenden Jahrzehntes. Diese erwähnte Methode ist mehr effektiv und erfolgreich als die jetzige und richtet Aufmerksamkeit auf die Anforderungen der wertschaffenden Prozesse, der ganzheitlichen (holistic) Marketing und der Ökologie.

1. BEVEZETÉS

A termék a gazdaság elemi formája. Az elemi formák integratív tulajdonságait hordozó termék nélkül nincs vállalkozás, nincs innováció. Az innováció áramlását a termékek közvetítik. Könnyű belátnunk, hogy minden gazdaságban a termék áll a középpontban:

- a vállalkozások piaci megújítását segítő értékalkotó lehetőségek a termékekben testesülnek meg (értékalkotó folyamatok),

- a várhatóan sikeres értékJánlatokat a termékek hordozzák (holisztikus marketing),

- a vállalkozások adottságainak és infrastruktúrájának felhasználásával „gyűrják” termékké mindazon erőforrásokat, amelyek szerencsés találkozására révén megszületik a profitot eredményező termék (termék és piaci innováció).

Az itt vázolt jelenségek az értékfolyamatok döntő fontosságú részei, a digitális-gazdaság építő elemei. Azok a terméktervezési módszerek kerülnek előtérbe, amelyek ezen problémák megoldását hatékonyan elősegítik.

Az értékalkotó folyamatok, a holisztikus marketing és a termék piaci innovációja mellett követelményként jelentkezik az ökológiai szempontok figyelembe vétele is. Mindezek alapján három olyan jelentős terméktervezési módszert jelölhetünk meg, amelyek a következő években előtérbe kerülhetnek (már e helyen is megjegyezzük, hogy gyakorlati elterjedésük nem biztosított, mert az egyetemen ezek oktatása még nincs a tananyagba építve). Ezek:

- az értékelemzésre alapozott terméktervezés módszertana,
- a fenntartható fejlődés követelményeit kielégítő terméktervezés módszerei,

- a katalógusokra épülő terméktervezés módszere.

Az elmúlt években végzett kutatásaink eredményeképpen az első két módszert összekapcsoltuk, a következő évtizedekben használatos eljárások várhatóan két csoportot alkotnak, ezek:

- a fenntartható fejlesztés követelményeit kielégítő - az értékelemzésre alapozott - terméktervezés módszertana,
- a katalógusokra épülő terméktervezés módszertana.

A katalógusok szerepe a nemzetközi munkamegosztás, a hálózatos tervezés és termelés erősödése, továbbá a holisztikus marketing révén kerül előtérbe. Ugyanakkor – ha ennek az informatikai eszközrendszere kialakul – a katalógusokra épített tervezési eljárás az elsőként említett módszerbe építhető. Az erre vonatkozó kutatások jelenleg is folynak, a két módszert ma még külön-külön tárgyaljuk.

2. A „TERMÉK” FOGALOM ÉRTELMEZÉSE ÉS BŐVÜLÉSE

Szakkultúránkban a múlt században terméknek tekintették az ipari-, a gépipari gépeket, eszközöket, szerzőségeket. Az integrált terméktervezés egyébként a múlt század 60-as éveiben kialakult géptervezési módszerek és iskolák jeles képviselőinek köszönhető [1], [2].

A Miles által kidolgozott értékelemzési módszer [3] megjelenése után felgyorsult a termék fogalom általánosabb értelmezése. Ennek köszönhetően megjelent az „értékelemzés a termékfejlesztésben” [4] eljárás, amely az értékelemzésben, később az értékmenedzsment területén terjedt el.

A *termék* fogalom általánossá válását a marketing szakkultúra is jelentősen elősegítette. A marketing eszközök a vevői oldalt erősítették. A rendszerszemléletű kutatások a terméket a gépipari rendszerek elemi formájaként definiálták. Mindezekkel párhuzamosan az innovációs technikák nagyrészt ugyancsak a termékekre épülnek. A *termék* fogalom ugyanígy fontos diszciplína a környezettervezésben, az ökológiai terhelések elemzésében, tervezésében is.

A termék fogalom problémakörében külön fejezet jelent a termék-ember kapcsolat. Életvitelünk során naponta száz meg száz termékkel találkozunk, „a bölcsőtől a sírig” a termékek nagy részét vagyunk kénytelenek használni, e nélkül nem beszélhetünk életvitelről. Kissé - de megengedhetően - hedonista felfogásban: a termék gazdagságunk és boldogságunk forrása.

A piacot ma érzelmi piacnak tekintjük. Ennek lényege az érzelmek dominanciája. A termékekben azt keressük, hogy felhasználásuk milyen „szolgáltatást” nyújt számunkra (önmegvalósulás, életfolyamataink kiteljesedése stb.). Megjelenik a *szolgáltatás* kifejezés, amely végül is „beleolvad” a termékbe. Ez a terméktervező számára azt jelenti, hogy bármely terméket a szolgáltatásával együtt nevezünk terméknek. Ugyanakkor bármely szolgáltatást a termékek sorába tartozónak tekintjük, vagyis a szolgáltatás is termék. Ezzel a gondolattal elértünk mai felfogásunkhoz.

Összefoglalva: terméknek nevezünk minden olyan eszközt, szerszámot, szervezetet, folyamatot, szolgáltatást stb., amely emberi igényeket elégít ki és csere (piaci műveletek) útján jut el a vevőhöz, fogyasztóhoz (az emberhez). Példák: esztergapad, szegnyereg, fogaskerék, technológiai folyamat, öntési folyamat, NCN gyártórendszer, kézi reszelő, kézi kalapács, szervezetek, szervezési-folyamat, közigazgatási folyamat vagy ennek egy-egy kiválasztott része, polgármesteri hivatal, államigazgatás vagy ennek egy-egy kiválasztott része, kenyér, bor, egészségügyi szolgáltatás, biztosítási szolgáltatás, oktatás, oktatási-tanítási rendszerek, hulladék-gazdálkodási folyamat, pénzügyi szolgáltatás, törvény vagy bármely más jogi szolgáltatás, költségvetés készítés stb.

A fő kérdés az, hogy a termékek miképpen elégítik ki az emberi igényeket? Ez tekintjük át röviden a következő fejezetben.

3. A TERMÉKFUNKCIÓK ÉRTELMEZÉSE, KITÜNTETTT SZEREPÜK A TERMÉKTERVEZÉSBEN

Az egyik döntési tétel szerint minden problémát úgy célszerű megoldani, hogy azt elemeire bontjuk. A probléma elemeihez külön-külön keresünk megoldásokat, ezeket kombinálva - a legbonyolultabb kérdés eldöntésekor is - nagyszámú megoldást nyerhetünk.

Jelöljük a problémát F0-val. Ezt bontsuk elemeire: F1, F2, F3 Fn. Egy rendező mátrix útján bemutatjuk az F1, F2...Fn részproblémákhoz kigondolt (kitalált) megoldásokat. Ezeket a, b, c....-vel jelöljük.

F1	a,b	két megoldás	
F2	c,d,e	három megoldás	
F3	f	egy megoldás	
F4	g,h	két megoldás	stb.

A részproblémákhoz összesen 8 megoldást találtunk. Ha ezeket kombináljuk, akkor $2 \times 3 \times 1 \times 2 = 12$ megoldást tudunk javasolni az F0 probléma megoldására. Vagyis az F0 12 megoldása így alakul:

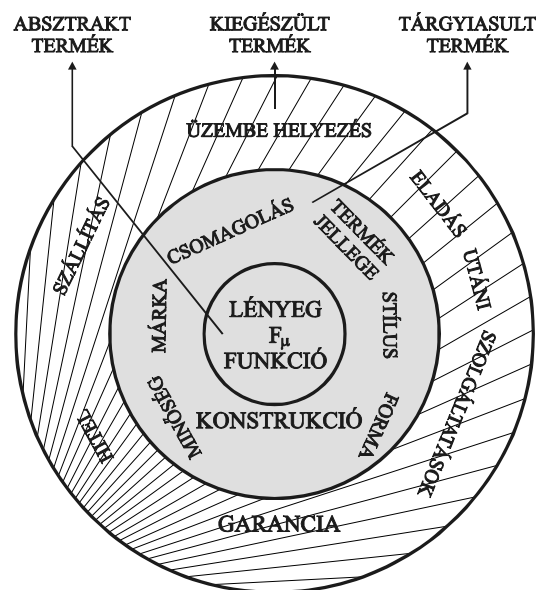
	1	2	3.....	12
F1	a	b		b
F2	c	c		e
F3	f	f		f
F4	g	g		h

Az F1, F2...Fn részproblémák rendező szempontokként szerepelnek, amíg az a, b, c betűk a részproblémák egy-egy gyakorlati megoldását jelentik.

Ilyen formán az F0-val jelzett problémára 8 megoldást találtunk, ezek kombinálásával 12 javaslatot fogalmazhatunk meg. Könnyű belátnunk, hogy az itt vázolt módszerrel nagyszámú probléma megoldási változatot fogalmazhatunk meg. A módszer „csirája” a német géptervezési iskolából származik [1]. Miles [3] gondolatai alapján arra a felismerésre jutottunk, hogy ha a „probléma megoldása” terméktervezést vagy egy meglévő termék továbbfejlesztését jelenti, akkor a probléma elemei a termék funkciói lehetnek. (Ezt éppen az F0, F1, F2...Fn betűkkel jelöltük.) E két gondolat összekapcsolásával és gyakorlati megoldásával forradalmasíthatjuk a termék-tervezést!

Mivel a bemutatott rendező mátrix könnyen megoldható informatikai feladatot jelent, azt mondhatjuk, hogy az erre alapozott terméktervezés maximálisan kielégíti a digitális gazdaság minden igényét. Alkalmazása nagyszámú problémával javítja a terméktervezés hatékonyságát, valamint eredményességét.

A következőkben a funkciók jelentéstartalmát (tartalmait) kell megfogalmaznunk. Kotler-t [5] idézzük segítségül, ezt mutatja az 1. ábra.



A GYARBAN – KOZMETIKUMOT GYÁRTANAK
 AZ ÁRUHÁZBAN – REMÉNYT ADNAK EL
 A DOBOZBA – KENŐCSÖT CSOMAGOLNAK
 A VEVŐNEK – A RÁNCOK NÉLKÜLI MOSOLYT
 ADJÁK EL

1. ábra. A termék három szintje

Kotler [5] a termék első szintjét ABSZTRAKT TERMÉK-nek nevezte el. A lényeg: az igények kielégítése absztrakciós szinten. Például a „rác nélküli mosoly” a kozmetikai termékek valamelyikének a lényege (azt, hogy mikor melyik kozmetikai termékről van szó, azt a paraméterek szabják meg). Csatlakozva Miles [3] véleményéhez: a termék lényege, szolgáltatása, teljesítménye, tulajdonsága a FUNKCIÓ. Nem szorul bizonyításra, hogy ez minden szempontból megegyezik Kotler [5] felfogásával. Miles a funkciót absztrakt kifejezésként használta, Kotler a termék kiinduló szintjét nevezi absztrakt terméknek. Itt leírhatjuk a terméktervezés egyik fontos szabályát: **a terméktervezés (új termék – meglévő termék) fontos lépése az absztrakt termék megfogalmazása.**

3.1. A termékfunkciók jelentéstartalmainak összefoglalása

A további, részletes elemzést mellőzve összefoglaljuk a termékfunkciók jelentéstartalmait (a termékfunkció kifejezés helyett a funkció kifejezést használjuk):

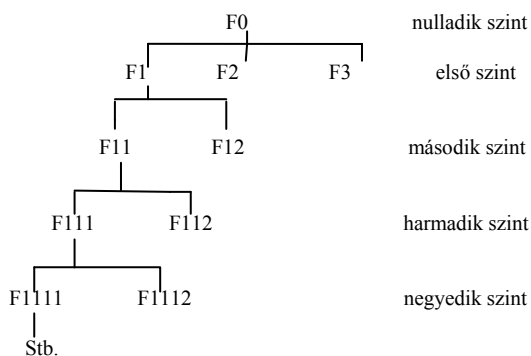
- a funkció a termék tulajdonsága, teljesítménye, szolgáltatása (a hozzá „írt” paraméterekkel jellemezve),
- a funkció az absztrakt terméket fejezi ki.
- a funkciók a megoldások csírái,
- a funkció kifejezi az előállító (pl. vállalkozó) és a felhasználó (vevő) kapcsolatát, kapcsolat-rendszerét,
- a funkciók az ütköztetés bázisul szolgálnak.

(Csak zárójelben jegyezzük meg, hogy kutatásainkban a funkciókat a következő csoportosításban is vizsgáltuk: gazdasági-, technikai-, szociológiai-, pszichológiai- és dokumentációs funkciók).

3.2. A funkciók megfogalmazása, strukturálása

A gráfelméletben és a morfológiában tanultak alapján a funkciókat hierarchikus rendbe szervezzük. Ez a legelterjedtebb és legjobban kezelhető struktúra. A hierarchia szintjeit úgy kell kialakítanunk, hogy ezek összhangban legyenek az egész – rész viszony konzekvens szabályaival.

Egy helyesen kialakított funkcióstruktúrát mutat be a 2. ábra (csak az F1-nek egy funkcióvonalát részletezzük):



2. ábra. Egy helyesen kialakított funkcióstruktúra

Az F0 elvileg a termék egészének absztrakciós megnevezése, tartalmilag valamennyi igényt kielégít.

Az F1, F2, F3 stb. a termék egészének első szintű felosztása. Tartalma megegyezik az F0 szint tartalmával.

A funkciók második szintje tartalmilag értelemszerűen megegyezik az első, ill. a nulladik szinttel.

A harmadik szinten úgyszintén a termék egészét kifejező részfunkciókat találjuk, a második szintű felosztásnál részletesebben.

Így folytathatjuk a funkciók felépítését - Miles [3] szerint - mindaddig, amíg további absztrakciós kifejezést (tartalmat) találunk. Ha nincs absztrakciós kifejezésünk, vagyis megoldásba ütközünk, a részfunkciók további felbontása nem lehetséges.

4. A DIGITÁLIS GAZDASÁGBAN HASZNÁLHATÓ KÉT TERMÉKTERVEZÉSI MÓDSZER FELVÁZOLÁSA

A bevezetésben megemlített két módszerről e folyóiratban, illetve a terméktervezési konferenciákon már több ízben szóltunk. Várhatóan még ezután is érinteni fogjuk ezeket a kérdéseket, amelyek a módszerek (holisztikus marketing, értékalkotó folyamatok, funkciókban való gondolkodás stb.) alkalmazását indokolják. E helyen csak felvázoljuk algoritmusait illetve lényegüket. A 3. ábra az ökológiai elemzés bekapcsolását szemlélteti (az LCA elemzés önállóan is használható szabványosított eljárás [6]). Ennél a módszernél a termék-életgörbét felváltja a termék teljes életciklusának megtervezése.

A **katalógusokra** épített terméktervezési módszer (a bevezetésben javasolt második eljárás) lényegében azonos az első javaslatunkkal. A különbség a változatok keresése során lelhető fel (a 3. fejezet első része). Itt a terméktervező team katalógusokból választja ki az ötleteket (a, b, c betűkkel jelöltük). Ettől a lépéstől kezdve a folyamat az első módszerhez hasonló.

Ugyanakkor létre kell hoznunk a katalógusokat. Ennek szabályait számunkra használhatóan Roth [2] dolgozta ki. Az adaptálásról elégséges kísérleti eredménnyel rendelkezünk ahhoz, hogy a soron következő szemináriumon erről beszámoljunk.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

Ebben a dolgozatban célunknak megfelelően a termék fogalom bővülését, általánossá válását ismertettük. Megfogalmaztuk az ezt kifejező **termék** kifejezést. Másik célunk a **termék-funkció** értelmezésének a magyarázata volt. Úgy véljük, hogy – bár minkét diszciplínát beemeltük a digitális gazdaság eszközrendszerébe – a két fogalommal még sokat fogunk foglalkozni.

Könnyű belátnunk, hogy a terméktervezésben mindkét fogalom paradigma-váltást jelent. Ugyanakkor a holisztikus marketing, az értékelemzés, az értékmenedzsment, az innovációs technikák, a rendszer-technikák, a morfológia,

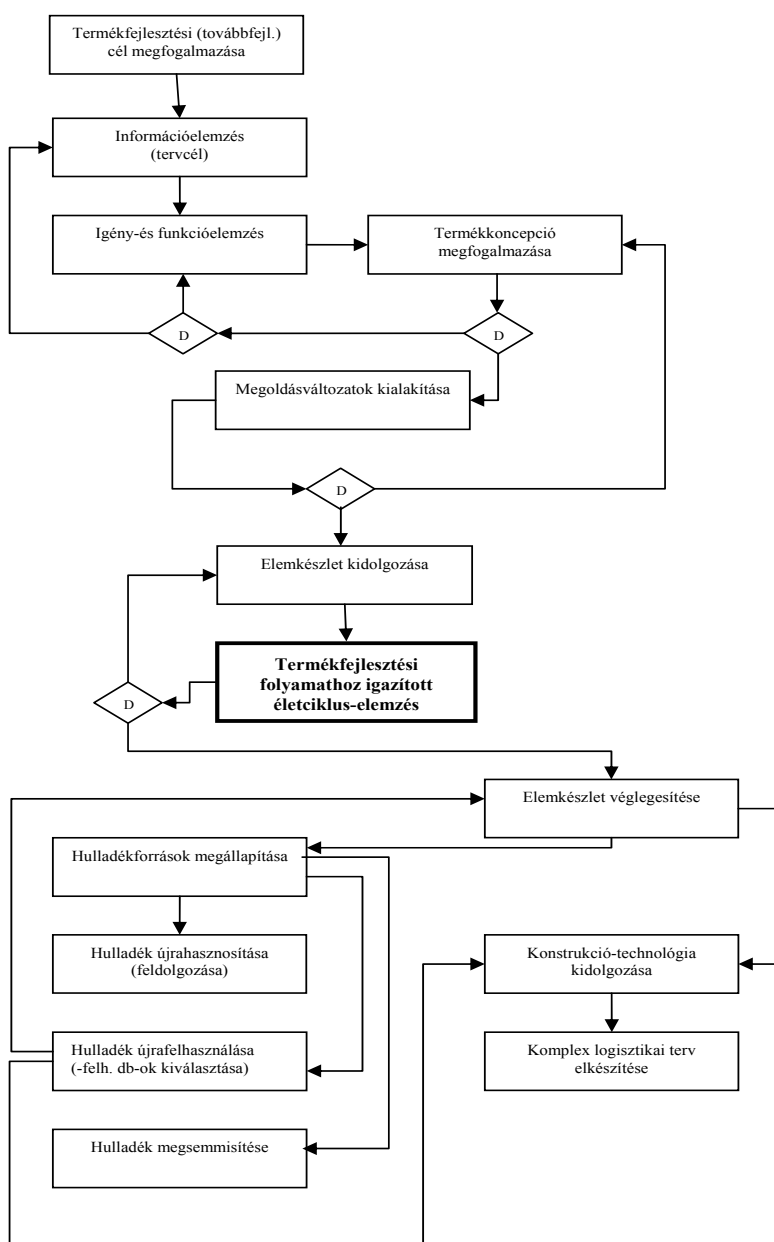
a funkció-költségelemzés, a fenntartható fejlődés követelményrendszere, az ökológiai elemzések tervezési folyamatba illesztése mellett előkészítettük a két fogalom bekapcsolását az informatikába. A komplex terméktervezési folyamat egy lépés kivételével algoritmizálható, és így szerves része lehet a digitális gazdaságnak.

(A nem algoritmizálható lépés a termékfunkciók megfogalmazása. Ez az alkotó és igényeket hordozó ember értelmi és érzelmi kötődését, együttműködését kívánja meg – a következőkben erre vissza fogunk térni. Ez a művelet semmiképpen sem gépesíthető, még a genetikus algoritmusok alkalmazásával sem.)

A gyakorlatban már több módszer ismert, amely hasonló az általunk kidolgozotthoz. Eljárásrendszerünk egy ponton különbözik és emelkedik ki a módszerek halmozából, mégpedig: a funkcióelemzést egyetlen eddig ismert módszer sem alkalmazza.

6. IRODALOM

- [1] PAHL,G.-BEITZ,W.: A géptervezés elemélete és gyakorlata. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1981.
- [2] ROTH,K.: Tervezés katalógussal. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1989.
- [3] MILES,D. L.: Értékelemzés. Közgazdasági és Jogi Könyvkiadó, Budapest. 1973.
- [4] HEGEDŰS J.-KŐ F.: Az értékelemzésre alapozott terméktervezés módszertana. Egyetemi jegyzet. Kecskeméti Főiskola, Kecskemét, 2001.
- [5] KOTLER,P.: Marketing management. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1991.
- [6] HEGEDŰS J.-LAKATOS Á.: Az életciklus-elemzés beépítése a terméktervezési folyamatokba. Életciklus-elemzési (LCA) szakmai konferencia, Nyugat-magyarországi Egyetem, Sopron, 2008. szept. 11-12.



3. ábra. Az ökológiai (életciklus)-elemzés illesztése a terméktervezési folyamathoz

A FORGÁCSLEVÁLASZTÁS JELLEGZETESSÉGEINEK VIZSGÁLATA KEMÉNYESZTERGÁLÁS ESETÉN

RESEARCH OF THE CHARACTERISTICS OF CHIP REMOVAL IN HARD TURNING

Szabó Gergely

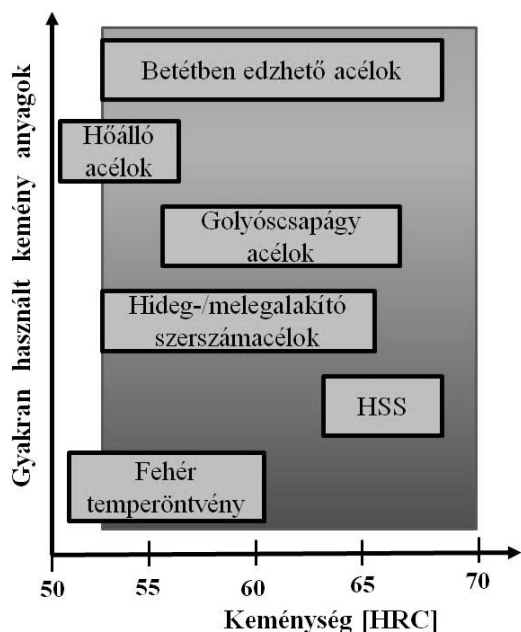
Miskolci Egyetem- Gépgyártástechnológiai Tanszék

ABSTRACT

This paper shows the connection between the chip segmentation morphology and cutting data in case of orthogonal hard turning process. Our experiment results are from simulation from the simulation by the means Finite Element Method (FEM). With FEM we researched the phenomena of catastrophic adiabatic shear as well as the „sawtooth“ chip forming mechanism.

1. BEVEZETÉS

A gépiparban nagy jelentősége van a különböző gép-
elemek megnövelt kopásállóságának és élettartamának. Acélok esetén ennek egyik teljesítési módja, ha az alkat-
részekben a kemény, edzett felületek számát növeljük. A gépiparban leggyakrabban használt kemény anyagokat az 1. ábra mutatja be. A munkadarab anyagát edzettnek tekintjük, ha keménysége >50 HRC [1].

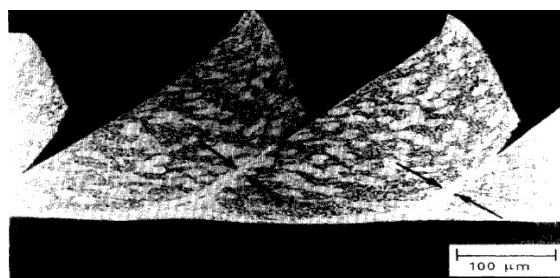


1. ábra. A leggyakrabban használt kemény anyagok a gépiparban [2]

Az edzett munkadarabok különféle befejező megmun-
káló eljárásai közül a geometriailag határozott éllel
rendelkező keménysztergálás az egyik leghatékonyabb.
Keménymegmunkáláskor a szerszámnak negatív hom-
lokszögű és a szerszámél további megerősítéséhez
még negatív fazettával is kell rendelkeznie. A befejező
megmunkáláskor a fogásmélység kicsi, de a fazetta
viszonylag széles, ezért a meghatározóforgácsolóerő-
komponens a passzív erő (F_p) [1, 2,3, 12, 13]. Hatá-
rozott éllel rendelkező szerszámmal végzett kemény esz-
tergáláskor különleges morfológiájú forgács válik le.
Ezen kialakulási morfológia összefüggésbe hozható a
többi forgácsolási folyamatjellemzővel, amelyek befo-
lyással lehetnek a megmunkált felület minőségére.

2. A FORGÁCSKÉPZŐDÉS MECHANIZMUSA

Keménysztergálás esetén a forgácsleválasztása a lágy
anyagokhoz képest különleges mechanizmus szerin-
t megy végbe. A különleges forgácsképződési mecha-
nizmus leírására többféle elmélet is létezik a szakiroda-
lomban. Ez a „fűrészfog“- képződés, amely a határozott
élű szerszámokkal végzett keménymegmunkálások
leggyakoribb forgácsalakja [4]. A szegmentált, fűrészfog
alakú forgács típusra példa a 2. ábrán látható.



2. ábra. Szegmentált forgács csiszolati képe [6]

Ennek afűrészfog alakú leválasztott forgácsnak a kiala-
kulási mechanizmusát az alábbiak szerint magyarázzák
[4, 5, 6, 7, 8, 9, 10]. A negatív szerszám homlokszög
nagy nyomó feszültséget okoz mind a szerszám anyag-
ban, mind a megmunkált anyagban. Ennek következté-
ben a megmunkált anyag a forgácsképződés során rész-

ben törnek, részben képlékenyvé válik és forgáccsá alakul. Nakayama[5] szerint a forgácsszegmens a munkadarab felületének az eredő forgácsoló erő irányvektorával párhuzamos felületszakaszán alakul ki. A repedés abban az esetben alakul ki, amikor a forgácstőben ébredő nyírófeszültség meg nem haladja a rá merőleges belső feszültségkomponenst. A felületen kialakult törésvonal a szerszámcsúcs irányába hatol mindaddig, amíg egy következő felületi repedés nem keletkezik a következő nyírási sík irányában a munkadarab külső felületén [5]. A repedési vonalak és a külső felület által határolt forgács szegmensként kitolódik és a forgácstőről szegmentált forgácsként törnek le. A Recht-féle elmélet [6] szerint a szegmentált forgács a katasztrofikus adiabatikus nyírás jelensége miatt alakul ki. Az anyag ridegsége miatt, köszönhetően a nagy nyomó feszültség hatására kezdetben a forgács nem megfolyik, hanem megreped. Ackerschott kutatásai [8] szerint a repedés felszabadítja a tárolt energiát, így az csúszó felületként működik és lehetővé teszi az anyagszegmens számára, hogy az kilöködjön a szétváló felületek között [8]. Egy forgács szegmensnek a repedés mentén való csúszása csökkenti a nyomófeszültséget, amíg a szerszám folyamatos mozgása miatt nem jön létre a következő repedés [7]. Egyidejűleg a képlékeny alakváltozás és a munkadarab felmelegedése megjelenik a szerszámnél. Az egyes forgács szegmensek a képlékenyen átalakult és magas hőfokra hevült anyag piciny hányada által kapcsolódnak egymáshoz. Ezáltal egy folytonos, szalagszerű forgácstípus alakul ki. [5, 6, 7, 8]

3. A FORGÁCSLEVÁLASZTÁS FOLYAMATÁNAK FEM- SZIMULÁCIÓJA

Napjainkban a fizikai folyamatok egyik hatékony vizsgálati- szimulációs eljárása a végeelem- módszer (FEM). A forgácstőben végbemenő képlékeny alakváltozás vizsgálatához rendelkezésre áll a forgácsolási folyamatokra optimalizált ThirdWaveAdvantEdge™ 5.3. programcsomag 2D-s változata. A 2D szimuláció esetében csak ortogonál síkban tudjuk vizsgálni a forgácsolási folyamatjellemzőket. Az általunk vizsgáltbetétedzett 16MnCr5 (62 HRC) anyagminőséghez meg kell találnunk a megfelelő „alakváltozás-feszültség” modellt, amelynek ki kell elégítenie két fontos követelménynek: nagy pontosság és viszonylagos matematikai egyszerűség számítási gyorsaság miatt. Az általunk használt munkadarab anyag viselkedésének leírására a Johnson-Cook egyenletet alkalmaztuk. Ez figyelembe veszi a hőmérséklet változását, valamint a hőérzékenység miatt várható képlékeny deformációt is [11, 12]. A Johnson-Cook egyenlet következő alakját használjuk [8]:

$$\sigma_{eq} = \left(A + B \cdot \epsilon^n \right) \cdot \left(1 + C \ln \left(\frac{\dot{\epsilon}}{\epsilon_0} \right) \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{T - T_{room}}{T_{melt} - T_{room}} \right) \right)^m \quad (1)$$

ahol σ_{eq} - az ekvivalens feszültség, ϵ - a képlékeny alakváltozás, $\dot{\epsilon}$ - a képlékeny alakváltozás sebessége, ϵ_0 - a

referencia képlékeny alakváltozási sebesség, T - a munkadarab hőmérséklete, T_{melt} - a munkadarab anyagának olvadási hőmérséklete, T_{room} - a megmunkálás környezetének hőmérséklete, A - a folyási határ, B - a szakítószilárdság, C - a képlékeny alakváltozási sebességre vonatkozó anyagállandó, n - a felkeményedési tényező, m - pedig a kilágyulási együttható. A munkadarab anyagminőségének Johnson-Cook féle paraméterei a következők: $\sigma_{eq}=400$ MPa; $A=588$ MPa; $B=680$ MPa; $C= 0,057$; $n=0,4$; $m=0,7$ [11]. A szimuláció bemenő paraméterei az 1. táblázatban vannak összefoglalva.

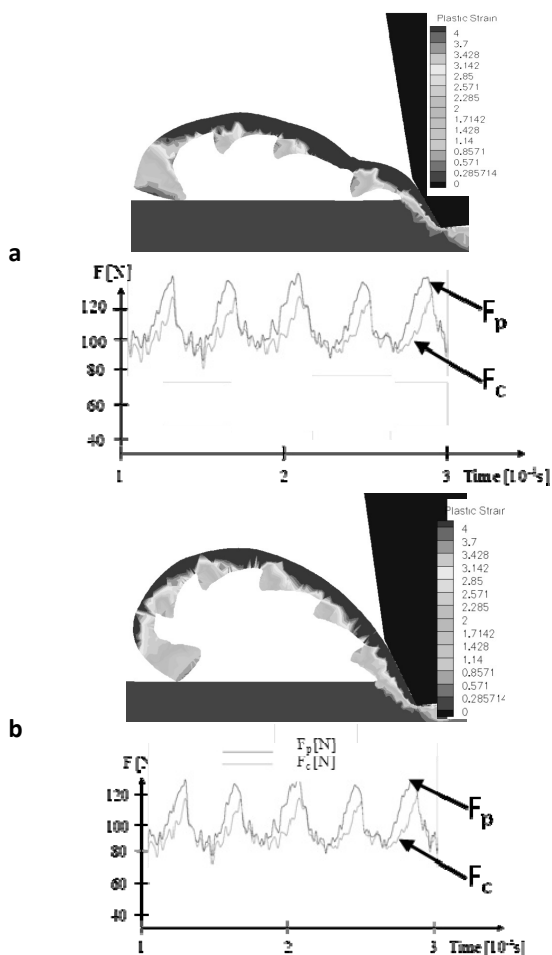
1. táblázat. A FEM- szimuláció során alkalmazott kiindulási alapadatok

A munkadarab adatai	
Vizsgálati hossz	5 mm
Vizsgálati mélység	3 mm
Munkadarab anyaga	16MnCr5
Munkadarab keménysége	62 HRC
A forgácsolószerszám adatai	
Homlokszög (γ_0)	-26°
Homlokfelület hossz	1.2 mm
Hátszög (α_0)	6°
Hátszög hossz	2 mm
Éllekerekítési sugár (r_β)	0,01 mm
Szerszámanyag	CBN
Forgácsolási adatok	
Fogásmélység (a_p)	0.1÷0.2 mm
Forgácsolt úthossz (l)	3 mm
Fordulatonkénti előtolás (f)	0.05÷0.2 mm/f
Forgácsoló sebesség (v_c)	90÷240 m/min
Coulomb-tényező (μ)	0,35
Hűtés-kenés	Nincs
Hálózási adatok	
Maximáliselemszám	24000
Maximális elemméret	0,1 mm
Minimális elemméret	0,01 mm

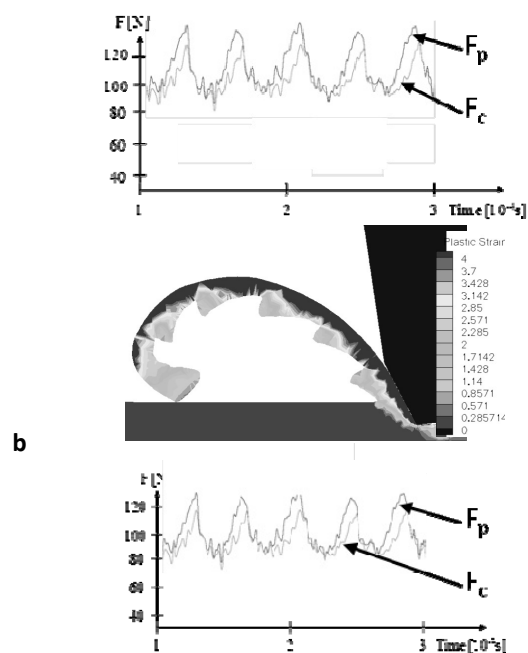
4. A FORGÁCSOLÓSEBESSÉG HATÁSA A FORGÁCS SZEGMENTÁCIÓRA ÉS A FORGÁCSOLÓERŐRE

Ebben a fejezet részben az adiabatikus képlékeny alakváltozást, a hozzá tartozó forgácsszegmentáció mértékével, valamint az ortogonál forgácsolás esetén értelmezhető két forgácsolóerőkomponenst mutatjuk be a forgácsolási adatok függvényében. A FEM futtatásokat az előző pontban foglalt feltételek szerint elvégezve összehasonlító vizsgálatra kerültek a különböző forgá-

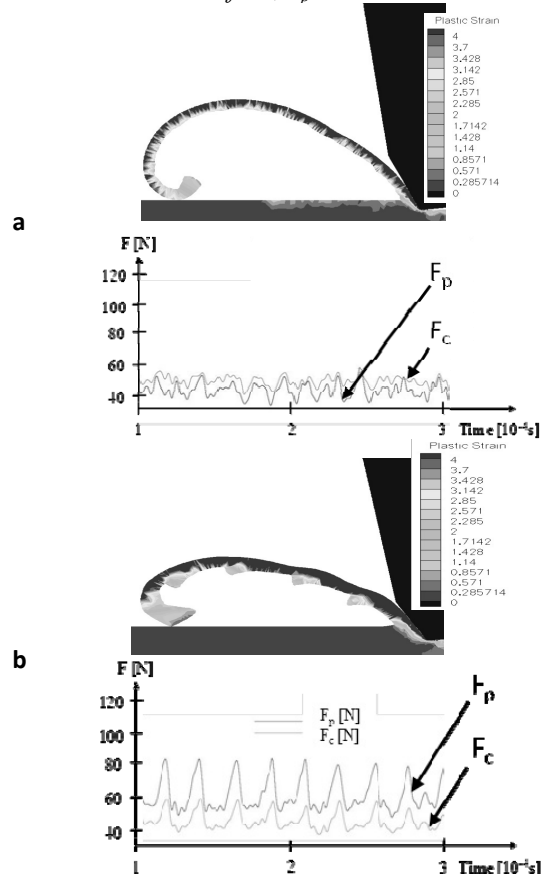
csolási adatokhoz tartozó képlékeny alakváltozások mértékei (3.,4. és 5. ábrák), illetve a hozzájuk tartozó főforgácsoló- (F_c), ill. passzív erő (F_p) komponensek karakterisztikája. A könnyebb ábrázolás miatt, a forgácsolóerők változását csak az állandósult hőmérsékletek után mutatjuk be, tehát a kezdeti szakaszok most nem láthatóak. A kialakult forgácsalakok alatt ábrázolásra kerültek a hozzájuk tartozó forgácsoló erőkomponensek is.



3. ábra. A képlékeny alakváltozás és a forgácsoló erő $v_c = 120$ m/perc, a) $f = 0.1$ mm/ford, $a_p = 0.1$ mm b) $f = 0.1$ mm/ford, $a_p = 0.2$ mm esetén



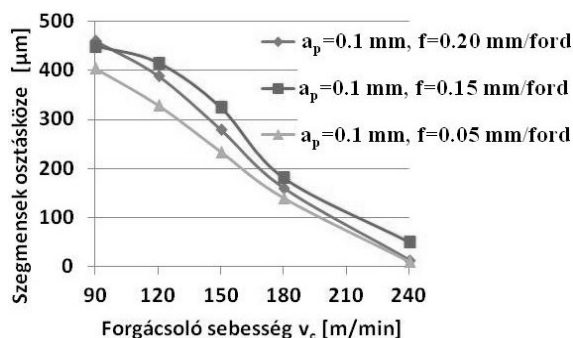
4. ábra. A képlékeny alakváltozás és a forgácsoló erő $v_c = 180$ m/perc, a) $f = 0.1$ mm/ford, $a_p = 0.1$ mm b) $f = 0.1$ mm/ford, $a_p = 0.2$ mm esetén



5. ábra. A képlékeny alakváltozás és a forgácsoló erő $v_c = 240$ m/perc, a) $f = 0.1$ mm/ford, $a_p = 0.1$ mm b) $f = 0.1$ mm/ford, $a_p = 0.2$ mm esetén

Megfigyelhető, hogy a forgácsoló sebesség növelésével a leválasztott forgács kitéremkedéseinek száma is nö-

vekszik. A fogásmélység növekedésével pedig a kitérkedések nagysága növekszik. A szinte szabályos periodikussággal változó forgácsalak és a forgácsképződési mechanizmus arra enged következtetni, hogy a forgácsoló erőknél is hasonló periodicitással kell ébredniük a forgácsleválasztás során. A forgácsszegmentálódását a forgács szegmensek között fellépő osztástávolsággal jellemezzük, amely a szakirodalomban [1, 2, 3] is elfogadott módszer ennek vizsgálatára. A „fűrészfogak“ sokasága a forgács hátsó felületén helyezkednek el, így elvégezhető az osztások mérése. Elemeztük a vágósebesség és a nyírásból származó kitérkedések osztástávolságának kapcsolatát, ennek eredményét a 6. ábrán mutatjuk be. Ha a vágósebesség 120 m/min, akkor viszonylag kevés forgácsszegmens mutatkozik, és ha elérjük a 180 m/min értéket, akkor egyre sűrűbbé válnak, az egyes szegmensek szinte egymásból válnak ki. Nagy forgácsoló sebességeknél, kis forgácsvastagságok esetén gyakorlatilag már a leválasztott forgács teljes keresztmetszetében képlékenyen alakváltozik. Ez a nagy képlékeny alakváltozás nagy hőképződéssel is járhat, amely akár megváltoztathatja a munkadarab felszíni rétegének állapotát is [3, 4, 10].



6. ábra. A forgácsszegmensek osztásköze a forgácsolósebesség függvényében

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikk a keménysztergálásakor lezajló forgácsképződési mechanizmust mutatja be FEM szimuláció segítségével. A képződött forgács morfológiája összefüggésbe hozható az ébredő erőkomponensek periodicitásával és karakterisztikájával. Elképzelhető, hogy ez a „fűrészfog“ képződési mechanizmus a szegmens-ingadozásával káros hatással lehet a munkadarab felületi rétegének integritására [2, 3, 4, 11]. Ezen összefüggések kutatása további kísérleteket kíván.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ez a cikk a magyar Országos Tudományos Kutatási Alapítvány (OTKAK 78482) valamint a „A felsőoktatás minőségének javítása kiválósági központok fejlesztésére alapozva a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területein” című projekt (TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001) támogatásával készült. A támogatásért a szerzők ezúton is köszönetet mondanak

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Klocke F; König W.: Fertigungsverfahren 1. Springer Verlag, Heidelberg, 2008
- [2] König W., Komanduri R., Tönshoff H. K., Ackerschott G.: Machining of Hard Materials. Annals of the CIRP Vol. 33/2, 1984, pp. 417-427.
- [3] Klocke F., Brinksmeier E., Weinert K.: Capability Profile of Hard Cutting and Grinding Processes. Annals of the CIRP, Vol. 54/2, 2005, pp. 22-45.
- [4] Davim J. P. (ed.): Machining (Fundamentals and Recent Advances). Springer Verlag, London, 2008.
- [5] Shaw M. C.: Metal Cutting Principles. Oxford University Press, New York, 2005.
- [6] Recht, R.F.: Catastrophic Thermoplastic Shear. Journal of Applied Mechanics, 1964, Vol. 31, pp. 189-193.
- [7] Davim J. P. (ed.): Machining of Hard Materials. Springer Verlag, 2011, London.
- [8] Ackerschott G.: Grundlagen der Zerspanungseinsetzgehärteter Stähle mit geometrisch bestimmter Schneide. Ph.D.-Thesis, RWTH Aachen, 1989.
- [9] Zhang Y. C., Mabrouki T., Neliis D., Gong Y. D.: Chip formation in orthogonal cutting considering interface limiting shear stress and damage evolution based on fracture energy approach. Finite Elements in Analysis and Design Vol. 47, 2011, pp. 850-863.
- [10] Davim J. P., Maramhao C.: A Study of Plastic Strain and Plastic Strain Rate in Machining of Steel AISI 1045 Using FEM Analysis. Materials and Design, Vol. 30, 2009, pp. 160-165.
- [11] ČSN 41 4220/ISO 683/11-70
- [12] Kundrák J., Karpuschewski B., Gyani K.: Accuracy of Hard Turning. Journal of Material Processing Technology. Vol. 202, Issues 1-3, 2008, pp. 328-338.
- [13] Mamalis A. G., Markopoulos A. P., Kundrák J.: Simulation of High Speed Hard Turning Using the Finite Element Method. Journal of Machining and Forming Technologies, Vol. 1, Issue 1/2, pp. 1-15.

NEM KÖRKERESZTMETSZETŰ FURATOK PNEUMATIKUS MÉRÉSÉNEK TERVEZÉSE

DESIGNING OF PNEUMATIC MEASUREMENT OF BORES WITH NON-CIRCULAR PROFILE

*Dr. Szabó Ottó, műszaki tudomány kandidátusa,
Miskolci Egyetem, Gépgyártástechnológiai Tanszék*

ABSTRACT

Finishing processing and macro geometrical measurement of quenched polygon bores was unresolved. These problems are elaborated and patented by the author. Widening of pneumatic linear measurement for polygon surfaces and bores means a special task. In this paper designing, construction and calibration of pneumatic measuring head and nozzles are presented by the author.

1. BEVEZETÉS

A mai gyártástechnológia feladata nagy pontosságú alkatrészek előállítása az egyre nagyobb teljesítményű, bonyolultságú gépek és berendezések építéséhez. Ezért a legyártott alkatrészek méreteinek ellenőrzése és ezen keresztül a gyártás minőségbiztosítása már nem csak a mérőlaboratóriumok kizárólagos feladata, hanem a gyártórendszerben és a műhelyben történő mérés is hozzájárul a termékek pontos legyártásához [2]. Ebben segít a pneumatikus mérés alkalmazása korszerű gépészeti szerkezetek (pl. poligonkötések) gyártásánál. A műhelyben történő pontos mérés jelentős költségmegtakarítást biztosít, mivel jelentősen csökkenthető a selejt, valamint a gyártási idő.

2. NEM KÖRKERESZTMETSZETŰ TEN-GELY- ÉS KERÉKAGY-KÖTÉSEK

A fogaskerekes sebességváltók hagyományos tengely és kerékagykötéseinek (pl. ék-, bordás-kötések) hibáit a poligonkötések küszöbölik ki [1]. A poligonkötések normálmetszete ellipszis, epi- és hipociklois ívekkel vagy származékaikkal (pl. burkológörbékkel), illetve körívvel határoltak, tehát nem körkeresztmetszetűek mérésük bonyolult feladat. A poligonkötések epi- vagy hipociklois ívei tengelyre merőleges metszetben a következő egyenletrendszerrel adhatók meg (amelyből ellipszis is levezethető):

$$\left. \begin{aligned} x &= (R - r) \cos \delta_p + \lambda r \cos \left[\frac{R - r}{-r} \delta_p \right] \\ y &= (R - r) \sin \delta_p + \lambda r \sin \left[\frac{R - r}{-r} \delta_p \right] \end{aligned} \right\} (1)$$

Az előző összefüggésekben R az alapkör sugara, r a gördülőkör sugara, δ_p a poláris szög, λ a gördülőkör középpontja és a cikloist leíró pont közötti távolság. Így előállítható epi- vagy hipocikloisok alakja λ -tól is függ. A ciklois gyújtott, ha $\lambda < 1$; csúcsos, ha $\lambda = 1$; és hurkolt, ha $\lambda > 1$. A sokszögműköteknél nagyobb részt nyújtott cikloissal megadható vezérgörbéjű felületeket használunk.

A poligon furatok lágymegmunkálása sokszögesztergán és üregelegépen megoldott. A poligonkötések kerékagyát gyakran a nagy igénybevétel miatt keményre edzett acélból tervezik. A poligon furatok edzett felületének befejező megmunkálása üregeeléssel nem lehetséges. Lehetséges viszont köbös bórnitrid számmal a kemény esztergálás [3]. Az edzés utáni furatköszörülés kis termelékenyséű eljárás, ennél kedvezőbb új elvű számmal és eljárással, az ún. kvázi-dörzsköszörüléssel a befejező megmunkálás [1].

A poligonkötések gyártása mérési és minőségbiztosítási feladatok megoldását is igényli. A hagyományos mérési módszerek elsősorban egyedi-, kissorozatgyártás igényeit elégítik ki, de a közép-, a nagysorozatgyártás és tömeggyártás fokozott elvárásait nem teljesítik. Ennek megoldása az elvégzett kutató-fejlesztő munka, amit e cikk foglal össze.

3. NEM KÖRKERESZTMETSZETŰ FURATOK PNEUMATIKUS MÉRÉSE

A poligonkötések alkatrészeinek közép-, nagysorozatú és tömeggyártása megköveteli a mérés idejének csökkentését; a mérésnek megmunkálás közben való végzését; automatizált folyamatba integrálását; méretvezérlését. Az előző komplex követelmények mellett fontosak az olyan követelmények, mint a mérés stabil-

ítása; megbízhatósága; környezettel (pl. hűtő-kenő folyadék) szembeni érzéketlenség; egyszerű kezelhetőség; alacsony költségek, stb.

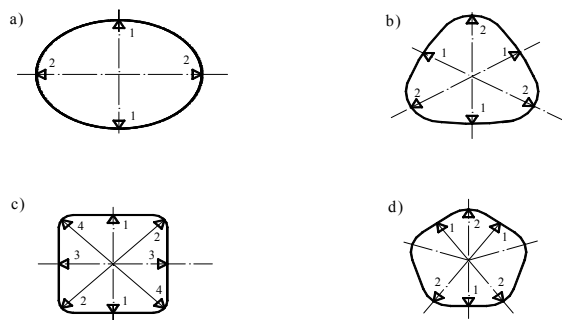
A felsorolt kívánalmaknak eleget tesz a pneumatikus mérés. A pneumatikus mérőfejek megmunkálás előtt (ráhagyás ellenőrzése), megmunkálás alatt (méretvezérlés) és megmunkálás után is alkalmazhatók. A pneumatikus mérőfejek a megmunkáló szerszámmal integrálisan is kialakíthatók (pl. dörzsköszörülés) [1].

A pneumatikus mérés alapja az, hogy egy csatornán időegység alatt átáramló levegő mennyiségét csak a legszűkebb keresztmetszet befolyásolja. A mérőfúvóka végkeresztmetszetében vagy utána akadályt állítunk torlólemez, vagy a munkadarab felülete vagy kúp formájában. A légáramlási csatorna legszűkebb keresztmetszetét a torlólemez vagy a munkadarab felülete által létrehozott kilépési keresztmetszet határozza meg, ha teljesül az

$$A_{sz} \leq \frac{d_m^2 \cdot \pi}{4} \quad (2)$$

feltétel, ahol d_m - a mérőfúvóka átmérője; A_{sz} - a mérésre használt szűkület keresztmetszete. Egy-, kettő-, esetleg három mérőfúvókás megoldás a célravezető. Figyelembe véve a sokszögfuratok keresztmetszetét az N_s sokszögszám páros- vagy páratlan számú lehet, amit az 1. ábra szemléltet. A gyakorlatban alkalmazott sokszög megmunkáló gépek (pl. sokszögeszterga, sokszögműködő, üregelőgép) ezt lehetővé teszik. A (2) képletből következik, hogy az összekapcsolt mérőfúvókák számát korlátoznunk kell, illetve alkalmazhatók az egyfúvókás megoldások, ahol a mérőfej egyik felülete a mérendő furat megfelelő felületére, mint mérési bázisra támaszkodik.

Általában a sokszögműködések közelítőleg lapközépen illeszkednek, az ellenőrzést elegendő az itt lévő méretek korlátozni. A pneumatikus mérőrendszer vizsgálatát és méretezését az ún. Laval-fúvóka és a Bernoulli-egyenlet segítségével végezhetjük el, illetve a villamos Ohm-törvény analógiáját alkalmazhatjuk.



1. ábra. Néhány jellegzetes sokszögfurat normál metszete és a pneumatikus mérőfúvókák elrendezése: a,

ellipszis: $N_s = 2$; b, háromszög: $N_s = 3$; c, négyszög: $N_s = 4$; d, ötszög: $N_s = 5$; stb.

A mérőfúvóka jellemzőit fojtásos áramlási csatornán célszerű vizsgálni. Ez olyan kis keresztmetszetű csatorna, ahol a levegő viszonylag nagy sebességgel áramlik. A fúvókán átfolyt q_m levegő mennyiségét a Bernoulli-törvény alapján egyszerűen számíthatjuk:

$$q_m = \alpha A \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)}, \quad (3)$$

ahol: α - átfolyási tényező (≤ 1); ρ - áramló közeg sűrűsége; q_m - átfolyt mennyiség; A - átfolyási keresztmetszet. Az összefüggés csak $0,528 < p_2/p_1 < 1$ tartományban használható, mivel 0,528 a hangsebesség alatti áramlási határeset. A (3) összefüggés felhasználásával, a villamos Ohm-törvény analógiája alapján írható a következő összefüggés:

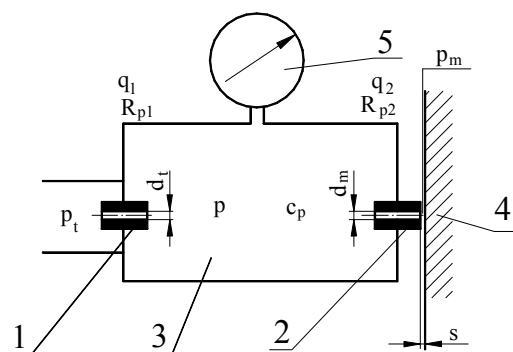
$$q_m^2 = \frac{1}{R_p} (p_1 - p_2), \quad (4)$$

ahol:

$$R_p = \frac{1}{2\rho \alpha^2 A^2}, \quad (5)$$

a fojtás pneumatikus ellenállása. Célszerű nyomásmérési eljárást alkalmazni, amelynek az elvi vázlata a 2. ábrán látható. A felépített rendszer sorba kapcsolt pneumatikus $R_{p1} C_p R_{p2}$ hálózat, amit sorba kapcsolt ellenállásként írhatunk fel:

$$R_{p1} \cdot q_1^2 + R_{p2} \cdot q_2^2 = p_t - p_k \quad (6)$$



2. ábra. Nyomásmérési eljárás elvi vázlata: 1. tápfúvóka; 2. mérőfúvóka; 3. kamra; 4. munkadarab (torlólemez); 5. nyomásmérő.

A rendszer struktúrájából következik, hogy $q_1 = q_2 = q$. Ha a mérőrendszer túlnyomásos, akkor a környezeti nyomás elhanyagolható, azaz $p_k = 0$. Behelyettesítés és átalakítás után a rendszer statikus működését leíró egyenletet kapjuk:

$$p = \frac{p_t}{1 + 16 \frac{\alpha_m^2}{\alpha_t^2} \cdot \frac{d_m^2}{d_t^4} \cdot s^2} = p(S), \quad (7)$$

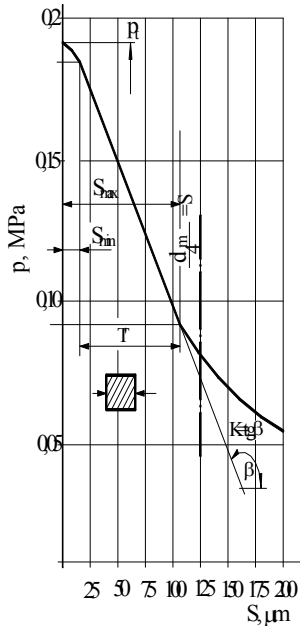
ahol az S – a mért mennyiség (részhossz). A jelleggörbe a 3. ábrán látható. Az összefüggés az előbbieken említett feltételek mellett és $\frac{d_m}{4} \geq S$ intervallumban ad

helyes eredményt.

A jelleggörbéből megállapítható a mérőrendszer lineáris tartománya és az áthidalható tőrés:

$$T' = S_{\max} - S_{\min}, \quad (8)$$

ahol $S_{\max} = \frac{d_m}{4}$. A mérési eredmény jobb kijelzése és biztonsága érdekében az



3. ábra. Az S -részhossz függvényében a p -nyomás változása

ellenőrizendő méret tőrését $\frac{T'}{4} < T < T'$ interval-

lumban célszerű felvenni. Hasonlóan vizsgálható a két-mérőfűvőkás megoldás. A mérések az elméleti számításokat igazolják.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A pneumatikus mérőkészülékek különösen alkalmasak furatok ellenőrzésére, főleg mérethibák, alakhibák, kúposág gyors megállapítására. Hosszabb furatoknál nélkülözhetetlenek. A méretezés és tervezés az előző összefüggésekkel végezhető el.

A kutatómunka OTKA T 48760 és TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként – az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

IRODALOM

- [1] SZABÓ O.: Optimisation of Technology and Quasi Honing of Polygon Bores. Journal of Materials Processing Technology. ELSEVIER, Dublin, 2002, 119. pp. 117-121.
- [2] HOFFMANN J.: Handbuch der Messtechnik. Verlag Hanser, München 2007. 821 p.
- [3] KUNDRÁK J.: Cutting with superhard tools under periodically changing conditions (in Russian) Monográfia, Kharkov-Miskolc, 1996. 90 p.

CONTENTS

20. Kaczur J.; Poós T.; Legeza L.; Örvös M.: Togias biomass dryer	3	32. Szente J.; Kelemen L.: Mathematical model of crowned gears for gear couplings	47
21. Kröell-Dulay I.; Kovács B.; Nagy L.: Optimal selection of diaphragm-type accumulator with respect of the exhaust time	5	33. Virág Z.; Jármái K.: Fatigue design and optimization of flat stiffened plates	51
22. Orbán F.: Mechanical analysis of a bell tower	9	34. Békési N.; Váradi K.; Czifra Á.: Wear behaviour of railway brakes Part I: Numerical Simulation	55
23. Pere B.; Terdikné Szüle V.; Porkoláb L.; Stifter J.: Strength analysis of the rim of a racing car using finite element method	11	35. Békési N.; Váradi K.; Czifra Á.: Wear behaviour of railway brakes Part II: Analysis of microtopography	59
24. P. Filípek; Gy. Bukoveczky: New conception design of teleskopic excavator	17	36. Dömötör Cs.: Instruments in Nature	63
25. Sarka Ferenc; Döbröczöni Ádám: Directives of designing machines with low noise emission	20	37. Földesi B.; Rádics J. P.; Tamás K.; Jóri J. I.: Using dem simulation of vegetable oil press thermal processes to support construction process	67
26. Simonovics J.; Váradi K.; Bujtár P.: The possibilities of building biomechanical bone model	24	38. Hegedűs Gy.; Takács Gy.; Patkó Gy.: Collision detection of toolholder-workpiece on ballnut grinding	72
27. Szabó F. J.: Analogy of the history of sport world records and iteration history of evolutionary optimization algorithms	28	39. Dr. Hegedűs J.: Übersicht der in den folgenden Jahren (in der digital-economie) anwendbaren produkt-planung methoden	76
28. Szabó O.: Designing of pneumatic measurement of bores with non-circular profile	32	40. Szabó G.: Research of the characteristics of chip removal in hard turning	80
29. Szabó T.; Szilágyi A.; Takács Gy.; Lajos G.: Estimation of life cycle of screw drive systems	35	41. Dr. Szabó O.: Designing of pneumatic measurement of bores with non-circular profile	84
30. Szalai J.; Fodor L.: Questions about hybrid vehicles built-up	39		
31. Szente J.; Kelemen L.: Internal gears designed for gear couplings	42		

GÉP

INFORMATIVE JOURNAL

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

Dr. Döbröczöni Ádám

President of Editorial Board

Vesza József

General Editor

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

Deputy

Dr. Barkóczy István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bercsey Tibor

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czitán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Dudás Illés

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Kármán Antal

Dr. Kulcsár Béla

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálkás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Rittinger János

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Varga Emilné Dr. Szűcs Edit

Cooperation in the editing:

Dr. Péter József

Dear Reader,

The number of applicants for the 27th Seminary of Machine Designers and Product Developers is more than it was in the previous years and the areas of subject of the papers are growing wealthier. Beside the traditional examples of machine structures there are more and more papers dealing with sanitary and surgical instruments and products, and the product pallet of supply industry becomes wider, too. All of these suggest that the tasks of mechanical engineers – together with the electrical engineers, engineers of information technology, engineers of material science, physicians and biologists – are multiplied, gradually renewed. They find their way to the automobile and transport industry as well as to the small and large producing and consuming units of the agriculture, environment and energy production. This also means the easier and more successful recruitment of the engineers but the employment, the recognition of value of work and often the recovery of monetary value represent new tasks. The rapidly changing environment of economy and legal-financial regulation require a new and more violent market practices from the private engineers.

In parallel, the preliminary knowledge of applicants to the technical higher education is improving and major requirements can be laid claim to. There are more and more Master students and at last – if very slowly – the number of Ph.D students is increasing independently of the “hunting”, both in homeland and abroad, for talented trainee engineers having knowledge of languages.

The generational renewal is coming slowly to the end at the universities educating engineering students. There has been grown already up a new young or middle-aged teaching staff, who takes over the tasks of the “warrior emeritus” predecessors. But we are considering always respectfully to these predecessors who educated all of us during the no less diversified second half of the 20th century, whether as professors, lecturers or as practicing engineers.

One of the great predecessors is the lately deceased Professor Dr. József Magyar, head of department, whose worth is commemorated also at this Seminary. In January 2012 an exhibition will be organized to the memory of Professor Dr. Zénó Terplán who has left for ten years.

The preserve of the memory of our professors, lecturers, our engineers graduated at one of the Hungarian technical universities and has been already honoured with golden jubilee certificate can give extra power to the multitude of successors.

Dr. Ádám Döbröczöni

Managing Editor: Vesza József. Editor's address: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.

Postage-address: 3501. Pf. 55. Phone/fax: (+36-46) 379-530, (+36-30) 9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Published by the Scientific Society of Mechanical Engineering, 1027 Budapest, Fő u. 68.

Postage-address: 1371, Bp, Pf. 433

Phone: 202-0656, Fax: 202-0252, E-mail: a.gaby@gteportal.eu, Internet: www.gte.mtesz.hu

Responsible Publishere: Dr. Igaz Jenő Managing Director

<http://www.gepujsag.hu>

Printed by Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67.

Price per month: 1260 Ft.

Distribution in foreign countries by Kultúra Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat H-1389

Budapest, Pf. 149. and Magyar Média H-1392 Budapest, Pf. 272.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572