

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

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

SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczeni Ádám

elnök

Vesza József

főszerkesztő

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

főszerkesztő-helyettesek

Dr. 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 autópárhoz 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. Döbröczeni 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

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1. <i>Aczél Á.; Bojtár G.; Fehér L.; Keresztes D.:</i> Versenyautó alváz térbeli rúdmodelljének végelelemes analízise | 3 |
| 2. <i>Antal D.; Szabó T.; Szilágyi A.:</i> Ejtési teszt modellezése a tervezés fázisában | 9 |
| 3. <i>Barcsák Cs.; Dr. Jármái K.:</i> PSO algoritmus bővítése optimaláshoz, véges differencia alapú gradiens becsléssel | 13 |
| 4. <i>Bihari Z.; Dr. Szente J.:</i> Külső csillagkeres Görgős szabadonfutók egytengelyűségének vizsgálata | 17 |
| 5. <i>Bihari J.; Kamondi L.:</i> Kis méretű műanyag fogaskerekek vizsgálata | 21 |
| 6. <i>Czifra Á.:</i> Műszaki felületek fraktál alapú vizsgálata | 25 |
| 7. <i>Daróczy L.; Dr. Jármái K.:</i> Új eljárás rácsos tartók topológiai optimalására | 29 |
| 8. <i>Drágár Zs.; Dr. Kamondi L.:</i> Nem szabványos alaprofilú fogaskerekek tervezésének kérdései | 35 |
| 9. <i>Ecsedi I., Baksa A.:</i> Anizotróp anyagú prizmatikus rudak Saint-Venant csavarási feladata | 39 |
| 10. <i>Égert J.; Aczél Á.; Fehér L.; Körmendy Á.:</i> Versenyautó alváz mechanikai modellezési lehetőségei és kritikus terhelései | 43 |
| 11. <i>Élő G.:</i> Innovatív problémamegoldási modell szuperszámítógépes szimulációval az INFCARE8 projekt példáján bemutatva | 49 |
| 12. <i>Handki A.; Tolvaj B.:</i> Kísérleti stirling hűtő tervezése | 52 |
| 13. <i>Horváth P.; Törőcsik D.:</i> Magnetorheológ tengelykapcsoló optimalizálási lehetőségei | 56 |
| 14. <i>Illés B.; Németh J.:</i> Automatizált daru teherlengése csillapításának egy lehetséges módja | 60 |
| 15. <i>Jakab E.; Lénárt J.:</i> CNC lemezmegmunkáló gépek | 68 |
| 16. <i>Jármái K.; Oláh R.:</i> Hegesztett szerkezetek analízise és optimalása hőfáradási szempont figyelembevételével | 72 |
| 17. <i>Kota L.; Jármái K.:</i> Műszaki felügyeleti és karbantartó rendszerek optimalása | 75 |
| 18. <i>Kovács B.; Nándoriné Tóth M.:</i> Robotok inverz feladatának megoldása | 79 |
| 19. <i>Kovács Gy.; Jármái K.:</i> Kompozit szendvicsszerkezet optimális tervezése rugalmas tolerancia módszerrel | 83 |

VERSENYAUTÓ ALVÁZ TÉRBELI RÚDMODELLJÉNEK VÉGESELEMES ANALÍZISE

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF THE BEAM MODEL OF A RACING CAR CHASSIS

Aczél Ákos*, egyetemi tanársegéd, Bojtár Gergely*, egyetemi tanársegéd

Fehér Lajos** MSc hallgató, Keresztes Dávid**, MSc hallgató

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

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

ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT)

This paper presents the results of the first investigations on the effects caused by the critical loads applied to a racing car chassis. The chassis under survey was used in the Shell Eco Marathon race.

Our aim was to determine the internal forces and the stress distribution in the cross-sections of the chassis-beams. These results can help us to optimize the geometry of the chassis, and to construct the structure of the chassis-beams made of multilayer carbonfiber composites.

1. BEVEZETÉS

A járműiparban éppúgy, mint más iparágakban a hagyományos szerkezeti anyagokat, az acélt, illetve az alumíniumot fokozatosan felváltják a könnyebb, de nagy szilárdságú és merevségű szálerősített kompozit anyagok. Mivel a szálerősített anyagok nem izotrópok, egy adott terhelés hatása a szerkezetre a felhasznált mátrixanyag, az erősítőszál anyagi tulajdonságai és a szerkezet makroszkopikus geometriai méretei mellett attól is függ, hogy a szálerősítés milyen irányú a kompozit egyes rétegeiben. A kompozit anyagú szerkezeti elemek viselkedése analitikusan nem írható le. Ezért van szükség végeselemes vizsgálatokra nemcsak a már megtervezett szerkezet modellezéséhez, hanem – előtanulmányként – a felhasználni kívánt többretegű kompozit anyag szerkezetének meghatározásához is.

2. A KITŰZÖTT FELADAT

Azt a célt tűztük ki, hogy a Shell Eco-Marathon versenyen indult jármű alvázának tömegét minimalizáljuk egyrészt az alumínium helyett szénszövet-erősítésű kompozit anyag választá-

sával, másrészt a jelenlegi geometria (kiindulási geometria) optimalizálásával.

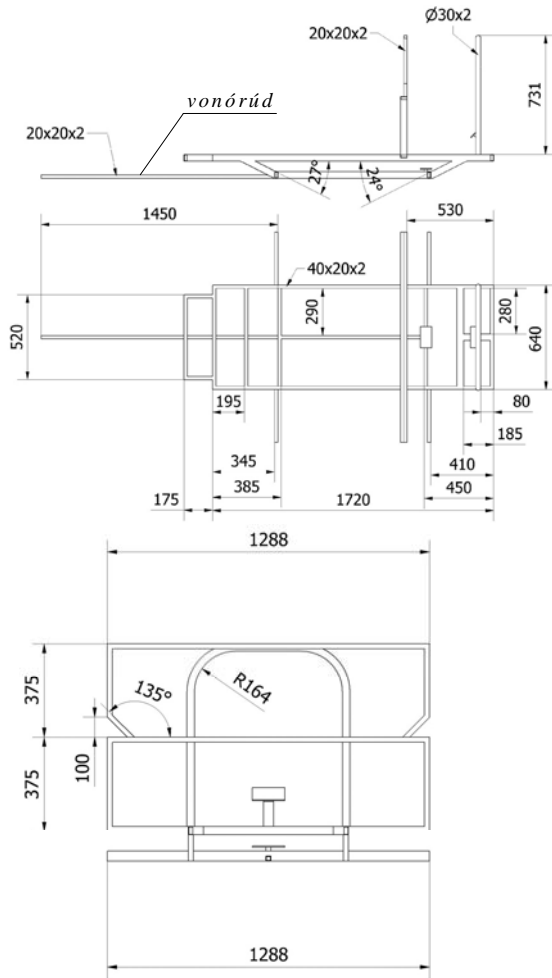
Ebben a cikkben a kiindulási (jelenlegi) geometria rúdmodelljének vizsgálatával foglalkozunk. A végeselemes analízis feladata a jelenlegi alváz szilárdságtani vizsgálata volt annak megállapítása végett, hogy a szerkezetnek vannak-e olyan részei, ahol a kritikus terhelések hatására is csak rendkívül kis feszültségek lépnek fel, és vannak-e olyan részei, ahol a feszültségek és/vagy az elmozdulások nagysága a megengedettnél nagyobb. Előbbi esetben a szerkezet egyes pontjain lehetőség nyílik a szerkezet súlyának csökkentésére, míg utóbbi esetben egyes helyek megerősítése válhat szükségessé.

3. A RÚDMODELL

Az alváz rúdmodelljét az adott versenyautó-alváz geometriai méreteinek felhasználásával készítettük el. Figyelembe vettük azt, hogy az alváza ható terhelések többségükben tehetetlenségi terhelésként jelentkeznek. A kiindulási geometria az 1. ábrán látható. (Ábráinkon az [1]-ben definiált jelöléseket használjuk.)

A járműnek az alvázhhoz rögzített részei (kerékagyak, akkumulátor, karosszéria, vezetékezés, kormánymű, ülés és a járművezető teste) súlyterhelésként és – gyorsulás esetén – tehetetlenségi terhelésként hatnak az alváza. Ezeket a koncentrált tömegként figyelembe vett „alkatrészeket” is szemlélteti a 2. ábra (a jobb áttekinthetőség kedvéért a vonórudat ezen az ábrán nem tüntettük fel).

Az alváz, illetve a jármű a négy kerekén keresztül érintkezik az útburkolattal. Ezt a kapcsolatot rugalmas ágyazással modelleztük. A terhelések az önsúlyból, az alváz tömegének és az alvázhhoz rögzített koncentrált tömegek gyorsulásakor jelentkező tehetetlenségi erőkből és egyéb hatásokból származnak.

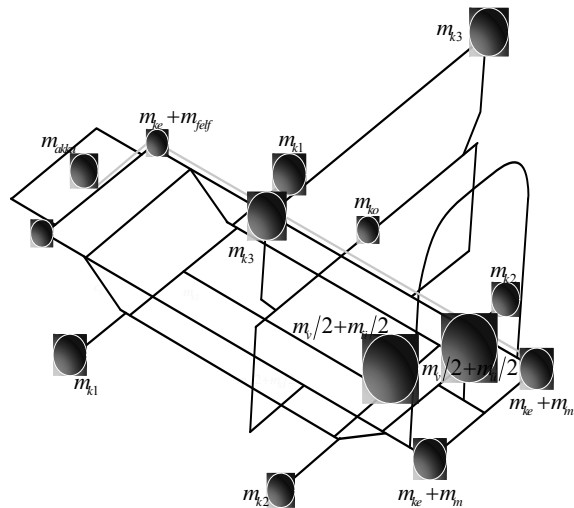


1. ábra. A versenyautó alvázának kiindulási geometriája

Az alvázra ható alapterheléseket [1] részletesen vizsgálja és a jármű menettulajdonságainak figyelembevételével meghatározza a kritikus terheléseket. Az alapterhelések kombinációit vizsgálva kiderült, hogy az alváz kritikus terhelése a „vészfékezés nagy sebességgel történő kanyarodás közben”, vagyis a megcsúszási és kicsúszási határeset. Ez a kritikus terhelés a gravitációs terhelés, a vészfékezéskor és kanyarodáskor fellépő tehetetlenségi erők, a fékszerkezeteknél ható fékezési nyomaték, a vezetőtől származó fékezési erőterhelés, a fékezetlen hátsó kerékpár lassításából származó terhelés és a kanyarodásnál a kerekekről átadódó nyomatékok szuperpozíciójaként áll elő. A rúdmodell végelemes vizsgálatát elvégeztük alumínium, illetve szerkezeti acél anyagú zárt szelvényű rudak alkalmazásával.

A jelenlegi alváz Al 99,5 jelű szerkezeti alumíniumból készült, melynek anyagjellemzői (Young-modulus, Poisson-tényező, szakítószilárdság, folyáshatár) a következők:

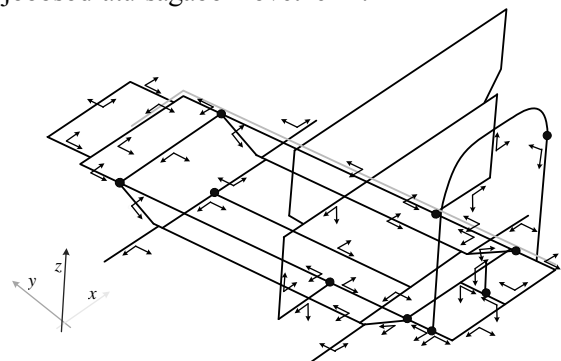
$$E = 72000 \text{ MPa}, \quad \nu = 0,2963, \quad R_m = 150 \text{ MPa}, \\ R_{p0,2} = 75 \text{ MPa}.$$



2. ábra. Az alváz, az alvázat terhelő koncentrált tömegek és az alváz rugalmas ágyazása

4. A VÉGESELEM SZÁMÍTÁSOK EREDMÉNYEI ALUMÍNIUM ALVÁZ ESETÉN

Az I-DEAS végelem program számításainak első eredményeit, vagyis az igénybevételi ábrákat annak figyelembe vételével kell kiértékelni, hogy az egyes mennyiségeket a program nem a globális koordináta-rendszerben kezeli, hanem a lokális, az elemekhez rögzített koordináta-rendszerben. A 3. ábrán a lokális koordináta-rendszerek irányítása látható. Az áttekinthetőség kedvéért csak két tengelyt tüntettünk fel. Az x tengely minden esetben a szóban forgó rúdelem súlyponti szálában fut, az ábrázolt másik irány a mindenkori y tengelyt jelöli ki. A z tengely irányítása a koordináta-rendszer jobbsodratúságából következik.



3. ábra. Lokális koordináta-rendszerek irányítása a rúdszerkezet egyes elemein

A fekete ponttal jelölt helyeken a lokális koordináta-rendszer egy rúdon belüli változása következik be. Mivel az igénybevételek a lokális koordináta-rendszerben adottak, ezért ezekben a pontokban az ábrázolt igénybevételek szakad-

sa figyelhető meg, aminek értelmezésekor figyelembe kell venni a lokális koordináta-rendszer változását is. Megfigyelhető, hogy a végeselemes modell nem szimmetrikus abban a tekintetben sem, hogy hol találhatóak ezek a pontok.

A rugalmas izotróp szerkezeti anyag esetén érvényes Huber-Mises-Hencky-(HMH)-elmélet szerint tönkremenetel szempontjából azok a pontok egyformán veszélyesek, ahol a HMH-féle redukált feszültség értéke azonos. A HMH-féle redukált feszültség kiszámítása általános esetben:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]} \quad (1)$$

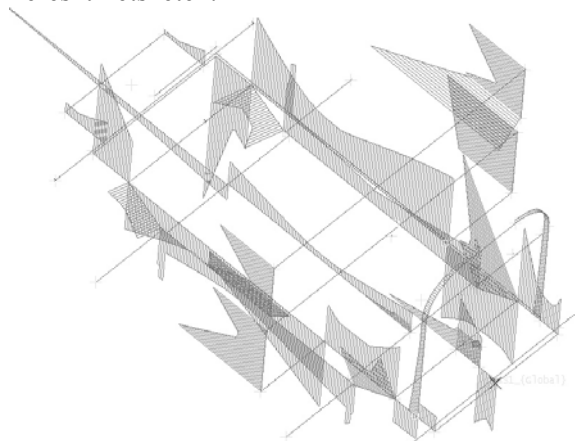
ahol $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ a főfeszültségek.

Rúdszerkezet esetén:

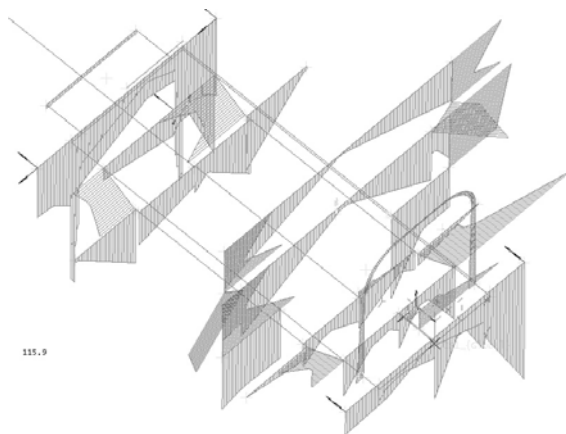
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (2)$$

ahol σ a normál-feszültség, τ a csúszató-feszültség. Kézenfekvő, hogy először azt vizsgáljuk, melyek a rúdszerkezet azon keresztmetszetei, ahol a legnagyobb HMH redukált feszültséggel jellemezhető pontok vannak. A 4. és 5. ábrán a rúdszerkezet keresztmetszeteinek tönkremenetel szempontjából legveszélyesebb pontjának Huber-Mises-Hencky-féle redukált feszültségét ábrázoltuk.

Az ábrákon jól láthatóak a szerkezet veszélyes pontjai, pontosabban megkereshetők a legnagyobb redukált feszültségű pontokhoz tartozó keresztmetszetek.

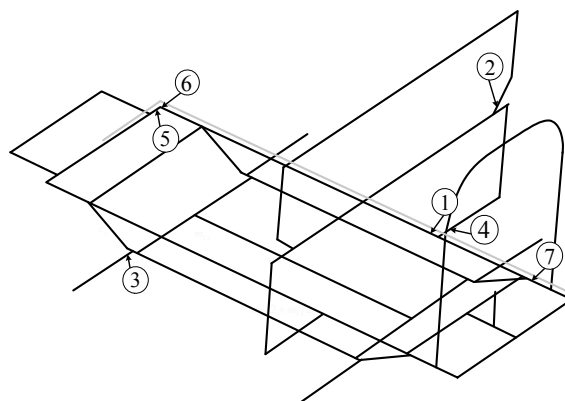


4. ábra. HMH-féle redukált feszültség a keresztmetszet veszélyes pontjában, a globális koordináta-rendszer yz síkjával párhuzamos rudakban



5. ábra. HMH-féle redukált feszültség a keresztmetszet veszélyes pontjában, a globális koordináta-rendszer xz síkjával párhuzamos rudakban

A 6. ábrán a szerkezet veszélyes pontjai láthatók. Az analízis során ezen keresztmetszetek feszültségeloszlását vizsgáljuk, megállapítva, hogy van-e lehetőség a redukált feszültség csökkentésére és hogyan lehet a teherbírás szempontjából optimális rétegszerkezetet kialakítani szálerősített kompozit anyag használata esetén.



6. ábra. A rúdszerkezet veszélyes keresztmetszetei

A vizsgált veszélyes pontokat három csoportba sorolhatjuk:

A 6. ábrán az 1-4 számokkal jelölt keresztmetszetek igénybevétele a karosszéria súlyterhelése és tehetetlenségi terhelése miatt jelentős.

Az 5-6 jelű keresztmetszetek a fékezett jobb első kerék felfüggesztésének hatásait viselik.

A 7 jelű keresztmetszetben fellépő magas redukált feszültségért az alsó hosszartók kedvezőtlen csatlakoztatása a felelős.

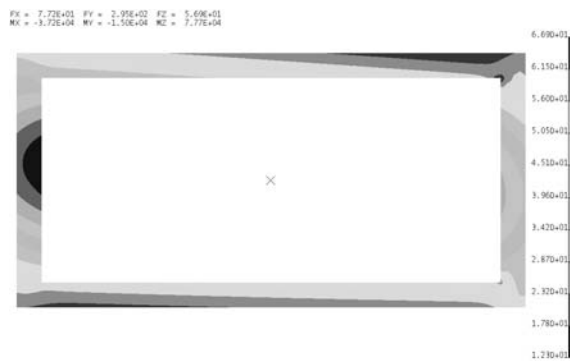
4.1. A karosszéria hatása

A jármű karosszériája nehéz: a napelemekkel, plexi szélvédővel, világítóberendezésekkel és más kapcsolókkal szerelt vékony kompozit szerkezet a teljes (vezetővel együtt vett) tömegnek 31%-át teszi ki (72 kg). Ebben a modellben nem vesszük figyelembe, hogy a karosszériának merevítő hatása is van, ezért az alváz terhelése szempontjából az alvázhoz csatlakozó konzolokhoz erősített koncentrált tömegekként modellezzük. A teljes tömeget a karosszéria ismert súlypont-koordinátái alapján osztottuk el az azt tartó 4 konzol és a karosszériát merevítő alumíniumkeret csatlakozási pontjai között. Ezek a konzolok 324 mm hosszúak, így a rájuk eső koncentrált tömeg a súly- és gyorsulási terhelés hatására jelentős hajlító nyomatékot eredményeznek az alvázhoz való csatlakozásnál. A 6. ábrán 1, illetve 3 jelű keresztmetszet jelentős igénybevétele, pontosabban az összetett igénybevétel nyomán jelentkező redukált feszültségcsúcs a 4. és 5. ábrán is látható.



7. ábra. A redukált feszültség eloszlása a 3 jelű keresztmetszeten

A 3 és 4 jelű keresztmetszetekben a 7. és 8. ábrán látható redukált feszültségeloszlás alakul ki.



8. ábra. A redukált feszültség eloszlása a 4 jelű keresztmetszeten

A 3 keresztmetszet veszélyes pontjában (bal alsó sarok) 40 MPa -t meghaladó, a 4 keresztmetszet veszélyes pontjában 67 MPa-t elérő redukált feszültség lép fel. Ez utóbbi érték megközelíti a felhasznált szerkezeti alumínium folyáshatárát.

Amellett, hogy a karosszéria az öt tartó konzolokat terheli, jelentősen hozzájárul az alváz hossztartóinak igénybevételéhez is.



9. ábra. A redukált feszültség eloszlása az 1 jelű keresztmetszeten

Az 1 jelű keresztmetszet a jármű alvázának jobb felső hossztartóján, közvetlenül a karosszéria merevítő keretének csatlakozása mellett van. A 9. ábrán látható feszültségeloszlás nyírás, hajlítás és csavarás egyidejű jelenlétét mutatja. (Az ábra bal felső sarkában az igénybevételek értékei láthatók.) A csavarás és a nyírás a karosszéria súly- és tömegegyterhelésének következménye. A keresztmetszet kritikus pontjában a redukált feszültség meghaladja a 44 MPa-t.

A 2 jelű keresztmetszetben már többször bekövetkezett törés. A keresztmetszet veszélyes pontjának feszültsége a kritikus terhelés esetén meghaladja a 68 MPa-t, ami megközelíti a felhasznált szerkezeti alumínium folyáshatárát.



10. ábra. A redukált feszültség eloszlása a 2 jelű keresztmetszeten

Nem felejtethjük el, hogy a karosszéria 6 egymástól független koncentrált tömegekként való megjelenítése csak egy modell, ami figyelmen kívül hagyja a karosszéria merevségét és részvételét a terhelés viselésében.

4.2. A fékezett jobb első kerék felfüggesztésének hatása

A végeelem modellben a rugalmas megtámasztást modellező rugókban a gyorsulási terhelés hatására jelentős erők ébrednek, amik az alváznak a kerekéhez, illetve a kereket hordó hídhöz csatlakozó pontjainak terheléseként jelentkeznek. Mivel a kritikus terhelés vészfékezés és balra kanyarodás együttes bekövetkeztével számol és csak az első kerekék fékezettek, ezért a legnagyobb igénybevételek a várakozásoknak megfelelően a jobb első kerék felfüggesztésénél lépnek fel.



11. ábra. A redukált feszültség eloszlása az 5 jelű keresztmetszeten

Az első híd mindkét végén 3-3 csomópont elmozdulásai csatolva vannak az alváz első keresztartójának megfelelő csomópontjaihoz. Ez jól modellezi a híd valóságos, csavarokkal történő rögzítését. A terhelést így ez a 3-3 rúdelem közvetíti a kerék és az alváz között.



12. ábra. A redukált feszültség eloszlása a 6 jelű keresztmetszeten

Ez a magyarázata az 5 jelű keresztmetszet (a keresztartó jobb szélén lévő végeelem) veszélyes pontjában fellépő 120 MPa-t meghaladó redukált feszültségnek (11. ábra). Az ehhez az elemhez csatolt, az első hídon lévő keresztmetszet feszültségeloszlása a 12. ábrán látható. A

veszélyes pont redukált feszültsége 80 MPa körüli. Ezek az értékek túllépik a felhasznált szerkezeti alumínium folyáshatárát.

4.3. Az alsó hosszartók szerepe

Az alsó hosszartók feladata az alváz merevítése, a terhelés átvétele a felső hosszartókról. A 4. ábrán megfigyelhető, hogy az alsó középső hosszartón alig mutatkozik számottevő redukált feszültség. De a másik két alsó hosszartónak a felső hosszartóhoz való csatlakozása is nagy kívánnivalót maga után:

A 7 jelű keresztmetszet a jobb felső hosszartón van, közvetlenül a hátsó keresztartó és a jobb alsó hosszartó csatlakozása mögött.

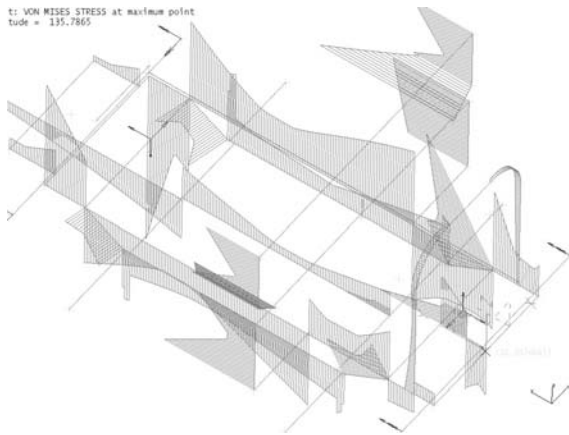


13. ábra. A redukált feszültség eloszlása a 7 jelű keresztmetszeten

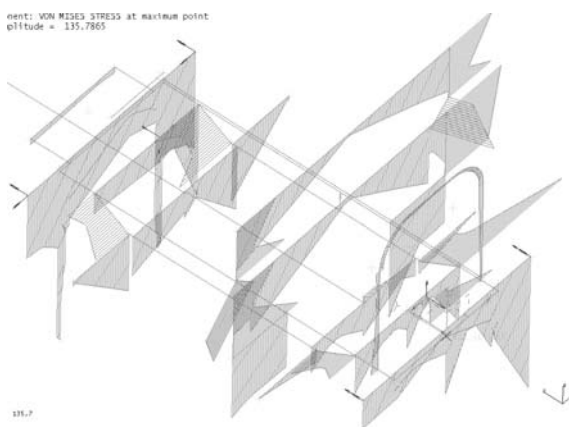
A 4. ábrán látható az itt lévő redukált feszültségcsúc. A redukált feszültség eloszlását a 13. ábra mutatja be. A ferde hajlítás forrása az alsó hosszartón keresztül ható terhelések, elsősorban a vezető tömegének gyorsulásából és súlyából származó terhelés. A csavarás a keresztartó által közvetített terhelésekből ered. A csaknem 50 MPa redukált feszültség mutatja, hogy az alsó hosszartók nem töltik be feladatukat.

5. ELTÉRÉSEK SZERKEZETI ACÉL ANYAGÚ ALVÁZ ESETÉN

A 14. és 15. ábrán a keresztmetszetek veszélyes pontjában a redukált feszültség látható szerkezeti acél anyagú alváz esetén. Amint azt [1] részletesen tárgyalja, a szerkezet anyagának megváltoztatása nem csupán az alváz tehetlenségének megváltozásával jelent terhelésnövekedést. Megváltoznak a kritikus terheléshez tartozó gyorsulások is, ami maga után vonja a kerekéknél ható nyomatók és erők megváltozását is.



14. ábra. HMH-féle redukált feszültség a keresztmetszet veszélyes pontjában, a globális koordinátarendszer yz síkjával párhuzamos rudakban



15. ábra. HMH-féle redukált feszültség a keresztmetszet veszélyes pontjában, a globális koordinátarendszer xz síkjával párhuzamos rudakban

Ennek ellenére azt tapasztaljuk, hogy a 4. és 5. ábrák (alumínium alváz) alig különböznek a 14. és 15. ábráktól (acél alváz). Ugyanazok a kritikus pontok is, sőt a kritikus pontokhoz tartozó keresztmetszeteken a redukált feszültség eloszlása is. Eltérésként a csaknem 20%-kal magasabb legnagyobb redukált feszültséget kell megemlíteni az alumínium anyagú alvázával megegyező 5 jelű keresztmetszetben.

6. AZ ANALÍZIS ALAPJÁN LEVONHATÓ KÖVETKEZTETÉSEK, AJÁNLÁSOK

Az elvégzett számítások és a most bemutatott előtanulmány eredményeképpen a kompozit anyagú alváz tervezéséhez, kivitelezéséhez érdemi ajánlásokat tehetünk elsősorban a geometria optimalizálása tekintetében.

A kiindulási geometriát öt tekintetben célszerű változtatni:

1. A nagy tömegű karosszéria szükségtelenül hosszú konzolokon csatlakozik a hossztartókhoz. Jelentősen csökkenne a karosszériának az alvázra ható terhelése, ha az alvázkeret közepén, a két tengely között kiszélesedne, vagyis, ha a felső hossztartók síkgörbe rudak lennének.
2. A 2 jelű keresztmetszet környékét meg kell erősíteni
3. A közepén futó alsó hossztartót el lehet hagyni.
4. Az első hidat és az első keresztmetszetet meg kell erősíteni.
5. Az alsó hossztartóknak a felsőkhöz való csatlakozási pontjainak minél közelebb kell kerülnie a hidakhoz. Ez csökkenthetné a csatlakozási pontok közelében fellépő hajlító nyomatékokat.

7. 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.

8. 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] SAVAGE, G.: Formula 1 Composites Engineering. Engineering Failure Analysis 17 (2010) 92-115. pp.
- [3] C. KARAOĞLU, S. KURALAY: Stress analysis of a truck chassis with riveted joints. Finite Elements in Analysis and Design 38 (2002) 1115-1130. pp.
- [4] HEIßING, B., ERSOY, M.: Chassis Handbook. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2011
- [5] DAVIES, G.: Materials for Automobile Bodies. Elsevier, Oxford 2003.

EJTÉSI TESZT MODELLEZÉSE A TERVEZÉS FÁZISÁBAN

DROP TEST MODELING IN THE PERIOD OF DESIGNING

*Antal Dániel, doktorandusz, Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Tanszék
Szabó Tamás egyetemi docens, Ph.D., Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Tanszék
Szilágyi Attila, egyetemi adjunktus, Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke*

ABSTRACT

This paper deals with the simplified modeling of drop tests. Two methods are investigated, the first one is based on strain energy computations, assuming linear and non-linear constitutive models. The second method is using the so called shock analysis with velocity spectrum. Numerical results are compared.

1. BEVEZETÉS

Egy fejlesztendő mechatronikai terméknek számos tervezési szempontnak kell megfelelnie. Egyik elvárás, hogy bizonyos magasságról leejtve ne szenvedjen maradandó károsodást a termék. Ütközéses tönkremenetelt modellező szoftvereket (pl.: Nastran, Abaqus, stb.) „crash analysis”-el alkalmaznak az autóiparban autók vizsgálatára. A vizsgálatok legmunka-igényesebb része a szigorú előírásoknak megfelelő végeelem háló generálása. Ennek a költsége és ideje egy termék kifejlesztésénél többnyire nem áll rendelkezésre.

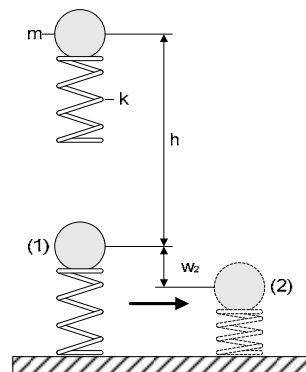
Jelen cikk célja, hogy különböző egyszerűsített modellezési módokat vizsgáljon meg, amelyek viszonylag rövid idő alatt kivitelezhetők, és könnyen végrehajthatók már a tervezés fázisában.

Ebben a cikkben kétféle modell vizsgálatát mutatjuk be. Az első az energia megmaradás elvére épül, vagyis feltételezi, hogy a helyzeti energia először mozgási energiává, majd az ütközés alatt alakváltozási energiává alakul. A második modell a spektrális elméletre épül, ahol az ütközési sebességspektrum a bemeneti paraméter.

2. ÜTKÖZÉS VIZSGÁLATA AZ ALAKVÁLTOZÁSI ENERGIA ALAPJÁN

2.1. A módszer elméleti alapja

Az 1. ábra a leejtett termék centrikus ütközésének [1] egy szabadsági fokú modelljét mutatja be, ahol w_2 a maximális rugó összenyomódás. A vizsgált terméket a felütközés környezetében rugalmas képlékenynek tekintjük, a beton padlózatot merevnek.



1. ábra. A centrikusan ütköző szerszám egy szabadságfokú rugalmas modellje

A modellezésnél felhasználjuk a szabadesés és a nemlineáris karakterisztikájú rugóra vonatkozó összefüggéseket. Eltekintünk minden energia disszipációtól, pl.: légellenállás, hanghatások, stb. A helyzeti energia és a kinetikai energia megegyezik: $mgh = \frac{1}{2}mv^2$, ahol m a szerszám

tömege, g a nehézségi gyorsulás, h az ejtési magasság, v az ütközési sebesség. Az elméleti ütközési sebesség: $v_0 = \sqrt{2gh}$. Az energia tétel alapján az alábbi egyenletek adódnak:

$$E_2 - E_1 = W_{12} \quad E_2 = 0 \quad (1)$$

$$E_1 = \frac{1}{2}mv_0^2 \quad (2)$$

$$W_{12} = \int_0^{w_2} F_k(z) dz \quad (3)$$

$$-E_1 = \int_0^{w_2} F_k(z) dz \quad (4)$$

ahol E_1 , E_2 a kinetikai energia, W_{12} a külső erők munkája, amely a rugalmas-képlékeny rugóban halmozódik fel, $F_k(z)$ a rugalmas képlékeny rugóban ébredő erő.

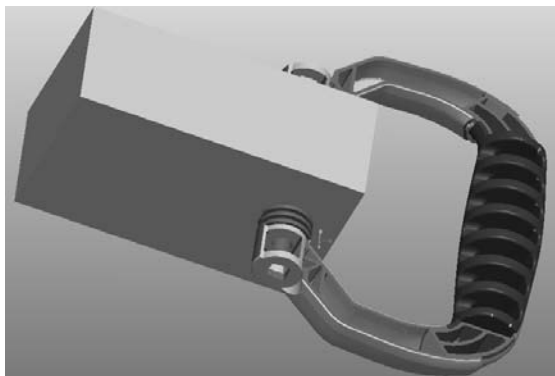
A numerikus számításokat az alábbi módon hajthatjuk végre: a szerszám 3 dimenziós modellének végeelemes hálózása után fokozatosan növekvő terhelést írunk elő diszkrét felütközési felületeken. Az erő maximális értéke

kissé haladja meg az ütközés során fellépő tényleges csúcserőértéket.

A terheléstörténet során az lépésenként meghatározzuk a szerkezet alakváltozási és feszültségi állapotát. Az alkalmazott érintkezési terhelő erő és a hozzátartozó elmozdulási érték alapján felvesszük a $F_k(z)$ görbét. A görbe alatti terület szolgáltatja a W_{12} külső erők munkáját. Azt a terhelési állapotot keressük, ahol a kinetikai energia és a W_{12} megegyezik, és a fellépő feszültségek alapján tönkremeneteli megállapítás tehető.

2.2. Ejtési feladat szimmetrikus felütközésnél

A 2. ábra egy képzeletbeli terméket szemléltet a műanyag fogantyújával. Az ütközés a termék szimmetria síkjában a fogantyú homlok részén következik be.



2. ábra. A helyettesítő geometriai modell

A rugalmas képlékeny modellen az alábbi kiindulási paramétereket alkalmaztuk: termék tömege $m=1,9 \text{ kg}$, ejtés magassága $h=1 \text{ m}$, rugalmassági modulusz $E=8,5 \text{ GPa}$, Poisson-tényező $\nu=0,4$, szakítószilárdság $R_m=135 \text{ MPa}$, folyáshatára $R_e=100 \text{ MPa}$, képlékeny meredekség $\eta_{pl}=500 \text{ MPa}$, sűrűsége $\rho=1370 \text{ kg/m}^3$.

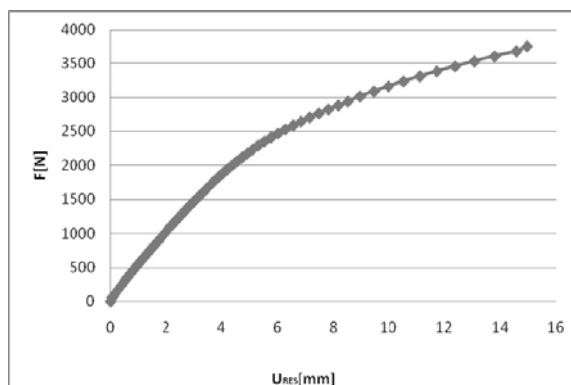
A terhelés fokozatos növelésével a maximálisan 3750 N nagyságú terhelést 61 lépésben értük el. A számított értékek alapján megrajzolható elmozdulás-erő diagramot a

3. ábra szemlélteti, amelyből jól látható a szerkezet nem lineáris viselkedése. A helyzeti energia értéke:

$$m g h = 1,9 \cdot 9,81 \cdot 1 = 18,639 \text{ Nm}.$$

A helyzeti energiával megegyező alakváltozási energia az 52. és 53. terhelés között mutatkozott meg. Az elmozdulás maximális értéke a felüt-

közés helyén látható. A felütközés érintkezési tartományában horpadás figyelhető meg.



3. ábra. Az erő-elmozdulás diagram

A fogantyú viszonylag kis tartományain kapunk $R_m=135 \text{ MPa}$ szakítószilárdságot meghaladó értéket, pl.: az erőhatások, valamint a fogantyú íves átmenetei közelében. A szakítószilárdságot meghaladó feszültségű helyeken valószínűsíthető tönkremenetel.

3. ÜTKÖZÉS VIZSGÁLATA SEBESSÉG SPEKTRUM ALAPJÁN

3.1. Az ejtésvizsgálat szimulációs elve

Feltételezzük, hogy a talajt érés pillanatában a termék talajjal érintkező pontjának sebessége T végtelen kicsiny idő alatt válik nullává, és az ütközés tökéletesen rugalmas. Szimuláció során a T idő alatt lezajló energiaátalakulási folyamatot követjük nyomon, és meghatározzuk az ütközés hatására felépülő feszültségmezőt.

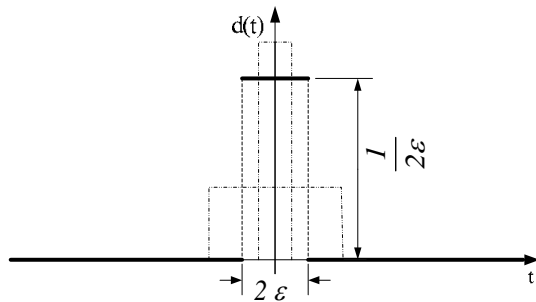
Ugyanerre az alakváltozási állapotra jutunk, ha a talajhoz – egy nagyon kis felületen keresztül – rögzített test a talaj felől, az esési iránnyal ellentétes irányú, impulzusszerű sebességgerjesztést kap. Szimulációs vizsgálatainknál az utóbbi, az ejtési jelenséggel ellentétes irányú, impulzusszerű sebességgerjesztést alkalmaztuk [1].

3.2. Az impulzusszerű sebességgerjesztés értelmezése

Fizikai, mechanikai rendszerek impulzusszerű gerjesztés vizsgálatára az ún. Dirac-féle impulzusfüggvényt hívják segítségül a számítás menetének megkönnyítésére. Lényeges tulajdonsága e függvénynek, hogy egységgerjesztés, és ezért igaz rá az $\int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) dt = 1$ összefüggés. Ennek megfelelően a Dirac-függvény képzése a

$$d(t) = \begin{cases} \frac{1}{2\varepsilon}, & \text{ha } -\frac{\varepsilon}{2} \leq t \leq \frac{\varepsilon}{2} \\ 0, & \text{egyébként,} \end{cases} \quad (5)$$

illetve a $\delta(t) = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} [d(t)]$ összefüggések alapján a $d(t)$ függvényből kiindulva is elvégezhető (4. ábra).



4. ábra. A Dirac-féle impulzus függvény származtatása

A rendelkezésünkre álló végeselemes szoftver a numerikus számítást nem az (5) függvényekkel megadott kifejezéssel végzi az időtartományon, hanem azt a $\delta(t)$ Fourier-integrálját felhasználva, frekvenciatartományon végzi el, és ezt követően tér vissza az időtartományra.

Egy $f(t)$ függvény Fourier-integrálja a

$$\mathfrak{F}[f(t)] = \mathfrak{F}(j\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-j\omega t} dt \quad \text{kifejezéssel}$$

számítható, ahol $j = \sqrt{-1}$ a képzetes egység.

Ezzel kapcsolatban $f(t)$ -re vonatkozik egy szükséges feltétel: létezzen $f(t)$ abszolút integrálja, azaz a $I = \int_{-\infty}^{\infty} |f(t)| dt$ improprius integ-

rál legyen véges. Ez a feltétel $\int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) dt = 1$

alapján a Dirac-függvényre teljesül, így $\mathfrak{F}[\delta(t)]$ létezik. Az alábbiakban ezt ki is számítjuk, mert a Dirac-függvény Fourier-integrálját kell a numerikus számításához megadni. A 4. ábra alapján az értelmezési tartomány a

$$\mathfrak{F}[\delta(t)] = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \int_{-\varepsilon}^{\varepsilon} \frac{1}{2\varepsilon} e^{-j\omega t} dt \quad (6)$$

összefüggéssel írható fel. A (6) integrálását elvégezve

$$\mathfrak{F}[\delta(t)] = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \frac{1}{2\varepsilon} \left(-\frac{1}{j\omega} e^{-j\omega t} \right) \Big|_{-\varepsilon}^{\varepsilon} \quad (7)$$

adódik. Behelyettesítve az integrálási tartomány végpontjait a Fourier-integrálba

$$\mathfrak{F}[\delta(t)] = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \left[-\frac{1}{2j\omega\varepsilon} (e^{-j\omega\varepsilon} - e^{j\omega\varepsilon}) \right] \quad (8)$$

adódik. Alkalmazzuk az $e^{j\alpha} = \cos \alpha + j \sin \alpha$ Euler-féle összefüggést, így (8)-ra kapjuk, hogy

$$\begin{aligned} \mathfrak{F}[\delta(t)] &= \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \left[-\frac{1}{2j\omega\varepsilon} (-2j \sin(\omega\varepsilon)) \right] = \\ &= \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \left[\frac{\sin(\omega\varepsilon)}{\omega\varepsilon} \right]. \end{aligned} \quad (9)$$

Ismert, hogy $\lim_{x \rightarrow 0} \left(\frac{\sin x}{x} \right) = 1$, így (9) -re kapjuk, hogy

$$\mathfrak{F}[\delta(t)] = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \left[\frac{\sin(\omega\varepsilon)}{\omega\varepsilon} \right] = 1. \quad (10)$$

Látható, hogy a Dirac-féle gerjesztés Fourier-integrálja, amely egyben a gerjesztés spektruma is, egy egységnyi ordináta értéknél futó vízszintes egyenes. Ez azt jelenti, hogy egy egységnyi impulzusgerjesztés minden egyes frekvenciát egységnyi mértékben tartalmaz. Az imént kapott eredmény elmozdulás-, sebesség- és gyorsulásimpulzus gerjesztésnél egyaránt érvényes.

Mivel egy tömegpontot h magasságból leejtve, a közegellenállástól, illetve minden egyéb csillapítástól eltekintve $v_0 = \sqrt{2gh}$ sebességgel ér talajt, az alkalmazott gerjesztés Fourier-integrálja, azaz a spektrum

$$\mathfrak{F}[\delta_v(t)] = v_0. \quad (11)$$

Szimulációnál a sebességimpulzust a (11)-nek megfelelően definiáljuk.

3.3. Ejtési feladat megoldása spektrális módszerrel

A 2. ábrán vázolt szimbolikus terméket a 2.2. pontban megadott paraméterekkel írjuk le. Az ütközést kényszerek segítségével szimmetrikus feltételek között modellezzük.

A kényszerek elsődleges célja a merevtestszerű elmozdulás megakadályozása, másrészt irányított alakváltozás előidézése, amely a valóságot jól közelíti. Ennek segítségével jelentős számítási idő takarítható meg. Feltesszük továbbá, hogy a test ütközési pontja ezen a síkon helyezkedik el, és az ütközés következtében kialakuló elmozdulások az iménti síkra ugyancsak szimmetrikusan és centrikusan történnek.

A feltételezett ütközési pont környezetében egy, a teljes modell méretéhez képest igen kicsi felületet hozunk létre, amelyen keresztül a modellt rögzítjük a képzeletbeli talajhoz, és amelyen keresztül az ütközést szimuláló impulzusszerű sebességgerjesztést a testre gyakoroljuk. Az analízis típusa: „dynamic-shock”.

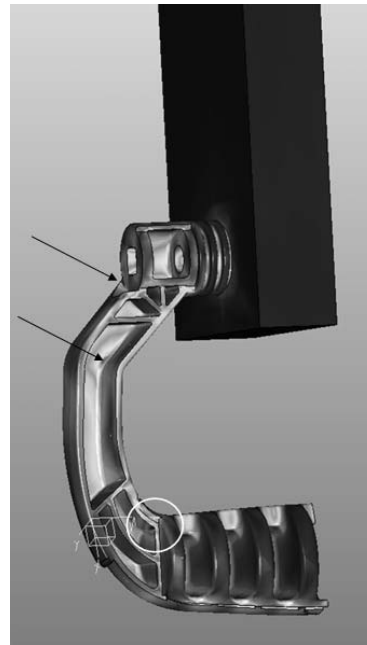
A sebességspektrum koordinátaértékét a

$$h = 1 \text{ m}, \quad g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}, \quad \text{figyelembe vételével}$$

$$v_0 = \sqrt{2gh} = \sqrt{19,62 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} \approx 4,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{értéket kapunk.}$$

A program futtatás eredményeként ütközéskor következtében a fogantyúban ébredő redukált feszültségmezőt az 5. ábra mutatja. Körrel jelöljük azt a zónát, amelynek sérülése legvalószínűbb az ütközésnél. Emellett két zónát is megjelölünk nyilakkal, amelyekben ébredő feszültségcsúcsok csak kicsivel alacsonyabbak a maximális, körrel jelölt értéknél.

A körrel jelölt zónában $\sigma_{red_{max}} = 164 \text{ MPa}$, a nyilakkal jelölt helyeken ennél az értéknél valamivel kisebb, $\approx 130 - 140 \text{ MPa}$ értékű redukált feszültségek ébrednek. Az adatlap szerint a PA66+30GF jelű műanyag szakítószilárdsága $R_m = 135 \text{ MPa}$, így a körrel jelzett zónában ejtéskor nagy valószínűséggel bekövetkezik a törés.



5. ábra. A redukált feszültségmező eloszlása

4. KÖVETKEZTETÉSEK

A cikk kétféle módszert vizsgál ejtésteszt modellezésére. Az egyik módszer energia megfontolásokon alapul, és rugalmas képlékeny anyagmodell tételével fel. A másik az úgynevezett „shock analysis” módszerét alkalmazza, sebességspektrum előírásával. A két módszer alapján elvégzett vizsgálatok a tönkremenetelt közel azonos helyeken valószínűsítik.

5. KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

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.

6. IRODALOM

- [1] WILSON L. E. : Three Dimensional Static and Dynamic Analysis of Structures, Computers and Structures, Inc., Berkeley, California, 1995.
- [2] BÉDA GY.-BEZÁK A. : Kinematika és Dinamika, Tankönyvkiadó, Budapest, 1991.

PSO ALGORITMUS BŐVÍTÉSE OPTIMÁLÁSHOZ, VÉGES DIFFERENCIA ALAPÚ GRADIENS BECSLÉSSEL

IMPROVING PSO ALGORITHM WITH FINITE DIFFERENCE BASED GRADIENT ESTIMATION FOR OPTIMIZATION NEEDS

Barcsák Csaba, BSc hallgató;

Prof. Dr. Jármai Károly, DSc, egyetemi tanár, Miskolci Egyetem

ABSTRACT

A new method is proposed which estimates the gradient in the sample points using a finite difference based technique. This method doesn't need more function evaluations than the standard algorithm, and it's efficiency doesn't depend on the initial state of the process. The efficiency of the method depends on how, and when we change the particle's speed knowing the gradient information in the previous sample points. These parameters can be different in every objective function. We have applied the method at several test problems, the result of two test examples are shown. Further research is necessary to apply the technique for real structural optimization.

1. BEVEZETÉS

Az optimalizációs problémák a tudomány sok területén megtalálhatóak. Ezen problémák nagyon összetettek is lehetnek a célfüggvényekből és a feltételekből adódóan, melyeket analitikus módszerekkel nem, vagy csak nagyon nehezen lehet megoldani, emiatt az évek során sok különböző algoritmus született a megoldásukra. A deriváltat használó technikák sok esetben hatékonyak, a hátrányuk viszont az, hogy könnyen elakadnak lokális szélsőértéknél, valamint összetett célfüggvény esetén számításiigényessé válnak. A heurisztikus optimalizációs módszerek nem rendelkeznek a deriváltat használó módszerek előbb említett hátrányaival, viszonylag könnyedén implementálhatóak, emiatt nagy népszerűsége tettek szert az optimalizálással foglalkozók körében. Ezen algoritmusok közé tartozik az Ant colony algoritmus

[1], mely hangyák viselkedését szimulálja, a genetikus algoritmusok [6], melyek evolúciós folyamat modellezésével oldják meg a problémát, valamint ide tartozik az ún. PSO algoritmus is.

2. PSO ALGORITMUS

Kennedy és Eberhart 1995-ben mutatta be a PSO (Particle Swarm Optimization) algoritmust [4,7], mellyel az eredeti céljuk az volt, hogy madarak csapaton belüli szociális viselkedését szimulálják és vizualizálják. A kutatásaik során felfedezték, hogy ez a módszer optimalizációs feladatok megoldására is hatékonyan alkalmazható. A PSO első változata csak folytonos nemlineáris optimalizációs feladatokat volt képes megoldani. Az évek során az algoritmusnak nagyon sok változata jelent meg melyek optimalizációs problémák széles skáláját képesek megoldani. Ezen algoritmusok az egyszerűségük és hatékonyságuk miatt váltak széles körben elterjedté a mérnöki gyakorlatban [3,8,9]. Lehet költségre is optimalizálni. Ebben az esetben a célfüggvény összetettebb [10,11]. A következőkben a standard algoritmus kerül ismertetésre.

Az algoritmus első lépésben ún. részecskéket generál. Minden részecske rendelkezik egy x pozíció, és egy v sebességvektorral. Ezen vektorok elemszáma megegyezik a célfüggvény változóinak számával. A helyvektorok generálása a célfüggvény előre definiált tartományán egyenletes eloszlás szerint történik. A részecskék a megadott tartományon mozognak, és keresik az optimális megoldást. Minden részecske tárolja a mozgása során talált legjobb megoldást és annak pozícióját, ezeket lokális legjobb néven említi

az irodalom. Külön tárolásra kerül a lokális legjobbak közül a legjobb. Ezt nevezzük globális legjobbnak. A részecskék minden iterációs lépésben újabb mintát vesznek a célfüggvényből, valamint változtatják a pozíciójukat és sebességüket a következő egyenletek szerint.

$$v_i^{k+1} = v_i^k + c_1 r_1 (pbest_i - x_i^k) + c_2 r_2 (gbest_i - x_i^k) \quad (1)$$

$$x_i^{k+1} = x_i^k + v_i^{k+1} t \quad (2)$$

ahol v_i a sebességvektor i -edik eleme, x_i a pozícióvektor i -edik eleme, c_1 és c_2 pozitív konstansok, r_1 és r_2 két egyenletes eloszlás szerint generált véletlen szám a $[0,1]$ intervallumon, $pbest_i$ az adott részecske lokális legjobb pozíciójának i -edik eleme $gbest_i$ pedig a globális legjobb pozíció i -edik eleme, a k index az adott iterációt jelöli, t az egységnyi időintervallum. Az algoritmus lépéseit az 1. ábra mutatja:



1. ábra

Standard PSO algoritmus folyamatábrája

Az 1. ábrán látható folyamatban a részecskék inicializálása a helyvektorok inicializálásaként értendő. Ezen vektorok egyenletes eloszlás szerinti véletlen értékeket kapnak, ügyelve arra, hogy a helyvektorok ne legyenek az előre definiált tartományon kívül.

A PSO algoritmus amiatt lett népszerű, mert működése könnyen megérthető, egyszerűen implementálható, könnyen integrálható más optimális eljárásokba, kevésbé érzékeny célfüggvényre,

beállításához kevesebb paraméter szükséges, mint más heurisztikus eljárásoknál. A hátránya, hogy nincs mögötte mély matematikai háttér.

3. PSO ALGORITMUS BŐVÍTÉSE GRADIENS BECSLÉSSEL

Az előbbieken említésre került, hogy a PSO algoritmusnak sokféle változata jelent meg, hatékonyságának javítására többféle technikát találhatunk az irodalomban.

Az egyik ismert megoldás, hogy egyidejűleg több részecskecsoporttal dolgozunk az egy helyett, ekkor tároljuk részecskénként a lokális legjobb eredményt, az egyes csoportokhoz tartozó legjobb eredményt, és a részecskecsoportok legjobbjai közül a legjobbat.

Ekkor nemcsak az egyes részecskék között, hanem a részecskecsoportok között is értelmezett a kommunikáció, tehát az egyes részecskéknek a sebesség és pozíció változtatásánál, a lokális legjobb, a csoport legjobb, és a csoportok összességének legjobb eredményeit is figyelembe vesszük.

Egy másik megoldás az ún. crazy bird, az őrült madár. Ez a megoldás véletlenszerűen kiválaszt részecskéket, és ezen részecskék sebességét nem az (1) formula alapján változtatja, hanem véletlenszerű irányba, ezáltal kiszakít részecskéket a csoportból melyek nem a $gbest$ irányába tartanak, remélve ezzel azt, hogy más irányba jobb eredményt találunk mint a jelenlegi $gbest$.

Az előbbieken említett eljárások hatékonysága minden esetben függ a véletlentől. Nem tudhatjuk azt, hogy a részecskék több csoportra bontása, vagy véletlen irányba küldése által biztosan jobb eredményt érünk-e el, mint a standard algoritmus használata esetén.

A standard algoritmus a célfüggvény kiszámított értékein kívül más információkkal nem rendelkezik a függvényről, pedig több esetben hasznos lenne a függvény egyes lokális tulajdonságainak ismerete, mivel ezen információk nem kötődnek a véletlenhez és általuk hatékonyabbá tehetnénk az eljárást.

Az egyik ilyen lokális tulajdonság a gradiens, melyet, mivel csak diszkrét pontokban rendelkezünk mintákkal, becsülnünk kell.

A véges differencia alapú megoldások gyors és hatékony megoldást nyújtanak a gradiens becslésére diszkrét adatok esetén. Mindegyik véges differencia alapú séma a differenciálandó függvény Taylor-sorából indul ki, amely egy egydimenziós függvény $f(x)$ esetében a következőképp írható fel:

$$f(x_0 + h) \approx f(x_0) + \frac{f'(x_0)}{1!}h + \frac{f''(x_0)}{2!}h^2 + \dots = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{f^{(n)}(x_0)}{n!}h^n \quad (3)$$

Abban az esetben, ha a sor kifejtését abbahagyjuk a második tagnál a formula a következő:

$$f(x_0 + h) \approx f(x_0) + \frac{f'(x_0)}{1!}h \quad (4)$$

Kifejezve a deriváltat a következő formula adódik:

$$f'(x_0) \approx \frac{f(x_0 + h) - f(x_0)}{h} \quad (5)$$

Ezt a formulát nevezi az irodalom forward difference (előrevett differenciák) becslésnek. Akkor, ha $f(x_0+h)$ helyett $f(x_0-h)$ esetben fejtjük ki a sort az előbbieken használt gondolatmenettel a következő eredményt kapjuk:

$$f'(x_0) \approx \frac{f(x_0) - f(x_0 - h)}{h} \quad (6)$$

Ezt a képletet az irodalom backward difference (hátravett differenciák) becslés néven említi. Ezek a megoldások egyszerűek, gyorsan kiszámolhatóak, hátrányuk viszont az, hogy kevésbé pontosak. Léteznek összetettebb gradienst becsülő megoldások az irodalomban, de azok számításigényesebbek az előbbieken leírt eljárásoknál, és kettőnél több mintavételi pontot igényelnek.

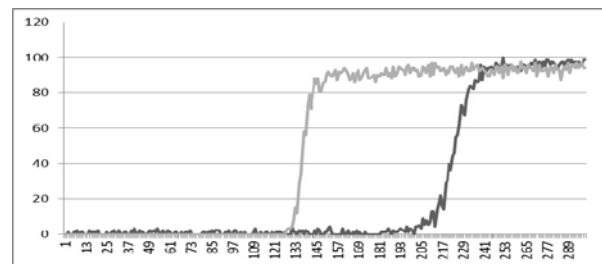
Egy adott részecske mozgása során adott pillanatig érintett pontokhoz tartozó függvény értékeket felhasználhatjuk az adott pontokban vett gradiensek becslésére. Az általunk implementált algoritmusban a backward difference módszer került beépítésre, mivel egyszerűbb volt implementálni. A gradienseket az elkészült algoritmus a részecskék sebességének beállítására használja, ezáltal a részecskék a függvény értelmezési tartományának egyes intervallumaiban gyorsabban, még más intervallumokban lassabban mozognak. Minden egyes részecske a pozíció és sebesség adatok mellett tárolja, hogy a már érintett pontokban hány egymás utáni esetben talált pozitív előjelű gradienst. Abban az esetben, ha ez túllép egy előre definiált konstans értéket, akkor az adott részecske sebességét növeljük, ha negatív előjelű gradienst találunk, vagy nem értelmezett a gradienst, akkor a sebesség visszaáll az alapértékre. Ha egy adott

részecske esetén nagy az egymás utáni mintavett pontokban egymást követő pozitív előjelű gradiensek száma, abból az következik, hogy a részecske ezen idő alatt nem haladt át lokális szélsőértéken, emiatt vagy a globális szélsőérték felé tart vagy egy olyan lokális szélsőértékhez, amely a részecske környezetében egy nagyobb intervallumon vett szélsőérték, emiatt gyorsíthatunk a sebességen, hogy a részecske kevesebb iterációs lépés alatt elérjen a szélsőértékg. A módszer eredményességét a következő fejezetben bemutatott szimulációk igazolják.

4. SZIMULÁCIÓS EREDMÉNYEK

A szimulációs eredmények előállításához egy Java alkalmazás került kifejlesztésre mely tartalmazza a standard valamint a gradienst használó megoldást, 12 feltétel nélküli [5] és 3 feltételes [2] kétdimenziós optimalizációs tesztfüggvényt. A 12 feltétel nélküli tesztfüggvényből 5 „szélsőséges” eset. Ez azt jelenti, hogy sok a lokális szélsőérték, és ez nehezen megoldhatóvá teszi a problémát.

Az eljárások úgy kerültek összehasonlításra, hogy mindkét algoritmust egy adott iterációs lépésig adott tesztfüggvényre százszor futtattunk. A következő ábrák vízszintes tengelyén az iterációs számok láthatóak, a függőleges tengelyen pedig az, hogy adott iterációs lépésnél a száz futtatásból hány esetben találta meg az adott algoritmus a megoldást. A standard algoritmus eredményét minden esetben sötétszürke, a gradienst számításal bővítettét pedig világosszürke szín jelöli.

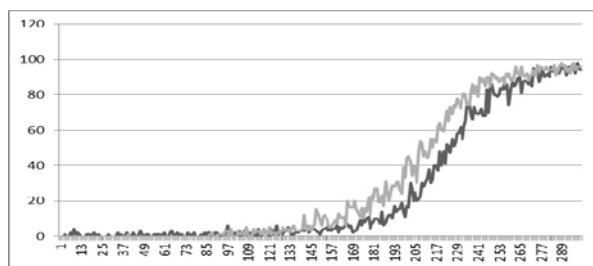


2. ábra

Standard és gradienst számításal kibővített eljárások összehasonlítása a De-Jong függvényen 1000 részecske esetén $f(x,y) = x^2 + y^2$.

Az algoritmusok mindegyik szimuláció esetén azonos paraméterekkel futottak. A 2 és 3. ábrán jól látható, hogy a gradienst használó algoritmus ugyanakkora iterációs szám mellett több esetben talál megoldást, mint a standard algoritmus. A 2. ábra előállításánál használt függvény esetében nincsenek lokális

szélsőértékek, csak egy globális szélsőérték, a 3. ábránál használt függvény



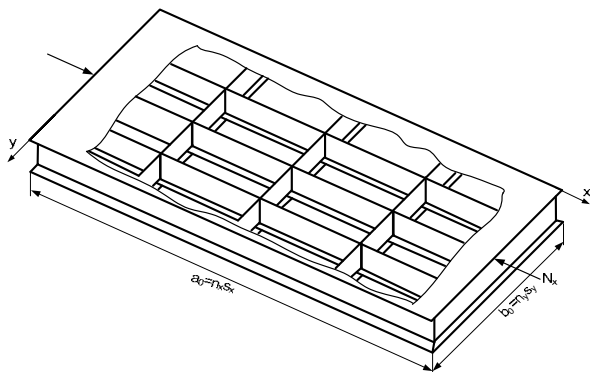
3. ábra Standard és gradiens számítással kibővített eljárások összehasonlítása az Drop Wave függvényen 1000 részecske esetén.

$$f(x,y) = -(1 + \cos(12(x^2 + y^2)^{0.5})) / (0.5(x^2 + y^2) + 2)$$

pedig „szélsőséges eset”, nagyon sok lokális szélsőértékkel rendelkezik. Az ábrákon jól látható, hogy a gradienst használó algoritmus eredményessége a sok lokális szélsőértékkel rendelkező függvény esetében gyengébb, mint azon függvényeknél ahol csak globális szélsőérték létezik.

5. CELLALEMEZ OPTIMÁLIS MÉRETEZÉSE

Elvégeztük egy hegesztett cellalemez optimális méretezését is, ahol a változók a felső és alsó fedőlemez vastagság $x_1=t_1$, $x_2=t_2$, a merevítő magassága $x_3=h$, a merevítők száma x - és y -irányban $x_4=n_x$, $x_5=n_y$. A méretezési feltételek a feszültségre és a stabilitásra vonatkoznak. A célfüggvény, pedig a szerkezet anyag- és gyártási költsége. Az eredmények nagyon biztatóak, összehasonlítva más számításokkal.



4. ábra A nyomásnak kitett cellalemez bontott ábrája

6. ÖSSZEFOGLALÁS

Kidolgozásra került egy új megközelítés PSO algoritmus gyorsítására, mely a mintavételi pontokban véges differencia alapú becsléssel határozza meg a gradienst és ezt használja fel a részecskék

sebességének megváltoztatására, a módszer nem igényel több mintavételezést mint az eredeti eljárás és nem függ a rendszer kezdőállapotától. A módszer hatékonysága függ attól, hogy mekkora egymást követő pozitív gradiens szám esetén változtatjuk a részecske sebességét, valamint a sebességet milyen mértékben változtatjuk. Minden célfüggvény esetén más és más beállítások lehetnek hatékonyak.

7. 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, valamint az OTKA T 75678 projekt keretében, illetve támogatásával.

8. IRODALOM

- [1] OSTFELD,A.: Ant colony optimization methods and applications, *InTech Publishers* 2011. ISBN 978-953-307-157-2
- [2] HIMMELBLAU,D.M.: Applied Nonlinear Programming, *McGraw-Hill*, 1972.
- [3] HE,S., PREMPAIN,E., WU,Q.H.: An improved particle swarm optimizer for mechanical design optimization problems, *Engineering Optimization*, Vol. 36: No. 5, pp. 585-605, 2004.
- [4] KENNEDY,J., EBERHART,R.: Particle swarm optimization, *IEEE International Conference on Neural Networks*, Vol. 4, pp. 1942–1948, 1995.
- [5] MOLOGA,M., SMUTNICKI,C.: Test functions for optimization needs, 2005. pp. 1-10. www.bioinformaticslaboratory.nl
- [6] MITCHELL,M.: An introduction to genetic algorithms, *The MIT Press*, 1998.
- [7] EBERHART,R., KENNEDY,J.: A new optimizer using particle swarm theory, *Proceedings of the Sixth International Symposium on Micro Machine and Human Science*, pp. 39–43, 1995.
- [8] SURIBABU,C.R., NEELAKANTAN,T.R.: Design of water distribution networks using particle swarm optimization, *Urban Water Journal*, Vol. 3: No. 2, pp. 111-120, 2006.
- [9] VAKILIS,S., GADALA,M.S.: Effectiveness and Efficiency of Particle Swarm Optimization Technique in Inverse Heat Conduction Analysis, *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, Vol. 56: No. 2, pp. 119-141, 2009.
- [10] TÍMÁR,I., HORVÁTH,P., BORBÉLY,T.: Optimierung von profilierten Sandwichbalken, *Stahlbau*, Vol. 72. No. 2. Febr. 2003, pp. 109-113.
- [11] ORBÁN,F.: Minimum cost design of horizontal vessels on saddles. *International Conference on Metal Structures*, University of Miskolc, Hungary, Proceedings pp. 217-221, 2003. Millpress Publishers. Rotterdam

KÜLSŐ CSILLAGKEREKES GÖRGŐS SZABADONFUTÓK EGYTENGELYŰSÉGÉNEK VIZSGÁLATA

MISALIGNMENT INVESTIGATION OF ROLLER FREEWHEELS WITH OUTER STARWHEEL

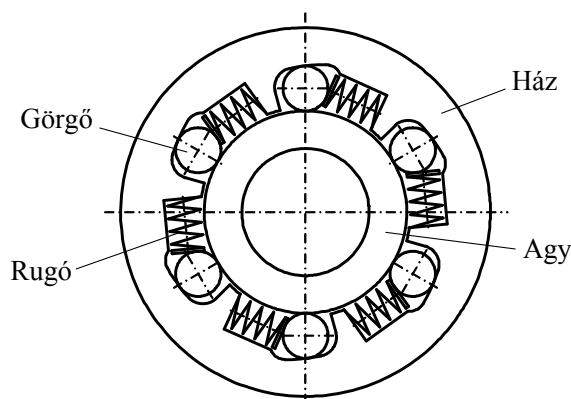
Bihari Zoltán, Miskolci Egyetem
Dr. Szepte József, PhD, Miskolci Egyetem

ABSTRACT

The roller freewheels are typically used in automotive starters, so-called Bendix drives. During the investigation we had controlled the operating conditions of second-hand and new mechanisms. We had improved the occasion, that the roller freewheels could work without built-in springs. The goal of this paper is to find out, whether the built-in springs have another hidden functions for the safe operation. We would like to know, whether there is any possibility to use this mechanism without springs.

1. BEVEZETÉS

A gépjármű indítómotorok feladata az, hogy a belsőégésű motort az indításhoz szükséges forgattyústengely-fordulatszámmal megforgassák. A hajtás egyik eleme egy forgásiránykapcsoló tengelykapcsoló (1. ábra). Ennek a szerkezetnek az a feladata, hogy a nyomatékot a hajtott oldalra továbbítsa, a hajtott oldalt megforgassa, majd a belsőégésű motor beindulását követően, amikor a hajtott oldal fordulatszáma meghaladja a hajtótét, oldja a kapcsolatot.



1. ábra. Görgős szabadonfutó

Egy korábbi dolgozatban [6] ezen tengelykapcsolók egyik típusának – külső csillagkeres görgős szabadonfutó – működését alapvetően befolyásoló jellemzőket határoztunk meg. Egy olyan módszer került bemutatásra, amelynek segítségével egy ilyen szerkezet rekonstrukciója elvégezhető. Az elemzéskor számos szabadonfutó szerkezet (4 görgős, 5 görgős és 6 görgős kivétel) működését valós darabon is megvizsgáltuk. A kutatás során ellenőriztük mind használt, mind új szerkezetek működési feltételeit. Mindezen ismeretek birtokában azt a következtetést vontuk le, hogy a szabadonfutókba beépített rugók eltávolítását követően is működőképesek a szerkezetek. A szakirodalom, valamint a felújítással foglalkozó vállalatnál tett látogatáskor kapott információ szerint a rugók feladata az, hogy a görgőket működési pozícióban tartsák. Tapasztalat szerint a szabadonfutás üzemállapotban a súrlódó nyomaték lényegesen nagyobb abban az esetben, ha a rugókkal ellátott szerkezetet vizsgáljuk. A nagyobb súrlódó nyomaték intenzívebb kopást is eredményez ebben az üzemállapotban.

Ennek a dolgozatnak a célja annak kiderítése, hogy a szerkezetbe épített rugóknak van-e valamilyen egyéb szerepük a biztonságos működés szempontjából, illetve a szerkezetet egyszerűbbé téve van-e lehetőség rugó nélküli változat alkalmazására.

2. A SZABADONFUTÓ PARAMÉTEREI

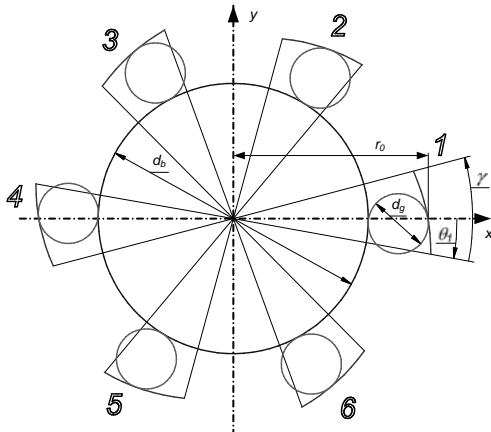
A vizsgálathoz az előzőekben matematikai úton leírt logaritmikus spirálist alkalmazzuk, a valós darabról lemért görgő és agy átmérő felhasználásával. A továbbiakban d_g a görgő átmérőjét, d_b az agy átmérőjét, a β szög pedig az érintő szögét jelöli. A paraméterek ismeretében meghatározható a logaritmikus spirális egyenlete:

$$r = r_0 \cdot e^{-\theta \cdot \text{ctg } \beta}, \quad (1)$$

A már ismert jelöléseken kívül θ a logaritmikus spirális paramétere polár-koordinátás alakban, r_0 a logaritmikus spirális kezdeti pontjához tartozó sugár-

ra. Az egyenlet felhasználásával megrajzolható görbe esetén meg kell határozni a logaritmikus spirális működés szempontjából hasznos tartományát.

A felvett logaritmikus spirális szakaszt 60°-okkal elforgatva a középpont körül megkapjuk a szabadonfutó csillagkerékének profiljait. Ezeket rendre $j = 1-6$ -ig számokkal jelöljük. A továbbiakban ezekkel a számokkal hivatkozunk az egyes ívek paramétereire.



2. ábra. Alapparaméterek jelölése

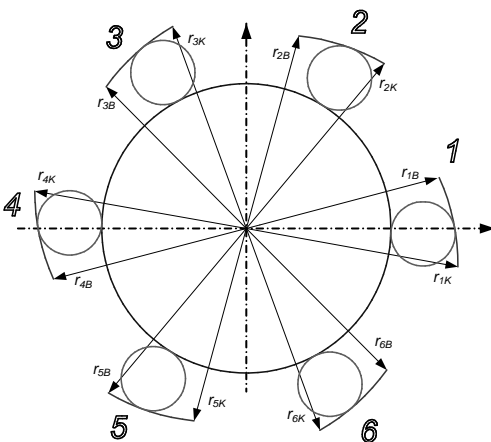
A 2. ábra szerinti logaritmikus spirális ívek külső – legnagyobb sugárhoz tartozó – pontjait az x-y koordináta-rendszerben a következő összefüggésekkel írhatjuk föl:

$$x_{jK} = r_K \cdot \cos\left(\theta_1 + \frac{(j-1) \cdot \pi}{3}\right),$$

$$y_{jK} = r_K \cdot \sin\left(\theta_1 + \frac{(j-1) \cdot \pi}{3}\right). \quad (2)$$

A képletekben szereplő „ r_K ” értéke a 2. ábra, valamint az alábbi összefüggés szerint számítható:

$$r_K = r_0 \cdot e^{-\theta_1 \cdot \text{ctg } \beta}. \quad (3)$$



3. ábra. Logaritmikus spirális külső és belső pontjai

A „K” index a külső pontokra utal, a későbbiekben bevezetett „B” index pedig a belső pontok jelölésére szolgál. A logaritmikus spirális szakaszok belső pontjai a 3. ábra jelöléseivel:

$$x_{jB} = r_B \cdot \cos\left(\theta_1 + \gamma + \frac{(j-1) \cdot \pi}{3}\right),$$

$$y_{jB} = r_B \cdot \sin\left(\theta_1 + \gamma + \frac{(j-1) \cdot \pi}{3}\right). \quad (4)$$

3. A GÖRGŐK SZÉLSŐ HELYZETÉNEK KOORDINÁTÁI

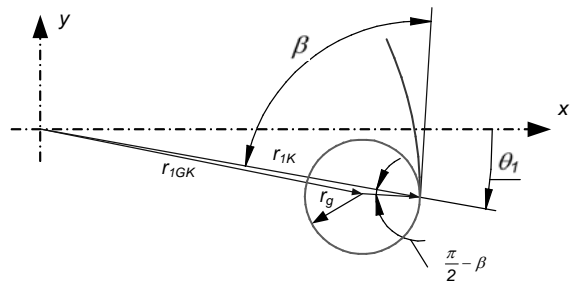
A gyakorlati és számítógépes szimulációs vizsgálatok tanúsága szerint a szerkezet működtetése során a görgők nem mindig ugyanabban a pontban kapcsolódnak. Egy bizonyos szakaszon belül tetszőlegesen és véletlenszerűen vándorolhatnak a profilgörbe mentén. Ennek az a következménye, hogy az agy középpontja elmozdul az eddig ideálisnak tekintett X-Y koordináta-rendszer középpontjából. A Solid Edge CAD rendszerrel végzett mozgás-szimulációs vizsgálatok kimutatták, hogy:

- a görgők által felvett kapcsolódási pozíciók egy kétváltozós függvény szerint írhatók le (geometriai kényszerek lekötése után 2 szabadon maradt szabadságfok);
- a legnagyobb középpont eltolódás akkor valósul meg, ha az egyik tetszőlegesen kiválasztott görgőt külső szélső pozícióban helyezzük el.

Válasszuk ki önkényesen az „1” görbe külső pontját, és ebben a pontban helyezzük el a görgőt. A görgő középpontja ekkor a 4. ábra alapján az alábbiak szerint alakul:

$$x_{1GK} = x_{1K} - r_g \cdot \cos\left[\theta_1 + \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)\right],$$

$$y_{1GK} = y_{1K} - r_g \cdot \sin\left[\theta_1 + \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)\right]. \quad (5)$$

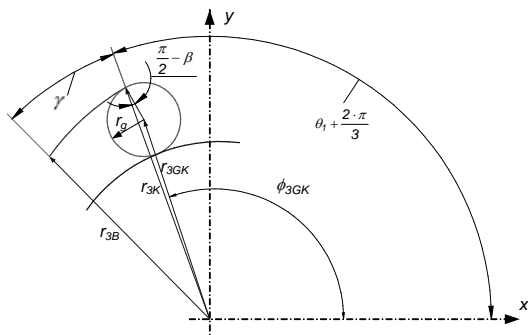


4. ábra. „1” jelű görgő középpontjának koordinátái a külső pontban

Az így kapcsolódási pozícióba hozott görbével a leköthető szabadságfokok száma 1-re csökkent. Ezt követően válasszunk egy másik görbét tetszőlegesen. Legyen ez a görbe önkényesen a „3” jelű. Helyezzünk el egy görgőt ennek a profilnak ugyancsak a külső pontján. A görgő középpontjának koordinátái:

$$x_{3GK} = x_{3K} - r_g \cdot \cos \left[\left(\theta_1 + \frac{2 \cdot \pi}{3} \right) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \right],$$

$$y_{3GK} = y_{3K} - r_g \cdot \sin \left[\left(\theta_1 + \frac{2 \cdot \pi}{3} \right) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \right]. \quad (6)$$

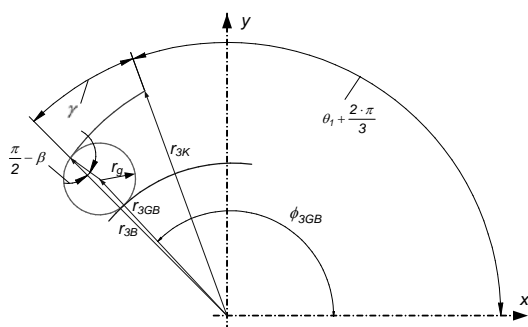


5. ábra. „3” jelű görgő középpontjának koordinátái a külső pontban

Amennyiben a „3” jelű görbén a belső ponton helyeznénk el a görgőt, a koordináták az alábbiak szerint alakulnának:

$$x_{3GB} = x_{3B} - r_g \cdot \cos \left[\left(\theta_1 + \gamma + \frac{2 \cdot \pi}{3} \right) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \right],$$

$$y_{3GB} = y_{3B} - r_g \cdot \sin \left[\left(\theta_1 + \gamma + \frac{2 \cdot \pi}{3} \right) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \right]. \quad (7)$$



6. ábra. „3” jelű görgő középpontjának koordinátái a belső pontban

4. A KÖZÉPPONT-ELTOLÓDÁS MÉRTÉKE

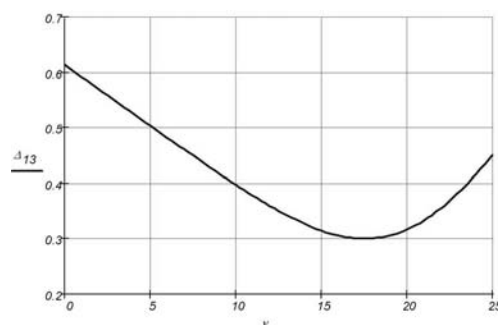
A továbbiakban a feladat annak meghatározása, hogy ha a „3” jelű görbén a kapcsolódási pontot r_{3GK} és r_{3GB} sugarak között (ϕ_{3GK} és ϕ_{3GB} szögek között) tetszőlegesen kis lépésenként „vonszol-

juk”, akkor a maradék négy görgőt (2; 4; 5; 6) el tudjuk-e helyezni a szabadonfutó szerkesztett vázlatán a következő feltételek szerint:

- a görgők érintőlegesen csatlakozzanak mind az agy, mind a profilt jelképező ívekhez;
- a görgők érintkezési pontja a megadott γ szöggel jellemzett szakaszon belül helyezkedjen el.

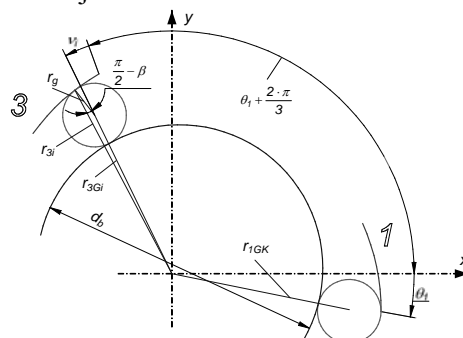
Azt a ϕ szöveget, amely esetén mind a négy görgő a megadott feltételeknek megfelelően elhelyezhető, a továbbiakban kedvező megoldásnak tekintjük. Végigpásztázva a kérdéses szakaszt, meg kell határozni a kedvező megoldások közül az agy elméleti középponthoz képest történő eltolódásának mértékét. Ezek közül a legnagyobb érték fogja megadni azt a radiális irányú lehetséges egytengelyűségi hibát, amely a vizsgált szabadonfutó szerkezetben egy kapcsolódás során maximálisan megvalósulhat.

„i” lépésközzel végigpásztázva a ϕ_{3GK} és ϕ_{3GB} szögek közötti kérdéses tartományt, a Δ_{13} (agy középpont eltolódás mértéke) a v (aktuális vizsgálati szög) függvényében diagramban megjeleníthető (7. ábra).



7. ábra. A középpont-eltolódás a v függvényében

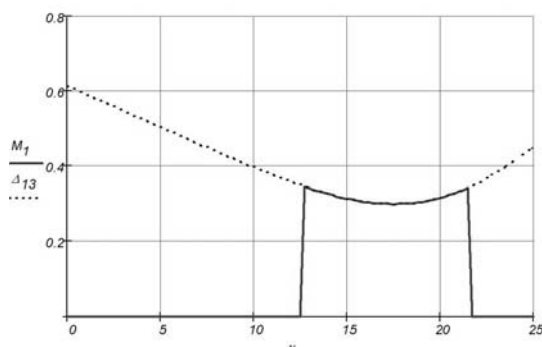
A v aktuális vizsgálati szög értelmezését a 8. ábra mutatja.



8. ábra. A görgő érintkezési pontja az i -dik lépésben

Ahhoz azonban, hogy megállapíthassuk a Δ_{13} eltolódásból a lehetséges értékek maximumát, a 7. ábra szerinti diagramból ki kell szűrni azokat a megoldásokat, amelyek valóban megvalósul-

hatnak. Kiegészítve a vizsgálatot ezzel az új feltétellel, az alábbi 9. ábra szerinti diagramhoz jutunk. Az M_1 függvény a lehetséges kedvező megoldásokat szemlélteti. A Mathcad szoftverrel megírt program szerint az M_1 függvény értéke a Δ_{13} –al egyenlő abban az esetben, ha kedvező megoldást találtunk, egyébként a függvény értéke 0. A 9. ábra szerinti diagramban a szaggatott vonallal a Δ_{13} középpont eltolódást, a folytonos vonallal pedig az M_1 kedvező megoldás függvényét jelöltük.



9. ábra. A középpont-eltolódás mértéke és a kedvező esetek a v függvényében

Ennek a függvénynek a maximális értékét meghatározva megkapjuk azt a középpont-eltolódást, amely egy kapcsolódás során véletlenszerűen létrejöhét. Ez a forgásirány-kapcsoló agy és ház között kialakuló legnagyobb egytengelyűség-hibát jelenti abban az esetben, ha a kezdeti feltételnek megfelelően a szerkezetbe rugókat nem építünk be.

Konkrét esetre vonatkozóan elvégezve a számításokat ennek értéke:

$$C = 0,346 \text{ mm} . \quad (8)$$

5. KÖVETKEZTETÉSEK

A számérték nagyságrendje figyelemre méltó abban a vonatkozásban, hogy az agy tulajdonképpen a kapcsolódó fogaskerékpár egyik tagja. Tapasztalat szerint gépészetileg elfogadható fogkapcsolódás ilyen mértékű tengelytáv-szórás esetén nem jöhet létre.

A rugók szerepe [2] szerint csupán az, hogy a szabadonfutóba épített görgőket kapcsolódási pozícióban tartsák. Az általuk kifejtett rugóerők a szerkezet működését számottevően nem befolyásolják. Valóban, az erőzáró kapcsolat megvalósul beépített rugók nélkül is.

Jelen vizsgálat azonban rámutatott a rugók egy másik, eddig rejtett funkciójára is: a beépített rugók közelítőleg ugyanakkora rugóerőt fejte-

nek ki a görgőkre. Ezzel biztosítják azt, hogy egyik görgő sem tud a többitől túlságosan eltérő kapcsolódási pozíciót felvenni. A feltételezés, mely szerint egy tetszőleges görgő az adott logaritmikus spirális szakasz egy szélső pontján kapcsolódik, csak rugó nélküli szerelésben jöhet létre. A rugók hatására a szabadonfutás üzemállapotban jelentős sűrűlő nyomaték ébred. Ez hosszabb távon káros melegekedést eredményez, és adott esetben a szerkezet károsodásához vezet. Normál üzemi viszonyok között azonban a rugók biztosítják a csillagkerék és az agy olyan mértékű egytengelyűségét, mely az agy részeként kialakított fogaskerék és a gépjármű lendítőkerekén lévő fogaskoszorú megfelelő kapcsolódását biztosítja.

A rugóval szerelt egység egytengelyűsége csak mérésel határozható meg pontosan. A nagyságrendekkel kisebb mértékű, maradó radiális irányú ütés a csillagkerék és az agy között ezekben a szerkezetekben konstrukciós okok miatt nem szüntethető meg, ezért [3] szakirodalomban – az egytengelyűség biztosítása érdekében – golyóscsapágyakkal kombinált konstrukciókat találunk.

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] STÖLZLE, K. – HART, S.: Freilaufkuppungen. Springer Verlag, Berlin, 1961.
- [2] TERPLÁN, Z. – NAGY, G. – HERCZEG, I.: Különleges tengelykapcsolók. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1971. p. 689-709.
- [3] FÜZI E.: Tengelykapcsolók, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968.
- [4] Г. КОРН, Т. КОРН: Справочник по математике для научных работников и инженеров, Наука, Москва, 1984.
- [5] SZENTE J. – BIHARI Z.: Szabadonfutó tengelykapcsolók vizsgálata. Gép, LVI évfolyam, 11-12. szám, 2005. p. 161-166.
- [6] BIHARI Z. – SZENTE J.: Különleges profilú gépelemek geometriai rekonstrukciója, Miskolci Egyetem Közleményei (Interdiszciplináris tudományok), 1. kötet, 1. szám, Miskolci Egyetemi kiadó, 2011. p. 143-150.

KIS MÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREK VIZSGÁLATA

TESTING OF SMALL PLASTIC GEARS

Bihari János egyetemi tanársegéd, Kamondi László PhD, tanszékvezető egyetemi docens

ABSTRACT

Plastic gears are used in many areas of life. Designing and installing these types of gears often needs physical post-control due to the deficiency of the relevant standards and work-helpers. In order to have real results by the control, we must use a kind of testing equipment, which is able to simulate exactly the stress as well as the typical problems. To be able to compile the right tests we must learn the types of these problems.

1. BEVEZETÉS

A műanyagok használatának számos előnye van. Jellemzően könnyebbek, mint a fémek, olcsón gyárthatók nagy sorozatban és könnyen létrehozhatók speciális fogazatok, amiknél nem kell tekintetbe venni az acél fogaskerekekénél a tervezést korlátozó gyártási határokat, mint pl. az alámetszés, vagy a fogkihegyesedés. Fontos tulajdonságuk a rezgések csökkentése, műanyag fogaskerék- fém fogaskerék kombináció használatával jelentősen csökkenthető egy berendezés zajszintje. A műanyag fogaskerekek használatával a korábbi módszereknél egyszerűbben létrehozható hézagmentes kapcsolódás, ami a precíziós eszközök gyártásának lényeges feltétele.

Kisméretű műanyag fogaskerekek tervezésekor és az ilyeneket tartalmazó hajtóművek tervezésekor is problémát jelent, hogy nincsenek olyan alaposan kidolgozott és jól használható irányelvek és szabványok, mint az acél fogaskerekekhez. A tervező gyakran rá van szorulva, hogy kísérleteket végezzen, vagy mások kísérleteinek eredményeit használja. Hosszú távú célunk egy kísérlet sorozat elvégzése, amelynek eredményei segíthetik a kis méretű műanyag fogaskerekek tervezését, ehhez azonban létre kell hozni egy számos üzemállapot szimulálására képes tesztberendezést, valamint a hozzá kapcsolódó érzékelő, jelrögzítő és kiértékelő rendszert. Ennek a cikknek a témája a hajtást és terhelést biztosító berendezéssel

szembeni követelmények meghatározása, annak ismertetése, hogy milyen funkciókkal és tulajdonságokkal kell ennek az egységnek rendelkeznie és miért van szükség az adott funkciókra.

2. DEFINÍCIÓK

Kis méretű fogaskerekek:

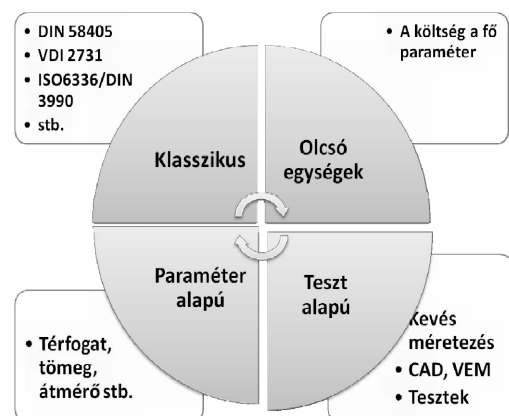
Modul < 1 mm (finommechanika, DIN 58405)
Jellemző külső méret < 50 mm

Mikrohajtóművek fogaskerekei:

Modul < 0,2 mm (VDI mikrohajtóművek)
Jellemző külső méret < 20 mm

3. TERVEZÉSI MÓDSZEREK A GYAKORLATBAN

Egy ilyen rendszer megtervezésének akkor van valódi értelme, ha megfelel az aktuális műszaki igényeknek. Természetesen ehhez vizsgálni kell a gyakorlatban előforduló megoldásokat és tervezési módszereket. Az ipari gyakorlatban alapvetően többféle tervezési módszert lehet megkülönböztetni, a létrehozandó berendezést az összes módszernél előforduló problémákra fel kell készíteni.



1. ábra. Tervezési módszerek

3.1. Klasszikus tervezés

A fogaskereket és a hajtómű elemeit a tervezők az ismert és elismert szabványok, irányelvek és módszerek alapján tervezik meg. A tervező gondosan elvégzi a geometriai, szilárdsági és tribológiai számításokat, az eredményeket adott esetben számítógépes szimulációval ellenőrzi. Az ilyen tervezés közben nem kell a szokásos mértékűtől eltérő kompromisszumokat kötni pl. a költségek vagy a szerelési idő miatt.

Természetesen az így tervezett hajtóművek számos paramétere kötött. Az árszintjük, szerelési idejük nem léphet át bizonyos határokat. A mikrofogaskerekeknél ez a tervezési módszer gyakran nem használható, mert a tűrészrendszerek vagy a megmunkálási eljárások miatt nem lehet biztos eredményt adó számításokat végezni.

3.2. Paraméter alapú tervezés

Jellemzően a mikrohajtóművek és az olcsó hajtóművek tervezési módszere. A jellemző elvárt paraméterek lehetnek a méret, előállítási költség, zajszint, műveleti pontosság stb. A teljes tervezési folyamat ehhez igazodik, a fő paraméter(ek) teljesülése a végcél. A paraméter alapú tervezéskor a tervező lehetőleg figyelembe veszi a vonatkozó szabványokat és előírásokat, de ha ez gátolja az elvárások betartásában, figyelmen kívül hagyja őket. Az ilyen típusú tervezésben kiemelt szerepe van a fizikai teszteknek és a véges elemes modellek használatának.

3.3. Olcsó egységek tervezése

Ma már napi gyakorlat olyan egységek beépítése nagyobb gépegységekbe, amelyek valamilyen egyszerű mozgást végeznek és nem túl fontos szerepük, vagy nagy számuk miatt egyik legfontosabb tervezési paraméterük az alacsony költségű előállítás. Így ez egy speciális paraméter alapú tervezésnek is tekinthető. Az ilyen olcsó egységek tervezésekor ma már elfogadott és gyakran használt módszer a teszt alapú fejlesztés.

3.4. Teszt alapú fejlesztés

A tervező megtervezi a hajtómű geometriai kialakítását, fő paraméterként általában a gyárthatóságot és szerelhetőséget tartva szem

előtt. Ez a két paraméter a költségek alacsony szinten tartását, vagy csökkentését szolgálja. A szilárdsági méretezés kevéssé alapos, vagy alá van rendelve az előző két paraméternek. Ilyen szerkezetekben gyakori a máshol már használt fogaskerekek beépítése. A tervezést számítógépes szimulációval ellenőrzik, azonban nem ismert minden lehetséges probléma.

Az egységből legyártanak néhány darabot, majd beépítik a helyére és meghatározott működési tesztekkel végzik rajta. Csak a legfontosabb paramétereket mérik, mint az élettartam a terhelés függvényében, autóipari alkalmazásoknál pl. a zajt, gyakran használt egységeknél az áramfelvételt.

Ha az eredmény kielégítő, megkezdik a sorozatgyártást.

Ennek a módszernek jelentős és egyre jobban érezhető kockázata, hogy a nagyvonalúan előírt tűrések miatt a gyártási hibák azonnal, vagy nagyon rövid idő után a hajtómű működésképtelenségéhez vezethetnek.

Hogy ez lehetőleg ne a végfelhasználónál történjen, a gyártók gyakran az összes ilyen egységet tesztelik összeszerelés után, ami növeli a költségeket. Ezt természetesen figyelembe veszik akkor is, mikor ezt a módszert választják.

Egy másik jelentős kockázat, hogy ha valamilyen tervezési hiba, vagy előre nem látható üzemállapot által okozott meghibásodások miatt nagy a reklamációk száma, akkor a költségek még nagyobb mértékben növekedhetnek, így a fő tervezési paraméterek egyike már nem teljesül.

Az ilyen hajtóművekben merőben szokatlan üzemállapotok jelenhetnek meg, akár olyanok is, amiket csak hosszas kutatással lehet megérteni, így a tervezéskor nehezen vehetők figyelembe.

4. A MŰANYAG FOGASKEREKEKKEL KAPCSOLATOS GYAKORLATI PROBLÉMÁK A KÜLÖNBÖZŐ TERVEZÉSI MÓDSZEREKNÉL

A klasszikus tervezés jellemző problémái:

- Bizonyos anyagokhoz nem állnak rendelkezésre pontos szilárdsági adatok.
- A kapcsolószám változhat a terhelés növekedésével.
- Egyes műanyagok belső súrlódása miatt a terhelés hatására az anyag belsejében is fejlődhet el nem hanyagolható mennyiségű hő,

így a hőmérsékletek számításakor tévedéshez vezethet, ha csak a felületek sűrűségéből származó hőt vesszük figyelembe.

- Bizonyos kis mérettartományokban a túréseket csak a nagyobb mérettartományok túréseinek extrapolációjával lehet meghatározni. Ilyen esetekben mindig ellenőrizni kell az elkészült fogazatok működőképességét.
- A hajtómű, különösen a mikrohajtóművek, vagy a mikrotartományhoz közeli méretű hajtóművek esetén még jelentős gyártási hibák esetén is működőképes lehet, ami nehezíti a minőség ellenőrzését.
- A szerelési hibák kevésbé egyértelműen jelentkeznek, mint az acél kerekeknél.

A paraméter alapú tervezés jellemző problémái:

- A klasszikus tervezésre jellemző problémák itt is igazak.
- A paraméterek teljesülése a szimulációig csak feltételezhető.
- Túl sok a bizonytalansági tényező.
- A szerelési hibák hatása nehezen kiszámítható.
-

Teszt alapú fejlesztésnél jelentkező jellemző problémák:

- Itt is igazak mind a klasszikus, mind a paraméter alapú tervezés problémái.
- Számos probléma lehetősége nem ismert, mert nem szerepelnek a tervezési folyamatban.
- A túrések miatt a hibás geometria is működhet bizonyos helyzetekben jól.
- A teszt példányok csak a végleges gyártási módszerrel adnak jó eredményeket.
- A teszt példányok hibái kiszámíthatatlanná teszik az eredményeket.
- A nem megfelelő tesztek alapján hibás következtetések.
- A melegedés nem számítható, a hatásai nehezen korrigálhatók.

5. A TERVEZÉSI MÓDSZEREK ÉS A FELHASZNÁLÁSI TERÜLETEK HATÁSA A PRÓBAPADDAL SZEMBEN TÁMASZTOTT KÖVETELMÉNYEKRE

A klasszikus módszerekkel tervezett hajtóművek fogaskerekeit általában viszonylag egyszerű próbapaddal lehet ellenőrizni.

A pad egy, a meghajtást biztosító motorból, a fogaskereket befogadó készülékekből és azok

csapágyazásaiból, valamint egy fékből áll, amely a terhelést biztosítja.

Az ilyen próbapadokkal szemben támasztott minimumkövetelmények:

Motor:

- A motor legyen elegendően erős ahhoz, hogy a kívánt behajtó teljesítményt tartósan, azonos, vagy paraméterek szerint változó fordulatszám mellett tudja biztosítani.
- A szabályozhatósága legyen olyan, hogy lehetővé tegye a szimulált folyamat jellemzőinek pontos követését.

A fogaskereket fogadó szerkezet:

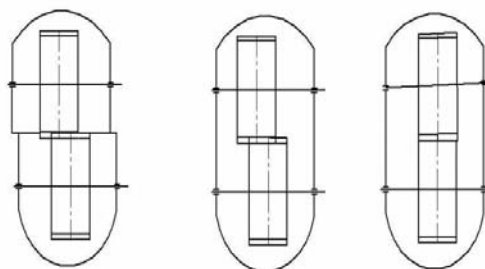
- Lehetővé teszi a fogaskerek rögzítését és biztosítja a csapágyazásukat.
- A szerkezet pontossága minimum tegye lehetővé a fogaskerek olyan pontosságú pozicionálását, amilyen pontosságú környezetben a tervezett berendezésben vagy gépben működni fognak.
- Nem vihet a rendszerbe a végleges környezetnél nagyobb hőt, de a hővezetése sem lehet jelentősen jobb, mint a végleges szerkezet elemeinek.
- Ellátható burkolattal, ami lehetővé teszi a kent állapotú jellemzők vizsgálatát különböző kenőanyagoknál.

A fék:

- Képes a megfelelő terhelést biztosítani.
- Jól szabályozható, így alkalmas gyorsan változó terhelések létrehozására.

5.1 Néhány gyakorlati probléma és hatásuk a követelményekre

A műanyag kerekeket gyakran szerelik fröccsöntött házakba. Ezeknél előfordulhat, hogy a csapágyazást hibásan szerelik be, ami szöghibákat és mérethibákat okoz (2. ábra).

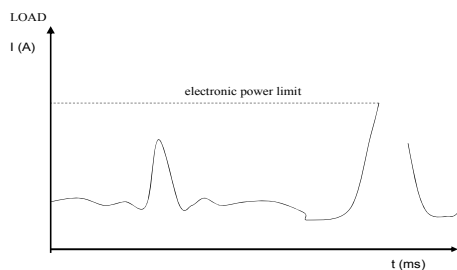


2. ábra. Néhány szerelési hiba

Követelmény a próbapaddal szemben:

A fogaskerekeket rögzítő úgy kell kialakítani, hogy lehetővé tegye az ilyen hibák szimulációját.

Kis elektromos kéziszerszámok hajtásait gyakran érheti egyenetlen terhelés a felhasználás módja miatt. Ilyen egyenetlen terhelést okozhat a csavarozás forgácsolásban, vagy fogorvosi fúróknál a hirtelen mozdulatok munka közben (előre látható hibás használat).



3. ábra. Kiugró terhelések kompozit anyag csavarozásakor

Ezek hatása gyakran olyan, hogy csak a kerék pár fogát éri nagyobb terhelés (3.ábra). Műanyag kerekek estén ez azt is jelentheti, hogy a kapcsolószám megnő, a kapcsolatban lévő első fog erősen deformálódik. A kapcsolatból kilépve a fog visszanyeri az eredeti alakját. Ilyenkor az anyag belső súrlódása miatt a fogtő és a fog belseje is melegszik, így helytelen anyagválasztás esetén a fog mérete jelentősen megnőhet, kilépve a tűrésmezőből. Ne feledjük, hogy a kis kerekek tűrései abszolút értékben kicsik, de mikrokerekeknél a probléma még jelentősebb lehet. Ilyen esetekben a fejkör közelítőleg sem kör alakú, ez lokális fogtő-interferenciákhoz vezethet. Ha a kerék tönkremegy, utólag vizsgálva a hiba egyszerű fogtőrésnek vagy túlmelegedésnek tűnik, azért nehéz meghatározni, hogy mi okozhatta.

Követelmény a próbapaddal szemben:

A féknek képesnek kell lennie ilyen terhelések szimulációjára. Jobb megoldás, ha a pad képes olyan oszcilláló mozgásra, ami egyszerre csak egy ponton terheli a fogaskerekeket. Ehhez esetleg a motor oszcilláló mozgására van szükség, miközben a fék rögzíti a kihajtó oldalt. Bonyolítja a problémát, ha a vizsgált kerekek intelligens motorvezérléssel ellátott gépbe épülnek be. Ilyen esetben a kimenő oldali terhelés növekedését a motor rövid időre nagyobb nyomatékkal kompenzálja, ekkor a jelenség fokozottabban jelentkezik. Ilyen kerekek vizs-

gálatához a pad motorjának is a hasonlóan kell viselkednie.

A klasszikus tervezésnél is hibázhat a tervező, például figyelmen kívül hagyhatja a nehezen hozzáférhető helyeken a szennyeződések hatásait, vagy bizonyos üzemállapotokat. Ilyen üzemállapot lehet, amikor egy légttechnikai berendezésben a csappantyúkat mozgó hajtóműveknek akkor kell indulnia, mikor a csappantyút impulzusszerű léglökések érik.

A teszt alapú fejlesztésnél a próbapadnak modelleznie kell a lehetséges problémák nagy részét.

Az olcsó egységek tervezésekor figyelembe kell venni, hogy nem csak a fogaskerekek tervezése nagyvonalú, hanem a csapágyazásoké és a házaké is. Ezért a padnak meg kell felelnie a klasszikus tervezés követelményeinek, de azon kívül számos probléma vizsgálatára alkalmasnak kell lennie.

IRODALOM

- [1] Antal, M., Bonamid tervezési segédlet, Szm. 201-XXIV-13/82 Nehézipari Műszaki Egyetem Gépelemek Tanszéke, 1983.
- [2] Bottenbruch, L. & Binsack, R., Technische Thermoplaste 4., Polyamide, ISBN 3 446 16486 3, Hanser Verlag, Wien, 1998.
- [3] Starke, L. & Meyer, B.R., Toleranzen, Passungen und Oberflächengüte in der Kunststofftechnik, ISBN 3 446 22722 9, Hanser Verlag, Wien, 2004.
- [4] VDI 2225 Blatt 3: Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Technisch-wirtschaftliche Bewertung, 1998.
- [5] VDI 2731 Blatt 1: Mikrogetriebe Grundlagen, 2009.
- [6] Züfle, D., Getrieanalyse und Qualitätssimulation, TAE-Seminar Praxis der Zahnradfertigung, Friedrichshafen, 2004.

MŰSZAKI FELÜLETEK FRAKTÁL ALAPÚ VIZSGÁLATA

FRACTAL ANALYSIS OF ENGINEERING SURFACES

Czifra Árpád, PhD

Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar

ABSTRACT

Tribological behaviour – friction, wear and lubrication – of machine elements highly depends on the operating state and also the original topography of working pair.

The aim of this study was to compare the capability of two fractal characterisation methods for profiles in case of different machining techniques. Power spectral density and height difference correlation function was used to calculate the fractal dimension.

1. BEVEZETÉS

Műszaki felületek tribológiai szempontú tervezése megköveteli a felületi mikrotopográfia ismeretét és előírását. A felületi érdesség 2D-s paraméterekkel történő jellemzése szabványosan ugyan jól definiált, de korlátai az elmúlt évtizedekben egyre nyilvánvalóbbá váltak: több szerző, köztük Thomas [1] megállapítja, hogy a módszer igen érzékeny a mintavételi távolságra, a mérési hosszra, valamint a szűrési beállításokra.

Napjainkra a paraméter alapú topográfiai jellemzésen túl két domináns kutatási irányvonal figyelhető meg. Az egyik a felület lokális jellegzetességeit felismerő és értékelő érdességsúcs- és karc-elemző technika, míg a másik a topográfia „globális” jellemzését megcélzó összetett matematikai módszerekkel történő értékelés. Ezen utóbbiak közül igen érdekes a fraktál alapú technika, mely számos támogatót és legalább ennyi ellenzőt mondhat magáénak. A fraktál technika, melyet Mandelbrot [2] dolgozott ki részleteiben, felületek önhasonlóságára alapulva matematikai módszereken nyugszik, ugyanakkor valós műszaki felületek esetén számos kérdést felvet.

A működő felületek mikro- és nanotopográfiaiból nyert információk napjaink sűrűdési és kopási modelljeiben input adatként jelennek meg. Ezen modellek előszeretettel alkalmazzák a fraktál fogalmat (ld: Persson [3] vagy Klüppel [4] munkáit).

Műszaki felületek esetén megfigyelhető a fraktál – önhasonló – jelleg, ugyanakkor a fraktál dimenzió pontos meghatározása már nehézkes és bizonytalan feladat. Egyes szerzők (pl: [5]) szerint a legtöbb felület esetén nem is használható egyetlen fraktál dimenzió, hanem – bevezetve a bi- és multifraktál fogalmat – adott frekvenciatartományokra értelmezik a fraktáldimenziót.

Jelen munkám célja különböző megmunkálású felületek 2D-s profilvizsgálata amplitúdó sűrűség spektrum és magasságkülönbség korrelációs módszerekkel, annak érdekében, hogy a két eljárással számított fraktál dimenzió és a felület jellege közötti kapcsolatot feltárjam.

2. ELMÉLETI ALAPOK

Műszaki felületek mikrotopográfiájának hullámhossz és fraktál információi számos eljárással meghatározhatók. Jelen munkámban PSD és HDCF alapú technikákat alkalmaztam. A helytartományból frekvenciatartományba való áttérés Fourier-transzformációval történik, melynek eredményeit a teljesítmény sűrűség spektrummal (PSD) jellemezzük. A 2D-s PSD függvény előállítható a véletlen jel közvetlen Fourier-transzformáltjával. Ez a megközelítés a valós téréből átvezet a frekvenciatérbe, megjelenítve a jelben felfedezhető hullámhosszakat.

Egy diszkrét pontokból álló profil Fourier transzformáltja az (1) egyenlet szerint határozható meg.

$$F(q_p) = \Delta x \sum_{i=1}^M z(x_i) e^{-j2\pi q_p x_i}, \quad (1)$$

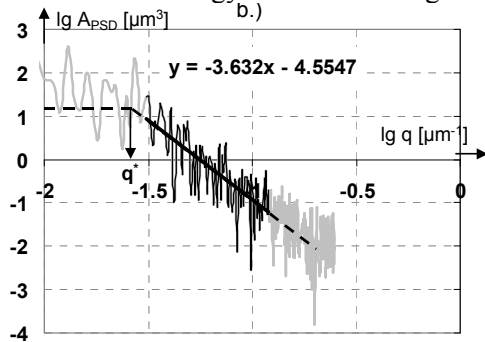
ahol q_p a p -edik frekvencia, Δx a mintavételi lépésköz, $z(x_i)$ az x_i helyen lévő magasságkoordináta, N a profil pontjainak száma.

A transzformáció eredménye két formában jeleníthető meg: egyrészt a hullámhossz függvényében lineáris léptékben, ahol kiugró lokális maximumként megjelennek a profilha jellemző domináns hullámhosszak, másrészt a frekvencia logaritmusának függvényében, ahol a PSD-re illesztett egyenes me-

redektségéből meghatározható a felület fraktál dimenziója (ld: [3]):

$$Df = 3 + m/2, \quad (2)$$

ahol m az illeszkedő egyenes meredeksége.



1. ábra. PSD görbe

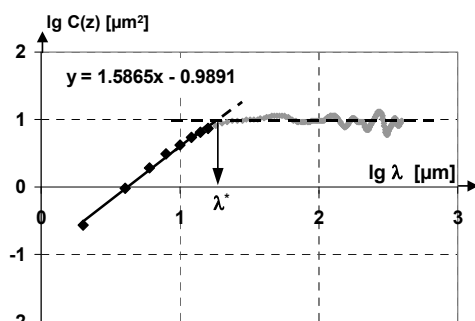
A logaritmusos léptékű PSD görbe a felületek olyan jellegét domborítja ki, melyet a hagyományos technikák rejtve hagynak. A magasságkülönbség korreláció ugyancsak a felületnek ezt a jellegét igyekszik megfogni más eszközökkel. Klüppel és társai [4] által gumi súrlódási modellekben használt magasságkülönbség korrelációs függvény a (3) szerint értelmezhető, ahol λ a hullámhossz, $z(x)$ az x helyen értelmezett magasságkoordináta, $z(x+\lambda)$ az $(x+\lambda)$ helyen értelmezett magasságkoordináta, $\langle \cdot \rangle$ számtani átlag a teljes x tartományra.

$$C_z(\lambda) = \langle ((z(x+\lambda) - z(x))^2) \rangle \quad (3)$$

A magasságkülönbség értékeket a hullámhossz logaritmusának függvényében alkalmazva olyan görbéhez jutunk, melynek lineáris szakasza a felület fraktál dimenziójával van összefüggésben:

$$Df = 2 - m/2, \quad (6)$$

ahol m az illeszkedő egyenes meredeksége.



2. ábra. Magasságkülönbség korrelációs függvény

3. VIZSGÁLT FELÜLETEK

Munkám során négyféle megmunkálású felület elemzését végeztem el (E=esztergált, K=köszörült; M=mart, S=szikraforgácsolt). A gyártási eljárásoknál eltérő átlagos felületi érdességű és egyenetlenség magasságú topográfiákat választottam ki. Esztergálás esetén két megmunkált felületet, köszörülésnél három felületet, marásnál négy felületet, szikraforgácsolásnál pedig egyet vizsgáltam. A méréseket 2 µm-es mintavétellel végeztem, 1 mm profilszakaszokon (3-3 profilon minden megmunkálásra) Mahr Perthometer Concept típusú berendezésen FRW-750 90°-os csúcscsögű 5 µm csúcsgugarú tapintóval.

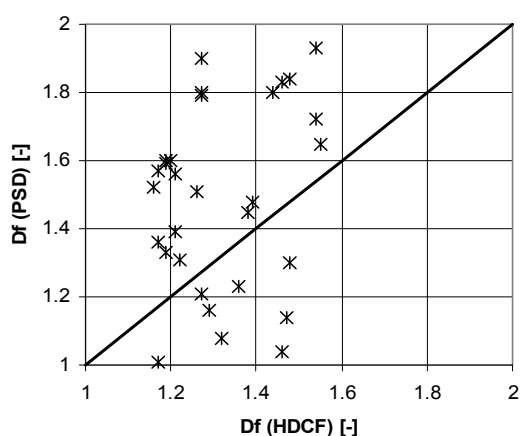
4. EREDMÉNYEK

A vizsgálat eredményeit az 1. táblázat foglalja össze.

1. táblázat. Vizsgált profilok átlagos érdességük, maximális érdességük, és fraktál dimenzióik

| | Ra [µm] | Rt [µm] | Df (HDCF) [-] | Df (PSD) [-] | |
|----|------------|------------|------------------|-----------------|------|
| E1 | 1,09 | 8,13 | 1,19 | 1,59 | 1,57 |
| | 1,13 | 9,67 | 1,19 | 1,51 | |
| | 1,13 | 8,05 | 1,2 | 1,6 | |
| E2 | 2,99 | 13,69 | 1,17 | 1,57 | 1,48 |
| | 3,02 | 13,50 | 1,16 | 1,52 | |
| | 2,97 | 13,65 | 1,17 | 1,36 | |
| K1 | 0,48 | 3,60 | 1,29 | 1,16 | 1,15 |
| | 0,51 | 3,72 | 1,27 | 1,21 | |
| | 0,52 | 3,57 | 1,32 | 1,08 | |
| K2 | 2,11 | 9,08 | 1,38 | 1,45 | 1,39 |
| | 1,62 | 8,34 | 1,39 | 1,48 | |
| | 1,64 | 9,09 | 1,36 | 1,23 | |
| K3 | 0,49 | 3,28 | 1,46 | 1,83 | 1,82 |
| | 0,52 | 3,43 | 1,44 | 1,8 | |
| | 0,51 | 3,43 | 1,48 | 1,84 | |
| M1 | 0,55 | 2,65 | 1,54 | 1,72 | 1,77 |
| | 0,53 | 2,90 | 1,55 | 1,65 | |
| | 0,55 | 3,13 | 1,54 | 1,93 | |
| M2 | 2,52 | 10,51 | 1,46 | 1,04 | 1,16 |
| | 2,61 | 11,50 | 1,47 | 1,14 | |
| | 2,73 | 13,06 | 1,48 | 1,3 | |
| M3 | 2,43 | 14,67 | 1,22 | 1,31 | 1,54 |
| | 3,06 | 19,70 | 1,26 | 1,51 | |
| | 3,90 | 23,50 | 1,27 | 1,8 | |
| M4 | 1,84 | 13,38 | 1,27 | 1,79 | 1,76 |
| | 2,03 | 14,77 | 1,27 | 1,9 | |
| | 1,89 | 14,10 | 1,19 | 1,6 | |
| S1 | 1,74 | 9,59 | 1,17 | 1,01 | 1,32 |
| | 1,78 | 9,59 | 1,21 | 1,39 | |
| | 1,33 | 8,46 | 1,21 | 1,56 | |

Az eredmények értékelése során meg kell állapít-suk, hogy sem az amplitúdó paraméterekkel, sem egymással nincsenek korrelációban a kétféle módon számolt fraktál dimenzió értékek. Az Ra és Rt paraméterekkel való korreláció nem elvárt, sőt a Df értékek a „teljes spektrum analízis” révén figyelembe veszik a kis hullámhosszú összetevőit is a felületnek, míg az amplitúdó paramé-terek alapvetően a domináns hullámhossztól függenek. A 3. ábrán szereplő diagram pontjai egy-egy profilhoz tartozó HDCF és PSD alapon számolt fraktál dimenzió értékét mutatják. Az elméleti 45° -os egyenestől szinte kivétel nélkül távol esnek a pontok. Ez komolyan megkérdője-lezi a módszerek – legalábbis az egyik – megbíz-hatóságát.



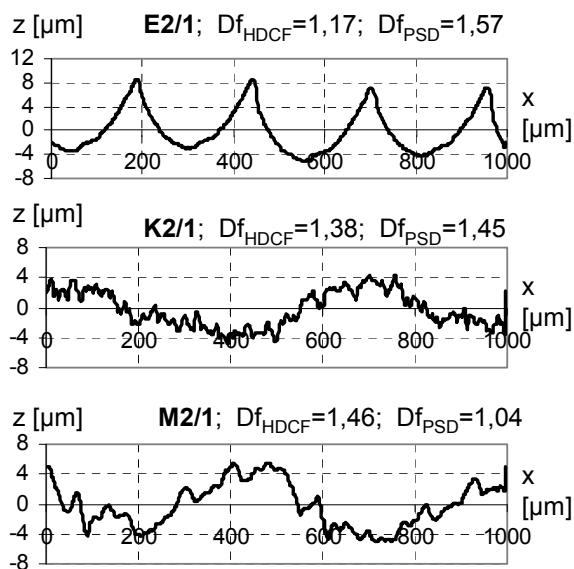
3. ábra. Kétféle technikával számolt fraktál di-
menzió értékek

Tudjuk, hogy az Ra paraméter kis szórása az azonos felülethez tartozó három profil esetében a felületi megmunkálás homogenitására utal. Ez a felületek többségénél teljesül is; kivételt csak a K2 és M3, valamint az S1 jelű felületek jelente-nek. Az Rt paraméter a profil szélsőértékeiből kerül meghatározásra, így nagyobb ingadozása a legtöbb esetben természetes. Jól jellemzi az E2 jelű esztergált felület megmunkálásának – elvárt – egyenletességét a paraméter kis ingadozása.

Fontos észrevennünk, hogy az azonos felületek-
hez tartozó 3-3 profil esetén a magasságkülön-
ség korrelációból meghatározott fraktál dimenzió
érték alig szór (maximális eltérés a 3 érték között
M4 esetén tapasztalható: 0,08), míg PSD estén a
legkisebb eltérés (K3 esetén) 0,04, a legnagyobb
S1-nél 0,55.

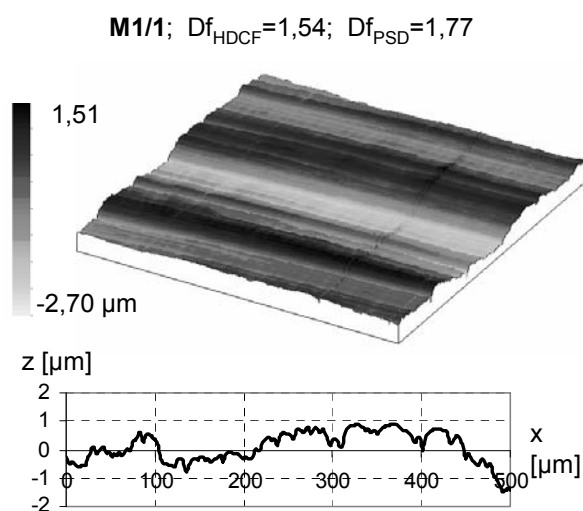
Felületek fraktál dimenziójának értelmezésére
többféle magyarázat is létezik. A gyakorlat szá-
mára talán legérthetőbb és leghasznosabb az az
értelmezés, mely a fraktál dimenziót mint a felü-
let tagoltságát jellemző mennyiséget értelmezi.

Ebből a szempontból megvizsgálva az eredmé-
nyeket a 4. ábra alapján úgy tűnik, hogy a HDCF
analízis megbízhatóbb értékeket ad: az esztergált
felület sokkal kevésbé tagolt, mint a mart vagy a
köszörült, így ott kisebb Df értéket várunk.



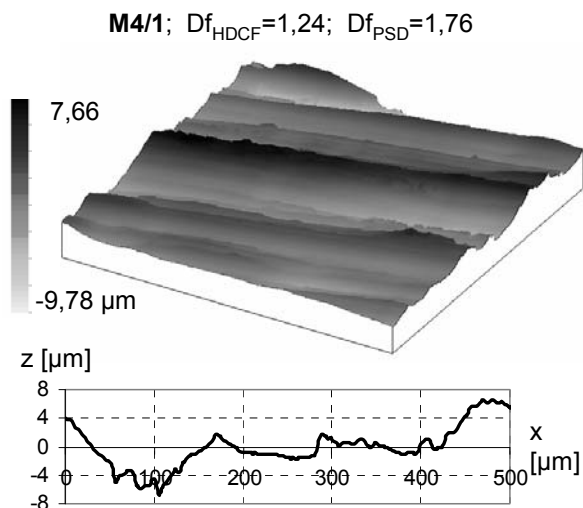
4. ábra. Profilok és fraktál dimenzió értékeik

Topográfiaik estén talán még szembetűnőbb a
különbség. Két különböző marási megmunkálás
esetén mutatja az 5. és 6. ábra a felület egy 1
mm²-es részét, valamint egy rövid profildarabot.
Az M1 (5. ábra) felület esetén kapjuk a legna-
gyobb Df értéket a HDCF analízisből. A finoman
megmunkált felület magán viseli a megmunkálás
előtolási nyomait, de a kivett profildarabon jól
látszik, hogy a szerszám számos további nyomot
hagyott a felületen.



5. ábra. Mart felület (M1; 1x1 mm) és a felület
egy profildarabja

Az M4 jelű mart felület jóval durvább megmunkálási nyomokat tartalmaz, mint M1, miközben hasonló nagyságú az előtolás mértéke a topográfiai nyomok alapján. A HDCF fraktál dimenziója itt mindössze 1,24, azaz jóval kevesebb, mint M1 esetén. A PSD görbéből nagyon hasonló D_f értéket kapunk a két felületre (1,77 és 1,76). A 6. ábra tanúsága szerint a felület – bár durvább – sokkal kevésbé tagolt.



6. ábra. Mart felület (M4; 1x1 mm) és a felület egy profildarabja

Míndezek után a fraktál dimenzió HDCF alapon történő kiértékelését elfogadva az 1. táblázat eredményeit alapul véve elmondhatjuk, hogy az egyes megmunkálások nem kategorizálhatók a fraktál dimenzió alapján. Egyedül az esztergálást emelhetjük ki, mint alacsony D_f értékkel rendelkező megmunkálást, de további vizsgálatok szükségesek az ilyen irányú következtetések megerősítésére.

5. KÖVETKEZTETÉSEK

A vizsgálatokból az alábbi következtetések vonhatók le:

- Műszaki felületek esetén a mért profilok fraktál dimenziója és amplitúdó paraméterei nem mutatnak korrelációt.
- A vizsgált felületek esetén azt tapasztaltam, hogy a PSD-ből számolt D_f érték nem ad megbízható eredményeket, míg a HDCF analízis D_f értékei a fraktál matematikai definíciójának megfelelően viselkednek: tagolt felület esetén

nagyobb, kevésbé tagolt esetben kisebb értéket adnak.

- Az elvégzett vizsgálatok alapján az egyes gyártástechnológiai eljárások nem különíthetők el fraktál dimenziójuk alapján.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Jelen cikk az ÓE-RH-1193/3-2011 számú téma: „Működéshez optimált mikrotopográfiák tervezése és gyártása” című téma keretében készült.

7. IRODALOM

- [1] THOMAS, T. R., ROSÉN, B. G.: Determination of the sampling interval for rough contact mechanics, Tribology International 33, p. 601-610 (2000)
- [2] MANDELROT, B. B.: The fractal geometry of Nature. W. H. Freeman and Company, New York (1977)
- [3] PERSSON, ALBOHR, TRATAGLINO, VOLOKITIN, TOSATTI. On the nature of surface roughness with application to contact mechanics, sealing, rubber friction and adhesion. J. Phys, Condens. Matter 17, R1-R62 (2005)
- [4] KLÜPPEL, M., MÜLLER, A., LE GAL, A., HEINRICH, G.: Dynamic contact of tires with road tracks, Meeting of the Rubber Division, American Chemical Society, San Francisco, April 28-30 (2003)
- [5] WU, J., J.: Structure function and spectral density of fractal profiles, Chaos, solitons and fractals, 12, 2481-2492 (2001)

ÚJ ELJÁRÁS RÁCSOS TARTÓK TOPOLOGIAI OPTIMÁLÁSÁRA

NEW METHOD FOR TOPOLOGY OPTIMIZATION OF TRUSS STRUCTURES

Daróczy László*, dr. Jármái Károly**

ABSTRACT

On the field of topology optimization two of the most well-known methods are the ESO/BESO method working with discrete values [1], [2], and the SIMP working with intermediate values, [5], [6]. This article will present a new evolutionary method based on fluid-like behavior. It will be shown mathematically that this method is the generalization of ESO/BESO method. The article will present the basic idea, the optimization algorithm, and finally compare the result of a cantilever-optimization with the result of the previous methods.

1. BEVEZETÉS

Az alábbiakban a jól ismert, klasszikus optimalási problémán - a külső potenciális energia („compliance”) minimálásán - keresztül kerül ismertetésre az új módszer, ahol az alábbi módon fogalmazható meg a probléma:

$$C(x) = \frac{1}{2} \mathbf{f}^T \mathbf{u} \rightarrow \min, \quad (1)$$

úgy, hogy:

$$\sum_{i=1}^N V_i x_i - V_0 f = 0, \quad (2)$$

$$\mathbf{K} \mathbf{u} = \mathbf{f}, \quad (3)$$

$$0 \leq x_{\min} \leq x_i \leq 1, \quad (4)$$

ahol \mathbf{K} a globális merevségi mátrix, \mathbf{f} a szerkezet globális terhelési vektora, \mathbf{u} az elmozdulás-vektor, $C(x)$ a külső potenciális energia, N az elemek száma, x_i az i . elem sűrűsége, x_{\min} az elemek minimális sűrűsége, V_i az i . elem térfogata, V_0 a teljes tervezési tartomány térfogata, és f az elérni kívánt térfogatszázalék.

Az egyes elemek merevségi mátrixának számítása során felhasználjuk a SIMP (szilárd izotrop anyag

büntetéssel) interpolációs sémát, ahol az egyes elemek Young-féle rugalmassági modulusát az alábbi összefüggés szerint büntetjük, [4]:

$$E(x_i) = E_0 x_i^p, \quad (5)$$

ahol E_0 a tömör anyag rugalmassági modulusa, míg p a büntetőparaméter. Ezek alapján definiálható (egyen-
térfogató véges elemekből álló háló esetén) az egyes elemek érzékenysége, mely a célfüggvény optimalizált változók szerinti deriváltjaként fejezhető ki, a BESO megfogalmazásnál alkalmazott formát tekintve, [3]:

$$\alpha_i = \frac{x_{\min}^{p-1} \mathbf{u}_i^T \mathbf{K}_i^0 \mathbf{u}_i}{2}, \quad (6)$$

amely leegyszerűsítve nem más jelent, mint a teljes szerkezet „compliance” növekedését egyetlen (teljesen) tömör cella törlése esetén.

Amennyiben minimalizálni szeretnénk az alakváltozási energiát, akkor a legmagasabb érzékenységű elemeket kell megtartanunk (mert ezek törlése jelentősen növelné azt). A továbbiakban – véges elemes megfontolásokat követve – továbbra is az egyen-
térfogató véges elemeket tartalmazó modellen kerül ismertetésre a megoldás, de az algoritmus jól alkalmazható tetszőleges háló esetén is, csupán – a BESO és SIMP módszerhez hasonlóan – ki kell egészíteni a (6) egyenletet az elemek térfogatával.

2. KVÁZI-STATIKUS KVÁZI FOLYADÉK ALAPÚ OPTIMÁLÁS

Az optimalás alapötlete az, hogy a folyadékok a stabil egyensúly állapotára törekednek, azaz igyekeznek a magasabb potenciális energiájú helyekről az alacsonyabbak felé áramlani, általában véve pedig kiegyenlíteni az energia-eloszlást. Amennyiben egy skalár mezőt akarunk minimalni, akkor a potenciális energiát egyszerűen a skalár mező értékére kell felvinnünk, így a folyadék át fog áramlani a skalármező magasabb értékű területeiről az alacsonyabb értékű területek felé.

Az alábbi definíciók segítségével írhatjuk fel a kvázi-folyadék viselkedését:

* gépészmérnök MSc hallgató, Miskolci Egyetem

** egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Anyagmozgatási és Logisztikai Tanszék

A szilárd test sűrűsége (optimált változó):

$$\rho_s = x. \quad (7)$$

A folyadék-közeg sűrűsége az optimálási lépés elején:

$$\rho_f = \rho_s = x, \quad (8)$$

így teljesülnie kell, hogy:

$$\rho_f \in [0, 1]. \quad (9)$$

Mivel a folyadék képes egyetlen lépésben nagyon nagy változásokat is indukálni – ami kerülendő a megfelelően sima átmenetek érdekében – ezért az optimálási lépés végén bevezetünk egy sűrűség-tompítási sémát, ahol

$$x = \rho_s^{\text{new}} = H_D \rho_s^{\text{old}} + (1 - H_D) \rho_f, \quad (10)$$

azaz az új sűrűség megegyezik a régi és új számított sűrűség súlyozott átlagával, ahol H_D a sűrűség-tompítási tényező.

Megjegyzés: Bár azzal, hogy átlagoljuk az új megoldást – ami teljesít egy előírt térfogathányadot – egy korábbi – eltérő előírást teljesítővel – megoldással, látszólag hibát követünk el, azonban ez nem más, mint a térfogatszázaléokra vonatkozó előírás betartatásának lassítása. $f=0,1$ -es előírt térfogathányad esetén is 20 iteráció esetén már nem fog különbséget eredményezni az algoritmus 2 000 000 véges-elem esetén sem. Bár a javasolt tompítási séma előnyös a konvergencia finomítására, de az algoritmus alkalmazásának nem elengedhetetlen feltétele.

A kvázistatikus elnevezés onnan ered, hogy bár egyértelmű megfeleltetést hoztunk létre a folyadék és a szerkezet szilárd anyagának sűrűsége között, ennek ellenére az optimálási lépés során feltételezzük, hogy a közeg sűrűségének változásának hatására a szerkezetben ébredő feszültségek változatlanok maradnak. Bár ez a megközelítés megkérdőjelezhető – és egy teljes, nem-statisztikus szimuláció alkalmazásának lehetősége továbbra is a kutatás céljai között szerepel – de a feltételezés révén jelentősen csökkenthető a szükséges számítások mennyisége.

Szerkezeti nyomás: A szerkezeti feszültségekből származó „nyomás” (nem azonos a szerkezetben ébredő feszültséggel). A célfüggvény értékével egyezik meg:

$$p_s = \alpha. \quad (11)$$

Szerkezetből származó potenciális mező - $U(p_s)$: A szerkezeti nyomásból eredő, folyadéokra is ható potenciális mező értéke. Ez a függvénykapcsolat határozza meg, hogy minimálunk vagy maximálunk.

$$U = U(p_s \equiv \alpha). \quad (12)$$

Kvázi-folyadék állapotegyenlete - $p_f(\rho_f)$: A folyadék nyomása és sűrűsége közötti kapcsolatot meghatározó függvény. A teljesen üres tartományok elkerülése érdekében meghatározott értékek közé kell esnie (x_{\min} és 1). Nem lehet negatív sem.

Egyensúlyi állapotot leíró egyenlet: A folyadék egyensúlyi állapotát leíró egyenlet. A kvázi-folyadék elnevezés onnan származik, hogy ez az összefüggés

nem igaz valós folyadékokra, de hasonlít az összenyomhatatlan közeget leíró egyenletre. Az egyenlet azt fejezi ki, hogy a folyadék nyomásából és a potenciális térből származó energia összege állandó (ld. 1. ábra).

$$\rho_f(p_f) + U(p_s) = \text{const}. \quad (13)$$

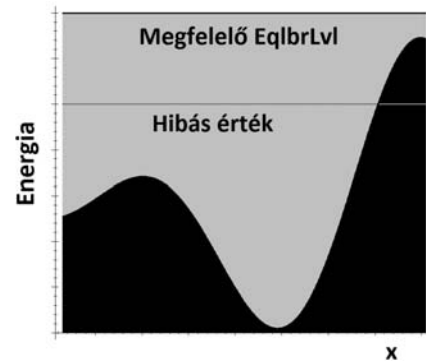
Mivel fenti képletben szereplő const. egy fontos paraméter lesz a továbbiakban, ezért a továbbiakban EqlbrLvl-ként fog szerepelni. Az előbbi egyenletet átrendezve

$$\rho_f = \rho_f^{-1}(EqlbrLvl - U(p_s \equiv \alpha)), \quad (14)$$

ahol ρ_f^{-1} az anyagtörvény. Így látható, hogy - a már korábban említett paraméter értéke mellett – a függvény csak az érzékenységtől függ, és egyetlen egyenlettel kifejezhető a függvénykapcsolat. Bár elsőre nem állapítható meg a fenti formából, de az optimálás legfontosabb lépése innentől nem a sűrűségek számítása lesz, hanem EqlbrLvl értékének megfelelő megválasztása úgy, hogy teljesítse a

(2)-ben megfogalmazott korlátot (ld. 1. ábra):

$$\int_{V_{\text{domain}}} \rho_f(\alpha) dV = V_0 \cdot f. \quad (15)$$



1. ábra. Megfelelő és hibás EqlbrLvl

Annak érdekében, hogy (4) korlát is teljesüljön, a nyomást egy módosított alakban vesszük fel:

$$\rho_f = x_{\min} + (1 - x_{\min}) \cdot \rho_f^s(\alpha), \quad (16)$$

ahol ρ_f^s a skálázott anyagtörvény, mely teljesíti, hogy

$$(F1) \quad 0 \leq \rho_f^s(\alpha) \leq 1, \quad (17)$$

bármely lehetséges α esetére egy adott optimálási lépésben.

Tovább egyszerűsítve az összefüggést bevezetjük a dimenziótalanított érzékenységet:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha - \alpha_{\min}}{\alpha_{\max} - \alpha_{\min}}, \quad (18)$$

ahol α_{\min} és α_{\max} rendre a legkisebb és legnagyobb előforduló érzékenység egy optimálási lépésben, azaz

$$\rho_f = x_{\min} + (1 - x_{\min}) \cdot \rho_f^s(\bar{\alpha}), \quad (19)$$

Látható, hogy a (19) szerinti formában a skálázott dimenziótalan anyagtörvény értékészlete és értelmezési tartománya is a $[0, 1]$ tartomány. Az ilyen

jellegű függvényeket a matematikában több területen fuzzy-függvényeknek nevezik. Az alábbiakban itt is ezt a jelölést fogjuk használni, mivel ez a függvény mutatja meg – fuzzy logikával -, hogy egy elem mennyire tömör.

3. MEGFELELŐ FÜGGVÉNYSEREG VÁLASZTÁSA

Annak érdekében, hogy a paraméteres függvénysereg jól kezelhető legyen, bevezetjük a POSS (Possible Optimization Fuzzy Functions), azaz a Lehetséges Optimálási Fuzzy Függvények halmazát, ami a korábbi EqlbrLvl helyett egy threshold (ami speciális esetben ugyanazt a célt fogja szolgálni, mint a BESO módszer hasonló elnevezésű paramétere) nevű paraméter függvény lesz. A függvénysereg az alábbi módon jelölhető:

$$\ddot{p}_f^s(\bar{\alpha}, \text{threshold}), \quad (20)$$

Annak érdekében, hogy a megoldás mindig egyértelmű maradjon, ennek a függvényseregnek teljesítenie kell a következő feltételt:

$$(F2) \int_{V_{\text{domain}}} \ddot{p}_f^s(\bar{\alpha}, \text{threshold}_1) dV = \int_{V_{\text{domain}}} \ddot{p}_f^s(\bar{\alpha}, \text{threshold}_2) dV = V_0 \cdot f, \quad (21)$$

if and only if $\text{threshold}_1 = \text{threshold}_2$ and $0 < \text{threshold}_2 < 1$

Emellett optimálási megfontolások alapján teljesülnie kell az alábbi feltételeknek is:

$$(F3) \ddot{p}_f^s(\bar{\alpha}=0) = 0, \quad (22)$$

$$(F4) \ddot{p}_f^s(\bar{\alpha}=1) = 1, \quad (23)$$

$$(F5) 0 \leq \frac{d\ddot{p}_f^s(\bar{\alpha}=0)}{d\bar{\alpha}} \leq 1, \quad (24)$$

$$(F6) 0 \leq \frac{d\ddot{p}_f^s(\bar{\alpha}=1)}{d\bar{\alpha}} \leq 1, \quad (25)$$

$$(F7) \ddot{p}_f^s(\bar{\alpha}_1) > \ddot{p}_f^s(\bar{\alpha}_2) \text{ if and only if } \bar{\alpha}_1 > \bar{\alpha}_2, \quad (26)$$

Végül annak érdekében, hogy megfelelően szabályozható legyen az eljárás, bevezetésre kerül a CPOFF (Controllable Possible Optimization Fuzzy Functions), azaz a Vezérelhető Lehetséges Optimálási Fuzzy Függvények halmaza, mely kiegészül a threshold mellett egy további β paraméterrel, mely a függvény meredekségét fogja meghatározni threshold környezetében. A CPOFF függvényseregnek a korábban megfogalmazott (F1), (F2), (F3), (F4), (F5), (F6), (F7) feltételek mellett teljesítenie kell

$$(F8) \frac{d\ddot{p}_f^s(\bar{\alpha}, \text{threshold}_1, \beta_1)}{d\bar{\alpha}} > \frac{d\ddot{p}_f^s(\bar{\alpha}, \text{threshold}_1, \beta_2)}{d\bar{\alpha}}, \quad (27)$$

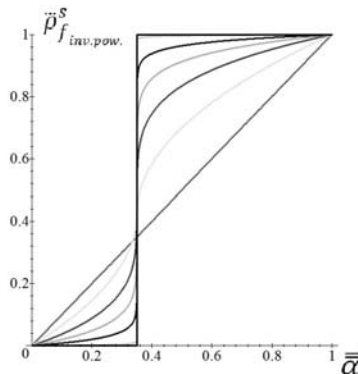
if and only if $\beta_1 > \beta_2$

a megoldás egyértelműségének érdekében.

4. JAVASOLT CPOFF FÜGGVÉNYEK

A korábban megfogalmazott (F1-8) feltételek mellett további alfeltételeket is meghatározhatunk, amelynek segítségével különböző tulajdonságú, más-más célra alkalmas függvényhalmazokat származtathatunk. Egy javasolt CPOFF függvény - az extra matematikai feltételek ismertetése nélkül - a 2. ábrán látható különböző β értékekre.

A későbbi mintapéldáknál a 2. ábrán szemléltetett inv.pow. rövidítéssel jelölt CPOFF függvény, a lineáris szakaszokból összetevődő pcw.lin., illetve a csak 0 és 1 diszkrét értékészletű dis. CPOFF függvények kerülnek alkalmazásra.



2. ábra. Javasolt CPOFF függvény (inv.pow.)
threshold=0,35; $\beta=1,2,4,8,20,200,10000$

A teljesség igénye nélkül belátható, hogy

$$\begin{aligned} \lim_{\beta \rightarrow \infty} \left(\ddot{p}_{f, \text{inv. pow.}}^s(\bar{\alpha}, \text{threshold}, \beta) \right) &= \\ &= \lim_{\beta \rightarrow \infty} \left(\ddot{p}_{f, \text{pcw. lin.}}^s(\bar{\alpha}, \text{threshold}, \beta) \right) = ' \quad (28) \\ &= \ddot{p}_{f, \text{dis.}}^s(\bar{\alpha}, \text{threshold}) \end{aligned}$$

Azaz az új modell határesetben a diszkrét értékekkel dolgozó BESO eljárást adja vissza, így a BESO eljárás az új eljárás egy határesetének tekinthető.

5. AZ ALGORITMUS MENETE

Az algoritmus teljes menete az alábbiak szerint foglалható össze:

0a. lépés: Probléma meghatározása (terhelések, megfogások, térfogathányad).

0b. lépés: Véges-elemes modell legelső megoldása.

1. lépés: Elemek érzékenységének számítása (6) egyenlet alapján.

2. lépés: Hálófüggetlenségi szűrő alkalmazása. [3],[5], [7], [8]:

$$\alpha_i = \frac{\sum_{j=1}^K w(r_{ij}) \alpha_j^c}{\sum_{j=1}^K w(r_{ij})}, \quad (29)$$

ahol a súlyok

$$w(r_{ij}) = r_{\min} - r_{ij} \quad (j = 1, 2, \dots, N), \quad (30)$$

ahol α_j^c a számított érzékenységi számok, α_i szűrt értékek, $w(r_{ij})$ a súlyok a szűrés során, r_{ij} az i . és j . cella távolsága, r_{\min} a szűrő sugara. A súlyozást csak az i . elem körüli, r_{\min} sugarú tartományban kell elvégezni.

3. lépés: Érzékenységi számok tompítása az előzmények alapján. [3]

$$\alpha^{\text{new}} = H_s \alpha^{\text{old}} + (1 - H_s) \alpha^c, \quad (31)$$

ahol H_s a stabilizációs szűrő értéke.

4. lépés: „threshold” paraméter meghatározása (pl. intervallumfelezési eljárással) – QSQF ciklus.

5. lépés: Új sűrűségek számítása – optimált változó értékeinek frissítése.

6. lépés: Sűrűség tompítási séma alkalmazása (vagy az össz-sűrűség növekedés korlátozásán alapuló AR_{\max} értékét felhasználó eljárás alkalmazása 4-5-6. lépés helyett).

7. lépés: Véges-elemes feladat megoldása ((3) egyenlet).

8. lépés: A térfogathányadra vonatkozó előírás fokozatos közelítése.

$$V^{k+1} = \max(V_{\min}, V^k (1 - ER/100)), \quad (32)$$

ahol $V_{\min} = f \cdot V_0$ az elérni kívánt térfogathányad, ER az evolúciós ráta.

9. lépés: Ha még nem értünk el konvergenciát, ugrás az 1. lépéshez.

10. lépés: Ha még nem értünk el konvergenciát, β növelése, majd ugrás az 1. lépéshez.

11. lépés: Végleges megoldás elérése. (28) alapján könnyen belátható, hogy az algoritmus határesetben a BESO-t adja vissza.

6. RÁCSOS TARTÓ TERVEZÉSE

Az alábbiakban bemutatásra kerül a korábbi eljárások – SIMP és BESO – eredményeinek összehasonlítása az új eljárás által szolgáltatott eredményekkel néhány klasszikus, rácsos tartó optimalizációs feladatán keresztül.

A véges-elem modell prekondicionált konjugált gradiens módszerrel került megoldásra minden esetben, az előírt reziduális hiba 10^{-6} - 10^{-10} között került meghatározásra feladattól függően. Az eredmények egy hajlított tartó (2/3D) mintáján keresztül (sikeresen) összehasonlításra is kerültek az ADINA R&D Inc. ADINA® nevű véges-elemes szoftverével is.

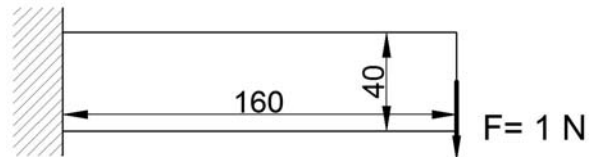
A megoldás keresése során – a biztos konvergencia érdekében – minden esetben 200 iteráció lett lefuttatva. A zárójelben szereplő érték pedig azt jelenti, hogy az

optimált változó mikor ért (és maradt végleg) a legutolsó eredmény $\pm 1\%$ -os környezetében.

6.1 Egyik végén befalazott, másik végén hajlított rácsos tartó

Mivel a lineáris rugalmasságtan keretein belül – ahol dolgozunk – a kialakuló szerkezet független a Young-féle rugalmassági modulustól, ezért a szakirodalomban – a könnyű összehasonlíthatóság érdekében gyakran alkalmaznak kis szilárdságú, de kerek számokkal kifejezhető szilárdságú anyagokat és terheléseket. Ennek megfelelően itt is $E=1$ MPa, $\nu=0.3$ anyagú, 160 mm x 400 mm méretű, 160x40 véges-elem hálójával diskretizált hálót alkalmazunk, a terhelés pedig $F = -1$ N, az előírt térfogathányad pedig $V_0=0.5$, végül $x_{\min}=0.001$, $r_{\min}=3,0$ mm. A SIMP és soft-kill BESO esetén számított értékek megegyeznek [3]-ban szereplő értékekkel. A feladat, illetve az egyes eredmények a 3-4-5-6-7-8. ábrákon találhatóak meg. Érdemes megfigyelni, hogy – ha bár csak kis mértékben, 0,55%-kal – de az új optimalizációs eljárás egy esetben egy eltérő topológiájú, de alacsonyabb „compliance”-t képviselő megoldást adott vissza, ráadásul kisebb iterációszámmal, ami pozitív kilátásokat támaszt az algoritmus hasznosságát illetően.

Megjegyzés: A SIMP esetében az átmeneti sűrűségeket is tartalmazó megoldás miatt magasabb jelentősen az optimált érték.



3. ábra. 2D konzolos tartó problémája



4. ábra. SIMP megoldása (201,2 Nmm; 200(32))



5. ábra. BESO megoldása (181,4 Nmm; 200(33))



6. ábra. QSQF megoldása (181,3 Nmm; 200(31), $pcw.$), $V_0=0,55$; $ER=1,5\%$; $H_s=0,5$; $H_d=0,5$ (it. <30); $\beta=4,6,8\dots$



7. ábra. QSQF megoldása (182 Nmm; 200(52), pcw.)
 $V_0=0,55$; $ER=1,5\%$; $H_s=0,5$; $H_d=0,5$ (it.<30);
 $\beta=4,5,6\dots$

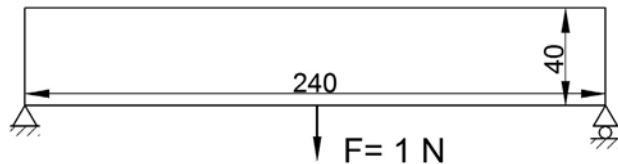


8. ábra. QSQF megoldása (184 Nmm; 200(52),
 inv.pow), $V_0=0,7$; $ER=1,5\%$; $H_s=0,5$; $H_d=0,4$ (it.<40);
 $\beta=4,5,6\dots$

6.2 Hídszerkezet optimalálása

Itt $E=200$ GPa, $\nu=0.3$ anyagú, 240 mm x 40 mm méretű, 240x40 véges-elem hálóval diszkrétizált mezőt alkalmazunk, amin a terhelés $F= -100$ N, az előírt térfogathányad pedig $V_0=0,5$, végül $x_{\min}=0,001$, $r_{\min}=6,0$ mm. A soft-kill BESO esetén számított értékek nagyon közel állnak a [3]-ban szereplő értékekhez.

A feladat, illetve az egyes eredmények a 12-13-14-15-16. ábrákon találhatóak meg. Mivel az új algoritmus a BESO és SIMP eljárással megegyező topológiát eredményezett, így azok külön ábrával nem kerültek ismertetésre.



9. ábra. Hídszerkezet problémája



10. ábra. SIMP megoldása (2,551 Nmm; 200(30))
 $r_{\min}=3,0$ mm



11. ábra. BESO megoldása (2,365 Nmm; 200(37))

$ER=5\%$; $AR_{\max}=5\%$

QSQF megoldása (2,41 Nmm; 200(93), pcw.)

$V_0=0,7$; $ER=5\%$; $H_s=0,5$; $H_d=0,2$ (it.<30); $\beta=5,6\dots$

QSQF megoldása (2,38 Nmm; 200(79), inv.pow)

$V_0=0,7$; $ER=5\%$; $H_s=0,5$; $H_d=0,4$ (it.<40); $\beta=3,5,7\dots$

Érdemes megfigyelni, hogy az új eljárás a korábbiakhoz hasonló topológiát javasolt, de azoknál 1,19 ill. 0,6%-kal magasabb értékkel, és magas iterációszámokkal. Ennek ellenére ez nem az algoritmus hibájának tekinthető, mint inkább a megfelelő tapasztalat hiányának a paraméterek megválasztásánál (hiszen a határesetben az algoritmus a soft-kill BESO-t adja vissza).

6.3 3D konzolos tartó

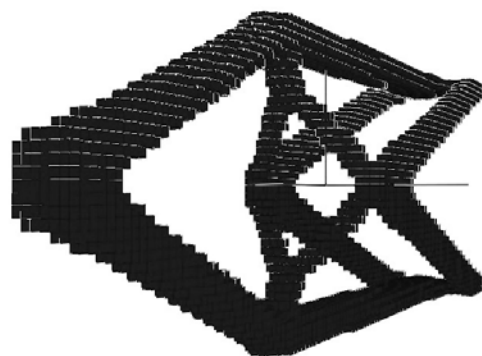
Ebben az esetben $E=10$ GPa, $\nu=0.3$ anyagú, 100 mm x 20 mm x 40 mm méretű, 100x20x40 véges-elem hálóval diszkrétizált mezőt alkalmazunk, ahol a terhelés $F= -1000$ N, az előírt térfogathányad pedig $V_0=0,1$, végül $r_{\min}=3,0$ mm. Az előző két esettel ellentétben itt a megoldás gyorsítása érdekében $x_{\min}=0,0025$ érték került alkalmazásra.

A feladat, illetve az egyes eredmények a 12-13-14-15-16. ábrákon találhatóak meg.

Érdemes megfigyelni, hogy az új eljárás – a 2D-hez hasonlóan – itt is tudott alternatív, emellett 1,2%-kal jobb topológiát javasolni. Annak érdekében, hogy a BESO esetében is bemutatásra kerüljön az eredmények paramétereiktől való függése, itt két különbözően paraméterezett, BESO eljárással nyert megoldás is bemutatásra került.

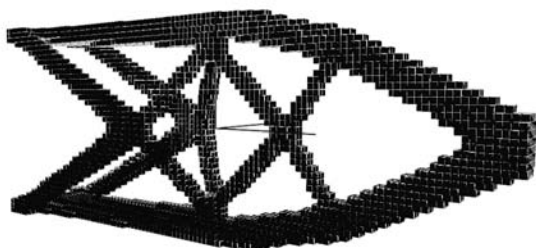


12. ábra. 3D konzolos tartó problémája

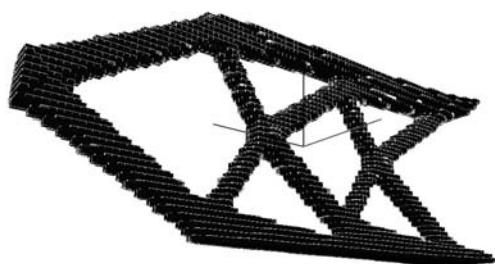


13. ábra. BESO megoldása (1272 Nmm; 200(90))
 $ER=2,5\%$; $AR_{\max}=10,0\%$

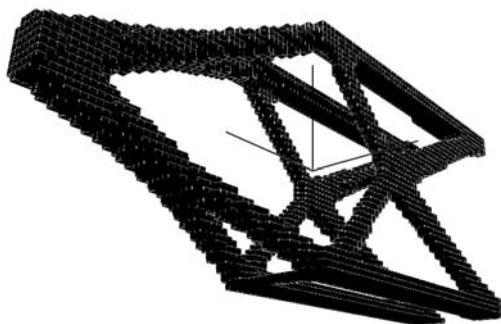
A BESO megoldása (ld. 13. ábra) topológiailag megegyezik, és méreteiben is hasonló volt a SIMP eredményeihez eredményéhez, bár az eltérő modell miatt utóbbi magas „compliance” értéket szolgáltatott (2089,6 Nmm; 200(160)).



14. ábra. BESO megoldása (1303 Nmm; 200(168))
ER=3,0%; AR_{max}=50,0%



15. ábra. QSQF megoldása (1255 Nmm; 200(144);
pcw.)
V₀=0,3; ER=3,0%; β=4,5,...; H_s=0,5, H_d=0,5 (it.<140)



16. ábra. QSQF megoldása (1417 Nmm; 200; inv. pow.)
ER=2,5%; H_s=0,55, H_d=0,55 (it.<60)

7. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben bemutatásra került eljárás – a bemutatott eredmények alapján – egy ígéretes, evolúciós alapon megvalósuló topológiai optimálós eljárás. Az új eljárás határesetben nem csak egy régi módszert ad vissza (BESO), de rendkívüli rugalmasságának hála nagy lehetőségek rejlenek benne. Bár még sok fejlesztés és tesztelés szükséges az algoritmus jobb megismeréséhez, de már a jelenlegi formájában is hatékonyan alkalmazható.

8. SUMMARY

The method in the current article is, according to the presented results, a promising evolutionary topology optimization method. The new method does not only include a previous, well-tested method (BESO), but due to its great flexibility hides big possibilities within as well. Although extensive testing and development is still required, but the algorithm can be already used in its current form.

9. 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, valamint az Országos Tudományos Kutatási Alap OTKA T 75678 támogatásával.

10. IRODALOM

- [1] ZHOU, M., ROZVANY, G. I., N.: On the validity of ESO type methods in topology optimization. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Volume 21, Number 1, 80-83, 2001.
- [2] QUERIN, O.M., STEVEN G.P., XIE, Y. M.: Evolutionary structural optimisation (ESO) using a bidirectional algorithm. *Engineering Computations*, Volume 15, Number 8, 1031-1048. 1998.
- [3] HUANG, X., XIE, Y. M.: *Evolutionary Topology Optimization of continuum Structures – Methods and Applications*. Wiley, 2010.
- [4] ZHOU, M., ROZVANY, G.I.N.: The COC algorithm, part II: Topological, geometry and generalized shape optimization. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Volume 89, Issues 1-3, 309-336, August 1991.
- [5] SIGMUND, O.: A 99 line topology optimization code written in Matlab. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. Volume 21, Number 2, 120-127. 2001
- [6] BENDSHOE, M. P., SIGMUND, O.: *Topology Optimization – Theory, Methods and Applications*. Springer, 1995.
- [7] SIGMUND, O., PETERSSON, J.: Numerical instabilities in topology optimization: A survey on procedures dealing with checkerboards, mesh independencies, and local minima. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Volume 16, Number 1, 68-75. 1998.
- [8] HUANG, X., XIE, Y.M.: Convergent and mesh independent solutions for bi-directional evolutionary structural optimization method. *Finite Elements in Analysis and Design*, Volume 43, Number 14, 1039-1049. 2007.

NEM SZABVÁNYOS ALAPPROFILÚ FOGASKEREKEK TERVEZÉSÉNEK KÉRDÉSEI

QUESTIONS ABOUT DESIGN OF GEARS GENERATED BY NON-SYMMETRIC RACKS

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

ABSTRACT

A gear tooth root during working in mesh is loaded by bending stress, which is a pulsating fatigue load. At worst this causes breaking of tooth. In order to avoid this, it is necessary to improve fillet capacity in bending. Departing from standards and using non-symmetric gears we can increase load carrying capacity and hereby fatigue life.

1. BEVEZETÉS

A mindennapok gyakorlatában alkalmazott hajtásokban a fogaskerekek terhelése többnyire egyirányú, vagy kétirányú ugyan, de a fogoldalak nem azonos mértékű igénybevételnek vannak kitéve. Ezt figyelembe véve lehetőség nyílik arra, hogy a szabványos, szimmetrikus fogú kerekektől eltérve nem szimmetrikus fogú fogaskerekeket alkalmazzunk, ami által növelhetjük terhelhetőségüket. A tanulmány az aszimmetria tekintetében a külső, egyenes fogú, evolvens fogprofilal rendelkező hengeres kerekek vonatkozásában készült.

2. ELTÉRÉS A SZABVÁNYOS ALAP- PROFILTÓL

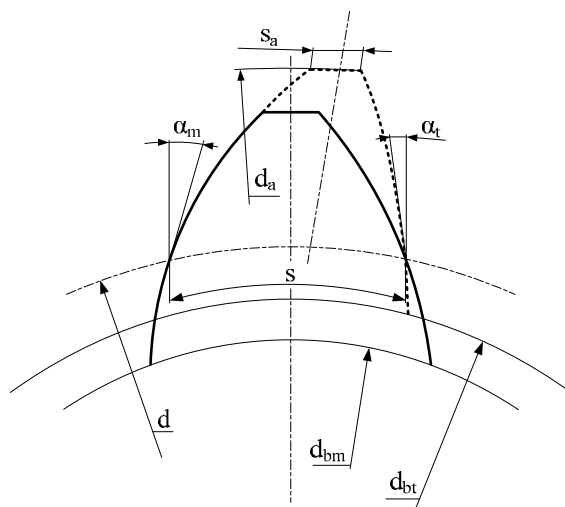
Egy fogaskerék fogzatának geometriája szoros összefüggésben van annak megmunkálásával, a gyártási eljárással. A legtermelékenyebb, és egyben leggazdaságosabb módszer a lefejtés elvén valósul meg, amikor a szerszám burkolja a kialakítandó fogat. A lefejtő eljárások közül az egyenes fogprofilú szerszámokkal foglalkozunk, azokon belül is a fogasléc (fésűskés) alakú szerszámokkal.

A fogaskerekek, és fogazószerszámaik alakját, és méreteit alapprofiljukkal tudjuk leírni, jellemezni, amely (kör)evolvens profil esetén szabványos. A fogzat alapprofilja és a szerszám

alapprofilja nem minden esetben azonos. A fogzat alapprofiljának fogmagassága általában kisebb, mint a szerszám-alapprofil fogmagassága. [5] A fogasléc alakú szerszám egyszerűen leképezhető alapprofilja segítségével, amely a fejélén lekerekítéseket is tartalmaz. Ezek a rádiuszok fontos szerepet játszanak a fogaskerekek fogtövének kialakításában. Minél nagyobb az értékük, annál nagyobb a fogaskerék fogtőszilárdsága, és nem utolsósorban a szerszám éltartama is.

E fentiek vonatkoznak a hagyományos szimmetrikus fogú fogaskerekek előállítására. A bevezetésben leírtak alapján a szimmetriától való eltérés esetén értelemeszerűen változnia kell az alapprofilnak, amely tehát az aszimmetrikus fogzatot definiálja. Az aszimmetrikusság abban rejlik, hogy a fog két oldalának profil-szögei eltérőek.

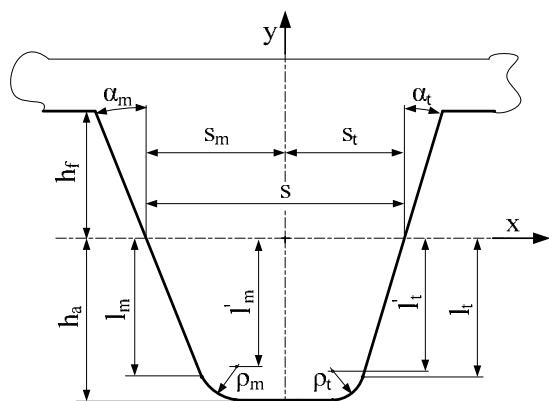
A fogoldalak megkülönböztethetők egymástól aszerint, hogy melyikük adja át a terhelést, tehát melyikük teherviselő, és melyikük terheletlen. Az előbbit nevezzük működő fogoldalnak, az utóbbit pedig támasztó fogoldalnak. Az 1. ábra [1] egy aszimmetrikus fogat jelenít meg.



1. ábra. Aszimmetrikus fog

Az 1. ábrán jól láthatók az egymástól különböző profilszögek. A fog evolvens oldalai más-más alapkörrel származtathatók, amelyek hányadosa utal az aszimmetria mértékére. [1] Az ábrajelölések a tanulmány végén található meg a jelmagyarázatban.

Ilyen megváltozott geometriájú fogazatok előállításához a szabványtól eltérő, aszimmetrikus szerszám (és annak alapprofilja) szükséges, amelyre példát a 2. ábra szemléltet.



2. ábra. Aszimmetrikus szerszám-alapprofil

A 2. ábrán látható módosított fogasléc szerszám foga teljesen aszimmetrikus, beleértve a profilszögeket, a fejlék lekerekítési sugarait és ennek megfelelően az egyenes profiloldalok hosszait. A szerszám középvonalon mért fogvastagság két részre osztható, ebben az esetben a függőleges tengelyvonal a szerszám-alapprofil fejlék egyenes szakaszát pontosan felezi. Ennek figyelembevételével számítható a középvonalon a fogvastagság egy-egy része a működő és a támasztó profiloldalhoz tartozóan:

$$s_m = \frac{1}{2}(s + l'_m \operatorname{tg} \alpha_m + \rho_m \cos \alpha_m - l'_t \operatorname{tg} \alpha_t - \rho_t \cos \alpha_t) \quad (1)$$

$$s_t = \frac{1}{2}(s - l'_m \operatorname{tg} \alpha_m - \rho_m \cos \alpha_m + l'_t \operatorname{tg} \alpha_t + \rho_t \cos \alpha_t) \quad (2)$$

E paraméterek változtatása mind hatással van a kialakított fogaskeréken a fogprofil és fogtőgörbe alakjára, így a terhelés közben kialakuló fogtőfeszültségre is, amely a hajlítói igénybevétel szempontjából nagy jelentőséggel bír.

A normál fogerő tangenciális irányú komponense a felelős elsősorban a fogtövet terhelő hajlítói igénybevétel kialakulásáért, ami a foga-

zat meghibásodásának egyik fő oka. [5] A működő profiloldal fogtővében húzófeszültségek, a támasztó oldal fogtővében nyomófeszültségek ébrednek, a lüktető fásztó igénybevétel pedig szélsőséges esetben fogtörést okozhat.

3. KORÁBBI AJÁNLÁSOK A SZABVÁNYOS ALAPPROFILTÓL VALÓ ELTÉRÉSRE

Az aszimmetrikus fogú fogaskerekek ötlete nem újdonság. Az utóbbi években a téma egyre nagyobb figyelmet kapott, ami a publikációk számából is kitűnik. Az aszimmetrikus fogazatok tervezésével kapcsolatban fellelhetők olyan művek, amelyekben a szerzők ajánlást tesznek a vágószerszám kialakítására.

A Senthil Kumar, Muni és Muthuveerappan [2] által javasolt fogasléc szerszám fejléke egy körív. Ebben az esetben az egymástól eltérő profilszögek alkalmazásával kisebb mértékben csökkent a szerszám fogcsúcs lekerekítési sugara, mint szimmetrikus esetben. A hajlítófeszültségre tett pozitív hatás a fog kiszélesedésével állt kapcsolatban.

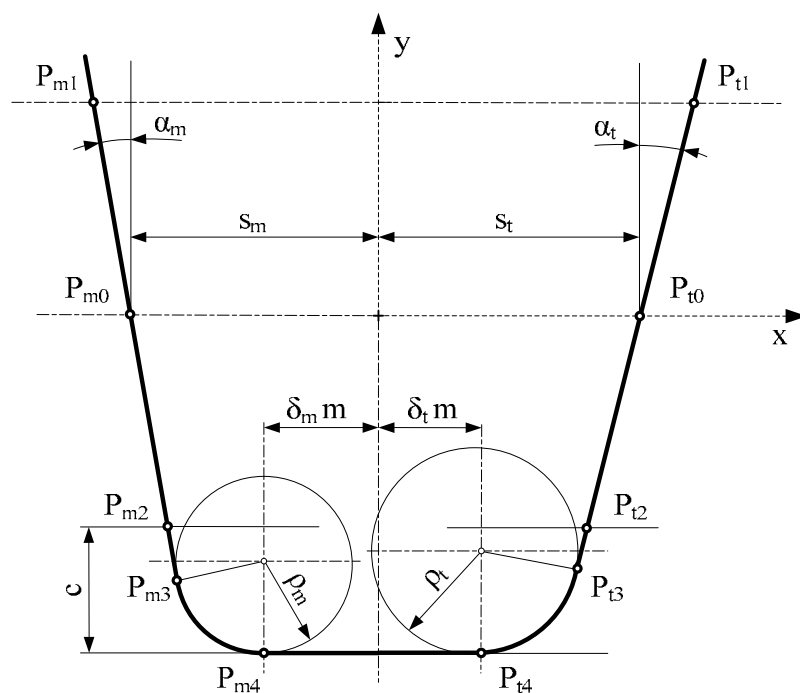
Pedersen [3] különbséget tett a szerszámcsúcs részei között aszerint, hogy az melyik profiloldalal fogtövet alakítja ki. A támasztó oldali szerszámcsúcs alakja körív, a működő oldalé ellipszis ív. Egy bevezetett μ tényezővel biztosította a profil folytonosságát, ami egyben változtatta a fog szélességét.

Alipiev [4] fogasléc szerszám profilok variációját hozta létre különböző α_m , α_t esetén, miközben a ρ_m és ρ_t nagyságát, és középpontjainak helyzetét változtatta.

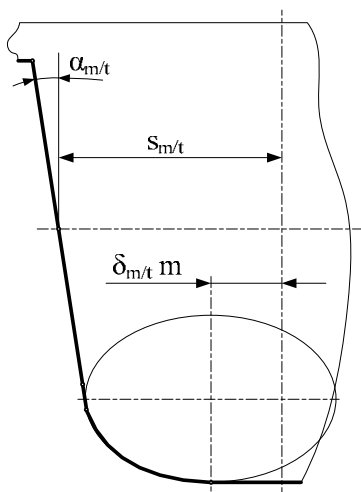
4. ÁLTALÁNOS FELÉPÍTÉSŰ, NEM SZIMMETRIKUS SZERSZÁM- ALAPPROFIL ELŐÁLLÍTÁSA

A 3. ábrán látható általános felépítésű szerszám-alapprofil profilszögei, az egyenes profilszakaszok hosszai, a fejlék lekerekítési sugarai eltérőek a működő és a támasztó oldalon. Ezek a jellemzők egy adott tartományon belül szabadon választhatók. A jellegzetes burkológörbék (egyenesek és körívek) paraméterei meghatározhatók, és érvényességi tartománnyal rendelkeznek. Egy (vagy több) helyi koordináta-rendszer alkalmazásával a profil jellegzetes pontjainak helyzete megadható.

Egy változatot mutat be a 4. ábra, ahol a szerszámcsúcs „lekerekítését” ellipszis ív helyettesíti, akár mindkét oldalon.



3. ábra. Általános felépítésű szerszám-alaprofil



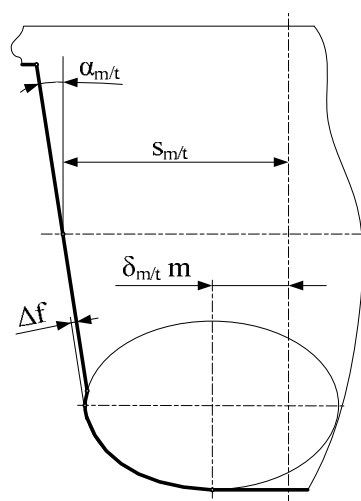
4. ábra. Általános szerszám-alaprofil változat ellipszis ívvel

A szerszám-alaprofil felépítésénél a paraméterek meghatározása egyrészt a kapcsolódási jellemzők változtatási lehetőségeit, másrészt a szerszámmal generált fogon a fogtőfeszítés maximális értékének csökkentését, valamint a fogtőgörbe mentén a feszültség-gradiens értékének állandó szinten tartását szolgálja.

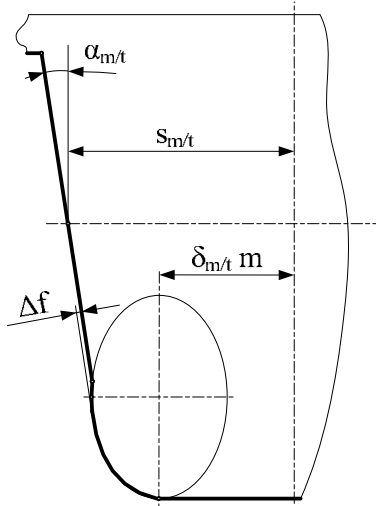
A szerszám-alaprofil kialakításakor követelmény lehet a fogaskerék gyártástechnológiájából adódóan, hogy a fogprofil és a fogtőgörbe átmenete a befejező megmunkálás után is

folytonos, azaz ugrásmentes legyen. A két görbe esetén az átmenetnél ugrás akkor következik be, ha nagyoló, simító és befejező (pl. köszörülés) megmunkálás követi egymást. Az ugrás mindig feszültséggyűjtő hely.

A profilok között ugrás ilyen esetben az alapprofil protuberanciájával érhető el, amit az 5. és 6. ábra szemléltet. Az ábrákon látható Δf tényező tölti be azt a szerepet, hogy a görbék folytonos átmenettel kapcsolódjanak.

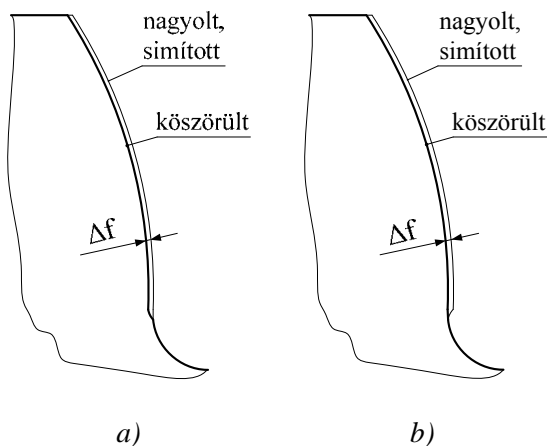


5. ábra. A szerszám-alaprofil protuberanciája



6. ábra. A szerszám-alapprofil protuberanciája

A megmunkált fogprofil részlete látható a 7. ábrán. A 7.a) ábrarészen a készre munkált felületen ugrás tapasztalható, míg a 7.b) ábrarészen ez az ugrás a befejező megmunkálás után eltűnik.



7. ábra. A fogprofil változása a protuberancia figyelembevételével

5. ÖSSZEFOGLALÁS

Az ipari igények kiszolgálását, azon belül a fogaskerekek terhelhetőségének növelését célzó kutatások és fejlesztések az aszimmetrikus fogazatkialakítás felé orientálódtak. A szerszám-alapprofil közvetlen változtatásával a fogtőprofil, ezáltal a fogtőfeszítés módosítása közvetett úton valósítható meg. A paraméterek pontos leírása további vizsgálatokat igényel.

JELMAGYARÁZAT

α profilszög
 δ fejl-hossz módosító tényezője

ρ szerszám fejl lekerekítési sugara
 c lábhézag
 d osztókörátmérő
 d_a fejkörátmérő
 d_b alapkörátmérő
 Δf protuberanciát figyelembe vevő tényező
 h_a fejmagasság
 h_f lábmagasság
 l profiloldal magassága a fogfejen
 l' a szerszám fejl lekerekítési sugarak középpontjának a szerszám-alapprofil középvonalától mért távolsága különböző lekerekítési sugarak esetén
 m modul
 P_{0-4} jellegzetes pontok az általános felépítésű szerszám-alapprofilon
 s osztókörön mért / szerszám középvonalon mért fogvastagság
 s_a fejkörön mért fogvastagság
 Indexjelölések:
 m, t az indexekben szereplő betűk a működő/támasztó profiloldalra utalnak

A tanulmány 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.

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] A. KAPELEVICH: Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth, Mechanism and Machine Theory 35 (2000) pp. 117-130.
- [2] V. SENTHIL KUMAR, D.V. MUNI, G. MUTHUVEERAPPAN: Optimization of asymmetric spur gear drives to improve the bending load capacity, Mechanism and Machine Theory 43 (2008) pp. 829-858.
- [3] N. L. PEDERSEN: Improving bending stress in spur gears using asymmetric gears and shape optimization, Mechanism and Machine Theory 45 (2010) pp. 1707-1720.
- [4] O. ALIPIEV: Geometric design of involute spur gear drives with symmetric and asymmetric teeth using the Realized Potential Method, Mechanism and Machine Theory 46 (2011) pp. 10-32.
- [5] DR. ERNEY Gy.: Fogaskerekek, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983

ANIZOTRÓP ANYAGÚ PRIZMATIKUS RUDAK SAINT-VENANT CSAVARÁSI FELADATA

THE SAINT-VENANT TORSION OF ANISOTROPIC PRISMATIC BARS

Ecsedi István, egyetemi tanár, dr. habil, Miskolci Egyetem, Mechanikai Tanszék
Baksa Attila, egyetemi docens, PhD, Miskolci Egyetem, Mechanikai Tanszék

ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT)

The Saint-Venant torsion of anisotropic bars is considered. Some relationships between the torsional problems of anisotropic and isotropic bars which have different cross sections are derived. The derivation of the presented theorems is based on the application of the Prandtl's stress function formulation of the Saint-Venant torsion.

1. BEVEZETÉS

1.1. Izotróp rúd Saint-Venant csavarása

Az 1. ábra szemlélteti az izotróp anyagú rúd keresztmetszetét, csak tömör keresztmetszetű rudakkal foglalkozunk. A rúd keresztmetszeti tartományát A , a keresztmetszeti tartomány határgörbójét pedig C jelöli. A fenti keresztmetszetű rúd Saint-Venant (egyenletes csavarási feladatának megoldása az alábbi peremérték-feladatra vezethető vissza [1,2,3]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} &= -2G & (x, y) \in A; \\ U &= 0 & (x, y) \in C \end{aligned} \quad (1)$$

ahol $U = U(x, y)$ a keresztmetszet Prandtl feszültségfüggvénye, G pedig a vizsgált rúd anyagának csúsztató rugalmassági modulusa. Az $U = U(x, y)$ függvény ismeretében a keresztmetszet síkján az M csavaró nyomaték hatására ébredő csúsztató feszültségeket az alábbi képletek alapján tudjuk meghatározni:

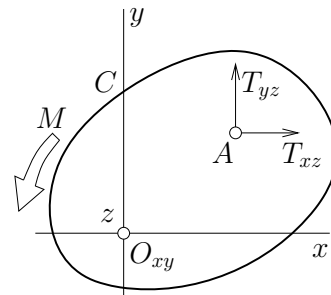
$$T_{xz} = \frac{M}{S} \frac{\partial U}{\partial y}, \quad T_{yz} = -\frac{M}{S} \frac{\partial U}{\partial x}, \quad (2)$$

ahol S a keresztmetszet csavarási merevségét jelöli [3,4,5,6] (1. ábra):

$$S = 2 \int_A U \, dA. \quad (3)$$

A θ fajlagos elcsavarodási szöget a $\theta = M/S$ képlet alapján számoljuk, továbbá a keresztmetszet vetemedését megadó öblösödési függvény $\Omega = \Omega(x, y)$ az alábbi differenciálegyenletrendszer megoldásából nyerhető [4,5]:

$$\frac{\partial \Omega}{\partial x} = \frac{1}{G} \frac{\partial U}{\partial y} + y, \quad \frac{\partial \Omega}{\partial y} = -\left(\frac{1}{G} \frac{\partial U}{\partial x} + x \right) \quad (4)$$



1. ábra. Izotróp anyagú rúd keresztmetszete.

1.2. Anizotróp rúd Saint-Venant csavarása.

Az 2. ábra szemlélteti az anizotróp rúd keresztmetszetét. A rúd keresztmetszeti tartományát „ a ”, az „ a ” keresztmetszeti tartomány határgörbójét pedig c jelöli. Az egyszerűen összefüggő „ a ” tartománnyal rendelkező anizotróp (monoklin) rúd csavarási problémája a Prandtl féle $u = u(\xi, \eta)$ feszültségfüggvény használatával az alábbi peremérték-feladat megoldására vezethető vissza [1,2,3]:

$$\begin{aligned} a_{44} \frac{\partial^2 u}{\partial \xi^2} - 2a_{45} \frac{\partial^2 u}{\partial \xi \partial \eta} + a_{55} \frac{\partial^2 u}{\partial \eta^2} &= -2 \\ (\xi, \eta) \in a; \\ u &= 0 & (\xi, \eta) \in c \end{aligned} \quad (5)$$

A fenti egyenletben a_{44} , a_{45} és a_{55} az anizotróp (monoklin) anyag nyírási alak-változáshoz tartozó hajlékonysági együtthatóit, inverz nyírási merevségeit jelölik.

Az $u = u(\xi, \eta)$ feszültségfüggvény ismeretében a $t_{\xi z}$ és $t_{\eta z}$ csúsztató feszültségek számítására az alábbi egyenleteket használjuk [1,2,3]:

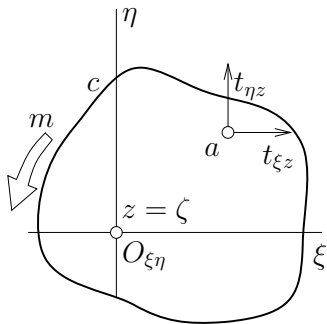
$$t_{\xi z} = \frac{m}{s} \frac{\partial u}{\partial \eta}, \quad t_{\eta z} = -\frac{m}{s} \frac{\partial u}{\partial \xi}, \quad (6)$$

ahol m az „ a ” keresztmetszetet terhelő csavaró nyomaték s a keresztmetszet csavarási merevsége [1,2,3] (2. ábra):

$$s = 2 \int_A u \, dA. \quad (7)$$

A ϑ fajlagos elcsavarodási szög számítására a $\vartheta = m/s$ képlet alapján végezhető. A keresztmetszet vetemedését megadó öblösödési függvény $\omega = \omega(\xi, \eta)$ a következő differenciál-egyenletrendszer megoldásából nyerhető [1,2,3]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial \xi} &= a_{55} \frac{\partial u}{\partial \eta} - a_{45} \frac{\partial u}{\partial \xi} + \eta, \\ \frac{\partial \omega}{\partial \eta} &= a_{45} \frac{\partial u}{\partial \eta} - a_{44} \frac{\partial u}{\partial \xi} - \xi. \end{aligned} \quad (8)$$



2. ábra. Anizotróp anyagú rúd keresztmetszete.

2. AZ „ A ” ÉS A „ a ” TARTOMÁNYOKRA VONATKOZÓ CSAVARÁSI FELADATOK KAPCSOLATA.

Legyen az xy sík C görbéjének az egyenlete $F(x, y) = 0$ és legyen a $\xi\eta$ sík c görbéjének az egyenlete $f(\xi, \eta) = 0$.

I. Tétel. Ha

$$f(\xi, \eta) = F(\alpha\xi + \beta\eta, \gamma\xi + \delta\eta) \quad (9)$$

alakban állítható elő a tetszőleges, de olyan α , β , γ és δ állandókkal, amelyek kielégítik az

$$\varepsilon = \alpha\delta - \beta\gamma \neq 0 \quad (10)$$

feltételt, akkor az izotróp rúd $U = U(x, y)$ Prandtl féle feszültségfüggvényének felhasználásával az anizotróp rúd $u = u(\xi, \eta)$ Prandtl féle feszültségfüggvénye az

$$u(\xi, \eta) = U(\alpha\xi + \beta\eta, \gamma\xi + \delta\eta) \quad (11)$$

alakban állítható elő, feltéve, hogy

$$\begin{aligned} a_{44} &= \frac{1}{G} \frac{\beta^2 + \delta^2}{\varepsilon^2}, & a_{45} &= \frac{1}{G} \frac{\alpha\beta + \gamma\delta}{\varepsilon^2}, \\ a_{55} &= \frac{1}{G} \frac{\alpha^2 + \gamma^2}{\varepsilon^2}. \end{aligned} \quad (12)$$

Bizonyítás. Az I. Tétel bizonyítása közvetlenül adódik az

$$x = \alpha\xi + \beta\eta, \quad y = \gamma\xi + \delta\eta \quad (13)$$

egyenletek által generált nem elfajuló lineáris transzformáció alkalmazásából és az α , β , γ és δ valós állandókra érvényes

$$(\alpha^2 + \gamma^2)(\beta^2 + \delta^2) \geq (\alpha\beta + \gamma\delta)^2 \quad (14)$$

Schwarz-Bunyakovszkij-Cauchy egyenlőtlenségből, amely biztosítja, hogy a (12) képletek által definiált rugalmassági állandók kielégítik az alakváltozási energia sűrűséggel kapcsolatos pozitivitási feltételeket [1,2,3]

$$a_{44} > 0, \quad a_{55} > 0, \quad a_{44}a_{55} - a_{45}^2 > 0. \quad (15)$$

A (15)_{1,2} egyenlőtlenségek fennállása közvetlenül következik a (12)_{1,2} egyenletekből.

II. Tétel. Érvényesek az alábbi összefüggések az izotróp „ A ” keresztmetszet és az anizotróp „ a ” keresztmetszet S és s csavarási merevségeire, valamint a megfelelő keresztmetszeti síkokon ébredő csúsztató feszültségekre (1. és 2. ábrák):

$$S = |\alpha\delta - \beta\gamma|s, \quad (16)$$

$$t_{\xi z} = \delta T_{xz} - \beta T_{yz}, \quad t_{\eta z} = \alpha T_{yz} - \gamma T_{xz}. \quad (17)$$

ha $M s - m S = 0$.

Bizonyítás. A (16) reláció helyessége közvetlenül adódik az

$$S = 2 \int_A U \, dA = 2 \int_a u \left| \frac{\partial(x, y)}{\partial(\xi, \eta)} \right| da \quad (18)$$

egyenletből. A (2), (6) és a (13) egyenletek kombinálásával nyerjük a (19) egyenletrendszert:

$$\alpha t_{\xi z} + \beta t_{\eta z} = \varepsilon T_{xz}, \quad \gamma t_{\xi z} + \delta t_{\eta z} = \varepsilon T_{yz}. \quad (19)$$

A (19) egyenletrendszert megoldva a $t_{\xi z}$ és a $t_{\eta z}$ ismeretlenekre jutunk a (17) képletben megfogalmazott összefüggésekre.

3. PÉLDÁK

3.1. Anizotróp ellipszis keresztmetszetű rúd

A 3.a és a 3.b ábrák egy tömör kör és egy tömör ellipszis keresztmetszetet szemléltetnek. Az izotróp kör keresztmetszetű rúd C határgörbéjének egyenlete és Prandtl féle feszültségfüggvénye az alábbi:

$$\begin{aligned} F(x, y) &= x^2 + y^2 - R^2 = 0, \\ U(x, y) &= \frac{G}{2}(R^2 - x^2 - y^2). \end{aligned} \quad (20)$$

Az anizotróp ellipszis keresztmetszet határgörbéjének az egyenlete és Prandtl féle feszültségfüggvénye feltéve, hogy a (12) egyenletek fennállnak az I. Tétel alapján az alábbi alakban adhatók meg:

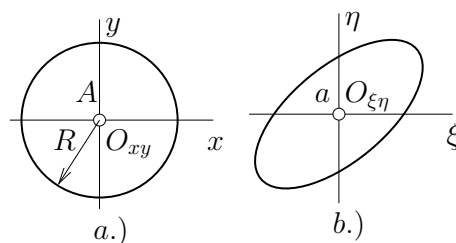
$$\begin{aligned} f(\alpha, \beta) &= (\alpha^2 + \gamma^2)\xi^2 + 2(\alpha\beta + \gamma\delta)\xi\eta + \\ &\quad (\beta^2 + \delta^2)\eta^2 - R^2 = 0, \\ u(\xi, \eta) &= \frac{G}{2}(R^2 - (\alpha^2 + \gamma^2)\xi^2 - \\ &\quad 2(\alpha\beta + \gamma\delta)\xi\eta - (\beta^2 + \delta^2)\eta^2). \end{aligned} \quad (21)$$

Az anizotróp rúd keresztmetszeti síkján ébredő csúsztató feszültségeket akár a (6), akár a (17) egyenletek felhasználásával közvetlenül megkaphatjuk:

$$\begin{aligned} t_{\xi z} &= -G \frac{m}{s} [(\beta^2 + \delta^2)\eta + (\alpha\beta + \gamma\delta)\xi], \\ t_{\eta z} &= G \frac{m}{s} [(\alpha^2 + \gamma^2)\xi + (\alpha\beta + \gamma\delta)\eta]. \end{aligned} \quad (22)$$

A (16) képlet alkalmazásával kapjuk az anizotróp ellipszis keresztmetszet csavarási merevségét:

$$s = \frac{G R^4 \pi}{2(\alpha\delta - \beta\gamma)}. \quad (23)$$



3. ábra. Izotróp kör és anizotróp ellipszis keresztmetszet.

A $\beta = \gamma = 0$ esetben az ellipszis főtengelyei a ξ és η tengelyekkel esnek egybe és a főtengelyek nagyságát a

$$p = \frac{R}{\alpha} \quad \text{és} \quad q = \frac{R}{\delta} \quad (24)$$

egyenletek alapján nyerjük, továbbá ez esetben

$$G a_{44} \alpha^2 = G a_{55} \delta^2 = 1, \quad a_{45} = 0. \quad (25)$$

Lekhnitskii [1,2] a p , q főtengely hosszakkal rendelkező anizotróp ellipszis keresztmetszet csavarási merevségére az

$$s = \frac{p^3 q^3}{a_{44} q^2 + a_{55} p^2} \pi \quad (26)$$

eredményt vezetete le, amelyből jelen esetre vonatkoztatva az következők, hogy

$$s = \frac{G R^4 \pi}{2\alpha\delta}. \quad (27)$$

A (23) képlet alkalmazása is a fenti eredményre vezet.

3.2. Egyenlőszárú háromszög alakú anizotróp keresztmetszet

Ismeretes, hogy az

$$F(x, y) = (y^2 - \frac{x^2}{3})(x - H) = 0 \quad (28)$$

egyenletű határgörbével rendelkező izotróp keresztmetszet Prandtl féle feszültség-függvénye [3,4,5,6]:

$$U(x, y) = \frac{3G}{2H} (y^2 - \frac{x^2}{3})(x - H). \quad (29)$$

A fenti adatokat kombinálva a $\beta = \gamma = 0$ előírással definiált lineáris transzformációval, mikor is

$$G a_{44} \alpha^2 = G a_{55} \delta^2 = 1, \quad a_{45} = 0, \quad (30)$$

a következő egyenlettel adott

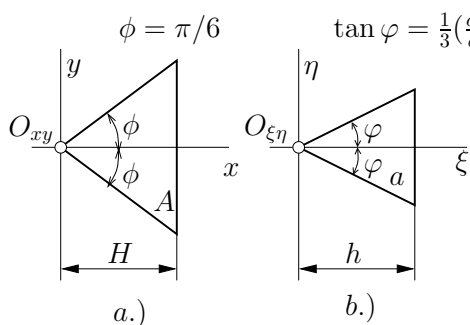
$$f(\xi, \eta) = (\delta^2 \eta^2 - \frac{\alpha^2}{3} \xi^2)(\alpha \xi - H) = 0 \quad (31)$$

c határgörbájű anizotróp keresztmetszetre kapjuk meg a csavarási feladat megoldását (4.b ábra). Az anizotróp keresztmetszet Prandtl féle feszültségfüggvénye és csavarási merevsége a (11) és (16) egyenletek alkalmazásával az alábbi alakban adható meg:

$$u(\xi, \eta) = \frac{3G}{2h} (\delta^2 \eta^2 - \frac{\alpha^2}{3} \xi^2)(\xi - h), \quad (32)$$

ahol $h = H / \alpha$ továbbá

$$s = \frac{1}{|\varepsilon|} S = G \frac{\sqrt{3} \alpha^3}{45 \delta} h^4. \quad (33)$$



4. ábra. Izotróp és anizotróp háromszög alakú keresztmetszetek.

4. ÖBLÖSÖDÉSI FÜGGVÉNYEK KAPCSOLATA

Az I. tételnél alkalmazott módszer megismétlésével bizonyítható az alábbi tétel:

II. Tétel. A (9), (10) és a (12) egyenletek fennállása esetén érvényes az alábbi egyenlet

$$\Omega(\alpha \xi + \beta \eta, \gamma \xi + \delta \eta) = \varepsilon \omega(\xi, \eta). \quad (34)$$

A (34) egyenletből az következik, hogy a 3.1 feladatban vizsgált ellipszis keresztmetszet nem vetemedik.

5. KÖVETKEZTETÉSEK

A tanulmány anizotróp anyagú tömör keresztmetszetű prizmatikus rudak Saint-Venont féle csavarási feladatának a megoldását izotróp anyagú prizmatikus rudak csavarási feladatának a megoldására vezeti vissza. Az alkalmazott módszert két példa szemlélteti. A módszer alkalmazásával nyert eredmények közvetlenül használhatók az anizotróp rudak csavarási problémáinak a megoldására szolgáló különböző numerikus eljárások pontosságának az ellenőrzésére.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A tanulmány elkészítését az OTKA K67825 és a TÁMOP 4.2.1.B-10/2/KONV programok támogatták.

5. IRODALOM

- [1] LEKHNITSKII, S.G.: Theory of Elasticity of an Anisotropic Body. Mir Publishers, Moscow, 1981.
- [2] LEKHNITSKII, S. G.: Torsion of Anisotropic and Non-homogeneous Beams. Nauka, Moscow, 1971.
- [3] MILNE-THOMSON, L.M.: Antiplane Elastic Systems. Springer, Berlin, 1962.
- [4] SOKOLNIKOFF, I.S.: Mathematical Theory of Elasticity. (2nd ed.) McGraw-Hill, New York, 1956.
- [5] TIMOSHENKO, S.P., GOODIER, J.N.: Theory of Elasticity (3rd ed.) McGraw-Hill, New York, 1970.
- [6] SLAUGHTER, W.S.: The Linearized Theory of Elasticity. Birkhäuser, Boston, 2002.

A többszintű modellezés azt jelenti, hogy az itt felsorolt, egymást követő modellek a geometriai modellezésben és az anyagi modellezésben is egyre kevesebb egyszerűsítést, elhanyagolást tartalmaznak. Azaz az 1. modelltől kiindulva, az utána következő modellek a szerkezet valóságos szilárdságtani viselkedését várhatóan egyre javuló pontossággal és részletességgel írják le.

A kiinduló geometria esetén az alváz tömege acél anyagra $m_{St}=55,6$ kg, ötvözött alumínium anyagra $m_{Al}=19,19$ kg és szénszál, vagy szénszálszövet erősítésű epoxi műanyagra $m_{Ce}=11,67$ kg. Látható, hogy a szerkezeti anyag megváltoztatásával már változatlan geometria mellett jelentős tömegcsökkentés érhető el.

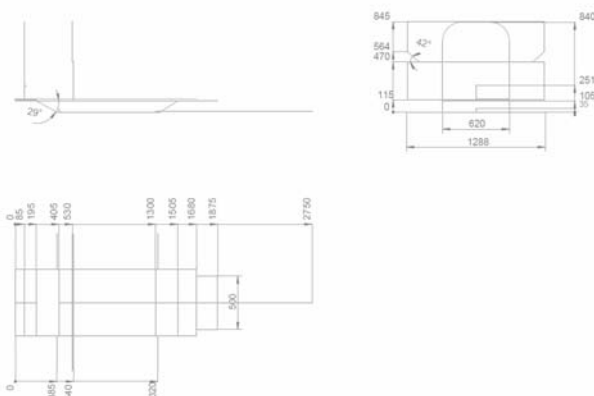
Az alkalmazott anyagok tömegsűrűsége:

- Acél anyag: $\rho_{St} = 7820 \text{ kg/m}^3$.
- Alumínium ötvözet: $\rho_{Al} = 2700 \text{ kg/m}^3$.
- Szénszálszövet erősítésű epoxi: $\rho_{Ce} = 1640 \text{ kg/m}^3$.

3. A SZERKEZET MECHANIKAI MODELLJEI

3.1. Az alváz rúdmodellje

Rúdmodell esetén a rudat (rudakat) a középvonallal helyettesítjük és a valóságos térbeli rúd mechanikai viselkedését jellemző mennyiségeket a középvonalhoz kötjük. A rúd keresztmetszetek alakját és méreteit a keresztmetszeti jellemzők (a keresztmetszet A területe, I_ξ , I_η súlyponti tengelyekre számított másodrendű nyomatéka és I_c csavarási másodrendű nyomatéka) tartalmazzák. Az alváz rúdmodellje a 3. ábrán látható.



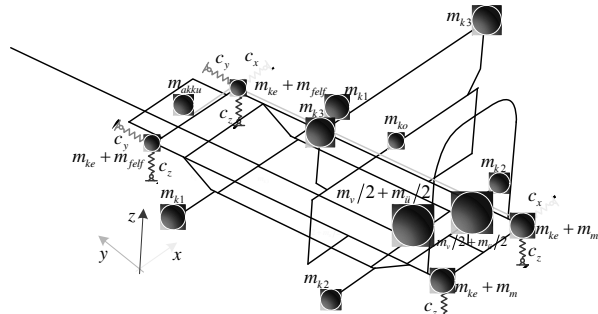
3. ábra. Az alváz rúdmodellje

Rúdmodellezés esetén a végeelem számításnál elsődleges ismeretlenként a középvonal elmoz-

dulásait és a keresztmetszetek szögelfordulásait határozzuk meg (ezek a csomóponti paraméterek) és ezekből számítjuk ki elemszinten az igénybevételeket, továbbá keresztmetszetenként a feszültségeket (feszültség koordinátákat), illetve a feszültségekből a keresztmetszet veszélyes pontjában a Huber-Mises-Hencky-féle redukált feszültséget.

A rúdmodell geometriai méreteinél tehát a rúd-középvonalak helyzetét adjuk meg. Rúdmodellel ugyan csak izotróp anyagú (acél, alumínium-ötvözet) szerkezeteket tudunk kezelni, azonban alkalmazása előzetes információt adhat a szerkezet veszélyes helyeinek feltárására.

Alváz rúdmodelljénél a jármű többi részének önsúlyát és tehetetlenségi erőhatásait általában koncentrált tömegekkel modellezzük az alváznak azokon a helyein, ahol ezek a hatások az alvázra átadódnak.

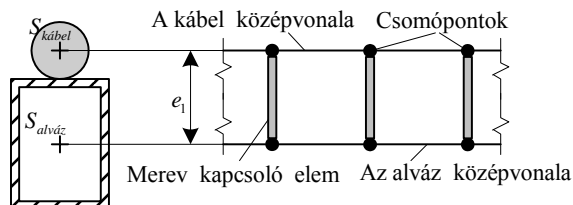


4. ábra. A jármű többi részének hatása

- A karosszéria m_k tömege az alváz hat pontjához kapcsolódik. A karosszéria tömegét ezekhez a pontokhoz kötött tömegekkel helyettesítjük úgy, hogy e tömegpontrendszer súlypontja essen egybe a karosszéria súlypontjával.
- A vezető m_v tömegét két koncentrált tömegként vesszük figyelembe az ülés alátámasztásainál.
- Az akkumulátor-csomag hatását az első híd előtt kiképzett tálcán elhelyezett m_{aku} tömeg modellezi.
- Az első híd végein a gumibronccsal szerelt kerék m_{ke} tömege, valamint a kormánymű elejét és a tárcsaféket modellező m_{felf} koncentrált tömeg jelenik meg.
- A hátsó híd végein levő kerekek m_{ke} tömegét növelik a rájuk felszerelt agymotorok, amelyek tömege m_m .

A jármű alvázának jobb oldalán végigfutó (réz) kábelköteget „fiktív anyagi tulajdonságú” rúd-elemekkel modellezzük, amelyeket mereven hozzákapcsolunk az alváznak ahhoz a rúdjához,

amely fölött végigfutnak. A kábelköteg nem befolyásolja az alváz merevségét, ezért ezeknek a rúdelemeknek a merevségi jellemzőit közelítőleg nullára állítjuk be: $E_{el} \approx 0$ és $\nu_{el} \approx 0$. A kábelköteg viszont gravitációs (súly) és tehetetlenségi terhelést jelent az alvázra, ezért tömegsűrűségét, keresztmetszetét és súlypontjának a szelvény súlypontjától vett e_1 távolságát meg kell határozni.



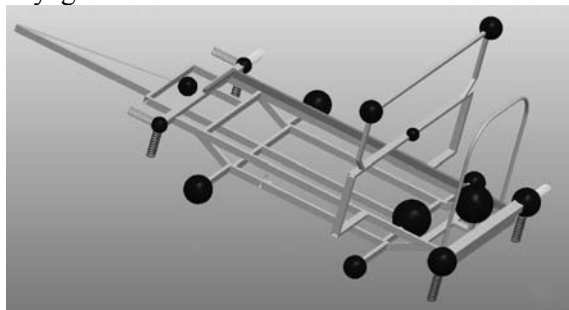
5. ábra. A kábelköteg modellezése

3.2. Az alváz rétegzett héjmodellje

Héjmodell esetén a rudakat a rúdszelvény középfelületével helyettesítjük és a valóságos térbeli héj mechanikai viselkedését jellemző mennyiségeket ehhez a középfelülethez kötjük. A héj 3D geometriáját a középfelület és a héj vastagsági mérete (a szelvény falvastagsága) határozza meg.

Héjmodellezés esetén a végelem számításnál elsődleges ismeretlenként a középvonal elmozdulásait és szögelfordulásait határozzuk meg és ezekből számítjuk ki elemszinten az élerőket, élyomatékokat, továbbá a feszültségeket (feszültség koordinátákat) és a Huber-Mises-Hencky-féle redukált feszültséget a közép- és a két határoló felületen.

A héjmodell esetén a középfelülethez egy vagy több rétegű, rétegenként eltérő ortotróp anyagi tulajdonságú anyag is rendelhető. A héjmodell ezért az izotróp anyagú acél, vagy alumínium ötvözet és a rétegelt szálerősített kompozit anyag kezelésére is alkalmas.



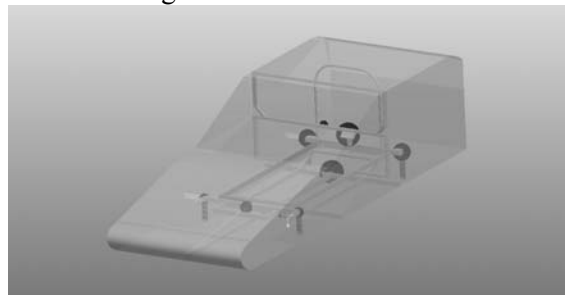
6. ábra. Az alváz héjmodellje

Alváz héjmodelljénél is a szerkezet többi részének önsúlyát és tehetetlenségi erőhatásait ugyanúgy koncentrált tömegekkel modellezzük az

alváznak azokon a helyein, ahol ezek a hatások az alvázra átadódnak. A koncentrált tömegek elosztása és nagysága megegyezik a rúdmodellnél leírtakkal. A jármű alvázának jobb oldalán végigfutó kábelköteget ugyanúgy „fiktív anyagi tulajdonságú” rúdelemekkel modellezzük, mint az alváz rúdmodelljénél. Különbséget csak a merev kapcsoló elemek e_2 méretében van. A 6. ábrán az alváz héjmodellje látható a többi szerkezeti elemet helyettesítő koncentrált tömegekkel és a kábelköteget helyettesítő (okkerszárga) rúddal.

3.3. Az alváz és karosszéria rétegzett héjmodellje

Az alváz és karosszéria héjmodellje annyiban különbözik az alváz héjmodelljétől, hogy nemcsak az alváz vékony, zártszelvényű rúdjaival modellezzük héjként, hanem a karosszéria törtefelületű lemezszerkezetét is. Ennek következtében ennél a modellnél eltűnnek a karosszéria hatását a gravitációs (súly) és tehetetlenségi terheléseknél modellező m_{k1} , m_{k2} , m_{k3} koncentrált tömegek.



7. ábra. Az alváz és karosszéria héjmodellje

Az alváz zártszelvényű rúdjaival modellező héjak és a karosszéria törtefelületű lemezszerkezetét modellező héjak az m_{k1} , m_{k2} , m_{k3} koncentrált tömegek helyén kis felületen mereven kapcsolódnak egymáshoz (7. ábra). Ezen a módosuláson kívül minden megegyezik az alváz héjmodelljével.

3.4. A modellek kinematikai peremfeltételei

A versenyautó, illetve mindhárom modell a kerekeknél van megtámasztva. A kerekek elsősorban a gumibroncs lágy rugalmassága miatt mechanikai szempontból rugalmas megtámasztást valósítanak meg. A rugalmas megtámasztás rúdmodellnél a tengelyvégekhez kapcsolódó rugókkal modellezhető. A rugók mindhárom modellnél a tengelyvégekhez kapcsolódnak (5. – 7. ábra).

A z irányú c_z rugóállandót a keréken végzett méréssel (8. ábra) határoztuk meg. A mérés

során a 2,5 bar nyomásra felfújt kereket a 8. ábrán látható módon összenyomtuk, mérve a nyomóerőt az elmozdulás függvényében.



8. ábra. A függőleges rugóállandó mérése

4. AZ ALVÁZ (ÉS KAROSSZÉRIA) KRITIKUS TERHELÉSEI

A járműre a verseny közben komplex terhelés hat. A kritikusnak tekintett összetett terheléseket a jellemző alapterhelések szuperpozíciójával állítjuk elő. A kritikus terhelések minden modellnél azonosak, az alapterhelések végeselemes megvalósításában azonban vannak a modellezés szintjétől függő különbségek.

a) Alapterhelések:

1. alapterhelés: a szerkezet önsúlya és a vezető súlya (gravitációs terhelés).
2. alapterhelés: a vészfékezésnél fellépő tehetetlenségi erők – megcsúszási határeset (lassulási terhelés).
3. alapterhelés: a kanyarodásnál fellépő tehetetlenségi erők – felborulási határeset, kicsúszási határeset (gyorsulási terhelés).
4. alapterhelés: a vészfékezésnél fellépő fékezési nyomatók.
5. alapterhelés: a vezetőtől származó fékezési erőterhelés.
6. alapterhelés: a fékezetlen hátsó kerékpár lassításából származó terhelés.
7. alapterhelés: a kanyarodásnál a kerekekről átadódó nyomatók.

b) Kritikus terhelések:

1. kritikus terhelés: vészfékezés – megcsúszási határeset (1+2+4+5+6 alapterhelés).
2. kritikus terhelés: kanyarodás nagy sebességgel – kicsúszási határeset (1+3+7 alapterhelés).

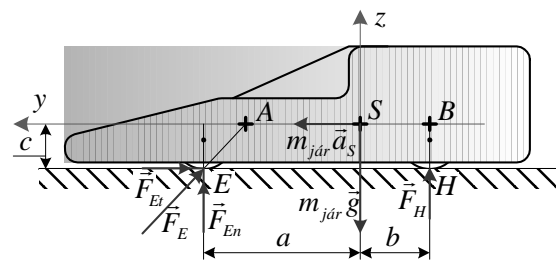
3. kritikus terhelés: vészfékezés nagy sebességgel történő kanyarodás közben – megcsúszási és kicsúszási határeset (1+2+3+4+5+6+7 alapterhelés)

1. alapterhelés

A gravitációs terhelés megvalósításához meg kell adni a $\vec{g} = -g\vec{e}_z = -9,81\vec{e}_z \text{ [m/s}^2\text{]}$ gravitációs gyorsulást. Ekkor az alvázhhoz kapcsolt koncentrált tömegek helyén (amelyek az elhagyott szerkezeti elemeket és a vezetőt modellezzik) $\vec{G}_i = m_i\vec{g} = -m_i g\vec{e}_z \text{ [N]}$ koncentrált erők hatnak az alvázra. A 12. és 13. ábrán okkersárgával jelölt kábelköteg a rúdmodellnél és a héjmodellnél is vonal mentén megoszló terhelésként hat: $\vec{f}_{g,el} = -\rho_{el} g A_{el} \vec{e}_z \text{ [N/m]}$. A ρ_{el} a kábelköteg tömegsűrűsége és A_{el} a kábelköteg keresztmetszetének területe.

2. alapterhelés

A versenyautónak csak az első kerekein van fék. Ezért legnagyobb lassulás a vészfékezéskor akkor lép fel amikor az első két kerék majdnem megcsúszik (megcsúszási határeset). A megcsúszási határesethez tartozik a vészfékezésnél fellépő (maximális) a_{vf} lassulás. Az a_{vf} lassulást az első kerekeknél fellépő támasztóerők tangenciális koordinátája okozza (9. ábra). Megcsúszási határesetben ez a normál erőkoordinátából számítható. Az \vec{F}_E erő az első két kerékre, az \vec{F}_H erő a hátsó két kerékre ható erők eredője.



9. ábra. Támasztóerők a vészfékezési határesetben

A vészfékezési gyorsulás az impulzus- és a perdülettel alkalmazásával határozható meg:

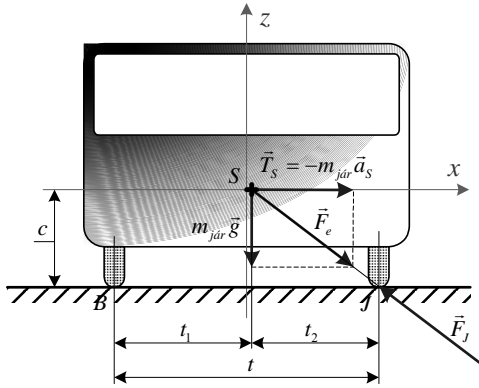
$$a_{Svf} = \frac{F_{El}}{m_{jár}} = -\mu_0 \frac{F_{En}}{m_{jár}} = -\frac{\mu_0 b}{(a+b-c\mu_0)} g \quad (1)$$

3. alapterhelés

A kanyarodásnál az autó felborulása, illetve a kerekek oldal irányú megcsúszása következhet be, mint szélsőséges veszélyes helyzet.

3.a) Felborulási határeset

A versenyautó súlypontja nem a t nyomtáv felénél van, hanem attól egy kicsit jobbra (10. ábra). A felborulás szempontjából ezért a balra kanyarodás a veszélyesebb. Az \vec{F}_B erő a bal oldali két kerékre, az \vec{F}_J erő a jobb oldali két kerékre ható erők eredője. A balra kanyarodáskor történő felborulási határesetben a bal oldali kerekeknél nem lép fel támasztóerő: $\vec{F}_B = \vec{0}$.



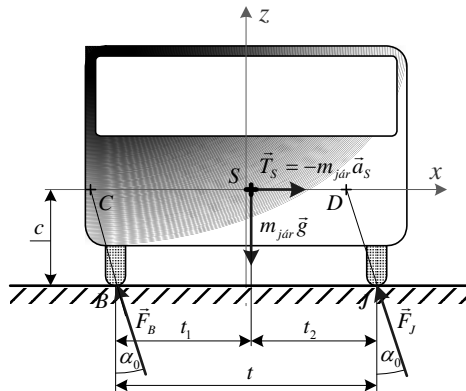
10. ábra. Támasztóerők felborulási határesetben

A felborulási határesethez tartozó gyorsulás szintén az impulzus- és perdülettel alkalmazásával határozható meg:

$$a_{sk} = \frac{t_2}{c} g \quad (2)$$

3.b) Kicsúszási határeset

A kicsúszási határesetben azt tételezzük fel, hogy mind a négy kerék megcsúszik keresztirányban.



11. ábra. Támasztóerők kicsúszási határesetben

Ehhez a határesethez tartozó gyorsulás:

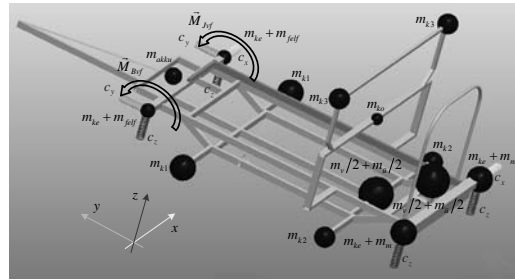
$$a_{sk} = -\mu_0 g \quad (3)$$

4. alapterhelés

Vészfékezésnél az első kerekek megcsúszási határhelyzetével számolunk. Ekkor az első kerekeknél fellépő \vec{F}_E támasztóerő F_{Et} tangenciális

koordinátájából még az első hídra egy x irányú (4. ábra) vészfékezési nyomaték is származik (d_g a kerék átmérője):

$$M_{vf,x} = \frac{d_g}{2} F_{Et} = -\frac{\mu_0 b d_g}{2(a+b-c\mu_0)} m_{jár} g \quad (4)$$

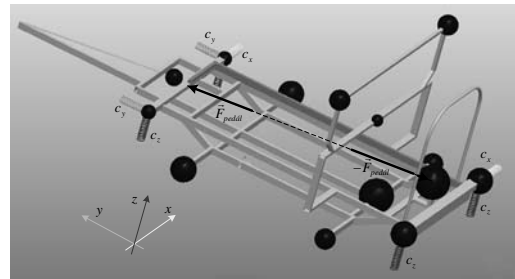


12. ábra. A fékezési nyomaték

5. alapterhelés

A vezető vészfékezésnél lábbal nyomja a fékpedált és háttal a vezetőülésnek támaszkodik. Ezt a terhelést némileg leegyszerűsítve a fékpedálnál és az ülésnél ható egy-egy azonos hatásvonalon ható, ellentétes irányú $F_{pedál}$ erővel vettük figyelembe. Az erő nagyságát mérésel határoztuk meg: $F_{pedál} = 500$ N. Az erő irány egységvektora:

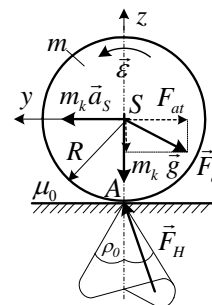
$$\vec{e}_{pedál} = 0,0567\vec{e}_x + 0,9929\vec{e}_y - 0,1037\vec{e}_z \quad (5)$$



13. ábra. A vészfékezésénél fellépő erő

6. alapterhelés

A hátsó kerékpár lassításából származó erőt a kerék dinamikai vizsgálatából határozzuk meg. Az alvásról (tengelyről) \vec{F}_a erő adódik át a kerékre (14. ábra). A kerékről $-\vec{F}_a$ adódik át a tengelyre.



14. ábra. A vészfékezésnél a hátsó kerékre ható erők

Az $\vec{F}_a = F_{at}\vec{e}_y + F_{an}\vec{e}_z$ erő tangenciális koordinátájának haladó mozgási része impulzus tételből határozható meg:

$$m_k a_{svf} = F_{at}^* \Rightarrow F_{at}^* = m_k a_{svf}$$

A teljes \vec{F}_a erő tangenciális koordinátája az A ponton átmenő, mozgás síkjára merőleges tengelyre felírt perdület-tételből számítható:

$$J_a \varepsilon = -R F_{at}^{**} \Rightarrow \frac{3}{2} m_k R^2 \left(-\frac{a_{svf}}{R} \right) = -R F_{at}^{**},$$

$$F_{at}^{**} = \frac{3}{2} m_k a_{svf}.$$

Mivel a haladó mozgásból származó hatást már a fékezési tehetetlenségi terhelésnél figyelembe vettük, ezért a forgás lassításához szükséges erő:

$$F_{at} = F_{at}^{**} - F_{at}^* = \frac{1}{2} m_k a_{svf} \quad (6)$$

7. alapterhelés

A kanyarodásnál a kerekekről átadódó nyomatékok a kerekekre ható keresztirányú erőkből származnak. A nyomatékokat a 3b. alapterheléssel összhangban a kanyarodásnál fellépő kicsúszási határhelyzetnél fellépő erőkből számítjuk.

A kicsúszási határhelyzetben a támasztóerők:

$$\vec{F}_B = F_{Bt}\vec{e}_x + F_{Bn}\vec{e}_z = -\mu_0 F_{Bn}\vec{e}_x + F_{Bn}\vec{e}_z,$$

$$\vec{F}_J = F_{Jt}\vec{e}_x + F_{Jn}\vec{e}_z = -\mu_0 F_{Jn}\vec{e}_x + F_{Jn}\vec{e}_z.$$

A kicsúszási határhelyzetben a nyomatékok:

$$\vec{M}_B = M_{By}\vec{e}_y = -F_{Bt} \frac{d_g}{2} \vec{e}_y = \mu_0 F_{Bn} \frac{d_g}{2} \vec{e}_y,$$

$$\vec{M}_J = M_{Jy}\vec{e}_y = -F_{Jt} \frac{d_g}{2} \vec{e}_y = \mu_0 F_{Jn} \frac{d_g}{2} \vec{e}_y.$$

Ezek a nyomatékok a két baloldali és a két jobboldali tengelyvéget együttesen, de nem azonos mértékben terhelik. Ezeket még el kell osztani az első és a hátsó kerekek között. Az elosztás a 9. ábra A és B pontján átmenő és a 11. ábra C és D pontján átmenő, az ábra síkjára merőleges tengelyekre felírt perdülettel alapján végezhető el.

A bal első kerékre ható nyomaték:

$$M_{BEy} = \mu_0 F_{BEt} \frac{d_g}{2} = \mu_0 \frac{d_g}{2} \frac{b}{a+b} \frac{t_2 - \mu_0 c}{t} m_{jár} g. \quad (7.a)$$

A bal hátsó kerékre ható nyomaték:

$$M_{BHy} = \mu_0 F_{BHt} \frac{d_g}{2} = \mu_0 \frac{d_g}{2} \frac{a}{a+b} \frac{t_2 - \mu_0 c}{t} m_{jár} g \quad (7.b)$$

A jobb első kerékre ható nyomaték:

$$M_{JEy} = \mu_0 F_{JEt} \frac{d_g}{2} = \mu_0 \frac{d_g}{2} \frac{b}{a+b} \frac{\mu_0 c + t_1}{t} m_{jár} g \quad (7.c)$$

A jobb hátsó kerékre ható nyomaték:

$$M_{JHy} = \mu_0 F_{JHt} \frac{d_g}{2} = \mu_0 \frac{d_g}{2} \frac{a}{a+b} \frac{\mu_0 c + t_1}{t} m_{jár} g \quad (7.d)$$

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikk egy versenyautó alváz végeelem analízisének azokat az első lépéseit mutatja be, amelyek döntő hatással vannak az eredmények használhatóságára: három lehetséges végeelem modellt, amelyek sorozata a geometriai modellezésben és az anyagi modellezésben is egyre kevesebb egyszerűsítést, elhanyagolást tartalmaz, illetve a vizsgálatokhoz szükséges kritikus terhelések meghatározását.

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.

6. IRODALOM

- [1.] M CSIZMADIA B., NÁNDORI E.: Modellalkotás, Mechanika mérnököknek, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2003.
- [2.] L.P. KOLLÁR, G.S. SPRINGER: Mechanics of composite structures, Cambridge University Press, 2003
- [3.] H. ALTENBACH, J. ALTENBACH, R. RIKARDS: Einführung in die Mechanik der Laminat- und Sandwichtragwerke, Deutschen Verlag für Grundstoffindustrie, Stuttgart, 1996.
- [4.] KIRÁLY B.: Dinamika – Miskolci Egyetemi Kiadó, 1992.
- [5.] BOJTÁR G., ACZÉL Á., FEHÉR L., KERESZTES D.: Versenyautó alváz térbeli rúdmodelljének végeselmes analízise. Géptervezők és Termékfejlesztők XXVII. Szemináriuma, Miskolc, 2011. november 10-11.

INNOVATÍV PROBLÉMAMEGOLDÁSI MODELL SZUPERSZÁMÍTÓGÉPES SZIMULÁCIÓVAL AZ INFCARE8 PROJEKT PÉLDÁJÁN BEMUTATVA

INNOVATIVE PROBLEM SOLVING MODEL WITH HPC SIMULATION REGARDING TO INFCARE8 PROJECT

Dr. Élő Gábor, PhD, Széchenyi István Egyetem ITOK

ABSTRACT

Key question is identifying phases of innovation processes which are supportable by HPC, mainly with 3D simulations. Regarding to most common original model we have to identify phases of innovation processes which are supportable by HPC and then try to expand phases with particular HPC applications and functions. Finally we can create new model with new phases for innovation processes.

1. BEVEZETÉS

A kutatás-fejlesztéshez kapcsolódó problémamegoldás folyamata a felhasználható eszközök jelentős fejlődése miatt átalakult. Az új eszközök alkalmazásának a folyamatra gyakorolt hatását vizsgáljuk esetpélda alapján. Esetpéldaként egy, a Széchenyi István Egyetemen folyó projekt szolgál. A cikk a fejlesztés során szerzett tapasztalatok általánosítására tesz kísérletet.

Az innováció, a termékek megújítása és fejlesztése során megoldandó feladatok és az ebből kialakított folyamatok viszonylag régen kialakultak. Az ezzel kapcsolatos gondolkodást azonban mindig befolyásolták az adott korban rendelkezésre álló eszközök. Az új eszközök hatására a folyamatok mindig kismértékben változtak, fejlődtek, módosultak. Az eszközök fejlődése az elmúlt évszázadban felgyorsult. Több tíz évvel ezelőtt az emberek jelentős része olyan környezetben dolgozott és élte mindennapjait, ahol csak ritkán találkozott olyan eszközzel, melyek működését ne érthette volna meg könnyed szerrel. A különböző fejlesztéseket az akkor ismert és használt eszközökkel konkrét lépések révén hajtották végre. A mai eszközök működése a korábban elegendő mechanikus és elektronikai ismeretekkel

már nem érthetők meg. Az alkalmazók ezeket a modern eszközöket már csak felhasználói szinten érthetik meg.

2. A PROBLÉMAMEGOLDÁS FOLYAMATA

Tudománytörténészek megállapították, hogy az innovációs folyamatok manapság használt elemei már 2500 éve eltérő mértékben érvényesülnek, ezeket széles körben használták, bár határozott és következetes rendszerről csak Galilei és Newton munkássága óta beszélhetünk. A szabályozott folyamatok még ennél is később alakultak ki, a 19. században.

A problémamegoldó gondolkodás modellalkotásának három, hagyományosnak tekinthető eleme a következő:

- Elsőként meg kell találni azokat a jellemzőket, amelyek révén a vizsgált problémát mérhető és egyben érthető módon tudjuk meghatározni.
- Ezt követi a modell felállítása, ahol is a modell segítségével a probléma lényegét kell megtalálni.
- A modellből levont következtetéseket össze kell vetni a gyakorlati tapasztalatokkal, és a visszacsatolás nyomán, amennyiben szükséges, változtatni kell a modellen.

Most arra teszünk kísérletet, hogy a szokásosnak nevezett problémamegoldó folyamat innovációs jellegű, a háromdimenziós modellezést használó újszerű formáját alakítsuk ki, egy általunk tervezett és végrehajtott projekt tapasztalatai alapján. A Nemzeti Innovációs Hivatal (NIH) jogelődje által kiírt Nemzeti Technológia Program keretén belül a Széchenyi István Egyetem és a Humansoft Kft. kutatás-fejlesztési projektben sikerrel alkalmazzuk. A projekt témája a Krónikus Gyermekeket Otthoni Ápoláshoz Integrált Mechatronikai és Informatikai Környezet Fejlesztése.

A problémamegoldás folyamatát a szakirodalom és a gyakorlat az elmúlt évtizedekben már, mint egy menedzsment körfolyamatot írja le. Ezek a körfolyamatok bemutatják a standard általános menedzsment tevékenységek sorrendjét, illetve természetesen az adott kérdés specialitásainak megfelelően bővítik, szűkítik vagy módosítják azt. A kifejezetten üzleti jellegű termékfejlesztéseknél a több szempontot alkalmazó, több ciklusos menetek jellemzők. Széles körben ismert, az úgynevezett Landsvater-féle csiga, amely az ismétlődő ciklusokban négy szempontot alkalmaz: az új ötlet meghatározása, műszaki-technikai szempontok, piaci-kereskedelmi és gazdasági szempontok, majd a következő ciklusokban ugyanezen szempontok szerint fokozatosan módosul a termék.

Ha a problémamegoldás folyamatát a mai eszközöket is igénybe vevő innovációs tevékenységhez igazítjuk, akkor egy módosított folyamat jön létre (1. ábra). Ennek is fő célja természetesen, a még nem létező termékek létrehozása. A módosított folyamat fő szakaszai a következők lehetnek:

- első szakasz egy kreatív fázis, amelyben az ötlettel összefüggő tevékenységek jellemzőek,
- második szakaszban a koncepcióalkotás következik, ahol már a széles körbe is kommunikálható eredmény születik,
- harmadik szakaszban projektjavaslatok születnek, melyekből a hagyományos módon választhatók ki a megvalósításra (pl. pályázati forráshoz a benyújtandó) kerülőek.

A megvalósítás itt is több lépcsőben történik, mert a fejlesztéseket általában több, ciklusosan továbbfejlesztett modellek alapján végzik el.

Problémamegoldás módosított folyamata tulajdonképpen két fő modullal bővül:

- háromdimenziós számítógépes modellezéssel,
- háromlépcsős modellezéssel a megvalósítás során.

A háromdimenziós számítógépes modellezés elsősorban geometriai modellezést takar ebben az esetben, és kisebb részben felhasználhatóak a virtuális valóságnál már bevált technológiák.

Háromlépcsős modellezéssel való megvalósítás során először egy „deszkamodell” készül, amely az első „kézzelfogható” implementáció a várható eredményről. A továbbfejlesztés során a már „működő” modell kerül előállításra, de a folyamat a megvalósítás szintén a kezdőpontról indul. A harmadik hasonló ciklusban a teljes értékű megoldás kifejlesztése következik, amelyről már reálisan várható a döntéshozó értékelése. Termé-

zetesen a ciklusok száma növekedhet, hisz egy-egy lépés után „miniciklusok” jöhetnek létre a visszacsatolás mélyebbre hatolásával, illetve itt is figyelembe kell venni a technikai-technológiai szempontok mellett az előbb ismertett másik szempontokat is.

A kutatási-fejlesztési feladatok elvégzéséhez, az új eszközök igénybevétele miatt, egyre több erőforrást kell igénybe venni. Minél pontosabb ugyanis egy fizikai modell, és minél kisebb időszelvényben vizsgálódunk, annál nagyobb erőforrást igényelnek a méretező, analízáló és szimulációs számítógépes alkalmazások. A fejlődés mindenképpen a feladatok „nagyságának”, bonyolultságának növekedése irányába mutat, és ezzel együtt a lehetséges variációk száma is növekszik.

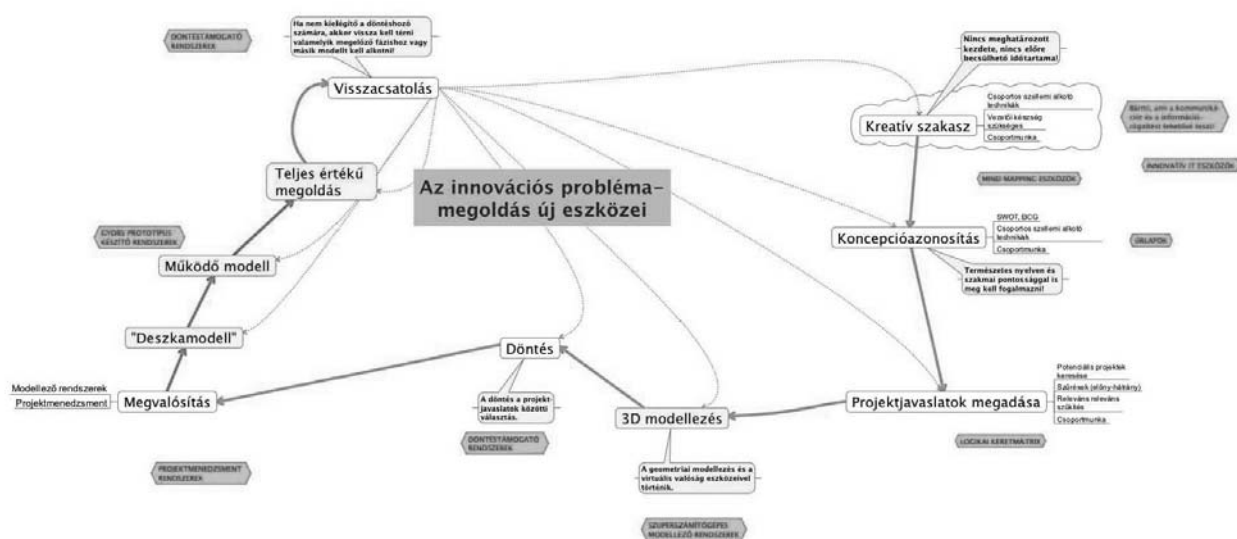
A számítógépes alkalmazások nagy teljesítményű kívánó körét ma „High Performance Computing Application”-nek nevezik, a felhasználók ma már kiforrót szabályok szerint dolgozó, közösségeket alkotnak. Ilyen közösségek elsősorban a felsőoktatási intézmények kutatóhelyein működnek. Igazi globális tevékenység ez, ennek minden előnyével és hátrányával is. A rendelkezésre álló eszközök is egyre korszerűbbek, háromdimenziós szkennelők és háromdimenziós, tulajdonképpen bármilyen alakzat megformálására alkalmas háromdimenziós nyomtatóval is bővült eszköztárunk.

3. A HÁROMDIMENZIÓS TERVEZÉS ÉS MODELLEZÉS

A technológiai fejlődés még egy kicsit tovább is lépett. Ma már megjeleníthetünk olyan háromdimenziós képi információkat, amelyek egyre pontosabban modellezhetik a gondolatainkat, tehát a megjelenítés felzárkózhat a megértés mellé és a tapasztalatok szerint nagyon hatékony segítséget ad a probléma-megoldásban és a különféle tervezőmunkákban.

A háromdimenziós megjelenítés elterjedésének gyakorlati életre tett hatása két fő területen követhető tipikusan nyomon. Egyfelől a tervezőrendszerek alapvető elveinek megváltozásán, másrészt a problémamegoldó gondolkodás folyamatának fejlődésén.

A 3D-s számítógépes tervezés és megjelenítés ma már elengedhetetlen a korszerű alkatrésztervezésben. Ez a megjelenítési forma lehetővé geometriai és mechanikai vizsgálatát is, azonban egy kézzel fogható fizikai modell sokszor elengedhetetlen a terv teljes átlátására.



1. ábra: Az innovációs problémamegoldás javasolt modellje

Néhány éve a mérnökök rendelkezésére állnak olyan gyors prototípus gyártási (Rapid Prototyping) eljárások, amelyek lehetővé teszik, hogy a CAD rendszerekkel tervezett 3D-s modelleket egy fizikai modellé transzformálják

A tervezés további háromdimenziós segédeszközöket is felhasználhat, ilyenek a háromdimenziós lézerszkennerek, amelyekkel valamely valóságbeli tárgy modelljét három-dimenziós koordináták felvételével alkalmassá teszi tervező rendszerekbe való beillesztésre.

Szintén a háromdimenziós eszköztárhoz tartozik, hogy ma már a filmkészítés világából ismert mozdulat- és mozgásmodellezés is felhasználható például a géptervezésben.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A korábban említett kutatás-fejlesztési projekt, nevezetesen Krónikus Gyermekebeteg Otthoni Ápoláshoz Integrált Mechatronikai és Informatikai Környezet Fejlesztése egy olyan rendszer kifejlesztését tűzte ki célul, melynek lényege egy alaposan előkészített és átgondolt koncepció szerint épülő integrált informatikai és mechatronikai rendszer. Az info-kommunikációs eszközökkel támogatott megoldások a különböző folyamatok hatékonyságnövekedését hordozzák magukban. A projekt megvalósítása során szerzett tapasztalataink megerősítik, hogy a hatékonyságnövelés a folyamatok sebességének, ütemezhetőségének és

ütemeztségének növekedésével, valamint a költségek tervezhetőségével érhető el.

IRODALOM

- [1.] CHIKÁN A.: Vállalatgazdaságtan, AULA Kiadó. Budapest, 1992.
- [2.] IVÁNYI ATTILA SZ.: Innovációs stratégia és módszertan, Közgazdasági és Jogi Könyvkiadó. Budapest, 1990.
- [3.] ZOLTAYNÉ PAPIKA Z.: Döntéelmélet, Alinea Kiadó. Budapest, 2002.
- [4.] SCHMIDT, T.: Strategic Project Management, Wiley. 2005.
- [5.] HAMEL, G.-PRAHALAD, CK.: Competing for the future, HBS Press. Boston, MA, 1996.

KÍSÉRLETI STIRLING HŰTŐ TERVEZÉSE

DESIGNING OF AN EXPERIMENTAL STIRLING REFRIGERATOR

Handki Andrea, tudományos segédmunkatárs, Miskolci Egyetem
dr. Tolvaj Béla, egyetemi docens, Miskolci Egyetem

ABSTRACT

In this article the defining of the geometrical data of an Alpha-type Stirling refrigerator is presented. After the selection of the work cylinders, the main parameters of the moving mechanism were defined. The axes, belts were sized; the bearings were chosen. The figures were drawn by Solid Edge software.

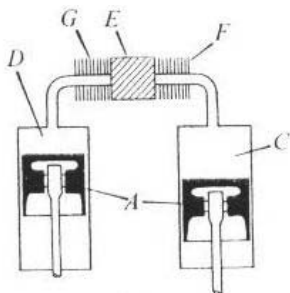
1. BEVEZETÉS

A szakirodalomban több, a Stirling hűtő körfolyamatra vonatkozó termodinamikai analízis érhető el, melyek különböző módszerekkel, pl.: csomóponti analízis [1,2], véges idejű termodinamikai analízis [3], stb. a gép várható üzemi jellemzőinek meghatározására irányulnak. Megépített tesztberendezéseken való mérési eredmények ismertetése [4] azonban jóval kevesebb publikációban van jelen. Az elkészült gépek változatossága tovább nehezíti az eredmények összehasonlítását.

A Stirling gépekre irányuló kutatásunk során célunk egy olyan matematikai modell megalkotása, mely egy Stirling gép várható működési paramétereinek megállapítására alkalmas. A számítógépes modellezés ellenőrzése érdekében szükség van egy tesztberendezésre, amelynek megtervezését a következőkben mutatjuk be.

1.1. Az alfa típusú gép

A berendezés elvi vázlatát az 1. ábra mutatja.



1. ábra α típusú Stirling gép[5]

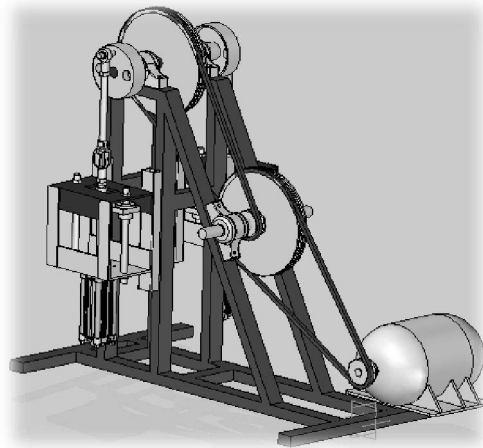
Az alfa típusú Stirling gép legalább kéthengeres. A hengerek között helyezkedik el a hűtő hőcserélő, a regenerátor és a fűtő hőcserélő [6]. Jelölések:

- A: dugattyúk,
- C és D: munkaterek,
- E: regenerátor,
- F és G: hőcserélők.

A Stirling hűtőgép működési elve a következő: a gép tengelyét n fordulatszámmal és M nyomatékkal megforgatva az egyik henger hőmérséklete növekszik és hőenergiát ad át a környezetének, a másik henger hőmérséklete viszont csökken és hőt von el a környezetéből illetve a hűtött térből. A Stirling hűtőgép működtetése mechanikai teljesítmény bevitelét igényli, amelyet esetünkben a főtengety forgató aszinkron villamos motor végez.

2. A TESZTBERENDEZÉS BEMUTATÁSA

A gépet és részegységeit ábrázoló képek megrajzolása Solid Edge programmal történt. Az összeállított tesztberendezés kialakítását a 2. ábra mutatja.



2. ábra. A Stirling gép kialakítása

A gép alapkerete téglalap alakú, zártszelvényű acélból készült, hegesztett kialakítású. A dugattyúk egyenes vonalú mozgását forgattyús mechanizmus alakítja forgó mozgássá. A két henger hajtókarja jelenleg 90°-os szögeltéréssel kapcsolódik a közös forgattyús tengelyhez, de más szöghelyzet is beállítható. A hengerek egymással párhuzamosan helyezkednek el, a keret két oldalán. A dugattyúk csak axiálisan terhelhetők, a radiális erőt csapágyazott keresztfejek veszik fel. A forgattyús tengelyt lassító áttételű ékszíjhajtáson keresztül villanymotor forgatja.

2.1. A méretezés alapja

A gép létrehozásának legnehezebb konstrukciós feladata a gáztöltet megtartása. A gáztöltet csak akkor maradhat állandó, ha a hengerek és a dugattyúk között a teljes működtetési hőmérséklettartományban tökéletes a tömítés. A kereskedelmi forgalomban kapható pneumatikus munkahengerek kiváló tömítésekkel rendelkeznek, azonban viszonylag alacsony az alkalmazható maximális és minimális hőmérséklet és korlátozott a munkadugattyú sebessége is. Mindezek ellenére, a kereskedelmi forgalomban találtunk olyan pneumatikus munkahengert, amelynek műszaki paraméterei – geometriai méretek, a tömítésre megengedett nyomás- és hőmérséklet értékek – miatt alkalmas a Stirling hűtőgép munkahengerének (1. táblázat).

1. táblázat. A munkahenger adatai

| | |
|-----------------------------------|-----------------|
| Típus: | TRB |
| Üzemi nyomás max: | 10 bar |
| Méretezési nyomás | 6,3 bar |
| Működési hőmérséklet min/max | -10 °C - +150°C |
| Dugattyú átmérő: | 100 mm |
| Lökethossz: | 150 mm |
| Dugattyú erő behúzásnál | 4635N |
| Dugattyú erő kitolásnál | 4945N |
| A dugattyú megengedett sebessége: | 2 m/s |

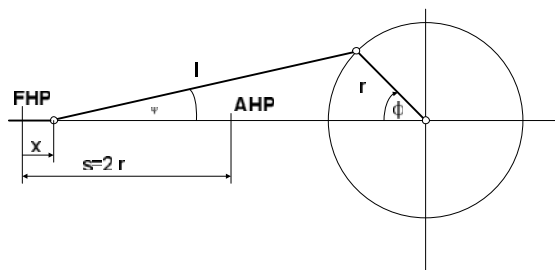
A kiválasztott munkahenger paraméterei a kísérleti berendezés többi egységét és a működtető villamos motor teljesítményét is meghatározzák. Az állandó szögsebességű forgó mozgást keresztfejes forgattyús mechanizmus alakítja át alternáló egyenes vonalú mozgássá. A hengerben mozgó dugattyú mozgásegyenlete az 1. hengerben:

$$x_{d1}(t) = r(1 - \cos \omega t) + \ell \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{\ell}\right)^2 \sin^2(\omega t)} \right), \quad (1)$$

a 2. hengerben:

$$x_{d2}(t) = r \left(1 - \cos \left(\omega t + \frac{\pi}{2} \right) \right) + \ell \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{\ell}\right)^2 \sin^2 \left(\omega t + \frac{\pi}{2} \right)} \right). \quad (2)$$

A forgattyús mechanizmus vázlatát, valamint a használt jelöléseket a 3. ábra mutatja be.



3. ábra. A forgattyús mechanizmus elemeinek jelölése

Az alsó- és felső holtpontok (AHP, FHP) közti távolság a lökethossz (s), mely a forgattyúsugár (r) kétszerese. A hajtórúd l, a forgattyú-szög pillanatnyi értékét pedig phi jelöli.

A forgattyús mechanizmus s lökétét biztonsági okokból 2 mm-rel kisebbre választottuk mint a munkahenger megengedett lökete, így a lökethossz 148 mm. A forgattyúsugár hossza ezért a lökethossz fele lesz, r=74 mm. A hajtórúd l hosszát: l=475 mm-re választottuk.

A következő lépés a főtengelemegengedett szögsebességének és fordulatszámának meghatározása volt. A számításokat MathCad programmal végeztük.

A dugattyú sebességfüggvénye az elmozdulás-függvény (x_{d1}(t)) idő szerinti deriváltja. A legnagyobb megengedett sebesség ebből az egyenletből határozható meg:

$$v_{d1}(t) = \frac{dx_{d1}(t)}{dt} = \omega r \sin(\omega t) + \frac{\omega r^2 \cos(\omega t) \sin(\omega t)}{\ell \sqrt{1 - \left(\frac{r}{\ell}\right)^2 \sin^2(\omega t)}}. \quad (3)$$

A sebességnek ott van a maximuma, ahol a dugattyúgyorsulás értéke zéró, vagyis:

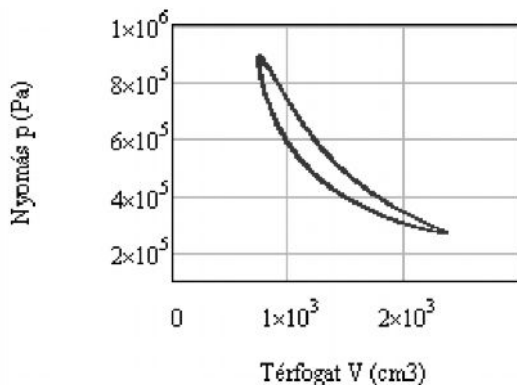
$$a_{d1}(t) = \frac{d^2 x_{d1}(t)}{dt^2} = \omega^2 r \cos(\omega t) + \frac{\omega^2 r^2 \cos^2(\omega t)}{\sqrt{\ell^2 - r^2 \sin^2(\omega t)}} - \frac{\omega^2 r^2 \sin^2(\omega t)}{\sqrt{\ell^2 - r^2 \sin^2(\omega t)}} + \frac{\omega^2 r^4 \cos^2(\omega t) \sin^2(\omega t)}{\sqrt{(\ell^2 - r^2 \sin^2(\omega t))^3}} = 0 \quad (4)$$

Tudjuk azt, hogy a pillanatnyi szögelfordulás a szögsebesség és az idő szorzata:

$$\phi = \omega t. \quad (5)$$

Az 5. egyenletet a 4. egyenletbe behelyettesítve és 0-ra megoldva az egyenletet, azt kapjuk, hogy a legnagyobb dugattyúsebesség $\phi = 80,91^\circ$ -os forgattyúkar elfordulásnál lesz. Ekkor a dugattyú legnagyobb sebességének értéke legfeljebb $v_{d1} = v_{max} = 2$ m/s lehet. v_{max} értékét a (3) egyenletbe behelyettesítve és ω -ra megoldva az egyenletet a következőt kaptuk: $\omega = 25,302$ 1/s, a maximális fordulatszám értéke pedig $n = 241,616$ 1/min. Ehhez az alacsony forgattyús tengely fordulatszámhoz minél kisebb fordulatszámú 4-6 pólusú aszinkronmotor célszerű választani, de még így is szükséges lassító áttétel és/vagy frekvenciaváltó alkalmazása.

A villanymotor teljesítmény igény meghatározásához a munkahengerekben kialakuló nyomás ismerete szükséges. Feltesszük, hogy a nyomás a munkatér minden pontjában állandó.



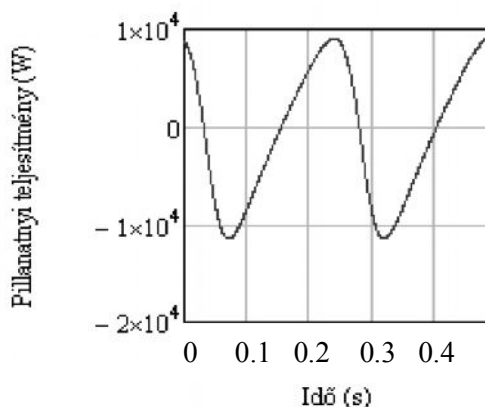
4. ábra. A nyomása alakulása a tárfogat függvényében

A nyomás várható alakulását a térfogatváltozás függvényében 4. ábra mutatja.

A villamos teljesítmény igényt a következő képlettel határoztuk meg:

$$P(t) = p(t) \cdot [A_{d1} \cdot v_{d1}(t) + A_{d2} \cdot v_{d2}(t)]. \quad (6)$$

A képletben $p(t)$ a nyomásfüggvény, A_{d1} és A_{d2} rendre a dugattyúk felülete az 1-es és 2-es munkahengerben, v_{d1} és v_{d2} rendre az 1-es és 2-es dugattyúk sebessége. A teljesítmény igény időben jelentősen változik, amit az 5. ábra mutat.



5. ábra. Villamos teljesítmény-idő függvény

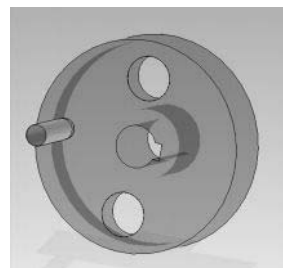
Ez alapján a várható legnagyobb teljesítmény igény:

$$P_{max} = 9,026 \text{ kW}. \quad (7)$$

2.2. Részegységek bemutatása

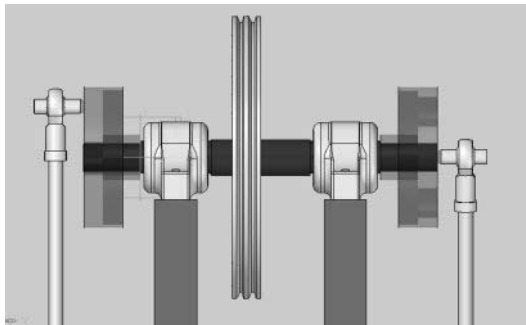
A forgattyútárcsa tengelyátmérője és a támasztócsapágyak mérete a dugattyúerő és a forgattyúkar által létrejött erőhatásokból határozható meg. A forgó tengelyek terhelésének meghatározása a forgattyús mechanizmus erőjátékának vizsgálatából történt, méretezésüket összetett igénybevételre végeztük.

A forgattyús tárcsa a 6. ábrán látható.



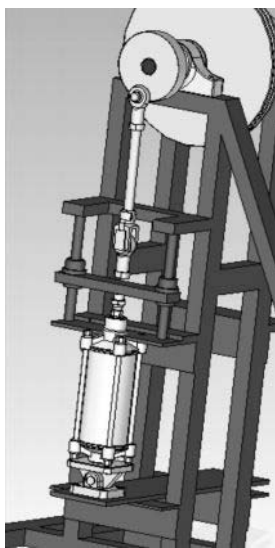
6. ábra. A forgattyús tárcsa

A forgattyús tárcsák a forgattyús tengely két végén rögzítettek (7. ábra). Jól látható a dugattyúk mozgása közötti 90°-os szögeltetés. Míg a bal oldali dugattyú a 3. ábra jelölése alapján alsó holtponthelyzetben van, a jobb oldali dugattyú negyed fordulattal lemaradva követi. A forgattyús tengelyt tartó két csapágy között található a kétpályás ékszíjtárcsa, mely a meghajtást biztosítja.



7. ábra. A forgattyús tárcsa

A dugattyúk egyenesbe vezetéséről a 8. ábrán látható szerkezet gondoskodik, amely a keresztfej szerepét tölti be.



8. ábra. A dugattyú mozgó mechanizmusa

A mozgó elemek csapágyazottak, a tengelyek nemesítettek, a várható nagyobb igénybevétel miatt.

A munkahengereket réz cső köti össze, mely csőben foglal helyet a regenerátor és a gép munkaközeggel való feltöltésére szolgáló csap is. Ez a rész ábrával nincs kiemelve.

3. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben egy Stirling hűtőként működő tesztberendezés gépészeti kialakítását mutattuk be. A kereskedelmi forgalomban beszerzett hengerek műszaki paraméterei behatárolták a Stirling gépnél megvalósítható nyomás, fordulatszám és hőmérséklet értékeket. A biztonságos és tartós üzemelés érdekében a géptestet megfelelően merev hegesztett acélszerkezetből alakítottuk ki, amelyre a csapágházak és az egyéb alkatrészek csavarral rögzítettek. A tengelyekhez a forgó alkatrészeket reteszkötéssel kapcsolódnak. A hőelvonás, a hőközlés és a regenerátor hőcserélőinek méretezését cikkünk nem tartalmazza, de ezek is feltétlenül szükségesek a gép működtetéséhez.

IRODALOM

- [1] Yusuf Tekint, Omer Ercan Ataer: Performance of V-type Stirling-cycle refrigerator for different working fluids, 2009.
- [2] Ö. Ercan Ataer, H. Karabulut: Thermodynamic analysis of the V-type Stirling-cycle refrigerator, 2004.
- [3] Bahri Sahin, Ali Kodal: Finite time thermoeconomic optimization for endoreversible refrigerators and heat pumps, 1998.
- [4] Sun L'an, Zhao Yuanyang, Li Liansheng, Shu Pengcheng: Performance of a prototype Stirling domestic refrigerator, 2008.
- [5] Graham Walker: Stirling engine, Oxford University Press, 1980.
- [6] Israeli Urieli, David M. Berchowitz: Stirling cycle engine analysis, Adam Hilger Ltd. Bristol, 1984.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

"A tanulmány 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"



MAGNETORHEOLÓG TENGELYKAPCSOLÓ OPTIMALIZÁLÁSI LEHETŐSÉGEI

OPTIMIZATION OF MAGNETORHEOLOGICAL CLUTCHES

Horváth Péter PhD, Törőcsik Dávid,
Széchenyi István Egyetem, Mechatronika és Gépszerkezettan Tanszék

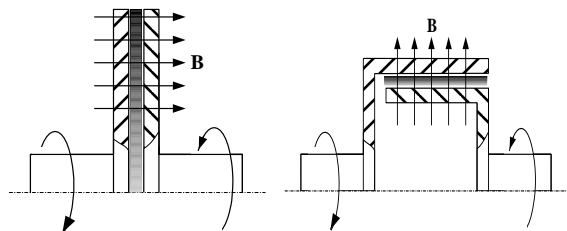
ABSTRACT

In the last decade the magnetorheological fluid gained application in many devices. This paper deals with its application in clutches. The most important issue regarding industrial application is the magnitude of transmissible torque. The paper presents insight into the basics of magnetorheology and deals with determination of the optimal magnetic flux density distribution over the radius of the plate.

1. BEVEZETÉS

Annak ellenére, hogy a magnetorheológ folyadék (MRF) ipari alkalmazása csak egy dekádra tekint vissza, máris komoly eredményeket ért el vele különféle rezgéscsillapító rendszerekben (épület és híd, mosógép), aktív és félaktív felüggesztés terén, valamint az utóbbi időben tengelykapcsolókban és fékekben [1], [2]. A tengelykapcsolóban történő alkalmazásának előnyös tulajdonságai a következőkben foglalhatók össze:

- az átvitt nyomaték jól szabályozható
- rövid, néhány század másodperces kapcsolási idő
- nincsenek mozgó elemek, ezért kis kopás
- a villamos információ közvetlen feldolgozása
- lengésektől mentes összekapcsolás kis relatív sebességeknél is.

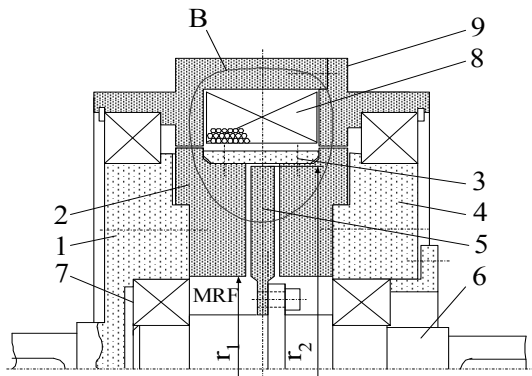


1. ábra. Tárcsás és hengeres MR tengelykapcsoló

Szerkezeti kialakítását tekintve az MR tengelykapcsoló tárcsás és hengeres kivitelű lehet (1. ábra). A tárcsás kivitel egyszerűbben gyártható, de üresjárási nyomatéka nagyobb a centrifugális erő hatására a külső sugáron bekövetkező részecskecsúszás következtében.

Mindkét változat hátrányos tulajdonságaként meg kell említeni a gerjesztéshez szükséges állandó energia felhasználást, a tömítési nehézségeket, valamint az MRF nagy mágneses ellenállását és öregedését. Ez ideig az elterjedtebb alkalmazást a kis teljesítménysűrűség, valamint a korlátozott átvihető nyomaték gátolta. A MRF folyamatos fejlesztése, a mágneses kör egyre pontosabb méretezése, jobb mágneses anyagok alkalmazása és a konstrukció javítása révén manapság sikerült elérni azt a teljesítménysűrűséget és átvihető nyomatékot, ami járművekben való alkalmazását is lehetővé teszi. A MAGNA Powertrain összerék-hajtáshoz kifejlesztett hengeres kivitelű tengelykapcsolójával alapkivitelben átvihető nyomaték 700 Nm, bolygóművel egybeépítve pedig 1300 Nm [3]. Az MR-tengelykapcsoló a nyomatékot merev és csúszó üzemmódban is át tudja vinni. Egyelőre bizonyos nehézséget jelent az üzemmódok közötti átváltás, mivel az átvitt nyomatékban ugrás következik be, amint a csúszás megindul. Hasonló a jelenség a súrlódási tényező hirtelen megváltozásához a nyugvó és mozgásbeli súrlódás határán.

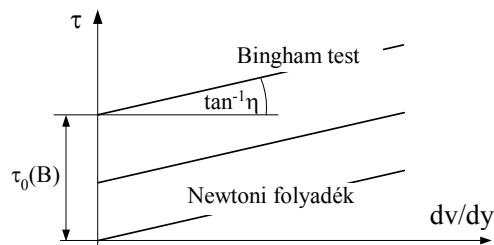
A 2. ábrán egy lemezes MR tengelykapcsoló lehetséges kialakítását látjuk. A tengelykapcsoló 3 fő egységből áll. A jobb oldali 6 tengelyhez csavarozott 5 tárcsából, a bal oldali 1 tengelyhez csavarozott 2 fluxus-vezető gyűrűből és a 3 nem mágneses anyagból készült gyűrűből, valamint az álló 8 tekeresből és 9 ferromágneses zárótagból. A tárcsa és a fluxus-vezető gyűrűk közötti rést MR folyadék tölti ki. Gerjesztett állapotban az MR folyadékban szuszpendált részecskék lánccá állnak össze, mely a határoló felületekhez tapadva megakadályozza azok relatív elmozdulását.



2. ábra. A magnetorheológ tengelykapcsoló vázlatja

2. A MAGNETORHEOLÓG FOLYADÉK FIZIKAI JELLEMZŐI

Az MR tengelykapcsoló legfontosabb része maga a magnetorheológ folyadék. A MRF fő alkotórésze közel gömb alakú, 1-10 μm átmérőjű részecskékből álló ferromágneses vaspor, mely adalékanyaggal ellátott olajban van szuszpendálva. A részecskék közelítőleg gömb alakja gerjesztetlen állapotban kis viszkozitást és az érintkező felületekre nézve csekély koptató hatást jelent. Az adalékanyag fő feladata a részecskék leülepedésének megakadályozása. Ha a MRF-t mágneses térbe helyezzük, a vasrészecskék polarizálódnak és láncokból álló, hálószerű struktúrává állnak össze. Ezek a láncok a folyadék nyírásakor képesek deformálódni (megnyúlni), ezáltal csúsztató feszültséget kifejteni a határoló lapokra, mely érték 30...90 kPa között változik. Az MRF relatív permeabilitása csekély, 5-6 közötti érték. Mágneses tér hiányában a MRF newtoni folyadékként kezelhető. Gerjesztett állapotban a mérnöki alkalmazások számára az (1) összefüggéssel leírható egyszerű Bingham-modell használható az alapvető tulajdonságok jellemzésére (3. ábra).



1. ábra. Az MRF modellje

Két, egymáshoz képest v relatív sebességgel mozgó lap közé helyezett MRF rétegei között gerjesztett állapotban

$$\tau(B, v) = \tau_0(B) + \eta \frac{dv}{dy} \quad (1)$$

csúsztató feszültséget ébred, ahol
 $\tau_0(B)$ az MRF nyírószilárdságának mágneses indukció nagyságától függő része
 η a folyadék dinamikai viszkozitása
 dv/dy a sebesség-gradiens a résben

3. NÉHÁNY VIZSGÁLANDÓ TERÜLET

A MR tengelykapcsoló újszerűségénél fogva számos tisztázandó elméleti és konstrukciós kérdést vet fel. Csupán néhány kutatási területet említünk az alábbiakban fontossági sorrend nélkül:

- a maximális nyomatékot létrehozó sugár menti $B(r)$ mágneses indukció eloszlás meghatározása adott gerjesztést feltételezve
- a nyomaték növelésének lehetősége a lemezszám sokszorozásával
- a gerjesztési teljesítmény és a nyomaték viszonya
- az MR folyadékréteg optimális vastagsága
- az MR folyadék hőmérsékletének változása a kapcsolási szám függvényében
- a hőmérséklet növekedés nyomatékra gyakorolt hatása
- a lemezek külső és belső sugarának optimális aránya
- a kapcsolási idő minimalizálása a mágneses kör optimalizálásával, a telítődési tartományok és az örvényáramok csökkentésével
- a gerjesztési teljesítmény minimalizálása a mágneses kör, valamint a huzal keresztmetszet optimalizálásával
- a tengelykapcsoló viselkedése megcsúszásakor, az átvihető nyomaték nagysága a relatív szögsebesség függvényében
- az MR folyadék öregedésének hatása
- az MR folyadék tömítésének konstrukciós kérdései.

A továbbiakban csupán az első kérdéskörrel foglalkozunk.

4. OPTIMÁLIS INDUKCIÓ ELOSZLÁS

Az MR tengelykapcsoló tervezésekor alapvető fontosságú cél a maximális nyomaték elérése adott gerjesztés és adott befoglaló méretek (súly) esetén. Mivel a MR folyadék nyírósi-

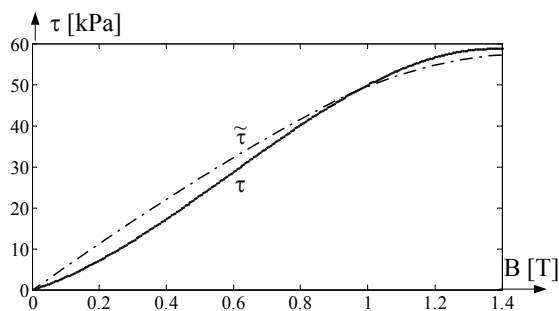
lárdsága a mágneses indukció függvényében adott, ezért a tervezőnek olyan $B(r)$ sugár menti indukció eloszlás megvalósítására kell törekednie, mely az r_0 belső és r_1 külső sugarakkal jellemzett körgyűrű felületen maximális nyomatékot hoz létre. A vizsgálatot egyetlen körgyűrű felületen átvihető nyomaték maximalizálására korlátozzuk. A tengelykapcsoló által egy felületen átvihető nyomaték a

$$T = 2\pi \int_{r_0}^{r_1} \tau(B(r))r^2 dr \quad (2)$$

összefüggéssel számítható. Az egyszerű analitikus megoldás elérése érdekében az MR folyadékot gyártó Lord Corp [4] által közölt $\tau(B)$ függvényt a $0 < B < 1,5$ T tartományban másodfokú parabolával közelítjük az alábbi összefüggés szerint:

$$\tilde{\tau}(B) = K \left[1 - \frac{(B(r) - B^*)^2}{B^{*2}} \right] \quad (3)$$

ahol a legkisebb négyzetek módszerével meghatározott paraméterek értéke $K = 56$ kPa és $B^* = 1,5$ [T] (3. ábra).



3. ábra. Az MRF nyírószilárdsága a mágneses indukció függvényében

Nagyobb mágneses indukció nyilvánvalóan nagyobb nyomatékot eredményez, ezért optimális $B(r)$ eloszlás keresésének csak valamilyen korlátozó feltétel esetén van értelme. Jelen esetben ez a feltétel lehet a mágneses kör

$$\Phi = 2\pi \int_{r_0}^{r_1} B(r)r dr \quad (4)$$

fluxusa, amely arányos a tengelykapcsoló gerjesztésével, áttételezen pedig a gerjesztés fenntartásához szükséges villamos teljesítménnyel. A feladat tehát adott fluxus (gerjesztés), mint

feltétel esetére meghatározni a maximális átvihető nyomatékot létrehozó $B(r)$ függvényt. Mivel jelen esetben egy konkrét mennyiséget (az átvihető nyomatékot) kell maximalizálni egy egyelőre ismeretlen függvénnyel, ezért a kitűzött feladat variációs számítással oldható meg. A feltételes szélsőérték feladatot visszavezethetjük feltétel nélküli szélsőérték feladatra a λ Lagrange-multiplikátor alkalmazásával. Az

$$F[B(r)] = \int_{r_0}^{r_1} [\tilde{\tau}(B(r))r^2 + \lambda B(r)r] dr \quad (5)$$

nyomaték és fluxus értékekből képezett funkcionálnak szélsőérték esetén ki kell elégítenie a

$$\frac{d}{dr} \frac{\partial F}{\partial B'} - \frac{\partial F}{\partial B} = 0 \quad (6)$$

Euler-Lagrange differenciálegyenletet. Mivel az F funkcionál nem függ B deriváltjától, az optimális indukció eloszlás (6)-ból egyszerűen számítható:

$$B_{\text{opt}}(r) = B^* + \frac{\lambda B^{*2}}{2Kr} \quad (7)$$

Az összefüggésben szereplő λ multiplikátor értékét azon feltételből határozhatjuk meg, hogy a $B_{\text{opt}}(r)$ indukció eloszlással számított fluxus egyenlő legyen egy előre választott, állandó értékű \bar{B} indukció által ugyanakkora felületen létrehozott fluxussal:

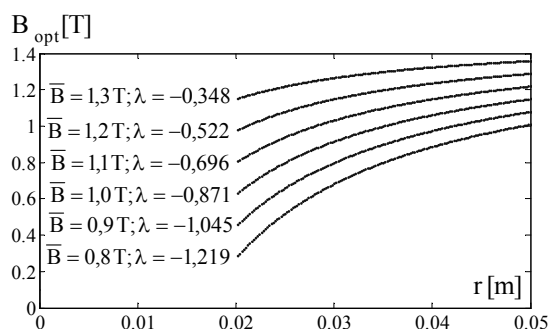
$$\Phi = \bar{B}(r_1^2 - r_0^2)\pi = 2\pi \int_{r_0}^{r_1} B_{\text{opt}}(r)r dr \quad (8)$$

A Lagrange-multiplikátor értéke innen kifejezhető:

$$\lambda = \frac{K(r_0 + r_1)}{B^{*2}} (\bar{B} - B^*) \quad (9)$$

A multiplikátor negatív értékű a megengedett $B < 1,5$ [T] tartományban. A maximálisan átvihető nyomatékot eredményező indukció eloszlást szemlélteti a 4. ábra. A lemez külső sugara $r_1 = 0,05$ m, a belső sugara pedig $r_0 = 0,02$ m volt. Az átlagos indukció értékét $\bar{B} = 0,8 \dots 1,3$ [T] határok között változtattuk. A diagramból megállapítható, hogy kisebb átlagos mágneses indukció esetében az optimális mágneses induk-

ció erősebben változik, a forgástengelyhez közeledve egyre csökken. Nagy átlagos mágneses indukció esetén az optimális mágneses indukció eloszlás közel állandó, jó közelítéssel megegyezik az átlagos mágneses indukció értékével.



4. ábra. Optimális sugár menti indukció eloszlás különböző átlagos indukció értékeknél

A kérdés most az, hogy mennyivel növekszik a tengelykapcsoló átvihető nyomatéka az imént meghatározott optimális $B_{opt}(r)$ eloszlás esetén az állandó, \bar{B} értékű indukcióval számított nyomatékhoz képest. Tekintsük példaként a $r_0=0,02\text{m}$ és $r_1=0,05\text{m}$ sugarú, egyetlen lemezfelülettel átvihető nyomatékot $\bar{B}=0,8\text{ T}$ állandó értékű, illetve az optimálisnak tekintett, (7) összefüggéssel számított

$$B(r) = 1,5 - \frac{0,0245}{r} \quad (10)$$

mágneses indukció eloszlás esetén. Az állandó mágneses indukcióval számított nyomaték (2) szerint

$$T = 2\pi \cdot 56000 \left(1 - \frac{(0,8 - 1,5)^2}{1,5^2}\right) \int_{0,02}^{0,05} r^2 dr = 10,7 \text{ Nm}$$

Az optimális indukció eloszlással számított nyomaték pedig

$$T_{opt} = 2\pi \int_{r_0}^{r_1} \tau(B(r)) r^2 dr = 2\pi \cdot 56000 \cdot \int_{0,02}^{0,05} \left(1 - \frac{0,0245}{r} - 1,5\right)^2 r^2 dr = 10,9 \text{ Nm}$$

Az optimális indukció eloszlás valóban nagyobb nyomatékot eredményez, azonban az elérhető nyomatéknövekedés mindössze 1,6%.

Mint láttuk, a nyomaték növelését az indukció eloszlással sajnálatosan alig lehet befolyásolni, tehát más utat kell választani. A nyomaték fokozásának egyik lehetséges útja a lemezsám növelése, ami viszont a szükséges gerjesztési teljesítményt is növeli. A lemezsám növelésével az MRF nagy mágneses ellenállása következtében az indukció eloszlás egyre egyenletesebbé válik a sugár mentén. Szimulációs vizsgálataink szerint a lemezsámot nem célszerű 30 fölé növelni, mert akkor a nyomaték/gerjesztési teljesítmény viszonya rohamosan csökkenni kezd.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A magnetorheológ tengelykapcsoló elméleti jellegű kérdései közül a maximális nyomatékot eredményező sugár menti mágneses indukció eloszlás analitikus meghatározásával foglalkoztunk. A vizsgálatokból kiderült, hogy reális méret és gerjesztés tartományban az optimális és az állandó értékű indukció eloszlás által létrehozható nyomaték között nincs számottevő különbség. Célszerű tehát eleve az egyszerűbben létrehozható, sugár mentén állandó nagyságú mágneses indukciót megvalósítani.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A cikk 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 keretében készült. A projekt a Magyar Állam és az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

7. IRODALOM

- [1] Lampe, D.: Anwendung von Magnetorheologischen Fluiden in Kupplungen, www.donnerflug.de/publikationen/antrieb.pdf
- [2] B.M. Kavlicogu, F. Gordaninejad, C.A. Evrensel, N.Cobanoglu, Y. Liu, A. Fuchs: A high-torque magneto-rheological fluid clutch. Proceedings of SPIE Conference on Smart Materials and Structures, San Diego, 2002.
- [3] Gratzner, F, Steinwender, H, Kusej, A: Magnetorheologische Allradkupplungen. ATZ, Jahrgang 10, 2008. p. 902-909.
- [4] www.lord.com/Products-and-Solutions

AUTOMATIZÁLT DARU TEHERLENGÉSE CSILLAPÍTÁSÁNAK EGY LEHETSÉGES MÓDJA

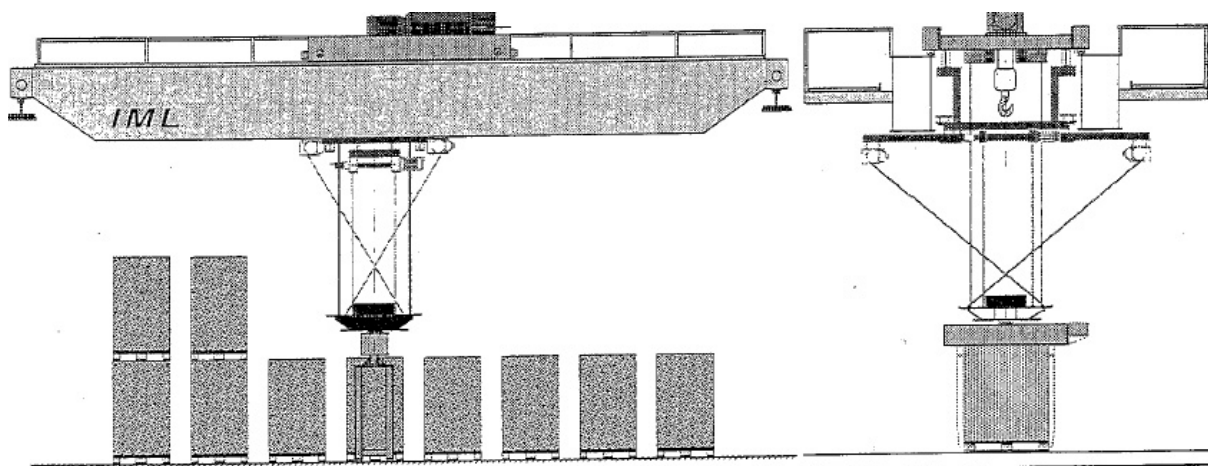
*Dr. Illés Béla, tszv. egyetemi tanár; Dr. Németh János, egyetemi docens
Miskolci Egyetem Anyagmozgatási és Logisztikai Tanszék*

BEVEZETÉS

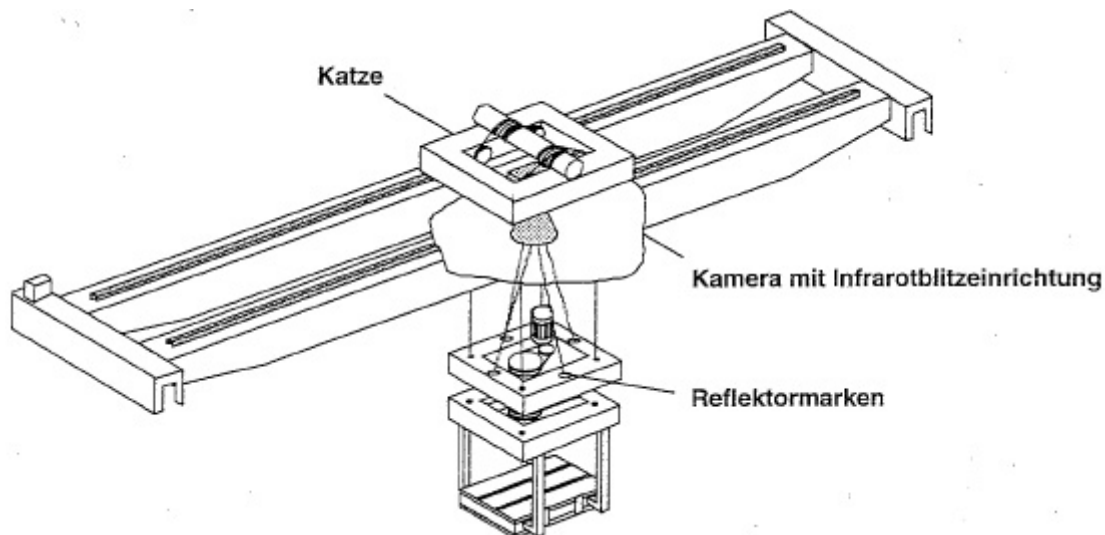
Az automatizált daruk pozicionálási pontosságát alapvetően a kötélén függő teher ingalengésének csillapítása határozza meg. A Magdeburgi Otto-von-Guericke Egyetemen kifejlesztett [3.] segédköteles lengéscsillapítási rendszert vizsgáljuk. Megfogalmazzuk a daru ingalengését leíró mozgástörvényt, amelynél a lengés csillapítását egy segédkötézzel biztosított csillapító erő szolgáltatja. Azt az egyszerű esetet elemezzük, amikor a lengés sebességével ellenfázisban ható, állandó amplitúdójú erővel történik a lengés fékezése. Felvett adatok esetén bemutatjuk, hogyan lehet a maximális kilendülési szöget, valamint a fékezőerő nagyságát meghatározni. A fékezőerőt olyan nagyra kell választani, hogy ne tudjon periodikus lengés kialakulni, vagyis a lengés aperiodikus legyen.

AZ INGALENGÉS CSILLAPÍTÁSÁNAK EGY HATÉKONY MÓDSZERE

A daruk automatizálásánál a kihívás nem a szenzorálás, hanem a teherlengések szabályozott csillapításának megvalósítása, ugyanis a pozicionálást alapvetően a lengések csillapítása határozza meg. Természetesen az indítási és a fékezési jelenségek szabályozása is ebbe a kérdéskörbe tartozik, de ezekkel, mint szabályozási feltételekkel nem kívánunk foglalkozni. Az ingalengés időállandója elsősorban a kötélen hosszától függ. A lengési amplitúdó, pedig a lengő rendszerbe betáplált kinetikus energiától, valamint a csillapítóerőtől. Kézenfekvő tehát, hogy a lengések amplitúdóját csillapítsuk. Ennek egyik hatásos módszere a függesztő kötélet kiegészítéseként olyan ferde kötélet alkalmazása, amellyel a kilendüléssel ellentétes irányú visszatérő erő indukálható. A kötélevetetés egy lehetséges kialakítását szemlélteti a 1. ábra, amelyet a Magdeburgi Otto-von-Guericke Egyetem IML intézete fejlesztett ki automatikus tömbtároló rendszer darus kiszolgálására.



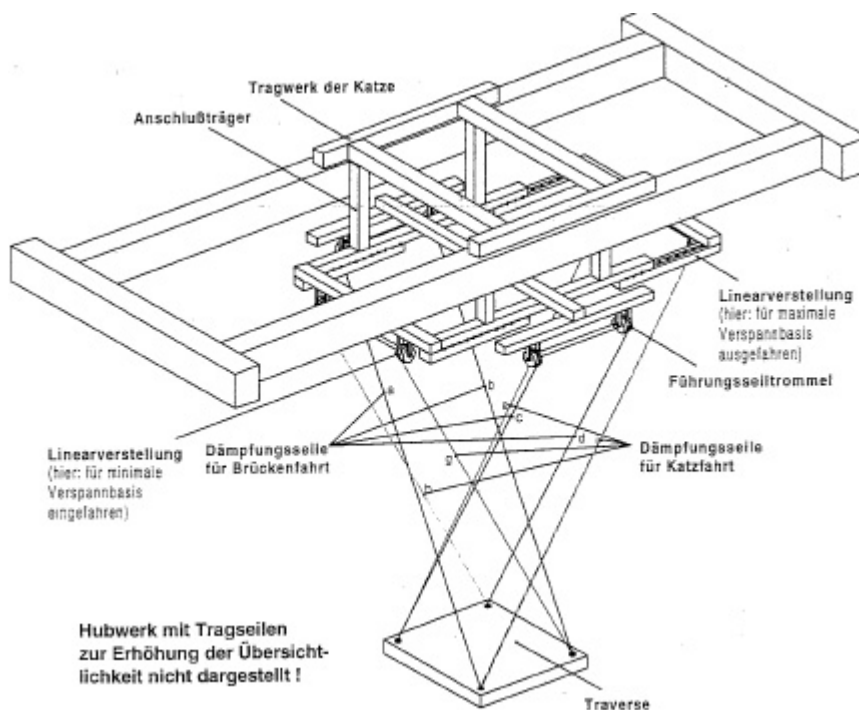
1. ábra Segédköteles automatizált daru tömbtároló kiszolgálására



2. ábra Pozicionálás infrakamera alkalmazásával

A teher pozicionálását egy infrakamera segítségével oldják meg. A fénysugarakat 4 db reflexiós felületre irányítják és a visszavert sugarak segítségével állapítják meg, hogy milyen helyzetváltozás történt. A leképezett eltérések segítségével a szabályzó kötéletben ellenerőket hoznak létre a lengések fékezésére. A térbeli segédkötélet vezetését szemlélteti a 2. ábra, amelyen látható, hogy a két jellemző irányban történő haladás során ébredő lengéseket páronként párhuzamosan

vezetett kötélzettel tudják kompenzálni. Ennek megfelelően 8 kötélággal lehetőség adódik a teljes kompenzációra. A csavaró lengések kompenzálása úgy történhet, hogy a kötélágakban nem egyforma kötélterőt állítanak be, ezzel a traverz és a mozgató teher közös súlypontjára ellenfázisú csavaró nyomaték hat, ami a kiegyenlítés szerepét látja el. A szabályzásnál az ellenerők és az ellennyomatékok nagyságát és hatási idejét kell szabályozni.



3. ábra A segédkötélet kapcsolása a traverzhez és a macskához

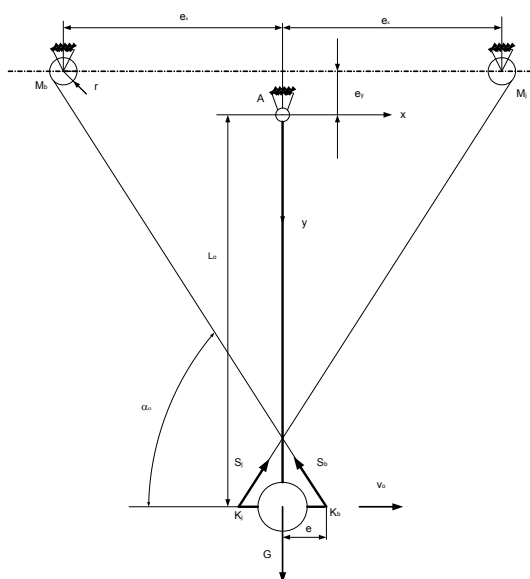
Az ingamozgás lengéscsillapításának ellenerevével történő megvalósítását egy egyszerű példán mutatjuk be. Feltételezzük, hogy az inga matematikai ingaként kezelhető. A gerjesztést az adja,

hogy az inga felfüggesztési pontja sebessége T idő alatt v_0 -ról nullára csökken, vagyis a fékezési fázist vizsgáljuk.

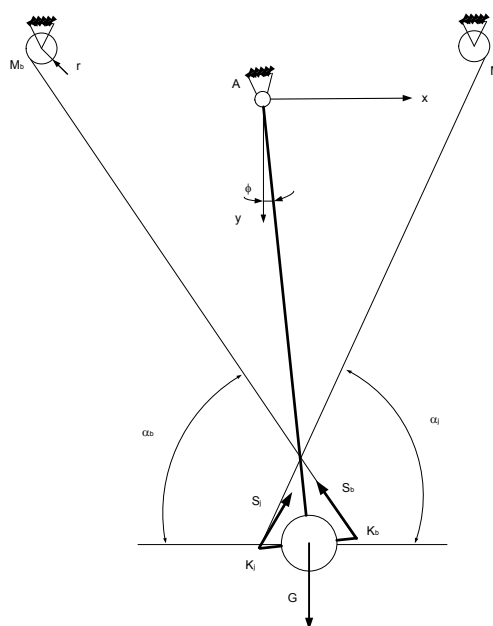
ÁLLANDÓ ERŐVEL FÉKEZETT SÍKINGA MOZGÁSTÖRVÉNYE

A híddarunál kétféle üzemállapotban léphetnek fel ingaszerű mozgások, mégpedig indításkor és fékezéskor. Indításkor a macska vagy a híd elindításakor a macskára szerelt emelőmű a névleges sebességre gyorsul fel, miközben a kötélen függő teher mozgása a tehetetlenségénél fogva fáziskéséssel követi ezt a mozgást, és közben síkinga-mozgást végezve kompenzálja a fáziskésést. Amennyiben egyszerre indítjuk a macskát és a hidat, úgy az inga két irányban kezd ingamozgást végezni, amelynek végeredménye nem két síkinga mozgása lesz, hanem egy szférikus inga-, vagy elliptikus kúpinga-mozgás. A nemlineáris ingamozgásokra nem érvényes a szuperpozíció elve, tehát a szférikus inga mozgástörvényét kell meghatározni és megoldani a mozgás elemzéséhez. Ezt az esetet most nem vizsgáljuk, mert a dolgozat terjedelme ezt nem teszi lehetővé. Feltételezzük azt is, hogy emelés nincs, csak haladó mozgás (indítása, vagy fékezése történik), ami ingalengést gerjeszt. További egyszerűsítés az is, hogy az inga matematikai ingaként kezelhető, amelynek veszteségei (légellenállás, csapsúrlódás, hajlításból származó hiszterézis-veszteség) elhanyagolhatóak. A síkinga kilendülésével ellenfázisban két-két pár ferde kötéllal állandó fékezőerőt fejtünk ki, amelynek iránya mindig az ingára merőleges. Az inga nyugalmi helyzetét és

jellemzőit az 4. ábra, a kilendülésekor érvényes helyzetet és paramétereket mutatja a 5. ábra. Az inga mozgását az inga felfüggesztési csuklópontjához (A) kötött x,y,z kr.-ben vizsgáljuk, de a mozgástörvényét polár kr.-ben fogalmazzuk meg, amelynek általános koordinátája az inga függőleges tengellyel bezárt szöge (ϕ). Az L_0 hosszúságú inga végén elhelyezett, tömegpontként kezelt tömeg (m) az emelt test és a tartószerkezet együttes tömege. A tartókötelzet rugalmasságát elhanyagoljuk. A segédkötelek kötéldebjai az A csuklópont fölött $e_y=0,5$ m magasságban és $e_x=1,5$ m távolságban vannak rögzítve, a dobok sugara ($r=0,15$ m) azonos méretű. A teher emelőkeretébe az inga középvonalához képest $e=0,75$ m excentritással elhelyezett csuklókhöz kötik be, az egymást keresztező segédköteleket. A mozgástörvényt arra az esetre fogalmazzuk meg amikor a rendszer fékezés miatt kezd lengésbe. A vizsgálatoknál feltételezzük, hogy a fékezés hatására a haladó egység azonnal megáll, míg ebben a pillanatban az inga tömege a névleges haladási sebességgel (v_0) rendelkezik. Feladatként azt a célt tűztük ki, hogy meghatározzuk a kilendülés szögét adott fékezőerő esetén, és arra is választ kívánunk adni, hogy a kötéllhossz (L_0), a sebesség (v_0) és a tömeg (m) hogyan befolyásolja a fékezőerő (F_m) nagyságát, amivel az ingalengés aperiodikussága biztosítható.

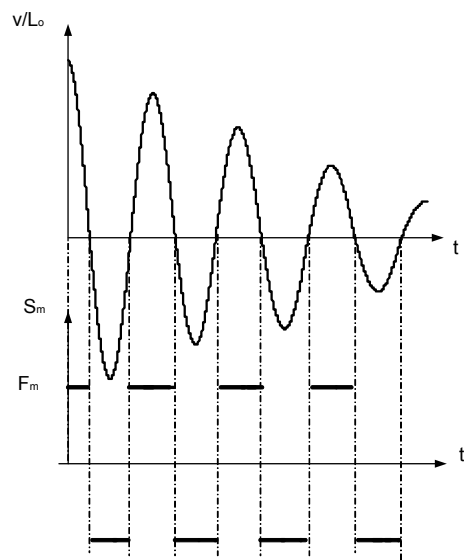


4. ábra Az inga jellemzői annak függőleges állása esetén



5. ábra Az inga jellemzői elfordulása esetén

A fékezőerő időbeni változását szemlélteti a 6. ábra, amelynek előjelét az inga szögsebességének időbeni változása határozza meg, ami azt jelenti, hogy az F_m fékező mindig olyan nyomatékot (M_m) ad a csuklópontra, amely az inga mozgását fékezi.



6. ábra Az ingát fékező erő (F_m) időbeni változása

Ezek után írjuk fel az inga mozgástörvényét, ami az A pontra felírt nyomatéki egyensúlyt jelenti Newton II. törvénye szerint:

$$J_A \frac{d^2}{dt^2} \phi = -m \cdot g \cdot L_0 \cdot \sin(\phi) - M_m \quad (1.)$$

$$y := \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{v_0}{L_0} \end{bmatrix} \quad D(t, y) := \begin{bmatrix} y_1 \\ -\frac{g}{L_0} \cdot \sin(y_0) - \frac{F_m \cdot [(y_1 \geq 0) \cdot 1 - (y_1 < 0) \cdot 1]}{m \cdot L_0} \end{bmatrix}$$

$$Z := \text{rkfixed}(y, 0, k \cdot T, n, D) \quad t := Z^{<0>} \quad \phi := Z^{<1>} \quad \phi_p := Z^{<2>}$$

7. ábra Az inga mozgástörvényének meghatározására alkalmas MathCAD eljárás

Egy előre felvett F_m csillapítóerőhöz tartozó tényleges kötélrő meghatározásához szükséges ismernünk a segédkötél nyugalmi állapotában a vízszintessel bezárt szögét (α_0), amit a rendszer geometriai jellemzői alapján egy iterációs eljárással határozunk meg, és ezt az eljárást a 8. ábra

Ahol; J_A – az inga A tengelyére redukált tehetetlenségi nyomatéka, g – a gravitációs állandó, ϕ – az inga kilendülési szöge a függőlegeshez képest. Az inga tehetetlenségi nyomatékát és a fékezőnyomatékot az alábbi összefüggésekkel határozzuk meg:

$$J_A = m \cdot L_0^2 \quad M_m = L_0 \cdot F_m \cdot \left| \frac{d\phi}{dt} \right| \quad (2.)$$

A mozgástörvény új alakját a behelyettesítések után kapjuk:

$$m \cdot L_0^2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \phi = -m \cdot g \cdot L_0 \cdot \sin(\phi) - L_0 \cdot F_m \cdot \left| \frac{d\phi}{dt} \right| \quad (3.)$$

A mozgástörvényt a MathCad programrendszerrel oldjuk meg, ezért a legmagasabb derivált kifejtésére lesz szükségünk:

$$\frac{d^2}{dt^2} \phi = -\frac{g}{L_0} \cdot \sin(\phi) - \frac{F_m}{m \cdot L_0} \cdot \left| \frac{d\phi}{dt} \right| \quad (4.)$$

A gépi változóra transzponált mozgástörvény megoldását a Runge-Kutta-féle iterációs eljárással hajtjuk végre, amelynek programrészletét a 7. ábra szemlélteti, ahol y_0 – a ϕ -nek megfelelő transzformációs változó, y_1 – az inga szögsebességének megfelelő gépi változó, y – a kezdeti feltételeket megadó vektor, T – az inga lengésideje, k – a vizsgált lengési periódusok száma, n – a pontpárok száma a megoldásnál, ϕ_p – a az inga szögsebessége (= y_1 -gyel).

szemlélteti. Az inga maximális kilendülési szögét az energiatétel segítségével határozzuk meg. Ezek szerint a rendszer mozgási energiája (E) egy része potenciális energiává (U) alakul, és a maradék részt emészti fel az F_m fékezőerő munkája (W):

$$E = U + W$$

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_0^2 \quad U = m \cdot g \cdot L_0 \cdot (1 - \cos(\phi_0)) \quad W = F_m \cdot L_0 \cdot \phi_0$$

$$c_y := 1 + e_y \quad c_x := e + e_x$$

$$\alpha_0 := 60 \quad (\text{fok}) \quad \alpha_0 := \frac{\alpha_0}{\text{cc}}$$

Given

$$\tan(\alpha_0) = \frac{c_y \cdot \sqrt{1 + \tan(\alpha_0)^2} - r}{c_x \cdot \sqrt{1 + \tan(\alpha_0)^2} + r}$$

$$\alpha_0 := \text{Find}(\alpha_0) \quad \alpha_0 \cdot \text{cc} = 77.702 \quad (\text{fok})$$

8. ábra Az α_0 iterációs eljárással történő meghatározása

Az összefüggések behelyettesítésével kapott iterációval határozható meg, amelynek program-egyenletből a maximális kilendülési szög csak ját a 9. ábra szemlélteti.

$$F_m := 1500 \quad (\text{N}) \quad S_m := \frac{F_m}{\cos(\alpha_0)} \quad S_m = 7.043 \cdot 10^3 \quad (\text{N})$$

$$\phi_0 := 10 \quad (\text{fok}) \quad \phi_0 := \frac{\phi_0}{\text{cc}}$$

Given

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v_0^2 = m \cdot g \cdot L_0 \cdot (1 - \cos(\phi_0)) + F_m \cdot L_0 \cdot \phi_0$$

$$\phi_0 := \text{Find}(\phi_0) \quad \phi_0 \cdot \text{cc} = 9.96 \quad (\text{fok})$$

9. ábra Az inga maximális kilendülési szögének meghatározására alkalmas iterációs eljárás

A vizsgálatokat konkrét modellen végeztük el, amelynek főbb paraméterei: $L_0 = 5, 10, 20$ m, $m = 2,5; 5$ tonna, $v_0 = 1; 2$ m/s. Ezeknél a paramétereknél meghatároztuk a maximális kilendülési szöget (ϕ_0) és a teljes csillapodásig a lengések számát (z_l) $F_m = 500; 750; 1000$ N csillapítóerők estében, továbbá meghatároztuk a segédkötél

nyugalmi helyzetében a vízszintessel bezárt szögét (α_0), valamint a segédkötélben ébredő erőt (S_m). Az eredményeket az 1-3. táblázatokban foglaltuk össze, a program futtatásával kapott szögelfordulás-idő, pedig a melléklet M.1.-M..8. ábrái szemléltetik.

A vizsgálatok alapján az alábbiakat állapítottuk meg:

- a fékezőerő és a kötélhossz növelésével csökken a kilendülési szög és a lengések száma,
- a v_0 kezdősebesség növelésével jelentősen megnő a kilendülési szög és a lengések száma, amit a tömeg kisebb mértékben befolyásol,

- a csillapítóerő akkor megfelelő, ha egy-nél több lengés nem alakul ki (az 1-3. táblázatban kiemeltük ezeket az eseteket, amiből megállapítható, hogy a nagyobb csillapítóerő hatékonyabban csillapítja az inga lengését.

1. táblázat

| $F_m = 500 \text{ (N)}$ | | | | | | |
|-------------------------|-----------------|---------------------|------------------------|-------------------|-------------------|--------------------------|
| $L_0 \text{ (m)}$ | $m \text{ (t)}$ | $v_0 \text{ (m/s)}$ | $\phi_0 \text{ (fok)}$ | $z_1 \text{ (l)}$ | $S_m \text{ (N)}$ | $\alpha_0 \text{ (fok)}$ |
| 5 | 2,5 | 1 | 7,10 | 1,25 | 1280 | 76,01 |
| | | 2 | 15,28 | 3,25 | | |
| | 5 | 1 | 7,62 | 2,75 | | |
| | | 2 | 15,84 | 6,50 | | |
| 10 | 2,5 | 1 | 4,74 | 1,00 | 2348 | 77,70 |
| | | 2 | 10,47 | 2,00 | | |
| | 5 | 1 | 5,23 | 1,75 | | |
| | | 2 | 11,02 | 7,00 | | |
| 20 | 2,5 | 1 | 3,09 | 0,75 | 4546 | 83,69 |
| | | 2 | 7,10 | 1,50 | | |
| | 5 | 1 | 3,55 | 1,50 | | |
| | | 2 | 7,62 | 3,0 | | |

2. táblázat

| $F_m = 750 \text{ (N)}$ | | | | | | |
|-------------------------|-----------------|---------------------|------------------------|-------------------|-------------------|--------------------------|
| $L_0 \text{ (m)}$ | $m \text{ (t)}$ | $v_0 \text{ (m/s)}$ | $\phi_0 \text{ (fok)}$ | $z_1 \text{ (l)}$ | $S_m \text{ (N)}$ | $\alpha_0 \text{ (fok)}$ |
| 5 | 2,5 | 1 | 6,62 | 1,00 | 1920 | 76,01 |
| | | 2 | 14,74 | 2,00 | | |
| | 5 | 1 | 7,36 | 2,00 | | |
| | | 2 | 15,55 | 4,25 | | |
| 10 | 2,5 | 1 | 4,29 | 0,75 | 3521 | 77,70 |
| | | 2 | 9,96 | 1,50 | | |
| | 5 | 1 | 4,98 | 1,50 | | |
| | | 2 | 10,47 | 3,00 | | |
| 20 | 2,5 | 1 | 2,70 | 0,50 | 6820 | 83,69 |
| | | 2 | 6,62 | 1,00 | | |
| | 5 | 1 | 3,31 | 0,75 | | |
| | | 2 | 7,36 | 2,00 | | |

3. táblázat

| $F_m = 1000 \text{ (N)}$ | | | | | | |
|--------------------------|-----------------|---------------------|------------------------|-------------------|-------------------|--------------------------|
| $L_0 \text{ (m)}$ | $m \text{ (t)}$ | $v_0 \text{ (m/s)}$ | $\phi_0 \text{ (fok)}$ | $z_1 \text{ (l)}$ | $S_m \text{ (N)}$ | $\alpha_0 \text{ (fok)}$ |
| 5 | 2,5 | 1 | 6,17 | 0,75 | 2560 | 76,01 |
| | | 2 | 14,22 | 1,50 | | |
| | 5 | 1 | 7,10 | 1,75 | | |
| | | 2 | 15,28 | 3,0 | | |
| 10 | 2,5 | 1 | 3,90 | 0,50 | 4695 | 77,70 |
| | | 2 | 9,48 | 1,00 | | |
| | 5 | 1 | 4,74 | 1,00 | | |
| | | 2 | 10,47 | 2,25 | | |
| 20 | 2,5 | 1 | 2,37 | 0,25 | 9093 | 83,69 |
| | | 2 | 6,17 | 0,60 | | |
| | 5 | 1 | 3,09 | 0,75 | | |
| | | 2 | 7,10 | 1,75 | | |

A dolgozatban a segédkötelzet konkrét kialakításával és erőrendszerének a szabályozásával nem foglalkozunk, itt csak a mozgástörvény egyszerűsített változata alapján meghatározható paraméterek hatását elemeztük.

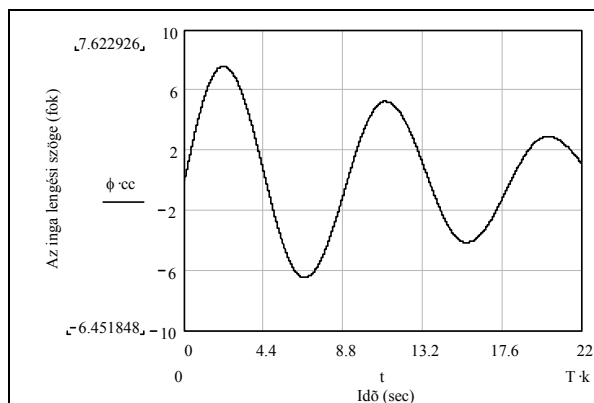
KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

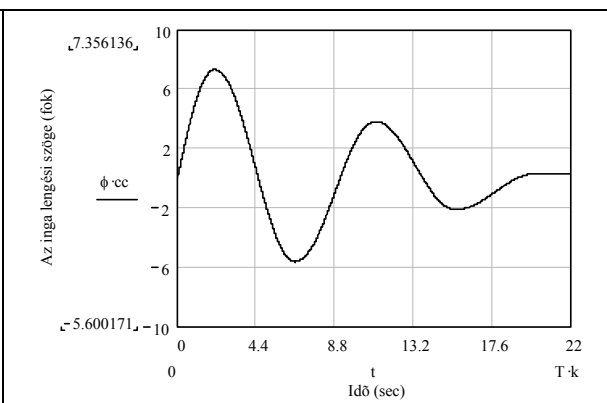
IRODALOM

- [1] BIGOS, P.; RITÓK, J.: Steuersystem der automatisierten Manipulationseinrichtung von einem Karantyp, Gép (XLV), 8. Budapest, 1993. ISSN 0016-8572
- [2] BIGOS, P.; RITÓK, J.: Nutzung experimenteller Methoden zur Beurteilung des technischen Zustandes von Stahlstrukturen, Miskolczi Besprechungen 2000, Miskolci Egyetem
- [3] ZIEMS, D; HORN, P.: Untersuchung zur krangestützten Materialflusslösung im CÍM-TTZ im Magdeburg, Neue Trends bei automatisierten Kranen, CÍM-Seminar am 14. Mai 1993 in Magdeburg
- [4] FELFÖLDI, L. ÉS TSAI: Anyagmozgatási kézikönyv, Műszaki Könyvkiadó, Budapest,, 1975

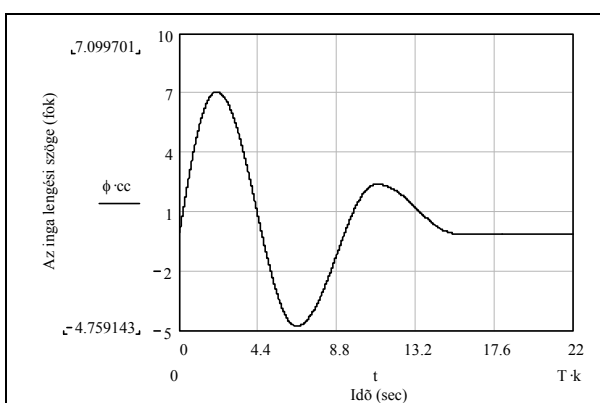
MELLÉKLETEK



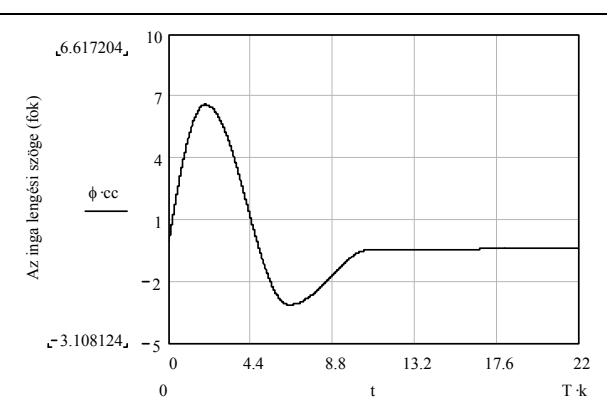
M.1. ábra Az inga szögelfordulása
 (L=20 m, m=5000 kg, v=2 m/s $S_m=500$ N)



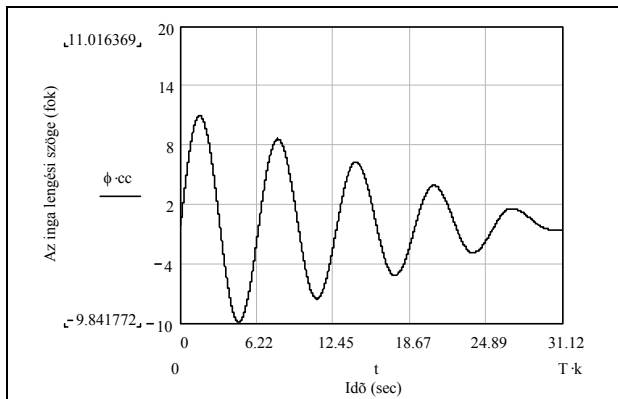
M.2. ábra Az inga szögelfordulása
 (L=20 m, m=5000 kg, v=2 m/s $S_m=750$ N)



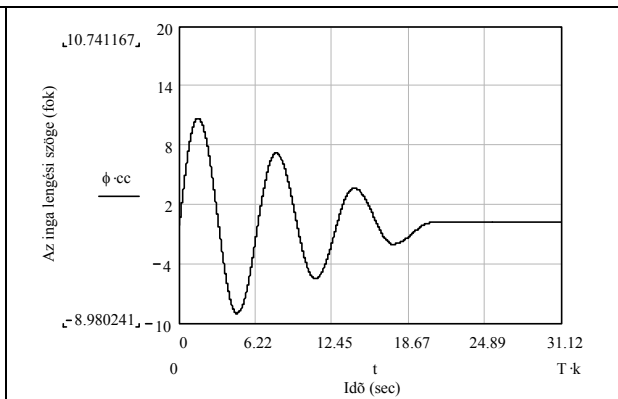
M.3. ábra Az inga szögelfordulása
 (L=20 m, m=5000 kg, v=2 m/s $S_m=1000$ N)



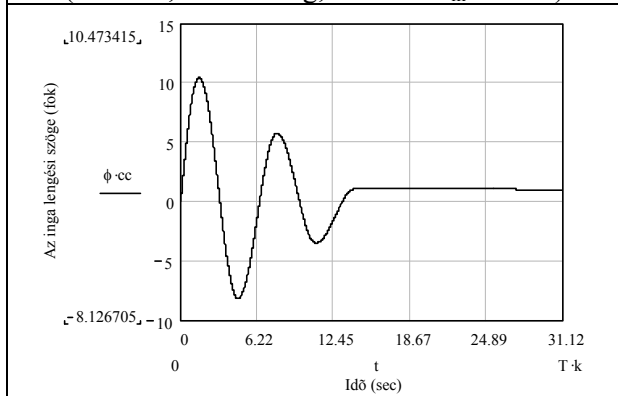
M.4. ábra Az inga szögelfordulása
 (L=20 m, m=5000 kg, v=2 m/s $S_m=1500$ N)



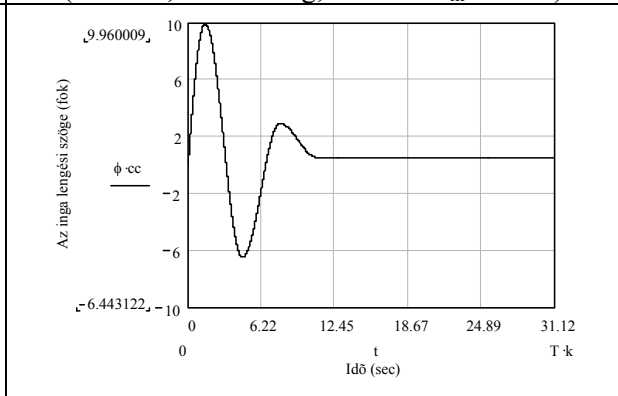
M.5. ábra Az inga szögelfordulása
($L=10$ m, $m=5000$ kg, $v=2$ m/s $S_m=500$ N)



M.6. ábra Az inga szögelfordulása
($L=10$ m, $m=5000$ kg, $v=2$ m/s $S_m=750$ N)



M.7. ábra Az inga szögelfordulása
($L=10$ m, $m=5000$ kg, $v=2$ m/s $S_m=1000$ N)



M.8. ábra Az inga szögelfordulása
($L=10$ m, $m=5000$ kg, $v=2$ m/s $S_m=1500$ N)

CNC LEMEZMEGMUNKÁLÓ GÉPEK

CNC BLECHBEARBEITUNGSMASCHINE

*Dr. Jakab Endre, ny. egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék
Lénárt József tanársegéd, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék*

INHALT

Die Wichtigkeit und Anwendung der CNC Blechbearbeitungsmaschinen und Anlagen sind in den letzten Jahrzehnten wegen der zunehmenden Benützung von Blechteilen zugenommen. Die führenden Prinzipien der produktiven, wirtschaftlichen und genaueren Fertigung beherrschen auch die Produkt-herstellung an diesen Maschinen.

1. ELŐZMÉNYEK

Képlékeny alakító berendezéseket az ipari szerkezetváltás előtt nagyobb volumenben Magyarországon a Diósgyőri Gépgyárban (Digép) állítottak elő, ahol igény volt a piacok megszerzésére és megtartására. Első feladataink a huzalok köztes tárolását megoldó huzallerakó gépek tervezéséhez kapcsolódtak. Az NC lemez élhajlítógépek automatizált változatainak fejlesztéséről készült tanulmánnyal [1] hozzájárultunk a DEZ, DEC élhajlítógép család ütközőrendszereinek fejlesztéséhez. A forgattyús sajtológépek motor-lendítőkerék rendszerének optimalizálásához tervezési [2] és oktatási segédletet készítettünk, amely már lehetőséget adott a számítógépes tervezésre. Ez alapján módosított konstrukciók születtek. A hidraulikus táblalemez ollók főhajtóműve számításaihoz készített tervezési metodikát a Digépben hasznosítottuk. A lengő lemezvágáshoz tartozó ismereteinket több gyárban is értékesítettük. A képlékenyalakító gépek tárgykörben 2 fél-éves tananyagot dolgoztunk ki, és oktattunk a Miskolci Egyetem Gépészmérnöki Karán. Erre alapozva, korábban, a BME-vel közös jegyzet írásába kezdtünk. Az akkor megírt, végül meg nem jelent tananyagrészt lényegesen megújítva „CNC lemezmegmunkáló gépek” címmel eddig elkészült elektronikus jegyzet [3] fő fejezetei:

Mechanikus lemezmegmunkáló gépek:

- Lemez sorozatkivágó (nibbelő) gépek,
- Táblalemez ollók,

- Lemez élhajlítógépek,
- Lemez-, profil-, és csőhajlító gépek.

Sugaras lemezmegmunkáló gépek:

- Lángvágás gépei,
- Plazmavágás gépei,
- Lézeres lemezkivágó gépek,
- Vízsugaras kivágó gépek.

A jegyzet írásának egyik indoka az volt, hogy ezek a gépek a hazai termelésben is igen fontos helyet foglalnak el. Ennek megfelelően áttekinttük a fejlesztési irányokat, számos szakmai anyagot dolgoztunk fel, üzemi tapasztalatokat gyűjtöttünk. Hangsúlyt fektettünk tervezési és számítási ismeretek közlésére is. Mivel végzett mérnökeink számos helyen kerülnek kapcsolatba ilyen berendezések üzemeltetésével, programozásával és karbantartásával, ezért egy e témában írt jegyzet hiánypótló lehet. A jegyzet írásához felhasználtuk a [4] cégek szakmai anyagait, illetve építettünk a korábbi kutató és fejlesztő munkákban szerzett tapasztalatainkra.

2. CNC LEMEZMEGMUNKÁLÓ GÉPEK FEJLESZTÉSI IRÁNYAI

A CNC lemezmegmunkáló gépeken megnőtt az irányított tengelyek, az ellenőrzött és vezérelt funkciók száma. Egyre több mérő, állapotfelügyeleti és más funkciót építenek be a folyamatok követésére és ellenőrzésére, a gyártmányok egyenletes és magas szintű minőségének biztosítására, a szerszámok, a gép és a dolgozók védelmére. A gyártás minőségbiztosításánál figyelembe veszik a változó anyagminőséget, a lemezvastagság ingadozását, felületkikészítését, a hengerlés irányát, stb.. A nagy megmunkálási és pozícionálási sebességek, az automatikus szerszám- és munkadarab ellátás következtében jelentősen nőtt a gépek termelékenysége és kihasználási foka. A sorozatnagyságokat tekintve már a tized- és századmásodperc gyártási időcsökkentések is nagy jelentőséggel bírnak az árszempontban.

A nagy erő- és energiaigényű berendezéseknél elterjedten alkalmazzák a hidraulikus működést. Az arányos- és szervo technika felhasználásával kialakított szabályozott elektrohidraulikus hajtások rugalmasan illeszthetők a különböző művelettípusokhoz és gépekhez. A fejlesztések eredményeként intelligens, magas tudású, különböző szolgáltatású és moduláris építésű gépek és rendszerek és opciók állnak a vevők rendelkezésére. Számos hazai termelő üzemből a recessió ellenére ma is újabb beruházások történnek. A biztos gyártmányprofilnak megfelelő technikai színvonalú berendezés kiválasztása, a gép telepítése, az anyag- és energiaellátás megszervezése körültekintő előkészítést igényel. A gazdaságos üzemeltetés több műszakkal, racionális termelés-szervezéssel, gondos anyag- és szerszámellátással, jó gép- termék- és gyártmány tervezői, üzemeltetői ismeretekkel rendelkező szakembergárdával lehetséges.

A sugaras lemezmegmunkálások technológiai és gépei az egyszerű szerszámalkból (keresztmetszetükben kör) adódóan igen rugalmasak és kedvezőek bonyolult kontúrok vágására. A lézereket az ipar is széleskörűen alkalmazza, közülük is az egyik fontos felhasználási terület a lemez kivágás.

3. CNC LEMEZMEGMUNKÁLÓ GÉPEK

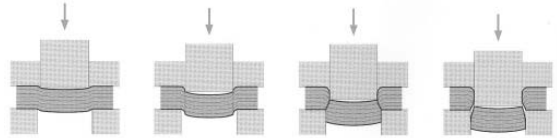
A CNC lemezmegmunkáló gépek közül vizsgálataink középpontjában döntően a nagyobb, sík táblaelemek kivágásos megmunkálásának berendezései álltak, de nem hagytuk figyelmen kívül a lemez-, profil-, és csőhajlító gépeket és a lemez élhajlító gépeket sem. A következőkben egy-egy berendezést a mechanikus és a sugaras megmunkáló gépek köréből mutatunk be.

3.1. Lemez sorozatkivágó gépek

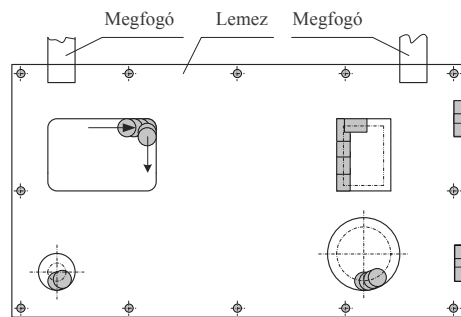
A sorozatkivágás elve a rezgőkivágó ollókból származik. Az automatizálás első lépcsőjében ezek a kivágó gépek másológépek voltak.

A lemez sorozatkivágó (nibbelő) gépek maximum 6 mm vastagságú fémlemezek megmunkálására szolgálnak. A gépek vágóereje 150-250 kN, löketszáma általában 200-400 l/min, de lehet több is a technológiától függően, lökethossza 15-25 mm. A bélyeg, leszorító-lelökő, matrica szerszám együttesek standard és egyedi alakot viselnek. A termelékenységre növelésére elforgatható és többszerszámú, un. multitool egységeket használnak. A lemezadatok és a

legnagyobb megengedett vágóerő alapján a legnagyobb bélyegátmérő meghatározható pl. az [5] alapján. Az anyagszétválasztás mozzanatai az 1. ábrán láthatók, amelyek az anyag hajlítása, vágása és nyírása, átszakítása, kitolása. Lemez megmunkálási példát a 2. ábra mutat.

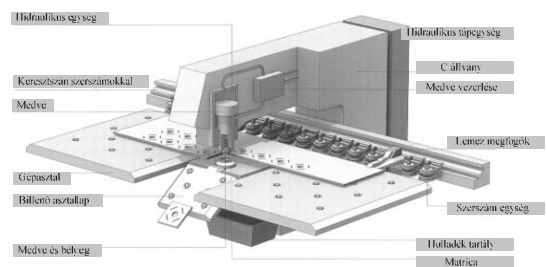


1. ábra. Anyagszétválasztás mozzanatai (Trumpf)



2. ábra. Lemez megmunkálási példa

A sorozatkivágó gépek állványai C, vagy zárt keret kialakításúak. A 3. ábra szerinti gép „C” állványának alsó részére épül a lemezt mozgató szánrendszer, amely a szerszámtár és cserélő funkciókat is ellátja.

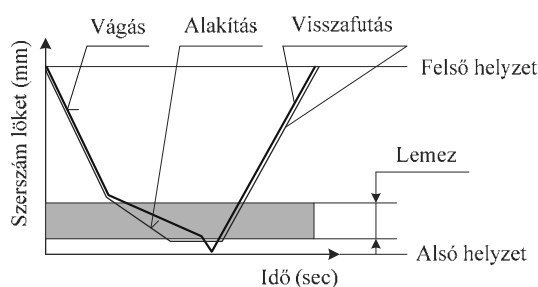


3. ábra. C állványos lemez sorozatkivágó gép (Trumpf)

A főhajtóművek kezdetben állandó, majd a jobb gépkiválasztáshoz állítható löketségű elektromechanikus hajtással rendelkeztek. A mai korszerű, szervo szeleppel vezérelt hidraulikus medvemozgatás a sorozatkivágás, és a különböző technológiák követelményeihez rugalmasan illeszthető. A szerszámok löketségű, lökethossza, lökethelyzetei, sebessége, túlfutása, az erő (nyomás) és sebesség viszo-

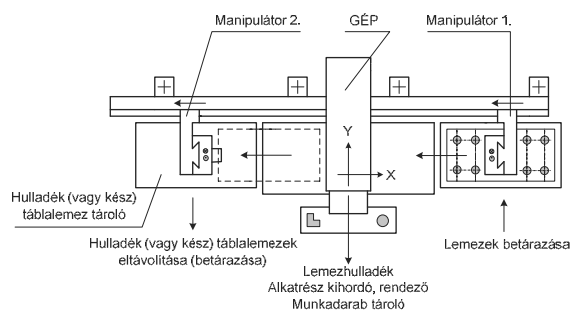
nyok rugalmasan változtathatók és optimalizálhatók a lemez vastagságától és minőségétől, a technológiai művelettől, a szerszám méretétől függően. Lehetővé vált a legkedvezőbb löket-idő paraméterek megvalósítása, a zaj és a rezgések csökkentése. (Megjegyzés: A mechanikus forgattyús hajtások megújult formában ismét megjelentek.)

A 4. ábra hidraulikus medvemozgatás lehetséges löket-út diagramokat szemléltet. Lemezkivágásnál a lemez átszakítása után a medve sebességét a munkafolyadéknak a munkahenger alsó felületére való visszavezetésével csökkentik le. Alakító műveleteknél pl. az alakváltozáshoz szükséges szerszámzárási időt be lehet állítani.



4. ábra. Medvemozgatás löket-út diagramjai

A szánok pozicionálását helyszabályozó körök biztosítják, a mozgatást szervomotorok végzik gyakran forgó-haladó mozgás-átalakító, pl. golyósorsó-anya, vagy fogaskerék-fogasléc páron keresztül.



5. ábra. Sorozatkivágó gépes gyártócella

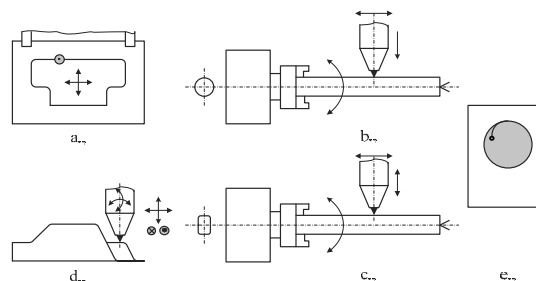
Az automatikus anyagellátásra, gyártócella kialakításra mutat egy példát az 5. ábra, amelynek részletei a rajzból kivehetők. Az automatikus szerszámmellátásra különböző megoldásokat alkalmaznak attól függően, hogy a szerszámok befogása beforgatható tárukban, vagy a gépen történik. Gépi befogásnál szerszámtárukot és cserélő manipulátorokat alkalmaznak. A 3. ábra szerinti gépen a szerszám befogás a gépen, a szerszámellátás

automatikusan lineáris tárból, tármozgással történik. A szánrendszer funkció-összevonással az automatikus szerszámcsere is megoldja.

Alkatrész programozás: az alkatrészek rajzai AutoCad-ban készülhetnek, amelyek dxf formátumú rajzcserre fájlok segítségével kerülnek az NC programot generáló számítógépre. Az előgyártmány lemezre azonos, vagy különböző alkatrészekkel, rendszerint külön munkaállomáson, optimalizált szabástervet készítenek. Az automatikusan generált útvonalterv egyedileg megváltoztatható. A kivágáshoz szükséges technológiai és szerszám adatok táblázatból leihívhatók. A megmunkáló NC programot különböző formában, pl. „dlc”, vagy „bnc” kiterjesztéssel, a gép vezérlőjére továbbítják.

3.2. Lézeres lemezkivágó gépek

Lemezek lézeres vágására 2D-5D-s gépek és robotok szolgálnak. A lézeres lemezkivágó gépek paramétereiről gyűjtő táblázatot készíteni nem egyszerű, mivel azok a céloktól, a vágható anyagminőségektől és vastagságoktól függően igen széles tartományt fednek le. Vágásra gáz, szilárdtest és félvezető lézereket használnak. A CO₂ gázlézerek alkalmazása igen gyakori, különösen szerkezeti acélokra. Az Nd:YAG szilárdtest lézer speciális anyagoknál és térbeli, vagy robotos megmunkálásoknál kedvező. A jó hatásfokú és kis hullámhosszúságú ($\lambda=1,06 \mu\text{m}$) lézer hajlékony optikai szálon vezethető. A félvezető lézereket a széleskörű mindennapi alkalmazások mellett megmunkálásra, vagy pl. szilárdtest lézerek pumpálására használják. A vágási technológia a lézertől és a vágott anyag minőségétől függően lehet: oxidációs, olvadékos, szublimációs, microjet (vízrétegen át). Vágáskor nagy erők nincsenek. A 6. ábra lézeres megmunkálási példákat mutat.

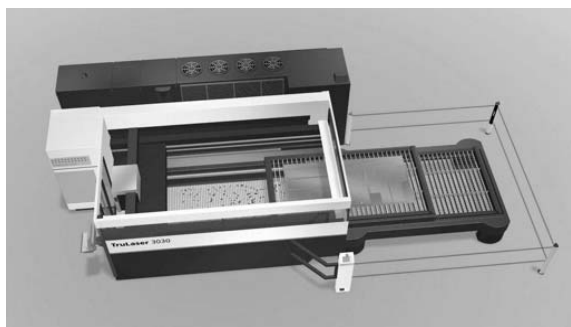


6. ábra. Lézeres megmunkálási példák

Lemezen, zárt kontúr megmunkálásánál érintő irányú ráfutást kell biztosítani, a nyitás helye a hulladékban található, a megmunkálás iránya az

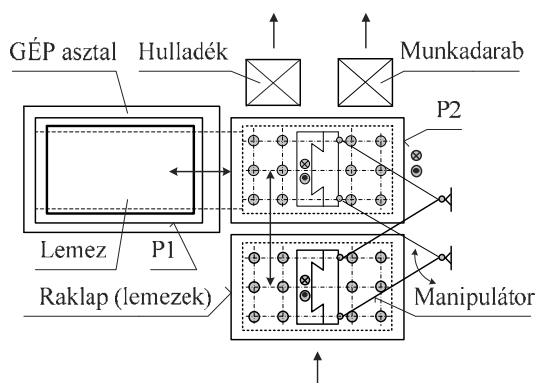
óramutató járással egyező. A vágás minőségét befolyásoló lézernyaláb fókuszának helyzetét a lemez felső síkjához viszonyítva a vágófej és a fókuszáló lencse, vagy mindkettő helyzetének állításával lehet befolyásolni.

A 2D-3D-s lézeres gépek és gyártócellák leggyakrabban keretállványos kivitelben (7. ábra), un. repülő optikás szerszámmozgatással épülnek, a nagytömegű lemez áll. Munkadarab mozgatás kisebb méretű és súlyú lemezeknél fordulhat elő. A szának pozicionálására a kivágó gépeknél leírtak érvényesek, de szélesebb állványok mozgatasakor kétoldali szinkronizált hajtást is alkalmaznak.



7. ábra. Keretállványos lézeres kivágógép (Trumpf)

Automatikus anyagellátásnál a lemezek tárolása, munkatérbe juttatása paletták és oválpályás lánc mechanizmus segítségével történhet a gép valamely oldaláról, vagy előlről. A raklapon lévő lemezek palettákra helyezése automatizáltan, gyakran paralelogramma mechanizmussal történik (8. ábra). A munkatérbe szállított palettán a lemez tényleges helyzetét megmérve történik az NC program módosítása.



8. ábra. Automatikus palettacserélő és lemezátrakó

Az alkatrész programozás azonos gyártónál a 4.1 pontban leírtakhoz hasonló lehet. A vezérlés a karbantartást is támogatja. A html. formátumú

operátori ív a gépkezelő számára a beállítási tervet és a kezelői utasításokat tartalmazza, amelynek jellegzetes fő elemei: Általános beállítási adatok és információk, Megmunkálás kiinduló adatai, Szerszám adatok, Technológiai adatok, Alkatrész listája, Alkatrészenkénti adatlapok. A gépkezelő feladata a gyártás előkészítése, az előző paletta és a rajta lévő lemezalkatrészek és hulladék eltávolítása, a technológiai folyamatok felügyelete, a szükséges kisebb karbantartások elvégzése.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A technikai lehetőségeket a gépészet, elektronika-elektrotechnika és irányítás- és vezérléstechnika, az informatika szinergikus együttműködése jelentősen kiszélesítette a CNC lemezmegmunkáló gépeknél is. Mindez további alapokat nyújt a gépek és azokkal kialakított rendszerek strukturális és szerkezeti fejlesztésére, hatékony üzemeltetésére, és a piaci versenyben való helyállásra.

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. Ezúton is köszönjük a DINAS Kft., Fireplace Kft., VILATI Gyártó Zrt. gyáraknak, hogy náluk üzemi tapasztalatokat gyűjthettünk.

5. IRODALOM

- [1] ERDÉLYI, F.-TAJNAFŐI, J.-ZSIGA, Z.-JAKAB, E.: Tervtanulmány DEZ, DEC lemezélahajlító gépcsalád NC és programvezérelt változatainak kifejlesztésére, Digép, NME, Miskolc 1977
- [2] JAKAB, E. - TAKÁCS, GY.: Mechanikus sajtológépek motor-lendítőkerék rendszerének számítógéppel segített tervezése, Megbízó: Digép, NME Szig. Tanszéke, Miskolc 1988
- [3] JAKAB, E.: CNC lemezmegmunkáló gépek, Kézirat, Miskolc 2011
- [4] TRUMPF, LINDE, MESSER, SALVAG-NINI, FLOW: Digitális és papíralapú adattár
- [5] BALOGH, A. – SCHÄFFER, J. - TISZA, M.: Mechanikai technológiák, Miskolc, 2007.

HEGESZTETT SZERKEZETEK ANALÍZISE ÉS OPTIMÁLÁSA HŐFÁRADÁSI SZEMPONT FIGYELEMBEVÉTELÉVEL

ANALYSIS AND OPTIMUM DESIGN OF WELDED STRUCTURES CONSIDERING THERMAL FATIGUE

*Dr. Jármái Károly, egyetemi tanár, DSc.,
Miskolci Egyetem, Anyagmozgatási és Logisztikai Tanszék
Oláh Róbert, okl. gépészmérnök, tud. munkatárs, ADMATIS Kft. Miskolc*

ABSTRACT

Thermal fatigue is an important problem at many kinds of structures on high temperature. In this article we show the finite element calculation of the welded structure to evaluate its behaviour depending on different parameters to build a more reliable structure.

1. BEVEZETÉS

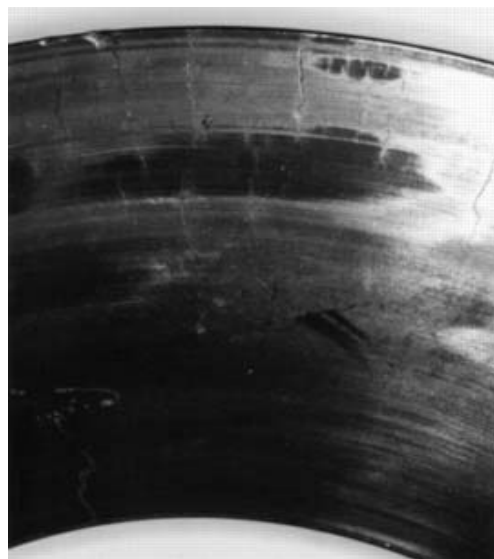
A nagy(obb) hőmérsékleten igénybe vett szerkezeti anyagok károsodásállósága - amit hőállóságnak nevezünk - a termikus igénybevétel mértékétől, jellegétől és a járulékos hatásoktól függ, de az anyagok viselkedését az összetétel, az előállítási módja, a megmunkálás és a hőkezelés is befolyásolja.

A hőfáradás vagy termikus fáradás olyan anyagkárosodás, melynek során a ciklikusan váltakozó ΔT hőterhelés (vagy hő- és mechanikai terhelés) váltakozó képlékeny alakváltozást idéz elő az anyag felületközeleli rétegeiben, a külső és belsőbb anyagrések eltérő és akadályozott hőtágulása következtében. A termikus fáradással szemben ellenállóbb anyagok magas hőmérsékleti szilárdság-szívósság aránya optimált, azaz a szívós repedésterjedéssel szemben is megfelelő ellenállást tanúsítanak. Továbbá hővezető-képességük és hőtágulási együtthatójuk viszonya olyan, hogy az anyag, ill. a belőle készült alkatrész felülete és belső részei között kialakuló hőmérséklet-gradiens ne okozzon kritikus mértékű hőfeszültségeket [1,2].

A hősokk „lökésszerű” hőhatás (pl. gyors túlűtéskor), viszonylag nagy (esetenként változó) hőmérséklet-határok között. A ΔT hőökés hatására kialakuló hőfeszültség – különösen egyidejűleg ható mechanikai terheléssel – az anyag szilárdságát elérő feszültséget, az akadályozott alakváltozás (nem eléggé képlékeny anyagoknál) pedig repedést, sőt törést eredményez(het).

A hőfáradástó vizsgálatok során az anyagban a valós hőciklus hatására kialakuló feszültségállapotot modellezzük. Különböző ciklusszámig terhelt próbatest-sorozaton megmérhető a kialakult repedéshálózat átlagos mélysége vagy az összrepedéshossz, ill. a keménység-csökkenés mértéke.

Ezeket az igénybevételi ciklusszám függvényében ábrázolva, a tönkremeneteli folyamat intenzitása jellemezhető. Az 1. ábra egy tipikus hőfáradási esetet mutat be.

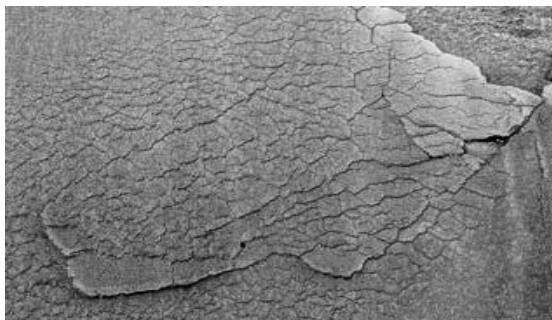


1. ábra Dörzstárcsa hőfáradása, gyors hűlés miatt
http://materials.open.ac.uk/mem/mem_mf9.htm

A hőfáradás maga növelt hőmérsékleten üzemelő berendezéseknél fordul elő, amelyek váltakozó hőfeszültségnek vannak kitéve. A hőfeszültségek oka a szerkezeti elemek gátolt hőtágulása vagy zsugorodása a hőmérséklet változásakor (2. és 3. ábra).



2. ábra Hőfáradási repedések kovácsoló-szerszámon



3. ábra Hőfáradás a felületen

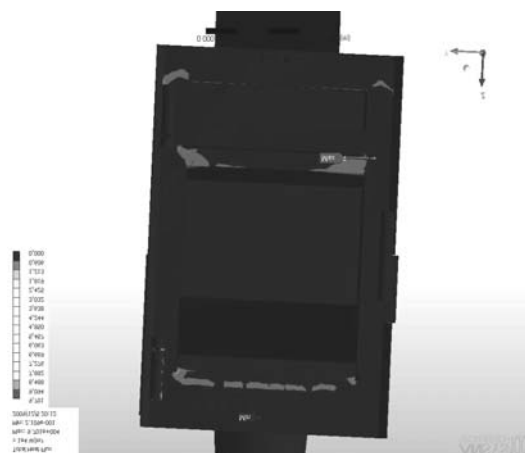
A hőmérséklet csökkenésével viszont nő az anyag folyáshatára, és csökken a ridegtörést okozó törési feszültség nagysága, tehát hőmérsékleti elridegedést okoz [3,4]. Az anyag akkor válik rideggé, amikor a törési feszültség kisebbé válik a folyáshatárnál, vagyis a törés képlékeny alakváltozás nélkül következik be.

2. KANDALLÓ VIZSGÁLATA

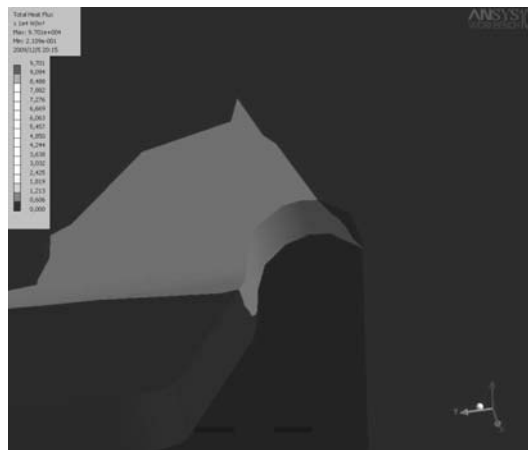
A hegesztett kandallónál a teljes hőáramlási fluxust - Total heat flux - határozzuk meg 3 mm-es homloklap vastagság mellett. A 4. ábrán látható a teljes szerkezet hőáramlási fluxusa, az 5. és 6. ábrán pedig a további vizsgálódás tárgya is a fedőlap felső sarkai. Ennél a modellnél itt nem sarkos kialakítás található, hanem egy lekerekítés.

A továbbiakban az volt a célunk, hogy megtudjuk, hogy a lekerekítések változtatásával, illetve a patkó lemezvastagság változtatásával együtt hogyan viselkedik terhelés alatt a szerkezet előlapja. 6 mm-es sugárról indulva 2-2 mm változtatással figyeljük a változásokat.

A feszültségek 44.3 és 59.0 MPa között adódnak a lekerekítés környezetében. A magasabb feszültség kis tartományra korlátozódik. A következő vizsgálat a lekerekítés hatásának vizsgálata. Változtattuk a lekerekítés értékét a 3 mm-es homloklemez vastagság mellett 6-4-2-0 mm-re és kíváncsiak voltunk a feszültség-változásra.



4. ábra A teljes hőáramlási fluxus a teljes kandallóra



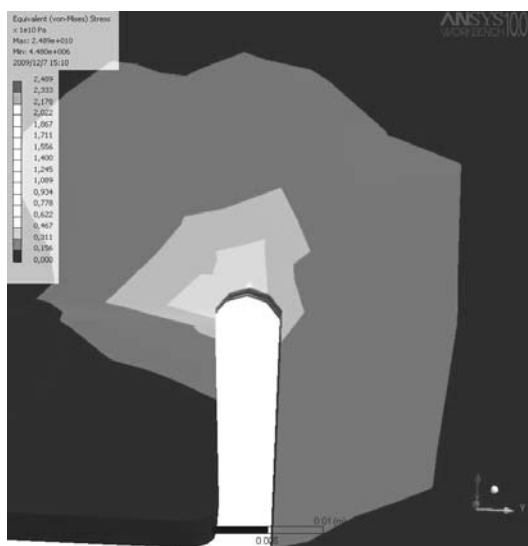
5. ábra A teljes hőáramlási fluxus a kandalló jobb felső sarkánál

1. táblázat A feszültségek változása a lekerekítési sugár függvényében

| Lekerekítés [mm] | Feszültség [MPa] |
|------------------|------------------|
| 6 | 63.5 |
| 4 | 77.8 |
| 2 | 80.6 |
| 0 | Folyáshatár |

Az 1. táblázat mutatja a von Mises feszültségek változását a jobb felső sarok lekerekítésénél, a lekerekítési sugár függvényében.

A számítás azt mutatja, amit vártunk, hogy a lekerekítési sugár csökkentése a feszültség emelkedését okozza. Nem a konkrét feszültségértékek a fontosak, hanem az, hogy hozzávetőlegesen olyan 10 - 15 % - al nő a feszültség, ha a sugár 2-2 mm-el csökken. Éles lemeztalálkozásnál nagy feszültségcsúcs adódik, ami kerülendő. Az optimalás azt jelenti ebben az esetben, hogy összehasonlítva a szerkezetvariánsokat, kiválasztjuk a legjobbat közülük.



6. ábra von Mises feszültségek 4 mm-es lekerekítés esetén.

3. KANDALLÓK HŐFÁRADÁSA

Összefoglalóan megállapítható, hogy a kandallóknál általában az ajtó körüli sarkok a veszélyeztetettek hőfáradásra. Ha hőfáradási probléma fordul elő, akkor a megoldás elemei a következők lehetnek:

- A homloklemez kismértékű megvastagítása.
- Azonos homloklemez-vastagság mellett patkolás felhegesztése. A patkolás kis méretű, nem lehet túl vastag és nem szükséges folytonos varrattal felhegeszteni, mert az a maradó feszültséget és a deformációt növeli.
- A lekerekítések növelése, amennyire csak lehetséges.
- A maradó feszültségek csökkentése, kedvezőbb vágási és hegesztési technológia alkalmazásával.
- Kazánlemez alkalmazásával, mely a magas hőmérsékleten is szívósabb, kedvezőbb viselkedést érünk el, de ez költségnövelő.
- A hőtároló anyagok olyan elhelyezése belül, hogy árnyékolják az acélelemeket, ahol csak lehet.
- Jobb belső hőszigetelő burkolat alkalmazásával, mely mérsékli a hőgradienst a felfűtés fázisában.

Lehet bevonattal javítani a szerkezet hőfáradási viselkedését, de az viszonylag drága és még kidolgozás alatt lévő eljárás [5].

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A fáradás és a hőfáradás egymástól jelentősen eltérő jelenségek, mégis lehet közös vonásokat találni. Mindkét jelenség sok paramétertől függ. Ezen paraméterek beállítása tapasztalatot igényel. A mechanikai fáradás jól kidolgozott, többféle anyagra, nagy ciklusszámra. A hőfáradás általában kisciklusú de már megjelentek azon mérőberendezések, melyek tudnak viszonylag nagy ciklusszámú mérést végezni ezen speciális területen is. Vizsgálataink során meghatároztuk azokat a szempontokat, melyek a hőhatásnak kitett hegesztett szerkezet hőfáradásának javítására szolgálnak

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.

HIVATKOZÁSOK

- [1] ASM Specialty Handbook: *Heat-Resistant Materials*, Editor(s): J.R. Davis, ASM International, 1997, 591 p. ISBN: 978-0-87170-596-9
- [2] DAHLBERG, M. et al.: *Development of a European Procedure for Assessment of High Cycle Thermal Fatigue in Light Water Reactors: Final Report of the NESC-Thermal Fatigue Project*, 2007, EUR 22763 EN, 162 p.
- [3] JÁRMAI, K., IVÁNYI, M.: *Gazdaságos fémszerkezetek analízise és tervezése*, Műegyetemi Kiadó, Budapest, 226 old. 2001, ISBN 963 420 674 3
- [4] JÁRMAI, K., IVÁNYI, M.: *Acélszerkezetek tűzvédelmi tervezése, Bevezetés az acélszerkezetekkel kapcsolatos európai szabványokba és alkalmazásukba*. Gazdász-Elasztik Kft. Miskolc, 259 old. 2008. ISBN 978-963-87738-4-5
- [5] STARLING, C.M.D., BRANCO, J.R.T. Thermal fatigue of hot work tool steel with hard coatings, *Thin Solid Films*, 308–309 (1997) 436–442.

MŰSZAKI FELÜGYELETI ÉS KARBANTARTÓ RENDSZEREK OPTIMÁLÁSA

OPTIMIZATION OF TECHNICAL INSPECTION AND MAINTENANCE SYSTEMS

Kota László, Dr. Jármái Károly D.Sc., Miskolci Egyetem, Anyagmozgatási és Logisztikai Tanszék

ABSTRACT

This paper describes a single phase algorithm for the fixed destination multi-depot multiple traveling salesman problem with multiple tours (mmTSP). The paper propose a mathematical model of the system's object expert assignment with the constraints like experts minimum and maximum capacity, constraints on experts' maximum and daily tours. The the second part describes the developed evolutionary algorithm which solves the assignment, regarding the constraints introducing penalty functions in the algorithm.

1. BEVEZETÉS

Napjainkban a szolgáltatások területén kiemelt jelentőségűek a műszaki felügyeleti és karbantartási rendszerek, mivel ezek a termelési, vagy szolgáltatási terület - ezek közül kiemelt fontosságúak a lakosságot közvetlen érintőek – biztonságát, megbízhatóságát biztosítják, ilyen területek például, kommunális szolgáltatások, víz, szennyvíz, gáz, villamos energia, távfűtés, üzemanyag ellátás, telekommunikációs szolgáltatások, vagy akár a felvonók és kötélpályák.

Ezek megbízható, balesetmentes és gazdaságos üzemeltetése megköveteli az időszakos műszaki ellenőrzéseket, karbantartásokat, felülvizsgálatok, karbantartásuk az esetek túlnyomó többségében speciális szaktudást igényel, akár speciális vizsgálóhoz is kötött. Ilyenek például az emelőgépek közül a felvonók, amelyek vizsgálata, karbantartása életvédelmi szempontból is igen fontos, így ezt a területet kormányrendelet szabályozza Hasonlóan kezelhetőek a különböző szolgáltató hálózatoknál, például villamos energia-, gáz-, hő-, vízellátás biztosítására szolgáló olyan objektumok, biztonsági berendezések, irányító alközpontok, ellenőrző egységek, kritikus hálózati elemek, amelyek időszakos

felülvizsgálata, helyszíni ellenőrzése, karbantartása szükséges.

2. HÁLÓZATSZERŰ MŰSZAKI FELÜGYELETI ÉS KARBANTARTÁSI RENDSZEREK

A hálózatszerűen működő műszaki felügyeleti és karbantartási rendszerek kiterjedhetnek egy városra, egy régióra, egy országra, lehetnek kontinensen belüli vagy akár földrészeken átívelő rendszerek. Ezen rendszerek feladata egyrészt a hálózat megfelelő pontjaiban az előírásoknak megfelelő időpontokban rendszeres felülvizsgálatok és vizsgálatok elvégzése szakértők által, másrészt karbantartások és felújítások megvalósítása

A logisztikai rendszer feladata, hogy biztosítsa a felülvizsgálathoz és karbantartáshoz szükséges erőforrások rendelkezésre állását. Tekintettel arra, hogy a logisztikai erőforrások és igények, szakértők, anyagok, eszközök, objektumok térben szétszórta, ezért hálózatszerűen működő műszaki felügyeleti és karbantartási integrált rendszer akkor működtethető optimálisan, ha virtuális logisztikai központtal, vagy az irányítási és anyagmozgatási feladatok egy szervezetbe tömörítése esetén logisztikai szolgáltató központtal rendelkező vállalat látja el az ilyen típusú feladatokat.

3. AZ OBJEKTUM SZAKÉRTŐ HOZZÁRENDELÉSEK MATEMATIKAI MODELLJE

A rendszerszintű paraméterek közé tartozik a rendszer útmátrixa, amely megmutatja az egyes rendszerelemek távolságát egy másik rendszerelemtől.

$$L = [l_{ij}] \quad (1)$$

A rendszer kimenő paramétereire tartozik a hozzárendelési mátrix, az útmátrixhoz hasonló

felépítésű, megmutatja az egyes rendszerelemek kapcsolatát.

$$Y = [l_{ij}] \quad (2)$$

Az Y meghatározása képezi a rendszerben azt a hozzárendelési feladatot, amely ez előírt célfüggvények adott feltételek melletti optimalizálásával oldható meg.

3.1. Objektumok

Az objektumok fő paraméterei:

- p : az objektumok száma,
- L útmátrix mátrix: az objektumok távolsága más rendszerelemektől,
- $\kappa_i (i=1..p)$ a kötelezően előírt vizsgálatok száma objektumonként,
- $MTBF_i$: az i -edik objektumnál a meghibásodások között eltelt átlagos idő (Mean Time Between Failures)
- $\varepsilon_i (i=1..p)$: eseti karbantartási feladatok száma, amely az MTBF értékből származtatható,
- $\tau_i^K (i=1..p)$ egy-egy karbantartás, műszaki felülvizsgálat átlagos ideje az i -edik objektumon.

A felülvizsgálatok, karbantartások számát egyes berendezéseknél biztonsági megfontolások valamint az emberi élet védelme miatt akár törvény is előírhatja.

A vizsgálatok viszont nem történhetnek egymás után tetszőlegesen rövid időközönként, definiálni kell egy időközt minden objektumra, amelynél rövidebb időn belül a következő felülvizsgálat nem végezhető el:

$$\tau^m = [\tau_i^m]_{i=1..p} \quad (3)$$

A felülvizsgálatok időközére megadható a:

$$\tau_i^m * (\varepsilon_i - 1) \leq \vartheta. \quad (4)$$

korlátozó feltétel.

3.1. Szakértők

A szakértők matematikai leírásához szükséges paraméterek:

- s : a szakértők száma,
- L mátrix : definiálja a szakértők állomáshelyét, illetve megadja a

szakértők távolságát a rendszer többi elemétől,

- \bar{v} : a szakértő átlagos sebessége, állandónak tekintjük minden szakértőre

Ezekből a paraméterekből származtatható az adott i -edik objektum felkeresési idejének összefüggése a h -adik szakértőnél:

$$\tau_i^f = \frac{l_{p+h,i}}{\bar{v}} \quad (5)$$

ahol:

- $l_{p+h,i}$: a h -adik szakértő és az i -edik objektum közötti úthossz.

Adott i -edik és j -edik objektum közötti út megtételéhez szükséges idő:

$$\tau_{i,j} = \frac{l_{i,j}}{\bar{v}} \quad (6)$$

ahol:

- $l_{i,j}$: a i -edik és a j -edik objektum közötti úthossz,

valamint:

- P : a szakértők teljesítménye, az értéke megmutatja hány felügyeleti, karbantartási feladatot végez a szakértő.

Korlátozó feltételek:

A szakértő teljesítménye (P_i : az i -edik szakértő teljesítménye) az:

- előírt minimum ($P_i \min$) és
- előírt maximum ($P_i \max$)

érték között változhat, ez lehet globálisan meghatározott korlát vagy egyedileg megállapított korlát is.

$$P_i \min < P_i < P_i \max \quad (7)$$

ahol:

$$P_i = \sum_{j=1}^p (Y_{12,i,j} * \varepsilon_j) \quad (8)$$

Korlátot szab az egy ciklus (t) - jellemzően 1 nap - alatt felkeresendő objektumok vizsgálatára és a felkeresésre fordított idő összege is:

$$\tau^t = \tau_{0,1}^f + \tau_1^k + \sum_{i=2}^t (\tau_i^k + \tau_{i-1,i}^f) + \tau_{q,0}^f < \tau_{max} \quad (9)$$

ahol:

- τ^t : az az időintervallum, amelyben a szakértő állomáshelyéről elindul, vizsgálatokat végez, majd oda visszatér, ez az országos vagy regionális rendszereknél jellemzően 1 nap:

$$\sum_{i=1}^T \tau_i^t = \vartheta, \quad (10)$$

ahol:

- T : a ciklusok száma a ϑ időintervallumban,
- τ_{max} egy ciklus ideje,
- c^t : a t-edik ciklusban felkeresendő objektumok száma,
- $\tau_{i,1}^f$: az első objektum felkeresési ideje,
- $\tau_{q,0}^f$: visszatérés az utolsó objektumtól a szakértő bázisállomására,
- τ_i^k : az i-edik objektum felülvizsgálatának, karbantartásának átlagos ideje.

Definiálható a felkeresendő objektumok halmaza az c edik szakértőnél:

$$O_c := \{o_i \mid Y_{12,s,i} = 1; i = 1..p\}, \quad (11)$$

$$|O_c| = P_c, \quad (12)$$

valamint ezen részhalmazai, az egy ciklus (t) alatt felkeresendő objektumok halmaza

$$O_c^t \subseteq O_s, \quad (13)$$

amely halmaz a felkeresési idő alapján rendezett.

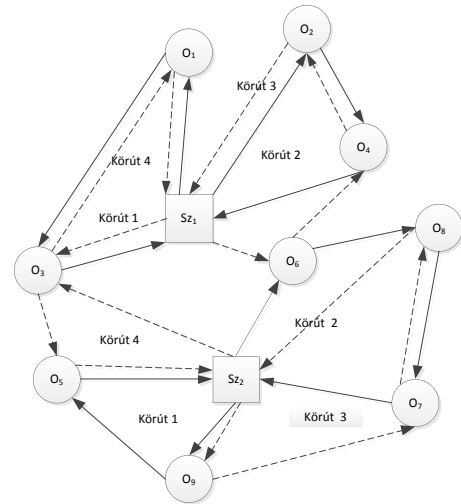
Mivel a szakértő egy objektumnál több vizsgálatot is végez (1. ábra) így egy objektum annyiszor kell hogy szerepeljen a (13). összefüggésnél definiált halmazokban ahány vizsgálatot kell végezni rajta.

Így az i-edik szakértő által az egy ciklus (t) alatt az objektumok felkeresése miatt megtett út leírható az:

$$l_i^t = l_{0,o_i^t(1)} + \sum_{c=1}^{|o_i^t|-1} (l_{o_i^t(c),o_i^t(c+1)} + l_{o_i^t(|o_i^t|),0}) \quad (14)$$

összefüggéssel, a p-edik szakértő által a teljes időintervallumban megtett út pedig a következő összefüggéssel:

$$l_p^T = \sum_{t=1}^T \left[l_{0,o_i^t(1)} + \sum_{c=1}^{|o_i^t|-1} (l_{o_i^t(c),o_i^t(c+1)} + l_{o_i^t(|o_i^t|),0}) \right] = \sum_{t=1}^T l_p^t \quad (15)$$



1. ábra Több körutas rendszer objektumként több vizsgálattal, szétszórt vizsgálatokkal

A szakértők (s) által a megadott időintervallum (T) alatt felkeresett objektumokhoz kapcsolódó ráfordítások:

$$C^S = \left[\sum_{j=1}^s (\sum_{t=1}^T l_j^t) \right] * c_u + \left[\sum_{j=1}^s P_j \right] * c_v \quad (16)$$

ahol a:

- c_u : az 1 kilométerre jutó fajlagos költség,
- c_v : az egy objektumra jutó fajlagos vizsgálati költség.

$$C^S \rightarrow \min \quad (17)$$

Vagyis a ráfordítások legyenek minimálisak a korlátozó feltételek figyelembevételével.

4. A TÖBBSZÖRÖS KÖRJÁRAT PROBLÉMA MEGOLDÁSA EVOLÚCIÓS PROGRAMOZÁSSAL

A kidolgozott algoritmus egy fázisban megoldja a körutakra bontott fix végpontú, több

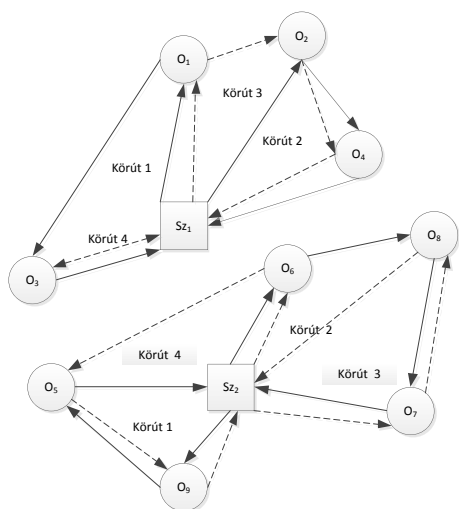
bázisállomású többszörös utazóügynök problémát a műszaki felügyeleti és karbantartó rendszereknél felmerülő speciális feltételrendszerek figyelembevételével.

A megadott feltételrendszer kielégítése érdekében az algoritmus adatstruktúrája a genetikus algoritmusok körében kevésbé alkalmazott [1] – elsősorban párhuzamos evolúciós, illetve neuro-evolúciós algoritmusoknál használt - multi-kromoszómás struktúrán alapul. Ezen technikák csak nemrégiben terjedtek el a genetikus módszerek körében [2].

Az algoritmus a korlátozó feltételek kielégítése végett kétszintű büntetőfüggvény rendszert alkalmaz:

- lokális büntetőfüggvények,
- globális büntetőfüggvények.

A büntetőfüggvények lokalitása vagy globalitása az egyes egyedekre és a szakértőkre, vagyis kromoszómákra vonatkozik. A lokális büntetőfüggvények egy kromoszóma adatain kerülnek végrehajtásra, míg a globális büntetőfüggvények több kromoszóma – akár az összes – adatait használják bemenő paraméterként, vagyis globálisan a teljes egyedre vonatkoznak



2. ábra Több körutas rendszer objektumonként több vizsgálattal

Lokális büntetőfüggvények a:

- ciklusidő túllépése,
- megengedettnél kevesebb vizsgálat,
- megengedettnél több vizsgálat.
- időben közel lévő vizsgálatok.

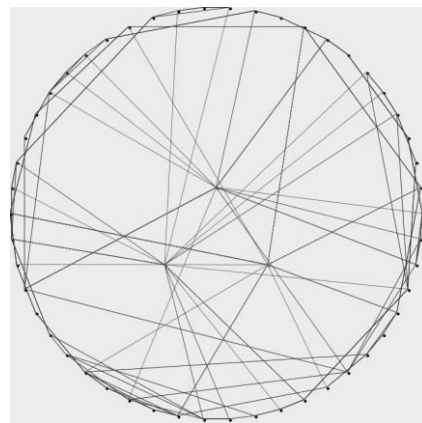
Globális büntetőfüggvények:

- objektumok szétszórtsága,
- szakértők száma, költsége.

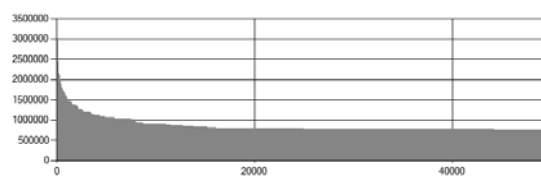
Például az objektumok szétszórtsága büntetőfüggvény szabályozza, hogy az objektum minden vizsgálata egyazon szakértőhöz (2. ábra) vagy külön szakértőkhöz legyen rendelve (1. ábra).

4.1 Többszörös körjárat tesztfeladat megoldása

A tesztfeladatban 3 szakértő, 48 objektum, objektumonkénti 2-4 (véletlenszerűen megadott) vizsgálat (3. ábra).



3. ábra Tesztfeladat megoldása



4. ábra A célfüggvény konvergenciája

5. 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, valamint az OTKA T 75678 projekt keretében, illetve támogatásával.

6. IRODALOM

- [1] Hans J. Pierrot, Robert Hinterding: Using Multi-chromosomes to Solve a Simple Mixed Integer Problem, AI '97 Proceedings of the 10th Australian Joint Conference on Artificial Intelligence: Advanced Topics in Artificial Intelligence, pp. 137-146 , ISBN:3-540-63797-4
- [2] Ronald, S. Kirkby, S. Eklund, P.: Multi-chromosome mixed encodings for heterogeneous problems, Evolutionary Computation, (1997), pp. 37-42, ISBN: 0-7803-3949-5, doi: 10.1109/ICEC.1997.592264

ROBOTOK INVERZ FELADATÁNAK MEGOLDÁSA

SOLUTION OF INVERS KINEMATIC PROBLEM OF ROBOTS

Kovács Béla, egyetemi docens, PhD, Miskolci Egyetem, Analízis Tanszék
Nándoriné Tóth Mária, egyetemi docens, PhD, Miskolci Egyetem, Ábrázoló Geometriai Tanszék

ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT).

This paper demonstrates an application of algebraic geometric to the real problem of roboting motion planning. We model an abstract robot arm using a system of polynomial equations specifying constraints imposed by the arm's various linkages, and demonstrate techniques for solving them in common situations.

1. BEVEZETÉS

A robotokat széles körben alkalmazzák a hétköznapi életben és az iparban is egyaránt. A robotok karjait merev tagokból álló elemekkel modellezzük úgy, hogy kényszerek kapcsolják őket egymáshoz. Ezek a kényszerek megengednek elcsúszást és elfordulást. Így az elmozdulás nagysága és az elfordulás szöge meghatározzák a robot pillanatnyi helyzetét. A tervezés egyik alapfeladata az, hogy a fenti paraméterek (elmozdulás és elfordulás) segítségével hogyan lehet leírni a robot pillanatnyi helyzetét. A másik alapvető probléma az ún. inverz kinematikai feladat, amikor a robot egy pillanatnyi helyzetéhez határozzuk meg a lehetséges paraméterek (hossz és szögelfordulás) értékeit. Ennek a feladatnak több megoldási is lehetséges. Az ilyen típusú robotok kinematikája többváltozós polinom egyenletek segítségével írható le. Először néhány alapfogalmat vezetünk be.

Egy R gyűrű alatt olyan halmazt értünk, amelyben definiálva van összeadás és szorzás, amelyek teljesítik a következő axiómákat:

(1) $(R,+)$ egy *Abel csoport*: $x + y = y + x$ R -nek minden x és y elemére (azaz, az összeadás kommutatív);

$(x + y) + z = x + (y + z)$ R -nek minden x, y és z elemére (azaz, az összeadás *asszociatív*); létezik R -nek egy 0 eleme (nulla elemként ismert) azzal a tulajdonsággal, hogy $x + 0 = x$ teljesül R minden elemére; R -nek egy tetsző-

leges x eleméhez létezik egy $-x$ elem, amelyre $x + (-x) = 0$ teljesül;

(2) (R,\cdot) egy *félcsoport*: $(xy)z = x(yz)$ R -nek minden x, y és z elemére (azaz, a szorzás *asszociatív*);

(3) a szorzás *disztributív*:

$x(y + z) = xy + xz$ és $(x + y)z = xz + yz$ R -nek minden x, y és z elemére.

Egy R gyűrű *kommutatív*, ha $xy = yx$ minden $x, y \in R$ esetén. Egy R gyűrű *egységelemes*, ha létezik (szükségszerűen pontosan egy) nem nulla ún. *multiplikatív* egységelem, amit 1 -el jelölünk, és teljesíti az $1x = x = x1$ egyenletet minden $x \in R$ esetén.

Egy F kommutatív, egységelemes gyűrű, testnek nevezünk, ha $F \neq \{0\}$ teljesül, és ezenkívül még

(4) minden $a \neq 0$ F -beli elemhez létezik egy $a^{-1} \in F$ amelyre $a^{-1}a = 1$.

Más szavakkal, $F^\times = F - \{0\}$ egy *Ábel-csoport* a szorzás műveletére nézve.

Test feletti több határozatlanú polinomok alatt olyan kifejezéseket értünk amelyek az x_1, x_2, \dots, x_n ún. határozatlanokból és valamilyen F test elemeiből épülnek fel összeadás, kivonás és szorzás segítségével. Ezek tehát

$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sum a_{m_1, m_2, \dots, m_n} x_1^{m_1} x_2^{m_2} \dots x_n^{m_n}$ alakban írhatók fel, ahol a_{m_1, m_2, \dots, m_n} együtthatók

a F test elemei és m_1, m_2, \dots, m_n nem negatív egészek. Ilyen elemek összességét

$F[x_1, x_2, \dots, x_n]$ módon jelöljük és használjuk a többváltozós polinomok elnevezést is rájuk.

Könnyen bizonyítható, hogy ez a halmaz az összeadás és a szorzás műveletére nézve kommutatív egységelemes gyűrű, amit n -határozatlanú F test feletti polinom gyűrűnek nevezünk. Az algebrai geometriában nagy jelentőségű az R valós számok feletti polinom gyűrűnek, amit $R[x_1, x_2, \dots, x_n]$ -nal jelölünk. Legyen R kommutatív gyűrű. Az R -nek egy

nem üres I részhalmaza ideál, ha teljesülnek a következő feltételek:

1. Ha $x, y \in I$ akkor $x + y \in I$.
2. Ha $x \in R$, akkor $y \in I$ $xy \in I$.

Legyen $f_1, f_2, \dots, f_s \in R[x_1, x_2, \dots, x_n]$. Ekkor az $I = \{x \in R : x = g_1 f_1 + g_2 f_2 + \dots + g_s f_s\}$ halmaz minden $g_i \in R[x_1, x_2, \dots, x_n]$ esetén egy ideálja $R[x_1, x_2, \dots, x_n]$ -nek. Ezt az ideált $\langle f_1, f_2, \dots, f_s \rangle$ -nel jelöljük, ahol s pozitív egész szám.

Hilbert bázistétele szerint egy n -határozatlanú F test felett polinom gyűrűben minden I ideál végesen generált, azaz léteznek olyan ún. generáló elemek $f_1, f_2, \dots, f_s \in R[x_1, x_2, \dots, x_n]$, amelyekre $I = \langle f_1, f_2, \dots, f_s \rangle$. Ezeket a generáló elemeket az I ideál bázisának is szokás nevezni.

Ha $n = 1$ vagyis egy-határozatlanú polinomok esetén, $R[x]$ -ben az x hatványai szerint rendezzük a tagokat sorba, pl: $2,5x^4 + 3x^3 - x^2 + 4x + 2$. Az első helyen álló legnagyobb kitevőjű tagot főtagnak nevezzük. Egy n -határozatlanú polinom gyűrűben kicsit bonyolultabb a tagok rendezése. Nevezzük el az $x_1^{m_1} x_2^{m_2} \dots x_n^{m_n}$ polinomokat monomoknak. Értelmezzünk az $R[x_1, x_2, \dots, x_n]$ két $x_1^{m_1} x_2^{m_2} \dots x_n^{m_n}$ és $x_1^{p_1} x_2^{p_2} \dots x_n^{p_n}$ monomja között egy \succ teljes rendezést (azért teljes mert bármelyik két monom összehasonlítható) a következőképpen:

$x_1^{m_1} x_2^{m_2} \dots x_n^{m_n} \succ x_1^{p_1} x_2^{p_2} \dots x_n^{p_n}$ pontosan akkor, ha $(m_1 - p_1, m_2 - p_2, \dots, m_n - p_n)$ véges sorozatban az első nem zérus tag pozitív. Ezt a rendezést lexikografikus rendezésnek nevezzük. Például: $x_1^2 x_2^4 x_3 \succ x_1^2 x_2^3 x_3^5$ mert a $(0, 1, -4)$ véges sorozatban az első nem nulla elem pozitív. A lexikografikus rendezésnek sok jó tulajdonsága van. Például a monomok halmaza ún. jól rendezett halmaz lesz, ami azt jelenti, hogy az $R[x_1, x_2, \dots, x_n]$ monomjainak bármilyen részhalmozában van legkisebb elem. A lexikografikus rendezéssel egy $f \in R[x_1, x_2, \dots, x_n]$ polinom tagjait rendezni tudjuk és a legnagyobb tagot a \succ tagsorrendre nézve főtagnak vagy vezető tagnak nevezzük. Jele: $LT(f)$. Például:

$$f = 6x_1^2 x_2^4 x_3 + 3x_1^2 x_2^3 x_3^5 - 4x_1 x_2^3 - x_1 + 8$$

polinom főtagja $LT(f) = 6x_1^2 x_2^4 x_3$.

Válasszunk ki egy tetszőleges $I \subset R[x_1, x_2, \dots, x_s]$ ideált, amely nem triviális $I \neq (0)$. Legyenek az I generáló elemei $f_1, f_2, \dots, f_s \in R[x_1, x_2, \dots, x_s]$ azaz, amelyre $I = \langle f_1, f_2, \dots, f_s \rangle$. Képezzünk egy új ideált a generáló elemek főtagjaiból: $\langle LT(f_1), LT(f_2), \dots, LT(f_s) \rangle$. Ezután vegyük az I összes elemének főtagjaiból álló halmazt: $LT(I) = \{LT(f) : f \in I\}$, majd ebből kiindulva képezzük az $LT(I)$ elemei által generált ideált: $\langle LT(I) \rangle$. Könnyen belátható, hogy az utóbbi két ideál között fennáll az $\langle LT(f_1), LT(f_2), \dots, LT(f_s) \rangle \subset \langle LT(I) \rangle$ reláció. Könnyű példát mutatni arra az esetre, amikor a fordított irányú reláció nem igaz: $\langle LT(I) \rangle \not\subset \langle LT(f_1), LT(f_2), \dots, LT(f_s) \rangle$.

Bizonyítható azonban, hogy bármilyen $I \subset R[x_1, x_2, \dots, x_n]$ ideál esetén léteznek az I -nek olyan (g_1, g_2, \dots, g_s) generáló elemei amelyekre $\langle LT(I) \rangle = \langle LT(g_1), LT(g_2), \dots, LT(g_s) \rangle$ igaz, és ezeket Gröbner-bázisoknak nevezzük. A Gröbner-bázisnak sok hasznos tulajdonsága van. Például tegyük fel, hogy az I ideál Gröbner-bázisa (g_1, g_2, \dots, g_s) . Ekkor az f polinom pontosan akkor eleme az I ideálnak, ha a (g_1, g_2, \dots, g_s) rendszerrel maradékosan elosztva a maradék nulla. Itt a többváltozós polinomoknál használt maradékos osztás az egyváltozós polinomoknál tanult maradékos osztás általánosítása. A Buchberger algoritmus segítségével egy tetszőleges ideál valamilyen generátorrendszeréből előállítható az ideál Gröbner-bázisa.

2. ROBOTOK INVERZ FELADATA

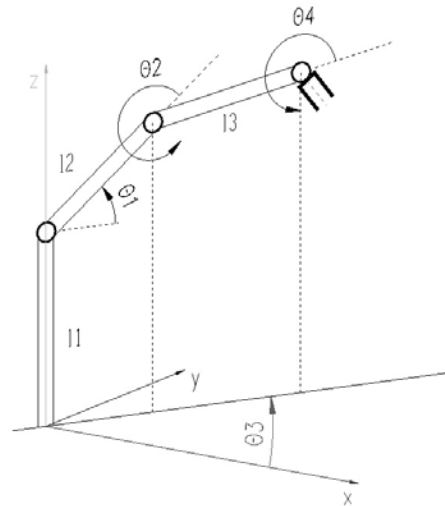
Ha a robotok mozgását geometriailag szeretnénk leírni, akkor néhány egyszerűsítő feltétellel kell élnünk. A robotok tagjait (karjait) merev rudakkal modellezzük, amiket kényszerek kapcsolnak össze. A rudak hosszait l_1, l_2, \dots, l_m jelölik, tehát m db különböző hosszúságú rúdból

épül fel a robot. Az első tag legyen rögzített. A jelen dolgozatban csak síkbeli szerkezeteket vizsgálunk, ahol a két tagot síkbeli csukló kapcsol össze, de ez a síkbeli robot az első tag körül körbe tud fordulni (lásd 1.ábra). Általános esetben két tag egymással bezárt szögét $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_m$ fogja jelölni, ahol θ_1 a második tag vízszintessel bezárt szöge, θ_2 pedig a harmadik tag második taghoz viszonyított szöge az óramutató járásával ellentétesen mérve, és így tovább az i -dik és $i+1$ -dik tag egymáshoz viszonyított szöge θ_i . Nevezhetjük az i -dik és $i+1$ -dik tagot összekapcsoló kényszert i -dik síkbeli csuklónak a θ_i szöget pedig a csukló paraméterének amely értékét a $[0, \pi]$ intervallumon változtathatja, jelöljük ezt S^1 -el. Megengedünk olyan tagot is amely változtatja a hosszát, nevezhetjük ezt teleszkópos tagnak. Ennek értéke valamilyen minimális értéktől egy maximális értékig változhat, tehát valamilyen I intervallumon adhatjuk meg őket. Jelen példa esetén azonban kismértékben eltértünk ettől az általános jelöléstől, mert θ_3 a robot síkjának az x tengellyel bezárt szögét jelöli és θ_4 pedig az utolsó tagnak a hármassal bezárt szöge.

Ha p db különböző teleszkópos tag van és r db síkbeli csuklós kényszer, akkor a robot koordináta terét a $\mathfrak{S} = S^1 \times S^1 \times \dots \times S^1 \times I_1 \times I_2 \times \dots \times I_p$ Descartes-szorzat adja meg.

Szokták a robotokat nyílt láncú mechanizmusoknak is nevezni, mert a legutolsó tag nem kapcsolódik vissza az első taghoz (állványhoz) mint a zárt láncú mechanizmusok esetén. Robotoknál az utolsó tag végpontja képes arra, hogy valamilyen feladatot végezzen, például meg fog egy tárgyat vagy valamilyen műveletet (pl. hegesztés) végez. Általában nemcsak az előre megadott végpont helyzetét kell a robotnak elérni, hanem megfelelő, szintén előre megadott, irányiszöveget is fel kell venni a robot utolsó tagjának. Így könnyen el tudja végezni az előírt munkafeladatot. Tehát az utolsó tag végpontjának helyzetét a pont helykoordinátaival és egy irányval kell lerögzíteni. Síkbeli robot esetén a végpont helyzete egy pont a síkban $(a, b) \in U, U \subset \mathbb{R}^2$, ahol U a robot végpontjának lehetséges pozíciói. A jelen példa esetén természetesen a térbeli xyz koordinátarend-

szerben három koordinátát kell megadni. A robot utolsó tagjának szögét pedig egy irányvektorral írjuk le, ami a robot síkjában megadható egy $V = S^1$ síkbeli vízszintessel bezárt szöggel. Így a $\Phi = U \times V$ Descartes szorzatot a robot konfigurációs terének fogjuk nevezni. Mivel a robot merev tagokból áll, a koordináta tér egy adott pontjához egyértelműen meghatározott konfigurációs térbeli állapot tartozik. Máképpen fogalmazva a meghatározható az $f: \mathfrak{S} \rightarrow \Phi$ függvénykapcsolat a robot koordinátái és a végpontjának pozíciói között. Inverz kinematikai feladatnak nevezzük azt a problémát, amikor egy adott $c \in \Phi$ végpont pozícióhoz meg kell határoznunk az összes olyan $j \in \mathfrak{S}$ helykoordinátát, amelyre $f(j) = c$ teljesül.



1. ábra A robot térbeli elhelyezkedése

Az 1.ábrán látható robot karjainak hosszai l_1, l_2, l_3 állandók. Mivel a robot szabadsági foka három, (leszámítva a θ_4 szöveget, amely segítségével a megfogás szögét adhatjuk meg) így előírhatunk a térben három koordinátát. Legyenek ezek a robot végpontjának x, y és z koordinátái, jelölje ezeket rendre p_x, p_y, p_z . Tehát adottnak tekintjük az $l_1, l_2, l_3, p_x, p_y, p_z$ értékeket. Ezekkel a jelölésekkel az 1. ábrán látható robot előre megadott p_x, p_y, p_z végpont helyzethez tartozó lehetséges helyzeteit a következő polinom egyenletrendszer írja le:

$$[l_3(c_1c_2 - s_1s_2) + l_2c_1]c_3 - p_x = 0 \quad (1)$$

$$[l_3(c_1c_2 - s_1s_2) + l_2c_1]s_3 - p_y = 0 \quad (2)$$

$$l_3(s_1c_2 + s_2c_1) + l_2s_1 + l_1 - p_z = 0 \quad (3)$$

$$c_1^2 + s_1^2 - 1 = 0 \quad (4)$$

$$c_2^2 + s_2^2 - 1 = 0 \quad (5)$$

$$c_3^2 + s_3^2 - 1 = 0 \quad (6)$$

ahol $c_i = \cos \theta_i$ és $s_i = \sin \theta_i$ ($i = 1, 2, 3$).

Az utóbbi polinom egyenleteket az $R(l_1, l_2, l_3, p_x, p_y, p_z)[c_1, c_2, c_3, s_1, s_2, s_3]$ gyűrűben transzformálhatjuk Gröbner-bázissá. Természetesen meg kell adni, hogy milyen rendezést alkalmazunk. Ha előírjuk a p_x, p_y, p_z értékeket, vagyis a robot végpontjának helyzetét, akkor ebből már θ_3 meghatározható, így c_3 és s_3 is ismert. Két különböző megoldást ismertetünk, amelyek természetesen ugyanazt az eredményt szolgáltatják. Az első megoldásban vezessük be az $a = \frac{p_x}{c_3}$ és

$b = p_z - l_1$ jelöléseket, ezzel a (1), (3), (4) és (5) egyenleteket átírva a

$$l_3(c_1c_2 - s_1s_2) + l_2c_1 - a = 0$$

$$l_3(s_1c_2 + s_2c_1) + l_2s_1 - b = 0$$

$$c_1^2 + s_1^2 - 1 = 0$$

$$c_2^2 + s_2^2 - 1 = 0$$

polinom egyenletrendszer kapjuk, ahol a és b ismertnek tekinthető.

Az utóbbi négy egyenlet Gröbner-bázisa az $R(l_2, l_3, a, b)[c_2, s_2, c_1, s_1]$ gyűrűben lexikografikus rendezést használva ($c_2 \succ s_2 \succ c_1 \succ s_1$):

$$c_2 - \frac{a^2 + b^2 - l_2^2 - l_3^2}{2l_2l_3} = 0 \quad (7)$$

$$s_2 + \frac{a^2 + b^2}{al_3} s_1 - \frac{a^2b + b^3 + b(l_2^2 - l_3^2)}{2al_2l_3} = 0 \quad (8)$$

$$c_1 + \frac{b}{a} s_1 - \frac{a^2 + b^2 + l_2^2 - l_3^2}{2al_2} = 0 \quad (9)$$

$$s_1^2 + \frac{a^2b + b^3 + b(l_2^2 - l_3^2)}{l_2(a^2 + b^2)} s_1 + \frac{(a^2 + b^2)^2 + (l_2^2 - l_3^2)^2}{4l_2^2(a^2 + b^2)} s_1 - \frac{2a^2(l_2^2 + l_3^2) + 2b^2(l_2^2 - l_3^2)}{4l_2^2(a^2 + b^2)} = 0 \quad (10)$$

Az utóbbi egyenletek már lehetővé teszik az inverz kinematikai feladat megoldását. A (7) egyenletből c_2 a (10) egyenletből pedig s_1

meghatározható. Az s_1 ismeretében (8)-ból s_2 (9)-ből pedig c_1 is előállítható.

Legyen például: $l_1 = 20, l_2 = 32, l_3 = 25$, $p_x = 34, p_y = 34, p_z = 25$.

Ekkor $s_3 = c_3 = \frac{\sqrt{2}}{2}$ ahonnan a és b értéke

könnyen kiszámolható: $a = \frac{p_x}{c_3} = 34\sqrt{2}$ és

$b = p_z - l_1 = 5$. A (7) egyenletből c_2 meghatározható:

$$c_2 = \frac{a^2 + b^2 - l_2^2 - l_3^2}{2l_2l_3} = 0.43.$$

A (10) egyenletből s_1 előállítható:

$$s_{1,1} = 0.5558, \quad s_{1,2} = -0.3725.$$

A (8)-dik egyenletből s_2 meghatározható:

$$s_{2,1} = -0.9028, \quad s_{2,2} = 0.902.$$

És végül c_1 értéke (9)-ből:

$$c_{1,1} = 0.83128, \quad c_{1,2} = 0.9278.$$

A második megoldás esetében a feladatot közvetlenül az (1-6) rendszer alapján oldjuk meg. Mivel ennek a rendszernek a Gröbner-bázisa a következő

$$\{-1 + 2c_3^2, -s_3 + c_3, 10000s_2^2 - 8151, 100c_2 - 43, -855 + 6800s_2s_3 + 9348s_1, -2907s_3 - 125s_2 + 2337c_1\}$$

így könnyen ellenőrizhető, hogy ezen az úton is ugyanazokat a megoldásokat kapjuk.

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] DAVID COX, JOHN LITTLE, DONAL O'SHEA: Ideals, varieties, and algorithms, An Introduction to Computational Algebraic Geometry and Commutative Algebra Springer, 2007.
- [2] R. PAUL: Robot Manipulators: Mathematics, Programming and Control, MIT Press, Cambridge, Massachusetts, 1981.

KOMPOZIT SZENDVICSSZERKEZET OPTIMÁLIS TERVEZÉSE RUGALMAS TOLERANCIA MÓDSZERREL

OPTIMAL DESIGN OF A COMPOSITE SANDWICH STRUCTURE BY FLEXIBLE TOLERANCE METHOD

Kovács György PhD, Jármái Károly DSc
Miskolci Egyetem

ABSTRACT

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

1. BEVEZETÉS

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

Számos szakirodalom foglalkozik a szendvicsszerkezetek vizsgálatával, tervezésével és alkalmazásával, mint például [3, 4, 6, 7, 8, 9].

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

A megalkotott új szerkezeti modell 2 CFRP (carbon fiber reinforced plastic, szálerősítéses műanyag) fedőlemezből, és köztük több alumínium üreges négyszög szelvényű hosszmerevítő csőből áll. Így

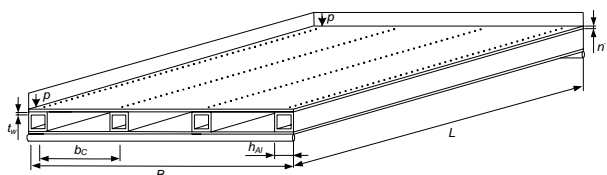
a megalkotott új modell az anyagok, merevítők és a gyártási technológiák kombinációja.

A dolgozat célja az új szerkezet optimálási módszerének kidolgozása. A kidolgozott célfüggvények költség- és tömeg-célfüggvények. A számítás során a teljes szerkezet középlehajlására, a kompozit lemezek horpadására, az Al merevítő cső gerinchorpadására, a kompozit lemezben ébredő maximális feszültségre, az Al csőben keletkező maximális feszültségre, a szerkezet sajátfrekvenciájára vonatkozó méretezési feltételek, valamint a fedőlemez rétegszámára (n), az alkalmazott bordaszámra (n_s) és a borda geometriájára (h_{Al} , t_w) vonatkozó méretkorlátozási feltételek lettek figyelembe véve.

Az egycélű optimálás során a rugalmas tolerancia (Flexible Tolerance) módszere került alkalmazásra.

2. AZ ÚJ TÖBBCELLÁS SZENDVICSSZERKEZET

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



1. ábra. Többcellás cellalemez

Az optimálás célja egy $L = 2250$ mm hosszúságú, $B = 2000$ mm szélességű, $p = 3,5 \cdot 10^{-3}$ N/mm² felü-

leten megoszló ($p = 7$ N/mm vonalmenti) terhelésű cellalemez optimális szerkezeti méreteinek meghatározása.

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

3. CÉLFÜGGVÉNYEK ÉS MÉRETEZÉSI FELTÉTELEK

3.1. Költségfüggvény, mint célfüggvény

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

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

$$K (\text{€}) = 2 \cdot (n \cdot 31,047) + k_{Al} [n_s (\rho_{Al} 4 h_{Al} t_w L)] + 2 \cdot n \frac{525}{528} + k_f [n \cdot 14_{\min} + n_s \cdot 26_{\min} + 110_{\min}] \quad (1)$$

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

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

A teljes gyártási költség (mint az idő függvénye [min]) a *CFRP* lemezek gyártásához szükséges idő ($n \cdot 14_{\min} + 110_{\min}$), az *Al* bordák vágási idő ($n_s \cdot 6_{\min}$), valamint a szerkezet összeállítási idő ($n_s \cdot 20_{\min}$) költségének összegeként adódik. A *CFRP* lemezek gyártásához szükséges idő magába foglalja a présformák előkészítésének, az egyes rétegek leszabá-

sának és a rétegek összeállításának időtartamait. A szerkezet összeállításának ideje a *CFRP* rétegek és az *Al* merevítők fúrásából és össze-szegecseleséből tevődik össze. A furatok elkészítésének ideje a rétegszám függvénye.

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

3.2. Szerkeztömeg, mint célfüggvény

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

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

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

3.3. Méretezési feltételek

3.3.1. A szerkezet közleplehajlása

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

ahol: I_c és I_{Al} a kompozit lemez és az *Al* borda inerciája,

E_c és E_{Al} a *CFRP* laminát redukált rugalmassági modulusa, valamint az *Al* borda rugalmassági modulusa.

A szerkezet teljes lehajlásának számításánál számolnunk kell a szerkezeti elemek relatív elmozdulásból adódó járulékos lehajlással is. A $\Delta\sigma$ feszültségkülönbségből adódóan ΔM nyomatékkülönbség is jelentkezik. A szerkezet teljes lehajlása tehát a számított elsődleges lehajlás és a szerkezeti elemek relatív elmozdulásából adódó lehajlás összegeként írható fel.

3.3.2. A kompozit lemez horpadása [1]

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

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

3.3.3. Az Al cső gerinchorpadása [2]

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

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

3.3.4. Feszültségi feltétel a kompozit lemezre

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

$$\frac{X_cM}{I_c} \cdot \frac{h_{Al} + nt}{2} \leq \sigma_{Call} \quad (6)$$

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

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

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

3.3.5. Feszültségi feltétel az Al csőre

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

ahol: $X_{Al} = \frac{E_{Al} n_s I_{Al}}{E_{Al} n_s I_{Al} + E_c I_c}$; $\sigma_{All} = \frac{f_y}{\gamma_{Al}}$

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

3.3.6. Sajátfrekvencia feltétel

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

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

3.3.7. Méretkorlátozási feltételek

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

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

3.4. Rugalmas Tolerancia Optimáló Módszer (Flexible Tolerance Optimization Method)

Az optimalálás során a rugalmas tolerancia módszert alkalmaztam, mely egy véletlen kereső módszer [5].

Minimálja az $f(x)$ függvényt,

a $\Phi^{(k)} - T(x) \geq 0$ feltételek teljesülése mellett,

ahol $\Phi^{(k)}$ a rugalmas tolerancia kritérium értéke a keresés k -edik lépésénél, $T(x)$ pozitív funkcionál, mely a megsértett egyenlőségi és/vagy egyenlőtlenlőségi feltételekből kerül meghatározásra.

4. EGYCÉLFÜGGVÉNYES OPTIMÁLÁS NUMERIKUS EREDMÉNYEI

4.1. Költség optimalálás

Szendvicsszerkezetek tervezése során a költséghatékonyság az elsődleges tervezési cél tekintettel arra, hogy a kompozit szerkezetek anyagköltsége igen magas. Az 1. táblázat tartalmazza a vizsgált szerkezet költség optimalálásának eredményeit, mely az (1) egyenlet alapján, valamint a (3-9) méretezési feltételek figyelembe vételével lett elvégezve. A különböző (16-32 db) kompozit fedőlemez rétegszámokhoz tartozó optimális szabványos szelvényméretek és bordaszámok, valamint költségek az alábbiak szerint adódtak:

1. táblázat. A költség optimalálás eredménye

| Rétegek száma | Optimális, szabványos szelvényméretek és bordaszám | | | Költség [€] |
|---------------|----------------------------------------------------|---------------|------------|-------------|
| | n [db] | h_{Al} [mm] | t_w [mm] | |
| 16 | 60 | 2.5 | 15 | 1730 |
| 18 | 60 | 2.5 | 14 | 1841 |
| 20 | 60 | 2.5 | 12 | 1919 |
| 22 | 55 | 2.5 | 11 | 2014 |
| 24 | 55 | 2.5 | 10 | 2126 |
| 26 | 60 | 2.5 | 8 | 2219 |
| 28 | 50 | 2.5 | 8 | 2340 |
| 30 | 45 | 2 | 8 | 2452 |
| 32 | 45 | 2 | 7 | 2570 |

Összegzésként elmondható, hogy a fedőlemez rétegszámának növelésével a szerkezet teljes költsége is rohamosan nő. Költség szempontjából optimálisnak a 16 rétegű fedőlemez 15 db

60x60x2,5 mm geometriájú merevítőbordás szerkezet adódott.

4.2. Tömeg optimalálás

A vizsgált szerkezet tömeg optimalálása a (2) tömeg-célfüggvény alapján, a (3-9) méretezési feltételek figyelembe vételével lett elvégezve. A tömeg-célfüggvény szerinti optimalálás során kapott különböző kompozit fedőlemez rétegszámokhoz (16-32 db) tartozó optimális szabványos szelvényméreteket és bordaszámokat a 2. táblázat tartalmazza.

2. táblázat. A tömeg optimalálás eredménye

| Rétegek száma | Optimális, szabványos szelvényméretek és bordaszám | | | Tömeg [kg] |
|---------------|----------------------------------------------------|---------------|------------|--------------|
| | n [db] | h_{Al} [mm] | t_w [mm] | |
| 16 | 60 | 2.5 | 15 | 78.317 |
| 18 | 60 | 2.5 | 14 | 78.064 |
| 20 | 55 | 2.5 | 13 | 73.862 |
| 22 | 55 | 2.5 | 11 | 70.723 |
| 24 | 55 | 2.5 | 10 | 70.8 |
| 26 | 50 | 2.5 | 9 | 68.1 |
| 28 | 50 | 2.5 | 8 | 66.445 |
| 30 | 45 | 2 | 8 | 65.32 |
| 32 | 45 | 2 | 7 | 66.469 |

Látható, hogy a fedőlemez rétegszámának növelésével a szerkezet tömege csökken. Tömeg szempontjából optimálisnak a 30 rétegű fedőlemezes, 8 db 45x45x2 mm geometriájú merevítőbordás szerkezet adódott.

Azonban azt is meg kell jegyezni, hogy a rétegszám növelésével a szerkezet tömege bár csökken, azonban a szerkezet előállításának költsége nagymértékben nő.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

Egy új szerkezeti modell szerkezetoptimalási módszere került bemutatásra. A szerkezet laminált karbonszál-erősítéses fedőlemezekből és Al merevítőkből szegecseléssel került összeállításra. A tervezés során az optimális bordaszám és borda geometria, valamint az optimális kompozit fedőlemez rétegszám került meghatározásra, mely szerkezet biztosítja a minimális költséget és/vagy tö-

meget amellet, hogy teljesíti a megfogalmazott méretezési feltételeket is.

Összefoglalásként elmondható, hogy ezen típusú szendvicsszerkezet számos mérnöki teherviselő szerkezetben (vízi-, közúti-, légi járművek; híd; hajófedém; épület padozat, stb.) alkalmazható, ahol a tömegmegtakarítás az elsődleges cél.

A kompozit szerkezetek további előnyös tulajdonságai a rezgéscsillapítás, a hő- és hangszigetelő képesség, valamint a korrózióállóság, melyeknek köszönhetően rohamosan terjed a felhasználási körük és mértékük.

KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

A tanulmány 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 Országos Tudományos Kutatási Alapprogramok támogatta az OTKA T 75678 számú projekt keretében.

IRODALOM

- [1] Barbero E. J. (1999) *Introduction to composite materials design*, USA: Taylor & Francis.
- [2] Farkas, J.; Jármái, K. (1997) *Analysis and optimum design of metal structure*, Balkema: Rotterdam-Brookfield.
- [3] Farkas, J.; Jármái, K. (1998) *Minimum material cost design of five-layer sandwich beams*. Structural Optimization 15 No.3-4, pp.: 215-220
- [4] Farkas, J.; Jármái, K. (2003) *Economic design of metal structures*. Rotterdam: Millpress.
- [5] Himmelblau, D.M. (1972): *Applied nonlinear programming*. McGraw-Hill, New York.
- [6] Jármái, K.; Farkas, J.; Petershagen, H. (1999) *Optimum design of welded cellular plates for ship deck panels*. Welding in the World 43 No.1, pp.: 51-54
- [7] Noor, A. K.; Burton, W.S.; Bert, C. W. (1996) *Computational models for sandwich panels and shells*. Appl. Mech. Rev. 49 No. 3, pp.: 155-199
- [8] Vinson, J. R. (2001) *Sandwich structures*, Appl. Mech. Rev. 54 No. 3, pp.: 201-214
- [9] Zenkert, D. (1995) *An introduction to sandwich construction*, W Midlands: EMAS Publ.

CONTENTS

| | | | |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 1. <i>Aczél Á.; Bojtár G.; Fehér L.; Keresztes D.:</i> Finite element analysis of the beam model of a racing car chassis | 3 | 11. <i>Élő G.:</i> Innovative problem solving model with hpc simulation regarding to INFCARE8 project | 49 |
| 2. <i>Antal D.; Szabó T.; Szilágyi A.:</i> Drop test modeling in the period of designing..... | 9 | 12. <i>Handki A.; Tolvaj B.:</i> Designing of an experimental stirling refrigerator | 52 |
| 3. <i>Barcsák Cs.; Dr. Jármái K.:</i> Improving PSO algorithm with finite difference based gradient estimation for optimization needs.. | 13 | 13. <i>Horváth P.; Törőcsik D.:</i> Optimization of magnetorheological clutches..... | 56 |
| 4. <i>Bihari Z.; Dr. Szente J.:</i> Misalignment investigation of roller freewheels with outer starwheel | 17 | 14. <i>Illés B.; Németh J.:</i> Automatizált daru teherlengése csillapításának egy lehetséges módja..... | 60 |
| 5. <i>Bihari J.; Kamondi L.:</i> Testing of small plastic gears | 21 | 15. <i>Jakab E.; Lénárt J.:</i> CNC blechbearbeitungsmaschine | 68 |
| 6. <i>Czifra Á.:</i> Fractal analysis of engineering surfaces | 25 | 16. <i>Jármái K.; Oláh R.:</i> Analysis and optimum design of welded structures considering thermal fatigue | 72 |
| 7. <i>Daróczy L.; Dr. Jármái K.:</i> New method for topology optimization of truss structures | 29 | 17. <i>Kota L.; Jármái K.:</i> Optimization of technical inspection and maintenance systems..... | 75 |
| 8. <i>Drágár Zs.; Dr. Kamondi L.:</i> Questions about design of gears generated by non-symmetric racks | 35 | 18. <i>Kovács B.; Nándoriné Tóth M.:</i> Solution of invers kinematic problem of robots..... | 79 |
| 9. <i>Ecsedi I., Baksa A.:</i> The saint-venant torsion of anisotropic prismatic bars | 39 | 19. <i>Kovács Gy.; Jármái K.:</i> Optimal design of a composite sandwich Structure by flexible tolerance method | 83 |
| 10. <i>Égert J.; Aczél Á.; Fehér L.; Körmendy Á.:</i> Finite element modeling possibilities and critical loads of a racing car chassis..... | 43 | | |

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