

MTK 14.

**TUDOMÁNYOS BIZOTTSÁG/LEKTOROK
SCIENTIFIC ADVISORY BOARD/PEER REVIEWERS**

Bagyinszki Gyula (Budapest)
Bitay Enikő (Kolozsvár/Marosvásárhely)
Czigány Tibor (Budapest)
Dávid László (Marosvásárhely)
Diószegi Attila (Jönköping, Sweden)
Dobránszky János (Budapest)
Domokos József (Marosvásárhely)
Dusza János (Kassa)
Forgó Zoltán (Marosvásárhely)
Gergely Attila (Marosvásárhely)
Gobesz Ferdinánd-Zsongor (Kolozsvár)
† Gyenge Csaba (Kolozsvár)
† Gyulai József (Budapest)
Hollanda Dénes (Marosvásárhely)
Imecs Mária (Kolozsvár)
Kovács Tünde (Budapest)
Kutasi Nimrod (Marosvásárhely)
Máté Márton (Marosvásárhely)
Pokorádi László (Budapest)
Réger Mihály (Budapest)
Réti Tamás (Budapest)
Roósz András (Budapest)
Talpas János (Kolozsvár)
† Veress Erzsébet (Kolozsvár)

ISSN 2393 – 1280

MŰSZAKI TUDOMÁNYOS KÖZLEMÉNYEK

14.

Szerkesztette / Edited by
BITAY ENIKŐ – MÁTÉ MÁRTON



ERDÉLYI MÚZEUM-EGYESÜLET
Kolozsvár
2021

A kötet megjelenését támogatta a Magyar Tudományos Akadémia,
a Bethlen Gábor Alapkezelő Zrt., a Communitas Alapítvány, az EME Műszaki Tudományok
Szakosztálya és a Kolozsvár Polgármesteri Hivatala és Városi Tanácsa

The publication of this volume was supported by the Hungarian Academy of Sciences,
by the Bethlen Gábor Fund, by the Communitas Foundation, by the TMS –
Department of Engineering Sciences and by the Cluj Town Hall and Local Council



Copyright © a szerzők/the authors, EME/TMS 2021

*Minden jog a kiadvány kivonatos utánnyomására, kivonatos vagy teljes másolására
(fotokópia, mikrokópia) és fordítására fenntartva.*

*All rights reserved. No part of this publication may be reproduced or transmitted in
any means, electronic, mechanical, photocopying, recording or otherwise, without the
prior written permission of the publisher.*

Kiadó/Publisher: Erdélyi Múzeum-Egyesület
Felelős kiadó/Responsible Publisher: Biró Annamária
Szerkesztette/Edited by: Bitay Enikő, Máté Márton
Olvasószerkesztő/Proofreader: Szenkovics Enikő (magyar), David Speight (english)
Műszaki szerkesztő/DTP: Szilágyi Júlia
Borítótér/cover: Könczey Elemér

Nyomdai munkálatok/Printing-work
F&F International Kft. Kiadó és Nyomda, Gyergyószentmiklós
Ügyvezető igazgató/Manager: Ambrus Enikő
Tel./Fax: +40-266-364171

online elérhető/online available at:
<https://eme.ro/publication-hu/mtk/mtk-main.html>
DOI:10.33895/mtk-2021.14

TARTALOM

Bagyinszki Gyula, Bitay Enikő

Ultrahangos anyagvizsgálat eljárásváltozatainak alkalmazhatósága 1

Bitay Enikő, Márton László, Talpas János

Egy újra működő szélmalom története..... 10

Forgó Zoltán, Bakos Levente

Ipar és kutatás: újszerű együttműködési perspektívák az Ipar 4.0 korszakában 18

Gyéresi Hunor András, Cristea Luciana, Máté Márton

Az Arkhimédész-féle spirális vezérvonalú fogaskerék lefejtő marófeje pontosságának növelése 23

Hodgyai Norbert, Tolvaly-Rosca Ferenc, Máté Márton

Az alámetszés körülményei lekerekített gyártó fogasléc esetében 30

Karda Szilárd, Nagy-György Tamás, Boros József

Komplex csomópontok hőenergetikai elemzése egy energiahatékony iskolaépületnél 37

Kelemen Csongor, Máté Márton

Evolvens csiga gyártási pontosságának vizsgálata kinematikai modell segítségével 44

Kis Ádám, Nagy Andor Csongor

Acélszerkezetek tervezése és szélszimulációja parametrikus környezetben 51

Pásztor Judit, Popa-Müller Izolda

Hárompont-függesztő berendezés vizsgálata 60

Tóth László

Huzalos szikraforgácsolással megmunkált szerszámacélok felületminőségi vizsgálata 65

Trabelsi Omar, Tóth László

Új anyagok alkalmazásának megbízhatósági kérdései a járműiparban 71

Ferencz János, Kelemen András, Imecs Mária

Villamos jármű hibrid energiatároló rendszerének szabályozása..... 77

SZERZŐK JEGYZÉKE 89

CONTENT

Gyula Bagyinszki, Enikő Bitay

Applicability of procedural variants in ultrasonic testing 1

Enikő Bitay, László Márton, János Talpas

The Story of a Re-Operating Windmill..... 10

Zoltán Forgó, Levente Bakos

Industry and Research: New Collaborative Perspectives in the Industry 4.0 Era 18

Hunor András Gyéresi, Luciana Cristea, Márton Máté

The Improvement of the Precision of the Archimedean Spiral Toothline Gear Cutting Mill 23

Norbert Hodgyai, Ferenc Tolvaly-Roşca, Márton Máté

The Conditions of Undercut by Shaping Using. A Rounded Profile Gear Shaper Cutter 30

Szilárd Karda, Tamás Nagy-György, József Boros

Thermal Behaviour Analysis of Complex Joints for an Energy Efficient School Building 37

Csongor Kelemen, Márton Máté

An Analysis of Manufacturing Precision of Involute Worms Using a Kinematical Model 44

Ádám Kis, Andor Csongor Nagy

Design and Wind Simulation of Steel Structures in a Parametric Environment 51

Judit Pásztor, Izolda Popa-Müller

Study of Three-Point Linkage of Power Machine 60

László Tóth

Investigations of Surface Qualities of Wire EDM Machined Tool Steels 65

Omar Trabelsi, László Tóth

Reliability Question of New Material Used in Vehicle Engineering 71

János Ferencz, András Kelemen, Mária Imecs

Control of an Electric Vehicle Hybrid Energy Storage System..... 77

LIST OF AUTHORS 89

ULTRAHANGOS ANYAGVIZSGÁLAT ELJÁRÁSVÁLTOZATAINAK ALKALMAZHATÓSÁGA

APPLICABILITY OF PROCEDURAL VARIANTS IN ULTRASONIC TESTING

Bagyinszki Gyula,¹ Bitay Enikő²

¹ Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Budapest, Magyarország,
 bagyinszki.gyula@bgk.uni-obuda.hu

² Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Marosvásárhelyi Kar, Marosvásárhely, Románia,
 ebitay@ms.sapientia.ro

Abstract

Ultrasonic testing (UT) is essentially the transmission of high-frequency (0.25...20 MHz) sound waves (mechanical vibration and energy) into a material, in order to interact with the macro-structural constituents of the material which reflect and/or weaken it. Ultrasonic testing – as one of the most common nondestructive material testing (NDT) methods – thanks to its many variants, is able to operate in a mobilized and highly automated fashion; it can be performed on most material types; high accuracy and reproducibility can be achieved in error detection, and it is generally enough if only one side is accessible; changes in elevation can also be verified with this method besides distance measurement, and it is also suitable for determining certain material characteristics. The present article reviews the application technology characteristic of the procedural variants.

Keywords: *mechanical vibration, coupling, transmitter, receiver, discontinuity, fault signal*

Összefoglalás

Az ultrahangos anyagvizsgálat (Ultrasonic Testing, UT) lényegében nagyfrekvenciájú (0,25...20 MHz) hanghullámok (mechanikai rezgés, ill. energia) átvitele az anyagba, hogy az kölcsönhatásba lépjen az anyag belső makroszerkezeti összetevőivel, amelyek azt visszaverik és/vagy gyengítik. Az ultrahangos vizsgálat – mint az egyik leggyakoribb roncsolásmentes anyagvizsgálat (Non-Destructive Testing, NDT) – eljárásváltozatai révén képes mobilizált, ill. nagymértékben automatizált működésre; minden anyagfajtán végrehajtható; nagy pontosság és reprodukálhatóság érhető el a hibák észlelésében; általában csak egy oldalnak kell hozzáférhetőnek lennie; a távolságmérés mellett szintváltozás is ellenőrizhető általa; anyagok egyes tulajdonságainak meghatározására is alkalmas. Jelen cikk az eljárásváltozatok alkalmazástechnikai jellemzőit tekinti át.

Kulcsszavak: *mechanikai rezgés, csatolás, adó, vevő, folytonossági hiány, hibajel*

1. Bevezetés

Az elektromos hálózati 50 Hz-es elektromágneses rezgés (váltakozó feszültség, ill. áram) által bevitt energia nagyfrekvenciájú mechanikai rezgéssé (ultrahanggá), ill. energiává történő átalakítását egy rezonátor végzi, mely – a pozitív vagy negatív longitudinális magnetostriktió mint a ferromágneses testek mág-

nesezettsége és mechanikai feszültségi állapota közti kapcsolat egyik megnyilvánulása; – vagy az elektrostriktió mint reciprok piezoelektromos hatás jelenségén alapul [1].

A magnetostriktió alkalmazásakor az elektromos hálózati kisfrekvencia nagyfrekvenciássá alakításával és annak tekercsbe táplálásával létrehozott váltakozó axiális mágneses térerő me-

chanikai rezgésként (kis amplitúdójú hosszirányú rugalmas alakváltozásként) nyilvánul meg a mágneses mezőben célszerűen elhelyezett ferromágneses anyagban. Tehát a váltakozó árammal táplált tekercs ferromágneses anyagú (vas)magja erőteljes hosszrezgéseket végez, azaz ultrahanghullámokat bocsát ki, ha annak sajátfrekvenciája megegyezik a váltakozó áram frekvenciájával.

Az elektrostriktó az aktív dielektrikumok sajátossága, ami váltakozó elektromos tér (feszültség) hatására jelentkező váltakozó rugalmas deformáció, vagyis mechanikai rezgés, kellően nagy frekvencia esetében ultrahang. Ezen mechanikai rezgés amplitúdója rezonancia folytán akkor a legnagyobb, ha az elektromos tér rezgéseinek frekvenciája megegyezik a dielektrikumkristály valamelyik sajátfrekvenciájával. Ennek inverz jelensége a piezoelektromosság, amikor rugalmas deformáció (pl. visszaverődött ultrahang) hatására ellentétes előjelű polarizációs töltések (elektromos feszültség) jelennek meg az aktív dielektrikum megfelelően kialakított kristálydarabjai felületén, ami felerősített jelként kiértékelhető.

Az ultrahangos anyagvizsgálat során pl. egy kvarckristály elektrostriktó révén periodikusan változtatja méretét, és a környező közegben nyomáshullámokat (ultrahangot) gerjeszt („adó” üzemmód). A jelenség inverzeként, ha a kristályt mechanikai hatás (pl. visszaverődött ultrahang) éri, akkor a rezgés frekvenciájának megfelelő elektromos feszültség (mint érzékelhető jel) keletkezik benne („vevő” üzemmód).

A hangtérben a mechanikai hullámok különféle formában terjednek: longitudinális (nyomáshullám), transzverzális (nyíráshullám) és Rayleigh-(felületi) hullám. A longitudinális hullámnál a részecskemozgás és a terjedési irány azonos, transzverzális hullámnál ezek merőlegesek egymásra.

A Rayleigh-hullámnál a transzverzális hullámra jellemző részecskemozgás csak a felületi rétegekre jellemző, a felület alatt a hullámzás egyre gyengül.

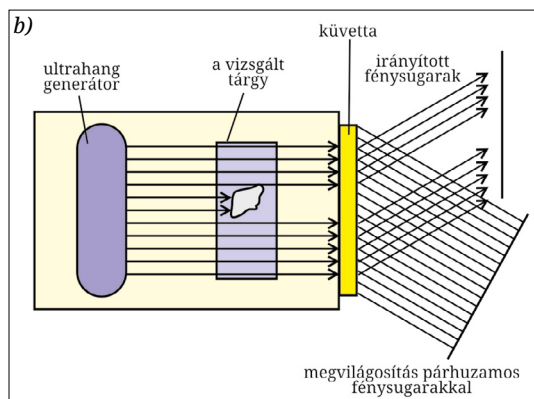
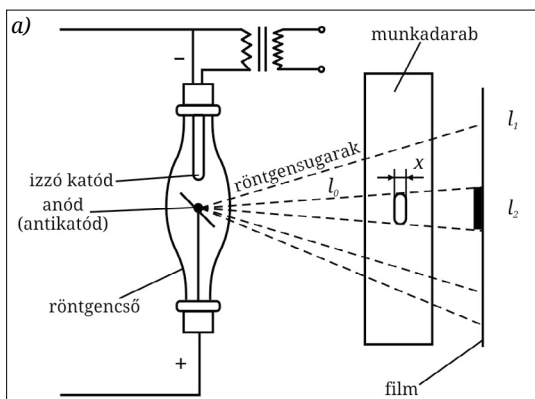
Ha folytonossági hiányok találhatók a hangútban, akkor a mechanikai energia egy része visszaverődik a folytonossági hiányok mint reflektorok felületéről. A visszavert hanghullámjelet ezután visszaalakítják elektromos jellé, és intenzitását alkalmas kijelzőn jelenítik meg. A hanghullámok áthatolási ideje közvetlenül összekapcsolható a jel által megtett távolsággal. A jel alapján meg lehet határozni a reflektor helyére, méretére, orientációjára és más jellemzőire vonatkozó információkat. Az alkalmazás céljától függően többféle ultrahangvizsgálati eljárásváltozatot különböztetnek meg.

2. Hangoptikai (Sound-Optical, SO) eljárás

Elve a röntgenvizsgálatéhoz (1a. ábra) hasonló, ugyanis a vizsgált objektumban lévő hibáról az ultrahang visszaverődik, de a hibátlan helyeken túljutó hullámokat felfogják, optikai fényjellé alakítják át, és ez alapján állapítják meg a folytonossági hiány jelenlétét. Az eljárás vázlatát az 1b. ábra mutatja [2].

3. Átsugárzásos (Through Transmission, TT) eljárás

Az eljárás külön jeladókat használ az ultrahang kibocsátására és fogadására. Az adószondát a tesztminta egyik oldalán, a vevőátalakítót a másik oldalon kell elhelyezni. Ahogy a hang áthalad a vizsgálati darabon, és a terjedés útjába folytonossági hiány kerül, akkor ott az ultrahangsugárzás egy része nem jut tovább (gyengül), így a hibajel



1. ábra. A röntgenvizsgálat és az ultrahangos hang-fénytani eljárás vázlata

a végjel intenzitáscsökkenéseként jelentkezik. Az adóval szemben elhelyezett vevő érzékeli az átbocsátott ultrahangot, és a hibahelynél lecsökkent energiával arányos végjelet ad. A hibátlan, valamint a hibával rendelkező végjel különbsége adja a hibajelet (2a. ábra) [2]. Az eljárás lehetővé teszi a hibák alakjának, kiterjedésének megjelenítését, azonban nem mutatja ki a hiba mélységét, valamint a típusát.

4. Impulzusvisszhang (Pulse Echo, PE) eljárás, mérőleges vagy szögfejjel

A hangnyalábot csatolóközeg segítségével vezetik a vizsgálandó tárgyba, ami a terjedés útjába kerülő „reflektorokról” visszaverődik. A visszaverődött mechanikai rezgés a vevőben elektromos jelet indukál, így az megjeleníthetővé válik analóg oszcilloszkóp katódsugárcsövén vagy digitális oszcilloszkóp kijelzőjén. A folytonossági hiány esetén a visszaérkező jel hamarabb jelentkezik, mint a hátfalról érkező jel, így a képernyőn megjelenő hibajel bemenő jeltől való távolsága arányos a hiba felülettől mért mélységével (2b. ábra) [2]. Ugyanis ha az anyagbeli c hangsebesség ismert, akkor a rögzített Δt időintervallumot használják az anyagban megtett x távolság meghatározására:

$$x = c \cdot \Delta t. \quad (1)$$

A hibajel alakjából és nagyságából lehet következtetni a folytonossági hiány típusára és kiterjedésére is.

A folytonossági hiány típusának megítélése a hibáról érkező jel alapján esetenként nehéz feladat, ami szakképzett és gyakorlott vizsgálószemélyzetet igényel. Például tűszerű, a vizsgálófej mozgatásakor egy bizonyos helyzetben „felvilla-

nó” jel érkezik egy gömbszerű gázzárványról, és fenyő alakú „lépcsős, tüskés” jel adódik egy több reflektáló felületemmel rendelkező szilárd zárványról.

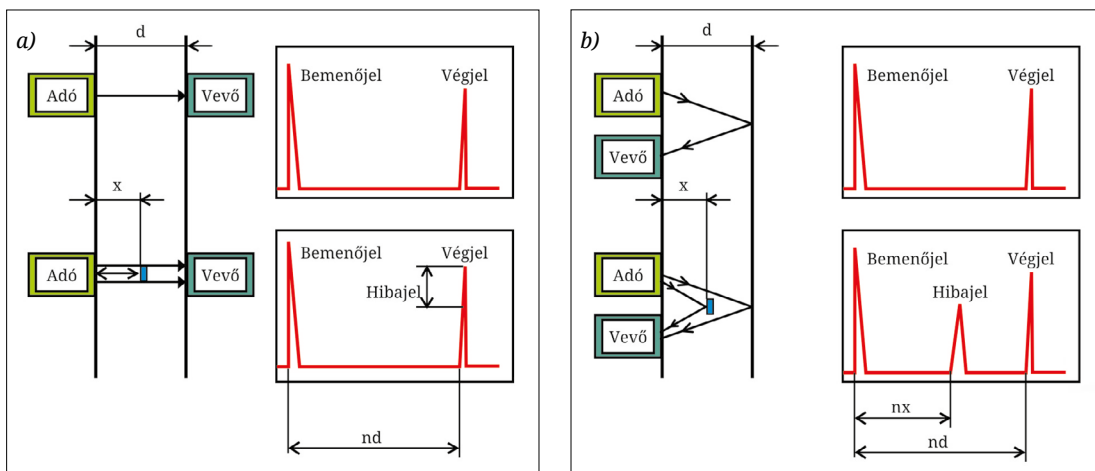
A folytonossági hiányok alakja közötti különbség jobban értékelhető két besugárzási irány alkalmazásával. A térfogatszerű gömbhiba visszaverő felülete iránytól függetlenül ugyanolyan jelet eredményez, azonban egy felületszerű hibánál a szögben érkező sugárzásnak ellenkező irányba verődése miatt lecsökken a sugár irányába eső komponense, ezáltal a jel magassága csökken.

Az ultrahangos vizsgálatok során előfordulhat, hogy olyan helyről is hibajelnek tűnő kép adódik, ahol nincs is folytonossági hiány. A hamis hibajel oka lehet:

- elektromos részek hibás elrendezése miatti interferencia;
- repedt adófej, ami a kibocsátott jelet zavarja;
- a csatolóközegben jelen lévő légbuborék;
- különböző élekről visszavert hullámok, azaz a vizsgált darab alakjától való függés;
- a szemcsehatárok;
- a hullámforma megváltozása;
- hegesztett kötéseknel a koronáról és a gyökről, valamint a hőhatásövezet határáról visszaverődött hullámok.

5. Futásidő-diffrakció (Time of Flight Diffraction, ToFD) eljárás

A diffrakció a hang hullámhosszváltozása, amikor kölcsönhatásba lép egy anyag folytonossági hiányával. Ez a jelenség olyan szituációkban alkalmazható, amikor nem érhető el valódi visszaverődés, de elegendő diffrakció lép fel a hang



2. ábra. Átsugárzásos és impulzusvisszhang eljárás elve

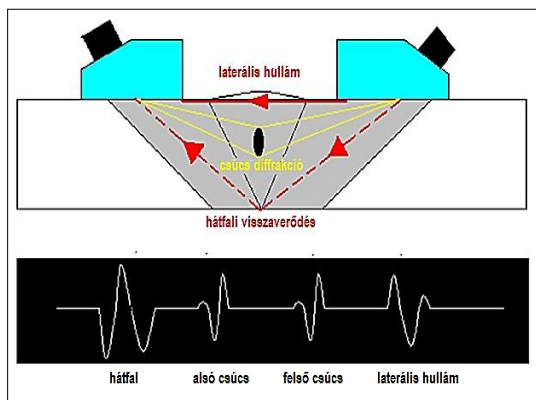
terjedési idejének megváltozására egy hangmagasságszinten. Ezt az eljárást használják annak a hibacsúcshoz való felismerésére, amely a szonda érintkező felületére merőlegesen helyezkedik el, továbbá a túlsó fal vizsgálatára, pl. a korrózió kimutatására is [3].

A futásidő-diffrakciós rendszerekben olyan szondát is használnak, amely a vizsgálati terület másik oldalán van. Az adószonda ultrahangimpulzust bocsát ki, amelyet az ellenkező oldalon a vevőszonda vesz. Sértetlen részben a vevőszonda által felvett jelek két hullámból származnak: az egyik a felület mentén halad (laterális hullám), míg a másik a távoli falról visszatükröződik (hátsó falvisszaverődés). Ha olyan folytonossági hiány mutatkozik, mint például repedés, akkor az ultrahanghullám diffrakciója következik be a repedés két (pl. alsó és felső) csúcánál (3. ábra). Az impulzus mért terjedési idejének segítségével a repedéscsúcsok mélysége automatikusan kiszámításra kerül a trigonometria alkalmazásával.

A futásidő-diffrakciós eljárás nagy pontosságot kínál a repedéshez hasonló hibák kritikus falonkénti méretének méréséhez. Általában ± 1 mm-nél nagyobb pontosság érhető el az anyagok széles vastagságtartományában, amelyekből pl. nyomás alatt álló szerkezeteket készítenek.

Előnyök:

- A folytonossági hiányok észlelésének nagy sebessége.
- A folytonossági hiányok pontos pozicionálása és mérése.
- A bizonyított reprodukálhatóság és pontosság 0,5 mm.
- Folyamatos digitális felvételek grafikus képekként.
- A detektálás független a megszakítások típusától és irányától.



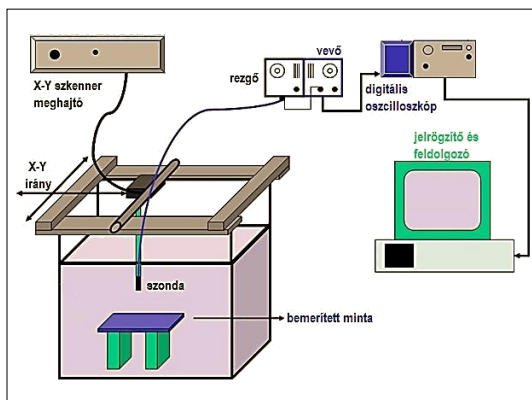
3. ábra. Futásidő-diffrakciós eljárás elve

- Konzisztens (egységes) eredmények a hőkezelés előtt és után.
- Konzisztens eredmények az előzetes és az üzem közbeni ellenőrzés során.
- Pontos eljárás a folytonossági hiány növekedésének mérésére.
- Nagyobb valószínűségű felismerést kínál.
- Az olyan sík folytonossági hiányok kimutathatók, amelyek nem merőlegesek a vizsgálati felületekre.
- Javul a kockázatsökkentés.
- Működés közben nem kell evakuálni a környező területeket, mert káros sugárzást nem használ.
- A vizsgálati eredmények azonnal rendelkezésre állnak.
- A vizsgálatot 200 °C felett is lehet végezni.

6. Merítéses (Immersion) eljárás

A kiterjedt vagy összetett geometriájú munkadarabok esetében problémát jelenthet, hogy az ultrahangos szondát a gyártmány felületéhez megfelelően csatolják. „Kényelmi” szempontból ezeket az alkatrészeket vízbe merítik, általában egy tartályban. A vízzel töltött tartályban elhelyezett vizsgálati objektum felületén az ultrahangszondát mozgatják, miközben a rezgés a vízből a vizsgált részbe jut. Miután a hang kölcsönhatásba lép a belső anyagszerkezettel, az esetleges hibákkal vagy a gyártmány túlsó felületével, a visszavert hanghullám visszatér a szondához (4. ábra). A visszhang érkezési ideje és amplitúdója lehetővé teszi, hogy azonosítsák, honnan és miről származik a jel.

Az ultrahangos szonda gyakran robotkarra van felszerelve, amelynek translációs és rotációs mozgásai vannak. A gyártmány pásztázási lefedettsége ezután automatizálható, előre beprogramozható.



4. ábra. Merítéses eljárás vázlatja

mozott pályák használatával, amelyek több áthaladást is biztosítanak egy adott területen, vagyis az adatokat szkenneléssel gyűjtik, melyeknek képei megtekinthetők.

A víz csatolóközegként történő ilyen használata megszünteti a csatolás minőségének azon változásait, amelyek a hagyományos kontaktusos vizsgálat során előfordulhatnak. Ezen kívül lehetővé teszi a durvább felületek ellenőrzését is a csatolás elvesztése nélkül.

A merítéses ultrahangos vizsgálat rendkívül sokoldalú és jól konfigurálható egyszeres szondás, fázisvezérelt szondás és más fejlett technikák számára is. A nagyfrekvenciás érzékelőket általában szűkebb anyagvastagság-tartományban és könnyen átsugározható anyagokban, például ötvöztelen acélban használják, míg alacsonyabb frekvenciákra vastag profilokhoz és nagyobb csillapítású anyagokhoz, például rozsdamentes acélokhoz és műanyagokhoz van szükség.

Ezen vizsgálati eljárás alkalmazásával végzett tipikus ellenőrzési feladatok magukban foglalják az acéllemezek és -csövek korróziós viselkedésének feltérképezését, technológiai csövek hegesztésének ellenőrzését, az autóalkatrészek minőség-ellenőrzését és a kompozitkárok elemzését.

Előnyök:

- Nagy alkatrészek hatékony vizsgálata nagy felbontással, szemben a hagyományos ultrahangos eljárással.
- Nagy térbeli pontosságú szkennelés, amelyet lehetővé tesznek az automatikus szondamozgatás és az előre beállított adatgyűjtő programok.

- A vizsgált alkatrész alakjának, méretének és anyagának sokfélesége.
- Magas ismételhetőségi ráta a víz mint csatoló közeg állandósága miatt.
- A vizsgálat folyamatos nyilvántartása a hozzá kapcsolódó beolvasott képekkel.

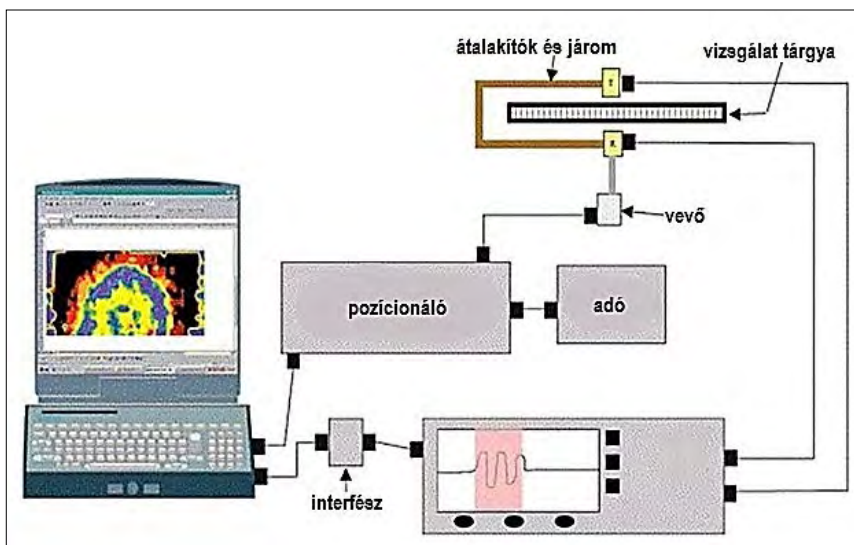
Korlátok:

- Nem alkalmazható üzem közbeni ellenőrzésekre a szükséges merítő tartály miatt.
- Az alkatrészeket víz alá kell meríteni, melyek az anyagtípustól függően hajlamosak lehetnek korrózióra.
- A szonda hozzáférési korlátai gátolhatják a komplex geometriák ellenőrzését.

7. Légcsatolásos (Air Coupled, AC) eljárás

Egyes vizsgálatok és anyagok nem tolerálják a nedves csatolás alkalmazását, ezért bizonyos körülmények között levegővel csatolt, érintésmentes ultrahangos vizsgálat (5. ábra) is elvégezhető. Ez tehát a hang légréten keresztüli alkalmazása, általában kisebb frekvenciák használatával [3].

Anyagtól és/vagy technológiától függően egyes anyagok megduzzadnak, hámlanak, korrodálódnak vagy más módon károsodnak. A légcsatolásos technológia lehetővé teszi olyan erősen csillapító anyagok vizsgálatát is, amelyek vízcsatolású ultrahangos vizsgálatnál alig vagy egyáltalán nem tesztelhetők. Idetartoznak többek között a kompozitok, a méhsejtcellás anyagok, a habok, a kerámiák, a fák és a betonok.



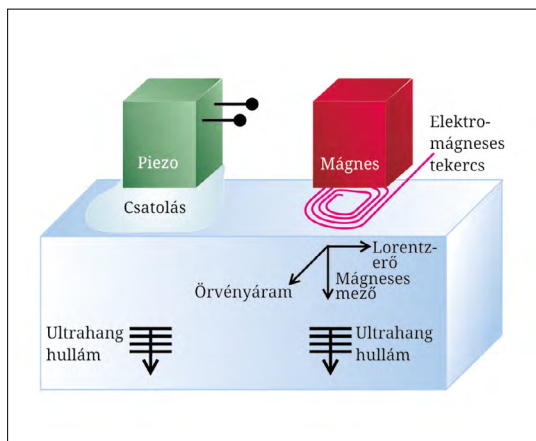
5. ábra. Légcsatolásos eljárás vázlata

8. Elektromágneses akusztikus átalakító vizsgálat (Electromagnetic Acoustic Transducer Testing, EMAT)

Kontaktus nélküli vizsgálati eljárás, amely az elektromágneses hangelőállítás és -vételt használja az alkatrészrel való közvetlen érintkezés vagy nedves csatolás nélkül. Az elektromágneses akusztikus átalakító vizsgálat különösen akkor használható, ha túlságosan meleg vagy hideg, tiszta vagy száraz a környezet. Mint a hagyományos ultrahangvizsgálat esetében, az elektromágneses akusztikus átalakító vizsgálatnál is mérőleges és szög alatti sugárzást használhatnak [4].

Az elektromágneses akusztikus átalakító vizsgálat (6. ábra) egy olyan ultrahangos tesztelési technika, amely a jelet az ellenőrzött részben generálja. Az eljárás ultrahanghullámokat indukál a vizsgálati objektumban, két egymással kölcsönhatásban lévő mágneses mezővel. Az elektromos tekercs(ek) által generált, viszonylag magas frekvenciájú mező kölcsönhatásba lép az erős mágnes(ek) által előállított alacsony frekvenciájú vagy statikus mezővel, hogy Lorentz-erő jöjjön létre.

Ez a „zavar” átkerül az anyag kristályrácsához, rugalmas hullámot generálva. Inverz folyamatban a rugalmas hullámok kölcsönhatása mágneses mező jelenlétében áramot indukál a vevő tekercskörben. A ferromágneses anyagoknál a magnetostrikció további feszültségeket hoz létre, amelyek a jeleket sokkal magasabb szintre növelik, mint amit csak a Lorentz-erő képes elérni. Különböző hullámok generálhatók a nagyfrekvenciás tekercsek és a mágnesek különböző kombinációival.



6. ábra. Hagyományos és elektromágneses akusztikus átalakító vizsgálat elve

Mivel a hang az átalakító helyett a vizsgált részben keletkezik, az elektromágneses akusztikus átalakító vizsgálat a következő előnyökkel bír a hagyományos piezoelektromos átalakítók alkalmazásával szemben:

- Száraz ellenőrzés, vagyis az eljárás nem igényel csatoló közeget a hang továbbításához, így igencsak alkalmas arra, hogy nagyon meleg és nagyon hideg alkatrészeket is vizsgáljon, automatizált környezetbe integrálva.
- Az eljárás bevonatokon keresztül is vizsgálható, és szennyezőanyagok, oxidáció vagy érdesség nem befolyásolja.
- Az érzékelő könnyen telepíthető, és az elhelyezési szöge nem befolyásolja a terjedési irányt.
- Az egyetlen gyakorlati eszköz vízszintes polarizációval történő nyíróhullámok generálására, nagy mechanikai nyomás vagy kis sűrűségű csatlakozók nélkül, amelyek akadályozhatnák az alkatrész letapogatását.
- Az eljárás tekercs antenna-típusú konstrukciója és egy többciklusos gerjesztés kombinációja nagyfokú specifikálást biztosít a frekvenciatarományban, ezáltal lehetővé téve a pontos hullámmód kiválasztását, ami nagy jelentőséggel bír az irányított hullámgenerálás és -értelmezés szempontjából.

Az automatizálás előnye az érzékelők integrálása a kereskedelembe kapható ipari robotokra, valamint a kollaboratív robotokra. Az adatok gyűjtésére és megjelenítésére szolgáló egyedi szoftver zavarmentes és intuitív felhasználói élményt nyújt, amelyet adaptálni lehet egyedi igényekhez is.

9. Fázisvezérelt ultrahangos vizsgálat (Phased Array Ultrasonic Testing, PAUT)

Ha a hozzáférhetőség korlátozott, akkor olyan hibakereső vizsgálati eljárásra van szükség, amely a teljes keresztmetszetben képes kimutatni megfelelő megbízhatósággal a hibákat. A fázisvezérelt ultrahangos vizsgálati eljárás a legalkalmasabb ilyenkor feladat elvégzésére. Lehetővé teszi az ultrahangsugárzások szögek változtatását, a dinamikus mélységi fókuszolást. A fázisvezérelt sugárzás rögzíthető digitális képet eredményez. A 7a. ábra a hagyományos és a fázisvezérelt ultrahangos vizsgálatot hasonlítja össze [5, 6].

A fázisvezérelt vizsgálati eljárásnál a vizsgálófej több rezgőből (piezoelektromos kristályból) áll, amelyek egymástól függetlenül is képesek működni. Ezekkel a rezgőkkel hoznak létre egy

olyan hullámfrontot, amelynek belépési szöge (7b. ábra) változtatható:

$$\theta = \arcsin(C \cdot \Delta t / w), \quad (2)$$

ahol C = az anyagbeli fázissebesség, Δt = az egyes szondák pulzálásának fáziskésése, w = a szonda középvonalának távolsága.

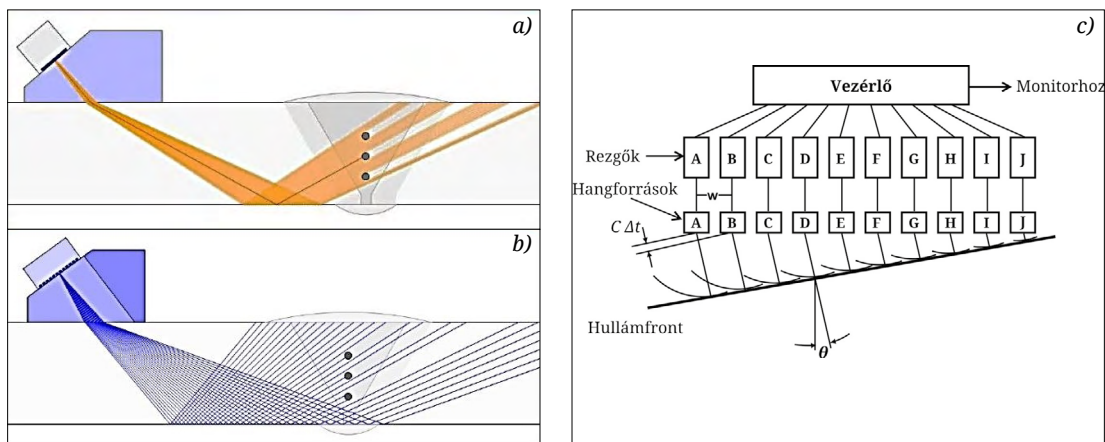
Mivel itt egy szélesebb tartományt vizsgálnak, nem szükséges pl. hegesztési varratok esetében a fejet pásztázva mozgatni, mint a hagyományos vizsgálatnál, hanem elég a varrat mellett párhuzamosan vezetni. Ennek nagy előnye, hogy az egyszerűbb mozgatus segíti a vizsgálat rögzítését, amely a karbantartásnál, az állapotfelmérésnél és az állapotkövetésnél is rendkívül hasznos.

Mivel a vizsgálófej több rezgőből áll, és szektorális vizsgálatnál egy szögtartománnyal vizsgálunk (pl.: 30...55°), a kimutathatóság valószínűsége növekszik, ezáltal jóval több információhoz lehet

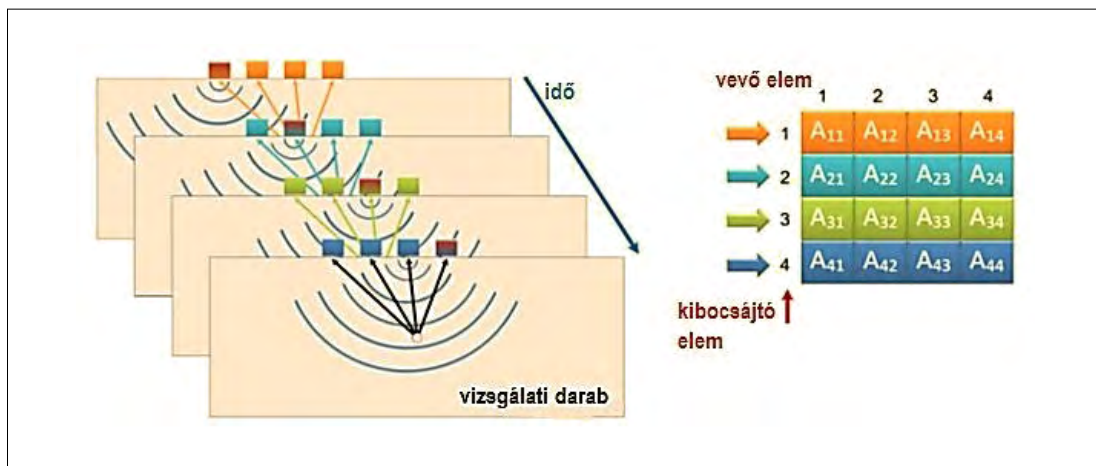
jutni, valamint az egymás alatt elhelyezkedő folytonossági hiányokat is ki lehet mutatni. A hibák pontos mérete és elhelyezkedése 3D-ben is megjeleníthető.

10. Teljes mátrix rögzítés (Full Matrix Capture, FMC)

Az FMC a PAUT technika továbbfejlesztése, és ugyanazokat a szondákat használja. Fő előnye, hogy nincs szükség a hangnyaláb fókuszálására vagy irányítására, mivel a teljes vizsgálati terület fókuszban van (8. ábra). Viszonylag toleráns az eltérő hibákkal és a szerkezeti zajjal szemben. Ez nagyon egyszerűvé teszi a beállításokat és a használatot. Hátránya, hogy a keletkező fájlméretek nagyon nagyok, és az adatgyűjtési sebesség lassabb lehet, mint a PAUT esetén [4].



7. ábra. A hagyományos és a fázisvezérelt ultrahangos vizsgálat összehasonlítása



8. ábra. Teljes mátrix rögzítés elve

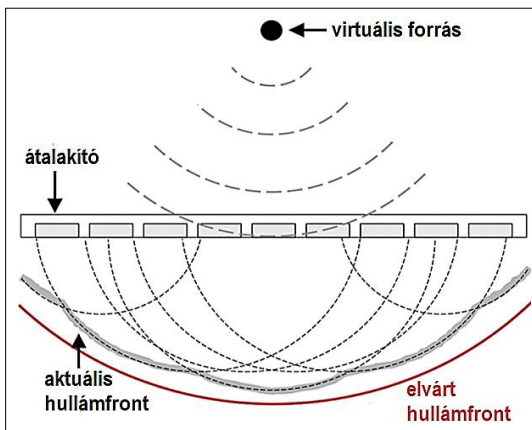
A teljes mátrix rögzítés (FMC) egy olyan adatgyűjtési stratégia, amely lehetővé teszi az összes lehetséges adás-vétel kombináció rögzítését. A begyűjtött adatokat valós időben dolgozzák fel az algoritmus optimalizált változatával, amely teljesen fókuszált képeket generál az FMC adatokból. Az új technika célja az ultrahangos ellenőrzés megbízhatóságának növelése, csökkentett költségekkel és jobb biztonsággal.

11. Virtuális forrásnyílás (Virtual Source Aperture, VSA)

A VSA egy olyan FMC-változat, amely megtartja a kiváló képminőség legtöbb előnyét, de jelentősen csökkentett fájl mérettel és kedvezőbb adatgyűjtési sebességgel, s így túlhaladhatja a PAUT-ot. A virtuális forrás pozicionálása – bizonyos távolságra a jelátalakítók mögött – lehetővé teszi, hogy több elem sugározzon, a késleltetési törvény szerint szimulálja az ultrahangos átvitelt. A 9. ábra szemlélteti, hogy az ultrahangos energiát közvetlenül a virtuális forrás bocsátja ki, gömbhullámokat generálva, fókuszátlan, nagyon divergens sugár formájában [4].

12. Rezonancia (Resonance) eljárás

Rezonanciafeltétel akkor áll fenn, amikor az anyag vastagsága megegyezik a hang hullámhossza vagy annak többszöröse felével. Az ultrahang hullámhossz-szabályozását a frekvencia szabályozásával érik el. Ha van egy változtatható frekvenciájú adó, akkor azt úgy célszerű beállítani, hogy a vizsgált lemez vastagságának rezonanciafeltételét hozza létre. A rezonanciaállapotot könnyen felismerhetővé teszi a kapott impulzus amplitúdójának növekedése.



9. ábra. Virtuális forrásnyílás eljárás vázlata

A rezonancia elvére épülő eljárást vékony lemezek vastagságának meghatározására alkalmazzák. A d vastagságú lemezt c terjedési sebességű ultrahanggal rezonanciaállapotba hozzák. A rezonanciafrekvencia

$$f_{\text{rez}} = c/2d, \quad (3)$$

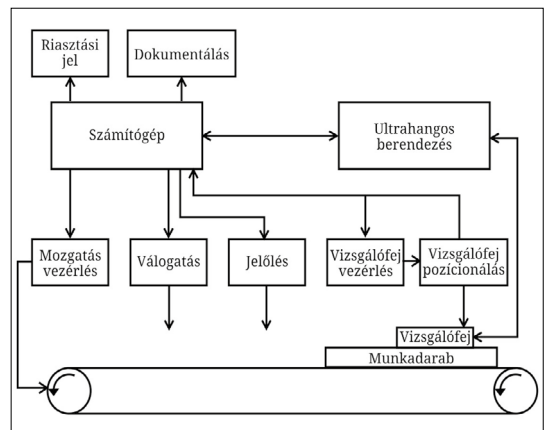
amelyből a vastagság meghatározható.

13. Automatizált és részben automatizált vizsgálatok

Automatizált rendszereket ott alkalmaznak, ahol nagy mennyiségű hasonló alkatrészt kell vizsgálni. Ezek a rendszerek egy vagy több szondával működnek, amelyeket egy vezérlőegység illeszt a vizsgálati darabhoz, és egy előre meghatározott pásztázási séma szerint mozgatja azon. Az ultrahangos jeleket a kiértékelő egység dolgozza fel, és ha lehetséges, a monitoron jeleníti meg. Az összes mért adatot, valamint a szonda helyzetére vonatkozó információkat egy számítógéphez vezetik, ahol tovább feldolgozzák és kiértékelik. A számítógép vezérli a jelölő és válogató eszközt is, amely megjelöli a hibákat a vizsgált objektumokon. A számítógép további feladata a munkadarab mozgathatóságának ellenőrzése és a meghatározott vizsgálati körülmények jelzése. A 10. ábra egy tipikus automatizált ultrahangos vizsgálati rendszer blokkvázlatát mutatja [6].

14. Következtetések

Az ultrahangos vizsgálatot a gyakorlatban igen kiterjedten alkalmazzák a gyártást követő termékminősítő vizsgálatként vagy az üzemeltetés során az üzemeltetésből származó hibák felderítése céljából. Az ultrahangos vizsgálatok megbíz-



10. ábra. Automatizált ultrahangos vizsgálati rendszer vázlata

hatósága a digitális technológia fejlődésével egyre növekszik. Ezen eljárások további előnye az adatok tárolásának, reprodukálhatóságának, adatok továbbításának terén tapasztalható.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] Bagyinszki Gy., Bitay E.: *Ultrahangos hegesztés alkalmazástechnikai jellemzői*. In: Műszaki Tudományos Közlemények, 9. (2018) 31–34.
<https://doi.org/10.33894/mtk-2018.09.03>
- [2] Gál I.: *Anyagvizsgálat előadásvázlat*. Miskolci Egyetem, Mechanikai Technológiai Tanszék, 2007.
- [3] *What is Non-Destructive Testing (NDT)? Methods and Definition*
<https://www.twi-global.com/technical-knowledge/faqs/what-is-non-destructive-testing#MethodsofNonDestructiveTesting>
- [4] *EMAT Technology*.
<https://www.innerspec.com/en-gb/knowledge/emat-technology/>
- [5] *Phased Array Services*.
<https://www.acuren.com/inspection/advanced-nde-ndt/phased-array/>
- [6] *Training Guidelines in Non-Destructive Testing Techniques – Manual for Ultrasonic Testing at Level 2*, International Atomic Energy Agency, Vienna, 2018.

EGY ÚJRA MŰKÖDŐ SZÉLMALOM TÖRTÉNETE

THE STORY OF A RE-OPERATING WINDMILL

Bitay Enikő,¹ Márton László,² Talpas János³

¹ Sapiientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Marosvásárhelyi Kar, Marosvásárhely, Románia, ebitay@ms.sapiientia.ro

² Erdélyi Múzeum-Egyesület, Gyergyószentmiklós, martonlb@yahoo.com

³ Babeş-Bolyai Tudományegyetem, Földrajz Kar, Kolozsvár, talpasjanos@gmail.com

Abstract

Research on the history of the development of grain milling structures is a priority topic of the Department of Technical Sciences of the Transylvanian Museum Association. Quite a few publications and study volumes contain the results of the research. The present dissertation presents another grinding structure, the windmill, its reconstruction, creating a connection between the theoretical foundations and the practical implementation. Although it was built as a museum and tourist object, it is also a significant work from the point of view of technical history.

The Felsőszentiván windmill is powered by a 14-meter-diameter windmill. The mill has a two-stage accelerator gear that increases the low, non-grinding speed of the wind turbine for the rotation typical of grindstone mills.

The upper stones of a pair of grindstones rest on a vertical axis, and by raising this the gap between the stones can be adjusted. This determines the particle size of the grind. The windmill consists of three functional parts: a windmill, an accelerator gear and a grain mill made up of a pair of grindstones.

Keywords: *windmill, gear transmission, grinding, grindstone pair.*

Összefoglalás

A gabonaőrölő szerkezetek fejlődéstörténetének kutatása az Erdélyi Múzeum-Egyesület Műszaki Tudományok Szakosztályának kiemelt témaköre. Jó néhány közlemény, tanulmánykötet tartalmazza a kutatások eredményeit. Jelen dolgozat egy újabb őrlőszerkezetet, a szélmalmot, annak újraépítését mutatja be, kapcsolatot teremtve az elméleti alapok és a gyakorlati kivitelezés között. Bár muzeális és turisztikai objektumként épült, technikátörténeti szempontból is jelentős alkotás.

A felsőszentiváni szélmalmot egy 14 méter átmérőjű szélkerék hozza működésbe. A malomnak kétlépcsős gyorsító fogaskerék áttétele van, ami az őrlőkőves gabonamalmokra jellemző forgásra növeli a szélkerék alacsony, az őrlésre alkalmatlan fordulátát.

Az őrlőkő pár felső köve egy függőleges tengelyre támaszkodik, ennek emelésével lehet szabályozni a kövek közötti rést. Ez határozza meg az őrlemény szemcseméretét. A szélmalom három funkcionális részből tevődik össze: a szélkerékből, a gyorsító fogaskerék-áttételekből és az őrlőkőpárból kiépített gabonamalomból.

Kulcsszavak: *szélkerék, fogaskerék-áttételek, őrlés, őrlőkőpár.*

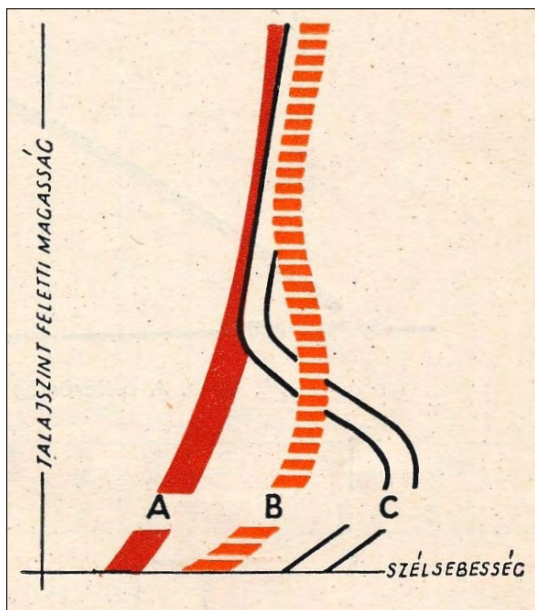
1. Bevezető

A szélkerék a szélmalmok jellegzetes szerkezeti eleme, a szél mozgási energiáját alakítja át forgómozgássá. Az első szélmalmok a 7. században

épültek, Irán és Afganisztán termékei függőleges tengelyűek voltak. A harmadik keresztes hadjárat (1189–1192) résztvevői vitték a Közel-Keletre Nyugat-Európa termékét, a vízszintes tengelyű szélmalmot. A Kárpát-medencében a 12. század-

tól ismert a szélmalom, ilyenek ott épültek, ahol gyors folyású patakok hiányában vízimalmok nem hódíthattak teret [1]. A szélmalomok helyének kiválasztásánál figyelembe kellett venni a szélsébség éves átlag értékét, aminek 2-5 m/s között kellett lennie. A szél sebességének változása a domborzat és a talajszint fölötti magasság függvényében az 1. ábrán követhető.

Az évszázadok folyamán a szélmalomok egyre bonyolultabbak, tökéletesebbek, és a 19. századra már a mai változatát alkalmazták. Így vált a szélmalom fontos és olcsó mechanikai energiaforrássá. Szintén a 19. századhoz kapcsolódik a gőzgép diadalútja és a szélmalom vetélytársává válása.



1. ábra. A szél sebességének változása a domborzat és a talajszint fölötti magasság függvényében.
[2]. A – sík vidéken, B – enyhén dombos vidéken, C – hegyvidéken

2. A szélmalom rendeltetése, alkalmazási területe

A szélmalom elsősorban gabonafélék-, valamint szemeskukorica-örlemény előállítására szolgál. Az örlemény a szita nélküli, őrlőköves malmok termékeire jellemző teljes kiőrlésű dara. A termék rendeltetészerűen állati takarmánnyként használható, a kukoricadara kézi kiszitálás után emberi eledelként is használhatóvá válik.

Őrlési kapacitása a kis malmok kategóriájába sorolja. Alkalmazásával energiatakarékos módon jó minőségű állati takarmány az örlemény kiszitálása után emberi táplálék alapanyagául is felhasználható. A szélmalom teljes kiőrlésű búza vagy rozsliszt előállítására is alkalmas a primer örlemény megfelelő sűrűségű szitán való átszitálása után.

Üzem mód tekintetében a malommal mind folyamatos, mind szakaszos technológia megvalósítható. Felhasználható folyamatos örlemény előállítására vagy a lakossági igények ellátására egyaránt.

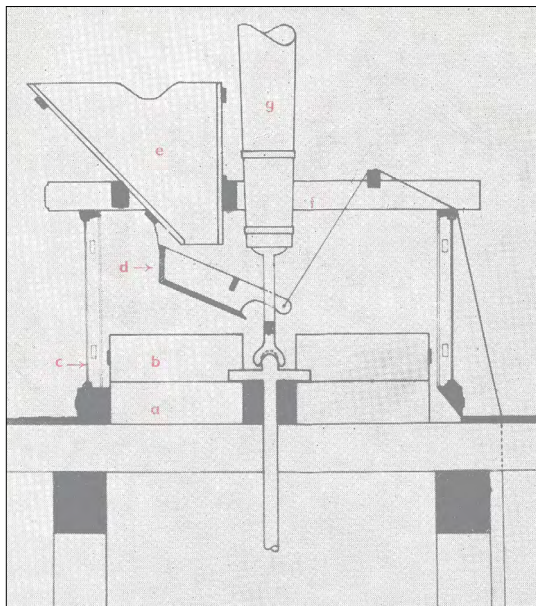
3. A szélmalom működése

A szélmalom működését három gépszerkezet határozza meg:

- gabonatisztító szerkezet;
- őrlőszerkezet;
- az energiaátvivő szerkezet.

3.1. A gabonatisztító szerkezet

Az első szinten (földszint) kezdődik a technológiai folyamat, a gabona tisztításának második fázisa a koptatás. A tisztítás első fázisát a gabonarakárban található rosta és szelektor (triör) végzi, már a gabona malomba szállítása előtt. Ebben a tisztítási fázisban a gabonától minden idegen anyagot eltávolítanak. Az őrlésre csak a megtisztított gabona kerül. Amint említettük, a tisztítás második fázisa a koptatás. A földszinten található koptató vagy hántoló a gabonaszemetek forgásuk közben megtisztítja azáltal, hogy a szemek a koptató belső, hengeres burkolatát képező, szögletes keresztmetszetű acél huzalból készült szitaszövethez hasonló felülethez ütköznek. Az ütközés következtében a szemek felületéről a szögletes huzal élei eltávolítják a felületi réteget, ami a nemkívánatos szennyező anyagokat tartalmazza. A leválasztott héjrétet a koptatóhoz tartozó elszívó ventilátor eltávolítja, és egy ülepítő ciklonba és porszűrő zsákba továbbítja. A felületi szennyező anyagoktól megtisztított gabonát a koptató forgó labodái tengely irányú mozgásra kényszerítik. A koptatóban a csavaros mozgás a megkoptatott szemeteket a kiömlő nyílás felé tereli. A kiömlő nyílás közvetlen kapcsolatban van a gumilapátos felvonóval, ami a tiszta gabonát az első emeletre (második szint), ahol a kőpad található, emeli. Amíg a koptató működésben van, a gumilapátos felvonó is működik.



2. ábra. Az őrlőszerkezet metszete [2]

3.2. Az őrlőszerkezet

Az őrlés folyamata az első emeleti szinten megy végbe. A gabona a koptatást követően az őrlőegység fogadó garatjába jut. Ekkor már az őrlő kőpár felső, forgó köve a villás tengely forgásának hatására forgásban van.

A nagygaratba hordott gabona a kisgaratba folyik. A kisgarat dőlésszögét szabályozásával változtathatja a molnár aszerint, hogy gyorsabban vagy lassabban akarja, hogy folyjon a gabona a kőpár közé. A kisgarat, hogy a gabona benne fel ne akadjon, állandóan rázkódik. A rázkódást a forgó kőhöz érintkező rudacska hozza létre [3, 4]. Az őrlőszerkezet metszete a 2. ábrán látható, segítségével működése is tanulmányozható.

3.3. Az energiaátvivő szerkezet

Ismeretes, hogy a szél ereje sebességének négyzetével arányosan növekszik. A szél erejét sebességével vagy az 1 m^2 -re kifejtett nyomásával határozzák meg. A szélérő a szárazföldön napi periódus szerint változik. Délelőtt erősödő, délben a legerősebb, délután, napnyugta felé gyengül erőse. A szél sebessége az év folyamán is változik.

Az (F) nagyságú vitorlafelületen másodpercenként $v \cdot F$ térfogatú levegő haladhat át. Az F felületű keresztmetszetre kifejtett erő (P) a sebesség köbével arányos:

$$P = F \cdot v^3 / 16. \quad (1)$$

A szélenergia teljes kihasználása nem lehetséges, mert a szél a vitorlák között tovább mozog,

nem áll le teljesen. Energiájának bizonyos hányadát lehet hasznosítani [2].

A szélkeréknél alkalmazott hatásfok értéke 0,4. Így a P hatóerő értéke a következő lesz:

$$P = 0,4 \cdot F \cdot v^3 / 16 \text{ [kgF]}. \quad (2)$$

Egy vitorla ütőfelülete $7 \times 1,2 = 8,4 \text{ m}^2$, így a $4,0 \text{ m/s}$ erősségű szélben a forgatónyomaték:

$$M = P \times L \text{ [kgF·m]}, \quad (3)$$

aminek teljesítménye $M/75 \text{ [LE]}$ -nek felel meg.

A szélmalom őrlési teljesítménye a szélsébség függvénye.

Őrlés közben a kövek kopnak, időközönként ezek őrlő felületét újra kell vágni (élezni). A művelet szakértelmet feltételez.

4. A felsőszentiváni szélmalom

A felsőszentiváni szélmalom, feltételezés alapján, a 19. század közepén épülhetett, és közel száz év múlva, 1920-ban Nagy Torma Vince tulajdonába került. A malomház kúpos alakzatú fala két rétegből épült. Belső fele vályog, külső fele téglafalazású volt. Nagy Torma Vince tulajdonában 1950-ig működött, de a tulajdonosnak nem volt anyagi lehetősége, hogy a lassan, de biztosan romló malmot felújítsa [5]. Ennek hiányában 2005-ben a szélmalom falazatából több méter átmérőjű darab kiomlott (3. ábra). A maradék épületroncs használhatatlanná, mi több, veszélyessé vált. A romlásnak indult malom gépezetét a 4. ábra szemlélteti.



3. ábra. A felsőszentiváni szélmalom látképe újjáépítése előtt



4. ábra. A romlásnak indult régi malomgépezet



5. ábra. A felsőszentiváni szélmalom látképe újjáépítése alatt



6. ábra. A szélkerék felemelése, helyretétele

A tulajdonos, Nagy Torma Vince, 1983-ban eltávozott az élők sorából. A malom további sorsának alakítását a helyi önkormányzat vette át, megvásárolta a romos malmot és a körülötte lévő telket. Európai uniós pályázati finanszírozásból újjáépítette a szélmalmot. Az építkezési munkálatokat a Bajai Beton Kft. végezte, a malomgépezet és szélkerék elkészítésére a gyergyószentmiklósi Mecatex Kft. vállalkozott, amelynek a hagyományos őrlőszerkezetek építésében széles körű tapasztalata van. E tapasztalat megszerzésében az EME által évente szervezett technikatörténeti táborok is dokumentálódási lehetőséget jelentettek. Mindez 2019–2020-ban történt. Mindkét kivitelező határidőre befejezte munkálatait, megépítették Magyarország egyetlen működőképes szélmalmát (5. ábra).

Műszaki adatok:

- őrlési kapacitás: 200-250 kg/óra, a szélesség függvényében;
- termékminőség: teljes kiőrlésű dara;
- kiőrlési százalék: 100%, szítálás után 70-80% a gabona minőségének függvényében;
- beszerelt teljesítmény: a két kópár felépítésű őrlőegység, a kanalas felvonó, a koptató és a porleszívó összteljesítménye: 9 kW;
- üzemeltetéséhez két személy szükséges.



7. ábra. A szélmalom szerelés közben



8. ábra. A szélmalom féjszerkezete



10. ábra. A malomgépezet tartószerkezetének össze-szerelése



9. ábra. A fogaskerékfog beosztása



11. ábra. A félkész fogaskerék

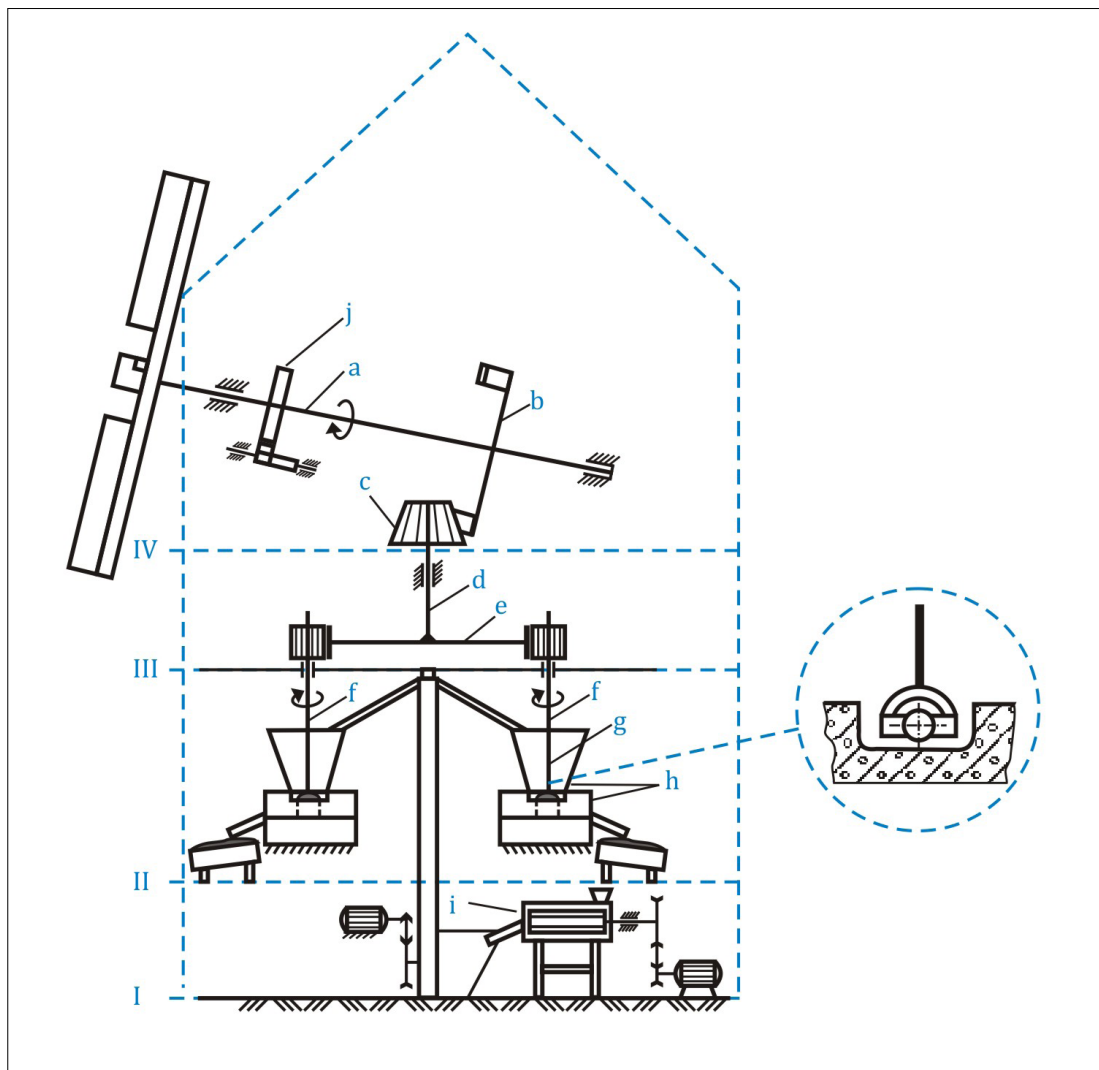
A régi és az új szélmalom is két kőpárral működő őrőlegységet tartalmaz, ezek egyszerre vagy külön-külön is működtethetők. A szélmalomgépezet és az új szélkerék felszerelését, elkészítésének mozzanatait a 6–11. ábrák szemléltetik.

5. A szélmalom leírása, szerkezeti felépítése

A szakirodalom szerint a csonka kúp alakú malomépület négy szintre tagozódik [6]. A földszinti rész (I.) a lisztes pad, az első emeleti rész (II.) a kőpad, a második emeleti rész (III.) a sebeskerék-

pad, a harmadik emelet (IV.) a nagykerék padja (12. ábra). A malom téglafalának felső peremén vasbeton koszorúba kapcsolódó görgős pálya található, amely a malom tetőszerkezetének elfordítását teszi lehetővé, a szelestengellyel és az oldalfogazatú szeleskerékkel együtt.

Az oldalfogazatú szeleskerékhez kapcsolódik a nagydobkerék, az első gyorsító fokozat, ami a szeleskerék forgómozgását a függőleges síkban található bálványtengelyhez közvetíti. A bálványtengelyre a harmadik szinten található sebeskerék van rögzítve. A sebeskerék forgómozgását



12. ábra. A szélmalom szerkezeti felépítése

I. lisztespad, II. kőpad, III. sebeskerékpád, IV. nagykerékpád
 a. nagybálvány, b. nagykerék, c. nagyorsó, d. kisbálvány, e. sebeskerék,
 f. kisorsó, g. duda, h. kő a garattal, i. koptató, j. fékrendszer.

a két kisdobkerék veszi át, amelyek a villás tengelyekre vannak rögzítve. Ennél az áttételnél jön létre a malom második gyorsító fokozata, amely 110-130 percenkénti fordulataival forgatja az őrlőkőpár felső, forgó követ. Ezen a fordulaton történik a gabonaszemek aprítása, az őrlés. A malom emeletenkénti elemeit a 13–15. ábrák szemléltetik.

Az őrlőegységek a második szinten (első emeleten) helyezkednek el. Megfelelő szélesség esetén mindkét őrlőegység dolgozhat. Ha a szél-

sebesség kisebb 2,0 m/s-nál, csak ez egyik őrlőegység üzemeltethető.

Az első szinten (földszint) található a gabona tisztítását végző, euréka szövettel bélelt koptató, porelszívó ventilátorával és porszűrő egységével. A gabonaszemek felületén található, étkezési célokra nem alkalmas szennyező anyagokat a koptató eltávolítja. A megkoptatott gabonát a gumilapátos felvonó továbbítja az őrlőegységek garatjába.

A malom energiaforrása a természetes szél. A szél mozgási energiáját a nagybálválynak ne-



13. ábra. Az első emelet gépezete



15. ábra. A negyedik emelet gépezete



14. ábra. A harmadik emelet gépezete

vezett tengelyen található szélkerék vitorlái alakítják át forgómozgássá [7]. A vitorlákat mindig széllel szemben kell állítani. Ezt a műveletet egy erre a célra kialakított csörlővel kell elvégezni. A csörlő a tető alatti negyedik szinten található. A szélkerék a **16. ábrán** látható.

A szélmalom őrlőegységei külön-külön is működtethetők. Ilyen esetben a nem használatos őrlőegységet ki kell kapcsolni, ami abból áll, hogy a villás tengelyt ki kell emelni a korongvasból, és kiemelt helyzetében le kell biztosítani az erre a célra kiképzett furatba beillesztett csap segítségével. Ezáltal a villás tengely forgómozgása nem szűnik meg, de nem továbbítja ezt az őrlőkőnek.

6. Következtetések

A felsőszentiváni szélmalom újjáépítésével az Erdélyi Múzeum-Egyesület Műszaki Tudományok Szakosztálya ismét követendő példát statuált, bebizonyítva, hogy a szakosztály tagjainak többéves kutatómunkájának elméleti tudáshalmazát jó eredménnyel lehet gyakorlatban hasznosítani. A malomgépezet megtervezésében az említett, EME által szervezett technikátörténeti kutatómunka eredményei is fellelhetők. A többéves kutatómunka elméleti tudáshalmazát jó eredménnyel



16. ábra. A szélmalom üzemkész látványa

lehet a gyakorlatban hasznosítani. Szentendre, Mohács [8], Baja, Felsőszentiván felújított vagy újjáépített malmai egyrészt ma már jelentős turisztikai célpontok, technikátörténeti szempontból is jelentős alkotások, másrészt tanúságtételei a megújuló energiaforrások alkalmazásának, különösen századunkban, amikor a fenntartható fejlődés egyik buktatója éppen az energia kérdése. Mindez követendő példa lehet a jövőben is.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] Jean Gimpel: *Revoluția industrială în Evul Mediu*. Editura Meridiane, București, 1983. 29–32.
- [2] Pongrácz Pál: *A mezőgazdasági jellegű ipari építéset műemlékei*. Építőipari és közlekedési Műszaki Egyetem Tudományos Közleményei, III/3. (1957).
- [3] Márton László: *Vízimalmok Erdélyben*. Pallas-Akadémia Könyvkiadó, Csíkszereda, 2003. 33–34.
- [4] Bitay Enikő, Márton László: *Székelyföldi vízimalmok térben és időben*. In: Márton László (szerk.): *Fejezetek Székelyföld technikátörténetéből*. Erdélyi Múzeum-Egyesület, 2019. <https://doi.org/10.36337/2019-01-08>.
- [5] Kovács József: *Szélmalmaink*. Romanika Kiadó, Budapest, 2005. 47, 50.
- [6] Lambrecht Kálmán: *A magyar szélmalom*. Budapest, 1911. 19.
- [7] Johannes Mager: *Mülenflügel und Wasserrad*. VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1987. 14–15.
- [8] Bitay Enikő, Márton László, Mohácsi Bugárszki Norbert, Angi Norbert: *Egy ókori gabonaórló szerkezet – a taposómalom újjászűletése*. In: Műszaki Tudományos Közlemények, 2. (2015) 55–60. <https://doi.org/10.33895/mtk-2015.02.04>.

IPAR ÉS KUTATÁS: ÚJSZERŰ EGYÜTTMŰKÖDÉSI PERSPEKTÍVÁK AZ IPAR 4.0 KORSZAKÁBAN

INDUSTRY AND RESEARCH: NEW COLLABORATIVE PERSPECTIVES IN THE INDUSTRY 4.0 ERA

Forgó Zoltán,¹ Bakos Levente²

¹ Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Marosvásárhelyi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, Románia, zforgo@ms.sapientia.ro

² Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Marosvásárhelyi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, Románia, bakos@ms.sapientia.ro

Abstract

The paper presents some challenges of developing DIHs (Digital Innovation Hubs) based on the Industry 4.0 principles in Transylvania (Romania). DIHs have proven to be successful as knowledge transfer centers especially in information technologies, but they are still a novelty in the field of manufacturing technologies and industrial engineering in many regions. The paper presents conceptual possibilities of developing a manufacturing technology based DIH in Romania, based on cooperation among local organizations.

Keywords: *Digital Innovation Hub, Industry 4.0., R&D cooperation.*

Összefoglalás

A dolgozat az Ipar 4.0 és a DIH (Digitális Innovációs Hub) fogalmi összekapcsolódási lehetőségeit taglalja regionális kontextusban. A DIH-ek bizonyítottan sikeres tudástranszferközpontok, de a gépipari technológiák esetében egyelőre még újdonságnak számítanak. Az Ipar 4.0 kifejezetten a kortárs ipar problémáira nyújt megoldásokat, szintén digitális eszközökre fektetve a hangsúlyt. A kutatás és ipar újszerű kooperációs lehetőségeit egy tervezett regionális DIH kialakításán keresztül is érintékeltejük a dolgozatban, bemutatva egy specifikusan ipari jellegű DIH munkacsomagjait, tervezett stratégiáit.

Kulcsszavak: *Digitális Innovációs Központok, Ipar 4.0, K&F együttműködés.*

1. Bevezetés

Az akadémiai környezet és az ipar közötti szimbiózis ötlete közel sem újszerű, több évszázados hagyománya van. Már jóval az első ipari forradalom előtt (mai divatszóval Ipar 1.0) értelmet nyert a tudományos alapokra épített ipari tevékenység, melyhez a szaktudást és a kutatásra alapozó innovációt az akadémiai környezet szolgáltatta az ipari gyakorlat számára. Ha azonban a céhes élet gazdaságélénkítő hatására vagy az inasképzés gyakorlatára gondolunk, akkor a történelemben jóval az ipari forradalmak előtti időkben is találunk példákat arra, amit ma tudástranszfernek

neveznénk. Túl a több évszázados előzményeken, immár a kiber-fizikai rendszerek, a dolgok internete (IoT – Internet of Things) világában, még mindig megoldatlan kihívás a gyártási folyamatokkal kapcsolatba hozható szervezetek közötti érdekegyeztetés, együttműködés.

Az éles piaci verseny, a geopolitikai konjunktúrák, de az ösztönös és kölcsönös segíteni akarás is újabb és újabb gazdaságélénkítő megoldásokat teremtett. Néhány éve még ismeretlen fogalmak voltak például a klaszter, az inkubátorház, a start-up cég és újabban a digitális innovációs hub, melyek olyan (ki)találmányokat fednek, amik a lehetőségek tárházát korábban elképzelhetetlen

dimenziókba repítették. És mégis: ha megnézzük az elmúlt évek gombamód elszaporodó, majd javarészt csendben megszűnő kezdeményezéseit, megállapíthatjuk, hogy kétségtelenül vannak sikertörténetek, különlegesen az információs technológiák területén, de az általános érvényű recept még nem adott. Különösen igaz ez az EU és a világgazdaság motorját jelentő ipari gyártórendszerek esetében. A termékfejlesztés ágas-bogas folyamata, illetve a dinamikusan változó piaci környezet olyan ökoszisztémát feltételez, ahol intenzív kooperációs tevékenységek nélkül nem lehet érvényesülni, ugyanakkor a szabadalmak, a technológiai adatok biztonságos kezelése és az egyre nagyobb innovációs igény sajátos korlátokat jelentenek. A versenyképesség növeléséhez szükséges innovatív folyamatokat nem lehet – és több szempontból is nézve nem érdemes – csak a vállalat falain belül végezni.

2. Kooperációs ökoszisztémák

Kapcsolat a kutatási és fejlesztési (K&F) szervezetek és a vállalatok között eddig is létezett. Az egyik oldalról a vállalat versenyképességének növelése, míg másik oldalról az üzleti szempontból értékes kutatások támogatása fontos teljesítmény-ismérv, és emiatt közös érdek volt a kezdetektől fogva. A K&F szervezetek, értsünk ez alatt egyetemi kutatóközpontokat, illetve állami vagy vállalati konzorciumok által működtetett struktúrákat, olyan innovatív potenciált jelentenek, amelyek előnyeiket kár lenne figyelmen kívül hagyni. Ezekben a partnerségekben a tudástranszfer szervezett együttműködésen keresztül jött létre. Ezek a közös érdekek mentén szerveződött olyan együttműködések, amelyek lehetővé teszik a készségek, ismeretek, technológiák átadását egy kutatószervezet és egy vállalat között. Napjainkban ennek kiemelt eszköze egy közös program, netán pályázat keretében megvalósult projekt, vagy egyszerűen egy megbízási szerződés.

Az Ipar 4.0 korszaka erőssége abban áll, hogy lehetőség van ipari környezetben még több adatot generálni, gyűjteni és feldolgozni. Az Ipar 4.0 keretén belül megvalósulhat az okos gyár (Smart Factory): a hálózatba kötött gyártóberendezések egyre több külső és belső adathoz férnek hozzá, így a megfelelő algoritmusok segítségével nagyobb hatásfokú, nagyobb termelékenységű intelligens rendszerré alakulnak [1]. Az Ipar 4.0 immár nem kétoldalú együttműködést feltételez, hanem a hatékony innováció érdekében kifejlesztett komplex rendszert, a magyarul kissé idegennek hangzó ökoszisztéma kialakítását jelenti [2].

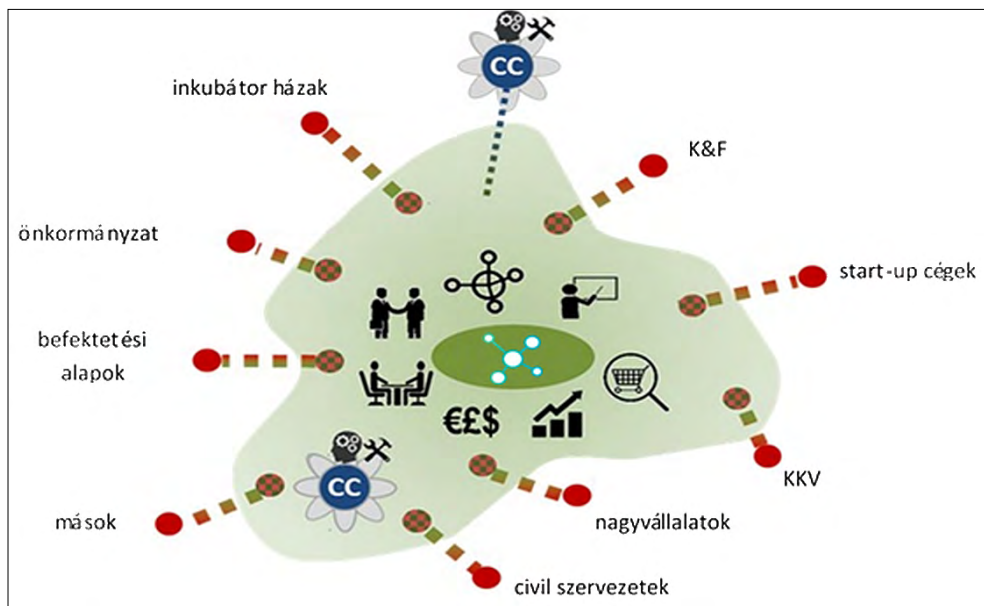
Az ökoszisztémában olyan kapcsolatokat lehet kiépíteni, amelyben minden érintett fél számára elérhetővé válik egy tágabb tudásbázis, illetve ennek azonnali alkalmazása. Az ökoszisztémán belül lehetőség van anyagi erőforrások felszabadítására, átcsoportosítására és nem utolsósorban jelentős időmegtakarításra. Geopolitikai érdek, regionális, nemzeti, de akár globális érdek is, hogy ezen rendszerek által a vállalatok versenyképessége növelhető, hangsúlyosabban környezetbarát és fenntarthatóbb gazdaság valósítható meg, amelyben a kutatások/fejlesztések eredményei tágabb körében alkalmazhatókká válnak [3].

Az ökoszisztéma tagjai számára a kihívás a hasznos adatok feltárása, mely hozzásegíti őket, hogy egy termék tervezési, gyártási, használati – és hogy a körkörös gazdaság megvalósuljon – újrahasznosítási, semlegesítési folyamata megvalósuljon. Ennek az eljárásnak szerves részét képezik és kell képezzék a kutató-fejlesztő szervezetek, melyeknek – bekapcsolódva az adatáramlatba – számos lehetőségük adódik a kialakult infrastruktúra és szükségletek hatására.

A kialakított ökoszisztéma működését kétségtelenül segíti, hogy az innovációs folyamatokban jelen van az innovációkínálat (K&F szervezetek, start-up cégek, kompetenciaközpontok, civil-szervezetek és klaszterek), az innovációkereslet (nagyvállalatok, kis- és középvállalatok, start-up cégek) és az innovációt segítők (önkormányzatok, inkubátorházak, befektetési alapok, pályázatíró cégek és információs központok/Hub-ok).

Annak ellenére, hogy egy hálózat kialakítása a cél, szükség van egy koordinátorra, mely segíti a kapcsolatok kialakítását, az innovációs kereslet-kínálat egymásra találását. Az Ipar 4.0 korszakát élve, természetesen központi helyet kapnak az előbbieken a digitális megoldások. Ennek eredményeképpen keltek életre a Digitális Innovációs Központok Európa-szerte (több mint 200 ilyen koordinátor-egység létezik), melyek régiók szintjén működnek [2].

A DIH (Digitális Innovációs Hub) központok innovációs szerepét legkönnyebben egy termék életciklusának fázisaihoz való kapcsolódási lehetőségek bemutatásán keresztül lehet érzékeltetni [4]. A termékfejlesztés fázisai olyan mérföldkövek, amelyek tulajdonképpen csatlakozási, találkozási pontok az ökoszisztéma szereplői számára. A DIH lehetővé teszi, hogy bármelyik pontban az innovációs szükségletre kerüljön egy partner, amely kielégíti ezt a szükségletet.

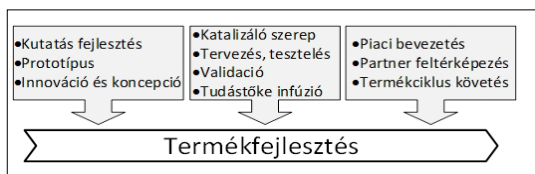


1. ábra. A DIH integratív, koordináló szerepe napjaink tudástranszfer-folyamataiban [2]

A DIH képes kell legyen, hogy esetenként infrastruktúrával is támogassa az innovációs tevékenységeket. Ilyen például a „LivingLab” (élő labor) koncepció, mely keretén belül termékek prototípusai, újszerű gyártási eljárások valósulnak meg nem ipari környezetben [4].

A továbbiakban az 1. táblázatban szintetikusán bemutatjuk az ökoszisztéma szereplői számára a rendszer által felkínált innovációs potenciál vetületeit. A táblázatban látható, hogy az ökoszisztéma egy nyer-nyer (win-win) lehetőséget jelent mind az akadémiai környezet, mind a pro-profit szereplők és jogalkotók felé. Míg ez utóbbiak megvalósulni látják a tervezett gazdaságpolitikát, addig a tudományos szervezetek kutatói valós kihívásokra keresik a választ, a vállalkozások tulajdonosai pedig a nyereségben mérhetik a modell sikerességét.

A táblázat a DIH létrehozásának előnyeit domborítja ki, ugyanakkor meg kell említenünk a kihívásokat is. Ezek részletes elemzése messze meghaladja a kézirat terjedelmi korlátait. A DIH-ek számára egyértelműen az egyik legnagyobb kihívás a bizalmi légkör megteremtése. Szisztematikus lépések és stratégiák mellett is nehéz egyes szereplőket megszólítani, bevonni az ökoszisztémába. Az ellenállás leküzdése csak akkor lehetséges, ha a megfogalmazott célok közérthetőek, a szereplők biztonságban érzik adataikat, és az eredmények viszonylag hamar jelentkeznek. A profitorientált működés egyértelmű mutatót



2. ábra. A DIH-katalizátor szerepe a termékfejlesztésben

1. táblázat. Előnyök a DIH-szereplők számára

DIH-szereplő	Haszon
Vállalkozások Nagyvállalatok KKV-k Star-up cégek Befektetési alap	Profit Versenyképesség Innovatív termék Smart factory CSR
K&F Kutatóközpontok DIH, Start-up cégek	Valós kihívások Valós adatok Ipari léptékű fejlesztés Finanszírozó támogatás
Kormányzat Önkormányzatok Fejlesztési Ügynökségek Kormányok EU-intézmények	Régiófejlesztés Hatékony közpénzfelhasználás Munkahelyteremtés Politikai tőke

határoz meg minden résztvevő számára, annak ellenére, hogy ez a szempontrendszer idegen a DIH legtöbb szereplője számára. Sem a kormányzati résztvevők, sem a civilek, sem az akadémiai szereplők számára ez nem jelent priori

tást, ugyanakkor a vállalkozások számára ez a szinte egyetlen lényeges szempont. Ez a kognitív diszsonancia és céllellentét könnyen lehet a sikertelenség egyik fő oka, akárcsak a korábbi hasonló típusú kezdeményezések sikertelenségei. Az Ipar 4.0 annyiban hoz minőségi ugrást, hogy a szereplők a felhő technológiára alapozva aránytalanul jobban tudnak kommunikálni egymással, a Big Data korszakában korábban elképzelhetetlen nagyságrendekkel nagyobb adathalmazt lehet kezelni, az IoT pedig lehetővé teszi szinte korlátlan eszköz összekapcsolását [5]. A várható következmény az ipar számára, hogy az ökoszisztéma szereplői több partnerre kiható döntést képesek hozni emberi beavatkozás nélkül, ezáltal egy újabb szintre emelve a gyártási folyamatok vezérlését. Például közvetlenül a gyártást megelőző fázisban, ha a DIH egyik szereplője módosítást eszközöl a saját hatáskörébe tartozó termékspecifikációban, akkor a rendszer emberi beavatkozás nélkül, bizonyos keretek között, nemcsak automatikusan módosítja az adatot a partnerek adatbázisaiban, hanem belső intézkedéseket is elindít.

3. Egy régiószintű ökoszisztéma

Az ipari forradalmaknak akár definíciója is lehetne, hogy az ezek által kifejlesztett tudás robbanásszerűen terjed el az egész világon, s a kevésbé fejlett régiók vagy szervezetek haszonélvezőivé válnak a tudományos és műszaki világ vívmányainak. Hasonlóan, ahogy a gőzgép elterjedése az első ipari forradalom vívmányaként megváltoztatta a székelyföldi települések életét, ugyanúgy fog mindez megtörténni, valószínűleg aránytalanul nagyobb sebességgel, a negyediknek mondott ipari forradalom esetében. Tulajdonképpen célunk az, hogy a közvetlen régióban, a pár hónapos, gyakran akár pár hetes nemzetközi gyakorlatból merítve, a térségben elérhetővé tegyük az Ipar 4.0 elvekre épülő megoldásokat, és a részt vevő szervezeteket egy működőképes ökoszisztémává fejlesszük [6, 7] példájára. Az igen ambiciós célhoz szükséges partnerségek egy jelentős részével rendelkezünk, a kezdeményezők, a Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem Marosvásárhelyi Karának oktatói, jelentős kapcsolati tőkével rendelkeznek mindegyik fontosabb DIH-résztvevő szegmensében (ipar, oktatás, politikum, civilszervezetek, klastszterek és a nemzetközi DIH-hálózat). Elvileg egy helyi Digitális Innovációs Központ működtetéséhez adottak a feltételek. A DIH szerepe az lenne, hogy összefogja azokat a szereplőket, melyek elengedhetetlenek a környék digitális fejlődéséhez.

Egy ökoszisztéma hatékony működését számos tényező befolyásolja. Az első fontos sikertényező a DIH szerepének a közérthető megfogalmazása, a kifogások kezelése. Ez szükséges ahhoz, hogy bármelyik szereplő vagy partner megtalálja a helyét a rendszerben, illetve a számára előnyös együttműködési formákat. Terveink szerint ehhez fontos támogatást nyújt a testreszabott, bevált gyakorlatok bemutatása: olyan esettanulmányok közzététele, amelyek felfedik a hálózatos együttműködés szinergetikus mivoltát.

Lehetetlen, hogy egy régiószinten működő hálózat választ tudjon adni a lokális digitális innováció minden felmerülő problémájára. Ahhoz, hogy ezt a tényt megkerüljük, csatlakozni kell a Digitális Innovációs Központok európai hálózatához és ebben aktívan részt venni. Ennek következtében részévé lehet válni és ki lehet használni azt a kollektív know-how-t, mely Európa-szerte elérhető.

A jelenleg tervezési fázisban található DIH első eredményei között említjük meg a romániai DIH-ekkel a kapcsolatfelvételt, az ezekbe való integráció lehetőségét vagy a partneri viszony kiépítését. Helyi szinten megfogalmazásra került egy olyan munkacsoport, amely újszerű nemcsak a régióban, hanem kelet-európai léptékben is. Ez teszi lehetővé részben az önálló működést vagy a zökkenőmentes integrációt a meglévő DIH-hálózatokba. A létrehozott munkacsoportokat a 3. ábra szemlélteti.

Jelenleg a különböző munkacsoportokon belüli stratégiák összehangolása zajlik. Ahhoz, hogy össze lehessen hangolni a DIH koordinációs sze-

	1. munkacsoport Digitális Tervezés	Oktatás & Tanácsadás
	2. munkacsoport Intelligens Termékek	
	3. munkacsoport Digitális Gyártási Folyamatok	
	4. munkacsoport Intelligens Ellátási Láncok	
	5. munkacsoport Intelligens Gyárak	
	6. munkacsoport Digitális Támogató-eszközök	
	7. munkacsoport Digitális Termelés-szervezés	
	8. munkacsoport Robotizált Automatizálás	
	9. munkacsoport Szenzor-technológia és Gyártás Adatgyűjtés	

3. ábra. Létrehozott munkacsoportok [18] alapján

replők munkáját, mindegyikben szükséges, hogy egy személy koordinálja a munkacsomagokat, egy személy fogja össze ezekben a tevékenységeket, hogy az innovációs kereslet-kínálat egymásra találjon, és a technológiatranszfer sikeresen megtörténjen.

A munkacsomagokon átívelő és föltétlenül szükséges tevékenység az oktatás kell legyen. Az innovatív digitális technológiáknak a vállalatoknál való bevezetésével nem szabad megfélemlkezni a szükséges emberi erőforrásokról sem. Csak az új technológiák helyes kiszolgálása biztosítja ezek eredményes meghonosítását. A vállalatok bevonásában a két legfontosabb sikertényező valószínűleg a tudástranszferközpontok szerepének megértése-megértetése és a testreszabott mechanizmus fejlesztése a vállalatok bevonásához (know-how a know-how-hoz). Illetve nem utolsósorban kiemelt sikertényező a Nemzetközi Digitális Innovációs Központok hálózatában (Digital Innovation Hub Network) való aktív részvétel.

A kiépített ökoszisztéma a szimbiotikus kapcsolatok kialakulásához úgy járul hozzá, hogy megvalósítja és tudatosítja a közös érdekeket. Ezek közül megemlíthetjük a következőket:

- a vállalatok versenyképességének növelése (elsődlegesen vállalati és kormányzati érdek),
- az üzleti szempontból értékes kutatások támogatása (elsődlegesen akadémiai érdek),
- készségek, ismeretek, technológiák átadása (minden résztvevő elsődleges érdeke),
- a régiófejlődése (minden résztvevő elsődleges érdeke).

4. Következtetések

Egy DIH nem forradalmian új ötlet, hiszen hasonló próbálkozások az akadémiai környezet és az ipar között hagyományokra tekint vissza. Az új perspektívát az Ipar 4.0 kontextusában az jelenti, hogy partnerek aránytalanul könnyebben tudnak kommunikálni egymással, korábban elképzelhetetlen nagyságrendekkel nagyobb adathalmazt tudnak kezelni, és szinte korlátlan eszköz összekapcsolására van lehetőség. Az ökoszisztéma egy nyer-nyer (win-win) lehetőséget jelent, hiszen a jogalkotók megvalósulni látják a tervezett gazdaságpolitikát, a kutatók valós kihívásokra keresik a választ, a vállalkozások pedig a profitban mérhetik a modell sikerességét. Az ipar és kutatás újszerű együttműködési perspektívái mindenki számára adottak. Példaként egy marosvásárhelyi kezdeményezés első lépéseit mutattuk be, nevezetesen a Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem Marosvásárhelyi Kara oktatóinak kezdeti lépé-

seit egy régiószintű ökoszisztéma létrehozására. Az igen ambíciós célhoz szükséges partnerségek jelentős része adott, kedvező a konjunktúra egy gépiparra összpontosító DIH létrehozására. Ez részben újszerű (a DIH-ek többségében az információtechnológia területén eredményesek), részben a már bevált gyakorlatot követő kezdeményezés. Jelenleg a tervezési fázisban található DIH első eredményei között a sajátos munkacsomagcsoport kidolgozását és a képzési tevékenység alapjainak a meghatározását említjük meg. A több mint 30 jelenlegi partnerrel folyamatosan zajlik a DIH működési rendszerének a kidolgozása. Jelenleg a tudástranszferközpontok szerepének megértetése a fő feladat, a testreszabott együttműködési mechanizmusok kifejlesztése a know-how-hoz, minden potenciális partnerrel időigényes és egyedi feladat. A projekt népszerűsítése is elkezdődött, ennek része ez a dolgozat is.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] Chen, B. et al.: *Smart Factory of Industry 4.0: Key Technologies, Application Case and Challenges*, IEEE Access. Key Technologies for Smart Factory of Industry 4.0, 6. (2018) 6505–6519.
- [2] Európai Bizottság honlapja. (letöltve: 2020. december 3.) <https://s3platform.jrc.ec.europa.eu/digital-innovation-hubs-tool> (letöltve: 2020. december 3.)
- [3] Ustundag A., Cevikcan E.: *Industry 4.0: Managing The Digital Transformation*. Springer International Publishing, 2018. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-57870-5>
- [4] Pucihar A., Zajc I., Sernec R., Lenart G.: *Living Lab as an Ecosystem for Development, Demonstration and Assessment of Autonomous Mobility Solutions*. Sustainability, 11/15. (2019) 4095. <https://doi.org/10.3390/su11154095>
- [5] Wang S., Wan J., Zhand D., Li D., Zhang C.: *Towards Smart Factory for Industry 4.0: A Self-organized Multi-agent System with Big Data Based Feedback and Coordination*. Computer Networks, 101/1. (2016) 158–168. <https://doi.org/10.1016/j.comnet.2015.12.017>
- [6] Európai Bizottság honlapja, European Digital Innovation Hubs, 2020. <https://ec.europa.eu/digital-single-market/en/digital-innovation-hubs> (letöltve: 2020. december 3.)
- [7] AI DIH etworks, AI Digital Innovation Hubs Network, 2020. <https://ai-dih-network.eu> (letöltve: 2020. december 3.)
- [8] MADE – Manufacturing Academy of Denmark, 2020. <https://made.dk> (letöltve: 2020. december 3.)

AZ ARKHIMÉDÉSZ-FÉLE SPIRÁLIS VEZÉRVONALÚ FOGASKERÉK LEFEJTŐ MARÓFEJE PONTOSSÁGÁNAK NÖVELÉSE

THE IMPROVEMENT OF THE PRECISION OF THE ARCHIMEDEAN SPIRAL TOOTHLINE GEAR CUTTING MILL

Gyéresi Hunor András,¹ Cristea Luciana,² Máté Márton³

¹ Brassói Transilvania Egyetem, Doktori Iskola, Brassó, Románia, hunor.gyeresi@unitbv.ro

² Brassói Transilvania Egyetem, Terméktervezési és Környezetmérnöki Kar, Brassó, Románia, lcristea@unitbv.ro

³ Sapientia EMTE, Marosvásárhelyi Kar, Gépészmérnöki Tanszék. Marosvásárhely, Románia, mmate@ms.sapientia.ro

Abstract

The precision of gears has a major influence on the quality of the transmission. If the gear cannot be finished by grinding, the precision of the generating tool becomes essential. Archimedean spiral toothline cylindrical gears are obtained by reciprocate meshing using a milling cutter built up by individual cutters, organized in groups. The profiles of edges must be realized with a minimal profile error. In order to ensure the quality and the precision of the meshed tooth surface, and also the profile constancy after re-sharpening, relief faces must be realized by a grinding relieving operation. A secondary effect of the kinematics of relieving end the spatial extent of the grinding wheel a post undercut results and this produces an inevitable profile error. The present paper discusses a possible grinding wheel setting that produces a maximum theoretical profile error under 1µm along the whole re-sharpening reserve of the cutter. The proposed setting can be realized on a classical relieving lathe.

Keywords: *gear cutting, milling head, relieving, profile error.*

Összefoglalás

A fogaskerék-hajtóművek hajtásminőségét jelentősen befolyásolja a fogazat pontossága. Amennyiben a köszörülés nem lehetséges, a lefejtő szerszám pontossága meghatározóvá válik. Az Arkhimédész-féle spirális fogirány-vonalú fogaskerekeket csoportkétes marófejjel munkálják végleges méretre és alakra. Így a késeket a lehető legkisebb profilhibával kell megmunkálnunk. A jó felületminőség és pontosság érdekében, a kötelező profiltartás mellett, a kések hátfelületét hátraköszörüléssel kell előállítani. A köszörűkorong elmetszése miatt profilhiba keletkezik. Jelen cikk a kések hátraköszörülésének olyan korrekciós beállítására tesz javaslatot, amelynek következményeképpen a teljes újraélezési tartományon 1 µm alatti lesz a maximális elméleti profilhiba. A művelet egy hagyományos hátraeszttergapadon megvalósítható.

Kulcsszavak: *fogaskerékgyártás, marófej, hátramunkálás, profilhiba.*

1. A marófej elvi felépítése

Az Arkhimédész-féle spirális fogirányvonalú fogazatot egy olyan felülettel lehet származtatni, amelynek generáló görbéje egy, az evolvenskereket lefejtő fogasléc profiljával egyezik meg,

vezérgörbéje pedig egy Arkhimédész-féle spirális [1, 2]. A kapcsolódó fogazatok felépítése Olivier első tételének megfelelő módon [3], egyetlen közös származtatófelülettel valósul meg. A lefejtést, ennek megfelelően, ugyanazzal a szerszámmal

végezzük el. A virtuális fogasléc a marófej forgásakor, a spirális effektus következményeként jön létre, és sugárirányban halad. A kinematikai vázlatot az **1. ábrán** szemléltettük. Profilja szabványos $\alpha_0 = 20^\circ$ -os profilszögű. A marófej a Z_s számú késcsoportba rendezett, csoportonként Z_k betétkést tartalmaz. Egy csoporton belüli kések ugyanazt a fogárkot, az egymás utáni csoportok pedig egymást követő fogárkokat munkálnak meg.

A marófejbe rögzített kések működő csúcs- és oldalhátszögei folyamatosan változnak. A kések konstruktív geometriáját úgy kell kialakítani, hogy a megmunkálás alatt ezek megfelelő értéken maradjanak [5, 6].

2. A szerszám hátfelületeinek matematikai modellje

2.1. A modell célja

A hátraköszörülés matematikai modelljének célja a köszörűtárcsa és a betétkés relatív kinematikájának leírása. Ennek alapján összefüggéseket nyerünk a beállítás paramétereire és a keletkező konstruktív hátszögektől között, megkapjuk a hátfelület egyenleteit, amiből az újraélezés során

keletkező új él geometriáját írhatjuk fel, és ezáltal információt nyerünk a lehetséges profilhibáról. A modell általános, egyaránt alkalmazható a konvex és a konkáv oldalt megmunkáló késekre.

2.2. Jelölések

A modellben a következő jelöléseket használjuk:

m_n – normálmodul, [mm];

α_0 – normál kapcsolószög, a kés profilszöge, $[\circ]$;

u – a kés élparamétere, [mm];

u_k – a köszörűkorong generátorparamétere, [mm];

ξ – a köszörűkorong szögparamétere, $[\circ]$;

φ – a marófej elfordulási szöge, $[\circ]$;

R_s – a marófej referenciasugara, [mm];

R_k – a köszörűkorong referenciasugara, [mm];

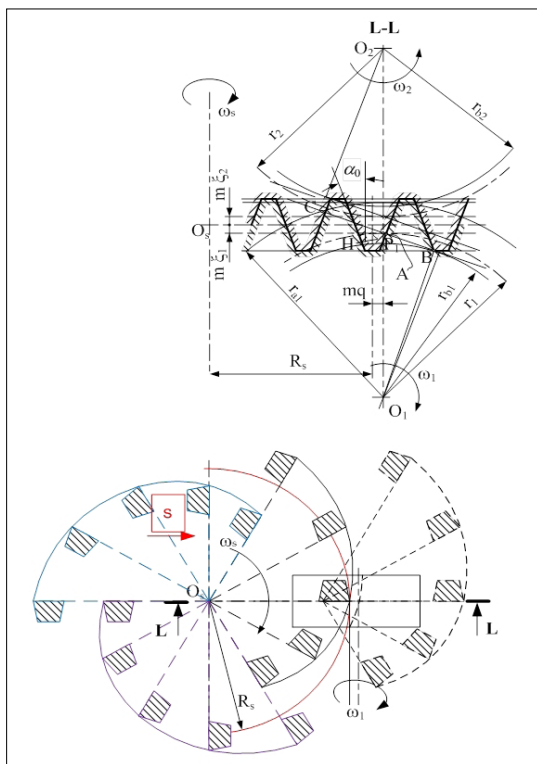
R_{uk} – a köszörűkorong u_k paraméternek megfelelő sugara, [mm];

ψ – a köszörűkorong félkúpszöge, $[\circ]$;

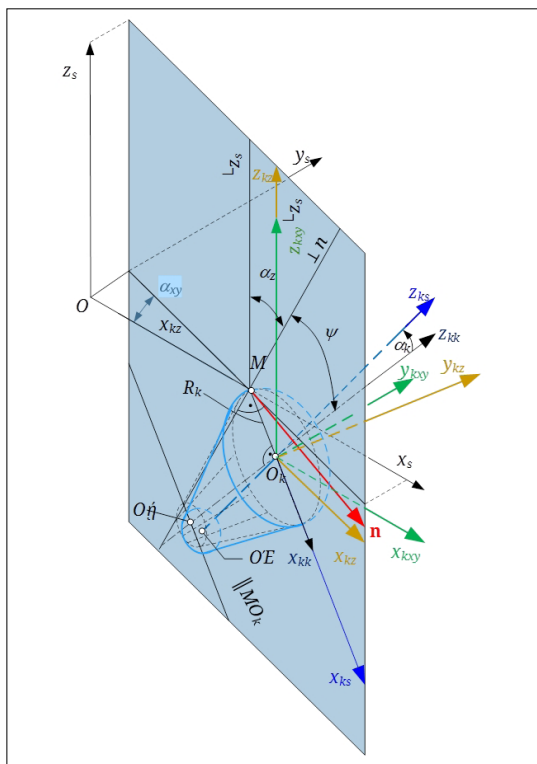
α_{knstr} – konstruktív hátszög, $[\circ]$;

λ – a hátramunkálás vezérspirálisának paramétere, [mm/rad].

A köszörűkorong és a hátramunkálásnak alávetett betétkés relatív helyzetét a **2. ábrán** szemléltetjük. Az ábrán feltüntetett koordináta-rendszereket a következő módon értelmezzük:



1. ábra. A virtuális fogasléc kialakulása [4]



2. ábra. A köszörűszerszám és a munkadarab relatív helyzetét meghatározó koordináta-rendszerek

$X_s Y_s Z_s$ – a marófej koordináta-rendszere;
 $X_{ks} Y_{ks} Z_{ks}$ – a köszörűkoronghoz csatolt rendszer;
 $X_0 Y_0 Z_0 \equiv X_s Y_s Z_s$ – az állványhoz kapcsolt rendszer, mellyel a gyártókészülék rendszere a mozgás kezdetekor egybeesik;
 $X_{kk} Y_{kk} Z_{kk}$ – a köszörűkorong végleges, kidöntött helyzete;
 $X_{kz} Y_{kz} Z_{kz}$ – a köszörűkorong origóját meghatározó kezdeti segédrendszer, melynek (zy) síkja tartalmazza a választott M -pontbeli felületi normálist;
 $X_{kxy} Y_{kxy} Z_{kxy}$ – a kiforgatott segédkoordináta-rendszer (párhuzamos az $X_s Y_s Z_s$ koordináta-rendszerrel).

2.3. A szerszám hátfelületeinek egyenletei

A kések élei a marófej tengelysíkjaiba illeszkednek. Bármelyik kést olyan helyzetbe forgathatunk, a Z_j tengely körüli elforgatással, hogy az él az $X_1 Z_1$ síkba illeszkedjen. Megjegyezzük, hogy bár a késfejen a kések különböző elhelyezések, a hátramunkálásra mindegyiknek ugyanaz a forgástengelyhez viszonyított beállítási sugara. A hátramunkálás kinematikája alapján [7, 8] a hátfelületek parametrikus egyenletei a következők:

$$\begin{cases} X_1(u, \varphi) = \left(R_s + j \left(\frac{\pi m_n}{4} + u \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + \lambda \varphi \right) \cos \varphi \\ Y_1(u, \varphi) = \left(R_s + j \left(\frac{\pi m_n}{4} + u \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + \lambda \varphi \right) \sin \varphi \\ Z_1(u, \varphi) = u, \quad j \in \{-1; 1\} \end{cases} \quad (1)$$

A felület tetszőleges pontjában a normálvektor

$$\mathbf{n}(u, \varphi) = \begin{pmatrix} -\lambda \sin \varphi - X_1(u, \varphi) \\ -\lambda \cos \varphi + Y_1(u, \varphi) \\ j \operatorname{tg} \alpha_0 \left(R_s + j \left(\frac{\pi m_n}{4} + \lambda \varphi \right) \right) \end{pmatrix} \quad (2)$$

3. A hátraköszörülés geometriai modellje

A hátraköszörülési műveletet klasszikus hátraesztergapadra tervezzük. A marófej betétkéseit olyan készülékbe helyezzük, mely ugyanazt a tájolást biztosítja, mint amit a marófejben kapnak. A köszörűszerszám megfelelő tájolásához a köszörűegységet egy olyan tartóra építjük, amely megengedi a két független tengely szerinti bedöntést.

A köszörűkő névleges átmérőjét a fogmagasság felénél értelmezzük, vagyis az R_k sugárértéket az u_k paraméter nulla értékének helyén vesszük fel.

Az elméleti hátfelületnek az élen illeszkedő M pontját jelöljük ki. Ennek parametrikus koordinátái $u=0$; $\varphi=0$. Ez a pont a hibamentes egyenes vágóélszakasz referencia- és egyben felezőpontja.

A kijelölt M pontba felvesszük a Σ_α hátfelület $\mathbf{n}$ normálvektorát, majd felvesszük a rajta keresztülhaladó, az O_z tengellyel párhuzamos síkot, mely az (x_s, z_s) koordinátasíkkal az α_{xy} szöget zárja (az index arra a síkra utal, amelyikben a szög valódi méretében mutatkozik).

Az $O_k x_{kxy} y_{kxy} z_{kxy}$ koordináta-rendszer tengelyei a gépágy, illetve az alaphelyzetben levő felület koordináta-rendszerének megfelelő tengelyeivel párhuzamosak, de ez a rendszer az $O_s x_s y_s z_s$ -hez képest a z tengely körül -180° -kal el van forgatva.

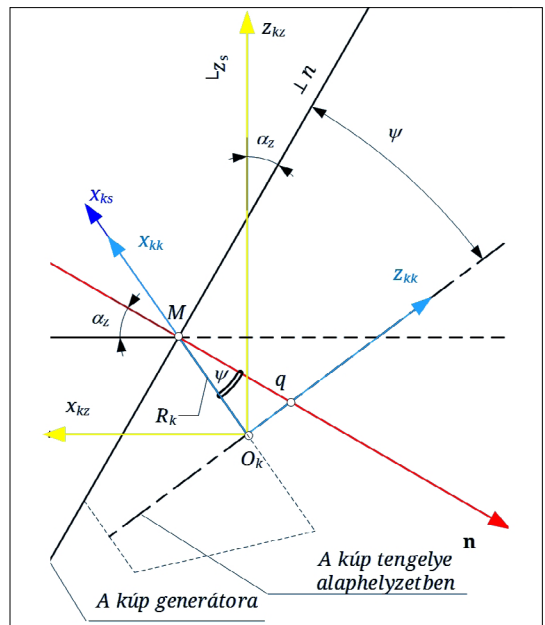
A normálvektor síkjára irányított $O_k x_{kxy} y_{kxy} z_{kxy}$ koordináta-rendszert az $O_k x_{kxy} y_{kxy} z_{kxy}$ rendszer $O_k z_{kxy}$ tengelye körüli $-\alpha_{xy}$ szöggel való elforgatása eredményeként kapjuk.

A továbbiakban a kúpos köszörűszerszám tengelyének beállítását az $(O_k x_{kz} z_{kz})$ síkban vizsgáljuk (3. ábra).

A kúpfelületet úgy állítjuk be, hogy a generátorra az M pontban a (Σ_α) felületi érintősíkban, az $\mathbf{n}$ normálisra húzott merőlegessel egybeessen. Ez esetben az x_{kk} és x_{kz} tengelyek közötti szög az $\mathbf{n}$ normálvektor (x_s, y_s) síkkal bezárt α_z szögének és a kúp ψ félszögének algebrai összege lesz:

$$\alpha_z^* = \alpha_z + \psi \quad (3)$$

Jelen esetben, amikor a kúp csúcsa az él csúcsa felé van irányítva, $\psi > 0$, ellenkező esetben $\psi < 0$. Az y_{kz} és az y_{kk} tengelyek egybeesnek, és a 3. ábrán feltüntetett síkra értelemeszerűen merőlegesek.



3. ábra. A köszörűszerszám kezdeti beállítása

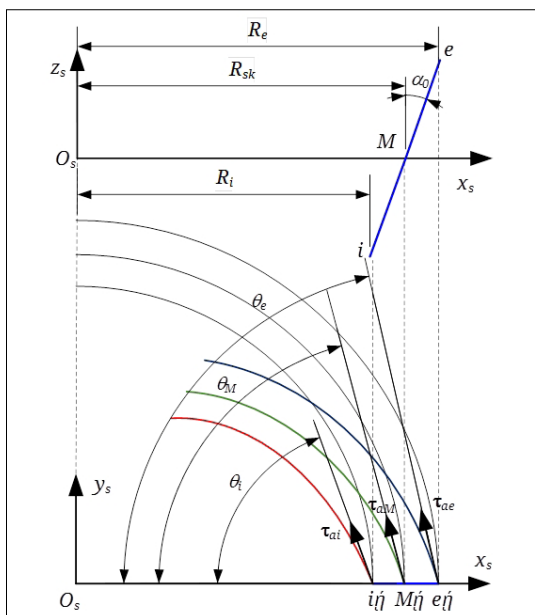
Belátható, hogy az $O_k x_{kk} y_{kk} z_{kk}$ koordináta-rendszer az $O_k x_{kz} y_{kz} z_{kz}$ koordináta-rendszernek y_{kz} tengely körüli, $-\alpha_z^*$ szöggel való elforgatásával jön létre.

A köszörűszerszám dolgozó helyzetbe állított $O_k x_{ks} y_{ks} z_{ks}$ koordináta-rendszere a kezdeti alapbeállítás $O_k x_{kk} y_{kk} z_{kk}$ koordináta-rendszerének az $x_{kk} \equiv x_{ks}$ tengely körüli elforgatásával, azaz a köszörűkő „kidöntésével” jön létre. Ennek a kidöntésnek az oka az, hogy az él menti normálvektorok közül csak az M referenciapontbeli halad át a forgástest tengelyén, ami a két felület kapcsolódásának alapfeltétele. A kidöntési szöget α_k -val jelöljük. A 4. ábrán szemléltetjük, hogy az élcsúciban és az éltőpontokban értelmezett normálvektorok tartóegyenesei az M pontban értelmezett normálistól ellentétes irányban térnek el. Ezért az x_{kk} tengely körüli kidöntés megőrzi a kapcsolódási feltételeket az él referenciapontjában, és a lehető legközelebb kerül a szélső pontokban a feltétel betartásához, azaz a szélső pontokban értelmezett normálisok tartóegyenesei a lehető legkisebb távolságra kerüljenek a köszörűszerszám forgástengelyétől.

A köszörűkorong palástfelületének parametrikus egyenletei, a 2. ábra alapján, a következők:

$$\mathbf{r}_{ks}(u_k, \xi) = \begin{pmatrix} -R_{uk} \cos \xi \\ -R_{uk} \sin \xi \\ u_k \end{pmatrix} \quad (4)$$

$$R_{uk} = R_k - u_k \operatorname{tg} \psi$$



4. ábra. A szerszám-hátfelület normálvektorának irányváltozása – vetületekben

A (4) parametrikus egyenletekben R_k a köszörűkorong névleges középsugara, ψ a köszörűkorong félkúpszöge, u_k és ξ a kúppalást egymástól független magasság-, illetve szögparaméterei. Az él hossza, mely az u paraméter függvénye, megegyezik a köszörűkő generátorának hosszával.

A köszörűkorong tengelyének hosszában mért u_k paraméter és a vágóél magasságában mért u paraméter között, abból a kezdeti elgondolásból, hogy a generátor hasznos szakasza egybeesik a vágóél hasznos szakaszával, a következő lineáris paraméter-kapcsolat következik:

$$\frac{u_k}{\cos \psi} = \frac{u}{\cos \alpha_0} \quad (5)$$

A normálvektor (2) koordinátáiból számítjuk ki a tartóegyeneseinek az $x_{kz} z_{kz}$ síkkal bezárt szögértékét:

$$\alpha_{xy} = -\arctg \frac{\lambda}{R_s + \frac{\pi m_n}{4}} \quad (6)$$

A (3) képletben szereplő α_z szög szintén a (2) parametrikus koordinátákból vezethető le, a vágóél-pontoknak megfelelő $\varphi=0$ sajátos értékre:

$$\alpha_z = -\arctg(\operatorname{tg} \alpha_0 \cos \alpha_{xy}) \quad (7)$$

A billentés során a köszörűkő tengelye a z_{kk} helyzetből a z_{kz} helyzetbe kerül, ami az $x_{kk} y_{kk} z_{kk}$ koordináta-rendszer $x_{kk} \equiv x_{ks}$ tengely körüli elforgatását jelenti.

Az elforgatás α_k szögét abból a feltételből határozzuk meg, hogy a kibillentett tengelyhez minél közelebb illeszkedjen a fogtőben és a fogcsúciban értelmezett normálvektorok tartóegyenese.

Értelmezzük a következő szögfüggvényt a fogmagasság paraméter függvényében:

$$\operatorname{tg} \theta(u) = \frac{\lambda}{R_s + \frac{\pi m_n}{4} + u \operatorname{tg} \alpha_0} \quad (8)$$

A számítások terjedelme miatt ezeket mellőzzük. Az α_k billentési szög értéke, a (8) függvény figyelembevételével

$$\operatorname{tg} \alpha_k = \frac{R_k(\operatorname{tg} \theta(m_n) - \operatorname{tg} \theta(-m_n)) \cos \alpha_z}{2m_n - \operatorname{tg} \alpha_0 \sin \alpha_{xy} \cos \alpha_z} \quad (9)$$

A köszörűszerszám saját $(x_{ks} y_{ks} z_{ks})$ koordináta-rendszere és az $(x_{kxy} y_{kxy} z_{kxy})$ segéd-koordináta-rendszer közötti transzformációs mátrixot három szukcesszív forgatásból kapjuk:

$$\mathbf{M}_{(kxy, ks)} = \mathbf{M}_{(kxy, kz)} \mathbf{M}_{(kz, kk)} \mathbf{M}_{(kk, ks)} \quad (10)$$

A (10) transzformációs mátrix elemeit m_{ij} , $i, j \in \overline{1,3}$ -mal jelöljük. A köszörűkő tájolását a

(10) mátrixegyenletet meghatározó (3), (6), (7), (9) elforgatási szögek hagyományos hátramunkálópad használata esetében nem változtathatók, így ezek konstansokként fognak szerepelni a további egyenletekben.

A továbbiakban bemutatásra kerülő linearizált modell esetében a normál-egységvektor koordinátáit használjuk. A normálvektor, az (1) és (2) kifejezésekből a következő:

$$\begin{cases} n_x(\varphi) = R_s + \frac{m_n \pi}{4} + \lambda \varphi \\ n_y(\varphi) = -\lambda \\ n_z(\varphi) = -n_x(\varphi) \operatorname{tg} \alpha_0 \\ l(\varphi) = \sqrt{\left(R_s + \frac{m_n \pi}{4} + \lambda \varphi\right)^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_0) + \lambda^2} \end{cases} \quad (11)$$

Ezzel a felület normál-egységvektorának koordinátái:

$$e_k(\varphi) = \frac{n_k(\varphi)}{l(\varphi)}, k \in \{x; y; z\} \quad (12)$$

4. A burkolófelület egyenletei

A hátramunkálás során a köszörűszerszám radiális irányú mozgást végez, miközben a késtartó készülék elfordul. A 2. ábrán szemléltetett geometriai modellben ezt az $x_{kxy} y_{kxy} z_{kxy}$ koordináta-rendszernek az $x_s y_s z_s$ koordináta-rendszerhez viszonyított elfordulása és sugárirányú közeledése fejezi ki.

A gépágy rendszerében a köszörűkorong középpontjának az elmozdulása és a késtartó készülék elfordulása egyenesen arányos.

Ielöljük a köszörűkorong középpontját $\mathbf{r}_{0k} = (x_{0k} \ y_{0k} \ z_{0k})^T$ helyvektorral, amikor a késtartó elfordulása $\varphi = 0$, az elemi elmozdulás pedig legyen $\delta = (\delta_x \ \delta_y \ \delta_z)^T$. A köszörű középpontjának a pályája a gépágy rendszerében, $\varphi \in [\varphi_0; \varphi_v]$ esetén:

$$\mathbf{r}_0(\varphi) = \mathbf{r}_{0k} + (\varphi - \varphi_0) \delta \quad (13)$$

Mivel az $x_{kxy} y_{kxy} z_{kxy}$ és a gépágy koordináta-rendszerének a tengelyei párhuzamosak, a köszörűkő palástfelszínének parametrikus egyenlete a gépágy rendszerében a következő:

$$\mathbf{r}_{0p}(\varphi, u_k, \xi) = \mathbf{r}_{0k} + \mathbf{r}_{kxy}(u_k, \xi) + (\varphi - \varphi_0) \delta \quad (14)$$

A marófej koordináta-rendszerében az előbbi felületssereg egyenlete:

$$\mathbf{r}_s(\varphi, u_k, \xi) = \mathbf{M}_{s,0}(\mathbf{r}_0 + \mathbf{r}_{kxy}(u_k, \xi) + (\varphi - \varphi_0) \delta) \quad (15)$$

ahol:

$$\mathbf{M}_{s,0} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (16)$$

$$\mathbf{r}_{kxy}(u_k, \xi) = \mathbf{M}_{(kxy, ks)} \mathbf{r}_{ks}(u_k, \xi) \quad (17)$$

A 2. ábrának megfelelően felírjuk a köszörűkorong középpontjának kezdeti és végső helyzetvektorát:

$$\mathbf{r}_0^{(q)} = \begin{pmatrix} R_s + \frac{m_n \pi}{4} + \lambda \varphi_q + e_x(\varphi_q) R_{kxy}^* \\ e_y(\varphi_q) R_{kxy}^* \\ e_z(\varphi_q) R_{kxy}^* + \Delta_z(\varphi_q) \end{pmatrix}, q \in \{0; v\} \quad (18)$$

ahol:

$$R_{kxy}^* = R_k \frac{\cos(\alpha_{z0} + \psi)}{\cos \alpha_{z0}} \quad (19)$$

$$\Delta_z(\varphi) = R_k [\operatorname{tg}(\alpha_z(\varphi) + \psi) - \operatorname{tg} \alpha_z(\varphi)] \cdot \cos(\alpha_z(\varphi) + \psi) \quad (20)$$

$$\delta = \frac{\mathbf{r}_0(\varphi_v) - \mathbf{r}_0(\varphi_0)}{\varphi_v - \varphi_0} \quad (21)$$

A burkoló hátfelület egyenletét a (15) vektor adja, a paraméterek közötti kapcsolat $\xi = \xi(u_k, \varphi)$ alakjával, amit a következő kifejezéssorozat segítségével írunk fel, a számítások mellőzésével:

$$D_x = r_{0kx} + m_{13} u_k + (\varphi - \varphi_0) \delta_x + \delta_y \quad (22a)$$

$$D_y = -r_{0ky} - m_{23} u_k - (\varphi - \varphi_0) \delta_y + \delta_x \quad (22b)$$

$$A = R_{uk} \operatorname{tg} \psi \cos \alpha_z^* \sin \alpha_k - \delta_z \sin \alpha_z^* - (D_x \sin \alpha_{xy} + D_y \cos \alpha_{xy}) \cos \alpha_z^* \quad (22c)$$

$$B = -R_{uk} \operatorname{tg} \psi \sin \alpha_z^* - \delta_z \cos \alpha_z^* \sin \alpha_k - D_x (\cos \alpha_{xy} \cos \alpha_k - \sin \alpha_{xy} \sin \alpha_k \sin \alpha_z^*) + D_y (\sin \alpha_{xy} \cos \alpha_k + \cos \alpha_{xy} \sin \alpha_k \sin \alpha_z^*) \quad (22d)$$

$$C = \operatorname{tg} \psi [-D_x (\cos \alpha_{xy} \sin \alpha_k + \sin \alpha_{xy} \cos \alpha_k \sin \alpha_z^*) + D_y (\sin \alpha_{xy} \sin \alpha_k - \cos \alpha_{xy} \cos \alpha_k \sin \alpha_z^*) + \delta_z \cos \alpha_z^* \cos \alpha_k] \quad (22e)$$

A (22a...e) kifejezések mindegyike u_k és φ függvénye. Ezzel a paraméterek közötti kapcsolat a következő lesz:

$$\operatorname{tg} \xi = \frac{AB \pm C \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{C^2 - B^2} \quad (23)$$

A javasolt megmunkálási eljárás előírja a köszörűkő origójának mindhárom tengely mentén történő elmozdulását, viszont a hagyományos hátramunkálópad ebből csak kettőt tesz lehetővé. Emiatt korrekciót kell végeznünk. A mozgást egy olyan síkra értelmezzük át, amely tartalmazza a forgástengelyt és párhuzamos a gépágyhoz viszonyított mozgás pályaeegyenésével. A tengelyen

áthaladó, a pályával párhuzamos sík és az xy sík szöge a következő:

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{\delta_y}{\delta_x} \quad (24)$$

Ezzel a köszörűkő palástja által leírt, korrigált felületsereg-egyenlet a következő lesz:

$$\mathbf{r}_\varepsilon = \mathbf{M}_\varepsilon \mathbf{M}_{s,0} (\mathbf{r}_0 + \mathbf{r}_{kxy}(u_k, \xi) + (\varphi - \varphi_0) \boldsymbol{\delta}) \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_\varepsilon \mathbf{M}_{s,0} &= \\ &= \begin{pmatrix} \cos \varepsilon & -\sin \varepsilon & 0 \\ \sin \varepsilon & \cos \varepsilon & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (26) \\ &= \begin{pmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos \varepsilon & -\sin \varepsilon & 0 \\ \sin \varepsilon & \cos \varepsilon & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \end{aligned}$$

A (26) egyenlet kifejtéséből:

$$\mathbf{r}_\varepsilon = \mathbf{M}_{s,0} (\mathbf{r}_{0\varepsilon} + \mathbf{r}_{kxy\varepsilon}(u_k, \xi) + (\varphi - \varphi_0) \boldsymbol{\delta}_\varepsilon) \quad (27)$$

$$\mathbf{r}_{0\varepsilon} = \mathbf{M}_\varepsilon \mathbf{r}_0 \quad (28a)$$

$$\mathbf{r}_{kxy\varepsilon}(u_k, \xi) = \mathbf{M}_\varepsilon \mathbf{r}_{kxy}(u_k, \xi) \quad (28b)$$

$$\boldsymbol{\delta}_\varepsilon = \mathbf{M}_\varepsilon \boldsymbol{\delta} = \begin{pmatrix} \delta_{x\varepsilon} \\ 0 \\ \delta_{z\varepsilon} \end{pmatrix} \quad (28c)$$

5. A modell numerikus vizsgálata

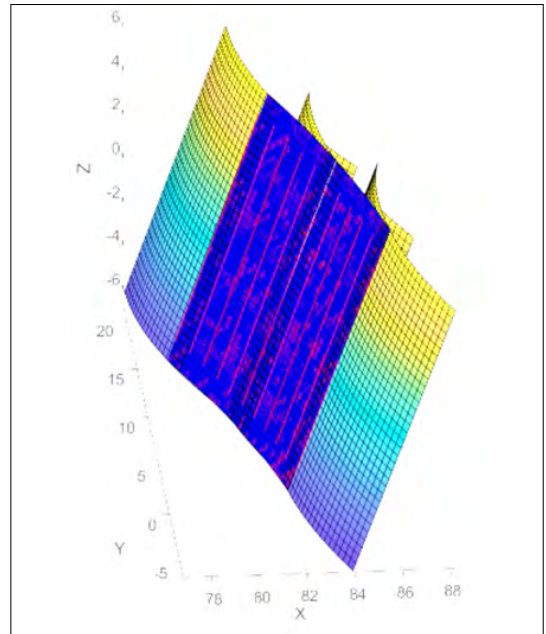
A matematikai modell során alkalmazott értékek a következők:

- $\alpha_0 = 20^\circ$ – egyezményes profilszög
- $m_n = 5 \text{ mm}$ – normálmodul
- $R_s = 80 \text{ mm}$ – késtartó készülék sugara
- $R_k = 80 \text{ mm}$ – köszörűkő középsugara
- $\psi = -1^\circ$ – köszörűkő félkúpszöge
- $\alpha_{kstr} = -4^\circ$ – előírt konstruktív hátszög
- $\phi_0 = 0^\circ$ – újraélezési tartomány alsó határa
- $\phi_v = 10^\circ$ – újraélezési tartomány felső határa

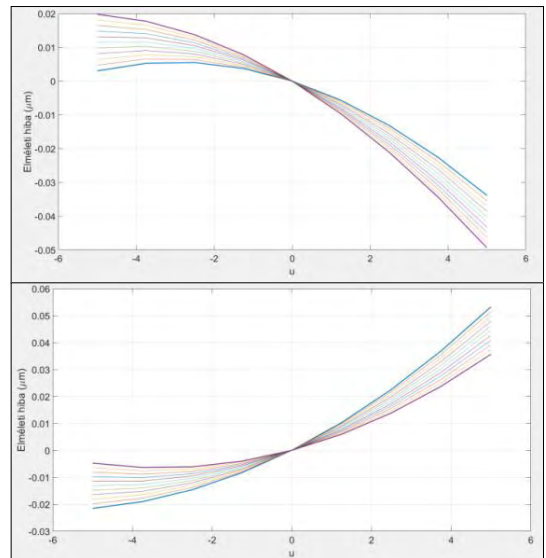
Az 5. ábrán látható a köszörűkő palástfelszínének egy-egy részlete a megmunkálás kezdeti, tetszőleges és végső állapotában. Az oldalhátfelületen pirossal tüntettük fel az újraélezések során kialakított vágóéleket, melyeket numerikus eljárással kerestünk meg.

A hátramunkálás sajátosságai következtében, a szerszám újrafenése után a vágóél sugárirányban elmozdul. A késeket a marófejben sugárirányban úgy állítjuk be, hogy a kezdetben kijelölt M ponttal egybeessen az új vágóél karakterisztikus pontja. A hibát a sugárkorrekció elvégzése után mértük.

A konstruktív hátszög az élmagasság függvényében változó értéket mutat. Emellett az újraélezé-



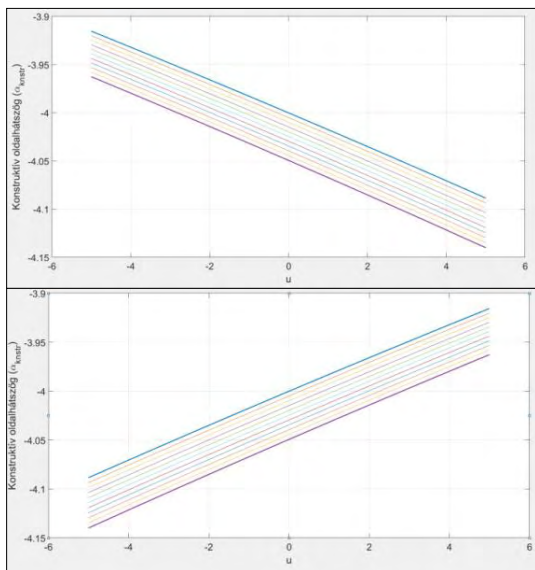
5. ábra. Az oldalhátfelület és a köszörűkőpalást a megmunkálás különböző pillanataiban



6. ábra. Az elméleti hiba változása az u fogmagasság-paraméter és az újraélezések függvényében belső(fent) és külső vágóél esetében

sek mértéke is, mind a külső, mind a belső vágóél esetében, befolyásolja a konstruktív oldalhátszöget ennek változása szögpercekben mérhető.

A numerikus vizsgálat során számított elméleti hiba abszolút értéke tizedmikrométer nagyságrendű.



7. ábra. A konstruktív oldalhátszög változása az u fogmagasság és az újraélezések függvényében belső (fent) és külső vágóél esetében

6. Következtetések

A javasolt matematikai modell segítségével egy hagyományos hátramunkáló szerszámgépen költséghatékonyan elő tudunk állítani nagy pontosságú betétkéseket. A matematikai modell alkalmas a külső, illetve belső vágóélek oldalhátfelületeinek a megmunkálására. Az oldalhátszög és az élezési tartalékszögek nagy szögintervallumban változtathatóak úgy, hogy a maximális elméleti profilhiba mikrométer töredéke marad, illetve a konstruktív oldalhátszög változása szögpercekben mérhető.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] Máté M.: *Spirálfogazatú hengeres kerek geometriája és gyártásmélete*. Kutatási beszámoló. MTA Domus Kuratórium, 2011. évi A2011061. számú pályázat, Budapest, 2011. 1–18.
- [2] Máté M.: *Tangenciális lefejtéssel megvalósított Arkhimédész-féle spirál vezérgörbájű fogazatok lefejtésének tanulmányozása*. Kutatási beszámoló. A2-NJN-TOK-13-0009 azonosítójú, Neumann János kutatási beszámoló. 1–42.
- [3] Litvin F. L.: *A fogaskerék-kapcsolás elmélete*. Budapest, Műszaki Könyvkiadó, 1972. 113–127.
- [4] Máté M.: *The micro-geometric model of the tooth-flanks of a cylindrical gear with archimedean spiral shaped toothline*. In: 6th International Scientific and Expert Conference TEAM 2014. 1–8.
- [5] Gyéresi H. A.: *A csigamarós fogaskerék-lefejtő gép kiegészítése az Arkhimédész-féle spirális fogirányvonalú fogaskerek megmunkálásához*. Államvizsga-dolgozat, Sapientia EMTE, 2016.
- [6] Máté M., Gyéresi H. A.: *About the Profile Constancy by Curved Teeth Cylindrical Gear's Cutter Head*. In: MACRO-2015-International Conference on Recent Achievements in Mechatronics, Automation, Computer Science and Robotics. Tîrgu-Mures, Romania, March 6-7, 2015. Conference Proceedings. ISSN, ISSN-L: 2247-0948.13-24.
<https://doi.org/10.1515/macro-2015-0002>
- [7] Ábel J., Balajti Zs.: *Szerszámél geometriai vizsgálatához szükséges feltétel, a Monge-tégla bijektív tartományának határfelülete*. In: XXVII. Nemzetközi Gépészeti Konferencia, Nagyvárad, OGÉT, 2019. április 25–28., 22–26. .
- [8] Balajti Zs., Dudás, I.: *The Monge Theorem and Its Application in Engineering Practice*. In: International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 91/1–4. (2017) 739–749.
<https://doi.org/10.1007/s00170-016-9763-1>

AZ ALÁMETSZÉS KÖRÜLMÉNYEI LEKEREKÍTETT GYÁRTÓ FOGASLÉC ESETÉBEN

THE CONDITIONS OF UNDERCUT BY SHAPING USING A ROUNDED PROFILE GEAR SHAPER CUTTER

Hodgyai Norbert,¹ Tolvaly-Roşca Ferenc,² Máté Márton³

¹ Sapientia EMTE, Marosvásárhelyi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Kolozsvár, Románia, hodgyai@ms.sapientia.ro

² Sapientia EMTE, Marosvásárhelyi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Kolozsvár, Románia, tferi@ms.sapientia.ro

³ Sapientia EMTE, Marosvásárhelyi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Kolozsvár, Románia, mmate@ms.sapientia.ro

Abstract

The present paper deals with the cases of undercut when not only the linear but the curved segment of the generatrix curve is also taken in consideration. The literature admits the approximation of the root fillet with a circular arc with a radius of 0,38 m. In this paper, instead of this approximation, the real envelope realized by the rounded rack-head is computed. In analyzing the undercut there are two classical synthetic geometrical models supporting Litvin's general equations that describe the condition of avoiding the undercut: one for the linear and one for the rounded part of the generatrix. The scope of exact computing of the root fillet curve consists in optimizing the cutting toll tooth top land geometry to obtain the best rigidity. The numerically evaluated models allow us to conclude that profile shifting can be pushed below the undercut limits stated in the classical literature, without the appearance of the well-known fracture point on the meshed tooth profile.

Keywords: rack, profile parameters, meshing, root fillet, undercut.

Összefoglalás

Jelen közlemény az alámetszés sajátos eseteit vizsgálja akkor, amikor a lécpofilnak nemcsak az egyenes, hanem a lekerekített szakaszát is generáló profilnak tekinti. A szakirodalomban elterjedt 0,38 m sugarú csatlakoztatási körív helyett a fogfej lekerekített része által burkolt valós fogláb görbét tekinti. A Litvin által megfogalmazott alámetszési általános analitikus feltételek helyett két alternatív, egyszerűbb matematikai kifejezéseket kínál szintetikus geometriai modellt mutat be, külön az egyenes és külön a lekerekített generáló görbe szakaszra. A fogláb pontos alakmeghatározásának az a célja, hogy a szerszám fogfejének megfelelő kialakításával a fogtőszilárdságot, és ennek következtében a terhelhetőséget növelhessük. A numerikusan kiértékelt modellek arra engednek következtetni, hogy a klasszikus irodalomban fellelhető alámetszés határa alá is lehet fogazni, anélkül, hogy a teljes burkolón létrejönne a jellegzetes töréspont.

Kulcsszavak: léc, profilparaméterek, burkolás, fogláb görbe, alámetszés.

1. A fogláb görbe jelentősége

A kapcsolódó fogazatok pontos geometriájának analitikus és szintetikus, numerikus vagy vegyes vizsgálati módszereit sokan kutatták-alkalmazták [1, 2, 3, 4]. A fogaskerék fogtő görbét a legtöbbször

körívvel közelítik [4, 5, 6], és szimulációs vizsgálatok során sem tekintenek el ettől. A fogláb görbe alakja, kialakításának pontossága, a felület finomsága határozott befolyást gyakorol a fogazat élettartamára, a teherbírására és nem utolsósorban a hajtás rezgésképzésre.

A fogaskerék foglábfelületének és működő foglábfelületének kapcsolódását viszonylag egyszerűen tárgyalja a szakirodalom. A talpkör pontos definícióját és sugarának számítását először Szeniczei publikálja [7], arra az esetre, amikor a lécpofil aktív fejevonala határozza meg a talpkör sugarát. A foglábgörbét arra az esetre írja fel, amikor azt a generáló szerszámél és a fejszalagél metszéspontja írja le: hurkolt evolvens gyártóléc, hurkolt epiklois metszőkerék esetében.

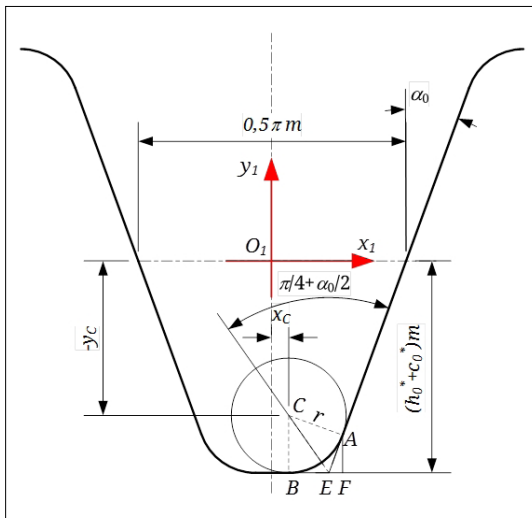
Litvin [2] ennél pontosabban határozza meg a foglábgörbét, állítván, hogy a lekerekítési ív középpontja által a relatív mozgás során leírt hurkolt evolvenstől vagy cikloistól lekerekítési sugárral távolásra illeszkedik a görbe.

Az eddig elért eredmények alapján több kérdés fogalmazható meg. Az első a foglábgörbe és a hasznos fogprofil kapcsolódási helyének változása a profileltolással. Lényeges az alámetszés geometriájának összehasonlítása a klasszikus átmetszési geometriával. Végül, hogy a szerszám éllekerekítésének alakja miként befolyásolja a kialakuló foglábgörbét, és ennek milyen hatása van a fogtő szilárdságára és merevségére.

A következőkben a körív lekerekítésű gyártóléc és a kialakított teljes fogoldalprofil összefüggéseit vizsgáljuk.

2. A gyártóléc paraméterei

Jelen tanulmányban a DIN 867-1986-os alapprofilból származtatott gyártólécet tekintjük. A szabvány a foglábmagasságot $h_p \in (1,1 \div 1,4) m$ között definiálja. A gyártóléc vizsgálatát a $h_p = 1,25 m$ értékre végezzük el.



1. ábra. A generáló fogasléc lekerekített profilja

Tekintsük az 1. ábrán definiált fogaslécprofil. A lekerekítési sugarat két feltételből lehet kiszámítani: az első az, hogy a fogfej éle a két körív találkozásából alakuljon ki; a másik pedig az, hogy a körív a fog magasságából legtöbb $c_0^* m$ részt foglaljon le. Kiindulván ebből a feltételezésből, az 1. ábra alapján felírhatjuk, hogy

$$r = \frac{mc_0^*}{\cos \alpha_0} \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha_0}{2} + \frac{\pi}{4} \right) \quad (1)$$

Ezzel az értékkel kiszámítjuk az EB szakasz hosszát:

$$EB = EA = \frac{mc_0^*}{\cos \alpha_0} \quad (2)$$

Ezt az értéket összehasonlítjuk az elméleti lekerekítetlen fogfejérték felével, és kiszámítjuk a különbséget:

$$\delta = \frac{\pi m}{4} - m(h_0^* + c_0^*) \operatorname{tg} \alpha_0 - \frac{mc_0^*}{\cos \alpha_0} \quad (3)$$

A szabványos fogasléc paraméterértékekre $\delta > 0$, tehát a fejl két szimmetrikus körívből és az ezeket összekötő vízszintes érintőből áll. A fejl folytonos, nincs átmetszés.

Az (1) képlettel kiszámított sugár a legnagyobb lehetséges érték, bevezetjük az ψ redukáló tényezőt, $\psi \in [0, 1]$, ezzel pedig a lekerekítési sugár értékét a következőképpen számítjuk:

$$r = \psi r^* m = \psi \frac{c_0^*}{\cos \alpha_0} \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha_0}{2} + \frac{\pi}{4} \right) m \quad (4)$$

Ha az r sugár értékét kijelöltük, akkor kiszámíthatók a C központ koordinátái (1. ábra):

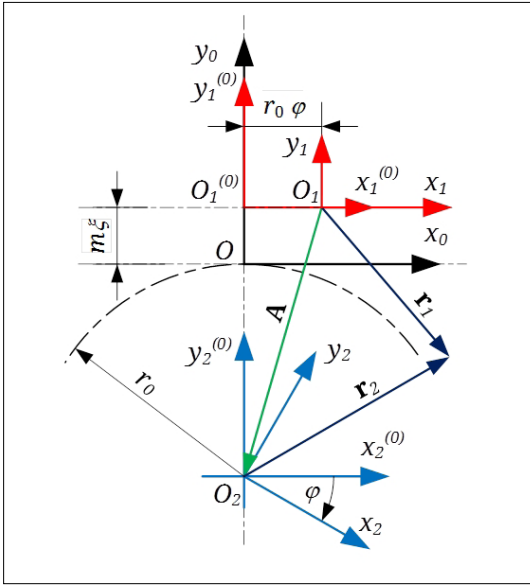
$$\begin{cases} x_1^C = m \left(\frac{\pi}{4} - (h_0^* + c_0^*) \operatorname{tg} \alpha_0 - \frac{\psi r^*}{\cos \alpha_0} \right) \\ y_1^C = (\psi r^* - (h_0^* + c_0^*)) m \end{cases} \quad (5)$$

3. Az alkalmazott koordináta-rendszerek

A szerszám-fogaskerék relatív kinematikáját a 2. ábrán feltüntetett három koordináta-rendszer relatív helyzete segítségével írjuk fel.

A kapcsolódás főpontjában ered az állványhoz rögzített Ox_0y_0 koordináta-rendszer. A gyártóléc-hez kötött az $O_1x_1y_1$ koordináta-rendszer, melynek x_1 tengelye a fogasléc osztóvonalára illeszkedik. A kerék centroidája az x_0 tengelyre illeszkedik. Végül, a fogazandó kerékhez kötött koordináta-rendszer az $O_2x_2y_2$, melynek φ elfordulási szöge határozza meg a lécs $r_0\varphi$ x -tengely menti elmozdulását [1].

A 2. ábra alapján, az [1, 2, 4, 8]-ben is alkalmazott módszerrel felírhatók a transzformáció-egyenletek:



2. ábra. Az alkalmazott koordináta-rendszerek

$$\underline{r}_2 = \underline{M}_{21} \underline{r}_1 = \underline{M}_{20} \underline{M}_{01} \underline{r}_1 \quad (6)$$

A 2. ábrán látható beállításnak megfelelően

$$\underline{M}_{21} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & a_{13}(\varphi) \\ \sin \varphi & \cos \varphi & a_{23}(\varphi) \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (7)$$

$$a_{13}(\varphi) = -r_0(\sin \varphi - \varphi \cos \varphi) + m \xi \sin \varphi$$

$$a_{23}(\varphi) = r_0(\cos \varphi + \varphi \sin \varphi) + m \xi \cos \varphi$$

4. A kapcsolódási egyenlet

A kapcsolódási egyenletet a [2] alapján írjuk fel. Az 1-es elem (gyártóléc) és a 2-es elem (fogazott kerék) közös pontjára mutató $\underline{r}_1$ és $\underline{r}_2$ helyvektorok, az 1-es rendszer origójából a 2-es rendszer origójára mutató $\underline{A}$ helyvektor segítségével, az 1-es koordináta-rendszerben felírható:

$$\begin{aligned} \underline{v}_1^{(2)} &= \underline{v}_1^{(1)} - \underline{v}_2^{(2)} = \\ &= \omega_2 r_0 \underline{i}_1 - \omega_2 \times \underline{r}_2 = \\ &= \omega_2 r_0 \underline{i}_1 - \omega_2 \times (\underline{r}_2 - \underline{A}) \end{aligned} \quad (8)$$

Az $\omega_2 = 1$ rad/s szögsebességvektor-érték mellett, a számítások elvégzése után kapjuk:

$$\underline{v}_1^{12} = \begin{pmatrix} -y_1 - m \xi \\ x_1 + r_0 \varphi \\ 0 \end{pmatrix} \quad (9)$$

5. A teljes generáló görbe

A teljes generáló görbe az egyenes, illetve a lekerékített szakaszból áll. Az egyenes szakaszt a fogmagasság mentén, a körívet pedig a központi szöggel parametrizáljuk:

$$\begin{cases} x_{1e}(u) = \frac{\pi m}{4} + u \operatorname{tg} \alpha_0, \\ y_{1e}(u) = u \\ u \in [-(h_0^* + c_0^*), h_0^*] \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} x_{1k}(u) = x_1^c + r \cos(\alpha_0 + u) \\ y_{1k}(u) = y_1^c - r \sin(\alpha_0 + u) \end{cases}, \quad (11)$$

$$u \in \left[0, \frac{\pi}{2} - \alpha_0\right]$$

A normálvektorok felírása azonnali, az 1. ábra alapján:

$$\underline{n}_{1e} = \begin{pmatrix} \cos \alpha_0 \\ -\sin \alpha_0 \\ 0 \end{pmatrix}; \underline{n}_{1k} = \begin{pmatrix} \cos \alpha_0 \\ -\sin \alpha_0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (12)$$

6. A kapcsolódási egyenlet megoldása

A kapcsolódási egyenlet megoldását kizárólag a generálógörbe körívszakaszára írjuk fel – ismert tény, hogy az egyenes szakasz evolvenst fog burkolni. Ennek az evolvensnek a helyzetét a 2. ábrán látható beállítás betartása mellett – kiindul, vagyis $\varphi = 0$ helyzetben a főpont a generáló profil középvonalán illeszkedik – egyszerű geometriai levezetéssel [1, 7] megkaphatjuk:

$$\begin{cases} x_2^{ev}(\varphi_1) = r_b(\sin(\varepsilon + \varphi_1) - \varphi_1 \cos(\varepsilon + \varphi_1)) \\ y_2^{ev}(\varphi_1) = r_b(\cos(\varepsilon + \varphi_1) + \varphi_1 \sin(\varepsilon + \varphi_1)) \end{cases} \quad (13)$$

$$\varepsilon = \frac{\pi}{2z} - 2\frac{\xi}{z} \operatorname{tg} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_0$$

Megjegyezzük, hogy a lefejtés φ és a geometriai felírás φ_1 paramétere között lineáris kapcsolat áll fenn.

Az (5), (9) és (12) kifejezések segítségével a kapcsolódási egyenlet a következő alakot ölti:

$$(y_1^c + m \xi) \cos(u + \alpha_0) + (x_1^c + r_0 \varphi) \sin(u + \alpha_0) = 0 \quad (14)$$

A trigonometriai egyenlet teljes megoldása

$$u(\varphi) = -\alpha_0 - \operatorname{arctg} \frac{y_1^c + m \xi}{x_1^c + r_0 \varphi} + k\pi, \quad k \in \mathbb{Z} \quad (15)$$

A kapcsolódási egyenlet megoldása a lekerékítési ívhez tartozó teljes kör pontjaira vonatkozik; ezek közül ki kell emelni azokat a megoldásokat, amelyek a valós foglábgörbét jelentik. Jelöljük $g(\varphi)$ -vel az ívtangens argumentumát. Észre lehet venni, hogy a

$$\varphi_{krit} = \frac{x_1^c}{r_0}$$

értékre a függvénynek függőleges aszimptotája van. A valós burkológörbe, azaz a lábgörbe az

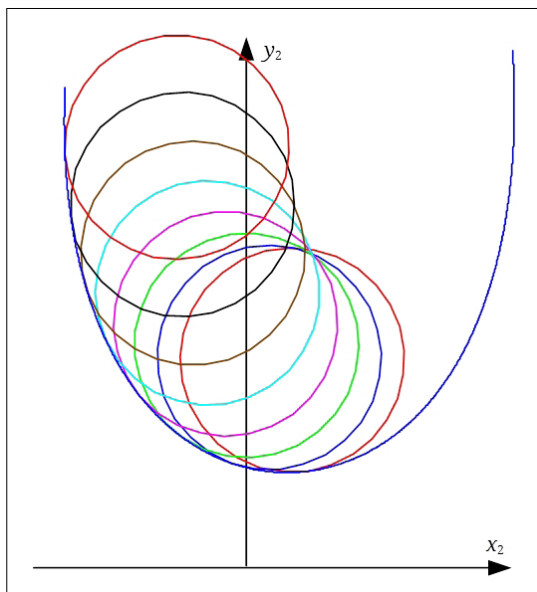
$$u(\varphi) = \begin{cases} -\arctan(g(\varphi)) - \alpha_0 + \pi, & \text{if } \varphi \leq \varphi_{krit} \\ -\arctan(g(\varphi)) - \alpha_0, & \text{if } \varphi > \varphi_{krit} \end{cases} \quad (16)$$

paraméter-összefüggésre valósul meg.

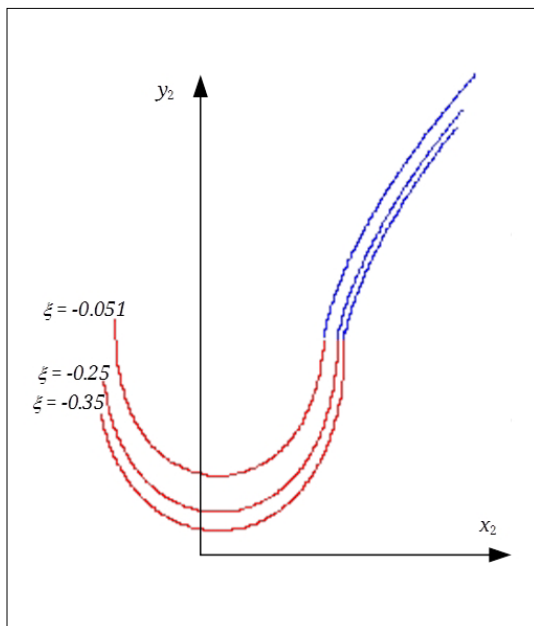
7. Numerikus szimuláció

A foglágörbe-egyenletek analitikus alakját a (6) mátrixegyenlet kifejtéséből kapjuk, ha az $\mathbf{r}_1$ helyvektor koordinátaiban az u paramétert a (16) függvénnyel helyettesítjük. Az egyenleteket, tekintettel bonyolult alakjukra, nem írjuk fel. Az analitikus eredményeket a Mathcad környezetben ellenőriztük, $z_2=18$ fogú, $m=5$ mm modulú fogaskerekre.

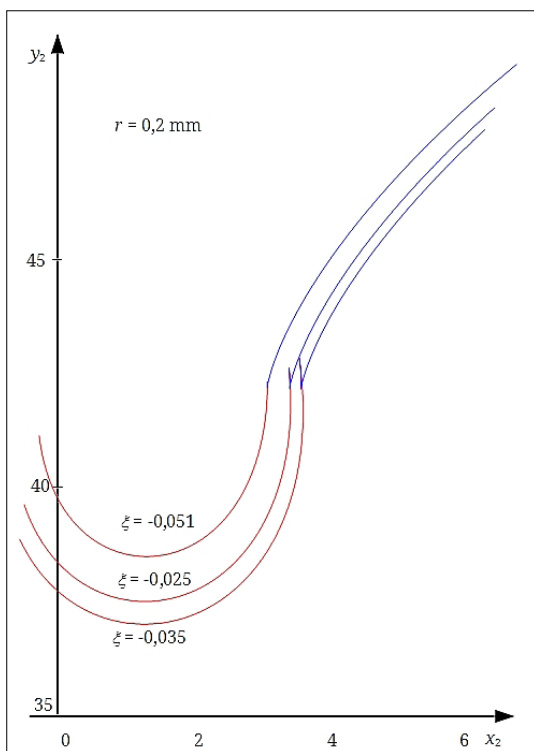
A **3. ábrán** a burkolt körsereg és a burkoló foglágörbe látható, arra az esetre, amikor a relatív sugártényező $\psi=0,79$, ami $r=1,5$ mm értékű sugárnak felel meg. A görbék geometriai viszonya és relatív helyzete arra enged következtetni, hogy minél kisebb a lekerekítési sugár, annál merevedebbek, hegyesebb a foglágörbe. Ezt különböző beállításokkal elkészített fogazatok grafikus összehasonlításával igazoljuk. Bár a klasszikus alámetszési elmélet szerint [7] az alámetszés határa $\xi=-0,053$, a generálást a $\xi \in \{-0,15; -0,2; -0,25; -0,3; -0,35; -0,4\}$ értékekre és $\psi=0,79$, illetve $\psi=0,1$ relatív lekerekítési sugarú szerszámmal végeztük el. Az eredményeket a **4., 5., 6., 7. és 8. ábrákon** szemléltetjük.



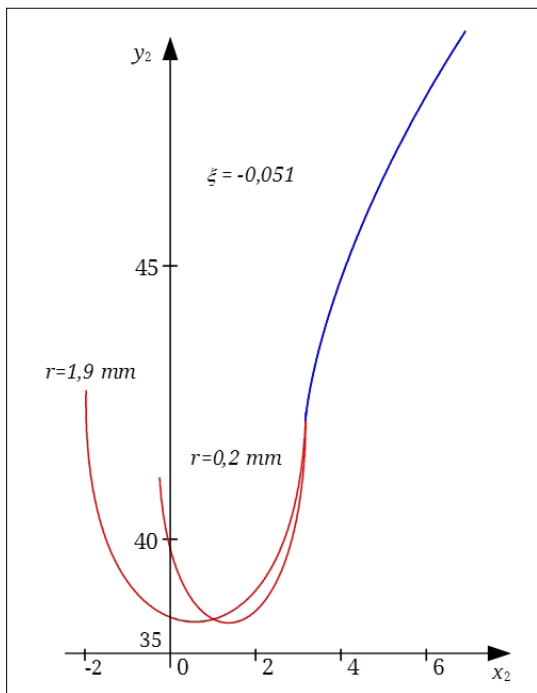
3. ábra. A foglágörbe és a burkolt körsereg



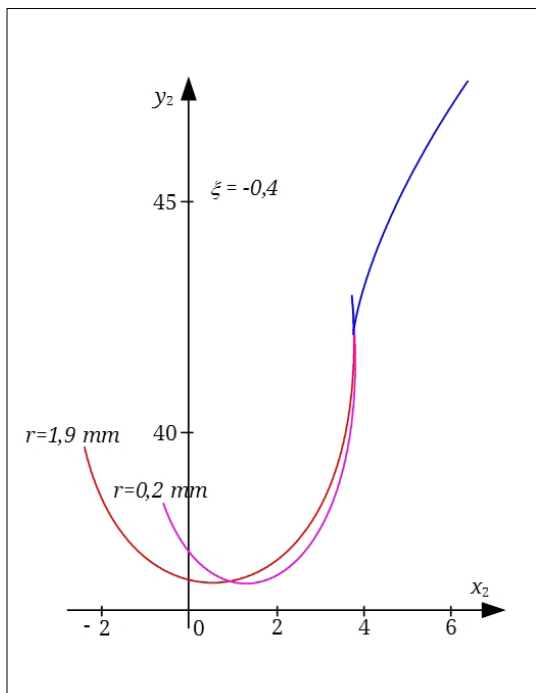
4. ábra. A foglágörbe és az evolvens csatlakozása $r=1,5$ mm lekerekítési sugarú szerszám használata esetén



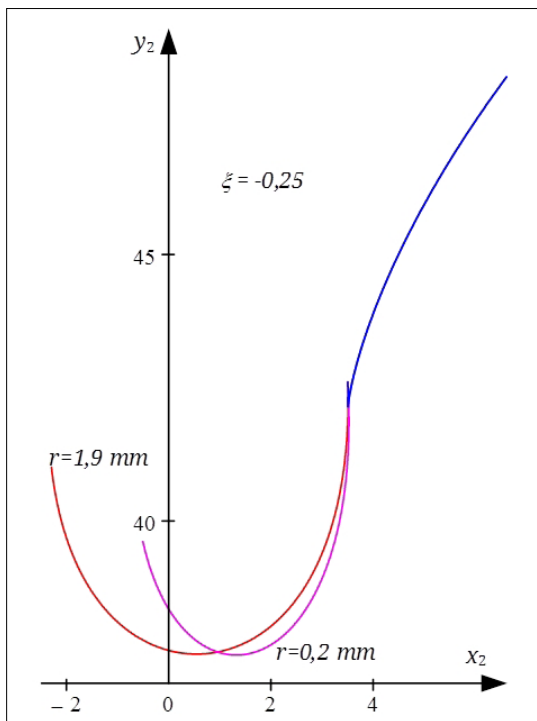
5. ábra. A foglágörbe és az evolvens csatlakozása $r=0,2$ mm lekerekítési sugarú szerszám használata esetén



6. ábra. A foglábgörbe alakjának függése a lekerekítési sugártól – a klasszikus profileltolás határán



8. ábra. A foglábgörbe alakjának függése a lekerekítési sugártól: $\xi = -0,40$



7. ábra. A foglábgörbe alakjának függése a lekerekítési sugártól: $\xi = -0,25$

A 4. ábrán jól látható, hogy megfelelő nagyságú lekerekítési sugár esetében az alámetszés nem jelentkezik olyan élesen, mint azt a szakirodalom [7] tárgyalja. Az is tény, hogy az evolvens szakasz, ami a mozgástörvény betartásáért felel, lényegesen rövidül, ami a kapcsolószámot jelentősen csökkenti. Viszont a fogtőben feszültségkoncentrátor nem keletkezik. Összehasonlításképpen vizsgáljuk meg az 5. ábrán szemléltetett profilekat, ahol a klasszikus számításnak megfelelő alámetszés-határi profileltolás is csupán egy enyhe alámetszéshez vezet.

A 6., 7. és 8. ábrán jól észrevehető, hogy a lekerekítési sugár lényeges befolyást gyakorol a foglábgörbe alakjára. Nagyobb lekerekítési sugár esetében az alámetszés sokkal tompábban, elfogadható módon jelentkezik. Bár az evolvens profil rövidülése a kapcsolódás rovására megy, bizonyos esetekben előfordulhat, hogy az alámetszés klasszikus határa alá kell fogazni; ez esetben a lekerekítési sugár értékét lényeges meghatározni. A következőkben egy alternatív szintetikus geometriai módszert mutatunk be a szinguláris pontok azonosítására.

8. Az alámetszés geometriai modellezése

A fogaskerék-kapcsolás elméletében lényeges áttörést Litvin hozott [2], aki az alámetszés hárát a szinguláris pontoknak a burkoló profilon való megjelenése pillanatával azonosította. Elképzelése nagyszerű geometriai-kinematikai észrevétel, hiszen ez esetben a parametrikus alakban felírt görbének $\dot{x}$, $\dot{y}$ deriváltjai nullák, azaz a profil mentén való elmozdulási sebesség is nulla, ami a kapcsolódás törvényének ellentmond. Ennek alapján az abszolút sebességek kiegyenlítésének feltételét kiaknázza felírható, hogy

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_t^{(1)} + \mathbf{v}_r^{(1)} &= \mathbf{v}_t^{(2)} + \mathbf{v}_r^{(2)} \Rightarrow \\ \mathbf{v}_r^{(2)} &= \mathbf{v}^{(12)} + \mathbf{v}_r^{(1)} \end{aligned} \quad (17)$$

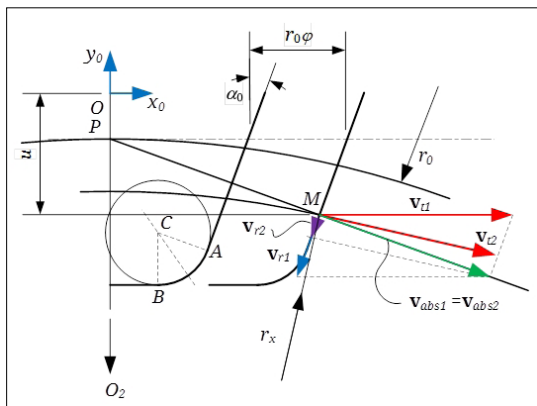
A (17) egyenlet megengedi a szerszámprofil korlátozását, a $\mathbf{v}_r^{(2)} = 0$, feltételből, anélkül, hogy a burkolóprofil egyenleteit kiszámítsuk.

A jelen közleményben javasolt szintetikus geometriai módszer lehetővé teszi az egyenletek felírását, anélkül, hogy a [2]-ben leírt módszer egyenletrendszerét kellene használni.

A teljes generáló görbe egyenes és görbe szakaszára külön szemléltetjük a geometriai összefüggéseket.

Tekintsük a **9. ábrát**, ahol az egyenes profil tet-
szőleges pontjában megadott sebességeket ábrá-
zoltuk.

Az alaphelyzetből r_0 φ -vel eltolt lécpofil M pontja lesz a kapcsolódási pont, mivel a rajta keresztül haladó profilnormális tartóegyenese megy át a P főponton. A lécp $\mathbf{v}_{t1}$ haladási sebességét felvesszük. Tudva azt, hogy az M kapcsolódási pont pályája a kapcsolóegyenese, így az M -ben definiált abszolút



9. ábra. A sebességvektorok a generáló lécpofil egyenes szakaszán, a pillanatnyi kapcsolódási pontban

sebességvektor is a kapcsolóegyenesre illeszkedik, valamint azt is, hogy a relatív sebességvektor a profil kell érintse, a relatív sebesség értékét könnyen ki lehet számítani. Az álló koordináta-rendszerhez fel lehet írni, hogy

$$\begin{pmatrix} -v_{r1} \sin \alpha_0 \\ -v_{r1} \cos \alpha_0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} v_{t1} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v_{absz} \cos \alpha_0 \\ -v_{absz} \sin \alpha_0 \end{pmatrix} \quad (18)$$

A kifejtés és a számítások után kapjuk, hogy

$$v_{r1} = \frac{v_{t1}}{\sin \alpha_0} \quad (19)$$

Ezzel a $\mathbf{v}_{12} + \mathbf{v}_{r1} = 0$ feltétel, figyelembe véve a (9) és (10) kifejezéseket, a következő alakot ölti:

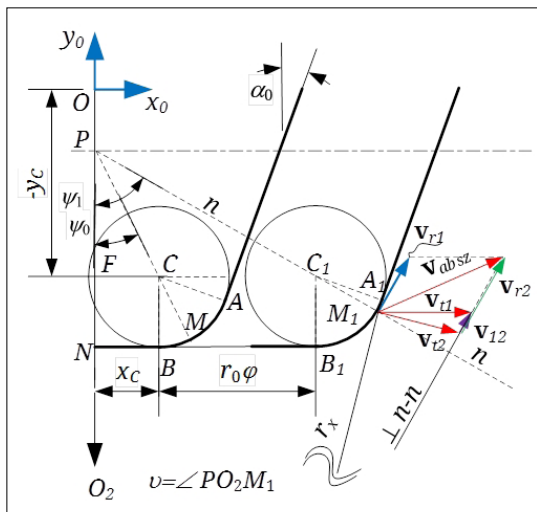
$$\begin{cases} -(u + m \xi) - r_0 \sin^2 \alpha_0 = 0 \\ \frac{\pi m}{4} + u \operatorname{tg} \alpha_0 + r_0 \varphi - r_0 \sin \alpha_0 \cos \alpha_0 = 0 \end{cases} \quad (20)$$

A (20) egyenletrendszer első egyenletéből, adott profileltolás értékre, megkapjuk azt az u paraméterértéket, amelyre az alámetszés határesetje fennáll. Ha ezt az egyenletet a $\xi=0$, $u = -h_0^*m$ értékekre sajátosítjuk, az elemi fogazat alámetszési fogszámhatárát kapjuk [7]. A második egyenlet megadja azt a legördülési szögértéket, amire a szinguláris pont a burkolóprofilon megjelenik.

A körívszakasz pontjainak sebességviszonyait a **10. ábrán** tüntettük fel.

A lécpofilú szerszámon az előbbiekben is rögzített balról jobbra irányú pozitív legördülési φ szögnek megfelelően a C_1 pont abszcisszája

$$x_1^{C_1} = x_1^C + r_0 \varphi \quad (21)$$



10. ábra. A sebességvektorok a generálóléc görbe szakaszán

Ezzel, az PFC_1 háromszögből

$$tg \psi_1 = \frac{x_1^C + r_0 \varphi}{-y_1^C - m \xi} \quad (22)$$

Ezzel, az O_2M_1 sugár és a tengelyvonal közötti ϑ szög értéke

$$tg \vartheta = \frac{x_1^C + r_0 \varphi + r \sin \psi_1}{r_0 + y_1^C + m \xi + r \sin \psi_1} \quad (23)$$

Innen, az O_2M_1 sugár értéke, a $\vartheta(\phi)$ szög függvényében:

$$O_2M_1 \equiv r_x = \frac{x_1^C + r_0 \varphi + r \sin \psi_1}{\sin \vartheta} \quad (24)$$

A 2-es elem szállítósebessége a (23) és (24) kifejezések segítségével

$$\mathbf{v}_{t2} = \frac{r_x}{r_0} \begin{pmatrix} \cos \vartheta \\ -\sin \vartheta \end{pmatrix} \quad (25)$$

A következőkben föl kell írunk a v_{r1} relatív sebesség értékét. A profil mentén a pontnak a helyzetét a ψ_1 szög változása határozza meg. Az $\overline{MM}_1$ ív elemi változása adja a relatív sebesség abszolút értékét:

$$v_{r1} = r \frac{d\psi_1}{dt} = \frac{-(y_1^C + m \xi)r_0 \varphi}{(y_1^C + m \xi)^2 + (x_1^C + r_0 \varphi)^2} \omega_2, \omega_2 = 1 \frac{rad}{s} \quad (26)$$

Ezzel a 2-es kerék fogprofilján az érintkezési pont relatív sebessége

$$\mathbf{v}_{r2} = \begin{pmatrix} r_0 \\ 0 \end{pmatrix} - \frac{r_x}{r_0} \begin{pmatrix} \cos \vartheta \\ -\sin \vartheta \end{pmatrix} + v_{r1} \begin{pmatrix} \cos \psi_1 \\ \sin \psi_1 \end{pmatrix} \quad (27)$$

Végül vegyük észre, hogy a körív u paramétere és a legördülési φ paramétertől függő ψ_1 paraméter között az alábbi reláció áll fenn:

$$u = \frac{\pi}{2} - \alpha_0 - \psi_1 \quad (28)$$

Ezzel, a (27) kifejezés első két elemét nullává téve, megkapjuk a szingularitást előidéző u értéket, és azt a φ legördülési szögeértéket, amire a szinguláris pont megjelenik.

9. Következtetések

A lefejtőszerszám lekerekített része, ha a lekerekítési sugár megfelelő, sokkal előnyösebb foglábgörbét alakít ki, mint a hegyes elméleti szerszám.

A szimulációkból észre lehet venni, hogy a fogaskereket kisebb profileltolásra lehet fogazni, mint a klasszikus elmélet által előírt alámetszési határ.

A szinguláris pontok kialakulásának geometriai feltételei arra engednek következtetni, hogy a lekerekítési ív alakja lényegesen meghatározza a foglábgörbe alakját és a szinguláris pontok kialakulásának pillanatát.

Köszönetnyilvánítás

A szerzők ezúttal fejezik ki köszönetüket az Erdélyi Múzeum-Egyesületnek a kutatásban nyújtott segítségért, melynek részeredményeit jelen közleményben hozzuk nyilvánosságra.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] Hollanda D.: *Bazele aşchierii şi generării suprafeţelor*. Vol. 2. Editura Universităţii „Petru Maior” Tîrgu-Mureş, 1996. 160–162.
- [2] Litvin F. L.: *A fogaskerékapcsolás elmélete*. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1972.
- [3] Máté M.: *Hengeres fogaskerek gyártószerszámai*. Erdélyi Múzeum-Egyesület, Kolozsvár, 2016. <https://doi.org/10.36242/mtf-12>
- [4] Balajti Zs.: *Examination and adjustment of the bearing pattern in case of helicoid drives*. In: 8th CIRP Conference on High Performance Cutting, Budapest, Hungary, June 25–27. 2018. Procedia CIRP. 77. (2018) 267–270.
- [5] Mohammad Q. A., Muhsin J. J.: *Analytical Solution of Bending Stress Equation for Symmetric and Asymmetric Involute Gear Teeth Shapes with and without Profile Correction*. Innovative Systems Design and Engineering Vol. 3. Nr. 6. 2012 (2018). 19–30.
- [6] Zhou Yuansheng, WuYuanhang, Wang Liming, Tang Jinyuan, Ouyang Hongwuab: *A new closed-form calculation of envelope surface for modelling face gears*. In: Mechanism and Machine Theory, 137. (2019) 211–226.
- [7] Szeniczai L.: *Általános fogazás*. Nehézipari Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1955.
- [8] Radzewich S. P.: *Gear Cutting Tools*. CRC Press, NY. 2010.

KOMPLEX CSOMÓPONTOK HŐENERGETIKAI ELEMZÉSE EGY ENERGIAHATÉKONY ISKOLAÉPÜLETNÉL

THERMAL BEHAVIOUR ANALYSIS OF COMPLEX JOINTS FOR AN ENERGY EFFICIENT SCHOOL BUILDING

Karda Szilárd,¹ Nagy-György Tamás,² Boros József³

Temesvári Műszaki Egyetem, Építőmérnöki Kar, Temesvár, Románia

¹ szilard.karda@student.upt.ro

² tamas.nagy-gyorgy@upt.ro

³ iosif.boros@student.upt.ro

Abstract

Energy-efficient buildings have received increasing attention in recent times as they represent a direction that promotes the objectives of a sustainable, competitive and decarbonized energy policy. In order to meet the minimum requirements of the nearly zero-energy buildings (nZEB) the thermal characteristics of the envelope play an important role. The aim of the paper is to present and analyse the thermal behaviour of complex joints for an energy efficient school building, for which the formation of thermal bridges has been reduced by applying improved geometrical and technological solutions. Since most of the thermal bridge catalogues did not provide updated details for the studied joints, numerical calculations, as two-dimensional finite elements thermal simulations, were performed to determine thermal transmittance coefficients and the U-value.

Keywords: *energy efficiency, thermal bridges, complex joints, thermal transmittance coefficient.*

Összefoglalás

Az energiahatékony épületek fokozott figyelmet élveznek az utóbbi időben, mivel olyan irányt képviselnek, ami elősegíti a fenntartható, versenyképes és dekarbonizált energiapolitika célkitűzéseit. Annak érdekében, hogy az épületek megfeleljenek a közel nulla energiaigényű létesítmények minimumkövetelményeinek, fontos szerepet kapnak a térelhatároló elemek hőtechnikai jellemzői. A dolgozat célja, hogy bemutassa és elemezze egy energiahatékony iskolaépület azon komplex csomópontok hőenergetikai viselkedését, amelyek esetében különböző geometriai és technológiai megoldásokat alkalmazva csökkent a hőhidak kialakulásának lehetősége. Mivel a jelenlegi hőhíd-katalógusok túlnyomó része nem szolgáltat naprakész adatokkal a tanulmányozott csomópontok számára, numerikus számításokra és kétdimenziós végelem-szimulációra volt szükség a hőátbocsátási tényezők meghatározására.

Kulcsszavak: *energiahatékonyaság, hőhidak, komplex csomópontok, hőátbocsátási tényező.*

1. Bevezetés

Az energiafogyasztás kérdése fokozott figyelmet élvezett az utóbbi évtizedekben az Európai Unió számára. Az Unió vezetői 2007-ben azt a célt tűzték ki, hogy 2020-ig 20%-kal csökkentik az EU éves energiaszükségletét, és ezt a cselekvési irányvonalat folytatva a tagállamok 2030-ra 32,5%-os

viSSzaesést érjenek el. Az energiahatékonyasági intézkedések nem csupán az üvegházhatású gázki-bocsátások csökkenésének, illetve a fenntartható energiaellátás megvalósításának eszközei, hanem az államok versenyképességének fokozásában is fontos szerepet kapnak [1], ezért ezen cselekvési terv stratégia prioritás az Európai Unió számá-

ra. Jelenleg az épületek az energia-végfogyasztás 40%-áért és a széndioxid-kibocsátás 36%-áért felelősek, ezért az új és meglévő épületek energia-teljesítményének növelése érdekében a 2010/31 EU-irányelv számos előírást tartalmaz, melyek közül fontos kiemelni a közel nulla energiaigényű épületeket (a továbbiakban KNE).

A KNE-épületek magas energiahatékonysággal rendelkező létesítmények, melyekben a felhasznált közel nulla vagy nagyon alacsony mennyiségű energia legalább 30%-a megújuló forrásokból kell származzon [2]. A hatályos jogi keretek alapvető követelményei közé tartozik, hogy Romániában minden új épület, melynek használatbavétele 2020. december 31. után kiállított építkezési engedély alapján történik, közel nulla energiaigényű épület kell legyen [3].

Romániában az épületek átlagos primer energiafogyasztása megközelítőleg 250 kWh/m²év, ami 25%-kal nagyobb az EU középértékéhez képest, köszönhetően az épületek elavult és alacsony hatásfokának. A KNE-épületek számára meghatározott primerenergia-fogyasztás 100-185 kWh/m²év közötti értéket vehet fel. Az energiahatékonyságot jelentős mértékben befolyásolják az épületelemek hőtechnikai jellemzői, az épület elhelyezése és tájolása, a fűtési és a légkondicionáló rendszerek, a természetes és gépi szellőztetés, a beépített világítóberendezések, a passzív napenergia-hasznosító rendszerek és az árnyékolás, a beltéri klimatikus körülmények, illetve a belső hőterhelések [4].

Jelen dolgozat egy oktatási épület térelhatároló szerkezetének csomópontjait vizsgálja, amelyek megoldásként szolgálhatnak a hőhidak csökkentése érdekében. Mivel az épületek energiafogyasztásának több mint 50%-át a fűtéshez szükséges energia teszi ki, az energiahatékonyság növelése érdekében ez az arány jelentősen visszaeshet, ha megfelelő hőszigeteléssel rendelkeznek az épületek térelhatároló szerkezetek és a lehető legkevesebb olyan zóna létezik, ahol hőhidak alakulhatnak ki. Nagyobb figyelmet fektetve a csomópontoknál lehetséges hőhidakra, optimalizálni lehet a szerkezetek hőátbocsátási tényezőit és a fajlagos hővesztésüket.

2. Közel nulla energiaigényű iskolaépület

A nagyszalontai Arany János Elméleti Líceum új épületszárnya 2017-ben került átadásra és Románia első közel nulla energiaigényű oktatási épületének számít, amely megfelel a passzív házak által előírt követelményeknek is. A 3496 m² hasznos alapterülettel rendelkező épület vasbe-

ton teherhordó keretszerkezete egy gerendarács alapon fekszik. A szerelő aljzatbeton alatt 20 cm XPS hőszigetelés található, az oldalsó térelhatároló elemeket 25 cm vastag pórusbeton falazat és 15 cm kőzetgyapot alkotja, a nyílászárók 6 kamrás műanyag ablakszerkezetből és 3 rétegű üvegszerkezetből állnak, a fűtetlen padlás alatti vasbeton födém hőszigetelése pedig 25 cm kőzetgyapattal valósult meg.

A csomópontok vizsgálata stacioner állapotban történik. A numerikus szimulációhoz szükséges meghatározni a szerkezet geometriáját, a geometriát alkotó anyagok hőkapacitását, hővezetési tényezőjét, testsűrűségét, illetve a külső és belső peremfeltételeket [5].

A külső hőmérséklet méretezési értéke az ország éghajlati övezete függvényében határozható meg. Nagyszalonta a második éghajlati övezetben helyezkedik el, tehát a méretezési külső hőmérséklet -15 °C. Az épület belső hőmérséklete +18 °C, melyet a helyiségek rendeltetése számára előírt hőmérsékletek súlyozott átlagából lehet kiszámítani. A padlástér hőmérsékletét a méretezési külső hőmérséklet, az előírt belső hőmérséklet, illetve a térelhatároló elemek eredő hővezetési ellenállása határozza meg. Az így kapott helyiség-hőmérséklet a fűtetlen térben -11,35 °C.

A külső légköri állapot statisztikai átlaga szerint a páratartalom 70%-os, míg a belső léghőmérséklethez 60%-os páratartalom van meghatározva. A számításoknál alkalmazott külső és belső oldali felületi hőátadási ellenállás sorrendben 25 W/m²K és 8 W/m²K.

3. A hőhidak és hőátbocsátási tényezők számítása

A hőátbocsátási tényező, vagyis az U érték egy felület hőszigetelésének a jellemzője, amely kifejezi, hogy egy adott szerkezet egységnyi területén, egységnyi hőmérséklet hatására mekkora hőáram halad át. A térelhatároló szerkezet tényleges hőátbocsátását azonban különféle ismétlődő vonalmenti, illetve pontszerű inhomogenitások befolyásolják [6], ezért a rétegtervi U' érték az alábbi képlet alapján számítható ki (1):

$$U' = \frac{1}{R_{si} + \sum_i \frac{d_i}{\lambda_i} + R_{se}} + \frac{\sum (\psi \cdot l)}{A} + \frac{\sum \chi}{A} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (1)$$

ahol

- R_{se} és R_{si} – a külső és belső oldali felületi hőátadási ellenállás [m²K/W];
- d_i – a szerkezeti rétegtrend vastagsága [m];

- λ_i – a szerkezeti rétegrend hővezetési tényezője [W/mK];
- l – a vonalmenti hőhíd hossza [m];
- ψ – a hőhíd vonalmenti hőátbocsátási tényezője [W/mK];
- A – a határoló elem felülete [m²];
- χ – a hőhíd pontszerű hőátbocsátási tényezője.

A hőhidak a határolószerkezetek azon zónáin találhatóak, ahol többdimenziós hőáramlás és hőmérséklet-eloszlás alakul ki, köszönhetően az eltérő vastagságú és hővezetésű rétegeknek, illetve a különböző külső és belső dimenzióknak [7]. A hőhidak a vonalmenti és pontszerű hővesztések mellett hőkomfort, illetve épület-szerkezettani problémákat okozhatnak, ezért a redukálásuk esszenciális fontosságú. A hőhidakat mértékét a vonalmenti (2), illetve a pontszerű hőátbocsátási tényezők (3) határozzák meg.

$$\psi = \frac{L_{2D} - \sum U \cdot A}{l} [W / mK] \quad (2)$$

$$\chi = \frac{\Phi}{\Delta T} - U \cdot A[W/K] \quad (3)$$

ahol

- L_{2D} – hőhídtényező a kétdimenziós számításokból [W/mK];
- U – a kezdeti hőátbocsátási tényező [W/m²K];
- Φ – a pontban kialakult hőáram [W];
- ΔT – a kültéri és beltéri hőmérséklet-különbség [°C].

A csomópontok hőtechnikai szimulációja a HT-flux végeelem-programmal történt [8], amely során meghatározásra kerültek a hőhídtevényezők, a hőáramok, a hőáramsűrűségek, illetve a hőmérséklet-eloszlás.

3.1. Padlásfödém

Az épület fűtött és fűtetlen terét elválasztó padlásfödém hőszigetelő szerkezete egy 15, illetve 10 cm vastag köztérnyapot lemezről áll, melynek a hőátbocsátási tényezője a rétegrendek szerint $0,150 \text{ W/m}^2\text{K}$ (**1. táblázat**). A fűtetlen légtérrel egy

1. táblázat. *A padlásfödém hőátbocsátási tényezője*

Rétegsorrend	λ [W/mK]	Vastagság [cm]
Kőzetgyapot	0,039	25
Párafékező fólia	0,290	0,2
Vasbeton födém	1,740	13
Beltéri vakolat	0,930	1,5
U-érték [W/m ² K]		0,150

nyeregterető zárja be, melynek a tartóelemei a vasbeton gerendás födémen támaszkodnak, ezáltal a székoszlop és papucsfa zónájában változik a hőszigetelés vastagsága, illetve a folytonossága, ezáltal módosítva az egységnyi felületre eső hőáramot.

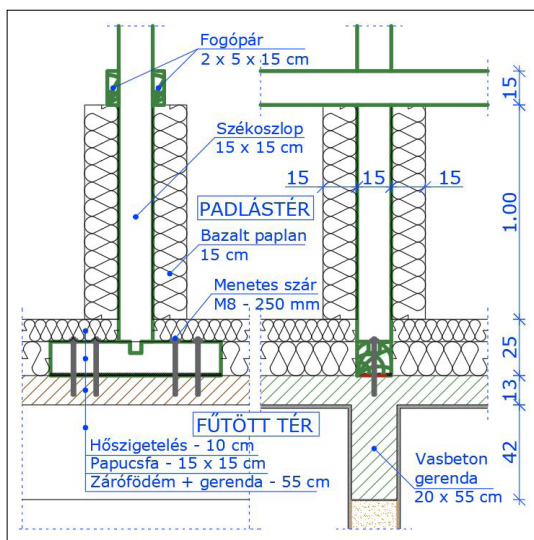
A székoszlopoknál kialakuló pontszerű és vonalmenti hőhidak redukálása érdekében a papucsfa sávjában megmaradt a hőszigetelés második, 10 cm vastag kőzetgyapot lemeze, a székoszlop pedig egy 15 cm vastag bazalt paplannal lett betakarva a fogópár aljáig (**1. ábra**).

A papucsfaák rögzítéséhez használt menetes szá-
rak esetében pontszerű hőhidak alakulnak ki, me-
lyeknek a számbavétele egy precízebb hőátbocsá-
tási tényezőhöz vezet.

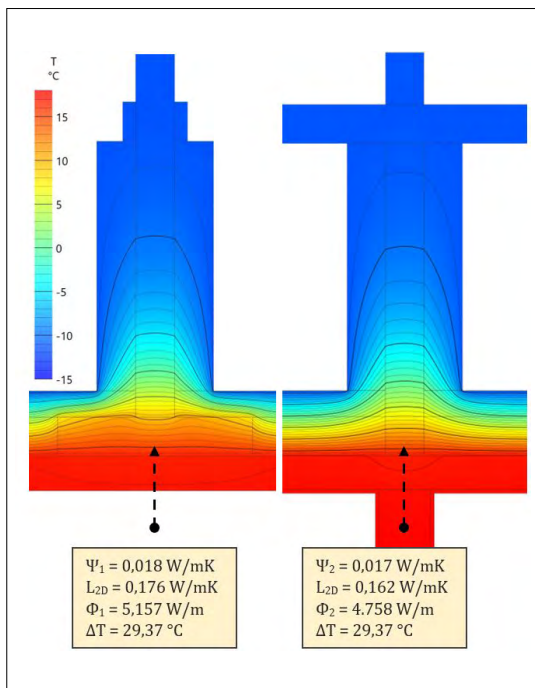
A végeelem-modellezés során a papucsfák sávjában a hőáram értéke 4,758 W/m, a kültéri és beltéri hőmérséklet-különbség 29,37 °C. Meghatározva a hőhídtényezőt (L_{2D}), a papucsfa alatti vonalmenti hőátbocsátási tényező értéke 0,017 W/mK (2. ábra).

A passzívvezetők tervezésénél azokat a csomópontokat nevezzük „hőhídmentes kialakításnak”, amelyeknél a vonalmenti hőátbocsátási tényező értéke 0.01 W/mK alatt van [9].

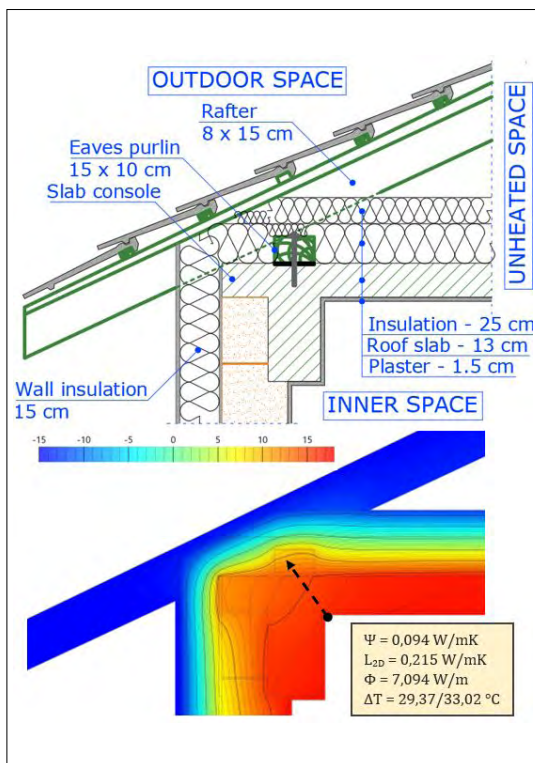
A székoszlopok alsó pontjában keletkezett 0,744 W hőáram 0,0219 W/K pontszerű hőátbocsátási tényezőt határoz meg. A menetes szárák nincsenek közvetlen kapcsolatban a padlástér alacsonyabb hőmérsékletével, az átlakuk meghatározott pontszerű hőhíd χ értéke elenyésző, 0,0006 W/K. A székoszlopok hőszigetelése hiánya-



1. ábra. A székoszlopok hőszigetelése



2. ábra. A hőszigetelt székoszlopok hőmérséklet-eloszlása és Ψ értékei



3. ábra. A talpszelemen hőszigetelése és Ψ értéke

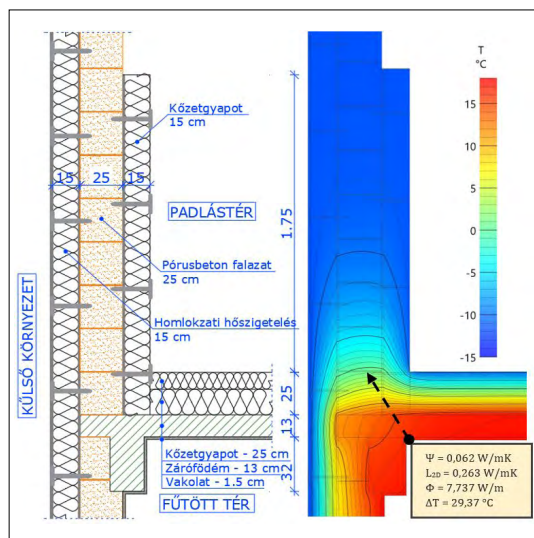
ban a ψ és χ jelentősen megnőne $0,075 \text{ W/mK}$, illetve $0,0314 \text{ W/K-re}$.

A hőhidak javítása érdekében a talpszelembet betakaró hőszigetelő réteg a szarufák között a zárófödém végéig tart (3. ábra), ahol csatlakozik a külső homlokzati szigeteléssel, megtartva ezáltal a termikus burok folytonosságát.

Azáltal, hogy a talpszelemen nincs közvetlen kapcsolatban a külső alacsony hőmérséklettel, a kezdeti vonalmenti hőhid $0,183 \text{ W/mK}$ értéke helyett a kapott Ψ érték $0,094 \text{ W/mK}$, ami így is fokozottabb hővesztéssel jár a gerendafödém belső sarkánál, de a szarufák és a szerkezeti elemek pozíciója nem tett lehetővé kedvezőbb lehetőséget a hőhid csökkentésére. A horganyzott menetes rudak által létrejött pontszerű hőhidak együtthatói $0,0006 \text{ W/K}$ darabonként.

Az épület keleti és északi oldalán található szomszédos házak következtében a tűzfalak egészen a nyeregvető csúcsáig tartanak, ezért a zárófödém két oldalsó sávjánál kialakuló lineáris hőhidak alakulnak ki. Ebből kifolyólag a padlás szintjén a külső fal homlokzati hőszigetelése követi az alsó szintek vastagságát, illetve a zárófödém és a fűtetlen tér találkozásánál $2,00$ méter magasságáig a fal belső oldalán többlet-hőszigetelés található (4. ábra). A külső homlokzati falnak a padlástér alatti, illetve feletti rétegrendje és hőátbocsátási tényezője a 2. táblázatban található.

A homlokzati falak hőszigetelésénél használt csavaros műanyag tiplik acél beütőszegrei pontszerű hőhidakat hoznak létre a hőszigetelés, illetve a tartóelemek vastagságában. Az épületnél



4. ábra. A tűzfal-zárófödém csomópont

2. táblázat. A külső falazat és a padlástéri tűzfal hőátbocsátási tényezője

Rétegsorrend	λ [W/mK]	Vastagság [cm]
Beltéri vakolat	0,930	1,5
Pórusbeton falazat	0,109	25
Kőzetgyapot-ragasztó	0,430	1
Kőzetgyapot	0,0384	15
Ragasztó + üvegszövet	0,430	1
Vakolatalapozó	0,430	0,2
Nemesvakolat	1,280	0,3
Zárófödém alatti U-érték [W/m ² K]		0,155
+Kőzetgyapot-ragasztó	0,430	1
+Kőzetgyapot	0,0384	15
Zárófödém feletti U-érték [W/m ² K]		0,097

használt dübelek pontszerű hőátbocsátási tényezője 0,00198 W/K [10], és összességében 6%-kal növeli a kőzetgyapot hővezetési tényezőjét, negatívan befolyásolva ezáltal a homlokzati falak, illetve az alsó zárófödém hővezetési ellenállását.

A szimuláció során a homlokzati külső fal és a zárófödém találkozásánál 7,737 W/m hőáram alakul ki, így a vonalmenti hőhíd értéke 0,062 W/mK. A tűzfal belső oldalára beépített kőzetgyapot lemezek majdnem a felére redukálták a hőáramot a zárófödém belső sarkában, a többlet-hőszigetelés nélkül 0,120 W/mK lenne a ψ értéke.

3.2. Alsó zárófödém

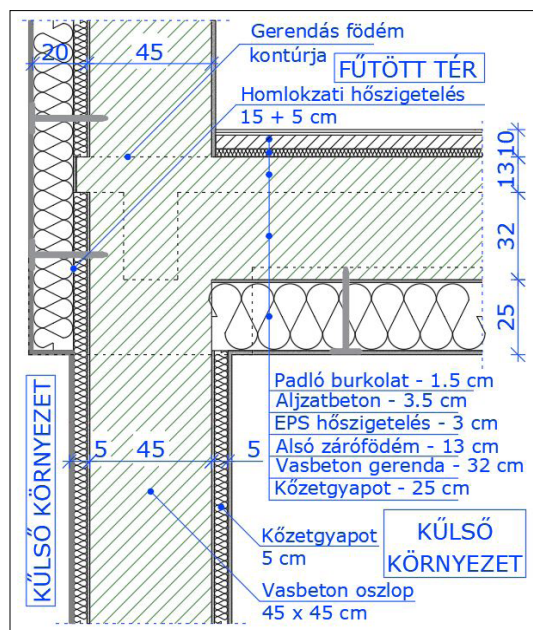
Az alsó zárófödém hőszigetelése 25 cm kőzetgyapattal történt, amelynek a rétegsorrendje alapján (3. táblázat) a kapott U érték 0,131 W/m²K.

A termikus burok érdekében a vasbeton gerendák körül is megmaradt a 25 cm szigetelés (5., 7., 8. ábra). A pillérek és a födém találkozásánál a pontszerű hőhidak redukálása érdekében az oszlop teljes magasságában 5 cm-es kőzetgyapattal lett bevonva, megszüntetve a vasbeton szerkezet külső térrel való találkozását. A homlokzatoknál a konzolos födém úgy volt méretezve és kialakítva, hogy a pórusbeton falazat 5 cm-rel kinnebb helyezkedjen el a vasbeton pillér külső oldalához képest, így a pillér sávjában 20 cm vastag a hőszigetelés, amely kompenzálja a vasbeton kedvezőtlen hővezetési tényezőjét.

Az alsó gerendás zárófödém és a vasbeton pillérek találkozásánál a hővesztesség túlnyomó többsége az oszlopok irányába távozik, mivel a függőleges tartószerkezet teljes mértékben kültéri

3. táblázat. Az alsó zárófödém hőátbocsátási tényezője

Rétegsorrend	λ [W/mK]	Vastagság [cm]
Kerámia burkolólap	2,030	1
Ragasztóhabarcs	0,930	1
Aljzatbeton	0,930	5
PE fólia	0,290	0,2
EPS hőszigetelés	0,042	3
Vasbeton födém	0,930	13
Kőzetgyapot-ragasztó	0,430	1
Kőzetgyapot	0,0384	25
Ragasztó + üvegszövet	0,430	1
Vakolatalapozó	0,430	0,2
Nemesvakolat	1,280	0,3
U-érték [W/m ² K]		0,131

**5. ábra.** A vasbeton pillér – zárófödém csomópontja

elemnek minősül. A vasbeton pillér 45 × 45 cm-es keresztmetszetéből, illetve a pozíciójából kifolyólag a tanulmány ezt a csomópontot vonalmenti hőhidnak tekinti, és a ψ értéket a fűtött tér belső sarkában határozza meg.

A beton kedvezőtlen hővezetési tényezőjének, illetve a pillér méreteiből származó hőkapacitásának köszönhetően a termikus burok ezen pontján a hőáram eléri a 21,946 W/m értéket. A szimuláció során kapott 2 dimenziós hőhíd té-

nyező értéke 0,665 W/mK, illetve a vonalmenti hővezetési tényező 0,464 W/mK (6. ábra). Tekintettel arra, hogy a zárófödémnél ezek a hőhidak csak három helyen jelennek meg, nem befolyásolják nagy arányokban a rétegtervi U értéket. Sokkal számottevőbb hőveszteség alakulhat ki a födém peremgerendái sávjában.

A köztes gerendának folytonos hőszigetelése minimálisra csökkentette a hőhidakat, a vonalmenti hőátbocsátási tényező 0,017 W/mK (7. ábra). Abban az esetben, amikor a vasbeton gerenda nincs megfelelően hőszigetelve, és csupán 5 cm vastag kőzetgyapot borítja be az alját, a Ψ értéke eléri a 0,096 W/mK-t, ami hatszorosára növeli a hőáramot a gerenda síkjában.

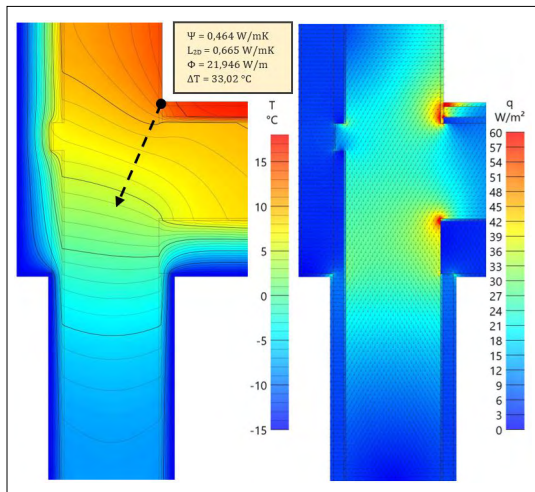
A zárófödém perem menti gerendája esetén a csomópont geometriájából kifolyólag nagyobb a hőáram, mint a köztes gerendáknál. Habár a termikus burok ebben a zónában is folytonos, illetve a vasbeton gerenda külső oldalán lehetséges volt egy 32,5 cm vastag hőszigetelő réteget elhelyezni a kapott vonalmenti hőátbocsátási tényező 0,105 W/mK (8. ábra). A kedvezőtlen variáns esetén, amikor nem létezik többlet-hőszigetelés, a ψ érték meghaladja a 0,174 W/mK-t.

3.3. Rétegtervi hőátbocsátási tényezők

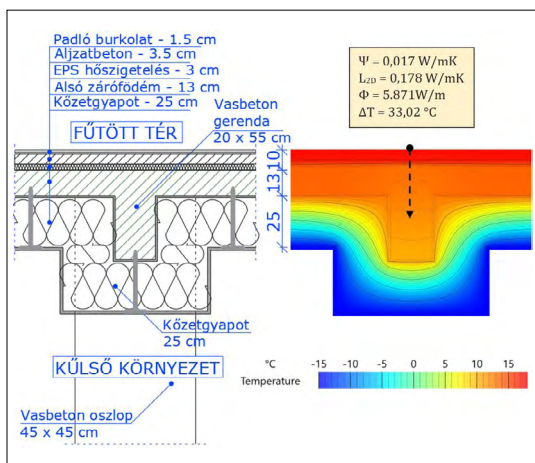
A kéttípusú térelhatároló elem javított hőátbocsátási tényezőjét a kezdeti U érték, illetve a vonalmenti és pontszerű hőátbocsátási tényezők határozzák meg. A 4. táblázatban észrevehető, hogy a padlásfödém nagy alapfelülete a hőhidak mértékének számítását pozitívan befolyásolja, és mivel sikerült minimálisra csökkenteni a hőveszteségeket, a kezdeti U érték 10,6%-kal növekedett. A zárófödém esetén, ahol viszonylag kis felületen két olyan zóna is létezik, ahol a hőhidak emelkedett értéket vesznek fel, a pontosított hőátbocsátási tényező 45,8%-kal nőtt.

4. táblázat. A térelhatároló elemek rétegtervi U értékei

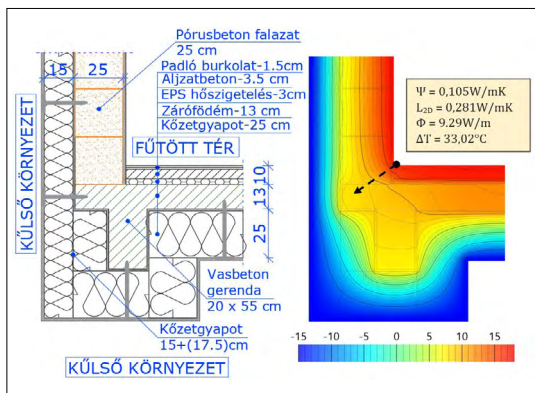
	Padlásfödém		Zárófödém	
U [W/m ² K]	0,150		0,131	
A [m ²]	946,90		35,40	
$\Psi \cdot l$ [W/K]	0,017	42,75	0,464	1,35
	0,094	121,8	0,017	3,40
	0,062	31,10	0,105	13,75
$\chi \cdot n$ [W/K]	0,0314	57	0,00	
	0,0008	57	0,00	
	0,0008	97	0,00	
U' [W/m ² K]	0,166		0,191	



6. ábra. A vasbeton pillér – zárófödém hőmérséklet-eloszlása és hőáramsűrűsége



7. ábra. A köztes vasbeton gerenda hőszigetelése és Ψ értéke



8. ábra. A zárófödém szélső vasbeton gerendája

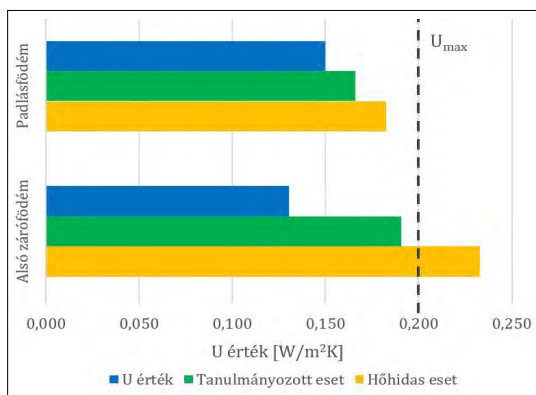
A földem hőhidjainak 67%-át a szélső gerendák alkotják, melyeknél a vonalmenti hőveszteségek csökkentése csak jelentős esztétikai kompromisszummal valósítható meg a csomópont geometriai formája miatt. A vasbeton pillér és a zárófödém találkozásánál lehetséges a hőhíd kialakulásának visszafogása, ha az oszlopot nem 5 cm, hanem 15 vagy 20 cm vastag közetgyapattal veszi körül. Az első megoldás esetén a vonalmenti hőátbocsátási tényező 0,332 W/mK-re csökken, a második variánsnál csupán 0,295 W/mK-re esik vissza. A vasbeton pillérek esetében tehát alkalmazható a további 10 cm vastagságú hőszigetelés, amely során 40 százalékkal csökkenne a hőveszteség ezekben a pontokban.

Összehasonlítva az alkalmazott hőszigetelést a hagyományos szigetelési megoldásokkal (9. ábra), megállapítható, hogy az U' értéke további 10%-kal romlana, ha nem lenne figyelembe véve a termikus burok folytonossága, illetve a székoszlopok és a tűzfalak további hőszigetelése. Az így kapott U érték 0,183 W/m²K majdnem 22%-kal rontana a kezdeti hővezetési ellenálláson.

Az alsó zárófödém esetén a hagyományos hőszigetelési megoldásokat alkalmazva a hőátbocsátási tényező 0,233 W/m²K, további 20%-kal növelve a hőveszteséget, és meghaladva ezáltal a zárófödémnél előírt maximum U értéket, ami 0,20 W/m²K.

4. Következtetések

A tanulmányozott padlásfödém székoszlopai és a tűzfalak beburkolása plusz hőszigeteléssel fűtetlen térben alkalmazható megoldást jelent a vonalmenti és pontszerű hőhidak csökkentésére a szerkezeti elemeknél, továbbá a menetes szárák által keletkezett pontszerű hőhíd nem befolyásolja számottevően a termikus burok hőátbocsátási tényezőjét.



9. ábra. Rétegtervi U értékek összehasonlítása

Az alsó zárófödém esetén a térelhatároló elemek geometriai kialakítása hátrányt jelent a hőhidak csökkentésénél és kisebb felületű épületszerkezeteknél, nagyobb arányban romlik azok hővezetési ellenállása. A vasbeton pillérek hőszigetelési vastagságának növelése viszont kedvezőbben befolyásolhatja a hőveszteségek kialakulását a földemnél.

A tanulmányozott épülethatároló elemeknél megállapítható, hogy a hőveszteségeket akár 20%-kal is csökkenteni lehet, ha nagyobb figyelmet kapnak a csomópontok geometriai és hőtechnikai megoldásai. Minimalizálva a hőhidak kialakulását, optimalizálni lehet a hőátbocsátási tényezőket, úgy, hogy ne legyen szükséges megnövelni a hőszigetelés vastagságát a teljes felületen.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] 2018/2002: Az Európai Parlament és Tanács (EU) irányelve az energiahatékonyságról szóló 2012/27 (EU) irányelv módosításáról. 2018.
- [2] Az Európai Parlament és a Tanács 2010/31/EU irányelve az épületek energiahatékonyságáról. 2010.
- [3] 13/2016: Rendelet az épületek energiahatékonyságáról szóló 372/2005. sz. törvény módosításáról.
- [4] Daniel D., Tănăsă C., Stoian V., Brata S., Stoian D., Nagy-György T., Floruț S. C.: *Passive house design: An efficient solution for residential buildings in Romania*. Energy for Sustainable Development. 32. (2016) 99–109.
<https://doi.org/10.1016/j.esd.2016.03.007>
- [5] Boros I., Tănăsă C., Stoian V., Daniel D.: *Thermal studies of specific envelope solutions for an energy efficient building*. Key Engineering Materials, 660. (2015) 192–197.
<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.660.192>
- [6] Mc001/1–2006: Methodology for calculation of energy performance of building. The building envelope.
- [7] EN ISO 10211:2017 – Thermal bridges in building construction – Heat flows and surface temperatures – Detailed calculations
- [8] HTflux – Hygric and Thermal Simulation Software (letöltve: 2020. október 20.).
<https://www.htflux.com/>
- [9] Passipedia – The Passive House Resource
<https://passipedia.org/> (letöltve: 2020. október 20.).
- [10] Karda Sz., Nagy-György T., Daniel D., Boros I.: *Analysis of the thermal behavior of a glass fiber reinforced polyamide fastener*. In: 18th International Technical-Scientific Conference on Modern Technologies for the 3rd Millennium. Oradea, Romania, 2019. 217–222.

EVOLVENS CSIGA GYÁRTÁSI PONTOSSÁGÁNAK VIZSGÁLATA KINEMATIKAI MODELL SEGÍTSÉGÉVEL

AN ANALYSIS OF MANUFACTURING PRECISION OF INVOLUTE WORMS USING A KINEMATICAL MODEL

Kelemen Csongor,¹ Máté Márton²

¹ Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Marosvásárhelyi Kar, Marosvásárhely, Románia, kelemen.e.csongor@stuent.ms.sapientia.ro

² Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Marosvásárhelyi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, Románia, mmate@ms.sapientia.ro

Abstract

The manufacturing precision of involute worms constitutes a major requirement. On the one hand, the worm constitutes the input element of the worm drive; secondly, the involute helical surface is the basic surface of an involute worm-hob. This paper presents an analytic comparison between the involute surfaces obtained using theoretical equations, kinematic simulation of the cutting and the surface charged with errors. The surface error is considered the distance along the normal direction to the theoretical surface, measured between this and the surface charged with simulated manufacturing errors. The main sources of errors are considered the center-error of the edge plane, the edge profile error and deviation of the axial feed direction from the axis of the worm. The theoretical results allow us to conclude that the influence of the edge profile error is the largest. It is followed by the parallelism error between the feed direction and the axis of the worm, and finally, the center error of the tool edge.

Keywords: involute worm, profile error, positioning error.

Összefoglalás

Az evolvens csigák gyártáspontossága igen fontos követelmény, részben azért, mert a működő csigahajtás egyik elemét képezik, másrészt pedig azért, mert az evolvens fogazat lefejtő csigamarójának alapfelületét képezik. Jelen tanulmány összehasonlító vizsgálatot valósít meg az elméleti evolvens csavarfelület, a késsel gyártott elméleti, hibamente és a valós csavarfelületek között. A hibát az elméleti evolvens csavarfelület és a szimulált valós körülmények között létrejövő csavarfelület közötti, normálirányú különbséggént értelmezzük. A hibát a lefejtő él magassághibája, a lefejtő él profilszöghibája, illetve a szerszámgép tengelypárhuzamosság-hibájának függvényében vizsgáltuk. Az elméleti vizsgálat eredményeként kijelenthetjük, hogy a legnagyobb hibát a kés profilhibája okozza. Ezután következik a párhuzamosságteltérés okozta hiba, és legvégül az él magassághibája.

Kulcsszavak: evolvens csiga, profilhiba, beállítási hiba.

1. Az evolvens csiga szerepe

A gépgyártás – legyen az bármennyire korszerű és pontos infrastruktúrára illetve – többszörösen összetett fizikai és kémiai jelenségek sorozatát jelenti, amelyek paraméterei sztochasztikusan változnak, és ezáltal az elméleti beállítási ponttól

eltolják a rendszer kimenetét [1]. Innen származnak a gyártási hibák is, amelyeknek adott korláton belül való tartása kizárólag a gyártási folyamatok alapos ismeretében lehetséges.

Lényeges itt kiemelni a gyártási folyamatok modellezésének fontosságát, a lehetséges hibák meg-

jelenésének előrelátásával, ezeknek minőségi és mennyiségi kiemelésével, amelyek alapján adott folyamat sikeres lefuttatását vagy akadályoztatását előre kimondhatjuk.

A gépgyártás területén, az alkatrészgyártás sajátos tartományában az egyik lényeges kihívás a geometriai pontosság betartása. Minél nagyobbak az adott gépelemmel szemben támasztott követelmények, annál nagyobb fontossággal bír a lehetséges gyártási hibák előre látása, azok kiküszöbölése céljából.

A csigahajtások gyártása, mint ismeretes, kivételesen pontos infrastruktúrát és folyamatirányítást igényel, hiszen a teherbírás, a kopás, a működés közbeni melegeedés egyenes következménye a gyártott felület geometriájának, illetve ezeknek a bázis- vagy tájolófelületekhez való viszonyának [2, 3].

Az evolvens csiga vonalfelületű csiga, amelynek gyártása viszonylag egyszerű és költséghatékony. Bár a nagy teherbírású és nagy teljesítményű csigahajtások módosított profilú hajtások [4, 5], az evolvens csigahajtás átörököli az evolvens fogazatok előnyeit, ezért gépelemként is ajánlott az alkalmazása.

Az evolvens csavarfelület előállításának pontossága azért is fontos, mert a lefejtő csigamaró alapfelületét képezi. Ezzel intenzíven foglalkoztak az utóbbi két évtizedben is [6, 7, 8].

Az evolvens csigát klasszikusan esztergálással állítják elő, egyenes élű késpár segítségével, ahol az élék meghatározó profilját tartalmazó síkok a csiga alaphengerét érintik. Ebből közvetlenül adódik két hibalehetőség: a kés profilsíkjának a csiga tengelyéhez való illesztéséből, illetve az él profilszögéből. Ez utóbbi szerszámgyártási hiba, illetve tájolási hiba összegzett hatásának eredménye. A harmadik, feltételezett hibaforrást a hosszanti előtolás irányának a csiga tengelyétől való eltérésében gyanítjuk.

Bár a nagy teherbírású csigákat köszörülük, a napjainkban létező, gyakorlatilag kimeríthetetlen számú forgácsolólapka-minőségek lehetővé teszik az edzett alkatrészek definiált geometriájú szerszámokkal való megmunkálását, amivel a köszörülést ki lehet váltani. Simításról lévén szó, a forgácsolóegységet terhelő erők nem növekednek annyira, hogy a méretet az előírt pontossági osztályból kitolnák – annál inkább, hogy a jelenlegi szerszámgépek az edzett anyagok megmunkálására alkalmas merevséggel rendelkeznek.

Ezen feltételezések mellett időszerű a várható gyártási hibák analitikus modellezése.

2. Az evolvens csavarfelület

Az evolvens csavarfelületet parametrikus formában adjuk meg: először a matematikai generálás, majd pedig a késsel való lefejtés szerint.

2.1. Elméleti evolvens csavarfelület

Az elméleti evolvens csavarfelület generálása úgy történik, hogy a csavartengelyre merőleges (y_0, z_0) síkban definiált evolvens görbére $m_{ax}\pi$ emelkedésű csavarmozgást alkalmazunk, az x_0 tengely mentén. Az evolvensgörbe egyenleteit az 1. ábra alapján írjuk fel. A felírás különbözik a klasszikus, alapkörről való indításból következő összefüggésektől, mivel főleg a futóparaméter-értékeket a láb- és a fejkörsugár között beállítani, nem lévén szükség a nagyon kicsi, fémbe zárt alapkör és a lábkör közötti részre.

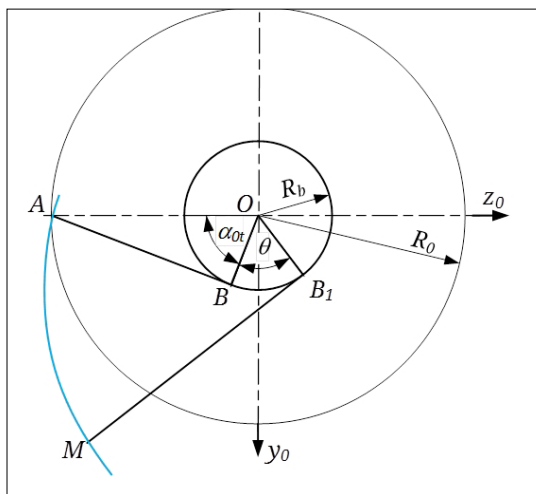
Az 1. ábra alapján az evolvens parametrikus egyenletei a következők:

$$\begin{cases} y_0(\theta) = R_b(\sin(\theta - \text{inv } \alpha_{0t}) - \theta \cos(\theta - \text{inv } \alpha_{0t})) \\ z_0(\theta) = \pm R_b(\cos(\theta - \text{inv } \alpha_{0t}) + \theta \sin(\theta - \text{inv } \alpha_{0t})) \end{cases} \quad (1)$$

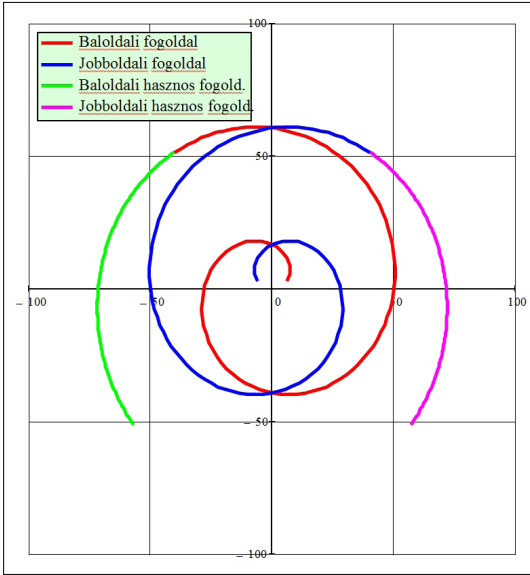
A fej- és a lábkör között a θ futóparaméter értékeit az (1) kifejezésekből kifejezett polársugár meghatározásának feltételéből kapjuk:

$$R_f \leq R_b \sqrt{1 + \theta^2} \leq R_a \Leftrightarrow \sqrt{\frac{R_f^2}{R_b^2} - 1} \leq \theta \leq \sqrt{\frac{R_a^2}{R_b^2} - 1} \quad (2)$$

A 2. ábrán a csiga fogprofiljának homlokszelvényét szemléltetjük.



1. ábra. Az evolvens parametrikus alakjának definiálása csiga esetében



2. ábra. Evolvens csiga homlokszelvénye

Az evolvens csavarfelület az (1) alapszelvényre alkalmazott jobbsodrású csavarmozgással állítható elő, ahol a csavar paramétere

$$p = \frac{i}{2} \frac{m_n}{\cos \lambda_0} \quad (3)$$

Ezzel a csavarfelületek matematikai generálásból származó parametrikus egyenletei a következők lesznek:

$$\begin{cases} x_0(\theta, \varphi) = p \varphi \\ y_0(\theta, \varphi) = R_b (\sin E(\theta, \varphi) - \theta \cos E(\theta, \varphi)) \\ z_0(\theta, \varphi) = \pm R_b (\cos E(\theta, \varphi) + \theta \sin E(\theta, \varphi)) \\ E(\theta, \varphi) = \theta - \operatorname{inv} \alpha_{0t} + \varphi \end{cases} \quad (4)$$

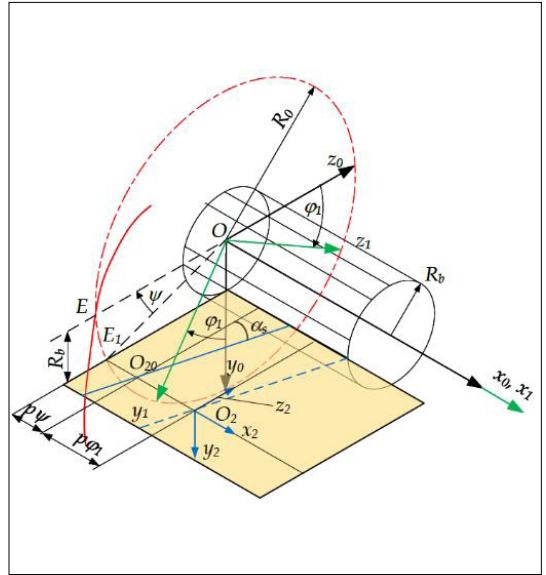
2.2. Késsel lefejtett evolvens csavarfelület

A késsel lefejtett evolvens csavarfelület egyenleteit az alaphengert érintő párhuzamos síkokban illeszkedő élekre alkalmazott p paraméterű csavartranszformáció alkalmazásával kapjuk. A matematikai felület mint referenciafelület megőrzése céljából szükséges, hogy a késsel lefejtett evolvens csavarfelületek is tartalmazzák a koordináta-rendszer tengelyein illeszkedő osztóhengeri pontokat.

Az élék csavartengelyre húzott merőlegessel bezárt szögei, azaz a kés profilszögei [1, 7, 8]:

$$\alpha_s \equiv \lambda_b = \arctg \frac{p}{R_b} \quad (5)$$

Az élék Ox_0 tengelytől való távolsága miatt a csavarhatás jelentkezik (3. ábra), ezért az egyenleteket a ψ korrekciós szög figyelembevételével írjuk fel.



3. ábra. Az élék tájolása

A bal oldali fogárokfelületet (vagyis a menetszárny jobb oldali felületét) generáló, O_{20} osztóhengeri ponttal rendelkező él R_b távolságra van az x_0z_0 koordinátságától, így ψ szöggel kell az Ox_0 tengely körül elfordítani, hogy az osztóhengeri csavarvonalon haladva az E pontba érkezzon. Egyszerű geometriai megfontolások alapján felírható, hogy:

$$\psi = \arcsin \frac{R_b}{R_0} = \frac{\pi}{2} - \alpha_{0t} \quad (6)$$

A generáló él mátrixos alakja a szerszámhoz kötött (x_2, y_2, z_2) koordináta-rendszerben a következő:

$$\underline{r}_2 = \begin{pmatrix} u \frac{p}{R_b} & 0 & u \end{pmatrix}^T \quad (7)$$

A technológiai relatív kinematikát követő felületfelírás az él Ox_0 tengely körüli p paraméterű csavarmozgását használja fel. A számítások mellőzésével a felület parametrikus egyenletei a következők:

$$\begin{cases} x_0(u, \varphi_1) = p \left(\varphi_1 + \frac{u}{R_b} \right) \\ y_0(u, \varphi_1) = R_b \left(\cos \varphi_1 + \left(\operatorname{tg} \alpha_{0t} - \frac{u}{R_b} \right) \sin \varphi_1 \right) \\ z_0(u, \varphi_1) = R_b \left(\sin \varphi_1 - \left(\operatorname{tg} \alpha_{0t} - \frac{u}{R_b} \right) \cos \varphi_1 \right) \end{cases} \quad (8)$$

2.3. Az elméleti felületek összehasonlítása

Az elméletileg tökéletes evolvens csavarfelületek (4) és (8) függvényekkel megadott parametrikus egyenletei ugyanazokat a felületpontokat

adják. Ezt a $(\varphi, \theta) \leftrightarrow (\varphi_p, u)$ paraméterek közötti bijektív kapcsolattal bizonyítjuk.

Az x -koordináták kiegyenlítéséből kapjuk, hogy

$$\varphi = \varphi_1 + \frac{u}{R_b} \quad (9)$$

Másrészt, ha a polársugarakat egyenlítjük ki, kapjuk, hogy

$$\theta - \operatorname{inv} \alpha_{0t} + \varphi = \pm \left(\operatorname{tg} \alpha_{0t} - \frac{u}{R_b} \right) \quad (10)$$

A mínusz előjeles jobb oldali tagot tekintvén, és a (9) összefüggést behelyettesítvén a bal oldalba, a (10) egyenlet a következő alakot ölti:

$$\theta + \alpha_{0t} + \varphi_1 = 0 \Leftrightarrow \theta = -(\alpha_{0t} + \varphi_1) \quad (11)$$

Utóbbi egyenlet érdekes algebrai megközelítése a matematikai és a technológiai generálás ekvivalenciájának. A (4) parametrikus felírásban a θ paraméternek az értelme az evolvensgörbe létrehozásában nyilvánul meg, ahogyan azt az (1) egyenletekből láthatjuk. Ezzel szemben a (8) egyenletekben a φ_1 paraméter a generálást jelentő csavarmozgás rotációs összetevőjének mértékét fejezi ki. Bár a két paraméternek a funkcionális értelme különböző, a megfelelés geometria-kinematikai szempontból azért fogadható el, mert a matematikai generálás során adott elfordulási helyzetbe *egyetlen homlokszelvényben* illeszkednek a generált pontok, míg a kés esetében az alaphengert érintő egyenes szakasz mentén. Így, a (9) feltétel betartása mellett, ami azt jelenti, hogy kikötjük a két pont ugyanazon homlokmet-szetben való illeszkedését, csak abban az esetben esnek egybe, ha a θ és a φ_1 között a (11) kapcsolat fennáll.

A számítógéppel végzett szimuláció során a kiszámított pontkoordináták közötti eltérés nagyságrendje 10^{-15} .

3. A gyártási hibák szimulációja

A gyártási hibák a szerszám tájolásából, a szerszám gép geometriai hibájából és a szerszám profilhibájából erednek. Ezek hatását a továbbiakban egymástól függetlenül vizsgáljuk, mivel ezek független sztochasztikus változók.

3.1. A kés központhibája

A kés központhibáját az élsík tengelytől való távolságának az alapkörsugártól való eltéréseben definiáljuk. Ennek céljából bevezetjük az f súlyzót, az él y -koordinátája pedig a (7) mátrixban R_b -ről $f R_b$ -re módosul. Ha $f > 0$, akkor a kés süllyesz-tett, ha pedig $f < 0$, akkor a kés emelt.

A parametrikus koordinátákat a csavarmozgás mátrixával és az él módosított oszlopával a következőképpen írjuk fel:

$$\underline{r}_0 = \mathbf{M}_{02} \underline{r}_2 \quad (12)$$

$$\mathbf{M}_{02} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & p\varphi \\ 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi & a_{24} \\ 0 & \sin \varphi & \cos \varphi & a_{34} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (13)$$

$$a_{24} = R_b \cos \varphi + \sqrt{R_0^2 - R_b^2} \sin \varphi$$

$$a_{34} = R_b \sin \varphi - \sqrt{R_0^2 - R_b^2} \cos \varphi$$

$$\underline{r}_2 = \begin{pmatrix} u \frac{p}{R_b} & f R_b & u & 1 \end{pmatrix}^T \quad (14)$$

A (12)...(14) egyenletekkel felírt csavarfelület sajátos alakja $f = 0$ -ra a tökéletes evolvens csavarfelület. Az $f R_b = \Delta h$ beállítási hiba legnagyobb értékére, a valós csavarfelületek lehetséges alterének harárait a $-\frac{\Delta h}{R_b} \leq f \leq \frac{\Delta h}{R_b}$ f -intervallumra kapjuk.

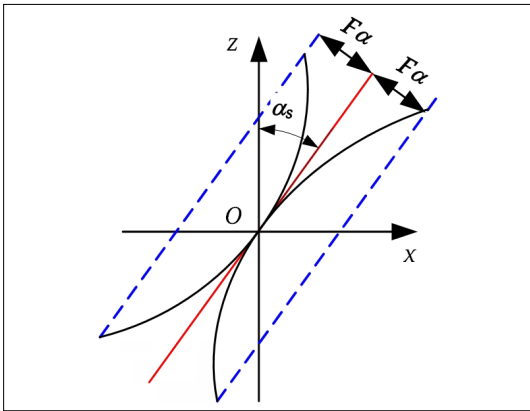
3.2. A párhuzamossági hiba

A párhuzamossági hibát az esztergapad tengelyvonala és a hosszanti előtolás irány közötti eltérés mértékével definiáljuk, $L = 1000$ mm elmozdulási hossz. Jelen közleményben a párhuzamossági hibát a vízszintes síkban értelmezettnek sajátosan, csak a forgástengelyen áthaladó vízszintes síkban értelmezzük, így a kés pályája nem párhuzamos a csiga forgástengelyével, hanem ezzel egy β szöget zár be, ahol $\operatorname{tg} \beta \approx \beta = \delta_p / 10^3$. Ha $\delta_p = 100 \mu\text{m}$ párhuzamossági eltérést engedünk meg, ami a gép felújítás előtti állapotának pontossági jellemzője, akkor $\beta \approx 1 \cdot 10^{-4}$ rad, azaz 20,62 szögmásodperc.

Ebben az esetben a transzformáció $\mathbf{M}_{02}$ mátrixának utolsó oszlopa a következő alakot ölti:

$$\begin{pmatrix} p\varphi \\ -R_b \cos \varphi + \left(\sqrt{R_0^2 - R_b^2} + p\varphi\beta \right) \sin \varphi \\ -R_b \sin \varphi - \left(\sqrt{R_0^2 - R_b^2} + p\varphi\beta \right) \cos \varphi \\ 1 \end{pmatrix} \quad (15)$$

Akár az előbbieken, $-10^{-4} \leq \beta \leq 10^{-4}$ értékekre kapjuk meg a csavarfelület alterét. Jelen esetben úgy tekintettük, hogy a csiga hosszának közepére van helyezve a hozzá csatolt koordináta-rendszer. Ha a beállítás a csiga kezdőoldali homlokszelvényen történik, akkor a koordináta-rendszer origóját is oda kell illeszteni ahhoz hogy a valóságnak megfelelő térbeli értelmezési tartományt kapjuk.



4. ábra. A profilhiba definíciója

3.3. A profilhiba

A profilhiba alatt a vágóél egyenes vonaltól való eltérését értjük (4. ábra). Ezt kétféleképpen fogalmazhatjuk meg: lehet az él tényleges alakjától való eltérésként felfogni, úgy, hogy az él egy konkáv vagy konvex görbe vonal, amely az elméleti egyenes által meghatározott egyik félsíkba illeszkedik, vagy pedig profilszöghibaként értelmezni. A profilhibát a fogaskerék-hibasabványokban definiált F_α mennyiséggel azonosítjuk, és a numerikus kiértékelések során az N8-as pontossági osztályra alkalmazzuk [9]. Első esetben a hibás élalakot polinomfüggvényként definiáljuk. Az él hasznos hosszának kiterjedésén, azaz $2,25 m_n / \cos \alpha_s$ hosszon nem térhet el az F_α értéknél nagyobb értékkel, és érintenie kell az elméleti egyenest az origóban. Ez összességében négy feltételt jelent, aminek alapján pontosan négyismeretlenes lineáris egyenletrendszer lehet felállítani és négy együtthatót kiszámítani. Tehát a legegyszerűbb polinom az origón áthaladó harmadfokú polinom, amelyet az

$$\begin{cases} x_2(u) = a_1 u^3 + b_1 u^2 + c_1 u \\ z_2(u) = a_2 u^3 + b_2 u^2 + c_2 u \end{cases} \quad (16)$$

alakban keresünk. (A szabad tag azért hiányzik, mert az egyenes élet úgy parametrizáltuk, hogy az osztóhengeren illeszkedő O_2 origóban $u = 0$.)

A 3. ábra alapján könnyen levezethető, hogy az u paraméter határai:

$$\begin{aligned} u_1 &= -\left(\sqrt{R_a^2 - R_b^2} - \sqrt{R_0^2 - R_b^2}\right); \\ u_2 &= \sqrt{R_0^2 - R_b^2} - \sqrt{R_f^2 - R_b^2} \\ u_1 &\leq u \leq u_2 \end{aligned} \quad (17)$$

A profilhibát az elméleti él teljes hosszára értelmezzük, az élre merőleges irányban, egyoldalú

kiterjedéssel. Innen a konvex élalak kezdeti és végpontjának koordinátái:

$$\begin{cases} x_{21} = x_2(u_1) = u_1 \tan \alpha_s - F_\alpha \cos \alpha_s \\ z_{21} = z_2(u_1) = u_1 + F_\alpha \sin \alpha_s \end{cases} \quad (18)$$

$$\begin{cases} x_{22} = x_2(u_2) = u_2 - F_\alpha \cos \alpha_s \\ z_{21} = z_2(u_1) = u_2 + F_\alpha \sin \alpha_s \end{cases}$$

A konkáv (jobb oldalra görbülő) élalak kezdeti és végpontjának koordinátái pedig:

$$\begin{cases} x_{21} = x_2(u_1) = u_1 \tan \alpha_s + F_\alpha \cos \alpha_s \\ z_{21} = z_2(u_1) = u_1 - F_\alpha \sin \alpha_s \end{cases} \quad (19)$$

$$\begin{cases} x_{22} = x_2(u_2) = u_2 + F_\alpha \cos \alpha_s \\ z_{21} = z_2(u_1) = u_2 - F_\alpha \sin \alpha_s \end{cases}$$

Az érintési feltétel az origóban a következő alakra hozható:

$$\tan \alpha_s = \frac{\dot{z}}{\dot{x}} \Big|_{u=0} = \frac{c_2}{c_1} \quad (20)$$

A (20) feltételből azonnal kapjuk, hogy

$$c_1 = \cos \alpha_s; \quad c_2 = \sin \alpha_s, \quad (21)$$

ezzel pedig a (16), (18) és (19) kifejezések segítségével felépíthetjük az a_1, a_2, b_1, b_2 -ben lineáris egyenletrendszert, amiből kifejezzük a parametrikus harmadfokú koordinátafüggvények együtthatóit.

A csavarfelület felírásakor az $\underline{r}_2 = (x_2(u) \ 0 \ z_2(u) \ 1)^T$ homogén koordinátaoszlopot alkalmazzuk.

4. Számszerű kiértékelés

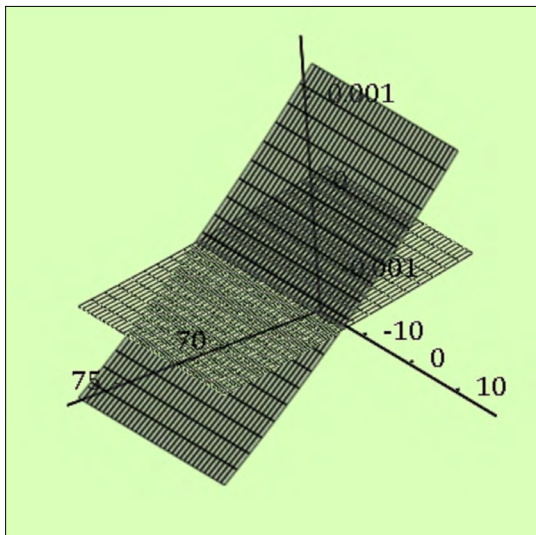
A modell számszerű kiértékelését a következő lépésekben végezzük el:

- a kiválasztott hibaértékkel felírjuk a hibával terhelt csavarfelület egyenleteit, majd kiszámítjuk pontjainak koordinátáit, egy tetszőleges $(u_1, u_2) \times (\varphi_1, \varphi_2)$ paramétertartományon.
- kiszámítjuk a vezércsavarvonal $x_0 z_0$ síkba illeszkedő pontjának x_0^* koordinátáját;
- végrehajtjuk az $x' = x_0 - x_0^*$ tengelymenti elcsúsztatást;
- kiszámítjuk az adott pontból az ideális csavarfelületre húzott normális szakasz előjeles hosszát, ami maga a hiba.

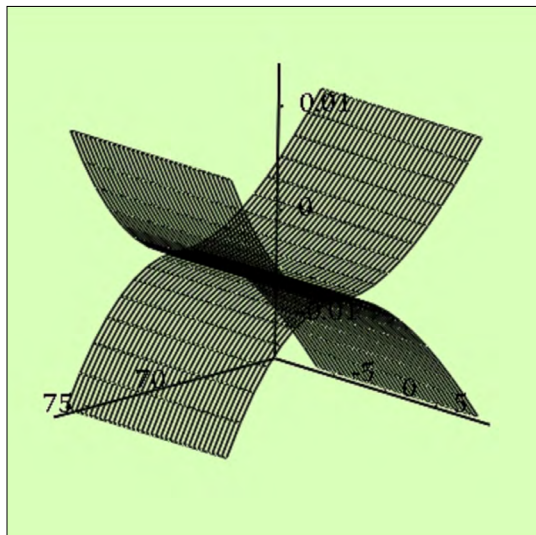
A vizsgálatot $m_n = 5$ mm modulú, $i = 1$ bekezdésű, $\lambda_0 = 4^\circ$ -os vezércsavarvonal-dőlésszögű evolvens csiga esetére végeztük el.

Elsősorban a magasságbeállítást vizsgáltuk $f = 0,1$ és $f = 0,2$ értékekre. A hiba eloszlását az 5. ábrán szemléltettük.

Az ábra vizsgálata alapján kijelenthető, hogy a hibafaktor kétszeres növelésére a hiba maximális értéke több mint kétszeresére növekszik, tehát a



5. ábra. A kés magassághiba eloszlása



6. ábra. Az élprofilhiba okozta hibaeloszlások

függőség nem lineáris. Ugyanakkor a hiba maximális értéke, $f = 0,2$ -re, ami $\Delta h = 0,2R_b = 2,698$ mm kés magassághibát jelent, $\Delta_{nh} = 1,631$ μm . Megfigyelhető a felületek alakjából, hogy a hiba pozitív a fej-, és negatív a lábhengeren. A pozitív hiba jelentése az, hogy a valós csavarfelület az elméleti fémbe zárja, míg a negatív azt, hogy az elméleti felületet elmeszti, azaz forgácsba söpri.

Kijelenthető, hogy a csigaesztérgálaskor szokásos szerszámbeállítási hiba maximum értéke 0,1 mm, ami a profilhibát szubmikronikus tartományba szorítja vissza.

A profilhiba vizsgálatakor feltételeztük, hogy $F_a = 27$ μm , N8-as pontossági osztályra. A hiba eloszlását a 6. ábrán szemléltettük.

A konkáv élhiba az alsó hibafelületet, a konvex pedig a felső hibafelületet generálja. Észre kell venni, hogy az osztóhengeren a hiba értéke nulla. Ez a geometriai modell és a számítások helyességét igazolja. A hibával terhelt (görbült) él osztóhengeren dolgozó pontjában ez az elméleti éllet érinti.

Ellentétben a kés pozícióhibája okozta hibaeloszlással, itt az osztóhengertől távolodva a hiba nem változtat előjelt, hanem abszolút értékben közelítőleg parabolikus növekedést mutat.

A konkáv élhiba hatására az elméleti csavarfelületet a valós csavarfelület fémbe zárja, míg a konvex élhiba esetében ezt elmeszti.

Észre lehet venni, hogy ebben az esetben a hiba maximális értéke $\Delta_{np} \approx 13$ μm , vagyis a feltételezett profilhiba fele.

A parabolikus modellt alkalmazhatjuk, minden számítás nélkül, arra az esetre, amikor az élnek nem profil-, hanem szöghibája van. Ez esetben a profilűrészmező közepén helyezkedik el az elméleti él, és legnagyobb szöghiba akkor áll fent, amikor a valós él átlósan szeli át aűrészmezőt. Ebben az esetben az előbbi modellt az $F_a/2$ értékre alkalmazzuk, és ennek következtében a várható profilhiba $\Delta_{np} \approx 0,25 F_a = 7$ μm nagyságú lesz.

Az összegzett hiba számítását úgy végezzük el, hogy a két fő összetevőt egymástól független, normál eloszlású valószínűségi változónak vesszük. Eltekintünk a hiba irányától, azaz az előjelétől, így ennek csupán abszolút értéket tekintjük.

Jelölje a magassághiba következtében létrejött normálhibát kifejező sztochasztikus változót ξ , a profilhiba okozta normálhibát kifejezőt pedig η . A teljes szórásmező a nulla és a hiba maximális értéke között terjed, azaz

$$\begin{cases} 0 \leq \xi \leq \Delta_{nh} \\ 0 \leq \eta \leq \Delta_{np} \end{cases} \quad (22)$$

Jó közelítéssel feltételezzük, hogy a kumulatív hiba várható értéke

$$\bar{\zeta} = \bar{\xi} + \bar{\eta} = \frac{13}{2} + \frac{1,631}{2} \approx 7,35 \mu\text{m} \quad (23)$$

A szórás értékét [10] jó becsléssel a szórásmező egyhatodának vesszük, a kompozícióváltozó, azaz a kumulatív hibaváltozó szórása pedig ezzel:

$$\begin{aligned} \sigma_{\zeta} &= \sqrt{\sigma_{\xi}^2 + \sigma_{\eta}^2} = \frac{1}{6} \sqrt{\Delta_{nh}^2 + \Delta_{np}^2} = \\ &= \frac{1}{6} \sqrt{13^2 + 1,631^2} \approx 2,2 \mu\text{m} \end{aligned} \quad (24)$$

Annak ellenére, hogy a két normáeloszlású sztochasztikus változó kompozíciója exponenciális eloszlású lesz [10], jelen esetben normáeloszlás-tulajdonsággal ruházzuk fel. A tapasztalat azt mutatja, hogy az eltérés jelentéktelen a gyakorlati alkalmazásokban. Hasonló modellt alkalmaznak a megmunkálási ráhagyások statisztikai számításakor is [11].

Ennek alapján a kumulatív hiba maximális értéke:

$$\Delta_x = \bar{\zeta} + 3\sigma_{\zeta} = 7.35 + 3 \cdot 2.2 = 13.95 \mu m \quad (25)$$

5. Következtetések

Az előzőek során bemutatott matematikai modellek segítségével az evolvens csiga várható gyártási pontosságnak a becslését lehet elvégezni.

Ez azért fontos, hogy adott gyártási infrastruktúra pontosságának ismeretében bizonyosságot nyerjünk arról, hogy adott csiga, az elvárt pontossággal, gyártható-e vagy sem.

A csiga hibájának forrását a kés magassághibájában, a kés profilhibájában és a szerszámgép párhuzamossághibájában kerestük. Utóbbiról eldöntöttük, hogy ez elhanyagolható, így az eredő hibát a kés magassághibájának és profilhibájának függvényében állítottuk fel.

A magassághibát és a profilhibát egymástól független valószínűségi változónak tekintettük.

A hiba kiértékelését a gyártási hibával terhelt felület és az elméletileg tökéletes felület közötti, az elméleti felületre normálirányú eltéréssel definiáltuk.

Értelmezésünk szerint a hiba pozitív, ha a valós felület az elméletit fémbe zárja, és negatív, ha ezt elemetszi, azaz forgácsba söpri.

A normálirányú eltérés számítására szintetikus geometriai modellt alkalmaztunk, melynek bemutatásától e közleményben eltekintettünk.

A numerikus vizsgálat azt mutatta ki, hogy a késmagassághiba a legkisebb befolyással van a kumulatív hibára, mivel ennek csupán 11,69%-át teszi ki, még a modell vizsgálatokor alkalmazott túlzott mértékű jelenlétében is.

Végso soron jó közelítéssel lehet állítani, hogy az evolvens csavarfelület gyártási hibája a kés profilhibájának felével lesz egyenlő.

A menetvágó kinematikai lánc hibáját azért hanyagoltuk, mert a csiga felülete legtöbb 6-8 menetet tesz ki, amelynek megmunkálása alatt a vezércsavarhiba elhanyagolható. Ugyanakkor hozzá kell fűzni, hogy a korszerű, numerikus vezérlésű szerszámgépek esetében a menetvágó kinematikai lánc hibái mikron nagyságrendűek.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] Dudas I., Varga G., Banyai K.: *Holonic manufacturing system for production of different sophisticated surfaces*. Proceedings of the IASTED International Conference on Modelling, Simulation and Optimization (2004) 72–75.
- [2] Balajti Zs.: *Examination and adjustment of the bearing pattern in case of helicoid drive*. 8th CIRP Conference on High Performance Cutting, Budapest, Hungary, June 25-27. 2018. Procedia CIRP, 77 (2018) 267–270.
- [3] Balajti Zs., Dudas I.: *The Monge Theorem and Its Application in Engineering Practice*. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. Article 9763, Springer, London (2016). <https://doi.org/10.1007/s00170-016-9763-1>
- [4] Dudas I.: *The theory and practice of worm gear drives*. Penton Press, London, 2000.
- [5] I Tsay C. B., Tseng J. T.: *Undercutting and contact characteristics of cylindrical gears with curvilinear shaped teeth generated by hobbing*. Journal of Mechanical Design, 128/3. (2006) 634–643.
- [6] Mohan L. V.: *Geometrical aspects of double enveloping worm gear drive*. Mechanism and Machine Theory, 44, (2009) 2053–2065.
- [7] Radzevich S. P.: *A way to improve the accuracy of hobbled involute gears*. Journal of Mechanical design, 129/10. (2007), 1076–1085. <https://doi.org/10.1115/1.2761919>
- [8] Radzevich S. P.: *Investigation of the tooth geometry of a hob for manufacturing of involute gears (in Tool-in-Use References System)*. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 129/4. (2007), 750–759.
- [9] KG Stock Gears: *Gear Technical Data. 5.7 Precision of Spur and Helical gears*. Letöltés: 2021. 04. 06. https://www.kggear.co.jp/en/wp-content/themes/bizvektor-global-edition/pdf/5.7_Precision-of-Spur-and-Helical-gears_TechnicalData_KG-STOCKGEARS.pdf.
- [10] Cseke V.: *A valószínűesszámitás alapjai*. Dacia Könyvkiadó, Kolozsvár, 1982.
- [11] Drăghici G.: *Tehnologia Construcțiilor de mașini*. E.D.P., Bukarest, 1985.

ACÉLSZERKEZETEK TERVEZÉSE ÉS SZÉLSZIMULÁCIÓJA PARAMETRIKUS KÖRNYEZETBEN

DESIGN AND WIND SIMULATION OF STEEL STRUCTURES IN A PARAMETRIC ENVIRONMENT

Kis Ádám,¹ Nagy Andor Csongor²

¹ Kolozsvári Műszaki Egyetem, Építőmérnöki Kar, Kolozsvár, Románia, Adam.Kis@student.utcluj.ro

² Kolozsvári Műszaki Egyetem, Építőmérnöki Kar, Kolozsvár, Románia, andor.nagy@yahoo.com

Abstract

Nowadays, parametric design and various simulation methods are gaining ground in almost every engineering and creative profession. This paper investigates the practical applicability of the combination of these methods, by analysing a specific free-form structure with Grasshopper 3D and OpenFOAM and points out the differences between the results of a CFD simulation and the recommended methods of the Eurocode, highlighting the new perspectives that are opening up in the field of structural design, especially in the examination of wind effects.

Keywords: *parametric structural design, wind simulation, computational fluid dynamics.*

Összefoglalás

Napjainkban gyakorlatilag minden mérnöki és alkotói szakmában egyre nagyobb teret hódít a parametrikus tervezés és a különböző szimulációs módszerek. A tanulmány ezen módszerek kombinálásának gyakorlati alkalmazhatóságát kutatja egy szabadformájú szerkezet vizsgálata során (Grasshopper 3D és OpenFoam szoftverek használatán keresztül), kiemelve a szimuláció, illetve az Eurocode által javasolt módszerek eredményei közötti különbségeket. Továbbá bemutatja, hogy milyen új távlatok nyílnak meg a szerkezettervezés terén, különös tekintettel a szélhatások vizsgálata esetén.

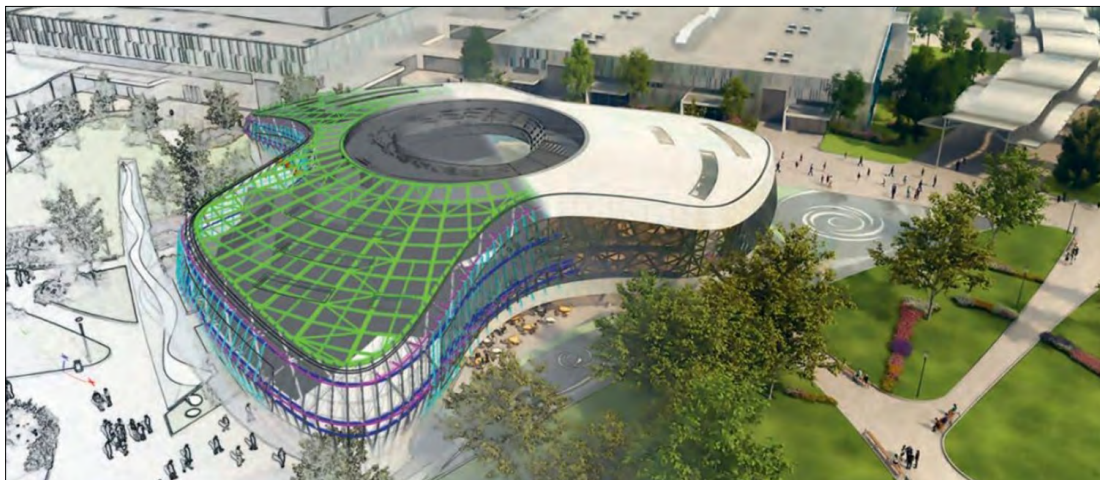
Kulcsszavak: *parametrikus tartószerkezet-tervezés, szélszimuláció, numerikus folyadékdinamika.*

1. Bevezetés

A hagyományos tervezés, a különböző szabványok figyelembevétele/alkalmazása esetén rengeteg, empirikus úton bevezetett biztonsági tényező és statisztikai megközelítés használatán alapul. Ennek következtében gyakran a vizsgálandó épületek geometriai kialakítása, illetve a rá ható terhek olyan szinten változhatnak az egyszerűsítések következtében – kiváltképp, ha a szerkezet geometriája szabadformájú, melyet a szokásos eszköztárral gyakorlatilag lehetetlen pontosan modellezni és ezáltal elemezni, hogy a valóságtól való elrugaszkodás jogos aggodalmat okozhat egy szerkezettervező számára.

Pedig a jelenkor építészetének fő vonásaihoz tartozik a merész, mégis könnyednek ható formavilág, egyre gyakrabban találkozhatunk úgynevezett free-form (szabadformájú) szerkezetekkel, melyek komoly szakismeretet igénylő feladatokkal látják el a szerkezettervező mérnököket.

Mérnökieleg megfontoltan, de tudni kell reagálni a fent említett igényekre is. Egy parametrikus környezet azonban segítséget nyújt a mérnök számára egy kontrollálható modell megalkotásában. A Rhino 3D nevű CAD szoftverbe beépülő Grasshopper modul talán a legrugalmasabb ilyen típusú modellező eszköz [1]. A saját vizuális programozói nyelvre lehetővé teszi az úgynevezett algoritmikus modellezést, mely manapság kulcs-



1. ábra. A budapesti Hungexpo Kongresszusi és Kiállítási Központ fogadóépületének statikai rúdvázmodellje (bal oldal) és építészeti látványterve (jobb oldal)

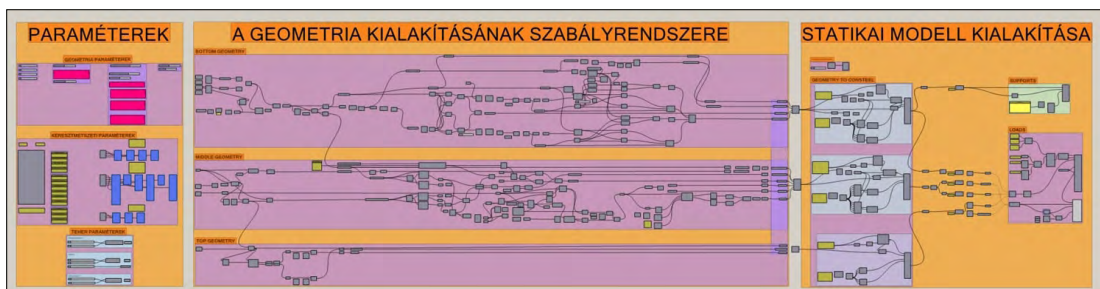
fontosságú bizonyos tervezési folyamatok hatékonyságnövelésének szempontjából.

Az **1. ábrán** is látható acélszerkezet tervezésekor, a statikai rúdvázmodell kialakításától és analizálásától kezdve, a főszerkezet és a másodlagos, burkolati szerkezet gyártmánytervezésén át egészen a gyártás- és szereléstámogatásig, gyakorlatilag mindenhol bevezethető volt és nagymértékű hatékonyságot mutatott a parametrikus rendszer-szintű gondolkodás [2, 3], melyet a tanulmány bővebben taglal a továbbiakban. A szerkezetre ható terhek vizsgálatakor szélszimulációs módszerek használatára is sor került, amelyek a fő témáját képezik a tanulmánynak. Általánosságban azonban kijelenthetjük, hogy a fenti módszerek/eszközök, elsősorban a szimulációk, a többi ipárral ellentétben, korántsem elterjedtek az építőiparban, főleg nem a szerkezettervezők esetében. Pedig a 2D-s, majd 3D-s modellezői technikák után ebben rejlik talán a legnagyobb kiaknázatlan potenciál a szerkezettervezés jövőjét tekintve.

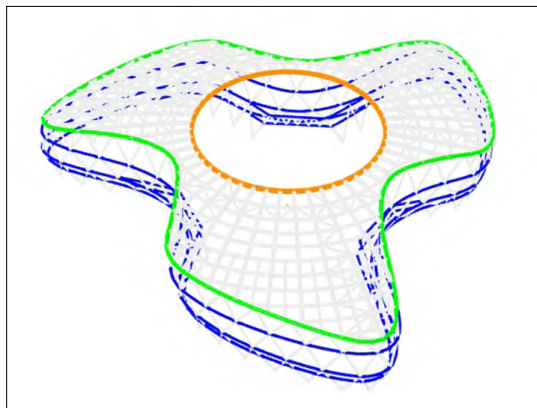
2. A vizsgált acélszerkezet parametrikus tervezésének rövid bemutatása

A vizsgált épület a funkcionalitását tekintve a Budapesti Kongresszusi és Kiállítási Központ irodahelyiségekkel és bemutatótermekkel ellátott fogadócsarnoka. A rácsszerkezetű homlokzat egyediségét a háromszintes, eltérő alapterületű beton tartószerkezethez való igazodása adja, míg a tetőszerkezet különleges alakját a gömbfelületre illeszkedés biztosítja.

Általánosságban a parametrikus tervezés egy megfontoltan felépített szabályrendszerű kódsort igényel (**2. ábra**). Ehhez pedig mindenekelőtt a bizonyos korlátok és szélsőséges esetek meghatározása és az alapvető koncepcionális elvek tisztázása szükséges, azaz a paraméterek leszögezése. Ezt követi az adatok feldolgozása, mely jelenthet méretezést, modellezést vagy éppen gyártmánytervezést.



2. ábra. Példa egy Grasshopperben kialakított parametrikus kódsorra



3. ábra. A végleges statikai rúdvázmodell, színekkel kiemelve az építészeti alapgeometria

Építészeti oldalról a tervezett acélszerkezet geometriája alapvetően a következő rögzített elemekhez igazodik, tehát ezek szerint rendeződik későbbiekben a teljes szerkezet (3. ábra):

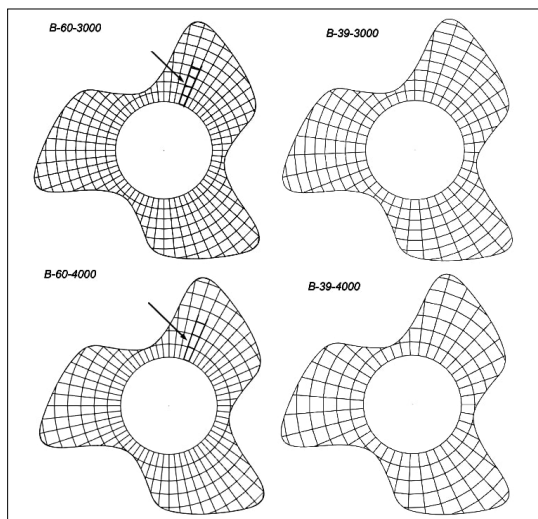
- a forgásszimmetrikus, magasságilag konstans, szintenként eltérő homlokzati peremgyűrű (kék);
- szintén forgásszimmetrikus, de a gömbfelületre illeszkedés következtében magasságilag eltérő, külső tető peremgyűrű (zöld);
- vízszintes, kör alakú, belső peremgyűrű (narancssárga).

Tartószerkezet-tervezői oldalról tehát a geometriai korlátok mellett kell igazodni a tartószerkezet teherbírási, gyárthatósági és szerelhetőségi korlátaival. A bemutatott tetőszerkezet teherhor-

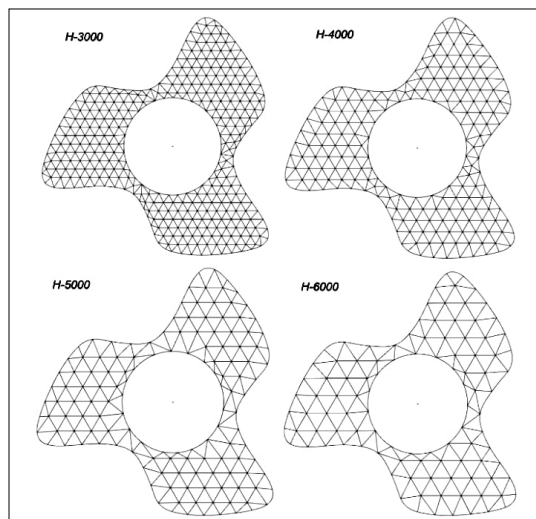
dási rendszerének kialakítása, azaz a rácsozása és szegmentálása így a szerkezettervező mérnök elsődleges feladata volt a teljes acélszerkezet globális statikai ellenőrzései és a csomópontok számításai mellett. Több szerkezeti kialakítás (4. és 5. ábra) is felmerült, ezek vizsgálata szintén parametrikus úton történt [4] a következő szempontok szerint: össztömeg, teherbírás, stabilitás, lehajlás és a csomóponti komplexitás (egyedi és típuscsomópontok száma).

A vizsgálatokat követően kialakult a végleges tetőszerkezet, ahol a külső és a belső peremgyűrűket radiális síkban ívesített főtartók kötik össze, melyek hagyományos kéttámaszú tartóként viselkednek. A főtartókat egymás között koncentrikus körök formájában egyenes szegmensű nyomórudak kötik össze. A kialakuló mezők helyenként merevítésekkel és másodlagos radiális tartókkal vannak megerősítve.

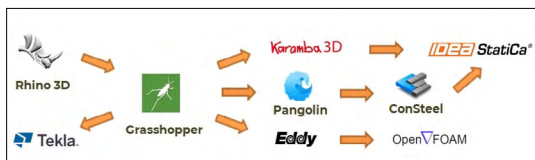
Összességében tehát a szerkezet tervezése során a Grasshopperben folytatott munka kiemelt fontossággal bírt, ugyanis általa vált vezérelhetővé a teljes munkafolyamat, ahol a kulcs a tervezést segítő szoftverek összehangolása/összekapcsolhatósága (6. ábra). Ebben az adatáramláson alapuló tervezési munkafolyamatban a Grasshopper mint gócpont biztosította a bemenő adatokat előméréteztéskor (Karamba bővítmény), a statikai vizsgálatok során (ConSteel), a csomóponti méreteztéskor (IDEA Statica), a gyártmánytervezéskor (Tekla Structures) és a szélszimulációk elvégzése során is (OpenFOAM).



4. ábra. Tetőszerkezet-kiosztás koncepciók. Sugárirányú tartókkal



5. ábra. Tetőszerkezet-kiosztás koncepciók. Háromszög rácsozás



6. ábra. Tervezési folyamatábra

3. A szélteher felvétele szabvány szerint

A szerkezetre ható szél erőssége a szél átlagos sebességéből és az épületet körülvevő áramlási közegben, a szél hatására fellépő turbulencia által generált, fluktuáló szélerősség alapján számítható [5]:

$$V(z, t) = v_m(z) + v(z, t) \quad (1)$$

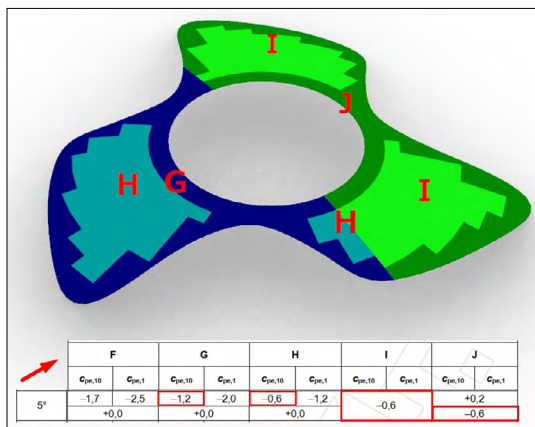
Az EN-1991-1-4 [6] szabvány viszont a tartószerkezeteket érő szélhatások számításához a szél által generált igénybevételeket egyszerűsített felületi nyomásokként határozza meg, figyelembe véve a szerkezet alakját, elhelyezkedését, a terep egyenetlenségét stb. Ezáltal a szélhatás egy kvázistatikus hatásként vehető figyelembe, mely megegyezik a turbulens szél maximális sebességének hatásával.

$$q_p(z) = \frac{1}{2} \rho v_p(z)^2 \quad (2)$$

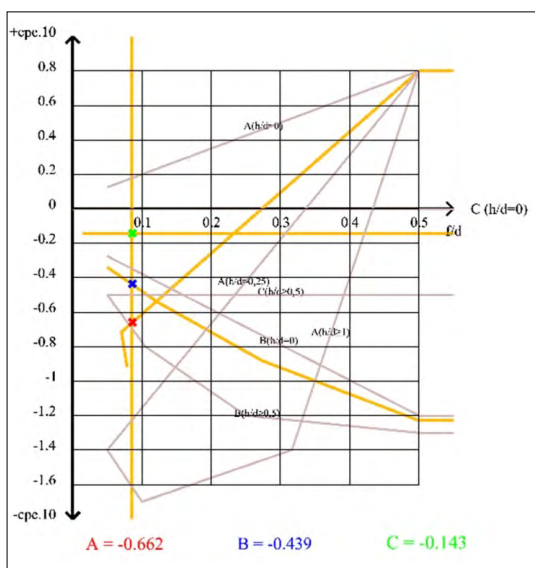
Azaz a felületi nyomás a torlónyomás csúcsértékének („z” magasságban a talaj felett) és az épülethez tartozó alakú tényezők szorzatának eredményeképpen határozható meg, és szélnyomásként vagy szélszívásként hat a merevnek tekintett épület felületein:

$$w_e = q_p(z_{ref}) \cdot c_{pe} \quad (3)$$

A már bemutatott szerkezet esetén, a szabvány módszereit figyelembe véve, a fő kihívást értelemszerűen a megfelelő nyomási tényezők meghatározása jelenti. A tanulmány az egyszerűség kedvéért a külső nyomási tényezők meghatározására korlátozódik, melyek esetén a szabvány alapvetően több szabályos alakot is taglal: lapos tetők, különböző nyeregtetők, donga alakú tetők, kupolák stb. A szerkezet relatív alacsony tetőmeredekségéből adódóan „ráerőltethetőek” egy ívesen lekerekített lapostetőhöz tartozó nyomási tényezők, vagy akár egy nyeregtető nyomási tényezői is. A biztonság javára, az utóbbi esetet vizsgálva és egy 5°-os tetőnek megfelelő nyomási tényezőket figyelembe véve a szerkezeten a 7. ábrán látható nyomáeloszlás feltételezhető.



7. ábra. Nyomási tényezők a tetőn. 1. eset

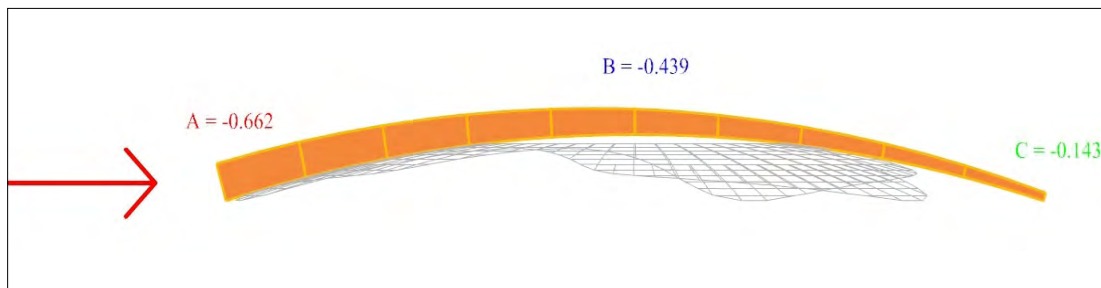


8. ábra. A nyomási tényezők ajánlott értékeit meghatározó függvény. 2. & 3. eset

Ez természetesen több szempontból is erősen vitatható. Logikusabb viszont a vizsgált szerkezetet egy kupolának tekinteni (egy gömb felületére történő illeszkedéséből adódóan). Ez esetben a szabvány relatív körülményes módon (8. ábra) 3 karakterisztikus értéket ad meg, az épület ereszmagasságának, tetőmagasságának és átmérőjének függvényében.

A szél irányával párhuzamos síkok által kijelölt metsztekörök mentén az A, B és C értékek közötti zónák lineáris interpolációval becsülhetők, így a 9. ábrán látható alábbi értékek vehetők fel.

Az alaprajzi komplexitás következtében azonban ez szintén vitatható. Amennyiben a tetőszer-



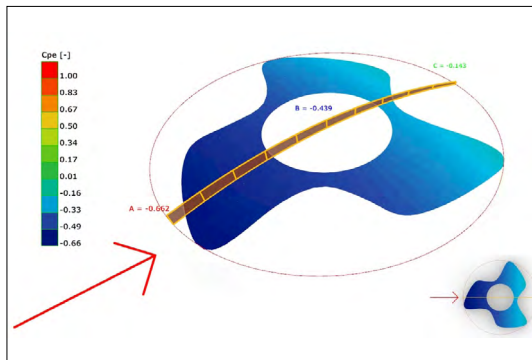
9. ábra. A nyomási tényezők alapján kigenerált diagram

kezetet úgy tekintjük, hogy a teljes felület köré írt körre vizsgáljuk a nyomási tényezőket (10. ábra), akkor maximális szívást csak a szélátamda oldal legközelebbi pontjainál feltételezünk:

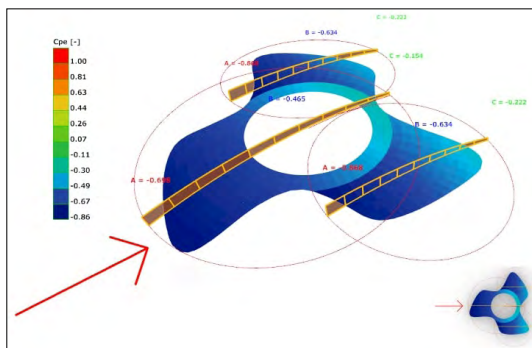
Indokoltabb több szegmensre bontani a szerkezetet, azaz több részfelület köré írt kör esetére adjuk meg a nyomási tényezőket (11. ábra). Ez esetben értelemeszerűen különböző átmérőjű részszerkezeteket kell feltételezni.

A szerkezet komplexitásából adódóan természetesen a mértékadó szélirány meghatározása is vizsgálendő témakör a teljes szerkezet méretezését tekintve, ami minimálisan 6 szélirányt jelent. Azonban jelen tanulmány csak arra az esetre tér ki, amikor a szélátamda oldalhoz legközelebbi rész egyben a legalacsonyabb a tetőmagasságú is, ugyanis kimondottan a tetőszerkezet szempontjából ez bizonyult mértékadónak. Ezt igazolja a 12. ábra is, melyen az előzőkhez hasonló módon felvett nyomási értékek láthatóan 60°-kal elfordultak szélirány esetén.

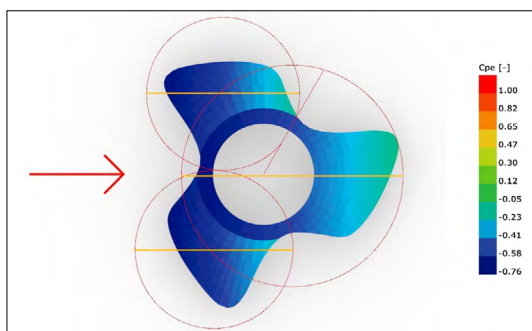
A homlokzatra ható szélterhek vizsgálata esetén szintén csak egy sajátos, intuitív elv mentén különíthetők el a szélzónák, mivel a szabvány csak függőleges és téglalap alapterületű falak esetén nyújt útmutatást. Az nyilvánvaló, hogy minimum 3 típusú zóna elkülönítése indokolt: a szélre merőlegesnek tekinthető szélátamda oldalak, a szélárnyékos oldalak, illetve a szívott oldalsó szakasz. Mivel a burkolat geometriája kiserkesztésre került parametrikusan, az így képzett paneleket tekinthetjük direkt teherátadó felületeknek is. Minden egyes panelt kettéosztva háromszögek keletkeznek, melyek már egy olyan síkot definiálnak, aminek a normál vektora alapján eldönthető, hogy a szélirány vektorára inkább „merőleges”, vagy inkább „párhuzamos” az adott panel, azaz a két vektor által meghatározott szög 45° alatt vagy a fölött van (13. ábra).



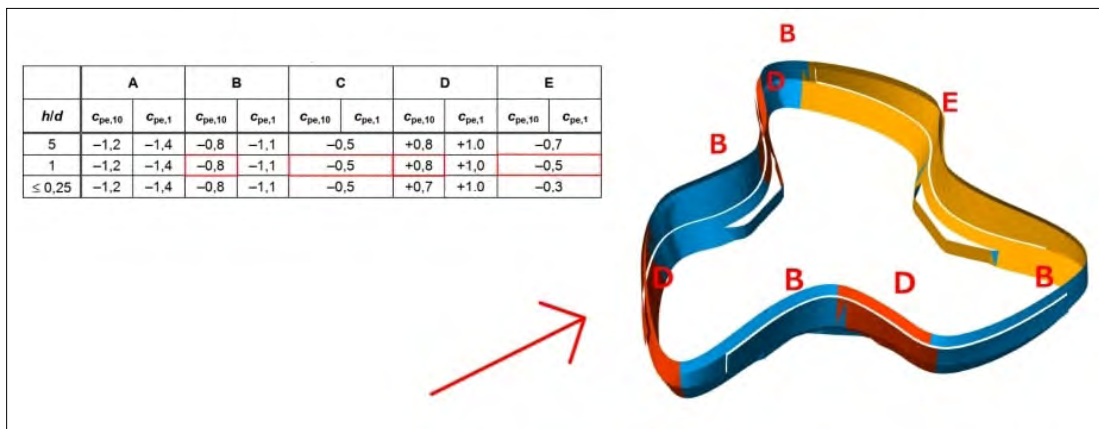
10. ábra. Nyomási tényezők a tetőn. 2. eset



11. ábra. Nyomási tényezők a tetőn. 3. eset



12. ábra. Nyomási tényezők a tetőn. 3. eset. 60°-kal elfordult szélirány esetén



13. ábra. Nyomási tényezők a homlokzaton

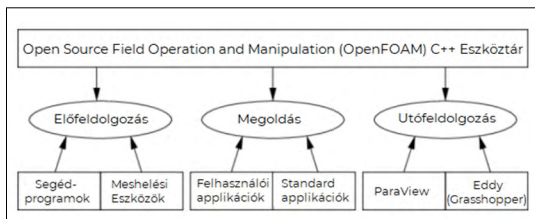
4. Szélszimuláció

A numerikus folyadékdinamika (CFD – Computational Fluid Dynamics) a folyadékok mechanikájának egy ágazata, amely széles körben használt szimulációs módszerek alapját képezi. Több szakterületen is használatos, mint például az aerodinamika, természettudományok, időjárás-szimulációk stb. A különböző levegő-, folyadék-, hő- vagy éppen gázáramlási analízisekhez több számítógépes eszköz/eljárás létezik.

Az OpenFOAM [7] (Open Source Field Operation and Manipulation) egy ilyen jellegű, ingyenesen elérhető numerikus folyadékdinamikai számítósokra) alkalmas C++ eszköztár (14. ábra). Lényegében olyan applikációk készíthetők és hajthatók végre általa, melyekkel különböző áramlási közegeket és környezeteket szimulálhatunk. Alapvetően két fő létrehozható applikációtípust kategorizálhatunk. A megoldó (solver) típusú applikációk konkrét szilárd vagy folyékony test mechanikai problémák megoldására alkalmasak, míg a segédprogramok az adatkezelés során használhatóak.

Egy CFD alapú szimuláció előkészítéséhez az alábbi fő lépéseket különíthetjük el:

– bemeneti paraméterek megadása (a torlónyomás csúcsértékének megfelelő szélsőesség



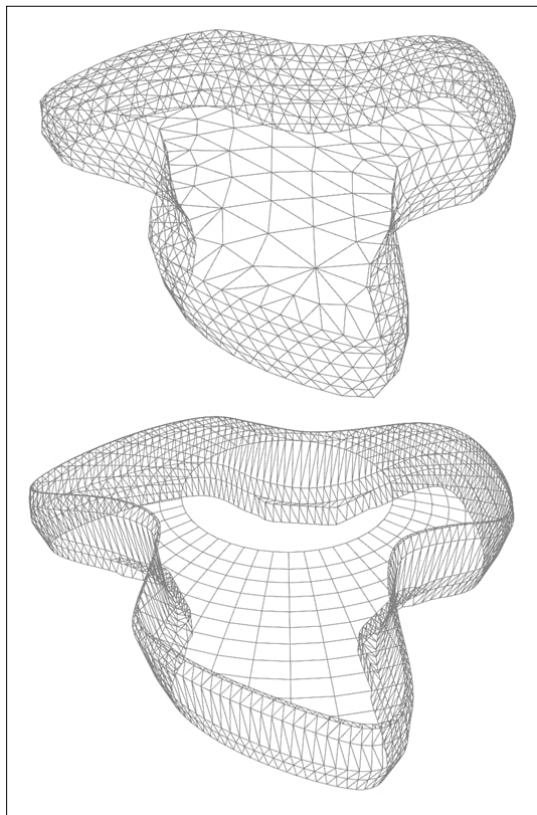
14. ábra. Az OpenFOAM eszköztárának felépítése

$v_p(z)$, szélirány, érdességi hossz z_0 , az áramlási közeg geometriai peremfeltételei [8] stb.),
 – elő-hálógenerálási folyamatok („előmeshelés”),
 – turbulenciamodell kiválasztása,
 – solver (megoldóalgoritmus) kiválasztása.

Az effektív szélszimuláció előtti leglényegesebb feladat a vizsgált épület és a körülötte lévő áramlási tartomány megfelelő végeselemre bontása. Ezt hálógenerálásnak vagy meshelésnek nevezzük, és bizonyos kritériumoknak kell megfelelnie az érvényes és következésképpen pontos megoldás vagy eredmény biztosításához. Az alapvető vagy előzetes hálógenerálást végezhetjük manuálisan, ami jelen tanulmány esetén Grasshopperen belül kialakított elvek alapján történt, annak érdekében, hogy a kinyert felületi nyomásértékek a megfelelő pozíciókban álljanak rendelkezésünkre az igénybevétellel konvertáláskor (15. ábra). Továbbá ezáltal szabályozhatjuk a geometria és ennek következtében a megoldandó parciális differenciálegyenletek bonyolultságát, az egyszerűsége törekedve, de mindvégig szem előtt tartva a várható fizikai viselkedést.

Az OpenFOAM nagy előnye, hogy bármely futtatás során ellenőrzi, hogy az előháló megfelel-e az érvényességi korlátozásoknak, hiba esetén kijavítva azt, majd a megadott kívánt hálóméreteket alapján kialakítja a végleges hálót, amely úgynevezett tömbökre osztva tartalmazza a vizsgálandó közeget, illetve a „meshelt” épületet.

A különböző turbulenciamodellek és megoldóalgoritmuskok vagy solverek mind sajátos elvek mentén feltételezik az áramló közeget és a benne lévő testeket. A leggyakrabban [9] és ez esetben is alkalmazott turbulenciamodell a k kinetikus energia és az ε energiaeloszlási sebesség parciális differenciálegyenleteit oldja meg (k - ε), míg sol-



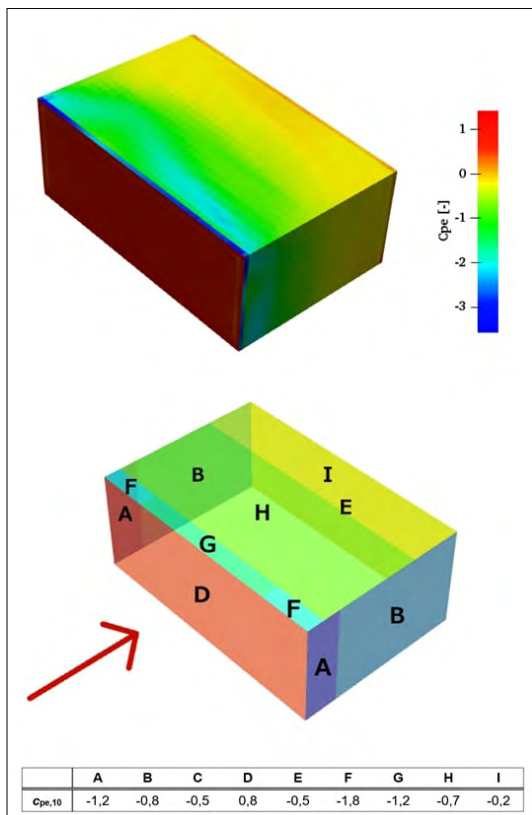
15. ábra. Az előháló generálásának eredményei

verként a SimpleFoam nevű (SIMPLE = Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) lett kiválasztva. Ez esetben a szimuláció az alábbi körülményeket feltételezi:

- összenyomhatatlan, merev testek,
- turbulens áramlás,
- nincs fizikai idő, azaz kvázistatikus nyomást kapunk eredményképpen.

Az OpenFOAM futtatása Grasshopperen keresztül is vezérelhető. Így egy sokkal felhasználóbarátabb felületen alakíthatóak ki szimulációs modellek, melyek ezáltal egy parametrikus rendszer részét is képezhetik. A leggyakrabban használt ilyen bővítmények a Butterfly (Ladybug Tools), illetve az Eddy [10], melyet jelen tanulmány is alkalmaz. Az Eddy eszköztára egy teljes szimuláció felállításához szükséges parancsokat tartalmazza.

Numerikus folyadékdinamikai analízisek elvégzése és ezáltal a szélterhek szimuláció útján történő meghatározása a tartószerkezet tervezői gyakorlatban nem mindennapos. Így indokolt egy előzetes vizsgálat, egy geometriailag szabályos



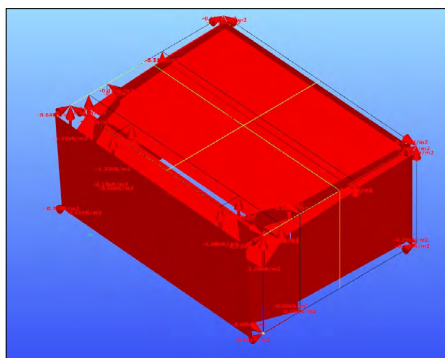
16. ábra. A „csarnokszerkezet” nyomási tényezői szimuláció alapján (felül) és a szabvány alapján (alul)

épületen (téglalap alapterületű, függőleges falú, lapos tetőszerkezetű). Ez alapján egyértelműen szembetűnő a szabvány által javasolt értékek „burkoló” szándéka, azaz az elkülönített zónák a maximális nyomásértékeket feltételezik egységesen, míg a szimuláció által kimutatható a valós nyomásváltozás a felületen, figyelembe véve az intenzívebb, lokális hatásokat (16. ábra).

Érdekességgéppen amennyiben tartószerkezeti szempontból egy keretszerkezetként, azaz egy tipikus acél csarnokszerkezetként tekintünk az épületre, jól kimutatható a szerkezet viselkedésének különbsége a két módszer alapján. Az elmozdulások tekintetében a mértékadó pozíciók esetében (oszlopvég, főtartó középpont) 50-80%-kal nagyobb értékek is előfordulhatnak a szabvány által javasolt módszerek esetében. Amennyiben méretezni kívánnánk a szerkezetet, körülbelül 10-20%-os kihasználtsági különbségeket tapasztalhatunk a szimulációs módszer javára. Az eltérések mértéke attól függ, hogyan értelmezzük az adott, pontszerűen (a „meshek” sarokpontjainál)

kinyert nyomásértéket, azaz hogyan konvertáljuk felületi teherre egy statikai analízis során. Egy statikai modell esetén a legkézenfekvőbb teherátadó felületeket definiálni (hasonlóan a szabvány által javasolt zónákhoz), melyeken a terheket definiálhatjuk a hozzá tartozó nyomáspontok átlaga vagy a maximális érték alapján egységes vagy éppen változó intenzitásúként (17. ábra).

Az egyszerű csarnokszerkezet szimulációs metodológiáját alkalmazva a tanulmányozott szabadformájú szerkezet szélszimulációs eredményei már jelentősebb szórást mutattak a pontszerűen kinyert nyomások szélsőértékeit vizsgálva (legnagyobb szívás és nyomás). Emellett feljegyzésre kerültek a különböző modellek hálógenerálási paraméterei, aminek az OpenFOAM elvégezte a végleges hálógenerálást, illetve az adott szimuláció futtatási időigénye. Ez alapján kimutatható, hogy kiemelt fontossággal bír a háló „sűrűsége” a lokális nyomáskoncentrációk vizsgálatakor és természetesen az időigény szempontjából is. Az 1. táblázat négy kiemelt szimuláció eredményeit foglalja össze, az utolsó, „legsűrűbb” meshelés eredményeit bemutató ábrával összhangban (18. ábra).



17. ábra. Az eredmények változó intenzitású felületi teherként értelmezve egy statikai analízis során (ConSteel)

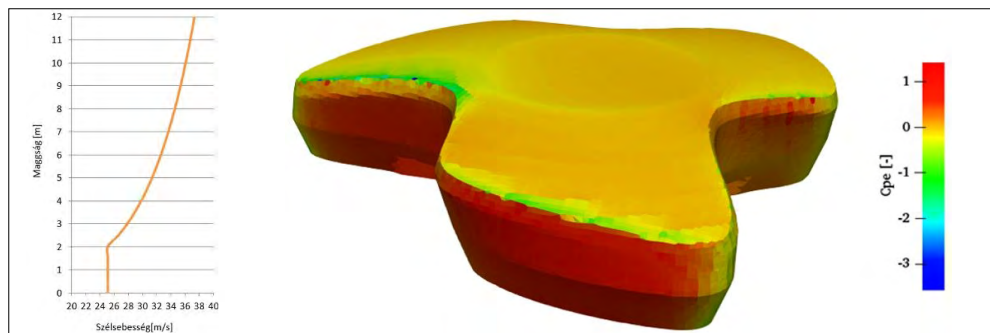
1. táblázat. A szimulációk eredményei

Tömb méret	Végeselem méret	Min Cpe	Max Cpe	Hálógenerálás futás-ideje	Szimuláció futás-ideje	Utófeldolgozás futás-ideje
[m]	[m]	[-]	[-]	[min]	[min]	[min]
10	1	-2,02	0,57	2	4	3
10	0,5	-2,26	0,43	4	5	3
5	0,5	-1,75	0,46	10	35	5
2	0,5	-5,72	0,83	16	50	12

5. Következtetések

A tanulmányban bemutatottak alapján megfigyelhető a parametrikus tervezésben rejlő igazi potenciál, főként a sokoldalúságra való tekintettel. Gyakorlatilag bármilyen tervezési folyamat során jelenthet előnyt egy parametrikusan kialakított metodológia használata, azonban fontos kiemelni, hogy egy ilyen jellegű rendszer kiépítése időigényes feladat. Ennek tudatában megfelelő tapasztalat szükséges ahhoz, hogy megbecsülhető legyen a bevezethető hatékonyság mértéke. Mindemellett érdemes nyomon követni a parametrikus tervezés mögött álló fejlesztői réteget, amely folyamatosan új eszközök megjelenésén dolgozik, ezáltal az automatizálás iránti igény egyre könnyebben kielégíthető. Valójában csupán a hétköznapi feladatokban rejlő rutinszerűséget kell felismerni, és kis ráfordítással rendkívül hatékonyá tehető a munkavégzés. Indokolt esetben komplex feladatok elvégzéséhez is érdemes kialakítani egy ilyen jellegű rendszert, főleg ha az optimalizálás a cél (lévén, hogy alapvetően ennek érdekében fejlesztették ki a Grasshoppert [11]).

A szélszimuláció témaköre viszont sokkal bonyolultabb. A tapasztalat alapvetően azt mutatja, hogy a CFD alkalmazható ugyan ipari felhasználású széltehervizsgálatok elvégzésére,



18. ábra. A szerkezetre ható szélprofil (bal) és a szimuláció szerinti nyomástényezők (jobb)

de megbízhatósága igen kérdéses. Főleg annak következtében, hogy komoly áramlástanai szaktudást igényel, és nem megfelelő használat esetén abszolút ellentmondásos eredmények állíthatók elő. Ennek ellenére indokolt esetben kiválthatja egy parametrikus környezetben felépített szimuláció a szabvány által javasolt módszereket, főleg amennyiben a vizsgált szerkezet kialakítására nehezen erőltethetőek rá az egyszerűbb koncepció mentén meghatározott alaki vagy nyomási tényezők. A bemutatott szerkezet esetén kijelenthető, hogy a szabvány által javasolt módszerek alapján meglehetősen eltérő nyomásértékek vehetők fel. A szerkezet legkritikusabb zónái a széláramlat oldalak szívott tetőperemei, ahol a szabvány alapján három különböző módon felvett nyomási tényezők értékei rendre $-0,66$, $-0,86$, $-1,2$. Ezek szemben a szimuláció alapján pontosabban kimutatható, hogy valójában a lokális nyomáskoncentrációk esetén a fenti értékeknél akár nagyobb, -2 körüli tényezők is kimutathatóak, de átlagosan véve -1 körülről tehető a szélszél értéke az említett zónában, azonban ez kisebb területre igaz, mint ahogyan a szabvány előírja.

Természetesen teljes mértékben nem javasolt ezekre az adatokra hagyatkozni, de egy általános képet és egyben útmutatót mindenképpen adhat a szerkezettervező mérnök számára a nyomáseloszlás és ezáltal az épületre ható szélterhek meghatározásakor.

A szabvány és a számítógépes szélszimuláció közötti arany középutat a laboratóriumi szélszátorna-vizsgálatok jelenthetik, viszont itt is ki kell emelni néhány hátráltató tényezőt. Az elsődleges szempont itt is a szaktudás és a technológia, amely főleg a régiókban kevés esetben biztosított, épület-szélszimulációs értelemben. Mivel egy relatív ritka igényről beszélünk, ugyanis kevés komoly beruházás indokolja az ilyen jellegű vizsgálatokat, így nem létezik know-how, vagy akár az adatközlésre vonatkozó protokoll egy ilyen jellegű feladat esetén a laboratórium és a megbízó között. Egy további lényeges szempont egy szélszátorna-vizsgálat esetén a ráfordítandó idő mennyisége, amely a piac gyors tempójához kevés esetben zárkózik fel, mivel egy szélszimulációs makett megépítése önmagában akár hetekig is eltarthat, főleg ha különböző építési fázisok szimulálása érdekében egy moduláris modellt kell használni. Ezt követően a mérések és az eredmények kiértékelése hasonlóan hosszú folyamat lehet, így egy teljes kísérlet időtartama akár 3-6 hónapig is elhúzódhat, míg egy komplexnek tekinthető tartószerkezet tervezése és méretezése akár hetek alatt is véglegesíthető.

Így lényegében a tervezés kezdeti fázisáig – ahol a szabvány szerinti eljárást felülírva lehetne gazdaságosabban tervezni a szélszimulációs eredmények tudatában – sok esetben még nem áll rendelkezésre adat. Éppen ezért egy szabadformájú szerkezet tervezésének korai fázisában érdemes megfontolni a szélszimulációs módszerek alkalmazását. Ezt megelőzően természetesen további kísérletek és tanulmányok indokoltak egy validált és megbízható metodológia kialakításához.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] Akos G., Parsons R.: *Foundations. The grasshopper primer* third edition, 2006.
https://issuu.com/pabloherrera/docs/mode_lab_grasshopper_primer_third_e/3
- [2] Szalai J., Juhász M. I., Kis Á.: *Eingangshalle Hungexpo – parametrische Entwurfs, Berechnungs- und Nachweismethoden/Hungexpo előcsarnok – parametrikus tervezési, számítási és ellenőrzési módszerek*. BIM – Building Information Modeling, 2020 november/A61029, 106–112.
https://issuu.com/ernst-und-sohn/docs/bim2020_web/1?ff
- [3] Kis Á.: *Acélszerkezetek tervezése és szélszimulációja parametrikus környezetben*. Diplomamunka, Kolozsvári Műszaki Egyetem, 2020.
- [4] Arendt E.: *Szabadformájú rácsos acél felületszerkezet paraméteres vizsgálata*. Diplomamunka, Budapesti Műszaki Egyetem, 2020.
- [5] Văcăreanu R.: *Cod de proiectare. Bazele proiectării și acțiuni asupra construcțiilor. Acțiunea vântului (Revizuire NP 082-04. Comentarii, recomandări de proiectare și exemple de calcul)*. Universitatea Tehnică de Construcții București, 2012.
- [6] MSZ EN 1991-1-3:2005; Eurocode 1: *A tartószerkezeteket érő hatások, 1-4. rész: Általános hatások, Szélhatás*.
- [7] OpenFOAM – The open source CFD toolbox. (letöltve: 2021. február 17.).
<https://www.openfoam.com/>
- [8] Holmes J. D.: *Wind Loading On Structures*. S. Press, Ed., New York, USA: Taylor & Francis e-Library, 2007.
- [9] Nagy-György T., Boros J., Crișan A.: *Egy szélérzékeny tetőszerkezet számítási érdekességei/Computational curiosities of a wind-sensitive roof structure*. XXIV. Nemzetközi Építéstudományi Online Konferencia – ÉPKO, 2020.
<http://ojs.emt.ro/index.php/EPKO/article/view/246/191>
- [10] Eddy – *Airflow and Microclimate Simulations for Rhino and Grasshopper* (letöltve: 2021. február 17.).
<https://www.eddy3d.com/>
- [11] Rutten D.: *Evolutionary Principles applied to Problem Solving*. 2011. (letöltve: 2021. február 17.).
<https://ieatbugsforbreakfast.wordpress.com/2011/03/04/epatps01/>

HÁROMPONT-FÜGGESZTŐ BERENDEZÉS VIZSGÁLATA

STUDY OF THREE-POINT LINKAGE OF POWER MACHINE

Pásztor Judit,¹ Popa-Müller Izolda²

¹ Sapientia EMTE, Marosvásárhelyi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, Románia, ppjudit@ms.sapientia.ro

² Sapientia EMTE, Marosvásárhelyi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, Románia, ipmuller@ms.sapientia.ro

Abstract

The three-point linkage serves to interconnect the power machine and the suspended or semi-suspended work machine. It has a role in the operation of the machine group, in towing and in the setup of the machines. Part of the weight of the suspended machine is loaded on the driven wheels, thus increasing the adhesion weight which results in an increase in the tractive force. Understanding the operation of this equipment it is necessary for horticulture, agronomy and landscape architecture future engineers. In this thesis we model the effect of connection points of the three-point linkage on the tractive force in a specific case: that of the suspended plow.

Keywords: *three-point linkage, adhesion weight force.*

Összefoglalás

A hárompont-függesztő berendezés a traktor vázához rögzített, rudakból álló karrendszer, amely három pontban rögzíti és függeszti a csatolt munkagépet. Szerepe van az erőgép-munkagép gépcsoport üzemeltetésében. A vontatás során egytengelyesíti a gépcsoportot, növeli a vonóerőt, és általa a csatolt munkagép néhány fontos beállítása is megtörténik. Ezen berendezés működésének megértése szükségszerű, emiatt nagyon fontos mozzanata a leendő kertészmérnök, agrármérnök, tájépítész műszaki képzésének. A dolgozatban modellezzük a hárompont-függesztő berendezés bekötési pontjainak hatását a vonóerőre egy sajátos esetben, a függesztett ágyeke esetében.

Kulcsszavak: *hárompont-függesztő berendezés, adhéziós súlyerő.*

1. Bevezetés

1.1. A mezőgazdasági erőgép vonóereje

A mezőgazdasági erőgépek vonóerő-kifejtésére, valamint a munkagépek működtetésére alkalmas energia szolgáltatására képesek. Mindenkor üzemeltetési cél a traktor vonóerejének növelése. A vonóerő maximális értékét a talaj és a hajtott kerekek közti tapadás határozza meg:

$$F_{vmax} = \mu \cdot G_{adh} [N], \quad (1)$$

ahol: μ tapadási tényező;

G_{adh} adhéziós súlyerő [N].

Az adhéziós súlyerő a traktor hajtott kerekeire nehezedő súlyerő. Univerzális traktoroknál a

súlyerő 2/3-át, a nagy teljesítményű erőgépek esetében a súlyerő 1/3-át tekintik adhéziós súlyerőnek [1].

A maximális vonóerő növelhető a tapadási tényező, illetve az adhéziós súlyerő növelésével.

Az adhéziós súlyerő növelésének lehetőségei:

- a hajtott kerekre póttömegek rögzíthetők;
- a 4 × 4-es hajtással az erőgép teljes tömege adhéziós súlyerővé alakítható;
- a láncalpak alkalmazásával szintén a teljes tömeg megnyerhető adhéziós súlyerőnek;
- az erőgépre függesztett munkagép tömegének egy része a hajtott kerekeket fogja terhelni, megnyerve azt adhéziós tömegnek.

Jelen cikkben a függesztett munkagép tömegének ráterhelődését tanulmányozzuk a hajtott kekrekre, amely növeli az adhéziós súlyerőt, így vontatásnál vonóerő-növelést vált ki. A munkagép függesztése az erőgépre a hárompont-függesztő szerkezettel történik.

1.2. Erőgép hárompont-függesztő berendezése

A hárompont-függesztő berendezés egy térbeli káros mechanizmus (1. ábra). Részei a karrendszer és az emelőszerkezet.

A karrendszert az 1-es vonókarok, a 2-es függesztőrudak és a 3-as emelőkarok alkotják. Az emelőkarokat a 4-es emelőtengely köti össze. A karrendszer részét képezi egy 5-ös támasztókar is. A vonókarok rögzítését a 6-os feszítőelemek végzik. A függesztőkarok és a felső támasztókar hossza csavarorsóval változtatható.

Az emelőszerkezet a 7-es hidraulikus munkahengerből, egy hidraulikaszivattyúból és vezérlőszelepből áll. A hidraulikus munkahenger közbeiktatásával elfordítható az emelőtengely, ezáltal a csatolt munkagép emelhető, illetve súlylíyszterhető.

A két alsó vonókar és a felső támasztókar erőgéphez való kötése két-három pontban történhet (2. ábra).

A függesztő berendezés egytengelyesíti az erőgép-munkagép gépcsoportot [2]. A hárompont-függesztő berendezés segítségével a munkagépet vízszintesre lehet állítani. A függesztett munkagép tömegének egy része növeli az adhéziós súlyerőt, így szerepe van a vontatásban.

2. Hárompont-függesztő berendezés dinamikai modellezése

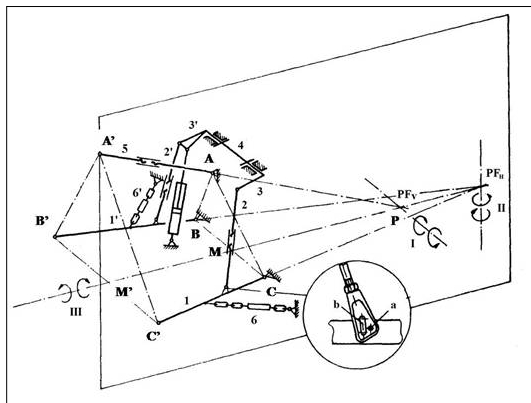
A hárompont-függesztő berendezés vontatásban való szerepét az erőgép és függesztett ágyeke gépcsoportnál, a szántásnál tanulmányozzuk. Dinamikai modellezést végzünk.

A dinamikai modell figyelembe veszi a gépcsoportra ható erőket (3. ábra). A vizsgált erőgép és függesztett munkagép rendszer nem írható le a maga teljességében az összes kölcsönhatást figyelembe véve, így tulajdonképpen lényegkiemelés történik [3]. A szántás során feltételezhető, hogy az erőgép vezetője a 4×4-es hajtást részesíti előnyben.

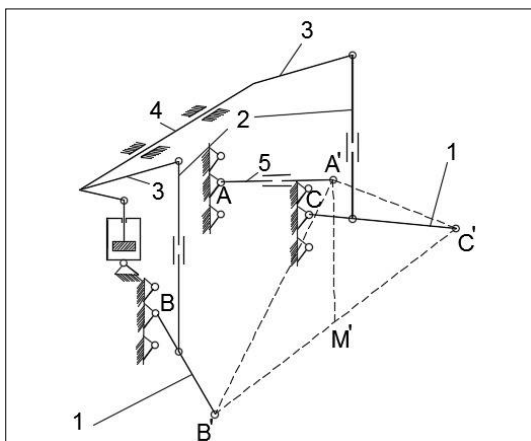
Az adhéziós súlyerő a 4×4-es hajtás során az alábbi összefüggéssel értelmezhető:

$$G_{adh} = R_E + R_H \text{ [N].}$$

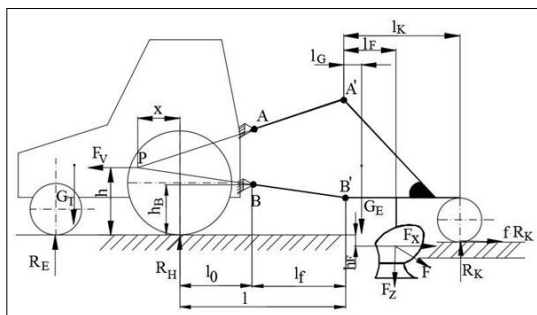
(2)



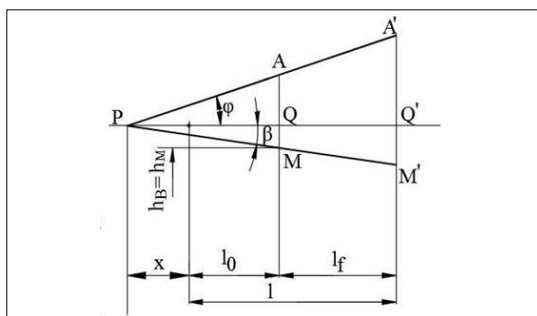
1. ábra. Hárompont-függesztő berendezés vázlata [2]



2. ábra. Hárompont-függesztő berendezés karjainak bekötési lehetőségei



3. ábra. Erőgépen és függesztett ekén vontatás közben jelentkező erők



4. ábra. A hárompont-függesztő berendezés hossz-metszete

1. táblázat. A hárompont-függesztő berendezés bekötési pontjainak jelölése

Támasztókar bekötése		Vonókar bekötése	
Jelölés	φ [°]	Jelölés	β [°]
T_alsó	15	V_alsó	0
T_középső	10	V_középső	5
T_felső	5	V_felső	10

A rendszerre ható erők egyensúlya a függőleges síkban az alábbi:

$$R_E + R_H - G_T - G_E - F_z + R_K = 0 \text{ [N]}, \quad (3)$$

ahol:

- R_E és R_H a traktor kerekei alatt ébredő talajellenállások [N];
- G_T a traktor súlya [N];
- G_E az eke súlya [N];
- F_z a szántás során ébredő talajellenállás függőleges komponense [N];
- R_K a mélységhatároló kerék alatt ébredő talajellenállás [N].

A függesztett munkagép súlyának az erőgép hajtotta kerekeire való átszármaztatása azt eredményezi, hogy a mélységhatároló kerék alatt ébredő R_K talajellenállás nagysága változik. Ezt az erőt

fogjuk kiszámolni. Felhasználjuk, hogy a P függőleges pillanatnyi forgáspontban a munkagépre ható erők nyomatékai egyensúlyban vannak [3]:

$$-R_K \cdot (x + l_K + l) - f R_K \cdot h + G_E \cdot (x + l + l_G) + F_z \cdot (x + l + l_P) - F_x (h_F + h) = 0. \quad (4)$$

A mélységhatároló kerék alatt ébredő R_K erő a (4)-es egyenletből kiszámolható:

$$R_K = \frac{G_E \cdot (x + l + l_G) + F_z \cdot (x + l + l_P) - F_x (h_F + h)}{x + l_K + l + f \cdot h}. \text{ [N]} \quad (5)$$

A (4)-es és (5)-ös összefüggések jelölései: x a pillanatnyi függőleges forgáspont távolsága a hajtott-hátsó tengelytől [m]; h a pillanatnyi forgáspont talajtól mért szintkülönbsége [m]; l , l_P , l_G , l_K a 3. ábrán követhető hosszúságok [m]; l_F és h_F a munkagépen jelentkező talajellenállás támadópontját meghatározó távolságok [m]; f a gördülési együttható [2].

Az (5) összefüggés rámutat az R_K erőt befolyásoló tényezőkre. A dolgozatban a felső támasztókar és az alsó vonókar bekötési pontjainak hatását tanulmányozzuk, amelyek az x , h adatokban tükröződnek.

Az x és h összefüggéseit a hárompont-függesztő berendezés hossz-metszetének (2. ábra) vázlata alapján határoztuk meg (4. ábra).

$$x = \frac{A'M'}{\tan \varphi + \tan \beta} - l_0 - l_f \text{ [m]} \quad (6)$$

$$h = h_B + (x + l_0) \tan \beta \text{ [m]}, \quad (7)$$

ahol:

- φ a felső támasztórud különböző bekötéseit jellemző szög [°];
- β az alsó vonókar bekötéséből származó szög [°];
- h_B és l_0 a 3. ábrán követhető hosszúságok [m];
- $A'M'$ a hárompont-függesztő berendezés $A'B'C'$ munkasíkjának magassága [m]. Ez a magasság méret szabványosított [4].

A rudak rögzítése változtatható (2. ábra). A dolgozatban a támasztókar bekötési pontjait és az alsó vonókarok bekötési pontjait is változtatjuk. Az 1. táblázat összefoglalja a bekötési pontok jelöléseit és az azokhoz rendelt szögek mértékeit.

A támasztókar bekötési pontjai megváltoztatják a φ szög mértékét. A támasztókart az alsó, középső és felső bekötési pontokban rögzítjük, ennek megfelelően a φ szög mértékét 15°, 10° és 5°-osnak tekintjük.

A vonókar bekötési pontjai megváltoztatják a β szög mértékét. Alsó, középső és felső bekötési pontokat vizsgálunk, ennek megfelelően a β szög értékeit 0°, 5° és 10°-osnak tekintjük (1. táblázat).

Ábrázoltuk a P pillanatnyi forgásponthelyzetét a támasztókar három bekötési helyzetének és a vonókarok három bekötési helyzetének függvényében (5. ábra).

A karok bekötési pontjai befolyásolják a P függőleges pillanatnyi forgásponthelyzetét. Minél magasabban rögzülnek a karok, a P pont egyre magasabbra és az erőgép hátsó tengelye felé fog kerülni (5. ábra).

Vizsgáltuk a mélységhatároló kerék alatt jelentkező támadóerő alakulását a felső támasztókar és az alsó vonókarok három bekötési pontjának függvényében. A használt adatok: a PP3-30 eke méretei, a II. kategóriájú függesztő berendezés, ISO 730-1 szabvány szerinti méretei [4] és az U650-es erőgép méretei.

A vonókar alsó bekötési pontja és támasztókar emelése a mélységhatároló kerék alatt jelentkező R_K erő növekedését váltja ki (6. ábra). Ez a munkagép talajra való nagyobb támaszkodását jelenti. Az R_K erő növekedése azt jelenti, hogy a traktor hajtott kerekeire kisebb pótsúlyerő jut, vagyis a munkagép adhéziós súlyerőnövelő hatása kisebb (7. ábra).

A G_{adh} erő a (2-es), illetve a (3)-as összefüggések alapján számolható:

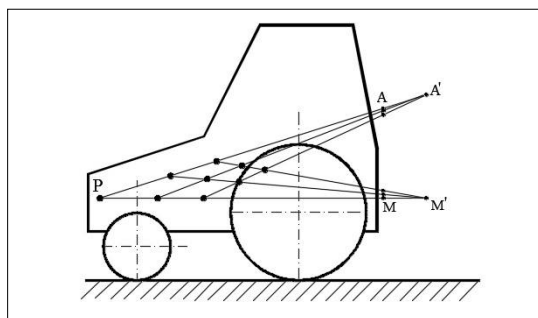
$$G_{adh} = G_T + G_E + F_z - R_K \quad [N]. \quad (8)$$

A (8)-as összefüggés jelölései megegyeznek a (3)-as összefüggés jelöléseivel.

A G_{adh} adhéziós súlyerő változása a függesztő berendezés bekötésének hatására a 7. ábrán látható.

Az adhéziós súlyerő befolyásolja a vonóerőt. A maximális vonóerőt az (1)-es összefüggéssel számoltuk, ahol a $\mu = 0,4$ értéket használtuk [1]. A vonóerő változása a karok bekötésének függvényében a 8. ábrán látható.

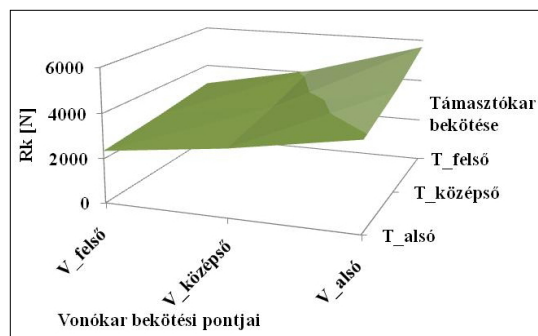
A maximális vonóerő %-os változását a karok bekötésének függvényében a 2. táblázat és a 9. ábra jeleníti meg.



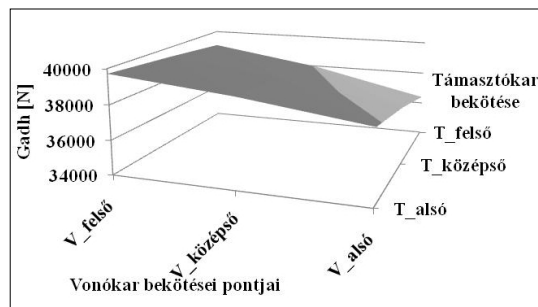
5. ábra. A pillanatnyi függőleges forgásponthelyzetei a hárompont-függesztő berendezés bekötésének függvényében

2. táblázat. Hárompont-függesztő berendezés bekötésének %-os hatása az adhéziós súlyerőre és vonóerőre

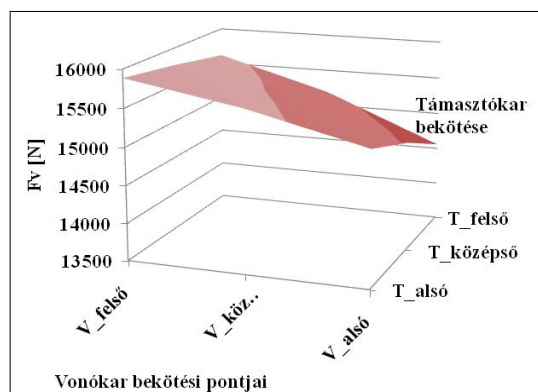
Bekötések hatása	V_felső %	V_középső %	V_alsó %
T_alsó	13,81	11,97	9,41
T_középső	12,93	10,59	7,22
T_felső	11,85	8,81	4,28



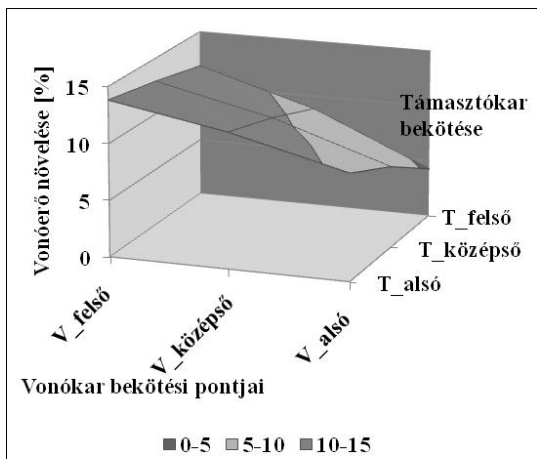
6. ábra. A hárompont-függesztő berendezés bekötési pontjainak hatása a R_K erőre



7. ábra. A hárompont-függesztő berendezés bekötési pontjainak hatása az adhéziós súlyerőre



8. ábra. A hárompont-függesztő berendezés bekötési pontjainak hatása a vonóerőre



9. ábra. A vonóerő-növekedés mértéke

A legnagyobb vonóerő-növekedést az a bekötés okozza, ahol legnagyobb a karok közti szög mértéke, jelen esetben a támasztókar alsó bekötése és a vonókar felső pontba való bekötése.

3. Következtetések

A hárompont-függesztő berendezés karjainak bekötése hatással van a P pillanatnyi függőleges forgásponthelyzetére.

A függesztett munkagép mélységhatároló kereke alatt jelentkező talajellenállás nagysága a hárompont-függesztő berendezés karjainak különböző pontokban való bekötésének köszönhetően változik. A legkisebb talajellenállás a legnagyobb pótsúlyzó hatást váltja ki. Ez a támasztókar alsó

bekötésével és a vonókar felső pontba való bekötésével érhető el. Tehát minél közelebb található a P pillanatnyi függőleges forgáspont a hátsó tengelyhez, annál nagyobb a függesztett munkagép pótsúlyzó hatása. Az adhéziós súlyerő és a vonóerő is itt a legnagyobb a függesztett munkagép esetében.

A hárompont-függesztő berendezés karjainak különböző bekötésével a függesztett munkagép, a tanulmányozott körülmények között, 4,28–13,81%-os vonóerő-növekedést vált ki.

A matematikai modellek szemléltetik, magyarázzák a jelenséget, alkalmasak további kutatásokra, az erőgép vonóhorog-teljesítményének és a tüzelőanyag-fogyasztás alakulásának vizsgálatára a hárompont-függesztő karrendszer bekötésének hatására.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] Szendrő P.: *Géptan*. Mezőgazda Kiadó, Budapest, 2003. 96–191.
- [2] Ormenisan A. N.: *Theoretical and experimental research concerning the influence of automatic control systems of the tractor linkage mechanisms on the dynamics and energetics of ploughing units*. Summary of PhD Thesis, UTBV, Brassó, 2014. 20–25.
- [3] Máté M.: *Műszaki mechanika – kinematika*. Erdélyi Múzeum-Egyesület, Kolozsvár, 2010. <https://doi.org/10.36242/mtf-10>
- [4] Varga V.: *Az univerzális traktorok vonószerkezete és hárompont-függesztő szerkezete*. Agrofórum, 19/7. (2008) 88–91.

HUZALOS SZIKRAFORGÁCSOLÁSSAL MEGMUNKÁLT SZERSZÁMACÉLOK FELÜLETMINŐSÉGI VIZSGÁLATAI

INVESTIGATIONS OF SURFACE QUALITIES OF WIRE EDM MACHINED TOOL STEELS

Tóth László

Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Budapest, Magyarország,
toth.laszlo@bgk.uni-obuda.hu

Abstract

In the EDM process an electrical discharge occurs between an anode (graphite or copper) and a cathode (material to be machined) in a dielectric medium. Developments in EDM technologies have opened a new path towards high-precision, more productive machining of high alloyed, high hardness and high strength steels [1]. Wire EDM offers an efficient and cost effective alternative to traditional machining in tool and component manufacturing [2]. EDM machining removes electrically conductive material with rapid and repetitive spark emissions using a dielectric fluid. As a result, the surface of the raw material is subject to erosion. The quality of the machined surface depends to a large extent on the parameters of the machining technology [3]. In the testing experiments, wire EDM machining was performed on two tool steel grades using different machining parameters. After each machining step, hardness and roughness tests were performed on the surface of the workpiece. Scanning electron microscopy was performed on the machined surface. The tests confirmed that the surface quality of the tools is significantly influenced by the parameters set during the EDM. The change of parameters was achieved by performing multiple cutting threads. By using the multiple cutting thread, tools with favorable surface roughness have been produced for tool steels with a high hardness of quenched and tempered heat treatment state.

Keywords: *wire EDM, tool steel, surface roughness, scanning electron microscopy.*

Összefoglalás

A szikraforgácsolással történő megmunkálás során elektromos kisülés következik be egy anód (grafit- vagy rézelektroda, illetve rézhuzal) és egy katód (megmunkálandó anyag, szerszámacél) között dielektromos közegben. A szikraforgácsolási (elektroeróziós) technológiák fejlesztései új utat nyitottak az erősen ötvöztött, nagy keménységű és nagy szilárdságú acélok nagy pontosságú, termelékenyebb megmunkálási irányába [1]. A huzalos szikraforgácsolás hatékony és gazdaságos alternatívát ajánl a hagyományos megmunkálásokkal szemben a szerszám- és alkatrészgyártásban [2]. A szikraforgácsolással történő megmunkálások gyors és ismétlődő szikrakibocsátásokkal távolítják el az elektromosan vezető anyagot, dielektromos folyadék segítségével. Ennek következtében az alapanyag felülete erózióznak van kitéve. A forgácsolt felület minősége nagymértékben függ a megmunkálási technológia paramétereitől [3].

A vizsgálati kísérleteim során két szerszámacél minőségen huzalos szikraforgácsolási megmunkálásokat végeztem különböző technológiai paramétereket használva. Minden megmunkálás után a munkadarab felületén keménységi és érdességi vizsgálatokat végeztem. A megmunkált felületen pásztázó elektronmikroszkópos vizsgálatokat hajtottam végre. A vizsgálatok alátámasztották, hogy a szerszámok felületi minőségét jelentősen befolyásolják a szikraforgácsolási technológia során beállított paraméterek. A paraméterek változtatását többszörös vágási menetek elvégzésével értem el. A többszörös vágási menet alkalmazásával a nagy keménységű, edzett-megeresztett hőkezelési állapotú szerszámacélok esetében sikerült kedvező felületi érdességű szerszámokat legyártani.

Kulcsszavak: *huzalos szikraforgácsolás, szerszámacél, felületi érdesség, pásztázó elektronmikroszkóp.*

1. Bevezetés

Az acélok szikraforgácsolási technológiával történő megmunkálásának nagy előnye az is, hogy nagy keménységű, bonyolult geometriájú munkadarabok is könnyen előállíthatók [4]. Huzalos szikraforgácsolásnál a huzalelektroda és a munkadarab között ívkisülés megy végbe, melynek során a munkadarabból az anyagfelesleg elgőzölög. A munkadarab legkülső rétege elérheti az 50000°C-ot is, itt az acél megolvad és elpárolog, az olvadt fémcseppeket a dielektrikum öblíti. Az elektromos kisülésekkel történő anyagleválasztás legfőbb paraméterei az áramerősség, a kiszikrázási idő (t_{on}) és a szünetidő (t_{off}). A kiszikrázási idő (t_{on}) és a szünetidő (t_{off}) összege a periódusidő [5]. A kiszikrázási idő növelésével növeljük a periódus kitöltési tényezőjét, így nagyobb áramerősséget kapunk, a sebesség jelentősen növekedhet. Hosszabb szikrázási fázisok hatása mélyebb erodálást eredményez, és a szikraköz megnövekszik. A szünetidőnek a stabilitásban van fontos szerepe, hosszabb idő alatt több idő jut a leválasztott anyag öblítésére, valamint a közeg és munkadarab hűtésére. A felületi minőséget a frekvencia is befolyásolja, nagyobb frekvencia jobb felületi minőséget eredményez. Összességében a megmunkálás akkor lesz gazdaságos, ha minél kevesebb idő alatt minél jobb felületi minőségű kész darabot gyártunk.



1. ábra. Schmetz-vákuumkemence

A gyakorlati szikraforgácsolási technológiák során megkülönböztetünk nagyoló és simító vágásokat. A vágások számával az áramerősség egyre csökken, a frekvencia egyre nő. A szikraforgácsolás nagy érdeme a pontosság, viszont nem megfelelő megmunkálási paraméterek használata a munkadarab felületén rétegződési hibákat, mikrorepedéseket, ötvözőelem-kiégéseket és ún. fehér réteget eredményezhet. Ezek a felületi hibák a technológia során képződött magas hőmérséklet hatására keletkezhetnek. A magas hőmérséklet elkerülhető többszörös vágások alkalmazásával csökkentett kisülési energiával.

Jelen tanulmányban a felületi minőség változását vizsgáltam kétféle szerszámanyag-minőség esetében, többszörös huzalszikra-forgácsolási eljárás hatására. A vizsgálatokkal edzett és megeresztett hőkezelési állapotú gyorsacél (Böhler S600) és hidegalakító szerszámacél (Böhler K110) felületi minőségét hasonlítottam össze többszörös vágások során.

2. Vizsgálati anyagok és technológiák

A vizsgált S600 és K110 minőségű acélmintadarabok vegyi összetétele az 1. táblázatban látható.

A próbadarabok edzését és megeresztéseit egy Schmetz-típusú, 600×600×400 mm-es méretű vákuumkemencében (1. ábra) végeztem kétlépcsős hevítéssel (650 °C, illetve 850 °C). Az edzést 9,5 bar nyomású nitrogéngázzal végeztem.

Az edzést – szintén a vákuumkemencében – háromszori magas hőmérsékletű megeresztés követte (2.a. és 2.b. ábra).

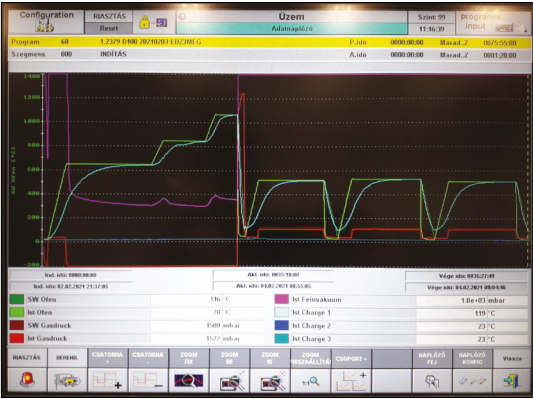
A hőkezelési művelet után Rockwell C keménységmérést végeztem egy AVK gyártmányú KV-1 típusú gépen. A mért keménységi értékek a 2. táblázatban láthatók.

1. táblázat. Vizsgálati anyagok kémiai összetétele spektrométeres mérés alapján (tömeg %-ban)

Acél	C	Si	Mn	Cr	Mo	V	W
K110	1,57	0,28	0,32	11,41	0,76	0,78	-
S600	1,38	0,57	0,29	4,14	-		5,92

2. táblázat. Hőkezelés utáni keménységek

Acél	HRC
K110	61
S600	64



2.a. ábra. K110-es acél hőkezelési diagramja



2.b. ábra. S600-as acél hőkezelési diagramja

A hőkezeléseket a huzalos szikraforgácsolási megmunkálások követték, erre a célra egy 350x220x200 mm-es munkaterű, Charmilles FI240 SLP típusú szikraforgácsoló gépet használtam (3. ábra).

A gépi adatokat és a kívánt megmunkálási paramétereket a Charmilles FI 240 SLP gép 4. ábrán látható kezelőfelületén lehet beállítani.

A vágás során 0,25 mm-es átmérőjű elektrolitréz huzalt használtam, és dielektrikumként ionmentesített vizet.

A többszörös vágások során alkalmazott megmunkálási paramétereket a 3. táblázat ábrázolja.

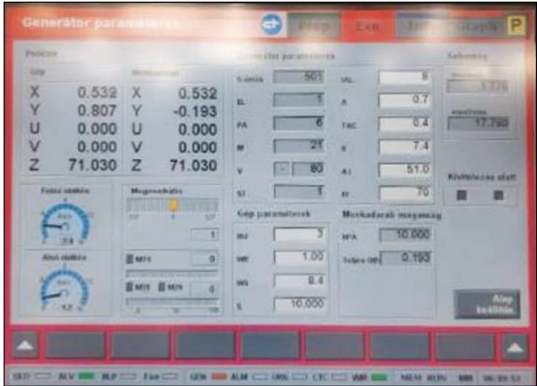
A megmunkált darabokon felületi érdesség-méréseket végeztem, melynek során vizsgáltam: – az általános felületi érdességet (R_a), mely a valóságos profil és a középvonal közötti távolság abszolút értékének a számtani átlaga:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |Z(x)| dx \quad (1)$$

– az egyenetlenségmagasságot (R_z), mely a vizsgált hosszban az öt legnagyobb értékű hegycsúcs



3. ábra. Charmilles FI240 típusú szikraforgácsoló gép
1. kezelő és megfigyelő terület, 2. levegőfűvóka, 3. huzalfej-tájoló egység, 4. generátortér, 5. huzladagoló berendezés, 6. munkatér



4. ábra. Charmilles gép kezelőfelülete

3. táblázat. Megmunkálási paraméterek

Vágáslépések	Áram (A)	Szíkra-idő (µs)	Szünet-idő (µs)	Teljes offset (mm)
Nagyolás	21	0,7	7,4	0,12
Simítás 1	23	0,2	3,8	0,13
Simítás 2	7	0,4	3	0,13
Simítás 3	7	0,4	3	0,13
Simítás 4	7	0,2	3	0,13
Simítás 5	7	0,2	3	0,13

és a legalacsonyabb értékű völgy különbségének a számtani átlaga:

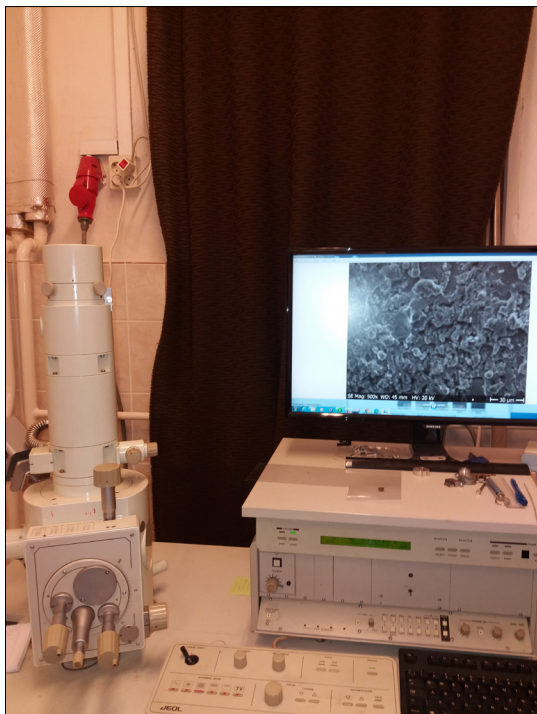
$$R_z = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^5 p_i - \sum_{i=1}^5 v_i \right) . \quad (2)$$

Az érdesség mérésére a MahrSurf GD120 típusú érdességmérő gépet használtam (5. ábra).

Az elektronmikroszkópos vizsgálatot egy JSM 5310 típusú Jeol pásztázó elektronmikroszkópon végeztem (6. ábra).



5. ábra. MahrSurf GD120 érdességmérő gép



6. ábra. Jeol JSM5310 pásztázó elektronmikroszkóp

3. Mérési eredmények

3.1. Érdességmérések

Különböző simítások után a felületi érdesség mért értékei a K110-es hidegalakító szerszámacél-ra vonatkozóan a 4. táblázatban láthatóak.

A mért felületi érdesség értékei azt mutatják, hogy a Böhler K110-es edzett és háromszor meg-eresztett szerszámacél huzalos szikraforgácsolással történő nagyolási és egy simítási művelet utáni átlagos felületi érdessége meghaladja a 2 µm-t., míg az egyenetlenségmagasság értéke a 12,2 µm-t. A következő simítások után ezek az értékek fokozatosan csökkennek, és az ötödik simítás után a felületi érdesség már 0,53 µm-re, míg az egyenetlenségmagasság 4,12-re csökken.

A Böhler S600-as minőségű gyorsacél különböző simítások utáni felületi érdességeit az 5. táblázat szemlélteti.

A mért felületi érdesség értékei azt mutatják, hogy a Böhler S600-as edzett és háromszor meg-eresztett gyorsacél huzalos szikraforgácsolással történő nagyolási és egy simítási művelet utáni átlagos felületi érdessége meghaladja a 2,5 µm-t., míg az egyenetlenségmagasság értéke a 15,8 µm-t. A következő simítások után ezek az értékek fokozatosan csökkennek, és az ötödik simítás után a felületi érdesség már 0,56 µm-re, míg az egyenetlenségmagasság 3,98-ra csökken.

4. táblázat. K110-es acél érdességi értékei

	Ra (µm)	Rz (µm)
Simítás 1	2,14	12,28
Simítás 2	1,93	11,92
Simítás 3	1,06	7,44
Simítás 4	0,77	5,71
Simítás 5	0,53	4,12

5. táblázat. S600-as acél érdességi értékei

	Ra (µm)	Rz (µm)
Simítás 1	2,58	15,83
Simítás 2	1,09	8,51
Simítás 3	1,09	7,69
Simítás 4	0,68	4,93
Simítás 5	0,56	3,98

3.2. Pásztázó elektronmikroszkópos vizsgálatok

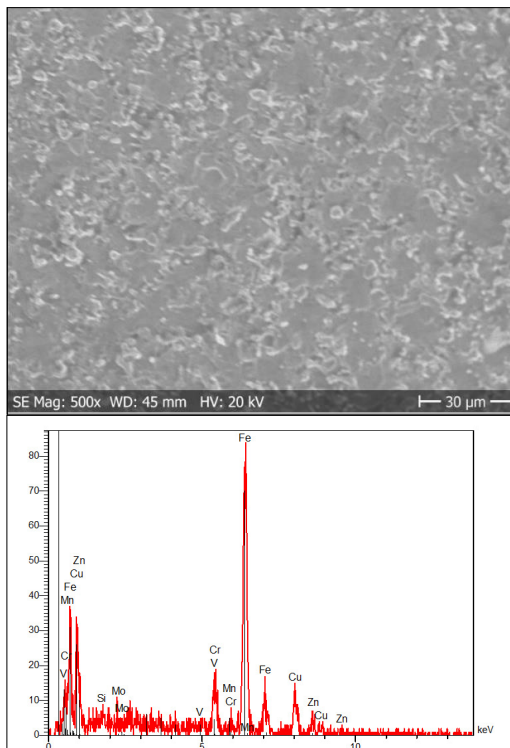
A Böhler K110 és Böhler S600-as minőségű szerszámacélok huzalos szikrázással történő megmunkálásai után a vizsgálati darabok felületi minőségét pásztázó elektronmikroszkóp segítségével vizsgáltam.

A **7. ábrán** a K110-es hidegalakító szerszámacél huzalos szikraforgácsolással megmunkált felülete látható 500-szoros nagyításban, az első simítás után. Továbbá ezen felület elektrodiszperzív spektrométeres (EDS) elemzése is látható.

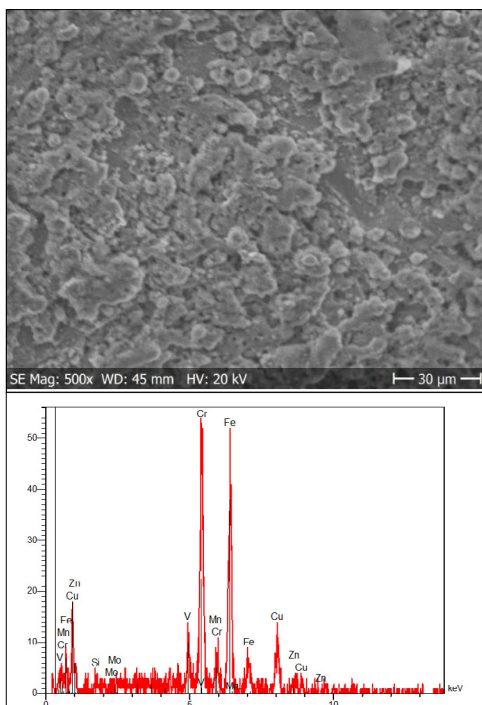
A **8. ábrán** a K110-es hidegalakító szerszámacél huzalos szikraforgácsolással megmunkált felülete látható 500-szoros nagyításban az ötödik simítás után. Továbbá ezen felület elektrodiszperzív spektrométeres (EDS) elemzése is látható.

A **9. ábrán** az S600-as gyorsacél huzalos szikraforgácsolással megmunkált felülete látható 500-szoros nagyításban, az első simítás után. Továbbá ezen felület elektrodiszperzív spektrométeres (EDS) elemzése is látható.

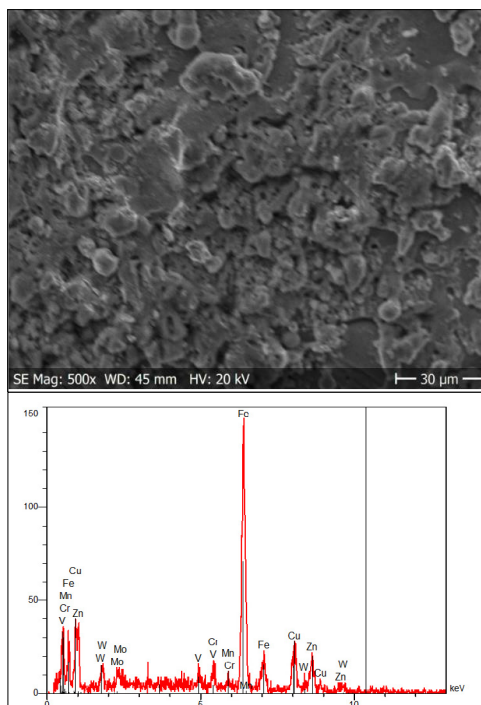
A **10. ábrán** az S600-as gyorsacél huzalos szikraforgácsolással megmunkált felülete látható 500-szoros nagyításban az ötödik simítás után. Továbbá ezen felület elektrodiszperzív spektrométeres (EDS) elemzése is látható.



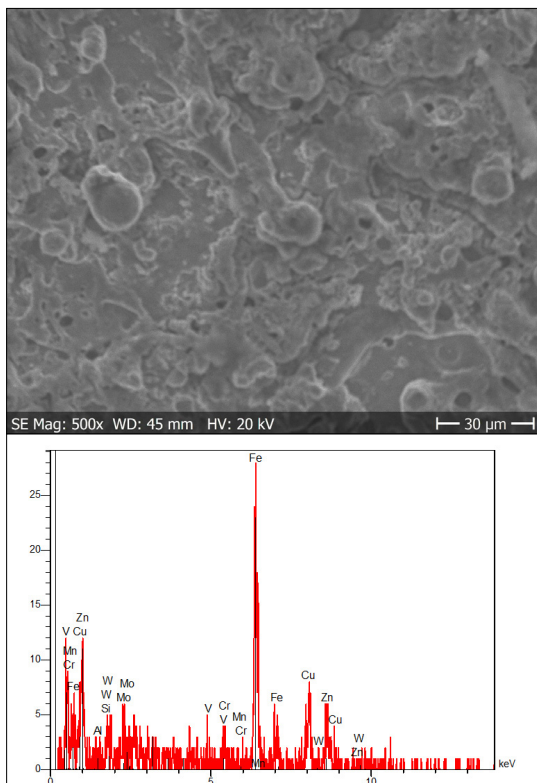
8. ábra. K110-es acél SEM-es képe 500x nagyításban az ötödik simítás után



7. ábra. K110-es acél SEM-es képe az első simítás után 500x nagyításban



9. ábra. S600-as acél SEM-es képe az első simítás után 500x nagyításban



10. ábra. S600-as acél SEM-es képe 500x nagyításban az ötödik simítás után

4. Következtetések

A kísérleti vizsgálatok a huzalos szikraforgácsolási eljárással megmunkált szerszámacélok felületi rétegeiben történt változásokra összpontosultak. A nagy hőbevitel hatására képződött magas hőmérséklet következtében, az elektromos kisülések révén a felületen kráteres textúra képződött, mely elég jól látható a pásztázó elektronmikroszkóp első simításos felvételein. Az ötödik simítás után a kráteres textúra mértéke elhanyagolható.

A vizsgált felület elektrodiszperzív spektrométeres (EDS) elemzése alapján a K110-es acél esetében megfigyelhető az első simítás után a felületen lévő króm és vas nagy mennyisége, a vanádium és molibdén jelenléte, valamint valamennyi réz és cink. Az ötödik simítás után változnak egyes elemek koncentrációi, éspedig a króm csökken, míg a réz mennyisége nő. Ez annak tulajdonítható, hogy valamennyi króm kiégett a felületből, és a huzalelektrodából réz olvadt a felületre.

Az S600-as acél esetében az első simítás után megfigyelhető a volfrám, molibdén, króm és va-

nádium, valamint egy kevés réz és cink jelenléte a megmunkált felületen. Az ötödik simítás után itt viszont csak a réz és cink mennyisége nő, a többi ötvöző nem változik számottevően.

A felületi érdesség-vizsgálatok alapján egyértelműen megállapítható, hogy a simítások hatására egyre finomabb, kevésbé érdes felületet kapunk, de ez nem azt jelenti, hogy hatékony minél több simítást végezni.

A gyakorlatban az elvárt felületi érdességet a szerszám, illetve alkatrész felhasználása, illeszkedése határozza meg. A felületen képződött ún. „fehér réteget”, a krátereket, a beégett réz-, illetve cinkmaradványokat általában finom csiszolással vagy/és polírozással tüntetik el.

A kísérlet alapján, az elvárt felületi minőség függvényében meghatározható a simítási megmunkálások száma a vizsgált szerszámacélokra vonatkozóan.

Köszönetnyilvánítás:

A szerzők ezúton kívánnak köszönetet mondani a munkánkhoz nyújtott anyagi támogatásért – a EFOP-3.6.1-16-2016-00010 számú projekt keretében – a magyar államnak és az Európai Uniónak.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] Swiercz R., Oniszczyk-Swieiercz D.: *Experimental Investigation of Surface Layer Properties of High Thermal Conductivity Tool Steel after Electrical Discharge Machining*. Metals, 7/12. (2017) 550. <https://doi.org/10.3390/met7120550>
- [2] Sudhakova D. D., Prasanthi G.: *Application of Taguchi Method for Determining Optimum Surface Roughness in Wire Electric Discharge Machining of P/M Cold Worked Tool Steel (Vanadis -4E)*. Procedia Engineering, 97. (2014) 1565–1576. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.440>
- [3] Guu Y. H., Hocheng H., Chou C. Y., Deng C. S.: *Effect of Electrical Discharge Machining on Surface Characteristics and Machining Damage of AISI D2 Tool Steel*. Materials Science and Engineering, 358/1–2. (2003) 37–43. [https://doi.org/10.1016/S0921-5093\(03\)00272-7](https://doi.org/10.1016/S0921-5093(03)00272-7)
- [4] Gokler M. I., Ozanoguz A. M.: *Experimental investigation of effects of cutting parameters on surface roughness in the WEDM process*. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 40/13. (2000), 1834–1848. [https://doi.org/10.1016/S0890-6955\(00\)00035-3](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(00)00035-3)
- [5] Jahan M. P.: *Electrical Discharge Machining, Types Technologies and Applications*. Nova Science Publishers, New York, 2015, 1–17.

ÚJ ANYAGOK ALKALMAZÁSÁNAK MEGBÍZHATÓSÁGI KÉRDÉSEI A JÁRMŰIPARBAN

RELIABILITY QUESTION OF NEW MATERIAL USED IN VEHICLE ENGINEERING

Trabelsi Omar,¹ Tóth László²

¹ Óbudai Egyetem, Doktori Biztonságttechnikai Kar, Budapest, Magyarország, omar.trabelsi@uni-obuda.hu

² Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságttechnikai Mérnöki Kar, Budapest, Magyarország, toth.laszlo@bgk.uni-obuda.hu

Abstract

In-vehicle engineering, several types of materials can be used to build vehicles of different sizes and for different uses. Traditionally those materials can be iron, aluminium, steel, rubber, glass, copper, leather, and others. These materials have been in constant development over the years, and this development has accelerated during the last ten years as manufacturers strive to compete on the issue of reliability of these new innovative materials. Reliability requires the production of materials with minimal (or well-known) variations in properties or dimensions. Parts made from these materials must be manufactured using processes that have also been proven to be reliable. This aim of this paper is to explain how reliability criteria can only be obtained if there are means of control suited to the most used materials (metals and polymers).

Keywords: *reliability, automotive manufacture, vehicle engineering, metals.*

Összefoglalás

A járműgépészetben sokféle anyag használható fel a különböző méretű és típusú járművek gyártásához. Hagyományosan ezen anyagok az alumínium, acél, gumi, üveg, réz, bőr és egyebek. Ezek az anyagok folyamatosan fejlődnek, sőt ez a fejlődés felgyorsult, ahogy a gyártók, az elmúlt tíz évben, az új fejlett anyagok megbízhatósága problémájának megoldásán versenyeztek. A megbízhatóság megköveteli a megfelelő alapanyaggyártást, minimális tulajdonság és méretbeli változások mellett. Ezen új anyagokból készült alkatrészek szintén megbízhatónak mutatkoztak. Ez a munka azt hivatott bemutatni, hogy a megbízhatósági kritérium csak akkor érhető el, ha a figyelem a leginkább felhasznált anyagokra (fémekre és műanyagokra) irányul.

Kulcsszavak: *megbízhatóság, autógyártás, járműgépészet, fémek.*

1. Bevezetés

Az autógyártás az építőanyagok egyik legnagyobb felhasználója a világon [1–5].

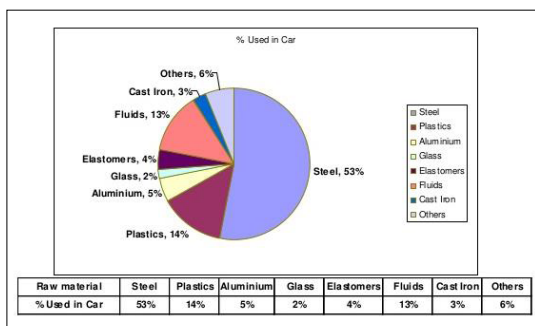
A jármű megbízhatósága a felhasznált anyagokra koncentrál. Manapság járművek esetén a megbízhatóság kérdése a legfontosabb, és a felhasználók nem fordítanak figyelmet arra, hogy ezek milyen anyagokból készülnek. Egy autó ezernyi alkatrészből épül fel, ezért ezek anyagának és

működésének megismerése jelentős feladat. Amíg a fémek egy autó egészének 64%-70%-át teszik ki, addig a többi része számos más anyagból, műanyagból, üvegből, textilből, festékekből tevődik össze. Vannak már speciális autóiipari képesítések is, amelyek az autóiipari ágazatot jellemzik. Az alkatrészek szilárdságnak és megbízhatóságának növelése fontos anyagtudományi probléma.

2. Felhasznált anyagok és választott feltételek

2.1. Felhasznált anyagok

Egy modern jármű elsősorban fémekből és műanyagokból készül, melyek azt nehezzé teszik. Az alkalmazott új anyagok számos előnyös tulajdonsággal rendelkeznek (könnyű, nagy energiaeinyelő képesség, korrózióállóság stb.) [6–10]. Az anyagok jelenlegi felhasználása az autóiparban még mindig változó. Fémes anyagok (acélok, öntöttvasak és alumíniumötvözetek) még mindig túlnyomóan jelen vannak az automobilon felépítésében a tömeggyártásban. Egy jármű súlyában nagyjából 64–70% fém van jelen. A súly 35%-a acéllemezekből áll, 11%-a acél gépelem-alkatrészek, 9%-a öntöttvas, 9% alumínium. A fennmaradó anyagokat lásd az 1. ábrán.



1. ábra. A tipikus járművekben található anyagok megoszlása

2.1.1. Fémek

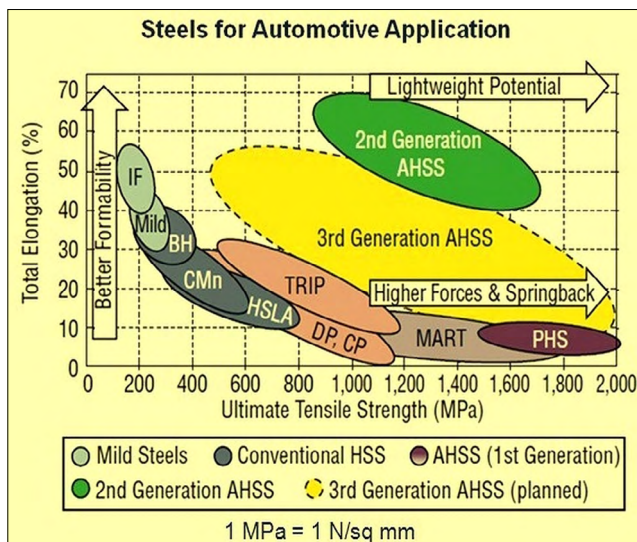
Acél: Az acélipar és a beszállítók jelentős beruházásokat tettek a fejlődés érdekében. Ennek eredményeként számos új acél- és ötvözet típusok, illetve kémiai összetételek jelentek meg [11–12]:

- kis szilárdságú acélok,
- hagyományos magas szilárdságú acélok (HSS),
- ötvözött, magas szilárdságú acélok (HSLA),
- képlékeny alakítással keményített, rugalmas acélok (TRIP),
- préseléssel edzett acélok (PHS).

Alumínium: Az utóbbi években az alumínium növekvő népszerűségnek örvend az autóiparban, a súly- és fogyasztáscsökkentés általános szükséglete miatt. Alumíniumötvözetet a vázszerkezetben és a terhelésviselő alkatrészekben használnak. Ezek megfelelnek az alábbi követelményeknek:

- megfelelő szilárdság (szerkezeti és élettartam-szilárdság, ütközésállóság),
- jó alakíthatóság (nyújtó, hajlító és mélyhúzó eljárások),
- összekapcsolhatóság (hegesztés, szegecselés, forrasztás, keményforrasztás) [13],
- magas korrózióállóság (stressz és kontaktkorrózióval szemben), nagy kopásállóság [14–16],
- újrahaznosíthatóság,
- alacsony előállítási költség.

Magnézium: A magnézium a legkönnyebb fém a maga 1,74 g/cm³-es sűrűségével (35%-kal könnyebb az alumíniumnál, és több mint négyszer könnyebb az acélnál). Jó szívóssággal, hang- és rezgésállósággal rendelkezik, önthetősége kiváló.



2. ábra. Az autóiparban használt acélok kategorizálása [1]

A Volkswagen volt az első autóiipari cég, amely magnéziumot használt a Beetle modell gyártásakor. Minden jármű 22 kg magnéziumot tartalmazott. Az egy járműhöz használt magnézium 2005 és 2015 között 3 kg-ról 50 kg-ra nőtt.

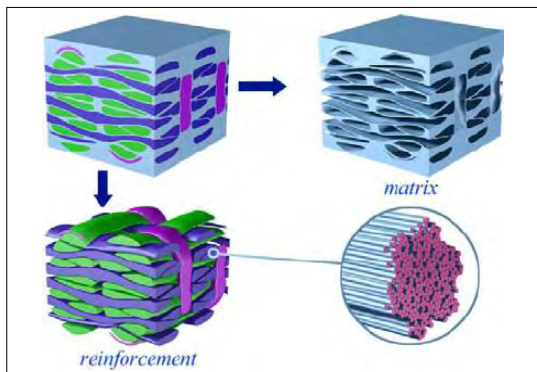
Titánium: A titánium felhasználása a nyolcvanas évek elején kezdődött az F1 versenyautók gyártásánál, a magas teljesítmény, gyors kanyarodás és irányíthatóság követelményeinek elérésére.

Titániumot használnak az autómotorban (Mitsubishi Galant), a felfüggesztésben (VW Lupo), a kipufogóban és a hangtompítókban (Kawasaki), a sebességváltókban (Honda S2000), a sárhányókban (Toyota Crown Majesta).

2.1.2. Polimerek és kompozitok

Polimerek: A polimer anyagok felhasználása folyamatosan nő, és ez az irányvonal várhatóan folytatódni fog. A polimer anyagokat az alkalmazhatóságuk, gazdaságosságuk és a fogyasztás csökkentése miatt alkalmazzák (a tömeg csökkentésével). A polimer anyagok szabadabb tervezést tesznek lehetővé, és sok esetben csak ezen anyagok nyújtanak biztonságos geometriai és gazdasági megoldásokat az alkatrészek előállítására.

Kompozitok: Kompozit anyagok jó tulajdonságú erősítőszálakból (pl. szén- és üvegszálak) és mátrixanyagokból (pl. epoxy gyanta) épülnek fel, amelyek együttesen jobb tulajdonságokkal rendelkeznek, mint önmagukban. A szénszál tömege közel egyötöde az acél tömegének, de mechanikai tulajdonságaiban éppolyan jó vagy jobb a merevség és szilárdság tekintetében. Továbbá nem rozsdásodnak vagy korrodálódnak az acéllal és alumíniummal szemben. A polimerekhez hasonlóan, kompozitokkal 60%-kal könnyebb, biztonságosabb és üzemanyag-takarékosabb járműveket készíthetünk.



3. ábra. 3D szőtt kompozit anyagszerkezet, mezo- és mikronagyításban [8]

2.2. Anyagválasztási kritériumok

Az új, jobb jellemzőkkel rendelkező anyagok különböző okokból kerültek bevezetésre a járműgyártásban. Számos tényező áll a mérnökök rendelkezésére egy adott feladatot végrehajtó alkatrészcsoporthoz alkotóanyagainak megválasztásakor. Valóban, egy alapanyagoknak számos kritériumnak kell megfelelnie, mielőtt azt jóváhagynák mint megbízható alapanyagot.

A fejlesztési célok a következők:

- **Biztonságosság:** Ez egy szükséges követelmény, ami egyre szigorúbb vizsgálatokat jelent a járművek passzív biztonságának meghatározására (változó sebességek mellett). Ebben az esetben az anyagokat ellenálló képességük és különösen energiaelnyelő képességük szerint értékelik. A minőséget a megbízhatóságuk és tartósságuk adja meg.
- **Kényelem:** Az anyagok kihatással vannak a jármű rázkódására és zajára. A szerkezeti anyagok mechanikai tulajdonságainak helyes kihasználásával és hangelnyelő anyagok használatával befolyásolhatjuk az utasok kényelmét.
- **Alacsony ár:** Az anyagok és beépítésük ára természetesen alapvető. Ez gyakran megakadályozza a jó minőségű anyagok alkalmazását. Mindig figyelembe kell venni, hogy az autótak tömegtermelésben gyártják, és minden, az egy járművön megspórolt euró jelentős megtakarítást jelent.
- **Környezettudatosság:** Minimális fogyasztás: Gazdasági szempontból kényes terület a felhasználó számára, ugyanakkor fontos része a környezetvédelemnek. A károsanyag-kibocsátás mértékét egyre inkább szabályozzák az üvegházhatás csökkentése érdekében.
- **2004 óta a CO₂-kibocsátás 23%-kal avagy 108 g/ml-rel csökkent, és az üzemanyag-gazdaságosság 30%-kal, 5,8 mpg-vel nőtt. 2018-ban az üzemanyag-felhasználás gazdaságossága tovább növekedett 0,2 mérfölddel gallononként, 25,1 mpg-re, mely érték 2019-ben tetőzött. A becsült átlagos CO₂-kibocsátás várhatóan 6 g/ml-ről 346 g/ml-re fog csökkenni, míg az üzemanyag gazdaságossága 0,4 mpg-ről 25,5 mpg-re nő.**
- **Új anyagok fejlődése** (megbízható anyagok egy megbízható járműhöz).

A gyakorlati követelmények elérése érdekében szükségszerűvé válik az anyagok tesztelése, ellenőrzése és képességeik érvényesítése. A teszteknek, minőségi és biztonsági ellenőrzések eredményeinek meg kell felelniük a törvényeknek, a közlekedési szabályzatoknak, éppúgy, mint a fel-

használó szükségleteinek: képesítés, teljesítmény, passzív értékelés, éles értékelés, szabványos minőségi ellenőrzés, korróziós teszt, kémiai analízis, elektronikus és elektromos tulajdonságok.

2.3. Esettanulmány: ASTM autóiipari anyag szabványok

Az ASTM Internationalt, amelyet 1898-ban alapítottak, korábban úgy ismerték, mint az Amerikai Anyag és Anyagvizsgálati Testületet (American Society for Testing and Materials). Ez egy nemzetközi szabványszervezet, amely önkéntes konszenzusos, műszaki szabványokat jelent meg az anyagok széles skálájáról, termékekről, rendszerekről és szolgáltatásokról. A szervezet segít javítani az általunk használt járművek minőségét, biztonságosságát és teljesítőképességét. Az ipari ellátóláncon keresztül ASTM-szabványok segítik a magas minőségű, szakszerűen ellenőrzött alkatrészeket és anyagokat az autógyárak számára. ASTM-szabványok erősítik a vásárlók bizalmát, biztosítva őket arról, hogy a vásárolt jármű strapabíró, megbízható. Az úton, ahol a jármű megbízhatósága a legfontosabb, a szabványok garantálják ezt.

Az ASTM legfontosabb szabványai az autóiipari anyagok megbízhatóságára vonatkoznak. Ezek közül válogattunk példákat:

Szabványcsoport G03: Build Durable Autos19

A G03 több mint 30 szabványt tartalmaz, támogatást biztosítva ezzel az autóiipari vállalkozóknak és beszállítóknak. A szabványok meghatározzák az autóiipari festékek és bevonatok, valamint a műszerfalak anyagának műszaki jellemzőit, különböző természetes, szabadtéri időjárási viszonyok között. A G03-szabványok között találunk mechanikai tulajdonságokra vonatkozó szabványt, mely tartalmazza a nemfémek anyagok speciális ellenőrzési módszereit, mint a laborató-

riumi fényforrásokkal gyorsított módszereket, UV fénykibocsátó berendezésekkel vagy fluoreszcens berendezésekkel. Mindezek a szabványok segítenek ellenőrizni az autóiipari alkatrészeknek a napfény (akár közvetlenül, akár az ablaküvegen keresztül), a nedvesség, például eső vagy harmat, valamint a hő hatásainak való ellenálló képességét.

Szabványcsoport F16.02: Az acélcsavarokról, anyákról, szegecsekről és alátétekről

Tartalmazza, hogy milyen mechanikai tulajdonságokkal kell rendelkeznie ahhoz, hogy ellenálljon a dinamikus hatásoknak (ütközés), valamint azt, hogy miként vizsgálja az autóiipari piacra szállított kötőelemek minőségét, szilárdságát és tartósságát. A gyártók a szabványra támaszkodnak. Az autóiipari alkatrészekre számos szabvány vonatkozik még, köztük sok olyan, amelyekre a kötőelemek gyártói széles körben hivatkoznak.

Ezek közül említésre méltó a szénacél csavarok és csapok előírásai, pl. 420 MPa szakítószilárdság, valamint lefedi a szénacél csavarok és csapok mechanikai tulajdonságának követelményeit, Φ 1–15 mm közötti méretekben. Az autóiipari beszállítók is alkalmazzák a hőkezelt acél szerkezeti csavarokra vonatkozó előírásokat, pl. a 830 MPa minimális szakítószilárdság előírást, amely lefedi az oldható kötésekre való felhasználásra szánt hatlapú szerkezeti csavarok követelményeit.

Szabványcsoport D01.27: festés-bevonatolás.

Ez a csoport szabványokat ad az alkalmazott festék és a festékrendszerek tulajdonságainak értékelésére, normál és extrém környezetben, gyorsított vizsgálatoknak kitéve. Az autóiipari bevonatok tartósságának javulása részben a gyorsított vizsgálati eljárás szabványcsoport alkalmazásának tulajdonítható. Általános gyakorlat az időjárási és korróziós vizsgálati eljárás a festett fém ciklikus só köd/UV-expozíciójának, amely ötvözi a ciklikus korróziótesztet a festékek ultraibolya expozíciójának értékelésével.

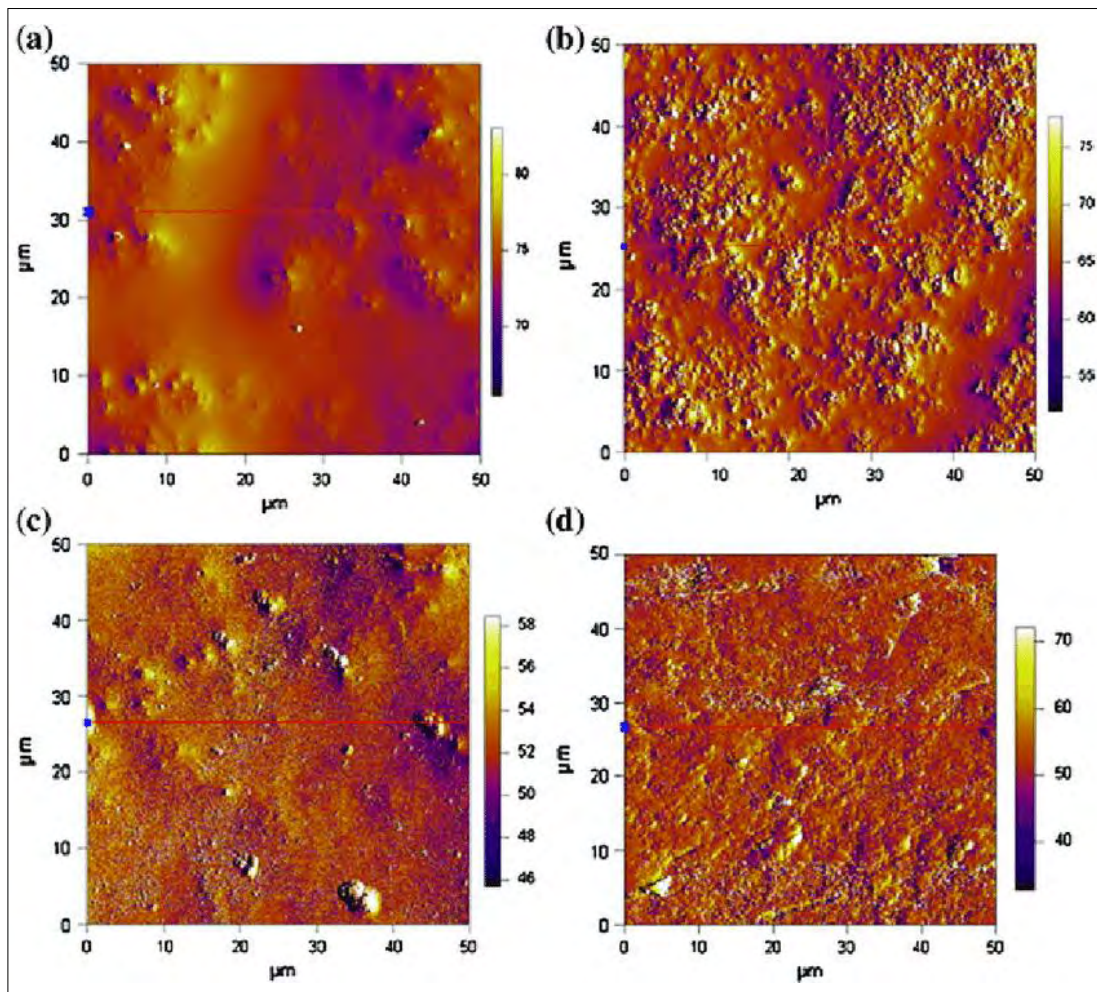
Az 5. ábrán a vizsgálatok eredményei láthatóak: a) 0 nap, b) 16 nap UV-expozíció, c) 0 nap UV fény 80 napos só köd után, és d) 16 nap UV sugárzás, majd 80 nap sóköd.

Szabványcsoport F09.30: Gumik szabványa különböző időjárási viszonyokra.

A laboratóriumi (nem gépjármű) tesztek szemelegépkocsik és könnyű teherautók radiál gumibroncsainak gyorsított laboratóriumi vizsgálata az öregedésének vizsgálatára. A szabványok másik fontos csoportja a gumibroncsok teljesítményének mérése kritikus időjárási viszonyok esetén. A gumibroncsok hó- és jégfelületen történő



4. ábra. Autóütközés tesztje



5. ábra. AFM felszíni képek, változó UV besugárzás és só köd tesztek mellett [7]

tesztelésének vizsgálati módszerei, valamint az egykerék egyenes vonalú tapadásának vizsgálata a hóval és jéggel borított felületeken, melyek segítenek felmérni a gumibroncsok teljesítményét havon és jégen. Ezeket a vizsgálatok gyakran a P195/75R14 radiál referencia-gumibroncson végzik, amelyet referenciaként használnak a gumibroncs tapadási teljesítményének értékeléséhez.

Manapság sok gumibroncsgyártó egy speciális piktogramot (csúcsos hegység hópehellyel) alkalmaz annak jelzésére, hogy termékeiken szabvány ajánlása szerint elismert tapadási teljesítményteszteket végeztek súlyos hó-, jég- és téli körülmények között (6. ábra).



6. ábra. Three Peak Mountain Snowflake logó

3. Következtetések

A termékek biztonságának és megbízhatóságának biztosításához a vizsgálati eljárások is folyamatosan fejlődnek. Ennek ellenére még mindig léteznek rések és technikai problémák, amelyek megoldást követelnek. Megállapítható, hogy az új, mai követelményeknek megfelelő anyagok fejlesztése (karbonbázisú vagy szerves anyagok) jelenthet megoldást. Emellett beszélni kell a jövőt jelentő könnyű súlyú anyagokról, különösképpen az első generációs repülő autók várható megjelenésével. Az új anyagok megbízhatósági kérdése a jövőben kiteljesedhet, nem csak az ipar számára, de a felhasználói oldalon is.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] IspatGuru, Satyendra: *Steels for automotive application*, 2015.
<https://www.ispatguru.com/steels-for-automotive-applications/>
- [2] Hirsch J.: *Aluminium alloys for automotive application*. Material Science Forum, 242. (1997) 33–50.
<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/MSF.242.33>
- [3] Friedrich H., Schumann S.: *Research for a “new age of magnesium” in the automotive industry*. Journal of Materials Processing Technology, 117/3. (2001) 276–281.
[https://doi.org/10.1016/S0924-0136\(01\)00780-4](https://doi.org/10.1016/S0924-0136(01)00780-4)
- [4] Yamashita Y., Takayama I., Fujii H., Yamazaki T.: *Application and Features of Titanium for the Automotive Industry*. Nippon steel technical report No.85 Special Issue on Titanium, January 2002.
- [5] Maeder G.: *Les nouveaux matériaux dans la mécanique automobile*. Culture Technique, 25. (1992) 162–166.
<http://hdl.handle.net/2042/32752>
- [6] United States Environmental Protection Agency
<https://www.epa.gov/>
- [7] Andrady A. L.: *Persistence of Plastic Litter in the Oceans*. In: *Marine Anthropogenic Litter*. (Szerk.: Bergmann M., Gutow L., Klages M.) Springer, Cham, 2015, 57–72.
https://doi.org/10.1007/978-3-319-16510-3_3
- [8] Drach A., Drach B., Tsukrov I., Bayraktar H., Goring J.: *Realistic FEA modeling of 3D woven composites on mesoscale*. 19th International Conference on Composite Materials (ICCM19), 2013.
- [9] Kovács T. A., Nyikes Z., Figuli L.: *Nagy energiaelnyelő képességű anyagok alkalmazása robbanás elleni védelemre/Development of a Composite Material for Impact Load*. Acta Materialia Transylvanica, 2/2. (2019) 105–109.
<https://doi.org/10.33923/amt-2019-02-07>
- [10] Kovács T. A., Nyikes Z., Daruka N.: *Critical Infrastructure Protection in the Historical Urban Region of Eastern European Countries*. In: *Security and Russian Threats* (Szerk.: Banasik M.), Kielce, Lengyelország: The Jan Kochanowski University in Kielce – UJK, (2019), 151–158.,
- [11] Kovács T. A., Mhatre U., Nyikes Z., Bitay E.: *Surface Modification Innovation for Wear Resistance Increasing*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 613 012039 (2019).
<https://doi.org/10.1088/1757-899X/613/1/012039>
- [12] Béres G., Danyi, J., Végvári F., Tisza M.: *Napjaink járműkarosszéria anyagai*. Gradus 2/2. (2015) 209–224.
- [13] Kovács T. A., Tóth L. Nyikes Z.: *Robots Application for Welding*. Műszaki Tudományos Közlemények, 12. (2020) 50–54.
<https://doi.org/10.33894/mtk-2020.12.07>
- [14] Haraszi F., Kovács T.: *Plastic deformation effect of the corrosion resistance in case of austenitic stainless steel*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 175 012048 (2017).
<https://doi.org/10.1088/1757-899X/175/1/012048>
- [15] Kovács-Coskun T., Bitay E.: *The hardness control in the coated surface layer*. Materials Science Forum, 729. (2013) 415–418.
<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/MSF.729.415>
- [16] Kovács T., Dévényi L.: *Investigation of wear process by a gradient method*. Materials Science Forum, 473–474. (2005) 213–218.
<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/MSF.473-474.213>

VILLAMOS JÁRMŰ HIBRID ENERGIATÁROLÓ RENDSZERÉNEK SZABÁLYOZÁSA

CONTROL OF AN ELECTRIC VEHICLE HYBRID ENERGY STORAGE SYSTEM

Ferencz János,¹ Kelemen András,² Imecs Mária³

¹ Kolozsvári Műszaki Egyetem, Villamosmérnöki Kar, Doktori Iskola, Kolozsvár, Románia, janos_ferencz@yahoo.com

² Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Marosvásárhelyi Kar, Villamosmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, Románia, kandras@ms.sapientia.ro

³ Kolozsvári Műszaki Egyetem, Villamosmérnöki Kar, Doktori Iskola, Villamos Gépek és Hajtások Tanszék, Kolozsvár, Románia, Maria.Imecs@emd.utcluj.ro

Abstract

In electric vehicles battery life can be prolonged by using hybrid energy storage systems (HESS), which combine high energy density batteries with supercapacitors, characterized by high power density. This paper deals with the control of electronic power converters from an active parallel HESS. The load of the HESS is the electrical motor drive of an electric vehicle. The interfaces between the DC-link and the power sources are four-phase bidirectional DC-DC converters driven in current control mode, based on the current references supplied by an active parallel HESS power distribution algorithm. We present a rule-based fuzzy energy management algorithm for a HESS powered electric vehicle and its simulation in MATLAB/Simulink® environment using the Quasi-Static Simulation (QSS) and Fuzzy Logic toolboxes. Also, simulation results in driving and regenerative braking operation modes of the electric vehicle are presented.

Keywords: *hybrid energy storage systems, energy management algorithm, bidirectional 4-phase DC-DC converter, power distribution control structure.*

Összefoglalás

A hibrid energiatároló rendszerek (HETR) az energiaforrásként használt akkumulátorok élettartamának a meghosszabbítására szolgálnak. A tanulmány egy olyan HETR energiamenedzsmentjét vizsgálja, amely elsődleges energiaforrásként egy nagy energiasűrűségű lítium-ion akkumulátorcsomagot, illetve másodlagos energiaforrásként egy nagy teljesítménysűrűségű szuperkondenzátor-csomagot tartalmaz. A HETR terhelése egy villamos autó villamos hajtása. Az energiatárolók és az egyenáramú közbenső kör közötti interfészek áramszabályozott, kétirányú, négyfázisú, átlapolásos vezérlésű DC-DC (egyenáramú) áramirányítók, amelyek áramreferenciáit az aktív párhuzamos HETR energiamenedzsment-algoritmus határozza meg. A dolgozat bemutat egy fuzzy szabályalapú HETR energiamenedzsment-algoritmust, valamint annak szimulációját MATLAB/Simulink® környezetben, a QSS (Quasi Static Simulation) és Fuzzy Logic könyvtárak felhasználásával a villamos jármű menet- és regeneratív fékezés üzem módjaiban.

Kulcsszavak: *hibrid energiatároló rendszer, energiamenedzsment algoritmus, kétirányú 4-fázisú DC-DC áramirányító, teljesítménymegosztó szabályozási struktúra.*

1. Bevezetés

A villamos járművek fejlődése eredményezte a hibrid energiatároló rendszerek (HETR) elterjedését. Ezáltal az energiaforrásként használt akkumulátor élettartama meghosszabbítható, mivel a HETR másik energiatárolója megkíméli az akkumulátort a káros teljesítménysokkoktól. Amikor a jármű villamos meghajtásához vagy fékezéséhez viszonylag nagy pillanatnyi teljesítményre van szükség, akkor a villamos gép által felvett vagy leadott teljesítmény megosztását a szuperkondenzátor és az akkumulátor között a HETR energiamenedzsment-algoritmus a szuperkondenzátor irányába tolja el [1].

Gyorsításkor, amikor hirtelen meg kell növelni a járművet meghajtó villamos gép teljesítményét, akkor a HETR ezt az energiát a szuperkondenzátorból biztosítja, mentesítve az akkumulátort a teljesítménysokkoktól. Hasonlóképpen a jármű visszatápláló regeneratív fékezésénél, amikor ugyancsak hirtelen viszonylag nagy pillanatnyi teljesítményen a villamos gépből áramló energiát kell eltárolni, akkor a HETR ezt az energiát a szuperkondenzátorba fogja betölteni [2].

A fuzzy-szabályalapú HETR energiamenedzsment-algoritmusnak (EMA) három bemenete (SOC, SOE és $P_{el,req}$) és két kimenete van ($P_{req,SC}$ és $P_{req,BAT}$), mint ahogyan az 1. ábrán is látható.

A fuzzy szabályalapú HETR EMA az akkumulátor töltöttségi állapotából (SOC – „State of Charge”) és a szuperkondenzátor energiaállapotából (SOE – „State of Energy”), valamint a $P_{el,req}$ igényelt vagy a visszatáplálendő pillanatnyi villamos teljesítményből, ami a jármű meghajtásához, illetve a fékezéséhez szükséges, kiszámítja a szuperkondenzátor $P_{req,SC}$ és az akkumulátor $P_{req,BAT}$ előírt pillanatnyi teljesítményét.

2. A fuzzy szabályalapú HETR energiamenedzsment-algoritmus

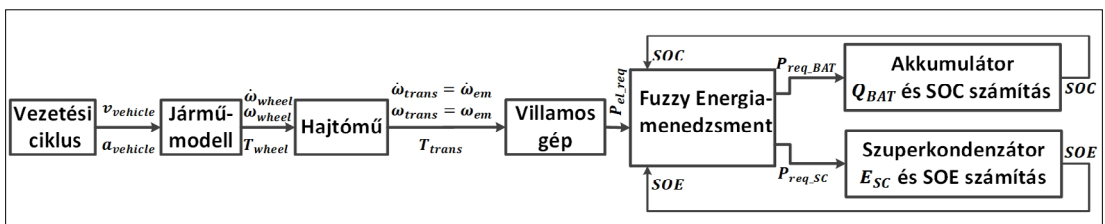
Az akkumulátor töltöttségi állapota (SOC) és a szuperkondenzátor energiaállapota (SOE) csak a 0–100% pozitív tartományban változhat (tel-

jesen lemerült állapotban 0%, teljesen feltöltött állapotban 100%). A fuzzy szabályalapú HETR EMA bemeneteként megjelenő $P_{el,req}$ változó megfelel annak a villamos teljesítménynek, amely egy adott pillanatban szükséges a villamos jármű meghajtásához vagy fékezéséhez. Ez a $P_{el,req}$ pillanatnyi teljesítmény a dolgozatban alkalmazott konvenció szerint a jármű gyorsításakor pozitív, illetve a jármű visszatápláló regeneratív fékezési állapotában (lassításkor) negatív. A fuzzy-következtető rendszer által számított $P_{req,SC}$ teljesítmény előírt érték részaránya az összteljesítményből megnövekszik a jármű gyorsítási, illetve regeneratív fékezési állapotában. A dolgozatban bemutatott fuzzy-szabályalapú HETR EMA menedzsment-algoritmust a MATLAB® „Fuzzy Logic Designer” alkalmazása segítségével terveztük meg. A fuzzy-következtető rendszer az akkumulátor töltési állapotához (SOC) három háromszög alakú tagsági függvényt rendel [3, 4, 5].

A szuperkondenzátor energiaállapotához (SOE) ugyancsak három háromszög alakú tagsági függvényt rendeltünk. A kért villamosteljesítmény ($P_{el,req}$) esetében összesen hat háromszög-függvényt alkalmaztunk, mivel az negatív értékeket is felvehet (a visszatápláló regeneratív fékezés folya- mán). A fuzzy-következtető rendszer kimenete a szuperkondenzátor által biztosítandó pillanatnyi teljesítmény ($P_{req,SC}$), amely hat háromszög-függvénnyel van lefedve, és a jármű gyorsításakor pozitív, illetve a regeneratív fékezési üzemmód folyamán negatív.

A HETR Mamdani típusú fuzzy szabályalapú EMA-nak összesen 54 szabályát fogalmaztunk meg, amelyek úgy határozzák meg a kért szuperkondenzátor-teljesítményt, hogy az akkumulátor ne károsodjék.

A 2. ábrán a tervezett fuzzy EMA által a 54 logikai szabály alapján kiszámított szuperkondenzátor-teljesítmény ($P_{req,SC}$) látható. A számítások során figyelembe voltak véve a fent említett ki- és bemeneti tagsági függvények. A bemutatott felületdiagramot a MATLAB® „Fuzzy Logic Designer” alkalmazás segítségével generáltuk. Bemenetként



1. ábra. A fuzzy-szabályalapú HETR energiamenedzsment-algoritmus szimulációs tömbvázlata

az igényelt pillanatnyi teljesítmény relatív értéke ($P_{el,req}^*$) és a szuperkondenzátor energiaszintje (SOE) jelenik meg, kimenetként pedig annak a teljesítménynek a relatív értéke ($P_{req,SC}^*$), amelyet a HETR-nek a szuperkondenzátorból kell biztosítania. A diagramon az algoritmus által hozott döntések eredményeit szemléltetjük két szélsőséges esetben. Példaként először vegyük azt az esetet, amikor hirtelen megnő a pozitív $P_{el,req}$ teljesítmény, mely a jármű meghajtásához szükséges, és a szuperkondenzátor töltöttségi szintje magas. Ekkor az akkumulátor károsodásának elkerülése céljából a szuperkondenzátor nagy pillanatnyi teljesítményen fogja biztosítani a szükséges (pozitív) energiát. Ez a példa a **2. ábra** felületdiagramja felső részében „Példa1”-es szöveggel van jelölve.

Egy másik sajátos eset, amikor a jármű regeneratív fékezés állapotában hirtelen megnő a negatív $P_{el,req}$ teljesítmény, aminek következtében az akkumulátornak és a szuperkondenzátornak energiát kell eltárolnia.

Ebben az esetben, ha a szuperkondenzátor töltöttségi szintje alacsony, akkor a generált villamos energia túlnyomó részét képes eltárolni, és az akkumulátor igénybevétele csak a generált teljesítmény töredékére korlátozódik. Ez az eset a **2. ábra** felületdiagramján „Példa2” szöveggel van megjelölve. A felületdiagram a fuzzy-szabályalapú döntéshozatal eredményét az akkumulátor 50%-os töltöttségi szintje (SOC) esetére szemlélteti.

Az igényelt pillanatnyi teljesítmény relatív értéke ($P_{el,req}^*$) és a szuperkondenzátorból biztosítandó teljesítmény relatív értéke ($P_{req,SC}^*$) a $P_N = 16 \text{ kW}$ névleges értékhez van viszonyítva.

3. Az energia-menedzsment algoritmusának a hajtásrendszerbe helyezett szimulációja

A fuzzy szabályalapú HETR EMA-nak a szimulációja egy villamos géppel meghajtott jármű modelljével történt, MATLAB/Simulink® környezetben. A hajtásrendszer modelljének az első tömbje (lásd az **1. ábrát**) a vezetési ciklus, mely generálja a jármű sebesség és gyorsulás értékeit, városi környezetben, körülbelül 20 perc időtartamig.

A szimulált vezetési ciklus „NEDC” (New European Driving Cycle) típusú és a Simulink® „QSS” (Quasi Static Simulation) könyvtára tartalmazza. Azért választottuk ezt a vezetési ciklust, mert folyamatos indításokat és megállásokat tartalmaz, ami alatt tesztelni lehet a teljesítménymegosztást a jármű gyorsítási és lassítási állapotaiban [6].

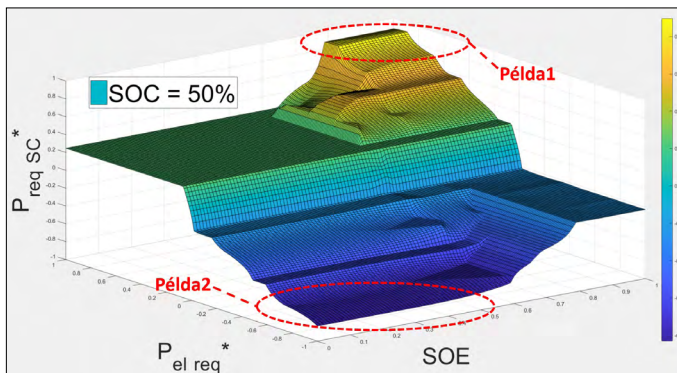
A villamos jármű szimulációs modelljének a következő tömbje a jármű matematikai modellje, amely a vezetési ciklus lineáris sebesség és gyorsulás értékeit átszámítja a jármű kerekére, vagyis forgó mozgássá alakítja [6, 7].

A járműmodell kimenetei a kerek szögsebessége és szöggyorsulása, valamint a kerekre ható forgatónyomaték. A jármű kerekének a szögsebességét (ω_{wheel}), illetve szöggyorsulását ($d\omega_{wheel}/dt$) a jármű lineáris sebességéből ($v_{vehicle}$), illetve gyorsulásából ($a_{vehicle}$) lehet kiszámítani az alábbi összefüggések alapján:

$$\omega_{wheel} = \frac{v_{vehicle}}{r_{wheel}}; \quad (1, a)$$

$$\frac{d\omega_{wheel}}{dt} = \frac{a_{vehicle}}{r_{wheel}} \quad (1, b)$$

ahol az r_{wheel} a kerek sugara.



2. ábra. A fuzzy-szabályalapú HETR energiamenedzsment-algoritmus felületdiagramja SOC=50%-ra, ahol független változóként az igényelt pillanatnyi teljesítmény relatív értéke ($P_{el,req}^*$) és a szuperkondenzátor energiaszintje (SOE), függő változóként pedig a szuperkondenzátorból biztosítandó teljesítmény relatív értéke ($P_{req,SC}^*$) szerepel.

A kerékre ható forgatónyomaték kiszámításához a járműre ható külső erőket szükséges meghatározni. A súrlódási erő ($F_{friction}$) és a légellenállási erő (F_{air}) mindig ellentétes irányú a jármű haladási irányával, és ezeket az alábbi összefüggésekkel lehet kiszámolni:

$$F_{friction} = \mu mg \cos \alpha; \quad (2, a)$$

$$F_{air} = \frac{1}{2} \rho C_d A_{front} v_{vehicle}^2; \quad (2, b)$$

$$F_{gravity} = mg \sin \alpha, \quad (2, c)$$

ahol μ a gördülési súrlódási együttható, m a jármű tömege, g a gravitációs gyorsulás, ρ a levegő sűrűsége, C_d a légellenállási tényező, A_{front} a jármű homlokfelülete, amely merőleges a jármű menetirányára, és α az emelkedő, illetve a lejtő szöge.

Ezeknek az erőknek az összege

$$F_{load} = F_{friction} + F_{air} + F_{gravity} \quad (3)$$

az az F_{load} erő, ami állandósult állapotban, amikor a sebesség állandó, terheli a járművet. Tehát a (3)-ban megadott erők hozzák létre a villamos gép tengelyén az úgynevezett terhelőnyomatékokat.

Abban az esetben, ha a jármű nem sík terepen, hanem egy lejtőn vagy egy emelkedőn közlekedik, akkor $\alpha \neq 0$ és a járműre egy $F_{gravity}$ potenciális aktív-jellegű erőösszetevő is hat, a (2, c) szerint, mely fékező vagy meghajtó hatású, attól függően, hogy a jármű felfele halad az emelkedőn ($\alpha > 0$), vagy lefele a lejtőn ($\alpha < 0$). Mindkét esetben aktív, viszont az utóbbi esetben a mozgás irányába hat, és nem „terhelni”, hanem hajtani fog (regeneratív fékezés).

Ha figyelembe vesszük a gyorsulásából származó tehetetlenségi erőt,

$$F_{inertial} = m a_{vehicle} \quad (4)$$

a jármű dinamikus modellje, amikor a motor szögsebessége változik ($\omega_{em} \neq ct.$), a következő egyenlettel írható fel:

$$F_{traction} = F_{inertial} + F_{load} \quad (5)$$

ahol $F_{traction}$ a keréken kifejtett húzóerő.

Az 1. ábra alapján a „Vezérlési ciklus” nevű tömb generálja a sebesség és gyorsulás pillanatértékét, amiből a „Jármű-modell” nevű tömb kiszámítja a jármű kerekére ható T_{wheel} nyomatékokat, amit a hajtómű kell kifejtse, hogy a villamos gép gyorsítson vagy fékezzen.

A jármű kerekére ható nyomaték a következő összefüggéssel számítható ki:

$$T_{wheel} = F_{traction} r_{wheel} \quad (6)$$

A szimuláció során a jármű tömegének $m = 750$ kg, a jármű homlokfelületének $A_{front} = 1,8$ m², a légellenállási együtthatónak $C_d = 0,22$ és a súrlódási együtthatónak $\mu = 0,008$ paraméterértékeket választottunk.

Az 1. ábrán a szimulációs struktúra következő számítási tömbje a hajtómű (sebességváltó), ami a járműmodell-tömb bemeneti szögsebességét (ω_{wheel}) és szöggyorsulását, valamint a kerékre ható meghajtó forgatónyomatékokat (T_{wheel}) átszámolja a mechanikai áttétarány (a_{trans}) segítségével a motor tengelyére.

A motortengely szögsebessége ($\omega_{trans} = \omega_{em}$) és szöggyorsulása ($d\omega_{trans}/dt$) az alábbi összefüggésekkel számíthatók ki:

$$\omega_{trans} = a_{trans} \omega_{wheel}; \quad (7, a)$$

$$\frac{d\omega_{trans}}{dt} = a_{trans} \frac{d\omega_{wheel}}{dt} \quad (7, b)$$

A hajtómű bemenetén a motor tengelyére ható T_{trans} terhelőnyomatékokat a kerék T_{wheel} nyomatékból számítjuk át, figyelembe véve az a_{trans} mechanikai áttétel értékét, a P_{loss} mechanikai teljesítményvesztést, amely a fogaskerek sűrűlódásából származik és egy megadott szögsebesség-határ fölött jön számításba, valamint a forgó részek további veszteségeit (például a csapágyakét, beleértve a villamos gépét is) az η_{trans} hatásfok által.

A villamos gép tengelyére ható nyomatékokat előrehaladásakor ($\omega_{em} > 0$) az alábbi összefüggésekkel lehet meghatározni:

– motor üzemmódban az I. síknegyedben

$$T_{trans} = \frac{T_{wheel} + \frac{P_{loss}}{\omega_{trans}}}{a_{trans} \eta_{trans}}, \text{ ha } T_{wheel} > 0; \quad (8, a)$$

– regeneratív fékezésakor a II. síknegyedben

$$T_{trans} = \frac{T_{wheel} + \frac{P_{loss}}{\omega_{trans}}}{a_{trans}} \eta_{trans}, \text{ ha } T_{wheel} < 0. \quad (8, b)$$

A hajtóművet a következő adatokkal szimuláltuk: a mechanikai áttétel aránya $a_{trans} = 3$ a fogaskerek sűrűlódásból származó teljesítményvesztés $P_{loss} = 50$ W és a további veszteségeknek megfelelő hatásfok $\eta_{trans} = 98\%$.

A villamos jármű következő szimulációs tömbje a meghajtására szolgáló villamos gép, amely – a mozgásegyenlet alapján – a T_{em} tengelynyomatékokat kell kifejtse

$$T_{em} = T_{trans} + J_m \frac{d\omega_{em}}{dt}, \quad (9)$$

ahol $\omega_{em} = \omega_{trans}$ a motor szögsebessége és J_m a forgó testeknek a motor tengelyére redukált tehetetlenségi nyomatéka (beleértve a rotorét is), melynek az értékét a szimulációkban 0,0025 kg m²-re becsültük.

A villamos gép kapcsain a P_{el_req} villamos teljesítményt a tengelynyomatékból és a rotor szögsebességéből számítjuk ki. Ezt előrehaladáskor ($\omega_{em} > 0$) az alábbi összefüggésekkel lehet meghatározni:

– motor üzemmódban az I. síknegyedben

$$P_{el_req} = \omega_{em} T_{em} \frac{1}{\eta_{em}(\omega_{em}, T_{em})}; \quad (10, a)$$

– regeneratív fékezéskor a II. síknegyedben

$$P_{el_req} = \omega_{em} T_{em} \eta_{em}(\omega_{em}, T_{em}). \quad (10, b)$$

ahol a η_{em} a motor villamos (tekercs-) veszteségeinek és mágneses (vas-) veszteségeinek megfelelő hatásfok.

Az I-es síknegyedben a jármű villamos gépje hajt, a II-es síknegyedben fékez. A szimulációkban a motor $\eta_{em} = f(\omega_{em}, T_{em})$ hatásfokát a Simulink® „QSS” könyvtár „eta_EM_map” adatstruktúrájának az igénybevételével vettük figyelembe [6].

Az akkumulátort és a szuperkondenzátort a QSS könyvtár „Battery” és „Supercapacitor” modelljeivel szimuláltuk [6]. Ezeknek a bemenetei a P_{req_BAT} és P_{req_SC} pillanatnyi igényelt villamos teljesítmények (lásd az 1. ábrát), melyeket az EMA energiamegosztással határoz meg az akkumulátor energiaállapotának (SOC) és a szuperkonden-

zátor töltöttségi szintjének (SOE) a függvényében, az alábbi összefüggések értelmében:

$$SOC = \frac{Q_{BAT}}{Q_{BAT_NOM}}; \quad (11, a)$$

$$SOE = \frac{E_{SC}}{E_{SC_NOM}}; \quad (11, b)$$

$$P_{el_req} = P_{req_BAT} + P_{req_SC} \quad (11, c)$$

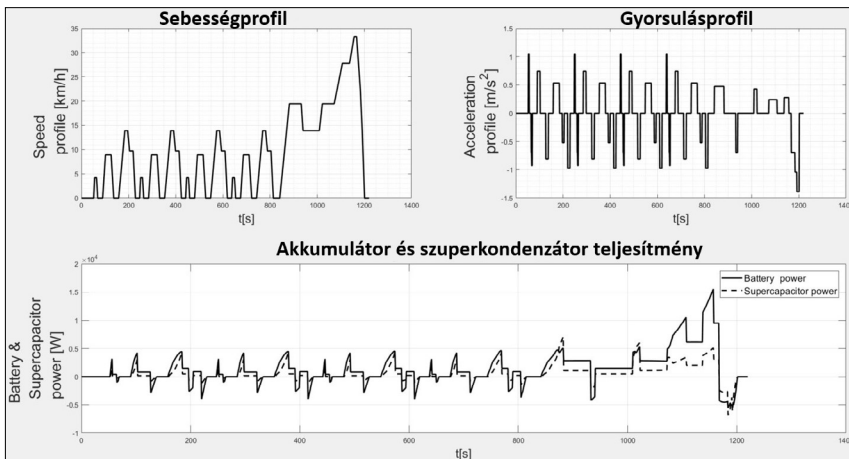
A (11, a) és a (11, b)-ben Q_{BAT} az akkumulátorban tárolt töltésmennyiség, illetve E_{SC} a szuperkondenzátorban tárolt energia pillanatértéke.

A (11, c)-ben a P_{req_SC} szuperkondenzátor-teljesítményt az energiamenedzsment-algoritmus (EMA) határozza meg a megadott fuzzy-logikai szabályok, továbbá a járműmodellből származó, a jármű meghajtásához szükséges P_{el_req} villamos teljesítmény figyelembevételével.

A szimuláció során az akkumulátor kezdeti töltöttségi állapota a névleges tárolókapacitás ($Q_{BAT_NOM} = 100$ Ah) 80%-a, valamint a $C_{SC} = 48$ F-os kapacitású szuperkondenzátor kezdeti energiaszintje a névleges érték ($E_{SC_NOM} = 1215$ kJ, $U_{SC_NOM} = 225$ V) 90%-a volt.

A fuzzy-szabályalapú HETR EMA-t Simulink® környezetben a „Fuzzy Logic Controller” nevű modellel szimuláltuk, amelynek a be- és kimenetei relatív mennyiségek, ezért a bemeneten a P_{el_req} teljesítményt a $P_N = 16$ kW alapértékkel osztjuk, viszont a kimeneten ezzel szorzunk, mivel a P_{req_SC} és P_{req_BAT} teljesítményeket kW-ban kell továbbítanunk az „Akkumulátor” és „Szuperkondenzátor” tömbök felé.

A 3. ábra a) diagramja a NEDC vezetési profil által generált sebességet, a b) a gyorsulást jeleníti



3. ábra. Szimulációs eredmények a megosztott teljesítmény szemléltetésére: a) az NEDC sebesség vezetési profíljá; b) az NEDC gyorsulási profíljá; c) a megosztott teljesítmény: az akkumulátor (folytonos vonal) és a szuperkondenzátor (szaggatott vonal) által biztosított teljesítmény.

meg, míg a c) diagram az energiamenedzsment EMA számításai alapján az akkumulátor és a szuperkondenzátor közötti teljesítménymegosztást ábrázolja.

A 3. ábra c) diagramján észrevehető, hogy a teljes, körülbelül 20 perces vezetési ciklus alatt a pillanatnyi villamos teljesítmény több mint felét a HETR a szuperkondenzátorból biztosítja. Az akkumulátorból kért teljesítmény számítása (P_{req_BAT}) a (10, b) és (10, c) összefüggés alapján történt.

A vezetési profil alatt a szuperkondenzátor kezdeti feszültsége 90%-ról körülbelül 45%-ra csökkent.

A 4. ábra a) diagramjain a fuzzy szabályalapú EMA visszacsatolt bemenetei láthatók: SOC az akkumulátor töltöttségi állapota és SOE a szuperkondenzátor energia állapota, melyeket az NEDC vezetési ciklus profilja határoz meg.

Továbbá a 4. ábra b) diagramján a fuzzy szabályalapú EMA-nak az a bemenete látható, amely a jármű meghajtásához szükséges P_{el_req} összteljesítmény érték, amit a HETR-nek biztosítania kell és amit a villamos gép modelltömbje a (10, c) alapján számol ki. A 4. ábra c) görbéje a fuzzy-szabályalapú EMA által kiszámolt P_{req_SC} szuperkondenzátor teljesítmény relatív értéke, amely segítségével elkerülhető az akkumulátorkárosodás.

A fuzzy szabályalapú EMA hangolása a bemeneti és kimeneti tagsági függvények paramétereinek a módosításával, továbbá a logikai szabályok változtatásával történt. Abban az esetben, amikor a szuperkondenzátor energiaállapota (SOE) 10%

alá csökken, az EMA a jármű meghajtásához szükséges összteljesítményt az akkumulátorból biztosítja.

4. A HETR energiaáramlás-szabályozása

A nemzetközi szakirodalomban a két elektromos energiaforrással és egy terheléssel rendelkező HETR-nek teljesítményelektronikai szempontból hét különböző topológiája lelhető fel [8].

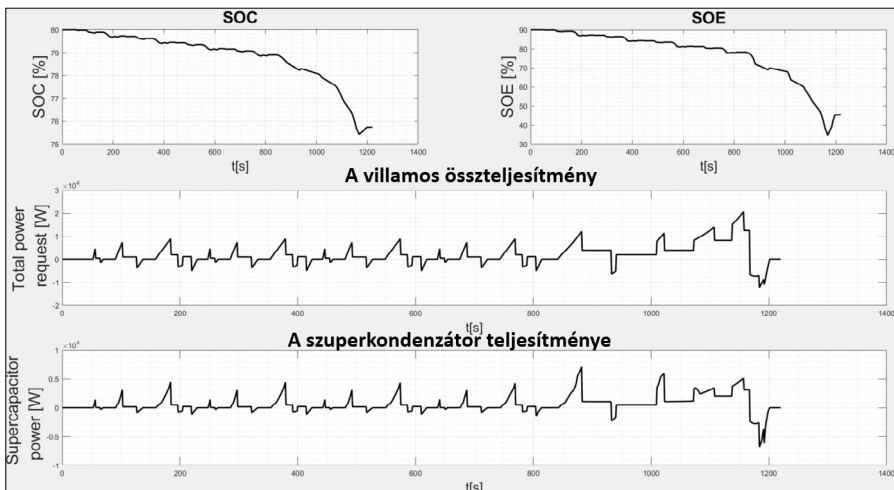
Az egyik ilyen HETR változat az 5. ábrán szemléltetett aktív párhuzamos topológia, amely esetében mindkét energiaforrás kétirányú DC-DC áramirányítón (egyenáram mind a bemeneten, mind a kimeneten) keresztül csatlakozik az egyenáramú közbelső körhöz (EÁKK) [9].

A párhuzamos topológia „aktív” jelzője arra vonatkozik, hogy a HETR mindkét energiaforrásának a villamos mennyiségeit (áram, feszültség, teljesítmény) szabályozni lehet, a felépítésében szereplő két kétirányú áramirányító segítségével.

Ezekkel az áramirányítókkal szabályozni lehet a teljesítménymegosztást a lítium-ion akkumulátor és a szuperkondenzátor között, melyekkel a villamos jármű hajtásrendszerét betápláljuk.

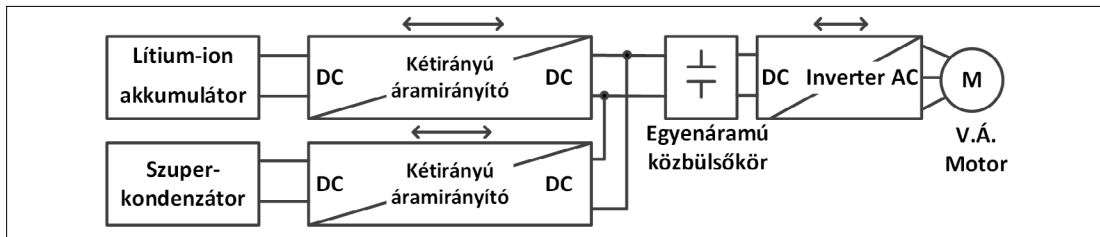
Kétirányú DC-DC áramirányító azért szükséges, mivel a HETR mechanikai teljesítmény leadásakor energiaforrásként, viszont visszatápláló regeneratív fékezési üzemmódban energiatároló rendszerként működik.

A kétirányú energiaáramlásnak tulajdonítható, hogy működés közben a villamos jármű az akkumulátorról tölteni tudja a szuperkondenzátort annak alacsony energiaszintű állapotában.



4. ábra. A fuzzy-szabályalapú EMA szimulációs eredményei:

a) SOC az akkumulátor töltöttségi állapota; b) SOE a szuperkondenzátor energiaállapota; c) a villamos összteljesítmény P_{el_req} ; d) a szuperkondenzátor-teljesítménye P_{req_SC}



5. ábra. Az aktív párhuzamos hibrid energiatároló rendszer (HETR) tömbvázlata

5. A kétirányú DC-DC áramirányító

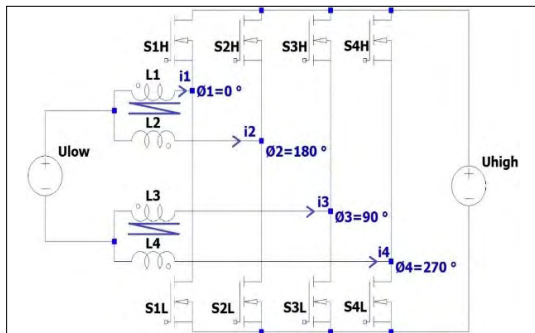
Az aktív párhuzamos HETR két kétirányú áramirányítót tartalmaz. Mindkettőnek a terhelésoldali kimenete ugyanarra az egyenáramú közbenső körre (EÁKK) van kapcsolva, melyet gyakorlatilag egy kondenzátort alkot, és melyről terhelésként a jármű villamos hajtásrendszerét tápláljuk (5. ábra) [8].

Mivel a gyakorlatban a villamos járművek HETR-ének akkumulátora és szuperkondenzátora nincs egymástól galvanikusan leválasztva, ezért kétirányú, galvanikus leválasztást nem biztosító magas hatásfokú DC-DC áramirányító került alkalmazásra [10].

A 6. ábrán bemutatott kétirányú, 4-fázisú átlapolós vezérlésű (4FL) angolul „Interleaved Four Phase”-nek nevezett DC-DC áramirányító négy, kettőnként mágnesesen csatolt tekercset tartalmaz [10].

A kétirányú 4FL DC-DC áramirányító nyolc MOSFET teljesítménytranszisztort tartalmaz, amelyek páronként négy ágat alkotnak. Minden ág felső tranzisztorának rácsele komplementáris az ág alsó rácseleivel (S_{IH} komplementárisa az S_{IL} -nek stb.).

A mágneses csatolást a tekercsek méretének a csökkentése és az áramirányító hatásfokának a növelése teszi célszerűvé [11, 10].



6. ábra. A kétirányú 4-fázisú átlapolós vezérlésű DC-DC áramirányító topológiája [10]

A 4-fázisú DC-DC áramirányító csatolt tekercseinek a szimulált átlapolt áramait (i_1 , i_2 , i_3 , és i_4) a 7. ábrán szemléltetjük.

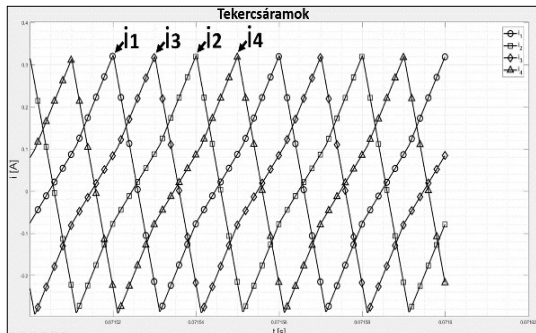
A 6. ábrán az ágak mellett feltüntetett villamos-szögek a 8. ábrán látható logikai vezérlőjelek fáziseltolását jelentik az 1-es ág alsó tranzisztorának S_{1L} vezérlőjeléhez képest (ezek $T_s/4$, $T_s/2$, illetve $3T_s/4$ időbeli eltolásoknak felelnek meg, ahol T_s az áramirányító kapcsolási periódusa) [10].

Fontos megjegyezni, hogy a kétirányú 4FL DC-DC áramirányító működéséhez elengedhetetlen, hogy az akkumulátor, vagy a szuperkondenzátor felőli, bemeneti oldali feszültségforrás (U_{low}) feszültsége alacsonyabb legyen, mint az EÁKK-felőli, kimeneti oldali feszültségforrása (U_{high}).

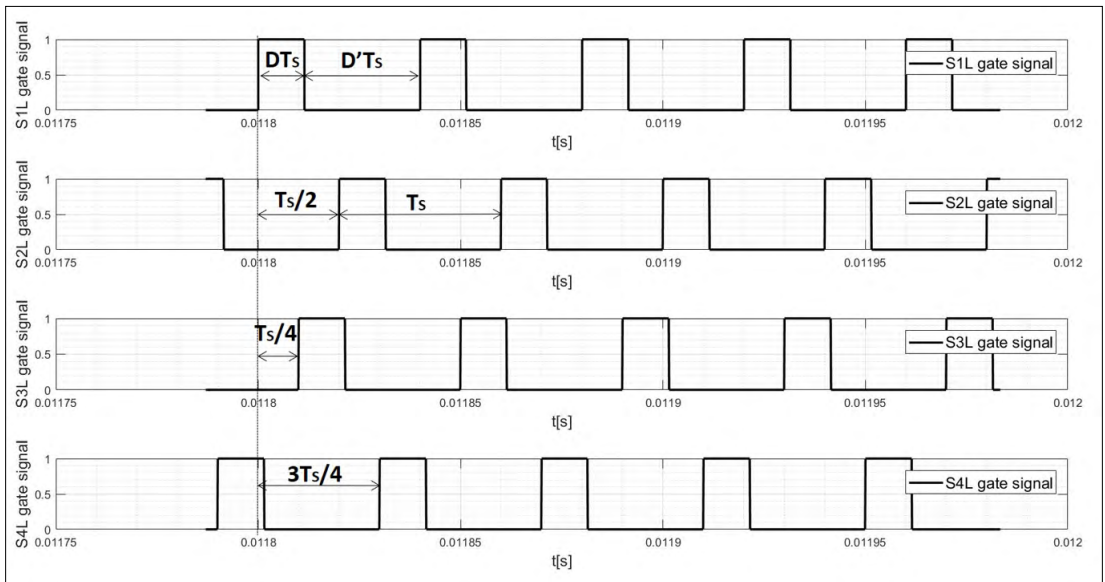
A kétirányú 4FL DC-DC áramirányító szimulációja MATLAB/Simulink® környezetben történt. A csatolt tekercsek L_1 , L_2 , L_3 , L_4 induktivitását az alábbi összefüggéssel határoztuk meg [11]:

$$L_1 = L_2 = L_3 = L_4 = \frac{U_{low} * D_{MAX}}{\Delta I_L * f_s}, \quad (12)$$

ahol U_{low} a kétirányú 4FL DC-DC áramirányító bemeneti alacsony feszültsége, D_{MAX} az áramirányító meghajtása során alkalmazott legnagyobb kitöltési tényező, ΔI_L a maximális áramváltozás a tekercsben egy kapcsolási periódus (T_s) alatt, illetve f_s az áramirányító kapcsolási frekvenciája.



7. ábra. A 4-fázisú DC-DC áramirányító átlapolt bemeneti áramai az alacsony feszültségű oldalon.



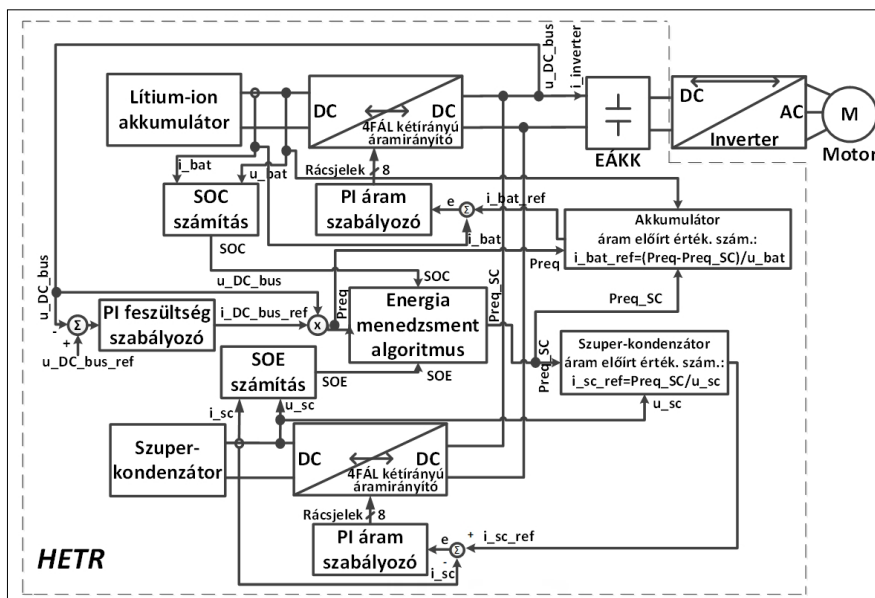
8. ábra. A 4-fázisú átlapolásos vezérlésű DC-DC áramirányító alsó tranzisztorainak a logikai vezérlőjelei

6. Az aktív párhuzamos HETR teljesítménymegosztásának a szabályozása

Tanulmányozva a nemzetközi szakirodalomban közölt hasonló HETR rendszereket, az 9. ábrán bemutatott szabályozási struktúrát állítottuk össze [12, 13, 14]. Állandósult állapotban az 5. ábra DC-DC áramirányítói által leadott összteljesítmény a terhelés által felvett teljesítményt kell fedezze. Ha az

áramirányítók által leadott teljesítmény kisebb a terhelés által felvett teljesítménynél, ez az EÁKK kondenzátorában tárolt energiának, vagyis az EÁKK feszültségének a csökkenését eredményezi.

Ilyen módon a 9. ábrán látható szabályozási struktúra feszültségszabályozójának kimenete tulajdonképpen a DC-DC áramirányítók által az EÁKK-ba bevitt összteljesítmény P_{el_req} alapjeleként értelmezhető.



9. ábra. A megmodellezett és szimulált HETR szabályozási struktúrája

Ezt a feszültségszabályozó által támasztott összteljesítmény-igényt az akkumulátor és a szuperkondenzátor kell kiszolgálja.

Az aktív párhuzamos HETR energiamenedzsment-algoritmus határozza meg azt a P_{req_SC} pillanatnyi teljesítményt, amelyet a szuperkondenzátornak kell biztosítania úgy, hogy az akkumulátor ne károsodjék. Az egyes energiaforrások teljesítményreferenciái az alábbi összefüggések szerint számíthatók:

$$\begin{cases} x = \frac{P_{req_SC}}{P_{el_req}} 100 \\ P_{req_BAT} = P_{el_req} - P_{req_SC} \end{cases}, \quad (13)$$

ahol x százalékban a P_{req_SC} részaránya az igényelt összteljesítményből.

Regeneratív fékezési üzemmódban a P_{el_req} negatív, mivel a villamos gép által az EÁKK-ba visszatért energia a kondenzátorfeszültség növekedését eredményezné, aminek megakadályozása csak a többletenergiaának a szuperkondenzátorba, illetve az akkumulátorba való visszatérrelésével lehetséges.

Az áramalapjelek értékeinek a meghatározása az energiamenedzsment-algoritmus által előírt teljesítménymegosztás és a két energiatároló feszültségszintjének az ismeretében történik:

$$\begin{cases} i_{SC_REF} = \frac{x}{100} \frac{P_{el_req}}{U_{SC}} \\ i_{BAT_REF} = \frac{100 - x}{100} \frac{P_{el_req}}{U_{BAT}} \end{cases}, \quad (14)$$

ahol U_{SC} és U_{BAT} a szuperkondenzátor, illetve az akkumulátor feszültsége.

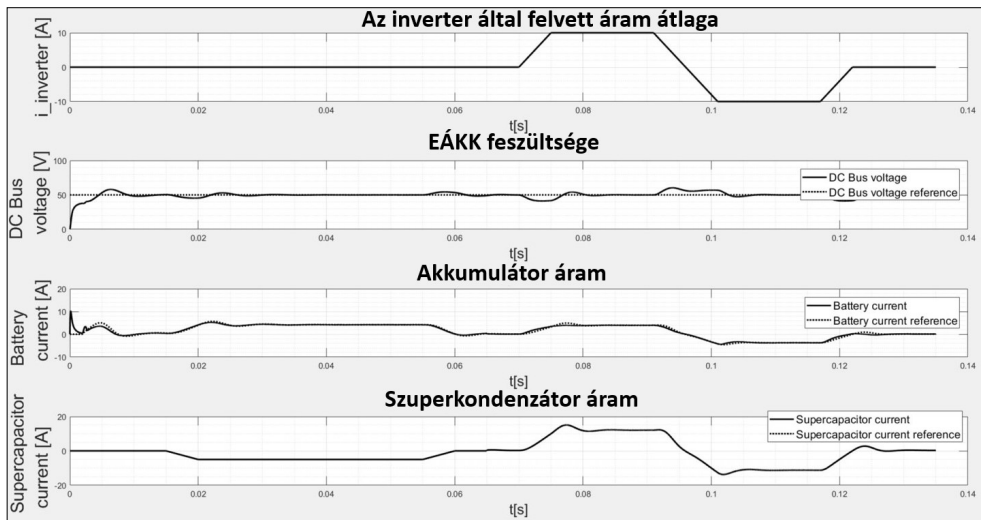
7. Az aktív párhuzamos HETR szimulációi

A bemutatott HETR rendszer (5. ábra) és a szabályozási struktúrája (9. ábra) modellezését és szimulációját MATLAB/Simulink® környezetben végeztük el.

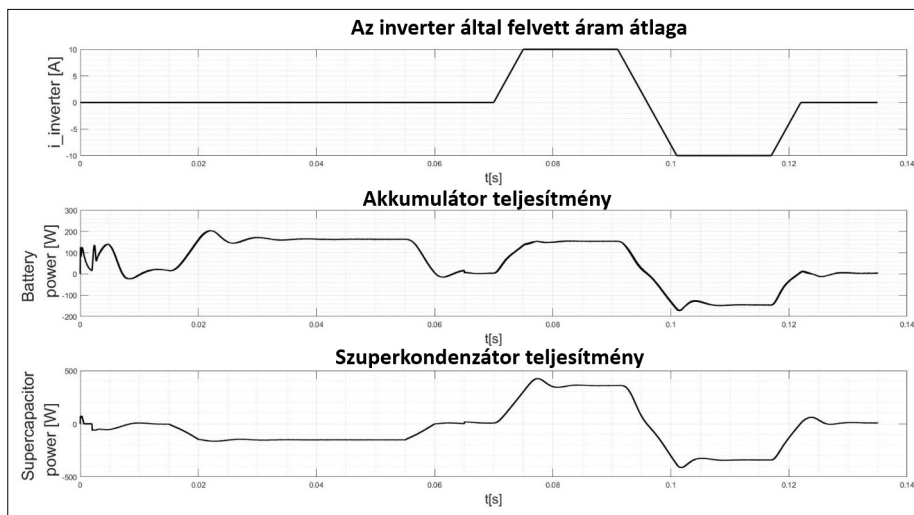
A 10. és 11. ábra ugyanannak a szimulációnak az eredményeit mutatja be. A szimulációban az EÁKK-ra csatlakoztatott villamos hajtást egy $i_{inverter}$ áramú áramforrás helyettesíti [lásd a 10. ábra a) diagramját]. A 10. ábra b) diagramja az $u_{DC_bus} = 50$ V-ra szabályozott EÁKK feszültségváltozását szemlélteti menet-, illetve regeneratív fékezési üzemmódokban. A 11. ábra a) $t \in (20\text{ms} - 55\text{ms})$ időintervallumban egy $C_{sc} = 43$ F kapacitású, $u_{sc} = 32$ V kezdeti feszültségre feltöltött szuperkondenzátor konstans árammal ($i_{sc} = -5$ A) történő töltését szemlélteti a 10. ábra d) diagramja szerint, ami $P_{req_SC} \approx -150$ W „negatív” szuperkondenzátor-teljesítményt eredményez [lásd a 11. ábra c) diagramját].

A szuperkondenzátor töltése az akkumulátorról történik az EÁKK-re csatlakozó két DC-DC áramirányítón keresztül, a 11. ábra b) és c) diagramjainak megfelelően.

A $t \in (70\text{ms}, 96\text{ms})$ időintervallumban a HETR energiaforrásként működik, és az áramszabályozott DC-DC áramirányítók pozitív árammal fedezik a fogyasztó által felvett teljesítményt (lásd a 10. ábra c) és d) diagramját) úgy, hogy a teljesítménymegosztás az akkumulátor és a szuperkondenzátor között az energiamenedzsment-algo-



10. ábra. Szimulációs eredmények: Az EÁKK $i_{inverter}$ bemeneti árama (a) és feszültsége (b), valamint a két energiaforrás árama: az akkumulátoré (c) és a szuperkondenzátoré (d).



11. ábra. Szimulációs eredmények a HETR két üzemmódjának szemléltetésére: a két energiaforrás közötti teljesítménymegosztás alakulása az i_{inverter} terhelő áram (a) hirtelen változása következtében a $t = 70\text{ms}$ és $t = 92\text{ms}$ pillanatokban, illetve a szuperkondenzátor (c) akkumulátorról (b) történő töltése alatt (20 ms–55 ms között).

ritmus által éppen előírt 3/7 arányban történjen [lásd a 11. ábra b) és c) diagramját].

Ebben az esetben a szimuláció $u_{\text{bat}} = 36\text{ V}$ és $u_{\text{sc}} = 20\text{ V}$ feltétellel történt.

A $t \in (96\text{ ms}, 122\text{ ms})$ időintervallumban a HETR energiatárolóként működik, ugyanis az áramszabályozott DC-DC áramirányítók negatív árama azt jelenti, hogy a hibrid energiaforrás felveszi az inverteren keresztül a fogyasztó által visszatermelt teljesítményt. Ezt a 10. ábra c) és d) diagramjai és 11. ábra b) és c) diagramjai szemléltetik.

A $t \in (0\text{ ms}, 12\text{ ms})$ időintervallumban a terhelés nulla, és a DC-DC áramirányítók betáplálását követően azok csak az EÁKK $C_{\text{DC}} = 200\text{ }\mu\text{F}$ -os kondenzátorának feltöltését kell biztosítsák.

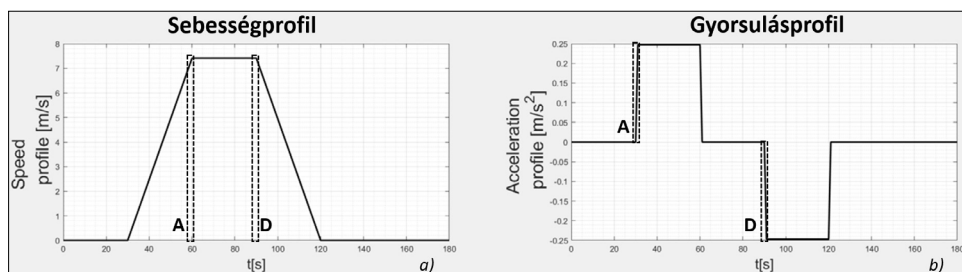
A következőkben egy villamos kerékpár szimulációját mutatjuk be, melynek az energiaellátása a tervezett HETR-ről történik. A kerékpár szimulációját egy valós versenykerékpár paramétereivel végeztük el [15]. Az igényelt maximális villamos

teljesítmény ($P_{\text{el,req}}$) meghatározásához kiszámítottuk a (2)-vel a járműre ható erőket.

Az $F_{\text{air}} = 10.32\text{ N}$ légellenállási erőt a $\rho = 1,18\text{ kg/m}^3$, $C_d = 0,88$, $A_{\text{front}} = 0,362\text{ m}^2$, és $v = 7,41\text{ m/s}$ paraméterekkel határoztuk meg.

A súrlódási erő (F_{friction}) számításánál használt paraméterek a következők voltak: a jármű tömege $m = 100\text{ kg}$ (25 kg a kerékpár, illetve a rajta ülő személy 75 kg), $\mu = 0,003$, $g = 9,81\text{ m/s}^2$ és $\cos \alpha = 1$. Az $F_{\text{inertial}} = 25\text{ N}$ tehetetlenségi erőt az $a_{\text{vehicle}} = 0,25\text{ m/s}^2$ gyorsulással számoltuk ki. A maximális hajtóerő $F_{\text{traction}} = 37.97\text{ N}$ az $r_{\text{wheel}} = 0,3429\text{ m}$ sugarú keréken $T_{\text{wheel}} = 13\text{ Nm}$ forgatónyomatékot hoz létre. A maximális teljesítmény értéke, amelyet a fenti paraméterekkel a villamos gépnek biztosítania kell, az $P_{\text{el,req}} = 281\text{ W}$.

A 12. ábra diagramjai az általunk megválasztott vezetési ciklus sebesség- (a) és gyorsulási (b) profilját szemlélteti. A gyorsulási folyamat alatt a villamos kerékpár álló helyzetből indulva



12. ábra. Az általunk meghatározott vezetési profil a villamos kerékpár gyorsításának és regeneratív fékezésének a szimulációjához: a) a sebességprofil és b) a gyorsulási profil.

0 m/s-ról, $0,25 \text{ m/s}^2$ gyorsulással, $7,41 \text{ m/s}$ sebességet ér el. Fékezéskor a kerékpár $-0,25 \text{ m/s}^2$ -tel (negatív gyorsulással) lassul a megadott állandó sebességről a megállásig.

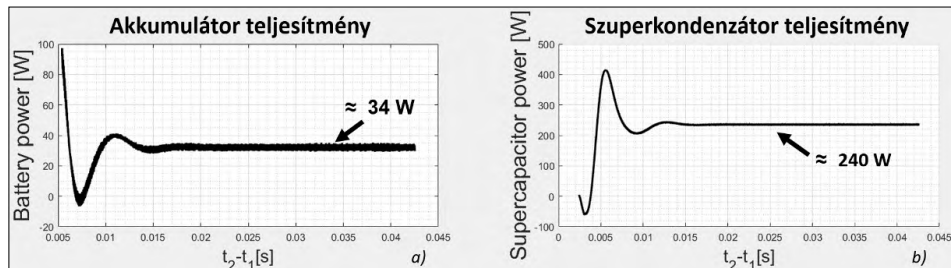
A következőkben bemutatott szimulációs eredményekkel a teljesítménymegosztást a csúcsteljesítményekre szemléltetjük, az A és D zónából kiragadott $t_2 - t_1 = 43 \text{ ms}$, illetve $t_4 - t_3 = 55 \text{ ms}$ időintervallumokban, amikor a teljesítménymegosztás állandósul. Gyorsuláskor a HETR szuperkondenzátora $SOE = 95\%$, illetve az akkumulátora $SOC = 95\%$ kezdeti értékekre vannak feltöltve.

A 13. ábra szimulációs eredményei a villamos kerékpár gyorsulási folyamatában az EMA által meghatározott teljesítménymegosztás időbeli alakulását mutatják be (az akkumulátor és a szuperkondenzátor között), a gyorsulási folyamat végén és a rendszer állandósult állapotában, a 12. ábrán az A-val megjelölt (szaggatott vonallal bekeretezett) zónában. Gyorsításához a HETR-nek $\approx 281 \text{ W}$ csúcsteljesítményt kell biztosítania, amikor energiaforrásként üzemel.

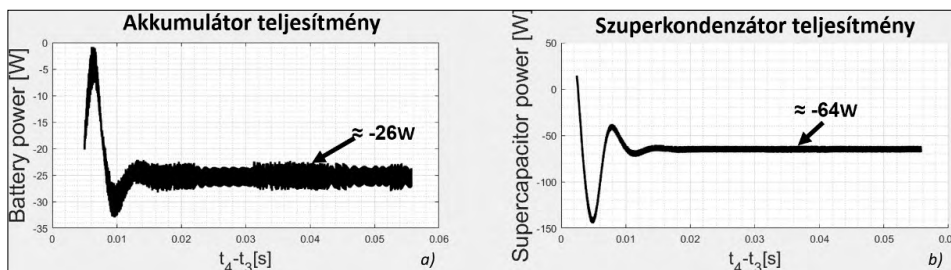
A jelzett időintervallumban a fuzzy-szabályalapú EMA $x = 88\%$ -os energiamegosztási arányt határozott meg.

A teljesítménymegosztást a 9. ábrán bemutatott szabályozó struktúra végzi el, miszerint a szuperkondenzátor $\approx 240 \text{ W}$, illetve az akkumulátor $\approx 34 \text{ W}$ teljesítménnyel járul hozzá a teljesítményigény kielégítéséhez, mint ahogyan a 13. ábra a) és b) diagramjain látható.

A 14. ábra szimulációs eredményei a villamos kerékpár regeneratív fékezési folyamatában az EMA által meghatározott teljesítménymegosztás időbeli alakulását mutatják be (az akkumulátor és a szuperkondenzátor között), a fékezési folyamat kezdetén és a rendszer állandósult állapotában, a 12. ábrán a D-val megjelölt (szaggatott vonallal bekeretezett) zónában. Fékezéskor a HETR szuperkondenzátora $SOE = 50\%$, illetve az akkumulátora $SOC = 95\%$ kezdeti értékekre vannak feltöltve. A kerékpár regeneratív fékezése során a HETR $\approx -89 \text{ W}$ csúcsteljesítményen kell tárolja a generált energiát, a fuzzy-szabályalapú EMA $x = 72\%$ energiamegosztási arányt határoz meg az akkumulátor és a szuperkondenzátor között, ami $\approx -26 \text{ W}$, illetve $\approx -64 \text{ W}$ feltöltési teljesítménynek felel meg, mint ahogyan a 14. ábra a) és b) diagramjain megfigyelhető.



13. ábra. Villamos kerékpár gyorsítási folyamatának a szimulációs eredménye a gyorsítás végén, a 12. ábra diagramjainak az A-val megjelölt bekeretezett részén, a $t_2 - t_1 = 43 \text{ ms}$ időtartományban: a) az akkumulátor által szolgáltatott teljesítmény időbeli változása; b) a szuperkondenzátor által biztosított teljesítmény időbeli változása.



14. ábra. Villamos kerékpár regeneratív fékezésének a szimulációs eredménye a fékezési folyamat kezdetén, a 12. ábra diagramjainak a D-val megjelölt bekeretezett részén, $t_4 - t_3 = 55 \text{ ms}$ időtartományban: a) az akkumulátor által szolgáltatott teljesítmény időbeli változása; b) a szuperkondenzátor által biztosított teljesítmény időbeli változása.

8. Következtetések

A megtervezett fuzzy szabályalapú EMA úgy osztja meg a teljesítményt, hogy az akkumulátor károsodása elkerülhető legyen.

A bemutatott szimulációs eredmények alátámasztják a kétirányú, átlapolásos vezérlésű DC-DC áramirányítók felépített HETR szabályozási struktúrájának a működőképességét.

A szimulációk során felhasznált paraméterek megfelelnek egy, a jövőben gyakorlati kivitelezésre szánt, 0,5 kW teljesítményű villamos kerékpár hajtását tápláló hibrid energiatároló rendszernek, amelyen a megtervezett fuzzy szabályalapú EMA-t szándékunkban van implementálni.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] S. M. Lukic, J. Cao, R. C. Bansal, F. Rodriguez, A. Emadi: *Energy Storage Systems For Automotive Applications*. IEEE Trans. on Industrial Electronics, 55/6. (2008) 2258–2267.
<https://doi.org/10.1109/TIE.2008.918390>
- [2] Ferencz J., Kelemen A., Imecs M.: *Hibrid energiatároló rendszer energiamenedzsmentje*. In: XXI. Energetika-Elektrotechnika – ENELKO és XXX. Számítástechnika és Oktatás – SzámOkt Multi-konferencián. EMT, Kolozsvár, 2020. 40–45.
<https://ojs.emt.ro/index.php/enelko-szamokt/article/view/315/255>
- [3] H. Yu, F. Cheli, F. Castelli-Dezza, D. Cao, F.-Y. Wang: *Multiobjective Optimal Sizing and Energy Management of Hybrid Energy Storage System for Electric Vehicles*.
https://www.researchgate.net/publication/322652476_Multi-objective_Optimal_Sizing_and_Energy_Management_of_Hybrid_Energy_Storage_System_for_Electric_Vehicles
- [4] Maarten J. van Jaarsveld, Rupert Gouws: *An active hybrid energy storage system utilizing a fuzzy logic rule-based control strategy*. World Electric Vehicle Journal, 2020/4. 1–24.
<https://doi.org/10.3390/wevj11020034>
- [5] Zhang Q., Deng W., Zhang S., Wu J.: *A rule based energy management system of experimental battery/supercapacitor hybrid energy storage system for electric vehicles*. Journal of Control Science and Engineering, 2016. 1–17.
<https://doi.org/10.1155/2016/6828269>
- [6] Guzzella L., Amsutz A.: *The QSS Toolbox Manual*. Swiss Federal Institute of Technology Zurich (ETH Zürich), Measurement and Control Laboratory, June 2005.
- [7] Ehsani M., Gao Y., Gay E. S., Emadi A.: *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*. 4. Ed., CRC Press, Boca Raton, London, New York, Washington D.C., 2005. 21–34.
- [8] J. Cao, A. Emadi: *A New Battery/UltraCapacitor Hybrid Energy Storage System for Electric, Hybrid, and Plug-In Hybrid Electric Vehicles*. IEEE Transactions on Power Electronics, 27/1. (2012) 122–132.
<https://doi.org/10.1109/TPEL.2011.2151206>
- [9] Ferencz J., Kelemen A., Imecs M.: *Aktív párhuzamos hibrid energiatároló rendszer áramirányítóinak a szabályozása*. In: XXI. Energetika-Elektrotechnika – ENELKO és XXX. Számítástechnika és Oktatás – SzámOkt Multi-konferencián. EMT, Kolozsvár, 2020. 34–39.
<https://ojs.emt.ro/index.php/enelko-szamokt/article/view/316/254>
- [10] Yu W., Lai J. S.: *Ultra high efficiency bidirectional DC-DC converter with multi-frequency pulse width modulation*. In: Proceedings: APEC 2008 Twenty-third Annual IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition, Austin, Texas, 2008. Piscataway, N.J., IEEE, 1079–1084
<https://doi.org/10.1109/APEC.2008.4522856>
- [11] Kanta S., Plangklang B., Subsingha W.: *Design of a Bi-directional DC-DC 4 Phase Interleave Converter for PV Applications*. Energy Procedia, 56. (2014) 604–609.
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.07.199>
- [12] Dulout J., Jammes B., Séguier L., Alonso C.: *Control and design of a hybrid energy storage system*. In: Proceedings of the 2015 17th Conference on Power Electronics and Applications (EPE '15 ECCE-EUROPE 2015), Geneva, Switzerland, 2015. Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE), 2016. 1–9.
- [13] Manandhar U., Ukil A., Kollimalla S. K., Gooi H. B. L.: *Application of HESS for PV system with modified control strategy*. In: 2015 IEEE Innovative Smart Grid Technologies - Asia (ISGT ASIA), Bangkok, Thailand, IEEE, 2015. 1–6.
<https://doi.org/10.1109/ISGT-Asia.2015.7387078>
- [14] M. B. Camara, H. Gualous, F. Gustin, A. Berthon: *Design and New Control of DC/DC Converters to Share Energy Between Supercapacitors and Batteries in Hybrid Vehicles*. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 57/5.(2008) 1–15.
<https://doi.org/10.1109/TVT.2008.915491>
- [15] Wilson D. G.: *Bicycling Science*. 3. ed. MIT Press, Cambridge, Massachusetts, London, England, 2004. 188–209.

SZERZŐK JEGYZÉKE

LIST OF AUTHORS

A–D

BAKOS Levente 18
BAGYINSZKI Gyula 1
BITAY Enikő 1, 10
BOROS József 37
CRISTEA Luciana 23

F–J

FERENCZ JÁNOS 77
FORGÓ Zoltán 18
GYÉRESI Hunor András 23
HODGYAI Norbert 30
IMECS Mária 77

K–L

KAKUCS András
KARDA Szilárd 37
KELEMEN ANDRÁS 77
KELEMEN Csongor 44
KIS Ádám 51

M–P

MÁRTON László 10
MÁTÉ Márton 23, 30, 44
NAGY Andor Csongor 51
NAGY-GYÖRGY Tamás 37
PÁSZTOR Judit 60
POPA-MÜLLER Izolda 60

R–Z

TALPAS János 10
TOLVALY-ROȘCA Ferenc 30
TÓTH László 65, 71
TRABELSI Omar 71

