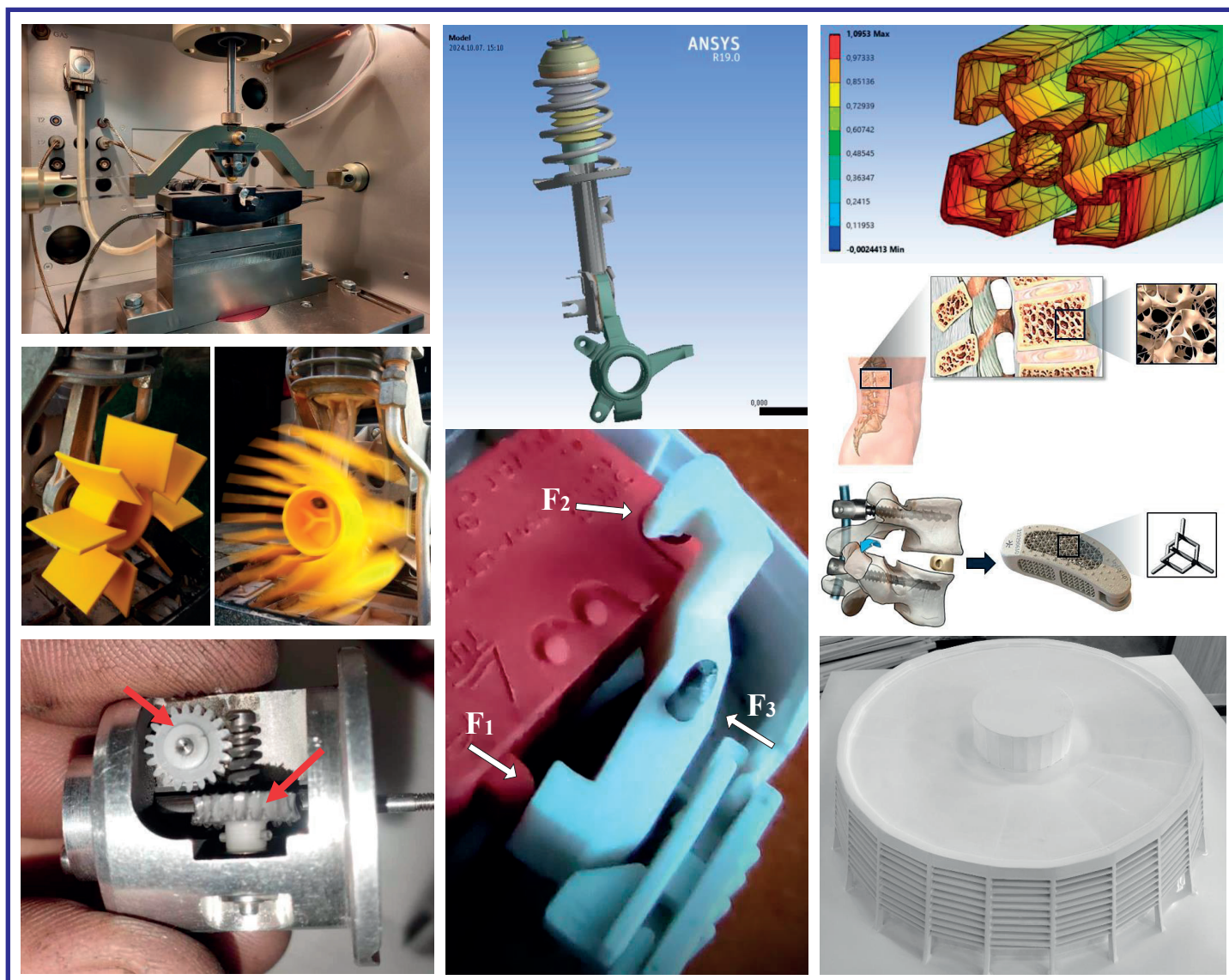


GEÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK XL. ORSZÁGOS SZEMINÁRIUMA

2024/3-4.

nka
Nemzeti Kulturális Alap

120 oldal
LXXV. évfolyam

Géptervezők és Termékfejlesztők XL. Országos Szemináriuma

Miskolc, 2024. november 7 (csütörtök) – 8 (péntek)

– PROGRAM –

Időpont: 2024.11.07. csütörtök 10:00-12:20 (Plenáris ülés)

**Helyszín: MAB Székház, Miskolc, Erzsébet tér 3.,
Díszterem (I. emelet)
Elnök: Dr. Jálícs Károly**

- 10:00 10:05 Dr. Jálícs Károly intézetigazgató egyetemi docens ME-GÉIK Gép- és Terméktervezési Intézet: **MEGNYITÓ**
- 10:10 10:30 Dr. Ficzer Péter egyetemi docens BME-KJK Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék: **Ipar 5.0 vagy ipar 4.2**
- 10:40 11:00 Molnár János fejlesztés vezető ZF Hungária Kft, Mérnöközpont: **Tervezés és fejlesztés autóiipari alkalmazási gyakorlatának bemutatása az egyetemi oktatáshoz kapcsolódóan**
- 11:10 11:30 Torkos Zoltán MSc optometrista, optikus mester Z-OPTIKA Miskolc: **A szemüvegkészítés optikája és mechanikája**
- 11:40 12:00 Dr. Jálícs Károly intézetigazgató egyetemi docens ME-GÉIK Gép- és Terméktervezési Intézet: **A beérkezési időkülönbségek módszer (TDOA) diagnosztikai célú alkalmazása gépjárműveken**
- 12:00 12:20 Kérdések, kötetlen beszélgetés
- 12:45 13:45 Ebéd és kávészünet a szeminárium regisztrált résztvevőinek

Időpont: 2024.11.07. csütörtök 14:00-18:00 (1. Szakmai szekció)

**Helyszín: MAB Székház, Miskolc, Erzsébet tér 3.,
Díszterem (I. emelet)
Elnök: Dr. Takács Ágnes, Dr. Gotthard Viktor**

- 14:00 14:10 Prof. Dr. Jármai Károly egyetemi tanár ME-GÉIK Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet: **Mozgás felnyitítás szerkezeteknél, irodalmi áttekintés, alkalmazás**
- 14:20 14:30 Dr. Gotthard Viktor ügyvezető G-MAX Europe Kft: **DFM Moduláris elvű tervezés elmélete és gyakorlata: moduláris nagyméretű 3D-nyomató tervezése és termékfejlesztése**
- 14:40 14:50 Zsila Klaudia Fanni fejlesztőmérnök ZF Hungária Kft, Mérnöközpont: **Olajfeltöltésség vizsgálati módszerének kidolgozása és alkalmazása**
- 15:00 15:10 Paróczai Soma szimulációs mérnök ZF Hungária Kft, Mérnöközpont: **Sebességváltó ház feszültség analízise és fáradásra történő méretezése**
- 15:20 15:30 Torkos Dorka BSc optikus Z-OPTIKA, Miskolc: **A szemüveg története**
- 15:40 16:00 Kávészünet
- 16:00 16:10 Bodnár Dávid PhD hallgató ME-GÉIK Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet / mérnök, Emerson Automation FCP Kft. Eger: **Ipari robotkar csillapítási tényező és frekvenciaválasz vizsgálata mérésrel és végelelemes módszerekkel**
- 16:20 16:30 Molnár Luca MSc hallgató BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: **Ágyéki gerincstabilizációs implantátumok jellemző lattice struktúráinak 3D nyomtatása és mechanikai vizsgálata**
- 16:40 16:50 Bártfai András PhD hallgató BME Műszaki Mechanikai Tanszék: **Hangolható asztal optimális hangolásának kísérleti ellenőrzése és kompatibilis munkadarab tervezése**
- 17:00 17:10 Németh Géza adjunktus ME-GÉIK Gép- és Terméktervezési Intézet: **Trapézmenetes gépek változatossága és modelljeik pontosítása**
- 17:20 17:30 Szalánczi Dávid PhD hallgató ME-GÉIK Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Intézeti Tanszék: **Hatékony javítás napelemeknél infravörös visszaverő fóliák alkalmazásával a PERC technológiában**
- 17:40 17:50 Siktár Bálint PhD hallgató ME-GÉIK Szerszámgépészeti és Mechatronikai Intézet: **Sövényvágó kinematikai és rezgés vizsgálata**

Időpont: 2024.11.07. csütörtök 14:00-18:00 (2. Szakmai szekció)

**Helyszín: MAB Székház, Miskolc, Erzsébet tér 3.,
Deák terem (I. emelet)
Elnök: Dr. Lovas László, Dr. Sarka Ferenc**

- 14:00 14:10 Dr. Sarka Ferenc egyetemi docens ME-GÉIK Gép- és Terméktervezési Intézet: **Csigahajtómű rekonstrukciója 3D nyomtatás segítségével – Esettanulmány**

- 14:20 14:30 Besenyei István PhD hallgató ME-GÉIK Gép- és Terméktervezési Intézet: **Gépépítő alumínium profil lehajlás vizsgálata**
- 14:40 14:50 Dr. Bihari Zoltán egyetemi docens ME-GÉIK Gép- és Terméktervezési Intézet: **Anyá csak egy van? – „Ahány ház annyi lecsó”**
- 15:00 15:10 Albert Judit PhD hallgató ME-GÉIK Gép- és Terméktervezési Intézet: **Optimizing Sealing Performance with Finite Element Method and Multi-Criteria Decision-Making Approach**
- 15:20 15:30 Dr. Sarka Ferenc egyetemi docens ME-GÉIK Gép- és Terméktervezési Intézet: **Improving the heat conduction properties of railway brake blocks by macrostructural changes, using a simplified finite element model**
- 15:40 16:00 Kávészünet
- 16:00 16:10 Messaoudi Abderrazek PhD student University of Miskolc, Institute of Applied Mechanics: **The influence of non-symmetrical supports on the stability of arches**
- 16:20 16:30 Shaaya Karam PhD student University of Miskolc, Institute of Machine and Product Design: **Manufacturing issues with 3D printed gears – literature survey**
- 16:40 16:50 Iyad Al-Najjar PhD student University of Miskolc, Institute of Machine and Product Design: **Applying Mode-Superposition Method on a wind turbine blade**
- 17:00 17:10 Mustafa M. Hasan PhD student University of Miskolc, Institute of Machine and Product Design: **Multifunctional Applications of a Dual-Purpose Solar Collector Across Diverse Sectors**
- 17:20 17:30 Katreen Ebrahim PhD student University of Miskolc, Institute of Machine and Product Design: **3D Numerical Design And Testing Of Personalized Intervertebral Disc Prostheses**

Időpont: 2024.11.08. péntek 9:00-12:30 (3. Szakmai szekció)

**Helyszín: MAB Székház, Miskolc, Erzsébet tér 3.,
Díszterem (I. emelet)
Elnök: Dr. Szabó Ferenc János, Dr. Dömötör Csaba**

- 9:00 9:10 Dr. Szabó Ferenc János egyetemi docens ME-GÉIK Gép- és Terméktervezési Intézet: **Grafo-analitikus optimalítás 3D-ben**
- 9:20 9:30 Dr. Szabó Ferenc János egyetemi docens ME-GÉIK Gép- és Terméktervezési Intézet: **Autó jobb mellső futómű extrém terhelése**
- 9:40 9:50 Tóth Csilla park vezető, Dr. Kovács Zoltán, Dr. Hány András ZalaZONE Tudományos Park Kft.: **Az egyetemi szolgáltatások és az új technológiák kapcsolata a tudományos és technológiai parkokban**
- 10:00 10:10 Kapitány Pálma egyetemi tanársegéd ME-GÉIK Szerszámgépészeti és Mechatronikai Intézet, Robert Bosch Mechatronikai Intézeti Tanszék: **Függőnnyomozható berendezés fejlesztése távoli vezérléssel és tűzeseti automata működéssel**
- 10:20 10:30 Kávészünet
- 10:40 10:50 Sári-Barnácz Viktor vezető szakértő Robert Bosch Kft. / PhD hallgató, OE Biztonságtudományi Doktori Iskola: **Indirekt hiperelasztikus anyagmodell identifikáció autóiipari gyártósor tömítésszerelési adatainak felhasználásával**
- 11:00 11:10 Dr. habil Darabos Anita DLA adjunktus BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: **Ökodesign termékek...?**
- 11:20 11:30 Marada Imre PhD hallgató ME-GÉIK Gép- és Terméktervezési Intézet: **Kisméretű műanyag fogaskerekek osztáshibáinak vizsgálata**
- 11:40 11:50 Bányai Kristóf BSc hallgató ME-GÉIK Gép- és Terméktervezési Intézet: **Bevonatok tribológiai tulajdonságainak vizsgálata**
- 12:00 12:10 Dr. Dömötör Csaba egyetemi docens ME-GÉIK Gép- és Terméktervezési Intézet: **Kritériumok és lehetőségek additív gyártásra optimált alkatrészeknél**
- 12:10 12:15 ZÁRSZÓ

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET műszaki, vállalkozási, befektetési,
értékesítési, kutatás-fejlesztési, piaci információs folyóirata

Elnök:

Vadászné

Dr. Bognár Gabriella

Főszerkesztő:

Dr. Dömötör Csaba

Főszerkesztő-helyettes:

Vesza József

Szerkesztőbizottság:

Dr. Ábrahám György

Dr. Barkóczy István

Dr. Borbás Lajos

Dr. Czifra Árpád

Dr. Danyi József

Dr. Fekete Gusztáv

Dr. Horák Péter

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Dr. Jánosi Endre

Dr. Jármay Károly

Dr. Kakuk József

Dr. Kalácska Gábor

Dr. Lelkes Márk

Dr. Kanócz János

Dr. Könözy László

Dr. Mankovits Tamás

Dr. Máté Márton

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Patkó Gyula

Dr. Piros Attila

Dr. Soltész László

Dr. Szabó István

Dr. Szávai Szabolcs

Dr. Száva János

Dr. Szigeti Ferenc

Dr. Tímár Imre

Dr. Weltsch Zoltán

TISZTELT OLVASÓ!

Jelen kiadvány, melyet kezében tart, a jubileumi Géptervezők és Termékfejlesztők XL. Szemináriumának szakmai előadásain ismertetett fejlesztő-kutató munkák anyagát foglalja össze írásos formában. A szerzők 35 előadással jelentkeztek a 2024. november 7-8-án rendezett konferenciára. Az előadások túlnyomó része, illetve néhány további publikáció, mindösszesen 25 db szacikk jelenik itt meg nyomtatott formában. Köszönjük a szerzők és a lektorok munkáját.

Engedje meg a Tisztelt Olvasó, hogy röviden ismertessem a Géptervezők és Termékfejlesztők Országos Szemináriumának történetét. 1972 augusztusában a Gépipari Tudományos Egyesület Tégláson rendezett országos titkári értekezletén 110 vállalat és intézmény 234 delegáltja, többnyire konstrukciós tevékenységet folytató vezető beosztású szakembere foglalkozott az ipari konstrukciós munkával és annak szervezésével. A konstrukció tematikájú összejövetel megrendezését ekkor kezdeményezte prof. Dr. Terplán Zénó, prof. Dr. Magyar József és Dr. Száday Rezső főkonstruktőr.

Az első tanácskozást a Miskolci Egyetem Gépelemek Tanszéke munkatársainak részvételével 1973. augusztus 22-24-én rendeztük. A Tanácskozást Dr. Varga Jenő egyetemi tanár, a GANZ gyár főkonstruktőre nyitotta meg, kiemelve, hogy ilyen rendezvény hazánkban korábban nem volt. A Vezető Konstruktorok Tanácskozása az 1975. évi rendezvényt követően 1977-ben Géptervezők Országos Szemináriumává alakult.

Hagyományainkhoz híven az idejű konferencián több ipari szereplő is képviselteti magát. A bemutatott kutatási-fejlesztési munkákból jól látható, hogy a világ folyamatos változáson megy keresztül. Napjaink kiemelt témái közé tartoznak az additív gyártástechnológiák köré csoportosuló fejlesztések, a környezetvédelem vagy épp a termékfejlesztés és gépépítés modern gyakorlatainak kutatása. Ezzel párhuzamosan az új irányokat támogató hagyományos technológiák folyamatos fejlesztése egyaránt zajlik.

A szeminárium szervezői egyre nagyobb hangsúlyt fektetnek a pályakezdő és fiatal mérnökök, valamint BSc, MSc és PhD hallgatók megszólítására is. Fontos értéknek tartjuk, hogy a szerzők cikkei továbbra is megjelenhetnek hagyományos nyomtatott formában a GÉP folyóirat hasábjain, valamint a gepujasag.hu honlapon is a Gépipari Tudományos Egyesület és a Gazdász Kft. támogatásával. Köszönet érte.

Dr. Dömötör Csaba
a Szeminárium titkára

A szerkesztésért felelős: Dr. Dömötör Csaba • A szerkesztőség címe: 3515 Miskolc, Egyetemváros

Telefon: +36-46/565-111 (12-90) • e-mail: mail@gepujasag.hu

Kiadja a Gépipari Tudományos Egyesület, 1147 Budapest, Czobor u. 68., Levélcím: 1371 Bp. Pf.: 433.

Telefon: +36-1/202-0656, fax: +36-1/202-0252, e-mail: mail@gteportal.eu, internet: www.gteportal.eu

A GÉP folyóirat internetcíme: <http://www.gepujasag.hu> • Kereskedelmi és Hitelbank: 10200830-32310236-00000000

Felelős kiadó: Dr. Bárdos Krisztina ügyvezető igazgató.

Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67. Telefon: +36-30/9-450-270 • e-mail: mail@gepujasag.hu

Előfizetésben terjeszti a Magyar Posta Zrt. • Postacím: 1900 Budapest

Előfizetésben megrendelhető az ország bármely postáján, a hírlapot kézbesítőknél, www.posta.hu WEBSHOP-ban

<http://www.posta.hu/ugyfelszolgalat/webform/hirlap>, e-mailen a hirlapelofizetes@posta.hu címen, telefonon +36-1-767-8262 számon, levélben a MP Zrt. 1900 Budapest címen. Külföldön terjeszti a Batthyány Kultur-Press Kft., H-1013 Budapest, Attila út 2/A/III/14.

T: +36 1 201 88 91, +36 1 212 53 03, E-mail: batthyany@kultur-press.hu

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

INDEX: 25 343 • ISSN 0016-8572 (Nyomtatott) • ISSN 3057-9473 (Online)

A megjelent cikkek lektoráltak.

A kiadvány a Nemzeti Kulturális Alap támogatásával jelenik meg.

TARTALOM

<i>1. Albert Judit, Dr. Takács Ágnes:</i> TÖMÍTÉSI TELJESÍTMÉNY OPTIMALIZÁLÁSA VÉGESELEMES MÓDSZERREL ÉS TÖBBKRITÉRIUMOS DÖNTÉSHOZATALI MEGKÖZELÍTÉSSEL	5	<i>14. Marada Imre, Dr. Bihari János:</i> KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKEK OSZTÁSHIBÁINAK VIZSGÁLATA	65
<i>2. visszavont cikk</i>		<i>15. Messaoudi Abderrazek, Kiss Péter László, Krzysztof Murawski:</i> A NEM SZIMMETRIKUS MEGTÁMASZTÁS HATÁSA GÖRBE RUDAK STABILITÁSÁRA	69
<i>3. Bányai Kristóf, Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella:</i> BEVONATOK TRIBOLÓGIAI TULAJDONSÁGAINAK VIZSGÁLATA	13	<i>16. Molnár Luca, Zwierczyk Péter T.:</i> ÁGYÉKI GERINCSTABILIZÁCIÓS IMPLANTÁTUMOK JELLEMZŐ LATTICE STRUKTÚRÁINAK 3D NYOMTATÁSA ÉS MECHANIKAI VIZSGÁLATA	73
<i>4. Bártfai András, Dombóvári Zoltán:</i> HANGOLHATÓ ASZTAL OPTIMÁLIS HANGOLÁSÁNAK KÍSÉRLETI ELLENŐRZÉSE ÉS KOMPATIBILIS MUNKADARAB TERVEZÉSE	19	<i>17. Piros Attila, Szőke Molnár Lajos:</i> INTELLIGENS ASZTAL A POSZTGRADUÁLIS OKTATÁSBAN	77
<i>5. Berecz Máté, Bencs Péter:</i> ÉPÜLETMODELL VIZSGÁLATA SZÉLCSATORNÁBAN	23	<i>18. Piros Attila, Trautmann Laura:</i> INTELLIGENS ASZTAL KISZOLGÁLÁSA FUZZY ALAPÚ ÜTEMEZÉSI MÓDSZER SEGÍTSÉGÉVEL	81
<i>6. Besenyei István, Dr. Bihari Zoltán:</i> GÉPÉPÍTŐ ALUMÍNIMUM PROFIL LEHAJLÁS VIZSGÁLATA	27	<i>19. Sarka Ferenc, Almási Péter:</i> CSIGAHAJTÓMŰ REKONSTRUKCIÓJA 3D NYOMTATÁS SEGÍTSÉGÉVEL – ESETTANULMÁNY	85
<i>7. Dr. Bihari Zoltán, Besenyei István:</i> ANYA CSAK EGY VAN? AHÁNY HÁZ, ANNYI LECSÓ	31	<i>20. Sári-Barnác Viktor, Dr. Goda Tibor János:</i> INDIREKT HIPERELASZTIKUS ANYAGMODELL IDENTIFIKÁCIÓ AUTÓIPARI GYÁRTÓSOR TÖMÍTÉSSZERELÉSI ADATAINAK FELHASZNÁLÁSÁVAL	91
<i>8. Bodnár Dávid, Dr. Jármái Károly:</i> IPARI ROBOTKAR CSILLAPÍTÁSI TÉNYEZŐ ÉS FREKVENCIAVÁLASZ VIZSGÁLATA MÉRÉSSEL ÉS VÉGESELEMES MÓDSZEREKKEL	35	<i>21. Siktár Bálint, Dr. Hegedűs György, Dr. Kakuk József:</i> SÖVÉNYVÁGÓ KINEMATIKAI ÉS REZGÉS VIZSGÁLATA	97
<i>9. Bozsay Péter, Bodnár Dávid, Dr. Jármái Károly:</i> MOZGÁS FELNAGYÍTÁS SZERKEZETEKNEK, IRODALMI ÁTTEKINTÉS, ALKALMAZÁS	39	<i>22. Szabó Ferenc János:</i> GRAFO-ANALITIKUS OPTIMÁLÁS 3D-BEN	101
<i>10. Dr. Dömötör Csaba:</i> KRITÉRIUMOK ÉS LEHETŐSÉGEK ADDITÍV GYÁRTÁSRA OPTIMÁLT ALKATRÉSZEKNEK	45	<i>23. Szabó Ferenc János:</i> AUTÓ JOBB MELSŐ FUTÓMŰ EXTRÉM TERHELÉSE	105
<i>11. Dr. Gotthard Viktor:</i> MODULÁRIS ELVŰ TERVEZÉS (DFM) ELMÉLETE ÉS GYAKORLATA: MODULÁRIS NAGYMÉRETŰ 3D-NYOMTATÓ TERVEZÉSE ÉS TERMÉKFEJLESZTÉSE	51	<i>24. Szabó Kristóf:</i> A SZÁMÍTÓGÉP SEGÍTETTE TERVEZÉSI MÓDSZEREK HATÁSA A MŰSZAKI TERVEZÉSBEN	109
<i>12. Dr. Jálics Károly, Kriston József Balázs:</i> A BEÉRKEZÉSI IDŐKÜLÖNBSÉGEK MÓDSZER (TDOA) DIAGNOSZTIKAI CÉLŰ ALKALMAZÁSA GÉPJÁRMŰVEKEN	57	<i>25. Szalánczi Dávid, Dr. Bencs Péter:</i> HATÉKONYSÁGJAVÍTÁS NAPELEMEKNÉL INFRAVÖRÖS VISSZAVERŐ FÓLIÁK ALKALMAZÁSÁVAL A PERC TECHNOLÓGIÁBAN	113
<i>13. Kapitány Pálma:</i> FÜGGÖNYMOZGATÓ BERENDEZÉS FEJLESZTÉSE TÁVOLI VEZÉRLÉSSEL ÉS TŰZESETI AUTOMATA MŰKÖDÉSSEL	61		

TÖMÍTÉSI TELJESÍTMÉNY OPTIMALIZÁLÁSA VÉGESELEMES MÓDSZERREL ÉS TÖBBKRITÉRIUMOS DÖNTÉSHOZATALI MEGKÖZELÍTÉSSEL

OPTIMIZING SEALING PERFORMANCE WITH A FINITE ELEMENT METHOD AND MULTI-CRITERIA DECISION-MAKING APPROACH

Albert Judit*, Dr. Takács Ágnes**

ABSTRACT

Sealing systems are widely used in engineering practice, especially in the automotive, oil and gas, and many areas of the mechanical industry. The function of seals is to prevent unwanted leakage of flows, liquids and gases. A key factor in the design of these systems is sealing performance, which is influenced by parameters such as material selection, geometry, and applied forces and pressures. The combined use of the Finite Element Method (FEM) and multi-criteria decision-making approaches (Multi-Criteria Decision Making, MCDM) provides an opportunity to optimize sealing performance.

With the help of the finite element method, we can perform detailed analysis of the effect of mechanical and thermal loads, enabling the simulation of the seal's behaviour and the discovery of optimization opportunities. At the same time, MCDM techniques help to make design decisions by considering several criteria, such as cost-effectiveness, performance or life-time. The combination of the two approaches can thus be an effective tool for optimizing sealing systems.

1. BEVEZETÉS

A többkritériumos döntéshozatali (MCDM) módszerek fontos eszközök az optimális megoldások kiválasztásában, különösen akkor, ha többféle szempontot kell figyelembe venni. Az MCDM módszerek széles körben alkalmazhatók különböző területeken, beleértve a mérnöki tervezést, az anyagválasztást és a gazdasági döntéshozatalt is. [1] [2] [3] Ez a tanulmány három fő célkitűzést követ, amelyek célja a döntési folyamatok finomítása és optimalizálása különböző objektív súlyozási és MCDM módszerekkel.

2. O-GYŰRŰ VÉGESELEMES MODELLEZÉSE

A végeselemes vizsgálatok (FEM) során a tömítőgyűrűk anyagainak mechanikai tulajdonságait és viselkedését modellezzük különböző terhelések és környezeti hatások mellett. Ezek a vizsgálatok lehetővé teszik a kompressziós arányok és a tömítési teljesítmény alaposabb megértését. A FEM segítségével meghatározhatunk feszültség- és deformációmintákat, amelyek kritikusak a tömítések megbízhatóságának és élettartamának előrejelzésében. [4] [5] [6] [7] [8]

A vizsgálatok során a következő szempontokat vettük figyelembe:

- **Kompressziós Arány:** Az O-gyűrűk esetében a kompressziós arány meghatározása kulcsfontosságú a tömítési teljesítmény maximalizálása érdekében. A vizsgálatok alapján a tömítések kompressziójának 5% és 30% között kell mozognia, hogy megakadályozzuk az extrúziót és a tömítési hibákat.
- **Anyagok Mechanikai Tulajdonságai:** A különböző anyagok (VMQ: Vinyl-Methyl-Szilikon, EPDM: Etilén-Propilén-Dién-Monomer, FKM: Fluorokaucsuk, FFKM: Perfluorokaucsuk) mechanikai tulajdonságait is elemeztük, figyelembe véve a szakítószilárdságot, a nyomószilárdságot és a rugalmassági modulust. A FEM segített az anyagok viselkedésének feltárásában, és abban, hogy kiválasszuk, mely anyagok alkalmazhatók a legjobban az adott horony méretekhez.

* PhD hallgató, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet

** egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet

3. O-GYŰRŰ ANYAGVÁLASZTÁSA: EXTRÚZIÓVAL KAPCSOLATOS KORLÁTOK ÉS TERVEZÉSI IRÁNYELVEK

Az O-gyűrűk anyagainak tulajdonságai alapvetően befolyásolják a tömítési teljesítményt és a megbízhatóságot. Az 1. táblázat részletezi az egyes anyagok (VMQ, EPDM, FKM, FFKM) jellemzőit, valamint, hogy ezek hogyan kapcsolódnak a tömítési alkalmazásokhoz.

Az O-gyűrűk használata során fontos, hogy figyelembe vegyük az extrúzióval kapcsolatos korlátokat és tervezési irányelveket. Az extrúzió akkor történik, amikor az O-gyűrű anyaga a horony falai közé szorul, és a nyomás hatására "kicsúszik" a helyéről. Ez a tömítés megszűnéséhez vezethet, ezért fontos a megfelelő tervezés.

- Maximális megengedett rés:

A maximális megengedett rés csökkentése lehetővé teszi a nagyobb nyomás alkalmazását anélkül, hogy az O-gyűrű extrudálódna. A rés csökkentése segít elkerülni az extrúziót, és javítja a tömítés hatékonyságát.

- Keménység növelése:

Az O-gyűrű keménységének növelése szintén növeli a megengedett nyomást az adott rés mellett. A keményebb O-gyűrűk jobban ellenállnak a deformációnak és a tömítési hibáknak. A tervezési irányelvek:

- Tömörítési korlátok: A kompresszió szintje meghatározza a tömítési teljesítményt. Az O-gyűrűk tervezésénél ajánlott a kompressziós arányt 5% és 30% között tartani, hogy elkerüljük az extrúziót.
- Tolerancia figyelembevétele: Az O-gyűrű és a horony toleranciáit is figyelembe kell venni, különösen kicsi O-gyűrűk esetén.
- Az O-gyűrűk telepítése során ügyelni kell arra, hogy a telepítési nyúlás ne lépje túl a 25-50% -ot.

Az O-gyűrű és a horony méreteit mutatja be az 1. táblázat, kompressziós arányának elemzése során kapott eredményeket pedig a 2. táblázat.

4. KRITÉRIUMOK SÚLYOZÁSÁNAK ÖSSZEHASONLÍTÁSA OBJEKTÍV MÓDSZEREKKEL

A MCDM alkalmazása hatékony eszköz a komplex paraméterterek kezelésére és optimalizálására a konstrukciós tervezésben. [9] Az MCDM módszerek esetében a kritériumok súlyainak meghatározása jelentős hatással van az alternatívák rangsorolására. [10] [11] [12] [13] Ebben a tanulmányban öt objektív súlyozási módszert hasonlítunk össze: Entropia, MEREC, LOPCOW, CRITIC és MEAN. [14] [15] Ezek

a módszerek mind objektív alapon számítják ki a kritériumok súlyait, minimalizálva a döntéshozók szubjektív ítéleteinek hatását.

- **Entropia módszer:** A kritériumok információtartalmát méri, és segít az automatikus súlyszámításban.
- **MEREC módszer:** A minimális tartomány módszer, amely a kritériumok hatását minimalizálja a rangsorolás megváltoztatásával.
- **LOPCOW módszer:** Figyelembe veszi a kritériumok közötti preferenciákat és ezek hatását az alternatívákra.
- **CRITIC módszer:** A kritériumok közötti korreláció és variancia alapján számítja ki a súlyokat, figyelembe véve a kritériumok diszkriminációs képességét.
- **MEAN módszer:** A kritériumok középértéként határozza meg a súlyokat, minimalizálva a súlyozási torzításokat.

Az elemzés során összehasonlítjuk az egyes módszerek által generált súlyokat, valamint az ezek által okozott eltéréseket a végső döntési eredményekben. A különböző súlyozási módszerek jelentős eltéréseket mutathatnak az alternatívák rangsorolásában, ami rávilágíthat a súlymeghatározás fontosságára. A kiválasztott anyagok jellemzői alapján az alábbi kritériumokat definiáljuk:

- Nyomószilárdság (MPa)
- Hőmérsékleti ellenállás (°C)
- Rugalmassági modulus (MPa)
- Szakítószilárdság (MPa)

A tömítőgyűrűk anyagainak tulajdonságait tartalmazza a 3. táblázat.

Az anyagválasztási feladatban az O-gyűrűk AS568 szabványának megfelelő méretű O-gyűrűk elemzését végezzük el.

Az elemzés során feltárjuk, hogy melyik MCDM módszer képes a legjobban kezelni, elemezni a tulajdonságokat és meghatározni a legmegfelelőbb anyagot az O-gyűrűk élettartamát és a feszültségváltozásokkal szembeni ellenállását helyezve a fókuszba.

A számítás az alábbi lépésekből áll:

1. Az adatok előkészítése: Először is összegyűjtjük a releváns adatokat (anyagok jellemzői és kritériumok).
2. A súlyozási módszerek alkalmazása: Az öt objektív súlyozási módszer alapján meghatározzuk a kritériumok súlyait (Entropia, MEREC, LOPCOW, CRITIC, MEAN).
3. Az MCDM módszerek alkalmazása: Az MCDM módszerek (MARA, RAM, PIV, VIKOR) segítségével rangsoroljuk az alternatívákat (VMQ, EPDM, FKM, FFKM).
4. Az eredmények összehasonlítása: Végül összehasonlítjuk a különböző súlyozási módszerekkel előállított és súlyozás nélküli rangsorokat.

5. MCDM MÓDSZEREK ELEMZÉSE ANYAGVÁLASZTÁSI PROBLÉMÁRA

A legalkalmasabb MCDM módszer meghatározásához, hogy a legjobb anyag kiválasztását megoldjuk az O-gyűrűk esetében, az anyagok mechanikai tulajdonságai szükségesek. Az elemzés négy MCDM módszert foglal magában:

- **MARA (Multi-Attribute Ranking Approach):** Ez a módszer az alternatívákhoz rendelt kritériumok területeit használja fel, amelyek egy átfogó értékelést nyújtanak.
- **RAM (Root Analysis Method):** A RAM módszer a döntési rendszer struktúráját elemzi, és a gyökértényezőik alapján rangsorolja az alternatívákat.
- **PIV (Proximity Index Value):** A PIV módszer előnye, hogy minimalizálja a rangsor megfordulásának jelenségét, amely különösen fontos lehet, amikor több kritérium alapján értékelünk.
- **VIKOR:** A kompromisszumos rangsorolást végzi el az alternatívák között.

Olyan kritériumoknak adtunk nagyobb súlyt, amelyek jobban kapcsolódnak a mechanikai feszültségekkel szembeni ellenálláshoz, mint a nyomószilárdság, rugalmassági modulus, és szakítószilárdság. Ezzel jobban tükrözhetjük az anyagok élettartamra és feszültségváltozásra vonatkozó teljesítményét.

Az egyes anyagok tulajdonságait ábrázolja az 1. ábra, lehetővé téve a különböző jellemzők összehasonlítását. A diagramon jól látható, hogy melyik anyag hogyan teljesít az adott tulajdonságokban.

- az **EPDM** és **FFKM** anyagok teljesítettek a legjobban az új prioritásos súlyozás során, különösen a **CRITIC** és **LOPCOW** módszerekben.
- a **VMQ** anyag a legalacsonyabb pontszámokat kapta, különösen a feszültség- és tartósságkritériumok miatt, amelyek jelentősebb súlyt kaptak ebben az elemzésben.

A kiszámolt súlyokat a következő lépésben integráltuk a különböző MCDM módszerekbe (**MARA**, **RAM**, **PIV**, **VIKOR**), hogy a különböző módszerek által generált rangsorokat össze tudjuk hasonlítani és elemezni, hogy meghatározzuk, melyik módszer nyújtja a legmegbízhatóbb eredményeket az O-gyűrűk anyagainak értékelésében.

Az adatok alapján a prioritásos súlyokat és a különböző tulajdonságokat elemeztük az alábbi lépések alapján:

1. **Súlyozási adatok normalizálása:** Először a megadott súlyokkal kell az egyes anyagokat értékelni. Ezek a súlyok segítenek a tulajdonságok összehasonlításában.
2. **MCDM módszerek alkalmazása:** A **VIKOR**, **MARA** és **PIV** módszerek segítségével rangsoroljuk az anyagokat, figyelembe véve a különböző objektív súlyokat:
 - **VIKOR módszer:** Az anyagok kompromisszumos rangsorolása.
 - **MARA módszer:** Többváltozós rangsor összehasonlítás és elemzés.
 - **PIV módszer:** Preferenciaindex alapján rangsoroljuk az anyagokat.
3. **Eredmények összehasonlítása:** Az egyes módszerek által generált rangsorokat összehasonlítjuk, hogy megvizsgáljuk, melyik módszer adja a legmegbízhatóbb eredményt az O-gyűrű anyagainak értékelésére.

Az összes prioritásos súlyozási eredményt és MCDM módszer (**VIKOR**, **MARA**, **RAM**, **PIV**) által generált adatokat mutatja be a 4. táblázat.

Az alábbi eredményeket kaptuk:

FFKM: Legjobb választás az összes módszer alapján.
EPDM: Második helyen áll, kedvező mechanikai tulajdonságokkal.

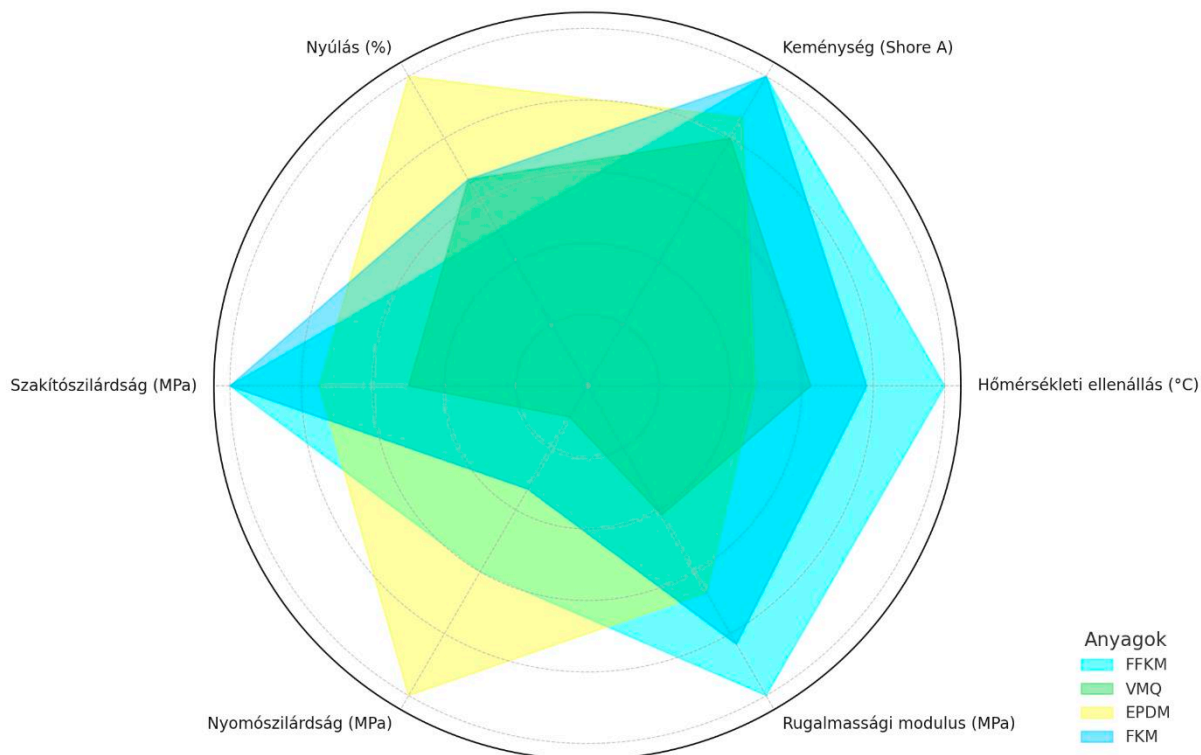
FKM: Harmadik helyen, erős, de nem a legjobb anyag.

VMQ: A legrosszabb teljesítmény az összes módszer szerint.

6. KÖVETKEZTETÉSEK

Az anyagok közötti különbségeket a mechanikai tulajdonságok, a nyomószilárdság, rugalmassági modulus, és szakítószilárdság alapján értékeltük. Ezek a kritériumok fontosak a feszültségváltozásokkal szembeni ellenállás meghatározásában. A legmegfelelőbb anyag az **FFKM**, ami a legjobb teljesítményt nyújtja a legtöbb súlyozási módszer és MCDM modell alapján. Ennek oka a kiváló mechanikai tulajdonságai, mint a magas hőmérsékleti ellenállás és szakítószilárdság, valamint a jó rugalmassági modulus.

Az **FKM** is jó teljesítményt mutat, különösen a **CRITIC** és **LOPCOW** súlyozási módszerek esetében, ahol a stresszel szembeni ellenállás kulcsfontosságú. Az **EPDM** is versenyképes, különösen a **CRITIC** módszerrel, ahol magas pontszámokat ér el. Azonban az **FFKM** kiemelkedik az összes vizsgált módszer alapján. Az objektív súlyozási módszerek közötti különbségek megértése segíthet a megfelelő módszer kiválasztásában, míg az MCDM módszerek részletes elemzése új perspektívát nyújt az anyagválasztási problémákra.



1 ábra: Az egyes anyagok összehasonlítása

1. táblázat: Az O-gyűrű és a horony méretei

Horony	Belső átmérő (mm)	Külső átmérő (mm)
Horony 1	14,1	14,93
Horony 2	13,9	15,16
Horony 3	13,9	19,16

2. táblázat: A kompressziós arány elemzése során kapott eredmények

O gyűrű zsinór átmérője	O-gyűrű kompressziója
1,8	23,5-31,5%
2,65	22-25,5%
3,55	20-22,5%

3. táblázat: A tömítőgyűrűk anyagainak tulajdonságai

Anyagtulajdonság	VMQ	EPDM	FKM	FFKM
Hőmérsékleti ellenállás (°C)	-60°C-200°C	-40°C-150°C	-20°C-250°C	-10°C-320°C
Keménység (Shore A)	40-80	40-90	60-90	60-90
Nyúlás (%)	200-700	300-600	150-300	100-200
Szakítószilárdság (MPa)	7-10	10-15	12-20	15-20
Nyomószilárdság (MPa)	7,5	75	25	45
Rugalmassági modulus (MPa)	250	400	500	600
Sűrűség (g/cm ³)	1,10-1,20	1,10-1,20	1,80-2,00	1,90-2,10
Vegyji ellenállás	Jó	Jó	Kiváló	Kiváló
Nyomásállóság	Max 10 bar	Max 15 bar	Max 30 bar	30 bar felett
Hőtágulási együttható (1/°C)	0,0001	0,00007	0,00008	0,00009

4. táblázat: Az MCDM módszer (VIKOR, MARA, RAM, PIV) eredményei

Anyag	VIKOR	MARA	PIV
VMQ	4	4	4
EPDM	2	2	2
FKM	3	3	3
FFKM	1	1	1

7. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Taherdoost, H. & Mitra M. (2023). Multi-Criteria Decision Making (MCDM) Methods and Concepts. Encyclopedia 3. 77-87. <https://doi.org/10.3390/encyclopedia3010006>
- [2] Štilić, A. & Adis P. (2023). Integrating Multi-Criteria Decision-Making Methods with Sustainable Engineering: A Comprehensive Review of Current Practices. Eng 4. 1536-1549. <https://doi.org/10.3390/eng4020088>
- [3] Wang, Z., Nabavi, S.R., Rangaiah, G.P. (2023). Selected Multi-criteria Decision-Making Methods and Their Applications to Product and System Design. In: Kulkarni, A.J. (eds) Optimization Methods for Product and System Design. Engineering Optimization: Methods and Applications. Springer, Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-99-1521-7_7
- [4] Albert, J. Analysing the effects of the structural design of the sealing construction with Finite Elements Method, in 8th Agria Conference on Innovative Vehicle Technologies and Automation Solutions - InnoVeTAS 2024. Hungary, Eger, 9 May, 2024.
- [5] Szabó, F. J. (2023). Optimization of key joints. Multidiszciplináris Tudományok: a Miskolci Egyetem közleménye 13. 153-162. <https://doi.org/10.35925/j.multi.2023.2.14>
- [6] Ficzer, P. & Borbás, L. & Török, Á., (2012). Műanyag közúti gépjárműelemek anyagmodelljének definiálása és validálása végelemes módszerrel. Jövő járműve: járműipari innováció. 16-19.
- [7] Ficzer, P. & Borbás, L. (2009). Gyors-prototípus készítő eljárással gyártott termékek anyagtulajdonságainak meghatározása végelemes analízis számára. GÉP 60. 36-39. <http://hdl.handle.net/10890/4100>
- [8] Ficzer, P. & Borbas, L. & Török, Á. (2014), Validation of Numerically Simulated Rapid-prototype Model by Photoelastic Coating. Acta Mechanica Slovaca. 18. 14-24. <https://doi.org/10.21496/ams.2014.002>
- [9] Albert, J. & Takács, Á., 2020. Application aspects of the VIKOR algorithm in material selection decisions. GÉP, 71(7-8), pp. 65-68.
- [10] Uyala, Shrinivas & Uyala, Shrimayee & Jannu, Sunny & Gadakh, Vijay. (2024). MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION OF MACHINING PARAMETERS FOR EDM OF MAGNESIUM ALLOY- ZE41 USING MARCOS ALGORITHM AND DIFFERENT WEIGHING METHODS: SD, CRITIC AND MEREC. International Journal of Modern Manufacturing Technologies. 16. 124-140. <https://doi.org/10.54684/ijmmt.2024.16.1.124>
- [11] Rong, Yuan & Yu, Liying & Liu, Yi & Simic, Vladimir & Garg, Harish. (2024). The FMEA model based on LOPCOW-ARAS methods with interval-valued Fermatean fuzzy information for risk assessment of R&D projects in industrial robot offline programming systems. Computational and Applied Mathematics. 43. 25. <https://doi.org/10.1007/s40314-023-02532-2>
- [12] Sellamuthu, Prabhukumar & Chohan, Jasgurpeet & Kalita, Kanak. (2023). MEREC-MABAC Based-Parametric Optimization of Chemical Vapour Deposition Process for Diamond-Like Carbon Coatings. 414-422. https://doi.org/10.1007/978-3-031-50158-6_41
- [13] Nguyen, Van-Canh & Vu, Dinh-Toan & Tran, Quoc-Hung & Kieu, Van & Nguyen, Trong. (2024). Optimizing EDM for titanium alloys: an in-depth comparison of five MCDM techniques. EUREKA: Physics and Engineering. 89-98. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2024.003283>
- [14] Cherrez, M., Martinez-Gomez, J., Nicolalde, J.F., Riofrio, A. (2021). Material Selection Based on Multicriteria Decision Methods for Brake Disc Manufacture. In: Botto-Tobar, M., Zambrano Vizuete, M., Diaz Cadena, A. (eds) Innovation & Research. CI3 2020. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 1277. Springer, Ch. https://doi.org/10.1007/978-3-030-60467-7_35
- [15] Kumari, A., Acherjee, B., Kumar, K. (2023). Gear Material Selection Using an Integrated PSI-MOORA Method. In: Kulkarni, A.J., Gandomi, A.H. (eds) Handbook of Formal Optimization. Springer, Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-19-8851-6_23-1

BEVONATOK TRIBOLÓGIAI TULAJDONSÁGAINAK VIZSGÁLATA

ANALYSIS OF TRIBOLOGICAL PARAMETERS OF COATINGS

Bányai Kristóf*, Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella**

ABSTRACT

In this research work, the authors compare the tribological parameters of Ni-P and Ni-B coatings. The friction coefficients and wear of Ni-P-I, Ni-P-II and Ni-B coatings are investigated using different methods and the test results are analysed using microhardness measurement, abrasion test and determination of the coefficient of friction as a function of time, determination of wear volume loss by measuring microscopy, scanning electron microscopy to determine the morphology and thickness of coating types and the chemical composition of wear marks, and calculation of the wear coefficient.

1. BEVEZETÉS

Az ipari termékek a szerelés, szállítás és a rendeltetésszerű használat során számos igénybevételnek vannak kitéve. A felhasznált szerkezeti anyagok nagy része azonban nem felel meg a felhasználás követelményeinek, ezért az ellenállóképesség növelése érdekében az ipari termékek alkatrészeit sok esetben felületnemesítési eljárásnak kell alávetni. A bevonatoknak számos típusa terjedt el a gyakorlatban, így: galvanikus fémbevonatok, nemfémes kémiai és elektrokémiai rétegek, fémszóró bevonatok, tűzi fémbevonatok, festékek, szinterelt műanyag bevonatok és tűzzománc bevonatok [1].

A felülettechnikai bevonatképző módszerek közül a kémiai redukciós eljárások révén egyenáramforrás alkalmazása nélkül lehet fém és fémmátrixú kompozit bevonatokat képezni. Kémiai redukciós úton le lehet választani nikkelt, rezet, aranyat, palládiumot, platinát és ezüstöt, melyek közül a kémiai nikkelezést alkalmazzák a leggyakrabban. A kémiai redukcióval történő fémleválasztásnál a fémbevonat előállításához szükséges elektronokat a leválasztani kívánt fémsó oldatában jelenlévő redukálószer adja. A redukálódott fém az oldatba merített munkadarab felületén tömör réteget képezve leválik.

A kémiai nikkellebevonat nemesebb, mint az acél és az alumínium. Pórusmentes bevonatot képezve védi a hordozót. Amorf jellege miatt a bevonat korrózióállósága kiváló, és számos környezetben jobb, mint a

tiszta nikkelle vagy krómötvözeteké. Az amorf ötvözetek jobb korrózióállósággal rendelkeznek, mint a megfelelő polikristályos anyagok. A magas P-tartalmú ötvözetek semleges vagy savas környezetben ellenállóbbak, mint az alacsonyabb foszfortartalmúak. Az alacsony foszfortartalmú (3-4%) ötvözetek ellenállóbbak az erős lúgos környezetben, mint a magas foszfortartalmúak. A Ni-B ötvözetből készült bevonatok kevésbé korrózióállóak, mint az Ni-P ötvözetek [2].

Jelen kutatómunka keretében a szerzők Ni-P és Ni-B bevonatok tribológiai tulajdonságait hasonlítják össze. Jelen fejezet keretében az Ni-P-I, Ni-P-II és Ni-B bevonatok súrlódási tényezőinek és kopásának különböző módszerek segítségével történő vizsgálata és a vizsgálati eredmények elemzése kerül bemutatásra az alábbiak szerint:

- mikrokeménység mérése,
- koptatóvizsgálat és a súrlódási tényező meghatározása az idő függvényében,
- kopási térfogatvesztés meghatározása mérőmikroszkópos vizsgálattal segítségével,
- pásztázó elektronmikroszkópos vizsgálat a bevonattípusok morfológiájának és vastagságának, valamint a kopásnyomok kémiai összetételének meghatározása céljából,
- kopási tényező számítása.

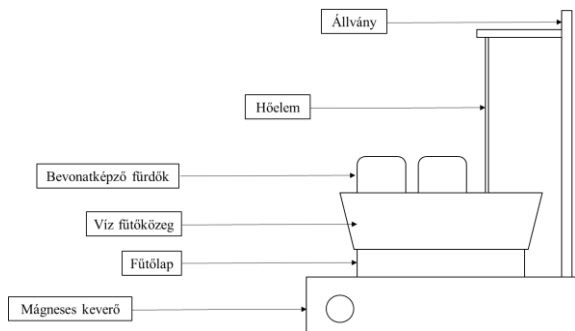
2. A VIZSGÁLT MINTADARABOK BEMUTATÁSA

A vizsgálatok során három különböző bevonatot hoztunk létre próbadarabokon a Miskolci Egyetem Fémtani, Képlékenyalakítási és Nanotechnológiai Intézetében. A méréshez használt minták hengeres próbadarabok voltak, melyek átmérője 24 mm, magassága 7,8 mm, anyaga ötvözetlen nemesíthető acél (C40), melynek összetétele az MSZ EN ISO 683-1:2020 szabvány [3] alapján a következő: C: 0,37-0,44 m/m%, Si: 0,1-0,4 m/m%, Mg: 0,5-0,8 m/m%, P: 0,045 m/m%, S: 0,045 m/m%, Cr: 0,4 m/m%, Mo: 0,1 m/m%, Ni: 0,4 m/m%, Cu: 0,3 m/m%. A próbadarabok méretei a koptatóvizsgálathoz használt Optimol SRV5 berendezéshez alkalmazott befogó adatai szerint választottuk meg. A bevonatok minőségét számos

* gépészmérnöki alapszakos hallgató, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet

** egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet

paraméter befolyásolja. Ezen paraméterek a következők: fürdő összetevők minősége és koncentrációja, fürdő hőmérséklete, fürdő pH értéke. A Ni-P bevonatok kialakítása savas fürdőkből, a Ni-B bevonat kialakítása pedig lúgos fürdőből történt. A bevonatkialakítást egy többlépésből álló felületkezelési eljárás előzte meg: ultrahangos tisztítás acetonban (2 perc), desztilláltvízes öblítés, lúgos zsirtalanítás (10 m/m%-os NaOH oldatban, 80°C, 10 perc), desztilláltvízes öblítés, savas aktiválás (tömény HCl oldatban, 30 mp), desztilláltvízes öblítés, híg PdCl₂ oldatos felületi érzékenyítés (30 mp). A bevonat létrehozásához használt berendezés vázlatát az 1. ábra szemlélteti.

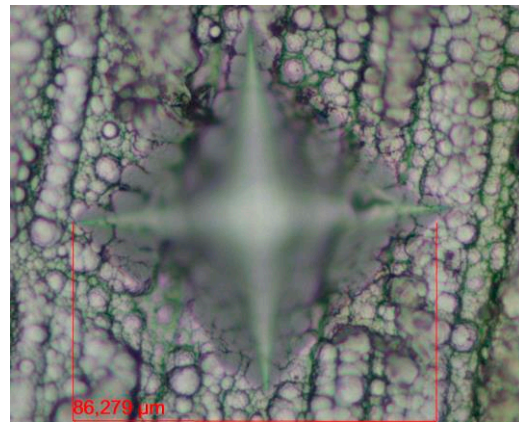


1. ábra Elektrolízis nélküli Ni-P és Ni-B bevonatok létrehozásához használt berendezés vázlatja

3. MIKROKEMÉNYSÉG MEGHATÁROZÁSA

A vizsgált bevonatok mikrokeménységének meghatározása Mitutoyo MVK-H1 keménységmérő műszerrel lett elvégezve a Miskolci Egyetem Anyagszerkeztani és Anyagtechnológiai Intézetének laboratóriumában. A mikrokeménység mérése során az alábbi mérési paramétereket alkalmaztuk az MSZ EN ISO 6507-1:2006 szabványnak megfelelően [4]: környezeti hőmérséklet 23°C, a terhelés kezdetétől a teljes terhelés eléréséig eltelt idő 6 s, a behatolótest közelítési sebessége 0,1 mm/s, a terhelőerő rajtatartási ideje 8 s. A mérés során 0,098 N terhelőerőt alkalmazva lett vizsgálva a próbadarabok bevont felületének mikrokeménysége (1. 2. ábra).

A mikrokeménység mérésének eredményeként megállapítható, hogy a legnagyobb keménységgel az Ni-P-I bevonat rendelkezik, melynek értéke 543 HV 0,01, míg a legkisebb keménysége az Ni-B bevonatnak van, melynek értéke 469 HV 0,01. Az Ni-P-II bevonat mikrokeménysége 499 HV 0,01.



2. ábra Az Ni-P próbadarab Vickers lenyomatának mikroszkópikus képe

4. KOPTATÓVIZSGÁLAT

A koptatóvizsgálatok Optimol SRV5 tribométer segítségével lettek elvégezve. A mérés első lépése az optimális mérési paraméterek meghatározása, melyet próbamérések segítségével lehet elvégezni. Az optimális mérési paraméterek kiválasztásához 8 próbamérés lett elvégezve, melyek során a terhelés és a frekvencia került meghatározásra, illetve az optimális ellendarab került kiválasztásra. Az optimális mérési paraméterek a következők: terhelőerő: 15 N, oszcilláló mérés amplitúdója: 5 mm, frekvencia: 10 Hz, mérés időtartama: 1800 s, ellendarab anyaga: cirkónium-dioxid ZrO₂, ellendarab geometriája: 10 mm átmérőjű Fritsch gyártmányú golyó. A koptatóvizsgálat környezetét a 3. ábra szemlélteti.

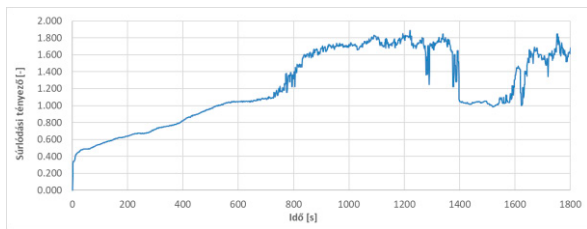


3. ábra Koptatóvizsgálat az Optimol SRV5 tribométerrel

A koptatóvizsgálat 10 próbadarabbal került elvégzésre. Három próbadarab Ni-P-I bevonattal (pH 6), három próbadarab Ni-P-II bevonattal (pH 4) és négy próbadarab Ni-B bevonattal lett ellátva. A mérés során minden próbadarabon két koptatóvizsgálatot végeztünk.

Hat koptatóvizsgálat esetében nem sikerült kiértékelhető kopásképet létrehozni a beállított mérési

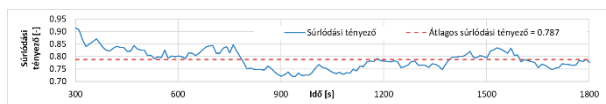
paraméterek segítségével, alapvetően a mérés megszakadása miatt, melynek oka az, hogy a mért súrlódási tényező elérte a berendezés által adott biztonsági értéket. Ezen sikertelen koptatóvizsgálatok idő-súrlódási tényező diagramjaira mutat példát a 4. ábra.



4. ábra Nem kiértékelt koptatóvizsgálatok idő-súrlódási tényező diagramja

A mérések sikertelenségének oka négy mérés esetében a mérés megszakadása, míg két mérés esetében a súrlódási tényező nagymértékű hirtelen változása okozott problémát. Ezen hirtelen történő súrlódási tényező változást feltételezhetően a próbadarab és az ellendarab közé bekerülő (majd onnan távozó) lekopott anyagdarabok okozták.

A sikeresen elvégzett koptatóvizsgálatok alapján megállapítható, hogy az Ni-P-I bevonat esetében az átlagos súrlódási tényező átlagértéke 1,0074, az Ni-P-II bevonat esetében 0,8408, míg az Ni-B bevonat esetében 0,896, azaz a legkisebb súrlódási tényezővel az Ni-P-II bevonat rendelkezik, míg a legnagyobb súrlódási tényező a koptatóvizsgálat során az Ni-P-I bevonat esetében adódott. Ezen súrlódási tényezők a sikeres koptatóvizsgálatok átlagaként kerültek meghatározásra. A sikeres koptatóvizsgálatok idő-súrlódási tényező függvényére mutat példát az 5. ábra.



5. ábra Példa sikeres koptatóvizsgálat idő-súrlódási tényező függvényére

5. KOPÁSI TÉRFOGATVESZTESÉG MEGHATÁROZÁSA

A kopási térfogatvesztesség meghatározását három módszer segítségével végeztük el:

- kopási térfogatvesztesség meghatározása mikroszkópos vizsgálattal Olympus DSX1000 digitális mérőmikroszkóppal végzett méréssel,
- kopási térfogatvesztesség számítása hengerpalást alakú kopásnyom geometriát feltételezve [5] szerint,
- kopási térfogatvesztesség számítása a DIN 51834-1 szabvány [6] szerint.

A kopási térfogatvesztesség Olympus DSX1000 digitális mérőmikroszkóp segítségével történő mérésének folyamata a következő:

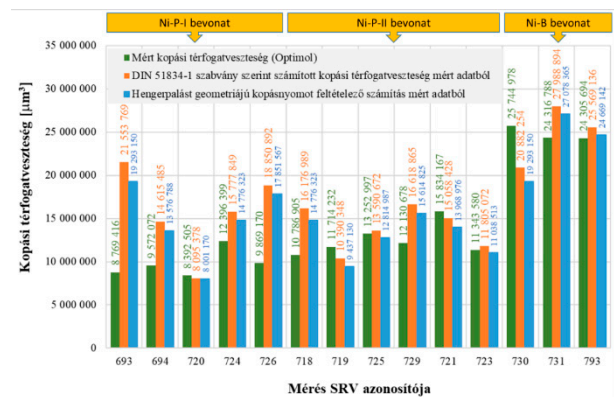
- mérőmikroszkóp beállítása a kopásnyom megfelelő ábrázolása érdekében,
- koptatás irányával párhuzamosan egy egyenes felvétele a kopásnyomban,
- kopási keresztmetszet meghatározása (6. ábra) a felvett egyenes mentén,
- kopási térfogatvesztesség meghatározása a kopási keresztmetszet alapján.



6. ábra Kopási keresztmetszet a koptatási irányval párhuzamosan felvett egyenes mentén

A mérési eredmények alapján megállapítható, hogy a legkisebb kopási térfogatvesztesség az Ni-P-I bevonat esetében keletkezett (átlagosan $9\,799\,912\ \mu\text{m}^3$), míg a legnagyobb kopási térfogatvesztesség az Ni-B bevonat esetében adódott (átlagosan $24\,789\,153\ \mu\text{m}^3$).

Ezt követően meghatároztuk a kopási térfogatvesztességet DIN 51834-1 szabvány szerint, valamint hengerpalást alakú kopásnyom geometriát feltételezve [5]. A mért adatok és számított kopási térfogatvesztesség összehasonlítását a 7. ábra mutatja be. A hengerpalást geometriájú kopásnyomot feltételező számítás esetében a számított érték a kapcsolódó mért érték 75-220%-a volt.



7. ábra Kopási térfogatvesztesség mért és számított értékeinek összehasonlítása

A mért és a hengerpalást geometriájú kopásnyomot feltételező számítás eredménye között nem határozható meg egyértelmű kapcsolat, hiszen 6 esetben a számított érték volt kisebb, míg 8 esetben a mért érték volt kisebb. A DIN 51834-1 szabvány alapján történő számítás esetében a számított érték a kapcsolódó mért érték 81-246%-a volt. A mért és a DIN 51834-1 szabvány alapján történő számítás eredménye között szintén nem határozható meg egyértelmű kapcsolat.

6. KOPÁSI TÉNYEZŐ SZÁMÍTÁSA

Meghatároztuk az egyes bevonattípusok esetében a kopási tényezőt az alábbiak szerint:

- Archard-féle kopási tényező [5],
- Liu-féle kopási térfogatvesztés számítása a próbadarab és az ellendarab érintkező felületének függvényében [7].

Az Archard-féle kopási tényező meghatározható a súrlódási munkára vonatkoztatott kopási térfogatvesztés és a keménység függvényében az alábbi módon [6,8]:

$$\kappa_A = \frac{3 \cdot W_{PD} \cdot HV}{F_N \cdot L}, \quad (1)$$

ahol κ_A az Archard-féle kopási tényező, L a koptatóvizsgálat során az ellendarab által megtett koptatási út, F_N a normál irányú terhelőerő, HV a Vickers keménység és W_{PD} a próbadarab kopási térfogatvesztése.

A Liu-féle kopási tényező más megközelítést alkalmaz a számítás során, ugyanis figyelembe veszi a próbadarab és az ellendarab érintkező felületét [7]:

$$\kappa_L = w \cdot HV \cdot \frac{1}{F_N \cdot 2 \cdot f \cdot t} \cdot h, \quad (2)$$

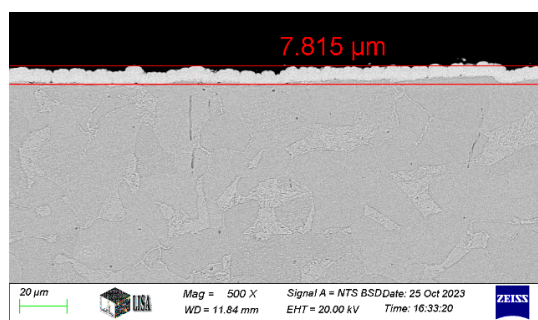
ahol w a kopásnyom szélessége, h a kopásnyom mélysége, f az ellendarab mozgásának frekvenciája és t a mérés időtartama.

Az Archard- és Liu-féle kopási tényezők számítása alapján megállapítható, hogy a két kopási tényező közel azonos eredményre vezetett, hiszen a legnagyobb kopási tényezővel mindkét számítási módszer alapján az Ni-B bevonatok rendelkeznek. Minden bevonat esetében az Archard-féle kopási tényező nagyobb volt, mint a Liu-féle kopási tényező.

7. BEVONATOK VASTAGSÁGÁNAK MÉRÉSE

A bevonatok ZEISS EVO MA10 pásztázó elektronmikroszkópos vizsgálata során meghatároztuk a három vizsgált bevonat esetében az egyes bevonattípusok morfológiája, az egyes bevonattípusok vastagsága és a kopásnyomok kémiai összetétele. Jelen cikk keretében a kopásnyomok mélységének vizsgálati eredményei kerülnek bemutatásra.

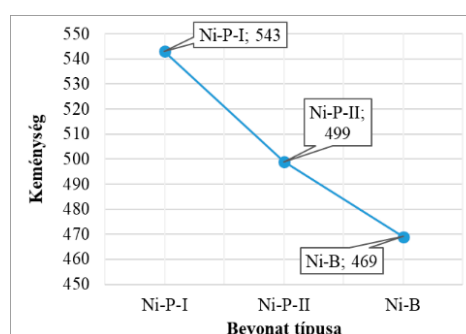
A vizsgált bevonatok esetében a keresztmetszetek pásztázó elektronmikroszkópos vizsgálatával mérhető a bevonatok vastagsága, melyre példát a 8. ábra szemléltet. Az Ni-P-I bevonat esetében az átlagos bevonatvastagság $7 \mu\text{m}$, a Ni-P-II bevonatok átlagos vastagsága $6 \mu\text{m}$, az Ni-B bevonatok átlagos vastagsága $8 \mu\text{m}$.



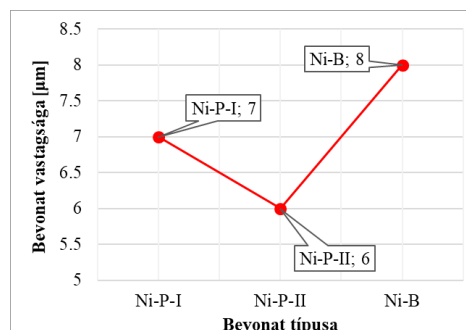
8. ábra Ni-B bevonat vastagságának mérése

8. MÉRÉSI EREDMÉNYEK

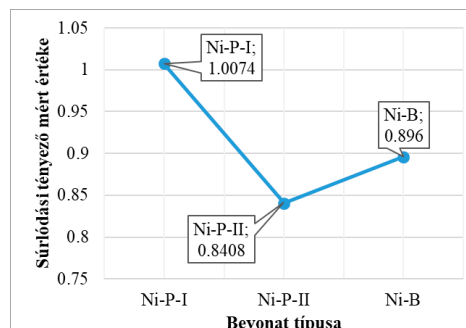
A kutatómunka során három különböző bevonat tribológiai tulajdonságait határoztuk meg, ezen tribológiai tulajdonságokat szemléltetik a 9-19. ábrák.



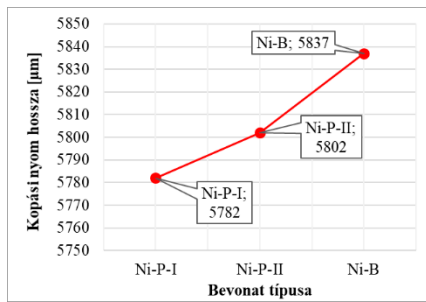
9. ábra Keménység



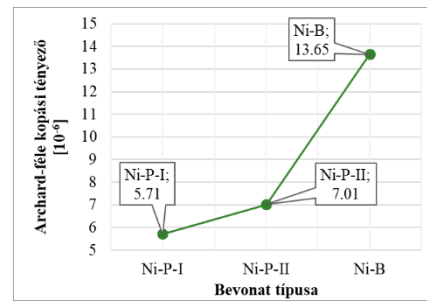
10. ábra Bevonat vastagsága



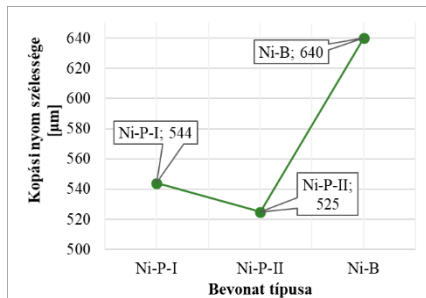
11. ábra Súrlódási tényező mért értéke



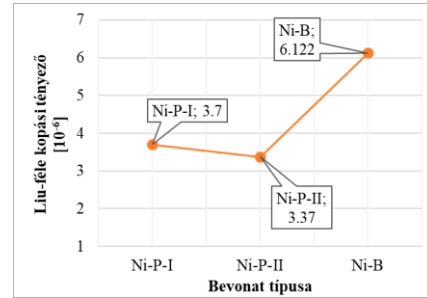
12. ábra Kopási nyom hossza



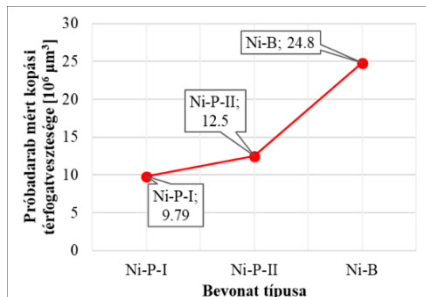
17. ábra Archard-féle kopási tényező



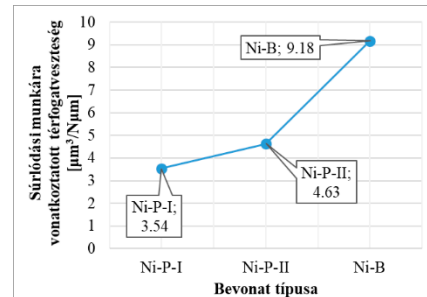
13. ábra Kopási nyom szélessége



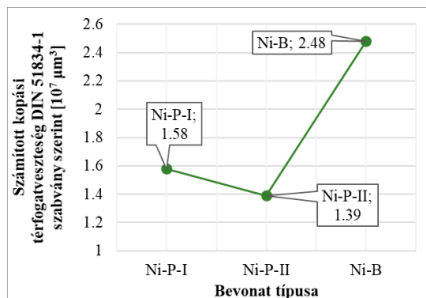
18. ábra Liu-féle kopási tényező



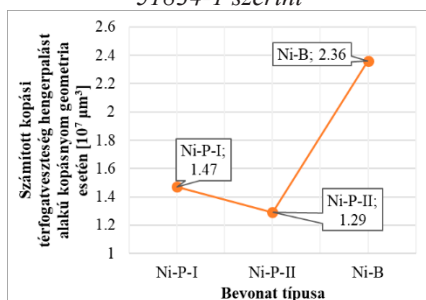
14. ábra Próbadarab mért kopási térfogatvesztése



19. ábra Súrlódási munkára vonatkoztatott térfogatvesztés



15. ábra Számított kopási térfogatvesztés a DIN 51834-1 szerint



16. ábra Számított kopási térfogatvesztés hengerpálcák alakú kopásnyom geometria esetén

9. BEVONAT ELŐÁLLÍTÁSI PARAMÉTEREK OPTIMALIZÁLÁSA TAGUCHI MÓDSZERREL

A fentiekben bemutatott kutatási eredmények egyik továbbfejlesztési lehetősége lehet a Taguchi módszer alkalmazása annak érdekében, hogy meghatározhatók legyenek azon paraméterek, melyek révén a legjobb tribológiai paraméterekkel rendelkező bevonat állítható elő. A Taguchi módszernek a szakirodalomban vannak olyan alkalmazásai, melyek célja az optimális mérési paraméterek meghatározása. Így például Alam és társai a Taguchi módszer alkalmazásával optimalizálják alumínium mátrix nanokompozitok tribológiai vizsgálatainak mérési paramétereit [9]. Véleményünk szerint az Alan és társai által bemutatott módszer egy triviális eredményhez vezetett, hiszen a Taguchi módszer révén az került megállapításra, hogy akkor várható a koptatóvizsgálat során a legkisebb kopási tömegvesztés, ha a legkisebb terhelőerővel, a legrövidebb hosszon, a legrövidebb ideig végzünk koptatóvizsgálatot.

A Taguchi módszer véleményünk szerint jól alkalmazható a bevonatelőállítási paraméterek optimalizálására, hiszen nincs szükség nagyszámú különböző tulajdonságú bevonat előállítására, hanem a bevonat minőségét befolyásoló paraméterek számának és szintjének függvényében kisszámú bevonatváltozat előállítása és tribológiai vizsgálata révén meghatározható a legjobb tribológiai paraméterekkel rendelkező bevonat. Például Ni-P bevonatok előállításakor a fürdő minősége jelentős hatással van a keletkezett bevonatra. Ezen fürdő számos olyan paraméterrel rendelkezik (NiSO₄ tartalom, NaH₂PO₂ tartalom, CH₃COONa tartalom, tiokarbamid tartalom, pH, hőmérséklet és leválasztási idő), mely hatással van a bevonat minőségére. Amennyiben a fürdő ezen 7 paraméterét csak 2-2 különböző értékkel vizsgáljuk, akkor 128 különböző fürdő készíthető, azaz 128 különböző bevonat állítható elő. Ehelyett felhasználva Taguchi módszerét, kiválasztható az adott paraméterszámhoz és szinthez tartozó ortogonális táblázat, mely jelen esetben az L8 ortogonális táblázat. Az L8 ortogonális táblázat alapján előállítható azon 8 különböző paraméterű bevonat 8 különböző fürdőben, melyek tribológiai vizsgálata után egy jel-zaj analízis segítségével meghatározhatók a legjobb tribológiai paraméterekkel rendelkező bevonat előállításához szükséges fürdő paraméterei. A jövőben kutatásainkat ezen irányban kívánjuk folytatni.

10. ÖSSZEFOGLALÁS

Jelen kutatómunka keretében a szerzők Ni-P és Ni-B bevonatok tribológiai tulajdonságait hasonlították össze mikrokeménység mérés, koptatóvizsgálat, súrlódási tényező és kopási térfogatvesztés meghatározás, pásztázó elektronmikroszkópos vizsgálat és kopási tényező számítás segítségével. Megállapították, hogy a legjobb tribológiai tulajdonságokkal az Ni-P-I bevonat rendelkezik, hiszen a legnagyobb mért átlagos Vickers mikrokeménység mellett a legkisebb mért térfogatvesztéssel és súrlódási munkára vonatkoztatott térfogatvesztéssel rendelkezik. A jövőben a szerzők a Taguchi módszer segítségével kívánják meghatározni a legjobb tribológiai paraméterekkel rendelkező bevonat előállítása során alkalmazott fürdő paramétereit.

11. SUMMARY

In the present research work, the authors compared the tribological parameters of Ni-P and Ni-B coatings using microhardness measurements, abrasion testing, coefficient of friction and wear volume loss determination, scanning electron microscopy and wear factor calculations. It was found that the Ni-P-I coating provided the best tribological parameters, as it has the highest measured average Vickers microhardness, the lowest measured wear volume loss and the lowest

measured friction work volume loss. In the future, the authors intend to use the Taguchi method to determine the bath parameters used in the production of a coating with the best tribological parameters.

12. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

„A KULTURÁLIS ÉS INNOVÁCIÓS MINISZTERIUM EGYETEMI KUTATÓI ÖSZTÖNDÍJ PROGRAMJÁNAK A NEMZETI KUTATÁSI, FEJLESZTÉSI ÉS INNOVÁCIÓS ALAPBÓL FINANSZÍROZOTT SZAKMAI TÁMOGATÁSÁVAL KÉSZÜLT.”



13. IRODALOM

- [1] ORGOVÁN L.: *Felületvédelmi kézikönyv*. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1989.
- [2] SUDAGAR J., LIAN J., SHA W.: Electroless nickel, alloy, composite and nano coatings – A critical review. *Journal of Alloys and Compounds*, Vol. 571, (2013), pp. 183–204, <https://doi.org/10.1016/j.jallcom.2013.03.107>
- [3] MSZ EN ISO 683-1:2020. Hőkezelhető acélok, ötvözött acélok és automata acélok - 1. rész: Ötvözetlen acélok edzésre és megeresztésre.
- [4] MSZ EN ISO 6507-1:2006: Fémek. Vickers-keménységmérés. 1. rész: Mérési eljárás.
- [5] BALOGH T.: Érintkező felületek száraz súrlódásakor lejátszódó folyamatok numerikus és kísérleti vizsgálata. Doktori értekezés, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, 2017
- [6] DIN 51834-1: Testing of lubricants. Tribological test in the translatory oscillation apparatus – Part 3: Determination tribological behaviour of materials in cooperation with lubricants. 2008.
- [7] LIU T., YU J., WANG H., YU Y., LI H., ZHOU B.: Modified method for determination of wear coefficient of reciprocating sliding wear and experimental comparative study. *Journal of Marine Science and Engineering*, Vol. 10, (2022), 1014, <https://doi.org/10.3390/jmse10081014>
- [8] RAVIKIRAN A. Wear Quantification. *Journal of Tribology*. Vol. 122, No. 1, (2000), pp. 650–656, <https://doi.org/10.1115/1.555416>
- [9] ALAM T., ARIF S., ANSARI A.H., ALAM N.: Optimization of wear behaviour using Taguchi and ANN of fabricated aluminium matrix nanocomposites by two-step stir casting. *Materials Research Express*, Vol. 6, No. 6, (2019), <https://doi.org/10.1088/2053-1591/ab0871>

HANGOLHATÓ ASZTAL OPTIMÁLIS HANGOLÁSÁNAK KÍSÉRLETI ELLENŐRZÉSE ÉS KOMPATIBILIS MUNKADARAB TERVEZÉSE

EXPERIMENTAL VALIDATION OF THE TUNEABLE CLAMPING TABLE OPTIMAL TUNING AND DESIGN OF A COMPATIBLE WORKPIECE

Bártfai András^{*,**}, Dombóvári Zoltán^{*,**}

ABSTRACT

The tuneable clamping table was designed to attenuate chatter vibrations in the finishing operations of thin walled machining. This is achieved by the tuning of the frequency and damping parameters of the table's dominant mode. The frequency is actively tuned by a rotary spring, while the damping can be changed passively, using eddy current modules. This study aims to develop a compatible dummy workpiece for the table and experimentally validate the corresponding optimal tuning parameters both for general harmonic forcing and in the case of a milling operation.

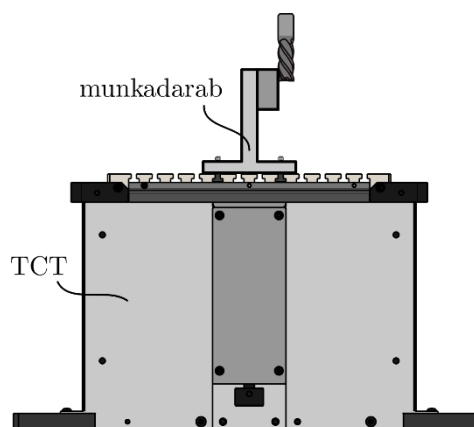
1. BEVEZETÉS

A hangolható asztal (tuneable clamping table, TCT) koncepcióját a vékony falú alkatrészek símitó megmunkálásai esetén fellépő „chatter” rezgések csillapítására fejlesztették ki [1, 2]. Ez az öngerjesztett rezgés adja általában az elérhető folyamat paraméterek korlátját [3]. Kialakulása a forgácsoló erő forgácsvastagságra kifejtett hatása miatt jelentkezik. Ez az úgynevezett regeneratív hatás az egy periódussal korábban hátrahagyott hullámos felület révén gerjesztett nemkívánatos rezgések miatt alakul ki, ami elégtelen felületi minőséget, szerszám élettartam csökkenést vagy akár a szerszám eltörését is eredményezheti.

A hangolható asztal koncepciója esetén az asztal domináns transzverzális módusának sajátfrekvenciáját és csillapítását aktív, illetve passzív módon lehet állítani. Az aktív sajátfrekvencia szabályozás egy forgatható rugó segítségével van megvalósítva, aminek szöge a ráadott feszültség függvényében változik. A passzív csillapítási paraméter pedig örvényáramú modulok segítségével érhető el, aminek pozícióját állítva változtatható a csillapítás.

A hangolható asztal optimális hangolása mind általános harmonikus gerjesztés esetén, mind a marásból származó gerjesztő erő esetére számítható [1, 2]. Jelen tanulmány célja az elméletileg meghatározott optimális

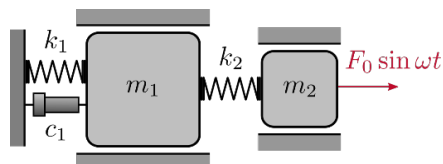
paraméterek validálása egy az asztalhoz tervezett munkadarab segítségével. Ez az összeállítás látható az 1. ábrán.



1. ábra: hangolható asztal stilizált ábrája marási megmunkálás közben.

2. MATEMATIKAI MODELL

A hangolható asztal és munkadarab matematikai modellje egy kétszabadságfokú rendszerként írható le, ahol m_1 és m_2 az asztal és munkadarab domináns módusainak modális tömegei. A k_1 és c_1 paraméterek szemléltetik magának az asztalnak a merevségét és csillapítását, míg k_2 jelöli a munkadarab merevségét. Ebben az esetben a munkadarab anyagának belső csillapítását elhanyagoltuk ($c_2 = 0$).



2. ábra: a hangolható asztalból és munkadarabból álló két szabadságfokú rendszer matematikai modellje.

Gerjesztő erőt csak a munkadarabon, azaz az m_2 tömegre feltételezve, a mozgásegyenlet az alábbi alakban írható fel

* Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki kar, Műszaki Mechanikai Tanszék, 1111 Budapest, Műegyetem rkp. 3.

** MTA-BME Lendület Szerszámgéprezgések kutatócsoport, 1111 Budapest, Műegyetem rkp. 3.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{F}(t), \quad (1)$$

ahol \mathbf{M} , \mathbf{C} és \mathbf{K} a tömeg, csillapítási és merevségi mátrixok, illetve $\mathbf{F}(t)$ a gerjesztési erő. Az adott kétszabadságfokú rendszer esetén

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}, \mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix}$$

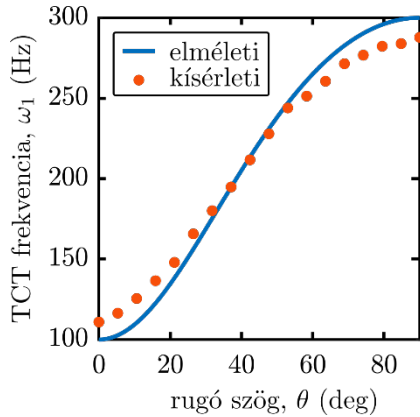
$$\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix}, \mathbf{F}(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ F_2(t) \end{bmatrix}. \quad (2)$$

3. HANGOLHATÓ ASZTAL FREKVENCIA TARTOMÁNYÁNAK MÉRÉSE

A hangolható asztal domináns módjának sajátfrekvenciája egy forgatható rugó segítségével állítható, aminek merevsége a domináns irányban a szöghelyzettől függ. Ekkor a merevség az alábbi képlettel írható fel

$$k_1^{-1} = k_f^{-1} + (k_{s,1} \cos^2 \theta + k_{s,2} \sin^2 \theta)^{-1}, \quad (3)$$

ahol θ a rugó szöghelyzetét írja le, k_f az asztal mozgó alkatrészének merevsége, míg $k_{s,1}$ és $k_{s,2}$ a forgó rugó merevségei a rugó két fő irányában. A 2. ábra mutatja a hangolható asztal elméleti és mért frekvencia tartományát.



3. ábra: hangolható asztal elméleti és mért megvalósítható frekvencia tartománya.

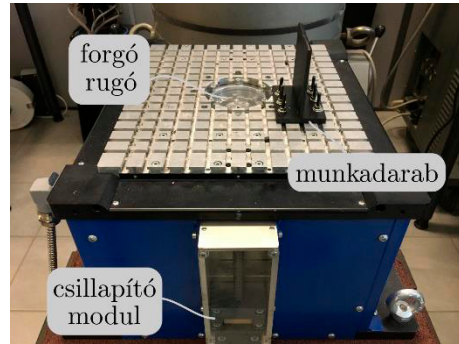
A tervezett munkadarab domináns módusának frekvenciája a hangolható asztal által megvalósítható frekvencia tartományba kell esnie, hogy az optimális hangolás megvalósítható legyen. Ehhez a hangolható asztal frekvencia tartományát ütési kísérletekkel validáltuk. A mérési eredményeket a 2. ábra szemlélteti, ahol a rugó szöghelyzetének függvényében az elméleti és mért asztal módus frekvenciák láthatóak. A mért eredmények jó összhangban vannak az elméletileg tervezett tulajdonságokkal, azonban kisebb, körülbelül 10 Hz-es eltérés tapasztalható mind a minimum, mind a maximum értékekben, ami gyártási és összeszerelési hibákkal magyarázható.

4. MUNKADARAB TERVEZÉSE

A tervezett T alakú munkadarab gyártása 3D nyomtatási technológiával készült, amihez a felhasznált anyag PLA. A CAD szoftverrel tervezett vékonyfalú munkadarab első hajlító módusát csillapítjuk a hangolható asztal segítségével. A hangoláshoz tervezett módus 200 Hz, amit a nemideális kényszerek miatt a végeelem számításához 10 százalékkal felülbecsülünk. Így az első hajlító módusra kapott VEM eredmény $f_{b1} = 223.09$ Hz.

5. OPTIMÁLIS HANGOLÁS KÍSÉRLETI VALIDÁCIÓJA

Ebben a fejezetben a hangolható asztal és munkadarab összeállítás optimális hangolását validáltuk kísérleti úton. Ehhez a mérési összeállítás a 3. ábrán látható.



4. ábra: mérési összeállítás a hangolható asztallal és polimer munkadarabbal.

Általános harmonikus gerjesztésre az optimális hangolási paraméterek [1] felírhatóak az alábbi alakban

$$f_0 = \sqrt{\frac{1}{1 - \mu}}, \quad \xi_{1,0} = \sqrt{\frac{3\mu}{4(\mu - 2)(\mu - 1)}}, \quad (4)$$

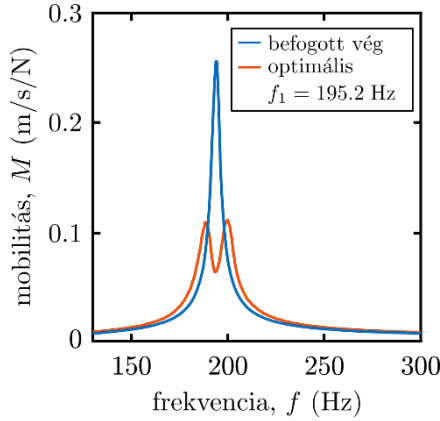
ahol $f_0 = \omega_2/\omega_1$ a munkadarab és hangolható asztal sajátfrekvenciái, $\xi_1 = c_1/(2m_1\omega_1)$ az asztal csillapítási tényezője, míg $\mu = m_2/m_1$ a két test modális tömegeinek aránya. Az asztal translációs módusának, illetve a polimer munkadarab első hajlító módusának tömegei $m_1 = 6.5$ kg, $m_2 = 2.0786 \times 10^{-2}$ kg. Ezáltal a tömegarány $\mu = 3.1978 \times 10^{-3}$. Ezt az értéket visszahelyettesítve (4)-be, az alábbi optimális hangolási paraméterek adódnak

$$f_0 = 1.0016, \quad \xi_{1,0} = 3.47 \%. \quad (5)$$

A munkadarab első hajlító módusának tényleges frekvenciáját ugyancsak ütési kísérlettel mértük, aminek az eredménye $f_2 = 193.4$ Hz. Ezt visszahelyettesítve (4)-be kiadódik az asztalon beállítandó optimális frekvencia $f_1 = 193.09$ Hz.

Az optimális hangolás kísérleti validációját a 5. ábra szemlélteti. Habár a mért optimális frekvencia kis mértékben eltér az elméletileg számolt értéktől, a csillapított frekvencia válaszfüggvényen jelentős

csillapítás figyelhető meg a mereven befogott munkadarab esetével összehasonlítva.



5. ábra: Optimális paraméterek validációja a mérési összeállításon.

5. OPTIMÁLIS HANGOLÁS MARÁS ESETÉN

A korábbi fejezetben bemutatott optimális hangolás az átviteli függvény csúcsainak minimalizálására szolgált. Ezzel ellentétben a marási megmunkálás esetén más optimalizációs eljárás szükséges a lehető legnagyobb forgásmélység eléréséhez. Ebben a fejezetben ezeket a hangolási paramétereket vizsgáljuk elméleti úton

5.1. Marás matematikai modellje

A marási folyamat esetén az asztalból és munkadarabból álló szerkezetet a forgácsoló erő gerjeszti. Ekkor az (1) és (2) által leírt mozgásegyenletben az $F_2(t)$ írja le a forgácsoló erőt, ami szétbontható a periodikus stacionárius részre, amitől kialakul a stacionárius megoldás $\mathbf{x}_s(t)$, illetve a dinamikus részre, ami a regeneratív hatásokkal írható le. A $\mathbf{p}(t) = \mathbf{x}(t) - \mathbf{x}_s(t)$ perturbációt bevezetve, a perturbált mozgásegyenlet

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{p}}(t) + \mathbf{C} \dot{\mathbf{p}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{p}(t) = \Delta \mathbf{F}(t, \mathbf{p}_2(t), \mathbf{p}_2(t - \tau)), \quad (8)$$

ahol a munkadarabra ható regeneratív forgácsolási erő

$$\Delta F_2(t) = -\frac{a K_{ct}}{\sin \kappa} B(t)(p_2(t) - p_2(t - \tau)). \quad (9)$$

Itt az a paraméter a forgásmélység, K_{ct} a tangenciális forgácsolási paraméter, κ a főélelhelyezési szög és $B(t)$ az iránytényező, ami a rezgést a forgácsvastagságra és a maróerőt a modális irányokra projektálja. A regeneratív hatás időkéssége $\tau = 2\pi/(\Omega Z)$, konstans marófeji szögsebessége Ω és fogszám Z mellett.

5.2. Stabilitás nulladrendű approximációja

A marási eljárás aszimptotikus stabilitása vizsgálható az úgynevezett nulladrendű approximációval [5] (Zero-order approximation). Ekkor először a direkcionális tényezőt szükséges Fourier sorba fejteni

$$B(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} B_k e^{i k \omega_z t} := \frac{Z}{2\pi} \sum_{k=-\infty}^{\infty} \beta_k e^{i k \omega_z t}, \quad (10)$$

ahol $\omega_z = 2\pi/T_Z$ a fogelhaladási frekvencia és

$$\beta_k = \int_{\varphi_{en}}^{\varphi_{ex}} b(\varphi) e^{i k Z \varphi} d\varphi, \quad (11)$$

illetve φ_{en} és φ_{ex} a fogak belépési és kilépési szöge. Ha a direkcionális tényezőt közelítjük az időbeli átlagával, azaz a Fourier sornak csak a nulladrendű tagját vesszük, akkor

$$B(t) \approx B_0 := \frac{Z}{2\pi} \beta_0, \quad (12a)$$

$$\beta_0 = \frac{1}{4} \left[\cos 2\varphi + \frac{K_{cr}}{K_{ct}} (2\varphi + \sin 2\varphi) \right]_{\varphi_{en}}^{\varphi_{ex}} \quad (12b)$$

és K_{cr} a radiális radiális forgácsolási paraméter. Ezt a közelítést visszahelyettesítve, a karakterisztikus egyenlet kritikus gyökátmeneti görbéit meghatározó fogásmélységre és főorsó szögsebességre az alábbi parametrikus függvényeket kapjuk az ω_c kritikus berezgési frekvencia függvényében.

$$a(\omega_c) = -\frac{\pi \sin \kappa}{Z K_{ct} \beta_0 \operatorname{Re}(H_{22}(\omega_c))}, \quad (13a)$$

$$\Omega_j(\omega_c) = \frac{2\pi}{Z((2j+3)\pi + 2\psi_{22}(\omega_c))}. \quad (13b)$$

5.3. Optimális hangolás

Ahogy (16) egyenlet mutatja, a maximális stabil fogásmélység eléréséhez a munkadarab végpontjának receptancia függvényének reális részét szükséges minimalizálni. A receptancia függvény az alábbi alakot veszi fel

$$\mathbf{H}(\omega) = (-\omega^2 \mathbf{M} + i\omega \mathbf{C} + \mathbf{K})^{-1}, \quad (14)$$

ahol a fogásmélységben szereplő tag

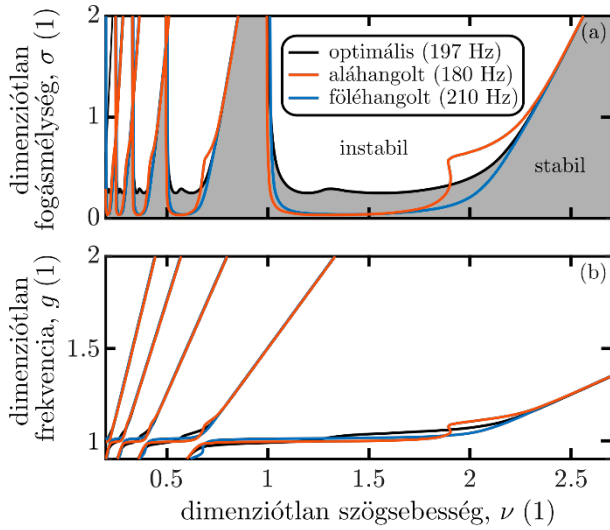
$$H_{22}(\omega) = \frac{k_1 + k_2 + c_1 i \omega - m_1 \omega^2}{(k_2 - m_2 \omega^2)(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2) - k_2^2 + c_1(k_2 - m_2 \omega^2) i \omega}. \quad (15)$$

A minimalizálási folyamatot elvégezve [2] az alábbi optimális asztal frekvencia és csillapítás adódik

$$f_{0,\pm} = \sqrt{1 - \mu \pm \frac{\sqrt{2\mu}}{2}}, \quad (16a)$$

$$\zeta_{1,0\pm} = \sqrt{\frac{3\mu}{8}} \sqrt{\frac{\sqrt{2} \pm \sqrt{\mu}}{\sqrt{2} \pm (3 - 2\mu)\sqrt{\mu}}}, \quad (16b)$$

ahol $\mu = m_1/m_2$. A dimenziótlan frekvencia és dimenziótlan receptancia függvény bevezetésével



6. ábra: (a) kritikus dimenziótlan fogásmélység és (b) dimenziótlan frekvencia optimális, illetve alá- és fölhangolt esetekben.

$$g := \frac{\omega}{\omega_2}, \quad h_{22}(g) := k_2 H_{22}(g) \quad (17)$$

a stabilitást leíró dimenziótlan fogásmélységet és dimenziótlan szögsebességet az alábbi alakban definiáljuk

$$\sigma(g) := \frac{ZK_{ct}\beta_0}{k_2} a(\omega_2 g) = -\frac{\pi}{\text{Re } h_{22}(g)}, \quad (18a)$$

$$v_j(g) := \frac{Z}{\omega_2} \Omega_j(\omega_2 g). \quad (18b)$$

A hangolási eredményeket a 6. ábra szemlélteti. Látható, hogy a kissé alá- és fölhangolt esethez képest az optimális hangoláskor a stabilitási lobe görbék minimuma (kritikus forgásmélység) jóval nagyobb értékeket vesz fel. Ezen felül a vizsgált paraméter tartományon a stabil zóna területe is nagyobb, mint a másik két esetben. Tehát a marási megmunkálás jelentősen stabilabb a két másik esethez képest.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

A hangolható asztal optimális hangolásának kísérleti validációja volt ennek a tanulmánynak a célja. Ehhez szükséges volt egy az asztallal kompatibilis munkadarab tervezése. A 3D nyomtatott, polimer munkadarab modális paramétereinek mérését ütési tesztekkel végeztük el. Ez az első hajlító módus sajátfrekvenciájára kisebb értéket adott a tervezettnél, ami várható a tökéletlen peremfeltételek miatt.

Az asztal optimális frekvenciáját és csillapítási tényezőjét általános harmonikus gerjesztésre meghatároztuk, amit validációs mérésekkel is meghatároztunk. A hangolási kísérlet sikerességét mutatja, hogy a receptancia függvény csúcsait jelentős mértékben lehetséges csökkenteni a sima befogott esethez képest, a megfelelő hangolás megvalósításakor.

Végül az optimális hangolási paramétereket meghatároztuk marási megmunkálás esetére is, amihez a munkadarab végpontjában érvényes direkt receptancia függvény minimalizálása szükséges. Az így kapott stabilitási diagramot összehasonlítottuk kissé alá- és fölhangolt esetekkel is, amely esetekben mind a stabil tartomány nagyságában, mind a kritikus forgásmélységben jelentős csökkenést tapasztaltunk.

7. SUMMARY

The experimental validation of the optimal tuning of the tuneable clamping table was the aim of this study. A compatible polymer workpiece was designed and the modal parameters verified with impact tests. This showed a slight decrease in the natural frequency of the first bending mode, which was expected due to imperfect boundary conditions.

The optimal frequency and damping parameters for a general harmonic forcing were calculated and the verifying measurements showed good correspondence with the theoretically obtained parameters and the peaks of the receptance function was greatly reduced compared to the fixed-end case.

Lastly, the optimal tuning parameters were obtained for a milling process, where the direct receptance function at the endpoint of the workpiece has to be minimized. The corresponding stability diagram was compared to slightly under- and overtuned cases, where both the stable region and critical depth of cut decreased significantly.

8. IRODALOM

- [1] MUNOA J., SANZ-CALLE M., DOMBOVARI Z., IGLESIAS A., PENA-BARRIO J., STEPAN G.: Tuneable clamping table for chatter avoidance in thin-walled part milling, *CIRP Annals*, Vol. 69, No. 1, (2020), pp. 313-316, <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2020.04.081>
- [2] SANZ-CALLE M., DOMBOVARI Z., MUNOA J., IGLESIAS A., LÓPEZ DE CALLE L.N.: Self-Tuning Algorithm for Tuneable Clamping Table for Chatter Suppression in Blade Recontouring, *Applied Sciences*, Vol. 11, No. 6, (2021), pp. 1-20, <https://doi.org/10.3390/app11062569>
- [3] MUNOA J., BEUDAERT X., DOMBOVARI Z., ALTINTAS Y., BUDAK E., BRECHER C., STEPAN G.: Chatter suppression techniques in metal cutting, *CIRP Annals*, Vol. 65, No. 2, (2016), pp. 785-808, <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2016.06.004>
- [4] DEN HARTOG J.P.: *Mechanical Vibrations*, Dover Publications Inc. 1985, ISBN 978-0486647852
- [5] ALTINTAS Y.: *Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design*, Cambridge University Press 2012, ISBN 978-1107001480, <https://doi.org/10.1017/CBO9780511843723>

ÉPÜLETMODELL VIZSGÁLATA SZÉLCSATORNÁBAN

BUILDING MODEL TEST IN WIND TUNNEL

Máté Berecz^{*}, Péter Bencs^{**}

ABSTRACT

The primary objective of the research is to test a building model in a wind tunnel. Given the potential for technological development, different building models will be tested using simulation, but real measurements are also required. The priority is to be able to provide architects with adequate baseline data and to verify the environmental impact of different buildings. This paper presents the construction of a building model for the study, the measurement setup in an experimental wind tunnel and the evaluation of the results. The paper presents the evaluation of the results and the experiments carried out on the basis of different test cases. The results in turn provide an opportunity for further improvement and adaptation of the building for a more cost-effective operation.

1. INTRODUCTION

As early as the 18th century, experiments were being carried out to model wind-driven currents, the main tool being the so-called vortex arm. Until the 19th century, this method was used to obtain aerodynamic information, but its application continued to reveal flaws and shortcomings. In the case of high turbulence, the measurement results did not reflect reality and something better was needed. This was the advent of wind tunnel modelling. The first wind tunnel was built by the English engineer Francis Herbert Wenham in 1871. Osborne Reynolds was the first to demonstrate at the University of Manchester that measurements on small samples could be extrapolated to large installations. The foundations of the current measurement technique were developed in Göttingen, Germany, in the 1930s. This, and experiments carried out at the same time, were performed in low turbulence and without boundary layers. Later, in order to be able to model atmospheric turbulence properly, it led to the design of so-called Atmospheric Boundary Layer Wind Tunnels. The first of these was recorded in the 1950s. In these wind tunnels, already relatively long working spaces have been developed. Since the 1960s, wind load experiments have been carried out in these facilities or installations. Wind tunnels built during this period are still in use today. The development of computer technology has also brought progress in this field, because it has made it possible to handle large amounts of data. Modern wind tunnel studies for wind loads on buildings use the method of static analysis for measurement to determine the design loads.

Thanks to the wind tunnel, the model placed in the flowing air needs to be tested for various physical properties, which can be determined by measurement. These can be velocity components of the flowing air, absolute and relative pressure, temperature, forces, gas concentration, etc.

In today's practice, the testing of buildings in wind tunnels is also of great importance, because, using the results of these tests, the cost of the building can be significantly reduced and the various loads on the building can be calculated, thus preventing possible disasters [1-7].

An important pillar of testing is to ensure that the right external conditions are in place during the tests to ensure that the results are correct. Wind speeds are zero immediately along the ground, increasing intensively at first and then moderately as it moves upwards. Records of instrumental measurements show that the wind speed and direction are not constant in most cases, but constantly changing. Forests, contiguous building complexes and other obstructions can severely slow down the flow of air. Therefore, in the lower layers in front of obstacles, the velocity is strongly reduced. This reduction in velocity is noticeable at a considerable distance in front of the obstacle. Above the barrier, the velocity increases rapidly. Behind the barrier it is also small and only regains its original magnitude at a considerable distance from the barrier.

So, it is not only the wind that affects the buildings, but of course the buildings also affect the wind. Behind the building, the flow direction behind the building is called a trail with a steadily increasing cross-sectional area, where the flow velocity is lower than in front of the building, the turbulence is higher and detachment bubbles are generated in this area, which are responsible for the back-flow.

Turbulent flow is a range of flow where the physical characteristics of the flowing medium (e.g. pressure, velocity) change rapidly in a chaotic manner. Its opposite is laminar flow.

The impact on buildings is manifested by overpressure on the windward side and pressure drop on the leeward side, and boundary layer separation on the windward side and roof edges. If this boundary layer separation has a significant effect on the flow, we speak of a blunt body. The majority of buildings behave as a blunt body. A body can be either blunt or streamlined, which can be influenced by the direction of blowing. In streamlined bodies,

^{*}BSc. student, University of Miskolc, Department of Fluid and Heat Engineering

^{**}associate professor, University of Miskolc, Department of Fluid and Heat Engineering

email: [**peter.bencs@uni-miskolc.hu](mailto:peter.bencs@uni-miskolc.hu)

there is very little or no perceptible boundary layer separation, or in a perfectly streamlined body, no boundary layer separation at all. At the building face, the wind is braked and its kinetic energy is converted into pressure energy. The windward side pressure drop can be interpreted as a positive pressure and the windward side pressure drop as a negative pressure relative to the absolute pressure [7].

2. BUILDING MODEL

In general, the model describes the operation of some structure. It does not have to be reduced or even enlarged, nor does it have to be a faithful copy of the original.

A model can be made of several different materials. This can be wood, cardboard, plexiglass, plastic or paper. So, our first task is to make a model of the building we have chosen, which is the University of Miskolc's Uni sports hall (Figure 1.). After choosing the building, we had to decide what material to use and what scale to use for the building model.

The model material: wood, plywood, scale of the model: $\lambda_g = L_{WT}/L_{FS} = 0.01$, where the index WT is the model size and FS is the original size of the building. When building a model to scale, the choice of scale should take into account that the strength of the wind on a model is greatly influenced by the size of the model itself. The ratio of the surface of a plane perpendicular to the air flow in the measurement space to the surface of the same plane of your model should not be greater than a certain ratio. This effect is referred to simply as the "blockage effect" [2].

To avoid this error, the following ratio should be observed: $A_m/A_{mi} \leq 0.1$, where: A_m : surface of the model perpendicular to the flow; A_{mi} : surface of the measuring field perpendicular to the flow. In our case, the value of this quotient is, roughly: $0.0625/(1.2 \times 0.8) = 0.065 < 0.1$, so the size of the model will not have a negative influence on the test.

In order to make the mock-up accurately, we needed a blueprint of the building, which was provided to us, so we could start working with the exact dimensions.



Figure 1. University sports hall [own picture].

The finished model is shown in the figure below (Figure 2.). Its total height is 15.3 cm and its base is a regular 24-angles with a radius of 49.33 cm. The side walls of the building are perpendicular to the ground up to a height of 3.7 cm, and then continue at a 70° angle of inclination up to a height of 12.5 cm. The roof of the building is not completely horizontal either, as seen from the side walls it first has a gently sloping design which continues in a horizontal section, then in the middle of the roof of the building rises a cylinder 13.5 cm in diameter, 4.8 cm high, the engine house, which gives a total height of 15.3 cm. On the side of the building, at each of its 24 angles, there is a column connected to the side walls of the building with a 70° inclination, and 10 lamellas are placed between the columns. The only major difference

between the model and the original building is the thickness of the slats, because they are so thin in real life that scaling them down to 1:100 would have been impractical.

There is a small hill near the building under study, as well as the tall building E/7, which affects the wind flow when the wind direction is such that it blows from it, but we will not be able to include this in the wind tunnel study because the measuring space is not large enough for it, and so we would have to scale down the building, which would make the model very difficult to build. For these particular tall buildings, like the E/7 building We mentioned, the effect on the flow depends on the height. If the distance between the two buildings is five times the height of the building in the path of the wind, or less, then the building is in the wind shadow. If the distance

between the two buildings and the height of the building is twelve times or less, then the windward side of the second building may be subject to both positive and negative pressures. If the distance between the buildings is greater than this, there is no effect on the flow around the second building [7].

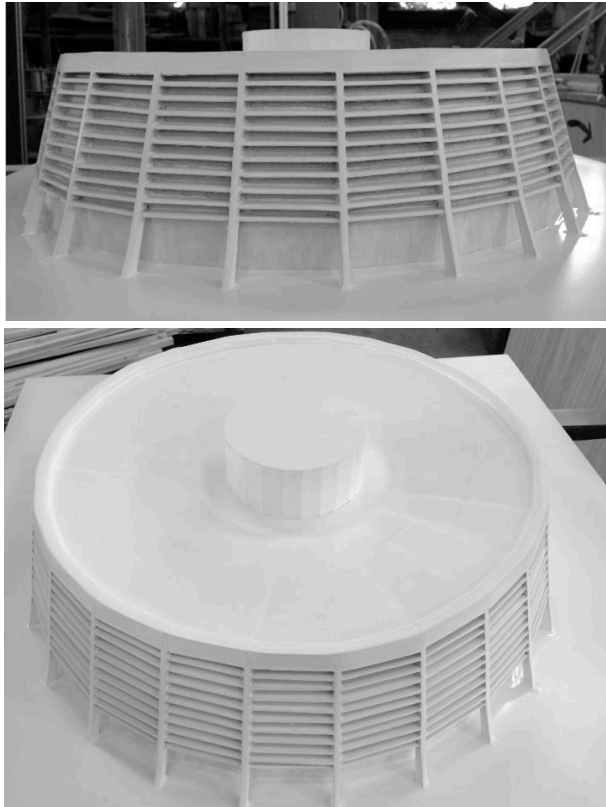


Figure 2. The completed building model [own pictures]

A wind tunnel test is often performed twice, once when the various surface constraints are taken into account, and often performed afterwards without the surface constraints, without any obstructions, just placing the building under test in the wind tunnel itself.

Basic conditions for the applicability of wind tunnel models:

- Identity of main dimensionless constants between model and reality, such as Jensen, Reynolds, Strouhal number,
- undistorted geometry,
- similar surface boundary conditions,
- similar flow theory approach,
- assessment and consideration of the building's boundary environment.

The models may be tested for:

- the air forces acting on the body in the flow (buoyancy, drag or momentum of the air forces),
- pressure distribution around the body in the flow,
- study of the boundary layer behaviour,

- the shape of the flow lines,
- study of air flow induced vibration and noise,
- heat transfer in a flowing body.

3. MEASUREMENT TASK

To carry out the necessary tests on the model I have built, I will need a wind tunnel to provide us with steady-state flow. A wind tunnel, as the name suggests, is a closed channel in which air at a given velocity is produced by a fan or other artificial propulsion system. The main part of the wind tunnel is the working section, where a scale replica of the real building is exposed to the airflow we set [1-7].

The biggest advantage of a return-flow wind tunnel is its economy, as the fan does not have to accelerate the still air, but only make up for losses. It is constructed from the same components as the two types of ducts described earlier. Furthermore, since the flow field is closed, the measurement is not affected by the external environment and the operation of the wind tunnel does not affect the environment. However, one major disadvantage of its enclosure is the need for baffles, as the air has to be deflected by 90° to four points in the turning chambers.

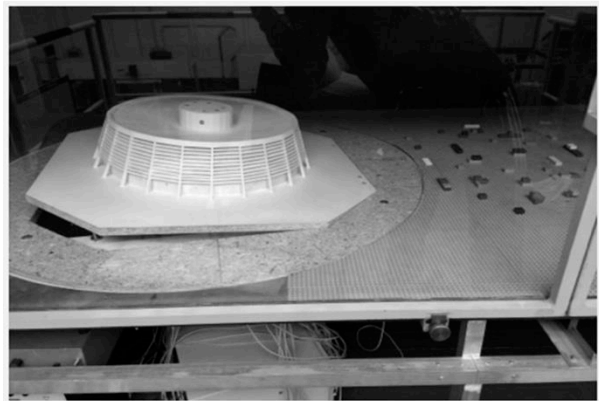


Figure 3. Experimental wind tunnel [own pictures]

Figure 3 shows the wind tunnel used for the tests, which is shown as a Göttingen type closed wind tunnel. The axial fan is located in the lower part of the wind tunnel, which can produce a maximum wind speed of 72 km/h in the measurement section located in the upper part of the wind tunnel.

A 90 cm diameter circular section of the wind tunnel can be used to accommodate the measuring field without

modifying the wind tunnel. It is also circular in order to easily rotate the test body when testing it at different wind directions, but since the model I made is cylindrically symmetric, this will not be necessary in my case, instead, we will take the measurement with a different wind angle. When tilting the building model, care should be taken that the tilt is not too large, as this would affect the flow in the wind tunnel in such a way that it could affect the measurement, thinking of the "blockage effect" discussed earlier, which could be too large in the case of a possible larger angle tilt (maximum 10°).

4. RESULTS

Pressure measurements were taken in two cases, one perpendicular to the building and the other at an angle of 10° to the parallel flow. Furthermore, the measurement was carried out at a wind speed of 20 km/h in both cases (examined on the basis of meteorological data for the area - Hungarian Meteorological Service Nonprofit Ltd.).

To perform the measurement, we designed the measurement on the available 64 channel pressure measurement system - Single Scanivalve System (SSS-64C) MK4 - 64 channel pressure measurement system (max. 3.45 bar, measurement accuracy 0.1%). We measured uniformly on 3 levels on the building model, level 1 (2 cm), level 2 (6.5 cm), level 3 (9 cm) was measured in relation to the theoretical ground surface. This allowed us to measure all 3 levels simultaneously with the 64-channel pressure measurement system. At each pressure measurement point, measurements were taken for 10-12 seconds, during which time roughly 300-350 measurements were obtained and averaged and entered into the data system. The measurement results were then plotted in polar coordinate system in the figures below (Figure 4). Each side is assigned a direction angle, and the distance from a marked point on the plane represents the pressure value, in our case.

The pressure distribution plots clearly show the effect of wind direction and the lower pressure values at points closer to the ground. These data allow to design different modifications of the building.

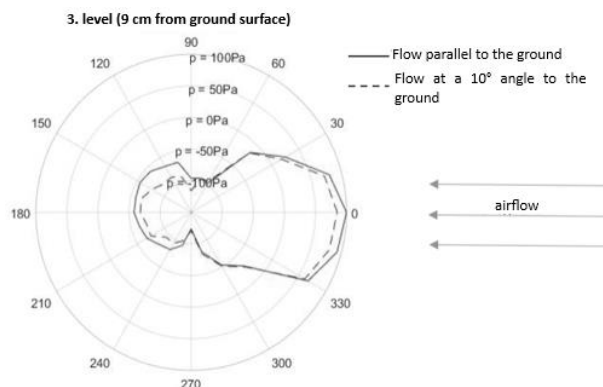
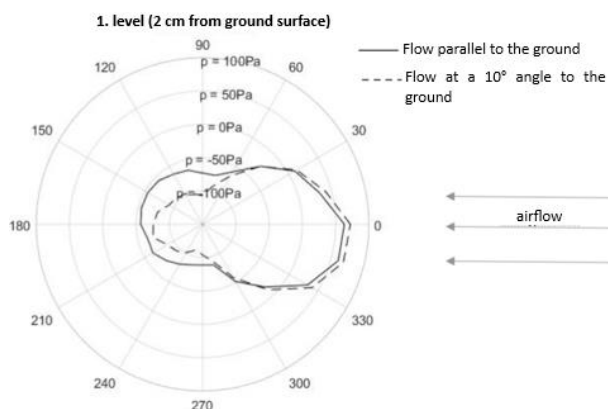


Figure 4. Pressure distributions.

5. SUMMARY

The pressures on the walls of the building model have been measured in different cases, and the results show that the angle at which the wind hits the building affects the measured values, if not significantly, but that this should be taken into account in any structural analysis of the building, which will cover wind loads. Finally, the measured values were plotted using the MATLAB® program, using a polar coordinate system, in order to make the measurement results more transparent and to illustrate the difference between the two cases with transparent plots. Based on the results, it can be said that the investigated building has sufficient stability (typically due to the building design) even considering the typical wind loads.

6. REFERENCES

- [1] MIKEL, R. (ed.). Wind Tunnels: Models, Aerodynamics and Applications. Clanrye International, 2015. ISBN 978-1632405234
- [2] IRWIN P., DENOON R., SCOTT D. *Wind tunnel testing of high-rise buildings*. Routledge, 2013. ISBN 9781315879529, <https://doi.org/10.4324/9781315879529>
- [3] BOGGS, D.; LEPAGE, A. Wind tunnel methods. Special Publication, 2006, 240: 125-142. <https://doi.org/10.14359/18294>
- [4] DUTHINH, D.; SIMIU, E. The use of wind tunnel measurements in building design. *Wind tunnels and experimental fluid dynamics research*, 2011, 282-300. <https://doi.org/10.5772/18670>
- [5] GEURTS, C. P. W. The use of Wind tunnel experiments for wind loads on structures. *TNO Built Environment and Geosciences, Delft*, The Netherlands, 2005. <https://doi.org/10.5772/18670>
- [6] Both B.: *Légsebesség profil és légmenyiség mérése légcsonnában*; Budapest, 2012, tantárgysegédlet
- [7] Gyulai L.: *Légtechnikai rendszerek modellezése és üzemének optimalása*; Miskolc-Egyetemváros, 2009, PhD. disszertáció

GÉPÉPÍTŐ ALUMÍNIUM PROFIL LEHAJLÁS VIZSGÁLATA

BENDING TEST OF ALUMINIUM PROFIL FOR MECHANICAL ENGINEERING

Besenyei István*, Dr. Bihari Zoltán**

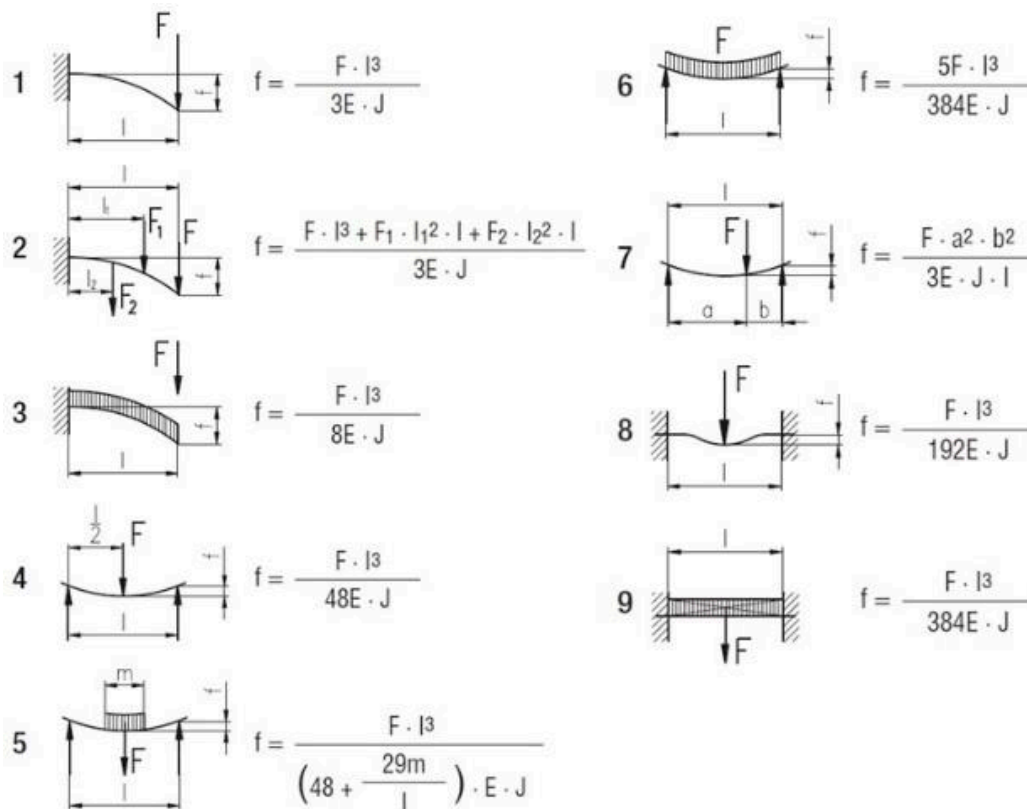
ABSZTRAKT

The load capacities of the elements of a frame structure are usually well reflected by the deflection values of the elements. The deflection values may vary depending on the direction of load applied to the machine element and the type of gripping method chosen. In this sense, the aluminium profiles used in machine building can be considered as similar frame elements, whose deflection values can be determined by conventional calculation or by using a finite element program.

1. BEVEZETÉS

Az alumínium profil gyártók (Bosch, Item, MayTec, Isel, Lipro, stb.) a katalógusaikban több adattal is szolgálnak a saját profiljaikat illetően: anyagminőség, geometriai méretek, szilárdsági jellemzők és terhelhetőségre vonatkozó mérőszámok.

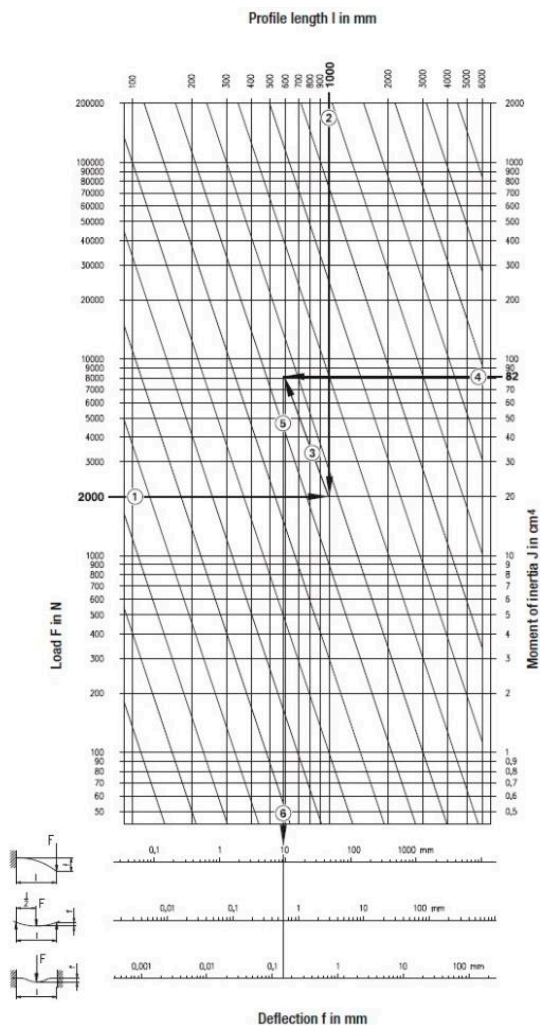
A különböző falvastagságú és különböző keresztmetszetű alumíniumprofilok különböző feszültségű deformációkkal reagálnak a terhelésre.



1. ábra. Terhelési esetek alumínium profilok esetén [1]

* PhD hallgató, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet

** egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet



2. ábra. Referencia diagram lehajlás meghatározásához alumínium profilok esetében [1]

Vannak olyan profilgyártók (pl.: MayTec), amelyeknek a profilkatalógusaik tartalmaznak egy gyors ellenőrző diagramot, amit az alumínium profilok által elért deformáció nagyságának leírására használják külső erők hatására, különböző rögzítési módszerek mellett (2. ábra).

Az így kapott deformáció numerikus referenciaként használható az alumíniumprofil-keret fizikai tulajdonságainak meghatározásához.

Ezen diagramok használhatósága és pontos leolvashatósága vitatható a viszonylag egyszerű összefüggések által adott eredményekhez viszonyítva.

1. táblázat Bosch gépépítő profil anyaga és anyagjellemzői [2]

Anyagjelölés:	AlMgSi 0.5 F25
Anyagszám:	3.3206.7
Szakítószilárdság:	$R_m=250 \text{ N/mm}^2$
Egyezményes folyáshatár:	$R_{p0,2}=200 \text{ N/mm}^2$
Rugalmassági modulus:	$E = 70000 \text{ N/mm}^2$
Felületi keménysége:	300 HV

2. LEHAJLÁSOK MEGHATÁROZÁSA SZÁMÍTÁSSAL

Az 1. ábra szerinti megfogási módok közül az alábbi esetek a leggyakrabban alkalmazottak:

1. Egyik végén befalazott rúdmodell legnagyobb deformációja:

$$f_1 = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I \cdot 10^4} [\text{mm}] \quad (1)$$

4. Mindkét végén alátámasztott rúdmodell legnagyobb deformációja:

$$f_4 = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I \cdot 10^4} [\text{mm}] \quad (2)$$

8. Mindkét végén rögzített befalazott rúdmodell legnagyobb deformációja:

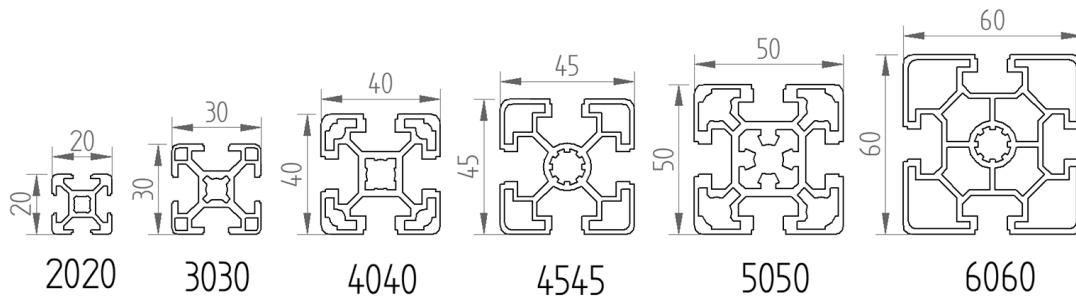
$$f_8 = \frac{F \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot I \cdot 10^4} [\text{mm}] \quad (3)$$

A profilok lehajlása az előbb felsorolt képletek segítségével könnyedén meghatározható mindhárom megfogási esetben.

Ebben a cikkben arra keressük a választ, hogy a gépépítő alumínium profilok végeelem vizsgálata mennyire jól tükrözi a katalógusokban szereplő adatokat vagy a képletek által nyert lehajlásokat.

A vizsgálatot $L=500$ [mm] hosszúságú négyzet keresztmetszetű Bosch profilokon végeztük el (3. ábra).

Ha ismert a terhelőerő (F), a profil hossza (L), másodrendű nyomatéka (I) és az alumínium rugalmassági modulusa (E), akkor mindhárom esetben meghatározható a profil lehajlása.



3. ábra. Négyzet keresztmetszetű Bosch profilok [2]

3. LEHAJLÁSOK MEGHATÁROZÁSA VÉGESELEM VIZSGÁLATTAL

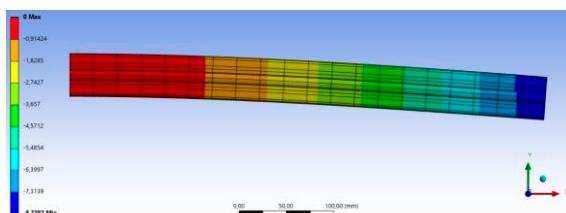
A különböző négyzet keresztmetszetű Bosch profilok lehajlásai az Ansys végelem modellező program segítségével határozhatók meg. Anyagmegadás (1. táblázat) és a profil hálózása után a peremfeltételek definiálása, vagyis a terhelőerő megadása és a rögzített felületek kiválasztása

következik. Ezek után már csak ki kell választani, hogy a deformáció értékét melyik síkban akarjuk kijeleztetni a szoftverrel.

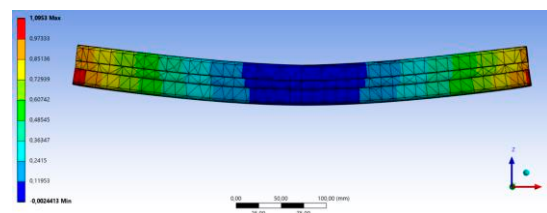
Az alábbi táblázatban láthatóak a vizsgált négyzet keresztmetszetű Bosch profilok deformációs értékei olyan terhelőerők mellett, amelyek a folyáshatárral megegyező feszültséget eredményeznek a profilokban.

2. táblázat Négyzet keresztmetszetű Bosch profilok lehajlásai [2]

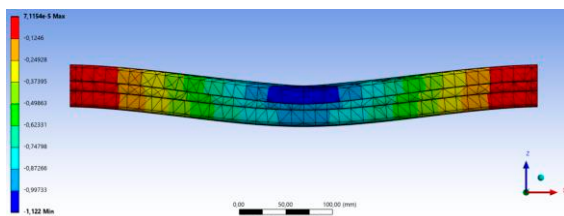
Keresztmetszetek		2020	3030	4040	4545	5050	6060
Másodrendű nyomaték	I [cm ⁴]	0,67	2,75	9	11	21,2	32,41
Egyik végén befalazott rúdmodell	F_1 [N]	275	740	1190	1430	3260	4050
	f_1 számított [mm]	24,431	16,017	7,870	7,738	9,153	7,438
	f_1 VEM [mm]	24,203	16,251	8,078	8,035	9,369	7,712
Mindkét végén alátámasztott rúdmodell	F_4 [N]	1010	1980	3790	2450	3920	4080
	f_4 számított [mm]	5,608	2,679	1,567	0,829	0,688	0,468
	f_4 VEM [mm]	5,713	2,921	1,813	0,969	0,814	0,509
Mindkét végén rögzített befalazott rúdmodell	F_8 [N]	1830	5480	9890	8200	15200	12850
	f_8 számított [mm]	2,540	1,853	1,022	0,693	0,667	0,369
	f_8 VEM [mm]	2,675	2,159	1,358	0,952	0,933	0,551



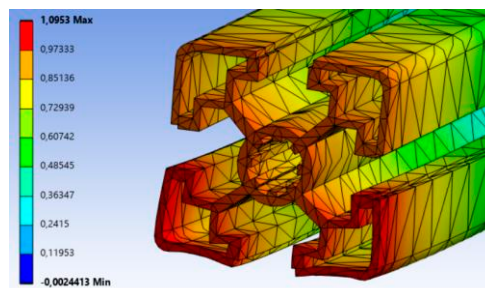
4. ábra. Bosch 4545 profil egyik végén befalazott rúdmodellje



5. ábra. Bosch 4545 profil mindkét végén alátámasztott rúdmodellje



6. ábra. Bosch 4545 profil mindkét végén befalazott rúdmodellje



7. ábra. Helyi deformáció megjelenése az alátámasztási helyeken

4. ELTÉRÉSEK

A végeelem program által kapott eredményeket összehasonlítottuk a számítással kapott eredményekkel. Az alábbi táblázat az Ansys által generált eredmények eltérését mutatja a katalógusban szereplő képletekkel előállított lehajlási eredményekhez képest százalékos formában.

3. táblázat A VEM és a képletek közötti eltérések táblázata

Keresztmetszet	Mefogási módok		
	f ₁	f ₄	f ₈
2020	-0,9 %	+1,9 %	+5,3 %
3030	+1,5 %	+9 %	+16,5 %
4040	+2,6 %	+15,7 %	+32,9 %
4545	+3,8 %	+16,9 %	+37,4 %
5050	+2,4 %	+18,3 %	+39,9 %
6060	+3,7 %	+8,8 %	+49,3 %

Látható, hogy jelentős eltérések vannak a számított és végeelem által kapott lehajlások között.

A vizsgált alumínium gépépítő profilok nem tömör, hanem félig üreges alkatrészek. A teljes keresztmetszet mentén különböző falvastagságok találhatók. A profil terhelésekor az alátámasztás helyén a vékony falvastagság miatt az adott rész hamarabb deformálódik, mint maga a teljes profil. Ezért nem lehet teljes mértékben a katalógusokban szereplő képletek által meghatározott eredményeket visszacapni.

Ahogy azt a 7. ábra is mutatja, a terhelés az alátámasztási pontokon megoszlik, azonban ezeken a helyeken lesz a lehajlásnak vagy elmozdulásnak a legnagyobb értéke, nem pedig a profil középvonalánál.

5. ÖSSZEZÉS

A kutatás jelenlegi fázisában próbáljuk a végeelemes modellt finomítani, hogy a mechanikából ismert összefüggéseknek megfelelő hasonló eredményeket kapjunk.

A későbbiekben valós próbatesteken is szükséges lesz vizsgálatokat végezni, hogy a számított és szimulált eredményeket validálhassuk.

Csak ezt követően szabad más gyártók által forgalmazott profilokat összehasonlítani egymással.

6. SUMMARY

In the current phase of the research, we are trying to refine the finite element model to obtain similar results to the known mechanics.

In the future it will be necessary to perform tests on real specimens to validate the calculated and simulated results.

Only then should comparisons between profiles from other manufacturers be made.

7. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Szeretném megköszönni a FATH Kft. és a Trinox Kft támogatását, akik nélkül ez a cikk nem jöhetett volna létre.

A KULTURÁLIS ÉS INNOVÁCIÓS MINISZTERIUM EGYETEMI KUTATÓI ÖSZTÖNDÍJ PROGRAMJÁNAK A NEMZETI KUTATÁSI, FEJLESZTÉSI ÉS INNOVÁCIÓS ALAPBÓL FINANSZÍROZOTT SZAKMAI TÁMOGATÁSÁVAL KÉSZÜLT.



8. FORRÁSOK

- [1] MayTec: The Profile System, English 1/2018
- [2] Rexroth Bosch Group: Aluminium Structural Framing System, Version 6.0

ANYA CSAK EGY VAN? - AHÁNY HÁZ, ANNYI LECSÓ

ONLY ONE KIND OF NUT? – NOT (NUT) EVERYONE’S CUP OF TEA

Dr. Bihari Zoltán*, Besenyei István*

ABSTRACT

When we hear the word "nut", most people think of the fastener used in aluminium profiled machine construction. Why would this machine element be worth devoting a separate article to? Many people think that it is enough to simply buy the necessary quantity and install it in the right place. Unfortunately, the reality of life is much more complicated, as the following study demonstrates.

1. BEVEZETÉS

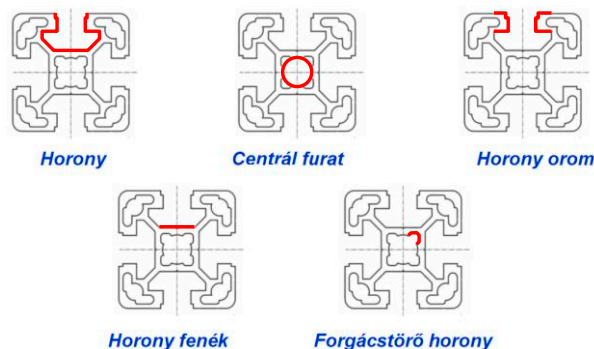
Az alumínium profilokkal történő gépépítés az utóbbi évtizedekben egyre nagyobb teret hódít az iparban, bizonyos területekről kiszorítva a hegesztett szerkezeteket. A technológia számos előnyös tulajdonsága mellett, nem hunyhatunk szemet a hátrányai felett sem. Ha valaki azt gondolja, hogy a jövő kizárólagosan az alumínium gépépítésben rejlik, az jó eséllyel csalódni fog. Természetesen sok terület van, ahol elvitathatatlan a létjogosultsága, kizárólagos térhódítása azonban vitatható. A hegesztett szerkezetek még nagyon sokáig uralni fogják az ipari gyártás számtalan szegmensét. Ennek a cikknek nem az a célja, hogy a két technológia közötti különbségeket boncolgassa, sokkal inkább azt a célt tűztük ki, hogy az alumínium profilokkal való gépépítés során felmerülő problémák halmazának egy nagyon kis szegmensére, a horonyanyákra, azok kompatibilitási problémáira fókuszáljon.

2. A PROFILOK GEOMETRIAI JELLEMZŐI

2.1. Alapfogalmak

Ha a profilokat szeretnénk vizsgálni, elkerülhetetlen néhány alapfogalom tisztázása. Az alumínium gépépítő profilok többsége négyzet, vagy négyszög keresztmetszetű. Újabban megjelentek a hatszög, nyolcszög, valamint henger és negyedhenger alakok is. Ezen profilok külső oldalfelületein hornyok találhatóak, amelyek alkalmassá teszik a csavarokkal való egymáshoz rögzítést. A központi részen egy ún. centrálfurat (központfurat) található, amely szintén az

egyres elemek egymáshoz való rögzítését teszi lehetővé. Ez a centrálfurat bizonyos esetekben (pl.: Item profil) hengeres, más esetben (pl.: Bosch) ún. forgácstörő hornyokkal készül. Terjedelmi korlátok miatt ezen hornyok szerepét most nem részletezzük. Fontos fogalmak továbbá még a horonyorom, a horonyfenék, amelyek elhelyezkedését az alábbi ábra szemlélteti.



1. ábra. A profilok jellegzetes részei

2.2. Gyártók

Az alumínium profilok első nemzedéke az irodabútorok gyártásánál tört utat magának a „Syma” profil megjelenésével. Ennek geometriája messze nem ideális sem funkcionalitásban, sem teherviselésben.



2. ábra. „Syma” profil

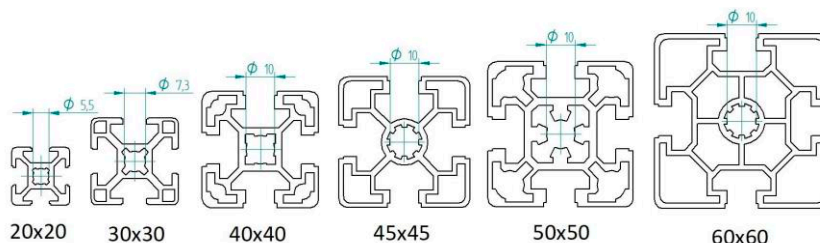
Később több nagyvállalat felismerte az ebben a technológiában rejlő lehetőségeket, és mára a két vezető profilgyártó, a Bosch és az Item mellett

* egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet

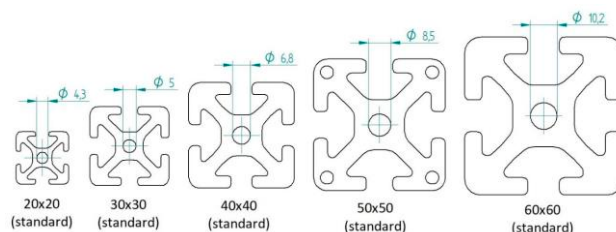
** PhD hallgató, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet

felsorakoztak mások is, mint a Maytech, Minitech, Lipro, Hepco, V-slot, T-slot, Isel, és még sorolhatnánk. Több száz gyártó szabadalmaztatta a saját geometriáit, amelyek jellegükben nagyon hasonlóak, a centrálfurat, valamint a horony méret szempontjából azonban eltérők. Ezek a különbségek sok esetben egészen kicsik, szabad szemmel nem is észrevehetőek. A horonyanyák beszerelésekor azonban ezek a különbségek sok esetben lehetetlenné teszik a

munkát. Szerencsére a profilok befoglaló méretei többé-kevésbé követnek valamilyen trendet. Ennek megfelelően a leginkább elterjedt négyzet alakú méretek igazodnak a legnagyobb forgalmazókhoz (3. ábra, 4. ábra). Léteznek az ábrán felsorolt méreteken kívüli profilok is, például az „Isel” 25x25-ös méretű eleme.



3. ábra. „Bosch” profilok méretei [3]



4. ábra. „Item” profilok méretei [3]

Természetesen azok a profilgyártók, akik a piacvezetők között szeretnének maradni, a saját profiljukhoz forgalmaznak anyagot is, amellyel a szerelési műveletek elvégezhetőek. Kisebb cégek megneveznek egy-egy nagyobb gyártót, amelyek horonyanyái többé-kevésbé kompatibilisek a saját profiljukkal. Mivel egy-egy gyártónak több, különböző méretű profilja is megtalálható, a horonyanyák sokfélesége (5. ábra), geometriai paraméterei igen nagy választékot eredményeznek, különösen, ha figyelembe vesszük, hogy egy adott profilhoz több különböző menettel ellátott, de azonos geometriájú horonyanya tartozhat.

3. A HORONYANYÁK CSOPORTOSÍTÁSA

A horonyanyák ezen sokfélesége azt a gondolatot sugallja, hogy jó lenne valamilyen csoportosítást létrehozni, leginkább olyat, amely segítheti a mérnökök munkáját. Különösen akkor lenne ez hasznos, ha az egyes csoportokhoz és alcsoportokhoz előnyök ill. hátrányok kapcsolódnának, amely információk birtokában minden esetben a leginkább megfelelő horonyanyát választhatnánk.

3.1. Tulajdonságok

A horonyanyák tulajdonságait vizsgálva három fő csoportot különböztethetünk meg.

- profilvégről csúsztatható,
- profilba billenthető,
- kalapács- vagy rombuszanya.

Utóbbi akár két különböző kategóriát is jelenthetne, de a beszerelés szempontjából invariáns a fő geometriai kialakítás, ezért összevontuk egy kategóriába.



5. ábra. A horonyanyák sokfélesége [1]

A **profilvégről csúsztatható** változat fő jellegzetessége, hogy kizárólag az alumínium gépépítő elem végéről lehet a horonyban elhelyezni. A megoldás előnye, hogy a horonyból való eltávolítás is csak innen lehetséges. Másik előnynek tekinthető kedvező árfekvése, hiszen a legegyszerűbb kivitel a hasáb alakú menetes lapka. A gyakorlatban erre szokás alkalmazni a „szegény ember horonyanyja” kifejezést. A hátránya ennek a típusnak, hogy kész vagy félkész szerkezetek esetén bontási műveletet igényelhet egy-egy anya utólagos behelyezése, hiszen adott esetben szabaddá kell tenni a profil végét.

A **profilba billenthető** típus előnye, hogy oldal irányból bármely horonyba utólag is bebillenthető, bontási művelet nélkül. Ennek azonban a bonyolultabb geometriai kialakítás miatt nagyobb költségvonzata van. Az Item gyártó ennek ellenére nagy típusválasztékkal jelenik meg a kereskedelemben ebből a változattól.

A **kalapácsanya** jelenleg talán a leginkább alkalmazott horonyanya. Ahogy a neve is utal rá, kalapácsfej alakú a kiképzése. Talán emiatt nevezik – nagyon helytelenül – kalapácsfejű anyának is. Nagy előnye, hogy előszerelhető az összekötő elemmel, így gyorsan összeállítható a kapcsolt elem, hiszen közvetlenül a profil nútjába illeszkedik, majd a csavar meghúzásakor 90 fokos fordulattal a horonyorom alatt megkapaszkodik a recézett felületével. Oldáskor elég egy kicsit lazítani a kapcsolaton, elfordul az anya, így a kötés gyorsan megszüntethető. Legnagyobb hátránya azonban, hogy minden esetben ellenőrizni kell, hogy a rögzítéskor a 90 fokos elfordulás valóban megtörtént-e. Ez sok esetben nehézkes a nem hozzáférhető helyeken. A biztos elfordulás érdekében vannak alkalmazott megoldások, de területi korlátok miatt erre most nem térünk ki.

A **rombuszanya** működése hasonló a kalapácsanya működéséhez, az alakja miatt kapta a külön elnevezést.

Egy másik lehetséges csoportosítás a horonyanyán kialakított menetes furatok száma szerinti bontás. Ennek megfelelően lehet

- szimpla furatos vagy
- dupla furatos

változat. Az utóbbi, a kalapács- vagy rombuszanya esetén geometriai korlátok miatt nem kivitelezhető. Az egyfuratos változat sokkal gyakoribban előforduló típus, alkalmazása is sokkal elterjedtebb. Létezik még a négyfuratos változat is, de ezt kizárólag profilok hosszanti összekötésére használják, ami azt jelenti, hogy ebben az esetben a profilvég szabad, így az anya egyszerűen becsúszatható. Speciális és egyedi alkalmazása miatt ebben a felsorolásban nem szerepel.

Harmadik fajta csoportosítás a horonyanya peremére vonatkozik, azaz létezik

- peremes
- perem nélküli

változat. A peremes kivitel előnye a biztosabb pozicionálhatóság, hátránya a kevésbé univerzális felhasználhatósága. A perem méretének ugyanis a profil nútméretével összhangban kell lennie.

A negyedik csoportosítási szempont az önbeállítás jellege szerinti kategóriákat tartalmazza. Ez alapján lehet

- nem önbeálló,
- laprugós nyelves,
- golyós rugós,
- spirálrugós.

Ezen négy alaptípus kialakítását a **6. ábra** szemlélteti.

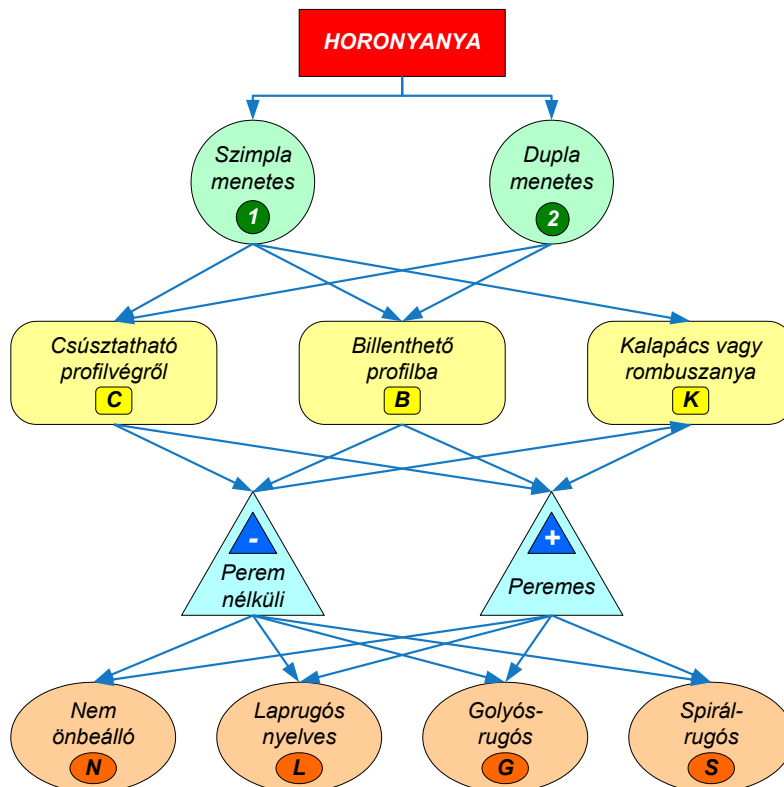


6. ábra. Csoportosítás önbeállítás jellege alapján

A fenti felsorolás a műszaki gyakorlatban alkalmazott elnevezéseket takarja. A „spirálrugós” kifejezés nem igazán fedi a valós kialakítást, ugyanis ebben az esetben kedvezőbb lenne a „nyomó csavarrugó” használata. Mivel azonban az iparban elterjedt névhasználatból a gyakorlati alkalmazhatóság miatt nem lenne szerencsés eltérni, így ezen anomália felett javasolt szemet hunyni.

3.2. Beazonosítás, kódolás

A négy egymáshoz képest kvázi önálló csoportosítást a későbbi vizsgálatok érdekében javasolt összegyűjteni egyetlen gráffá, amely alapján megfelelő jelölések alkalmazásával egy négytagú kódrendszerrel azonosítható bármely horonyanya. Többszöri próbálkozás után az alábbi 7. ábra szerinti gráfot tekintettük az ideális választásnak.



7. ábra. A horonyanyák rendszerezése, csoportosítása és kódolása

A 7. ábra alapján például egy szimpla menetes, profilba billenthető, peremes, nem önbeálló horonyanya az 1B+N jelölést kaphatja. Ez azt jelenti, hogy az elkészült rendszer szerint 40 különböző típust sorakoztathatunk fel. Az azonban egyáltalán nem biztos, hogy a jelenlegi gyártók valamennyi termékét megvizsgálva mindegyik kategóriába találnánk megfelelőt. Egy-egy kódrol azonban elmondható az, hogy azonos tulajdonságokkal, valamint geometriai paraméterekkel rendelkező anyagokat von össze. Egy-egy anya esetén ezen geometriai paraméterek száma a jelenlegi vizsgálatok alapján 4-6-ig terjedhet. Így ha ismerjük az alumínium gépépítő profil horonyméreteit, valamint az adott típusú horonyanya jellemző paramétereit, akkor az adott kódra jellemző egyszerű feltételes utasításokkal a tervező asztalnál megmondható, hogy az adott profilba alkalmazható-e a kérdéses anya. Ennek akkor van jelentősége, ha a profil gyártója, valamint az anya gyártója és forgalmazója különböző. A jelenleg alkalmazott módszer a próbálgatás, amely időigényes és nem túl elegáns mérnöki eljárás. Abban az esetben, ha valamennyi kódhoz kidolgozzuk a feltételrendszert, és létrehozunk egy adatbázist, amely a profil geometria és az anya paramétereit fogadja bemenő adatként, automatikusan választ kaphatunk a szerelhetőség kérdéseire. Az adatbázis alapján egy mobil applikáció gyors és megbízható eszközt adhat a mérnököknek, megkönnyítve a tervezési feladatot.

4. ÖSSZEGZÉS

A cikkben bemutatunk egy lehetséges módszert, amely alapján kategorizálható és kóddal ellátható bármely kereskedelmi forgalomban kapható horonyanya. Ez lehetőséget teremt egy adatbázis felépítésére, amely alapján a szerelhetőség előre tervezhető egy adott gyártó profilja, valamint egy másik gyártó által forgalmazott horonyanya között. Jelenleg az adatbázis létrehozásának és feltöltésének folyamata zajlik, egy következő publikációban a kapott eredményekről részletesen beszámolunk.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ezúton szeretnénk köszönetünket kifejezni a Fath Kft. és a Trinox60 Bt. támogatásáért, amely nélkül az adatbázis tesztelése nem valósulhatna meg.

6. IRODALOM

- [1] REXROTH BOSCH GROUP: Aluminium Structural Framing System, Version 6.0
- [2] BESENYEI I, BIHARI Z.: *Alumínium profilok belső furatának terhelhetősége gépépítési szempontból*, OGÉT 2024, XXXII. Nemzetközi Gépészeti Konferencia. Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság Csíksomlyó, 2024.
- [3] FATH COMPONENTS: *Themenkatalog Maschinenbaukomponenten 18.1*, Auflage, Februar 2018.

IPARI ROBOTKAR CSILLAPÍTÁSI TÉNYEZŐ ÉS FREKVENCIAVÁLASZ VIZSGÁLATA MÉRÉSEL ÉS VÉGESELEMES MÓDSZEREKKEL

INDUSTRIAL ROBOT ARM DAMPING COEFFICIENT AND FREQUENCY RESPONSE TESTING WITH MEASUREMENT AND FINITE ELEMENT METHODS

Bodnár Dávid*, Jármái Károly**

ABSTRACT

Ez a cikk egy robotkar rezgési jellemzőit vizsgálja kísérleti mérések és végeelem-elemzés (VEM) segítségével. A manipulátor típusa a MELFA RV-2SDB15. A frekvenciaválasz és a rezgésjellemzők négy különböző tengelyen mérve és összegezve kerülnek meghatározásra; A kísérleti eredmények a digitális modell viszonyítási alapjául szolgálnak.

This paper investigates the vibration characteristics of a robotic arm using real measurements and finite element analysis (FEA). The manipulator type is the MELFA RV-2SDB15. The frequency response and vibration characteristics are measured based on four different axes; the experimental data are used as a reference for the digital model.

1. BEVEZETÉS

A robotkar dinamikus viselkedésének pontos előrejelzése kulcsfontosságú a robotrendszer fejlesztéséhez és optimalizálásához. E viselkedés lényeges eleme a sajátfrekvencia és frekvenciaválasz, amely közvetlenül befolyásolja a kar stabilitását, pontosságát és működési hatékonyságát [1–6].

E tanulmány elsődleges célja az elméleti előrejelzések és gyakorlati adatok közötti űr betöltése a robotkar frekvenciaválaszának VEM-es és kísérleti mérések segítségével történő igazolásával. A cél annak a felvetésnek a vizsgálata, hogy a robotkar végeelemes analízissel meghatározott sajátfrekvenciái pontosan tükrözhetik a fizikai mérésekből kapott eredményeket.

Ebben a cikkben először egy robotkar lehetséges sajátfrekvenciái, és csillapítási tényezője kerül meghatározásra. Ezek a mérések viszonyítási alapként szolgálnak az ANSYS-al végzett VEM-szimulációk pontosságának értékeléséhez. A szimulált és a mért frekvenciaadatok összehasonlításával a cikk célja, hogy bizonyítsa a FEA mint prediktív eszköz megbízhatóságát ebben az alkalmazásban [7, 8].

1.1 Mitsubishi Melfa RV-2SDB15

A Mitsubishi Electric a MELFA RV ipari robotok széles választékát kínálja. Főbb jellemzőik:

Sokoldalúság: Különböző feladatok ellátására alkalmasak, mint például az anyagmozgatás, a csomagolás, az összeszerelés vagy a hegesztés.

Pontosság: Kiváló ismétlési pontossággal rendelkeznek, ami a precíz munkavégzést biztosítja.

Sebesség: Nagy sebességgel képesek végrehajtani a feladatokat, így növelve a termelékenységet.

Robusztusság: Strapabíró kialakításúak, így hosszú élettartamra számíthatunk.

Könnyű programozhatóság: A felhasználóbarát programozási felületnek köszönhetően egyszerűen beállíthatók és üzemeltethetők.

Ez a robottípus 6 szabadsági fokkal rendelkezik. Kinematikája ismert [9].

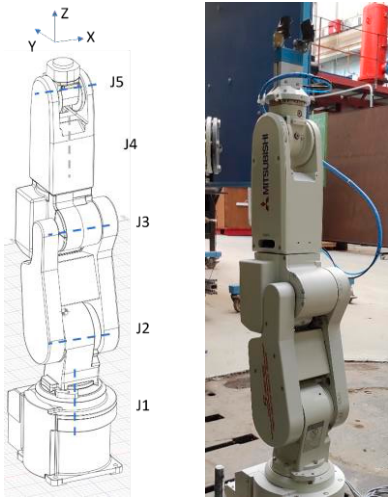
A vizsgálatok a robotkar végállásában, áramtalanítva végeztük. A választott konfigurációval a cél az, hogy a különböző csuklóknál differenciák jelenjenek meg. A teljes mérés során a manipulátor pneumatikus megfogóval volt felszerelve. Ez közelebb áll a valós körülményekhez, mivel a manipulátor nem tud feladatokat végrehajtani a rá szerelt végberendezés nélkül.

2. MÉRÉS RÉSZLETEI ÉS EREDMÉNYE 2.1. MÉRŐRENDSZER

- Robot: Mitsubishi Melfa RV-2SDB15 [10]
- Mérőeszköz: NI cDAQ-9178 gyorsulásmérő NI9234 USB keretben.
- Szoftver: NI SignalExpress
- Gyorsulásmérő érzékenysége: 100 mV/g
- Gerjesztési mód: Kalapácsütés
- Gerjesztett tengelyek: J1, J2, J3, J5
- Gerjesztési irányok: a gyorsulásmérőhöz képest X és Y pozitív és negatív irányban, J1 esetében a Z tengelyen is.

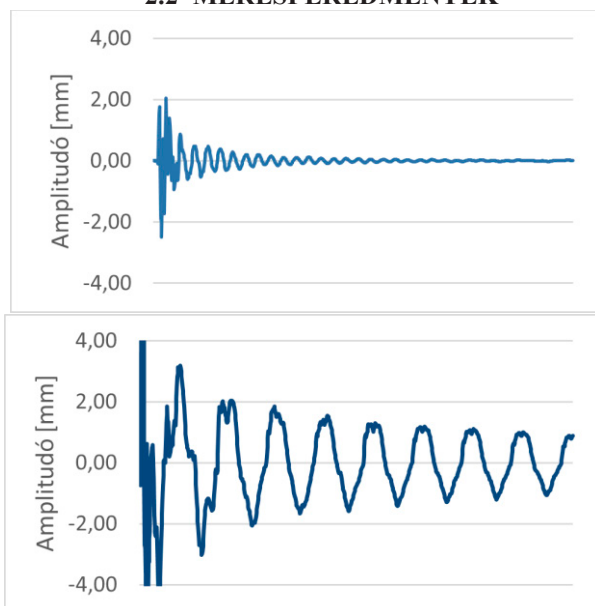
* mérnök, Emerson Automation FCP Kft. Eger, PhD hallgató, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet

** egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet



1. ábra Mérési elrendezés és mérési tengelyek

2.2 MÉRÉSI EREDMÉNYEK



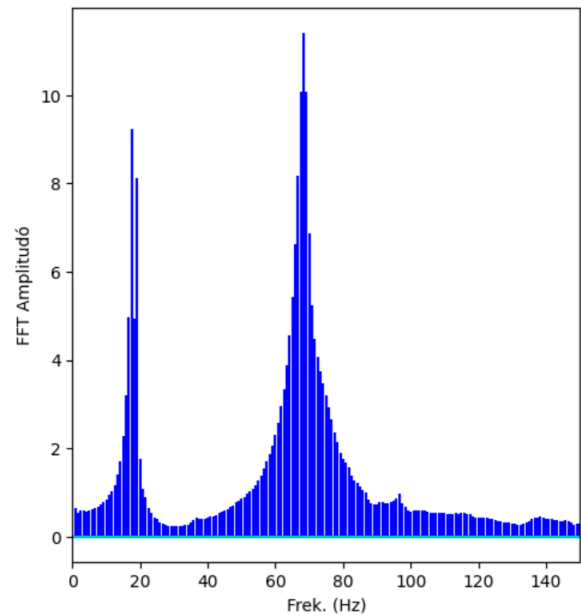
2. ábra J1 és J5 tengelyek mérési eredményei, azonos amplitúdón és időtartamon ábrázolva

A bemutatott ábrákból megállapítható, hogy a robot alapjához közeli tengely nagyobb relatív csillapítási tényezővel rendelkezik, mint a robotkar végén lévő J5 tengely. A 2. ábra adatai alapján meghatározható a különböző csuklók csillapítási tényezője. Ehhez az első 5 csúcs időbeli távolságát és amplitudóját felhasználva a logaritmikus dekrementum és annak segítségével a csillapítási tényező meghatározható.

1. táblázat Csillapítási tényezők a mérések alapján

Tengely	Csillapítási tényező
J1	0,039
J2	0,021
J3	0,023
J5	0,026

A mérési eredményekből meghatározhatóak a saját frekvenciák, FFT elemzést alkalmazva. Ennek az eredménye a 3. ábrán látható.



3. ábra Frekvenciacsúcsok FFT elemzés után

Az ábrán az általános eljárás szerint az első csúcsot kell figyelembe venni. Így nyilvánvaló lenne, hogy az első sajátfrekvencia 18 Hz-nél van, de ez a csúcs a mérőrendszer sajátosságából adódik. A mérőrendszer 18 Hz-nél éri el a 100 mV/g névleges érzékenységet, ami egy fals első csúcsot eredményez. Ezért a második csúcsot kell figyelembe venni, az ezzel a rendszerrel mérhető első sajátfrekvencia 68 Hz-nél van. Más csúcsokat nem lehet egyértelműen azonosítani a 0-150 Hz tartományon.

3. VÉGESELEMES VIZSGÁLATOK

3.1 MELFA RV-2SDB CAD MODEL

A manipulátor 3D modellje a gyártó támogatási oldaláról beszerezhető. A letölthető modell méretpontos, de hiányoznak belőle a belső geometriai jellemzők és a mozgást megvalósító elemek. Továbbá a CAD-rendszer által számított tömeg nagyobb, mint az adattáblán szereplő megközelítőleg 20 kg.

Ahhoz, hogy az egyszerűsített modell készen álljon az elemzésre, a következő módosításokat végeztük el:

1. A modellben zsebek kerültek kialakításra.
2. A J4 tengely körüli felső rész 10 mm-re befelé extrudált, hogy utánozza a robot alumínium részét.
3. A testrészek kapcsolódásaihoz 6 mm-es tengelyek kerültek.
5. A modális elemzéshez a rendszert lineárisnak kell feltételezni. Ezt a VEM eredmények igazolták.
6. A modellre a mérési elrendezésnek megfelelő pneumatikus megfogó került.

3.2 MODÁLIS ELEMZÉSI FOLYAMAT

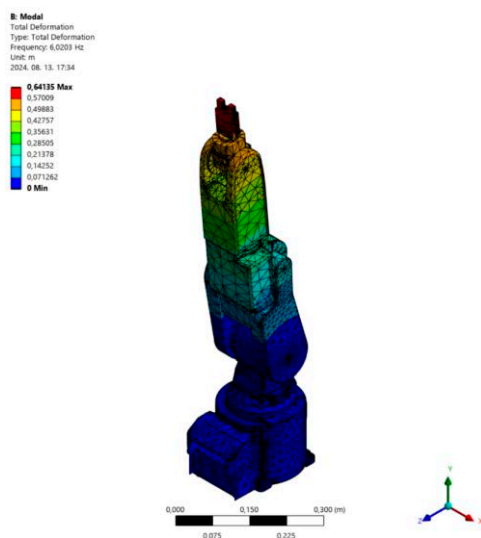
A manipulátor 3D-s CAD-modelljét az Autodesk Fusion-ból (Fusion 2.0) az ANSYS (Academic Student 2024 R2) kereskedelmi végelem csomagba importálva lehetőség nyílik az elemzések elvégzésére. A manipulátor konfigurációja megegyezik a kísérlettel. A hozzárendelt anyag minden testrészhöz általános alumínium ötvözet, mivel az alapanyag pontos összetétele ismeretlen. A következő lépés a hálógenerálás: az elemméretet 25 mm-re állítva, adaptív méretezést használva 118532 csomópont és 71809 elem az eredmény. Az elemméret további csökkentése nem lehetséges ennél a modellenél az akadémiai diáklícenc miatt, amelynek korlátja 125000 csomópont. A modális analízis csak lineáris kapcsolatokkal futtatható le, ezért a J1 és J4 tengelyek esetében a kötés típusát Bonded, a többi kapcsolat esetében pedig No Separation (nincs szétválasztás) módon kell meghatározni.

3.3 MODÁLIS ELEMZÉS EREDMÉNYEI

Az elemzés eredménye kis mértékben tér el a kísérleti eredményektől. Ezért alkalmas lehet a különböző rezgésekkel és rezgéscsillapítással kapcsolatos jövőbeli vizsgálatokhoz. [11, 12] Az eredményt a 2. táblázat mutatja be.

2. táblázat Modális elemzés eredményei

Módszer	Frekvencia [Hz]
Kísérleti eredmény	68
VEM Modális analízis	67,153



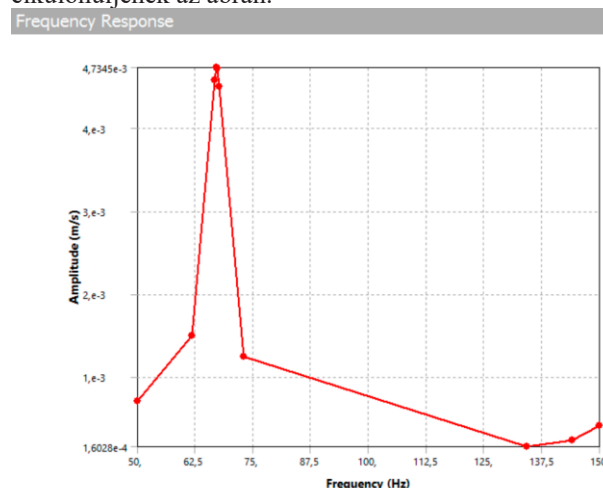
4. ábra A Modális elemzés eredménye

A feltüntetett maximális elmozdulás nem abszolút érték, mivel nincs meghatározva a terhelés iránya a vizsgálatból

adódóan, de felhasználható a modell leginkább érintett részének meghatározására.

3.4 FREKVENCIAVÁLASZ

A frekvenciaválasz elemzést általában arra használják, hogy egy szerkezetben a potenciálisan veszélyes rezgések hatásait elemezzék, [13, 14] az adott esetben vizsgált frekvenciatartományt egy korábban meghatározott sajátfrekvencia közelében lévő kis tartományra állítva. Ettől a szerzők eltértek, a tartományt a frekvenciaválasz megállapításához 50 és 150 Hz közötti tartományt választva, ami lehetőséget ad az eredmény jellegének a bemutatására. A támaszokat is másképp szükséges beállítani: a modális analízishez csak az alap rögzítése szükséges, de a frekvenciaválaszhoz egy olyan erőhatás is kell, amely a mérések során a szerkezet gerjesztésére használt kalapácsütést reprodukálja. Csillapítási tényezőnek a mérés során meghatározott tényezőt használtuk. A szerkezet harmonikus válasza az ábrán látható. A klaszterszámot 4-re állítva biztosítható, hogy az csúcok jól láthatóan elkülönüljenek az ábrán.



5. ábra Frekvenciaválasz számítási eredmények

A csúcs megfelel a kísérleti és modális elemzés eredményének is. A modális és frekvenciaválasz VEM számításai között a 3D modell közös. Modális elemzésnél nem értelmezhető csillapítási tényező, azt csak a frekvenciaválasz veszi figyelembe. A két módszer jól kiegészíti egymást, az eredményeket a 3. táblázat mutatja be.

2. táblázat Összesített eredmények

Módszer	Frekvencia [Hz]
Kísérleti eredmény	68
VEM modális elemzés	67,153
VEM frekvenciaválasz	67,111

*A csillapítási együttható nem szerepel a táblázatban, mivel ez a FEA bemenete

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Ebben a tanulmányban egy robotkar rezgési jellemzőit vizsgáltuk kísérleti mérések és végeselemes analízis (FEA) segítségével. A frekvenciaválasz és a rezgésjellemzők több tengelyre és több irányra vonatkozóan kerültek meghatározásra, és a méréseket a VEM is reprodukálja. A kísérleti és a VEM-számítás nagyfokú egyezést mutat. A kutatás következő lépése a matematikai modell elemzése az ellenőrzött digitális modell segítségével.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerzők köszönetüket fejezik ki Bozzay Péternek a mérés során nyújtott segítségével; Hegedűs Györgynek a kísérlethez szükséges robotkar biztosításáért és a kutatás befejezésének ösztönzéséért.

A C2307874 számú projekt a Kulturális és Innovációs Minisztérium Nemzeti Kutatási Fejlesztési és Innovációs Alapból nyújtott támogatásával, a KDP-2023 pályázati program finanszírozásában valósult meg.

5. IRODALOM

- [1] TANG, YADONG, YONGCHANG YU, JINGZHAO SHI és SHUAIJUN ZHANG. Modal and harmonic response analysis of key components of robotic arm based on ANSYS. *Vibroengineering Procedia* [online]. 2017, 12, 109–114 [elérés. 2024-07-23]. ISSN 2345-0533. <https://doi.org/10.21595/vp.2017.18703>
- [2] TSETSERUKOU, D., N. KAWAKAMI és S. TACHI. Vibration damping control of robot arm intended for service application in human environment. In: *Humanoids 2008 - 8th IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots* [online]. B.m.: IEEE, 2008, o. 441–446 [elérés. 2024-07-23]. ISBN 978-1-4244-2821-2. <https://doi.org/10.1109/ICHR.2008.4755992>
- [3] KAVRAKI, LYDIA E és STEVEN M LAVALLE. *Springer Handbook of Robotics* [online]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008. ISBN 978-3-540-23957-4. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-30301-5>
- [4] BADKOOBEHHEZAVEH, HEDIEH, REZA FOTOUHI, QIANWEI ZHANG és DOUGLAS BITNER. Vibration Analysis of a 5-DOF Long-Reach Robotic Arm. *Vibration* [online]. 2022, 5(3), 585–602. ISSN 2571631X. <https://doi.org/10.3390/vibration5030034>
- [5] BOTTA, ANDREA, PARIDE CAVALLONE, LORENZO BAGLIERI, GIOVANNI COLUCCI, LUIGI TAGLIAVINI és GIUSEPPE QUAGLIA. *A Review of Robots, Perception, and Tasks in Precision Agriculture* [online]. B.m.: MDPI. 1. szeptember 2022. ISSN 26733161. <https://doi.org/10.3390/applmech3030049>
- [6] MUJČIĆ, EDIN, SABINA LONIĆ és MERSA MUMINOVIĆ. Programming and Experimental Analysis of MELFA RV-2SDB Robot. In: *Lecture Notes in Networks and Systems* [online]. B.m.: Springer, 2018 [elérés. 2024-07-23], o. 810–818. https://doi.org/10.1007/978-3-319-71321-2_70
- [7] AMAR NAGESWARA RAO, DR. Modeling and Analysis of Robot ARM using ANSYS. *IJSETR* [online]. 2015, Vol.04, 6692–6697 [elérés. 2024-07-23]. ISSN 2319-8885
Elérhető: www.ijsetr.com
- [8] AMER, MONA, JOERG WALLASCHEK és JOERG R. SEUME. Operational Modal Analysis of an Axial Compressor Rotor and Casing System for the Online Identification of a Digital Twin. *Applied Mechanics* [online]. 2022, 3(1), 244–258. ISSN 26733161. <https://doi.org/10.3390/applmech3010017>
- [9] PAPCUN, PETER és J. JADLOVSKÝ. Mathematical Model of Robot Melfa RV-2SDB. *Advances in Intelligent Systems and Computing* [online]. 2015, 316, 145–154. ISSN 21945365. https://doi.org/10.1007/978-3-319-10783-7_16
- [10] RV-2SD/2SDB Standard Specifications Manual (CR1DA-700 series Controller). 2012.
- [11] NGUYEN, VINH és SHREYES N. MELKOTE. Identification of industrial robot frequency response function for robotic milling using operational modal analysis. In: [online]. B.m.: Elsevier B.V., 2020, o. 154–158. ISSN 23519789. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2020.05.032>
- [12] CHEN, HAN és KEIVAN AHMADI. Estimating pose-dependent FRF in machining robots using multibody dynamics and Gaussian Process Regression. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* [online]. 2022, 77. ISSN 07365845. <https://doi.org/10.1016/j.rcim.2022.102354>
- [13] NAGY, SZILÁRD, KÁROLY JÁRMAI és ATTILA BAKSA. Combination of GPU Programming and FEM Analysis in Structural Optimisation. *Lecture Notes in Mechanical Engineering* [online]. 2023, 756–767 [elérés. 2024-08-29]. ISSN 2195-4364. https://doi.org/10.1007/978-3-031-15211-5_63
- [14] YU, YONGCHANG, SHUAIJUN ZHANG, HE LI, XIAOFEI WANG és YADONG TANG. Modal and Harmonic Response Analysis of Key Components of Ditch Device Based on ANSYS. *Procedia Engineering* [online]. 2017, 174, 956–964 [elérés. 2024-08-13]. ISSN 1877-7058. <https://doi.org/10.1016/J.PROENG.2017.01.247>

MOZGÁS FELNAGYÍTÁS SZERKEZETEKNEL, IRODALMI ÁTTEKINTÉS, ALKALMAZÁS

MOTION ENLARGEMENT AT STRUCTURES, LITERATURE REVIEW, APPLICATION

Bozzay Péter*, Bodnár Dávid**, Dr. Jármay Károly***

ABSTRACT

This paper demonstrates how novel motion-enhancing computer vision techniques can use high-speed video cameras to see and quantify the vibrational mode shapes of simple structures. Motion magnification is an algorithm designed to magnify the subtle movements of video footage. The basic principle of the algorithm is to obtain a representation of the video that allows time-frequency bandpass filtering, amplification and reconstruction of the signals corresponding to the motion of objects. This process results in a video in which the apparent motion of objects is amplified within a given frequency band.

1. BEVEZETÉS

A mechanikai rezgések életünk számos területén jelen vannak, bizonyos esetekben hasznosak számunkra, azonban sok esetben csupán valamilyen berendezés üzemeltetésének többé-kevésbé káros melléktermékei, melyek mértéke az elhanyagolhatótól a katasztrofális hatású szintig terjed, gondoljunk például az utcán elhaladó autó hatására megzörrenő ablakra, vagy a Tacoma híd jó ismert esetére.

Rezgésvizsgálatra többféle módszer áll rendelkezésre. A humán érzékelés tapintás, hallás vagy látás alapján legfeljebb a szint és a frekvencia szubjektív detektálására és összehasonlítására alkalmas. A mechanikus valamilyen finommechanikai szerkezetre alapuló, egyszerűbb mérésre és regisztrálásra is alkalmas, mára elavult technológia. Leginkább elterjedt az elektronikus, gyorsulás, elmozdulás vagy deformáció mérésére alkalmas érzékelővel és analóg-digitális-szoftveres mérő-jelfeldolgozó rendszerrel kialakított, nagy pontosságú, akár sokcsatornás mérésre és regisztrálásra is alkalmas technológia. Ezek mellett a digitális képfeldolgozó hardver-szoftver technológia nagy fokú fejlődése lehetővé tette egy újfajta, optikai megoldás létrejöttét, ahol a szabad szemmel (szinte) láthatatlan mozgások, deformációk is megmutathatók, azok szoftveres felnagyításával. Ennek gyakorlati alkalmazási

lehetőségeire kerestünk megoldásokat a rendelkezésünkre álló eszközrendszerrel.

Ez a cikk bemutatja, hogy az újszerű mozgásnagyító számítógépes látásmódok hogyan képesek nagysebességű videokamera segítségével egyszerű szerkezetek rezgési módusformáit meglátni. A mozgásnagyítás egy olyan algoritmus, amelyet arra terveztek, hogy a videofelvételek finom mozgásait felerősítse. Az algoritmus alapelve a videó olyan reprezentációjának megszerzése, amely lehetővé teszi a tárgyak mozgásának megfelelő jelek időfrekvenciasáv szűrését, felerősítését és rekonstruálását. Ez a folyamat olyan videót eredményez, amelyben a tárgyak látszólagos mozgása egy adott frekvenciasávon belül felerősödik.

2. A FÁZISALAPÚ MOZGÁSNAGYÍTÓ ALGORITMUS

A fázisalapú mozgásnagyító algoritmus a videójeleket egy komplex értékű, irányítható piramisszűrő bank segítségével helyi térbeli amplitúdóra és fázisra bontja. A helyi térbeli fázisjeleket időbeli Fourier-dekompozícióval szinuszfüggvények sorozatává bontja, amelyek harmonikus mozgást képviselnek. A fázisjelek időbeli sávszűrésen, erősítésen és rekombináción mennek keresztül, hogy mozgásnagyított videót állítsanak elő. Az eredmény az, hogy a videó egy meghatározott időbeli frekvenciatartományon belül a mozgás nagyítását mutatja.

Képpiramisok egy olyan többskálás ábrázolás, amely rekurzívan szétválasztja a kép magas és alacsony frekvenciájú komponenseit, létrehozva egy olyan frekvenciasáv bankot, amely egyértelműbben azonosítja a képen belül a mögöttes mintázatokat [1,2].

A standard Gauss-piramisban a kép rekurzívan elmosódik és almintavételezik, hogy elkülönítsék a jelkomponensektől [3].

Az összetett irányítható piramis az egyik módszer a jel elhalványulásának és a piramis rekonstrukciós hibáinak csökkentésére [4].

A CSP hasonló felépítésű, mint a Gauss-piramis, de az egyes piramisszintek létrehozása előtt a térbeli

* tanszéki mérnök, Miskolci Egyetem Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet

** mérnök, Emerson Automation FCP Kft. Eger, PhD hallgató, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet

*** egyetemi tanár, Miskolci Egyetem Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet

tartományt át kell váltani a frekvenciára [5]. A komplex irányítható piramis alternatívája a Riesz-piramis. A Laplace-piramisra (a Gauss-piramis és az eredeti kép közötti különbség) vízszintesen és függőlegesen is közelítő Riesz-transzformáció alkalmazásával a frekvenciatartalom kvaternionos ábrázolása jön létre. A Wadhwa [6] által bemutatott Riesz-piramis jobb inverzióval rendelkezik, mint a komplex irányítható piramis, és jelentősen csökkenti a számítási időt, cserébe a piramisszintek felépítésének pontosságában bekövetkező kis hibákért.

A videóban rezgő tárgyak modális frekvenciáinak kinyeréséhez először a Liu által kifejlesztett C++ optikai áramlási kód MATLAB fájlját használják [7]. A spektrális teljesítmény sűrűség (PSD) kiszámítására és megjelenítésére szolgáló programmal a kapott frekvenciaválaszokat a MATLAB diszkrét Fourier-transzformációs függvényeinek felhasználásával írták meg.

Az eljárás átfogó magyarázatát és levezetését a [8,9] hivatkozások tartalmazzák. Egy rezgő szerkezet esetében egy megfelelő frekvenciasáv kiválasztásával olyan videót kapunk, amely a működési alakváltozást a közelítő rezonanciafrekvenciák egyikén ábrázolja, feltéve, hogy a módusok megfelelő távolságra vannak egymástól. A szorosan összekapcsolt módusok esetében a nagyobb amplitúdót mutató módus valószínűleg vizuálisan dominál [10].

A [11] hivatkozás részletesen elemzi az üzemi kitérés alakzatok és a klasszikus módusalakzatok közötti különbségeket és értelmezéseket. Egy szerkezet működési rezgésmódjainak ez a minőségi vizualizációja alapvető fontosságú a geometriailag összetett szerkezetek esetében.

Az Euler-alapú lineáris közelítési módszer egy tér-időbeli folyamat révén javítja a finom színeket és az észrevehetetlen mozgásokat, hatékonyan feltárva mind a finom térbeli jeleket, mind az időbeli színváltozásokat a videóban. Ez a módszer egyszerű és hatékony, azonban vannak bizonyos korlátai. A komplex irányítható piramist használó fázisalapú videófeldolgozás a kis mozgások feldolgozásához különböző léptékekben és orientációban elemzi a helyi fázist az időben, és felerősíti az időbeli fáziskülönbséget a megfelelő sávban. A fázisalapú technika zajmentes eredményeket ad, és kiváló minőségű, fotorealisztikus videókat készít, felerősített mozgással. A gyors fázisalapú videófeldolgozás a Riesz-piramist alkalmazza, elsősorban a fázisalapú videónagyítás sebességére helyezi a hangsúlyt a minőség megőrzése mellett [12]. A Riesz-piramis megkönnyíti a fázisalapú mozgásnagyítás valós idejű végrehajtását. A továbbfejlesztett Euler-videónagyítás a képtorzítás révén felerősíti az időbeli videómozgást, felhasználva az előzetes mozgástérképezést [13]. Az E2VM hatékony

mozgásnagyítási technikát vezet be, amely tér-időbeli szűrés és képtorzítás révén minimalizálja a zajt.

Euler-féle mozgásnagyításnál a képfeldolgozás képes a kisebb mozgások felerősítésére, annak ellenére, hogy nem alkalmazza a mozgáskövetést, mint a Lagrange-módszereknél [5]. Ebben a szakaszban történik az időbeli feldolgozáson keresztül a mozgásnagyítás, az optikai áramláselemzésekben jellemzően alkalmazott elsőrendű Taylor-soros kiterjesztéseken alapuló elemzést használva [7].

Az időbeli feldolgozás és a mozgásnagyítás közötti kapcsolat egy translációs mozgást tapasztaló egydimenziós jel vizsgálatán keresztül szemléltethető. Ez az elemzés közvetlenül alkalmazható a két dimenzióban lokális translációs mozgásra [14].

Zajérzékenység vonatkozásában a következő állapítható meg. Az érdeklődésre számot tartó jel amplitúdóváltozása gyakran jelentősen kisebb marad, mint a videóban jelenlévő eredendő zaj. Ezekben az esetekben a pixelértékek közvetlen feljavítása nem hozza felszínre a kívánt jelet. A térbeli szűrés a finom jelek feljavítására szolgál. Ha azonban az alkalmazott térbeli szűrő nem elég nagy, az érdekes jel elfedve marad [15].

3. ESZKÖZÖK

A rendszer három fő komponensből áll. Kritikus eleme a kamera, amelynek képminősége alapvetően befolyásolja a feldolgozás végeredményét. A képérzékelő adott lapkamérettel és képfelbontással rendelkezik, egy adott nyílásszögű objektív erre vetíti a vizsgált objektum képét, az analóg jelerősítő lánc óhatatlanul rendelkezik valamekkora saját zajjal, továbbá a digitalizálási folyamatból (mintavételezés, kvantálás, képtömörítés) és a feldolgozó algoritmus implementációjából (szemantika, számok bitszélessége) is adódik kis mértékben változó képtartalom, mely nem valós mozgásként szintén feldolgozásra kerül.

Fontos szempont továbbá, hogy lehetőség szerint a vizsgálat szempontjából fontos objektumrész minél jobban töltse ki a képméretet, melyet a távolság és az objektív nyílásszöge határoz meg. Például az általunk tesztelt Chronos CR21 gyorskamera képszenzorának mérete 29,5 x 16,6 mm, felbontása 1920 x 1080 pixel, ez az alkalmazott 50 mm-es objektívvel 1 m tárgytávolságnál 0,182 mm/pixel felbontásnak felel meg (amely a tárgytávolsággal egyenes arányban változik), ez azt jelenti, hogy ettől kisebb elmozdulást a rendszer nem képes érzékelni ebből a távolságból. Emellett végeztünk tesztek beépített, USB és ethernet webkamerákkal, illetve mobiltelefon kamerájával, vegyes minőségű eredménnyel főként képzaj szempontjából. A minél hatásosabb zajcsökkentés érdekében a lehető legerősebb, még túlvezérlést (kép beégést) nem okozó, villogásmentes fényforrás alkalmazása is nagyon fontos. Második fő komponens a feldolgozást végző számítógép.

A fenti algoritmusok képfelbontástól függően nagy képpont mátrixokkal végeznek összetett műveleteket (jobb végeredmény – nagyobb képfelbontás – nagyobb mátrixok), így mind számítási teljesítményben, mind RAM kapacitásban magasak lehetnek az igények, ennek mértéke a képfelbontástól, a szoftveres fejlesztői platformtól és az algoritmus konkrét implementációjától is függ, illetve függ az adott processzor felépítésétől is. Bizonyos implementációk képesek nem csak CPU, hanem GPU (jellemzően nVidia) alapú számításokra is, amely jelentősen meggyorsíthatja az adatfeldolgozást. Az operációs rendszer a tesztelt projektek egy részénél lehet Windows és Linux is, másoknál csak egyik vagy másik, mi az adott célra sokkal rugalmasabban használható Linuxot választottuk.

Harmadik fő komponens az a szoftver, amely az adott algoritmust működteti a számítógépen. Ennek egyik fő összetevője a magát az algoritmust megvalósító programkód, a másik azon függvénykönyvtárak összessége, amelyek külső forrásból rendelkezésre állnak a felhasználásra. Utóbbiak ebben az esetben jellemzően képfeldolgozás (gépi látás), jelfeldolgozás és mátrix műveletek területén általánosan használható függvénykönyvtárak, mint pl. az OpenCV, Tensorflow, NumPy, SciPy, PIL, stb, illetve az nVidia GPU-n futtatáshoz a CUDA és a grafikus kezelőfelülethez pl. a Qt.

Léteznek erre a feladatra termékszintű, piaci megoldások is. Ezek között megtalálható a fentiek szerinti (célra optimalizált) kamera + számítógép + szoftver alapú is, illetve olyan speciális kamera is, amely önmagában, egy beépített, FPGA alapú célszámítógépben hardveresen implementálja az algoritmust, így a CPU/GPU alapú megoldásokhoz képest lényegesen gyorsabb feldolgozásra képes, melyet egy kiváló minőségű és felbontású képfelvévő egységgel kombinálva rendkívül realisztikus eredményt lehet elérni. Cserébe ezek ára rendkívül magas. pl. a piacvezető RDI Technologies termékei 30e EUR ár körül indulnak (1. ábra). Ez adta a motivációt, hogy nézzük meg a fellelhető nyílt forráskódú megoldások sajátosságát, képességét, rendszerigényét.



1. ábra. RDI kamera Forrás: rditechnologies.com

4. PROJEKTEK

Az Internetről összesen 24 olyan projektet gyűjtöttünk össze, amelyek futtatását általunk is reprodukálhatónak ítéltük meg. Ezek négyféle programozási nyelven készültek, a megadott hivatkozási sorszámokkal:

- 4 db Matlab (1, 17, 19, 22)
- 6 db C++ (12, 13, 14, 15, 16, 21)
- 13 db Python (2, 3, 4, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 18, 20, 23, 24)
- 1 db ImageJ (6)
- Készült továbbá egy saját, egyszerűbb algoritmussal működő kísérleti megoldás is Python-ban.

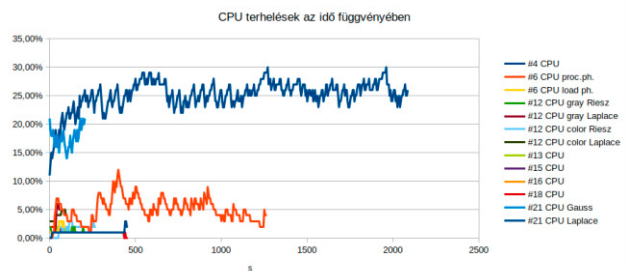
A Matlab verziókat a költséges licenckötöttsége és a Linuxos telepítési nehézségek miatt félretettük, a C++ esetében a QtCreator + gcc, Python-hoz a PyCharm + Python 3 fejlesztőkörnyezetet, míg ImageJ-hez a Fiji verzió + EVM plugin-t használtuk.

Hardver oldalról a projekteket az alábbi gépeken teszteltük:

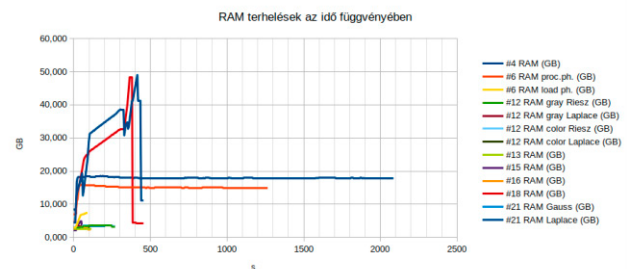
- Sun Microsystems SunFire X4600 szerver (AMD CPU-k, 8x4 mag, 256 GB RAM)
- Dell T3600 Workstation (Intel Xeon CPU, 8 mag, 32 GB RAM)

Az nVidia videovezérlő sajnos egyik esetben sem CUDA kompatibilis, így a GPU nem használható a számításokhoz.

A szerveres tesztek során látható volt, hogy egyik projekt sem használja ki a nagyszámú CPU magot (2. ábra), a használt mag(ok) és a RAM terhelése (3. ábra), illetve a feldolgozási idő pedig számottevő szórást mutat. Ezek regisztrálására egy saját shell scriptet használtunk, amely 5s-onként rögzítette ezeket az értékeket az alábbi diagramok szerint.



2. ábra CPU terhelések az egyes programoknál



3. ábra RAM terhelések az egyes programoknál

Bizonyos projektek csak rögzített videofájl feldolgozására alkalmasak, néhányuk kamera videostream közvetlen kezelésére is.

A forráskódok fordítása során a legtöbb esetben kisebb-nagyobb nehézségekbe ütköztünk, főként a külső függvénykönyvtárak és a fejlesztőrendszerek időközben bekövetkezett verzióváltásai és egyéb kompatibilitási problémák miatt, így sok esetben kisebb-nagyobb módosításokat kellett végezni a forráskódokban, néhány projekt esetén sajnos sikertelenül.

Az összehasonlíthatóság érdekében minden esetben ugyanazt a videofájlt és ugyanazokat a feldolgozási paramétereket használtuk. A próbatest egy egyik végén rögzített lemez, amelyet egy éppen látható mértékű lengést okozó gerjesztőimpulzus ért és ezt a mozgást rögzítettük kamerával (4. ábra).



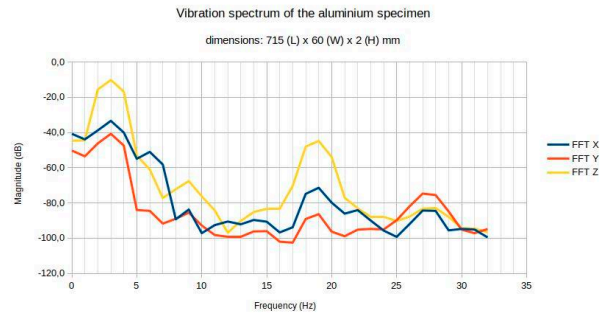
4. ábra A teszt videofájl



5. ábra A teszt videofájl feldolgozva

Egy véletlen folytán a jelölt terület külön jelentőséget kapott a tesztelésnél. Gyakorlatilag csak a feldolgozott videón látszott, hogy a felvétel közben ezen a területen egy hangya haladt át (5. ábra). Mint később kiderült, ez a láthatóság projekt- és paraméterfüggő, így ez is a minősítés egyik tényezője lett.

Mivel az algoritmusok frekvencia sávzűrést is alkalmaznak a nemkívánatos változások figyelmen kívül hagyása érdekében, így fontos a vizsgálandó mozgás frekvenciatartományának ismerete, melyet a képen látható gyorsulásérzékelővel és egy NI CompactDAQ műszerrel mértünk meg. A diagramon látható, hogy az első sajátfrekvenciája 3 Hz, ami 30 fps sebességű felvétel esetén jól feldolgozható (6. ábra).



6. ábra A mozgás frekvenciatartománya

A frekvencia sávzűrés egyúttal azt is jelenti, hogy a mintavételi törvény ebben az esetben is releváns, a felvétel (az adott kamera) sebessége korlátozza a vizsgálandó mozgás frekvenciáját. Egy általános célú kamera 25...60 fps sebességgel működik, ami így közvetlenül nem teszi lehetővé a magasabb frekvenciatartományú vizsgálatokat. Ilyen esetben hasznos egy gyorskamera alkalmazása (esetünkben ez a Chronos CR21 lehet), amely alkalmas akár több ezer fps felvételre, ugyanakkor ennek egy átlagos kamera sebességére transzformált videofájl készítésére is, ebben az esetben a feldolgozás során az $f_{\text{feldolgozási}} = f_{\text{valós}} \cdot (\text{FPS}_{\text{videofájl}} / \text{FPS}_{\text{rögzítés}})$ frekvenciát kell paraméterként használni. Például egy 50 Hz-es rezgőadagoló esetében 600 fps rögzítés és 30 fps videofájl mellett a feldolgozáshoz beállítandó sajátfrekvencia $50 \cdot (30 / 600) = 2,5$ Hz.

A projektek feldolgozási minőségének összehasonlítására egy részben objektív, részben szubjektív minősítési rendszert alakítottunk ki, mely figyelembe veszi a rendszerterhelést, a futásidőt, a képzajt, a mozgásnagyítás vizualitását, a hangya láthatóságát, illetve a kezelhetőséget, paraméterezhetőséget, futtathatóságot is. Az eredményeket a működésre bírt projektek esetében az 1. táblázat foglalja össze:

1. táblázat A vizsgált projektek

Projekt #	Nyelv	Futásidő (s)	RAM terhelés max (GB)	CPU terhelés max	Videó szubjektív osztályzat (0...5)	Összesített értékelés (0...5)	Tapasztalatok
2 és 11 [16]	Python	N.A.	N.A.	N.A.	0	0	Grafikus ablak, a két projekt lényegében ugyanaz, kamerát igényel, real-time, elvileg GPU alapú, de CPU-val is működik, viszont azzal nem az elvárt jellegű eredményt nyújtja, így a terhelés teszt nem volt indokolt.
4 [17]	Python	420	49,0	3%	4 (H4)	3	Grafikus kezelőfelület, szerveren működik, PC-n kevés a 32 GB RAM.
6 [18]	ImageJ	>1000	15,9	12%	3 (H0)	2	Grafikus kezelőfelület, a bemenő videót képekké kell konvertálni (ehhez készült saját python utility), majd az eredmény képeket videóvá, csak ff. eredményt ad. A hangya mozgása nem látható.
8 [19]	Python	(>5200)	N.A.	N.A.	N.A.	2	Szerveren CPU utasításkészlet inkompatibilitás miatt nem működik, de PC-n igen, viszont rendkívül lassan és nagy terhelés mellett, pl. az MIT alacsony felbontású demo videóját 50% méretben is >5200 s alatt dolgozta fel, így további tesztelés még nem történt.
12 [20]	C++	75	3,3	6%	4 (H4)	5	Grafikus kezelőfelület, sokoldalú, Laplace és Riesz módszerrel is működik, színes és ff, kamerát is kezel, a Laplace módszerrel gyakorlatilag real-time módban. (a 4 sor: Laplace ff, Riesz ff, Laplace színes, Riesz színes) A Riesz módszerrel plasztikusabb kimenet, de a hangya mozgása nem látható.
		270	3,7	2%	5 (H0)	4	
		120	3,4	5%	4 (H4)	5	
		270	3,7	3%	5 (H0)	4	
13 [21]	C++	130	2,6	2%	4 (H4)	5	Grafikus kezelőfelület, az összes közül a legalacsonyabb rendszerterhelés
15 [22]	C++	80	4,9	2%	4 (H4)	4	Grafikus ablakok, az elkészített videót nem menti fájlba, futtatáskor csak mutatja párhuzamosan a bemeneti videóval. Ez real-time működést is feltételezhet, de a tesztelő gépeken ezt nem képes tartani. A 11 s hosszú videó futásideje 80 s.
16 [23]	C++	125	3,0	2%	5 (H0)	4	Parancssoros, a futási üzenet arra utal, hogy elvileg tudna kezelni GPU-t is. Plasztikusabb kimenet, de a hangya mozgása nem látható.
18 és 20 [24]	Python	365	48,3	2%	3 (H0)	2	Parancssoros, az eredeti MIT algoritmus python implementációja, az MIT demo videó és a saját tesztvideó erőforrásigény különbsége kiugróan nagy. A viszonylag zajos kimenet mellett a hangya mozgása sem látható.
21 [25]	C++	185	3,4	21%	2 (H2)	2	Parancssoros, jelentős CPU mag terhelést mutat, ez a paraméterezés függvényében 100%-ig is ment, a program leállítását is okozva. (A 2 sor: Gauss és Laplace módszer)
		>2000	18,6	30%	3 (H1)	1	
BP5	Python	N.A.	N.A.	N.A.	2 (H3)	2	Saját fejlesztésű kísérleti program, más, egyszerűbb működési elven, amely inkább viszonylag nagyobb mozgásokhoz alkalmas, de a hangya mozgása látható. További fejlesztést igényel, így a terhelés teszt még nem volt indokolt. („motext” néven az online videók között)

Az egyes projektekkel készült feldolgozott videók az eredeti felvétellel együtt az alábbi linken érhetők el:
<https://www.youtube.com/playlist?list=PLU6qsdcgtHXsKhNUky6DUzNs4zQoaZcdz>

További 12 projekt is nagy valószínűséggel működőképpé tehető, megfelelő MATLAB licenc, CUDA kompatibilis hardver, vagy/és a fejlesztésekor alkalmazott pontos szoftverkörnyezet használatával, melyek jelenleg nem állnak rendelkezésünkre.

Ugyanakkor ebben a fázisban ez nem is indokolt, mivel a működő projektek között is vannak olyanok, amelyek megfelelnek a módszer gyakorlati hasznosításának további teszteléséhez.

5. ÖSZEFoglalás

A projekteknek (és magának a Sun szervernek erre a célra) történt használatba vétele során számos nehézségen kellett keresztülmenni, melyek nagy részének bemutatását e cikk keretei közt nem tartottuk szükségesnek. Az eddig elért eredményekből látható, hogy az alkalmazott algoritmuson túl több hardver és szoftver tényező is jelentősen befolyásolja az egyes projektek gyakorlati használhatóságát, akár működőképességét. A megszerzett tapasztalatok alapján a bemutatott projektek közül összességében jelenleg a 12, 13 és 16 számút tartjuk a legalkalmasabbnak további, számos ipari területen előforduló kismértékű mozgások elemzésével történő tesztelésre, majd gyakorlati, oktatási-kutatási célú hasznosítására.

6. KöszöNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutató munka részben a C2307874 számú projekt a Kulturális és Innovációs Minisztérium Nemzeti Kutatási Fejlesztési és Innovációs Alapból nyújtott támogatásával, a KDP-2023 pályázati program finanszírozásában valósult meg.

7. IRODALOM

- [1] Burt, P., Adelson, E. 1983. The Laplacian pyramid as a compact image code. *IEEE Trans. Comm.* 31, 4, 532–540.
- [2] Freeman, W. T., Adelson, E. H., Heeger, D. J. 1991. Motion without movement. *ACM Comp. Graph.* 25, 27–30.
- [3] Fuchs, M., Chen, T., Wang, O., Raskar, R., Seidel, H.-P., Lensch, H. P. 2010. Real-time temporal shaping of highspeed video streams. *Computers & Graphics* 34, 5, 575–584.
- [4] Horn, B., Schunck, B. 1981. Determining optical flow. *Artificial intelligence* 17, 1-3, 185–203.
- [5] Liu, C., Torralba, A., Freeman, W. T., Durand, F., Adelson, E. H. 2005. Motion magnification. *ACM Trans. Graph.* 24, 519–526.
- [6] Liu, C., Freeman, W., Szeliski, R., Kang, S. B. 2006. Noise estimation from a single image. In *IEEE CVPR*, vol. 1, 901 – 908.
- [7] Lucas, B. D., Kanade, T. 1981. An iterative image registration technique with an application to stereo vision. In *Proceedings of IJCAI*, 674–679.
- [8] Wadhwa, N., Rubinstein, M., Durand, F., Freeman, W. T., “Riesz Pyramids for Fast Phase-Based Video Magnification” 2014.
<https://doi.org/10.1109/iccpht.2014.6831820>

- [9] Simoncelli, E. P., Freeman, W. T., “The Steerable Pyramid: A Flexible Architecture for Multi-scale Derivative Computation,” *Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Image Processing*, Washington, DC, October 1995.
- [10] Chen, J. G., Wadhwa, N., Cha, Y.-J., Durand, F., Freeman, W. T., Buyukozturk, O., “Modal Identification of Simple Structures with High-Speed Video Using Motion Magnification,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 345, June 2015, pp.58-71
<https://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.01.024>
- [11] Wadhwa, N., Rubinstein, M., Durand, F., Freeman, W. T., “Phase-Based Video Motion Processing,” *ACM Trans. Graph. (Proceedings SIGGRAPH 2013)*, Vol. 32, No. 4, 2013.
<https://doi.org/10.1145/2461912.2461966>
- [12] Wadhwa, N., Rubinstein, M., Durand, F., Freeman, W. T., “Quaternionic Representation of the Riesz Pyramid for Video Magnification,” 2014.
- [13] Kim, H. M., Bartkowicz, T. J., “An Experimental Study for Damage Detection Using a Hexagonal Truss,” *Computers and Structures*, Vol. 79, 2000, pp. 173–182.
- [14] Meirovitch, L., *Fundamentals of Vibration*, McGraw-Hill Companies, Inc., 2001.
- [15] Liu, C., *Beyond Pixels: Exploring New Representations and Applications for Motion Analysis*, Doctoral thesis, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 2009.
- [16] github.com/nedeisenberg/GAMA
- [17] www.cg.tuwien.ac.at/courses/Visualisierung2/HallOfFame/2018/Wu2012/html/index.html
- [18] github.com/hilaprat/evm-imagej2
- [19] github.com/itberrios/phase_based
- [20] github.com/tschnz/Live-Video-Magnification
- [21] github.com/wzpan/QtEVM
- [22] github.com/saracen/magnification
- [23] github.com/bramton/opencl-motion-magnification
- [24] github.com/flyingzhao/PyEVM
- [25] github.com/Rya-Sanovar/Eulerian-Video-Magnification
- [26] github.com/chrdiller/VideoMagnification

KRITÉRIUMOK ÉS LEHETŐSÉGEK ADDITÍV GYÁRTÁSRA OPTIMÁLT ALKATRÉSZEKNÉL

REQUIREMENTS AND POSSIBILITIES FOR COMPONENTS OPTIMIZED FOR ADDITIVE MANUFACTURING

Dr. Dömötör Csaba*

ABSTRACT

This article presents the requirements for the redesign of spare parts made with additive manufacturing and the possibilities of their simplification. Through a few examples, it examines in detail the steps taken to meet the requirements and the utilization of the potential possibilities in 3D printing.

1. BEVEZETÉS

Napjainkban az egyre szélesebb körben elérhető additív gyártástechnológiák új távlatokat nyitottak a meghibásodott alkatrészek pótlásának megoldásában. Ahogyan a meghibásodott részegység 3D modelljének újra alkotásában is új lehetőségeink vannak, ezek legyártása is jóval gyorsabb és egyszerűbb lehet.

Az első lépés az adott alkotóelem rekonstrukciója, ami régóta a legalapvetőbb mérnöki feladatok közé tartozik. Ezen alkotó tevékenység lényege, hogy egy kézzel fogható, de legtöbb esetben elhasználódott (kopott, törött, károsodott) alkatrésznek meghatározzuk az eredeti geometriáját. A folyamat fontos része, hogy a kijelölt alkatrészről az újragyártáshoz szükséges méret-, tűrés- és alapanyag-információkat tartalmazó műszaki rajz készüljön, ha nem áll rendelkezésre a gyártási dokumentáció.

A modern additív gyártástechnológiákkal a rekonstrukciós folyamatból a vetületi ábrázolási lépés elhagyható. De például 3D nyomtatással történő megvalósítás esetén is törekedni kell az adott technológia által létrehozható geometria és elérhető maximális szilárdság optimumára.

2. A REKONSTRUKCIÓ CÉLJA

Alkatrészek rekonstrukciójára több esetben is szükség lehet. Ilyenek okok lehetnek az alábbiak. [1]:

- *Nincs pótalkatrész* és terméktámogatás.
- *Kieső idő csökkentésének* igénye a meghibásodott alkatrész hosszú beszerzési ideje miatt.
- *Gazdaságos javítás* igénye túlságosan drágán beszerezhető gyári alkatrész esetén.

A felsorolt esetek mindegyikénél elengedhetetlen a szerelhetőség és működtetés szempontjait figyelembe vevő pontossággal bíró geometria meghatározása. [2]

3. A REKONSTRUKCIÓ FELADATA

Az *eredeti geometria ismerete*, valamint a normál működésből, eseti túlterhelésből vagy környezeti hatásokból adódóan *várható feszültségállapot meghatározása* elengedhetetlen a gyártandó pótalkatrész CAD modelljének megtervezése, módosítása, illetve szükség esetén VEM vizsgálattal támogatott optimalása során. A geometriát a károsodás mértékétől függően hagyományos mérőeszközökkel, 3D koordináta mérőgépekkel, illetve az érintkezéses vagy érintkezés nélküli, optikai felület digitalizáló eszközökkel is meghatározhatjuk. További alternatív megoldást jelenthet a digitális 2D képalkotás eszközeinek használata is. [1] [3]

A 2D profil felhasználásával létrehozott vagy pl 3D szkenneléssel generált térbeli geometria több utómunkát is igényelhet. Ezek egyrésze egyszerűen csak a szkennelési hibák javítását jelenti. Viszont jelen cikk azt vizsgálja, hogy a geometria milyen további áttervezést *igényel*, illetve *tesz lehetővé* a legyártáshoz alkalmazott additív technológia alapvető tulajdonságai miatt. Fontosnak tartom kiemelni, hogy mind a 3D modell javítása és pontosítása, mind pedig annak valódi áttervezése átfogó konstrukciós ismereteket és tervezési tapasztalatot igényel.

4. ÁTTERVEZÉS

Miután tehát megkaptuk az eredeti alkatrész-geometriát, legyártás előtt lehetőségünk van annak fejlesztésére. Akár VEM segítségével vizsgálatokat végezve, akár csak a várható terheléseket, a bekövetkezett meghibásodást, illetve az alkatrész számára a termékben rendelkezésre álló helyet figyelembe véve – többnyire anyaghozzáadással – erősíthetünk a tönkremenetel szempontjából kritikus keresztmetszeteken. [1] Esetenként még hatékonyságnövelésre vagy új funkció kialakítására is sor kerülhet.

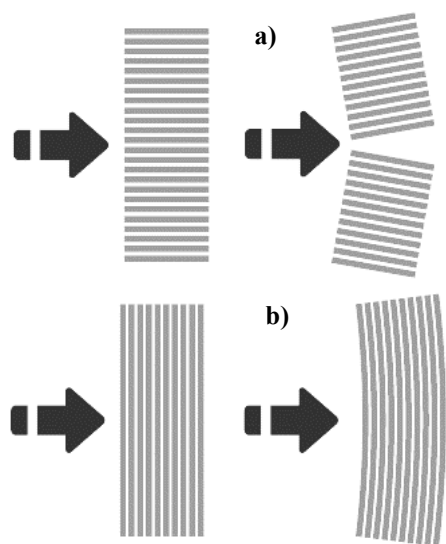
* *egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet*

4.1 Követelmények

Az átervezés során az *alapanyag*, valamint az *alakadó eljárás megváltozása* következtében első közelítésben az ezekből származó követelmények és peremfeltételek betartására kell koncentrálni.

4.1.1 Rétegek iránya

A kutatások rávilágítottak, hogy az alkatrészek felépítésének iránya, vagyis az, hogy a nyomtatási rétegek mely síkkal párhuzamosan követik egymást, releváns hatással bírnak a késztermék mechanikai tulajdonságaira. [5] Könnyű belátni, hogy egy olyan technológiánál, ahol a rétegek szétválása valós probléma, az azok mechanikus szétválasztását eredményező terhelési irányokat kerülni kell. Rétegekből felépülő termék esetén tehát ügyelni kell rá, hogy például a nyírőerők a rétegekre merőlegesen alakulhassanak ki.



1. ábra a) Rétegirányú és b) rétegekre merőleges irányú nyírófeszültség hatása a nyomtatott próbatestre [6]

4.1.2 Szálorientáció és kitöltés

Ugyanígy a szálorientáció és a belső kitöltés mértéke is olyan paraméterek, amelyeket tudatosan kell megválasztanunk. A GAMF Anyagtechnológia Tanszékén végzett mérési sorozat eredményei szerint például a 45°-os szálorientáció minden mért esetben nagyobb ütő-hajlító szilárdsággal, nagyobb szakító szilárdsággal és nagyobb szakadási nyúlással rendelkező próbatesteket eredményezett. [7]

4.1.3 Felületi érdesség

Szintén az additív eljárásokkal létrehozott termékek jellemzője a felületi anizotrópia. Ez a felületi érdesség irányfüggő mivoltát jelenti, amit egymással érintkező, de még inkább egymáshoz képest relatív elmozdulással működő alkatrészek esetében kell figyelembe venni a rétegződés irányának megválasztásakor. [8]

4.1.4 Anyagválasztás

Az FDM nyomtatás alapanyagának kiválasztása is döntő szempont, ha relatíve hosszú élettartamú termék készítése a cél. A leggyakrabban használt alapanyagok az ABS, ASA és PLA [9], illetve ezek adalékolt változatai. Ezek közül a könnyű (alacsonyabb hőmérsékletű) nyomtathatóságáról ismert PLA talán a legnépszerűbb. Persze ennek megfelelően a hőtűrése is a megszokottnál alacsonyabb, maximum 60°C-ra korlátozódik. Ezt szem előtt kell tartani olyan késztermékek nyomtatásánál, amelyek a beépítési helyükön, illetve működés közben ennél magasabb hőmérsékletnek lehetnek kitéve, melyet akár az erős napsütés is kiválthat hétköznapi körülmények között. Megoldást jelenthet a CPLA (kristályos PLA), mely alapanyagot magasabb hőigényű termékekhez terveztek. A CPLA-ból nyomtatott munkadarabok hőállósága 80°C -ig terjed. [10]

Ha nagyobb igénybevételre számítunk, akkor a megnövelt mechanikai teljesítménnyel rendelkező TPLA (kemény PLA) jelent jó választást. A TPLA elnevezés talkummal adalékolt PLA-ra utal, ahol a talkum egy természetes ásvány, amely segít a PLA-nak keményebb anyag kialakításában. Így a könnyű nyomtathatóságot megőrizve kaphatunk megnövelt ütésállóságot, de csak a PLA-ra jellemző alacsonyabb hőállóság mellett. [11]

4.1.5 Alkatrészspecifikus vizsgálat

Az általános alapelveken túl a konkrét alkatrészeket célirányosan is meg kell vizsgálni, hogy például Szükséges-e / Lehetséges-e / Indokolt-e:

- ...a falvastagság növelése?
- ...egyes teherviselő részek kiváltása? (pl.: fém tengellyel)
- ...a teherviselő részekben merevítő betétek befogadására alkalmas üregek kialakítása?
- ...merevséget javító összekötő elemek betervezése a funkcionális részek közé?
- ...a nyomtatáskor létrejövő támasz minimalizálása, helyette maradó támasztékok tervezésével?

4.2 Lehetőségek

Az anyagból és technológiából adódó peremfeltételeken túl a nyomtatandó termék modelljének további átervezése is lehetséges, de ezek már nem követelményként, hanem inkább lehetőségként fogalmazhatók meg.

4.2.1 Egyszerűsítés

A meghibásodott és cserélni kívánt alkatrész eredeti gyártástechnológiájából ugyanis származhatnak olyan alaksajátosságok, melyek az új technológia esetén már elhagyhatók vagy leegyszerűsíthetők. Mindezt csak akkor tehetjük meg, ha ezen részek nem hordoznak használati funkciót és nem vesznek részt a terhelések felvételében sem. Ilyen lehet például a kúposág és oldalferdeség elhagyása, ami a fröccsöntött műanyag

alkatrészek gyártásakor szükséges a szerszámok nyitásának, valamint a késztermék kilökésének megkönnyítéséhez, de indokolatlanná válik additív eljárással létrehozott termékek esetén.

4.2.2 Egyedi gyártás és kézi szerelés

Szintén az eredeti alakadási és szerelési folyamatok változása miatt nyílik lehetőségünk például a gépi szerelhetőség miatt felbontott alkatrészek összevonására, vagy a gépi megfogást és automata orientációt segítő alakelemek elhagyására, illetve egyszerűsítésére is.

4.2.3 Új funkciók

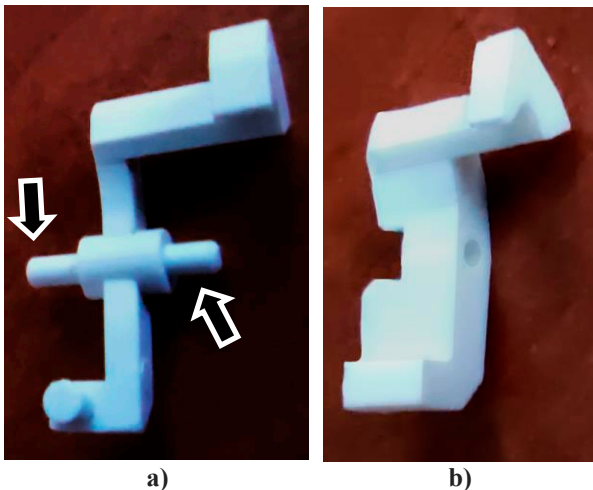
Az új technológia és anyag nemcsak a pótalkatrészek gyártási idejének vagy költségének csökkentésében játszik szerepet, de lehetőséget teremthet új funkciók kialakítására is. Így például kihasználható az additív gyártással készülő termékek terhelésekkel szembeni irányfüggő viselkedése.

5. PÉLDÁK

Érdeemes megvizsgálni az előző bekezdésekben tárgyalt alapelvek alkalmazását néhány szemléletes példán keresztül. A bemutatott alkatrészek minden esetben egy tönkrement eredeti termék kiváltására készültek és így valós rekonstrukciós tervezési feladatot jelentett az újbóli legyártásuk.

5.1 Kapcsolókar

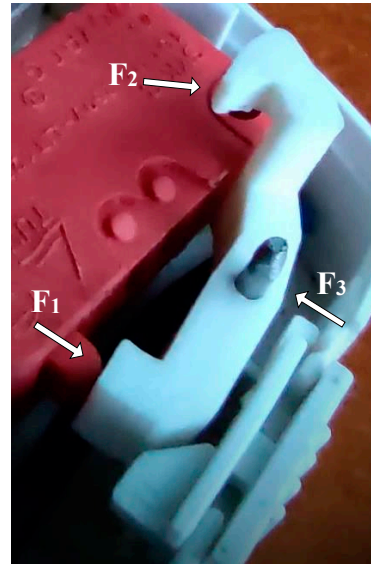
A 2. ábra egy kis alapanyagigényű alkatrészt mutat be, ami egy mechanikus idővezérelt kapcsolóra billenőkarja. Az eredeti geometria ezen elem esetében több szükségszerű átalakításon is átesett, melyeket minden esetben a választott technológia indokolt.



2. ábra a) Eredeti és b) áttervezett billenőkar

A hajlító igénybevétel minél jobb elviselése érdekében az eltört kis keresztmetszetű kar maximális

vastagságot kapott a rendelkezésre álló hely, a beépítési pozíció és az alkatrész mozgástartományának figyelembevételével. További változtatás, hogy az eredetileg fröccsöntéssel készülő alkatrészen ugyanazon anyagból kialakított, 2.a ábrán nyilakkal jelölt forgási tengelyvégek helyére egy azokkal azonos átmérőjű furat került, amibe később egy acél tengely illeszthető, ezzel növelve a gépelem várható élettartamát. (3. ábra)

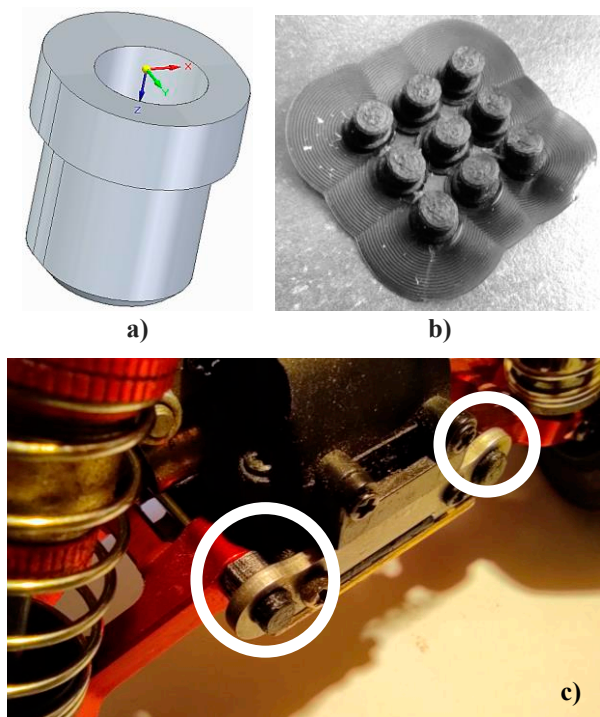


3. ábra Nyomatott billenőkar fém tengellyel

Az így módon előállított pótalkatrész esetén magától értendő, mégis fontos kiemelni, hogy a várható terheléseket figyelembe véve fektetett állapotban célszerű nyomtatni. Természetesen azt egyfajta funkcióvesztésként kell értékelni, hogy a 3D nyomtatással készült pótalkatrész az alapanyagául szolgáló TPLA-ra jellemző alacsonyabb hőállóság miatt ~40-50°C-nál melegebb környezetben nem üzemeltethető megbízhatóan és hosszú élettartammal. A működése során ugyanis folyamatos hajlítófeszültségnek van kitéve az általa vezérelt, 3. ábra bal oldalán is látható elektromos kapcsoló (F_1) rugóereje, az alkatrész túloldalán lévő siklófejnél átadódó (F_2) kapcsolóerő és a közepén átfutó tengelynél fennálló támasztóerő (F_3) miatt. Tapasztalatként elmondható, hogy az így legyártott munkadarab a beépítéstől számított 2 éven belül nem hibásodott meg és folyamatosan megfelelően működik.

5.2 Modellautó alkatrész

Az új funkciók létrehozására mutat szemléletes példát a 4.a. ábrán látható alkatrész, ami egy rádió távirányítású modellautó első lengővilla tengelyének játégmentes befogására szolgáló, egyik végén zárt, peremes hüvely. A futóműgeometria változtathatósága miatt a kialakítása nem forgásszimmetrikus, hanem enyhén lapított, valamint a benne kialakított kör keresztmetszetű üreg sem közepén helyezkedik el. (4.a ábra)



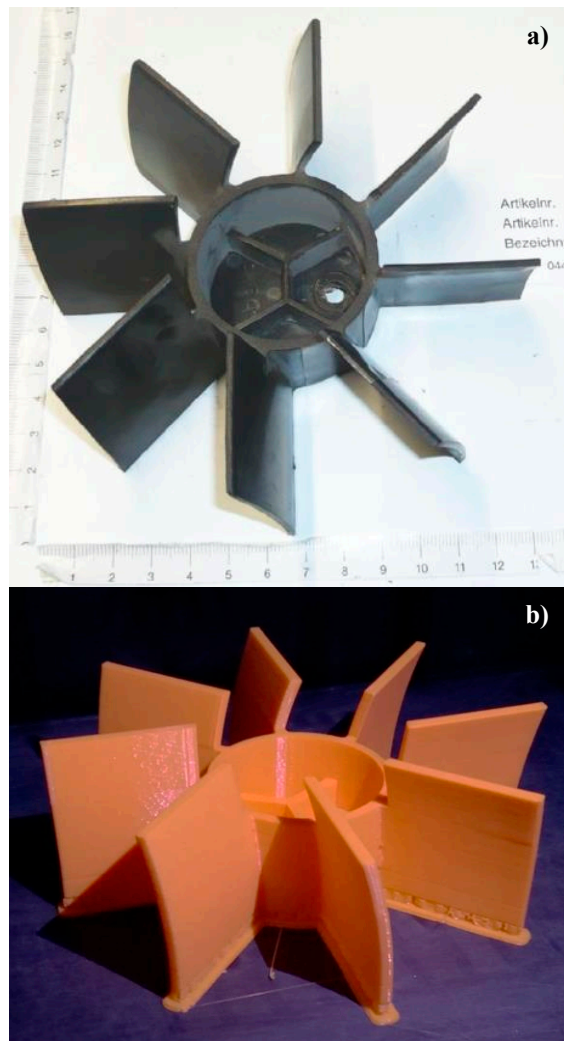
4.ábra.

- a) Tengely pozícionáló hüvely CAD modellje
- b) Több példányban nyomtatott pótalkatrészek
- c) Beépített állapot a modellautóban

A használati tapasztalat azt mutatja, hogy 3D nyomtatáskor a furat tengelyére merőleges rétegződéssel gyártva ez az egyszerű alkatrész új funkciót is kaphat. Normál működés esetén ugyanis az eredeti alkatrészhez hasonlóan hosszú élettartammal bír, ütközéskor viszont törőelemként működik, hiszen a rétegek mentén könnyebben elpattanva képes megakadályozni a drágább alkatrészek (pl a benne forgó tengely vagy a lengővilla) deformációját vagy törését.

5.3 Hűtőventilátor

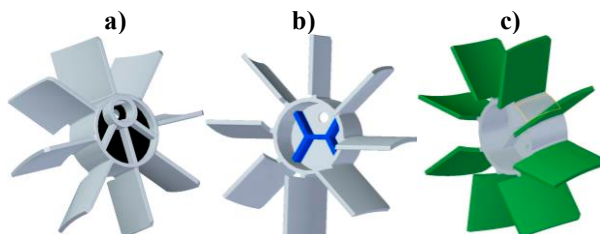
A következő vizsgált gépelem egy kompresszor hűtőventilátora, ami működéskor szintén intenzívebb hőterhelésnek van kitéve. Ennél az alkatrésznél azonban nem statikus erőhatásokkal kell számolni, hanem alacsony frekvenciájú rezgéssel. Ezzel egyidőben a nagy fordulatszám következtében fellép egy centrifugális erő, amit sugárirányban kifelé irányuló, fiktív tehetetlenségi erőnek tekintünk. Rosszul megválasztott rétegződés esetén ez a centrifugális erő a rázkódással együtt a ventilátor lapátjainak letörését okozhatja. Viszont az 5.b ábrán látható módon, az alkatrészt tengelyére merőleges síkokból felépítve már nem okoznak problémát ezek a hatások.



5.ábra.

- a) Eredeti Einhell pótalkatrész [12]
- b) Elkészült alkatrész a nyomtatási munkatérben

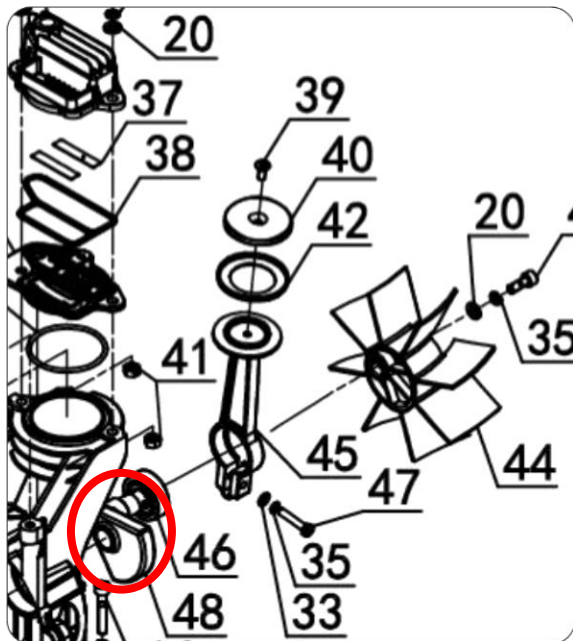
Az alkatrész hosszú élettartamának eléréséhez több helyen is érdemes növelni a falvastagságot. Így a kiindulópontként az eredeti geometriát lekövetve megtervezett CAD modell több módosításon is átesett, melyekből hármat a 6.ábra mutat be.



6.ábra. A ventilátor megerősített részei

- a) Ventilátor alapsík erősítés
- b) Szélesített merevítőbordák
- c) Megvastagított lapátok

A forgástengelyre merőleges alapsík (6.a ábra) az alkatrész legfontosabb csatlakozó felülete, mert ez fekszik fel a motor excentrikus tengelyvégén, ami a 7. ábrán látható 3D robbantott nézet 48-as tételszámmal jelzett alkatrésze.



7. ábra. A robbantott ábra részlete [13]

Az 8.a ábrán jól látható, hogy a kompresszor ventilátora egy forgattyús mechanizmus excentrikus tengelyvégére illeszkedő alkatrész. A rekonstrukciós mérések során az ütésmentes járás érdekében a minél pontosabb furatpozíció meghatározása elengedhetetlen volt. Az excentricitás mértékére 12,8 mm adódott, vagyis ekkora távolság mérhető a központi forgástengely és az alkatrészen kialakított furat tengelye között.

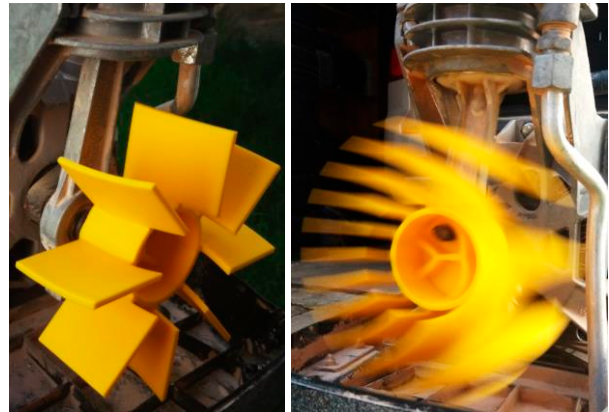


8. ábra.

- a) Forgattyús mechanizmus excentrikus tengelyvéggel
- b) Stabil rögzítést támogató fém alátét

A nagyobb stabilitást és jobb hőtűrési igényt szem előtt tartva a sík felfekvő felület 1,2 mm-ről 1,7 mm-re lett növelve. Emellett a felületi nyomás csökkentése érdekében a tengelyvéghöz történő rögzítést ellátó belsőkulcsnyílású csavar alá egy nagyméretű fém alátét került. (8.b ábra)

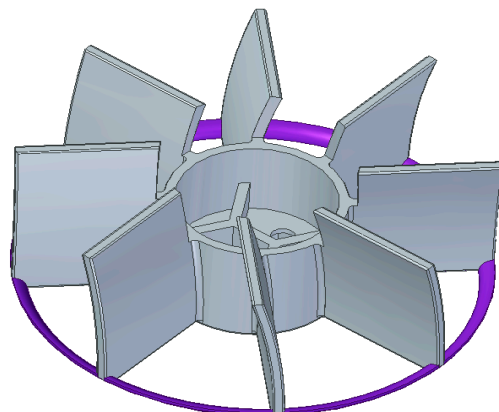
Ahhoz, hogy a járókereket nagyobb alátéttel lehessen a helyén tartani, az agy merevítésére szolgáló bordák nyomvonalai kisebb átalakításon estek át, miközben a falvastagság is növelve lett a felfekvő felület mindkét oldalán lévő bordaháló esetében, amit a 6.b ábrán sötétebb színnel kiemelt részek szemléltetnek.



9. ábra. Járókerék a beépítés helyén

Ezen kézenfekvő és szükségszerű változtatásokon túl még egy fontos módosítás történt az alkatrészen, ami a lapátok vastagságának növelését jelentette (6.c ábra). Ennél a változtatásnál már egy optimumkeresés is része volt a folyamatnak. A vastagabb lapátoknak ugyanis nemcsak előnyös hatásuk van a járókerékre, de közben a forgástengelytől távolabb eső anyag többletből származó tömegnövekedés miatt a működtetés közben fellépő centripetális gyorsulás növekedését is okozzák. Emellett a túlságosan vastag lapátok áramlástani szempontból is hátrányt jelentenek.

Az üzemeltetés során továbbfejlesztési javaslatként merült fel a lapátok peremmel történő merevítése is, amit a 10. ábra szemléltet



10. ábra. Lapátok merevítése karimával

Ez egy olyan körbefutó karima, ami merevítő hatása miatt alkalmas élettartamnövelésre, de nem gátolja a radiális irányban kilépő, hengertér felé áramló levegő útját. A lapátsort kizárólag az egyik, a nyomtatáskor alulra eső külső sarkainál kötjük össze azért, mert így az alapvető elvárást jelentő nyomtatási támasz minimalizálása is megvalósul.

A modellen végrehajtott változtatások eredményeként a termék – időközönkénti használat mellett – évek óta problémamentesen működik. (9. ábra)

6. ÖSSZEFOGLALÁS

Az additív gyártástechnológiák új távlatokat nyitottak a pótalkarész-gyártás terén. Az eredeti alkatrész-geometriák azonban gyakran áttervezést igényelnek. Ennek oka, hogy egyszerre változik meg az alapanyag és az alakadó eljárás is. Ezeket figyelembevéve általános alapelvek is megfogalmazhatók, de legtöbb esetben az egyedi alkatrész geometriáját, terhelésállapotát, funkcióit és működését is figyelembe vevő speciális változtatások szükségesek és lehetségesek.

7. SUMMARY

Additive manufacturing technologies have opened new horizons in the field of spare parts production. However, original part geometries often require redesign. The reason for this is that both the material and the forming process change at the same time. Based on these, general principles can also be formulated. But in most cases, special changes are necessary and possible, considering the geometry, load condition, functions and operation of the individual part.

8. IRODALOM

- [1] Dömötör, C.: Reconstruction of Simple Parts Using FDM Technology. Design of Machines and Structures, 13(2), 13-21. (2023) ISSN 2064-7522 <https://doi.org/10.32972/dms.2023.013>
- [2] Bihari Z; Sente J: Speciális geometriájú gépelemek rekonstrukciója, Multidiszciplináris Tudományok, 1pp. 143-150. (2011) ISSN 2786-1465 <https://ojs.uni-miskolc.hu/index.php/multi/article/view/74/71>
- [3] Sarka, F.; Tóbis, Zs.: A 3D scannelés és prototípusgyártás alkalmazási lehetősége csomagoló szerszámok gyártásában -esettanulmány, GÉP 68: 4 pp. 47-52. (2017) ISSN 0016-8572 <https://www.gepujsag.hu/2017/11/10/2017-4/>

- [4] Topa M., & Dömötör Cs.: Fröccsöntő szerszám tervezése. Multidiszciplináris Tudományok: A Miskolci Egyetem Közleménye, 9(3), 44-56. (2019) ISSN 2786-1465 <https://doi.org/10.35925/j.multi.2019.3.4>
- [5] Konya G.; Ficzere P.: The Effect of Layer Thickness and Orientation of the Workpiece on the Micro- and Macrogeometric Properties and the Machining Time of the Part during 3D Printing, Periodica Polytechnica Mechanical Engineering 67: 2 pp. 143-150. (2023) ISSN 0324-6051 <https://doi.org/10.3311/PPme.21473>
- [6] Craig Alexander: How Part Orientation Affects a 3D Print, Formero, <https://formero.com.au/blog/how-part-orientation-affects-a-3d-print/> (2023.07.26.)
- [7] Ádám B., Polgár B.: 3D nyomtatott próbatetek mechanikai vizsgálata, Gradus Vol 6, No 1, (2019) 185-191 ISSN 2064 8014 https://gradus.kefo.hu/archive/2019-1/2019_1_ENG_018_Balazs.pdf
- [8] P. Ficzere: Surface Anisotropy on 3D Printed Parts, Periodica Polytechnica Mechanical Engineering, 68(3), pp. 272–277, (2024) ISSN 0324-6051 <https://doi.org/10.3311/PPme.37770>
- [9] Marada I.; Bihari J.: A kisméretű műanyag fogaskerek FDM és SLA elven történő 3D nyomtatása során szerzett tapasztalatok, GÉP 73: 3-4 pp. 60-65. (2022) ISSN 0016-8572 <http://www.gepujsag.hu/wp-content/uploads/2022/04/gep-2022-3-4.pdf>
- [10] What's the Difference Between PLA and CPLA? <https://www.ecopulppak.com/info/what-s-the-difference-between-pla-and-cpla-74277848.html> (2022.08.22)
- [11] Which UltiMaker material should I use? <https://support.makerbot.com/s/article/1667337612208> (2024.04.22)
- [12] Einhell Service - Spareparts / Accessories, Article number: 02050502044, https://www.einhell-service.com/en_DE/402050502044.html
- [13] Einhell Compressor TH-AC 200/40 OF spareparts https://www.isc-gmbh.info/nl_NL/4020516-th-ac-200-40-of.html
- [14] O.Diegel, A. Nordin, D. Motte: A Practical Guide to Design for Additive Manufacturing, Springer, (2020), ISBN 978-981-13-8283-3 (printed) <https://doi.org/10.1007/978-981-13-8281-9>

MODULÁRIS ELVŰ TERVEZÉS (DFM) ELMÉLETE ÉS GYAKORLATA: MODULÁRIS NAGYMÉRETŰ 3D-NYOMTATÓ TERVEZÉSE ÉS TERMÉKFEJLESZTÉSE

MODULAR PRINCIPLE DESIGN (DFM) THEORY AND PRACTICE: MODULAR DESIGN OF GIANT 3D-PRINTER AND PRODUCT DEVELOPMENT

Dr. Gotthard Viktor, PhD*

ABSTRACT

Today, flexibility is getting more and more focus in design. One of the effective solution methods for this can be DfM, i.e. modular design, which is presented during this study. Next, the application of DfM on a practical example will be presented, first on the example of a modular machine design, and then on two modular product family.

The special feature of this article is that the prototype of the presented large modular 3D printer, which will be able to 3D print 5-meter products, will soon be ready, as a development of G-MAX Europe Kft.

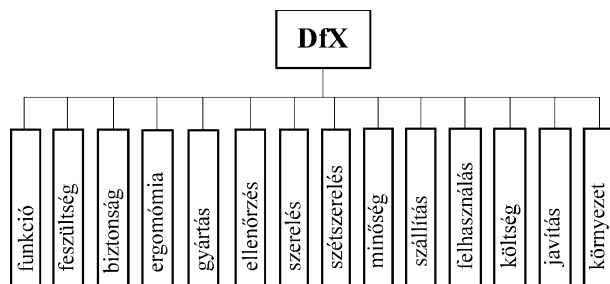
1. BEVEZETÉS

A DfX technikákat igen elterjedten alkalmazzák napjainkban a terméktervezés és a géptervezés során [1]. Egyik iránya a moduláris elvű tervezés (DfM), amelynek elméleti alapjait és az így tervezett moduláris rendszer jellemzőit mutatja be a cikk első része.

A cikk második része a DfM módszer tervezés során történő alkalmazására mutat be konkrét példákat. Előbb egy moduláris géptervezési, majd pedig két olyan moduláris elvű terméktervezési esetet ismertet, amely a bemutatott moduláris géppel gyártható.

2. A DFX-TECHNIKÁK FOGALMA ÉS IRÁNYAI

A DfX technikák elnevezés eredete az angol „Design for X” kifejezés és valamilyen szempontból helyes vagy optimális tervezést jelent [2]. A DfX technikák ismertebb és elterjedtebb módszerei az 1. ábrán láthatóak.



1. ábra. A DfX technikák irányai

Fontos megjegyezni, hogy a fejlesztés alapvetően kétféle folyamatot takar. Az egyik egy teljesen új termék vagy gép kifejlesztése, a másik pedig egy meglévő optimalizálása, azaz továbbfejlesztése.

3. A DFM ALKALMAZÁSA ÉS A MODULÁRIS RENDSZER JELLEMZŐI

A moduláris elvű tervezés (Design for Modularity - DfM) a DfX technikák elvének és a moduláris rendszerek sajátosságainak keresztezésével jött létre [3]. Azaz ebben egyesítésre kerülnek a fókuszált tervezés, valamint a moduláris elemekből álló termék- és gépcsaládok fejlesztési elvei.

A DfM egyesíti a géptervezés és a termékfejlesztés módszertanát is. Amikor egy új termék vagy gép esetén definiálni szeretnénk a szükséges modulokat, meg kell vizsgálni a rendszer jelenlegi elemeit és azok jellemzőit.

A moduláris rendszer elemeinek, azaz potenciális moduljainak meghatározásához meg kell válaszoljunk a következő kérdéseket. Milyen változatai vannak most? Milyen változatok szükségesek? Milyen változatok lehetségesek?

Az ezekre a kérdésekre adott válaszok alapján lehet felállítani a modulok előzetes rendszerét, amelyekből majd fel tudjuk építeni a teljes moduláris rendszert. Ezzel a módszerrel az 1. táblázatban látható modul típusokra kell felosztani a tervezendő moduláris rendszer elemeit, amelyekből majd utána építkezni tudunk.

1. táblázat. Modul típusok és jellemzőik.

MODUL TÍPUS	JEL	FUNKCIÓ, JELLEMZŐ
Alapmodul	A	Nem változik, mindig szükséges
Segédmodul	S	Csatoló, illesztő és határoló egységek
Speciális modul	SP	Feladatfüggő, speciális kiegészítők
Illesztő modul	I	Más rendszerhez integráláshoz szükséges
Egyedi elem	E	Egyedi igények esetén

*egyetemi adjunktus BME Gépészmérnöki Kar, Gép- és Terméktervezés Tanszék / kutatási projektvezető, G-MAX Europe Kft.

A moduláris elemekből álló elemkészlet moduljai adott határokon belül tetszőlegesen változtathatóak, azaz variálható az elemek lehetséges kombinációja. Az ilyen elemekből felépített berendezés összeszerelése vagy beüzemelése során flexibilisen változtathatóak a moduloktól függő egyes paraméter-értékek (pl. pozíciószám, lökethossz), akár az állítható egységek segítségével, akár a modulok gyors és egyszerű cseréje révén.

2. táblázat. Moduláris alapelvek és jellemzőik.

ALAPELV	JELLEMZŐK
MODULÁRIS EMEK	Alapelemek, modulok, illesztő modulok, egyedi tételek.
RUGALMAS RENDSZER	A rendszer és elemei alkalmasak a szabad konfigurálásra.
SZABVÁNYOS EMEK	Gyorsan és könnyen cserélhető szabványos elemek vagy modulok.
STANDARD CSATLAKOZÁSOK	Az egyes moduláris elemek megfelelő csatlakozásának kialakítása.

A 2. táblázatban bemutatott elvek szerint szükséges felépíteni a moduláris rendszer elemkönyvtár-rendszerét (EKR), amely elemeinek felhasználásával az adott típusú termék, célgép vagy gyártósor az igény szerinti változatban és jellemzőkkel konfigurálható [4].

4. MODULÁRIS ELVŰ GÉPTERVEZÉS BEMUTATÁSA EGY MINTAPÉLDA SEGÍTSÉGÉVEL

4.1. A géptervezési feladat előzménye

A G-MAX Europe Kft. az Nemzeti Kutatási, Fejlesztési és Innovációs Hivatal (NKFIH) által kiírt 2021-1.1.4-GYORSÍTÓSÁV megnevezésű projekt keretein belül támogatást nyert el [5].

A projekt során egy olyan moduláris felépítésű 3D nyomtató célgépet valósítunk meg, amely alkalmas 5m x 1m x 1m befoglaló méretű termék egy technológiai lépésben és egy darabból történő előállítására. A gép tervezésében részt vett a BME Gépészmérnöki kar Gép- és Terméktervezés Tanszéke is.

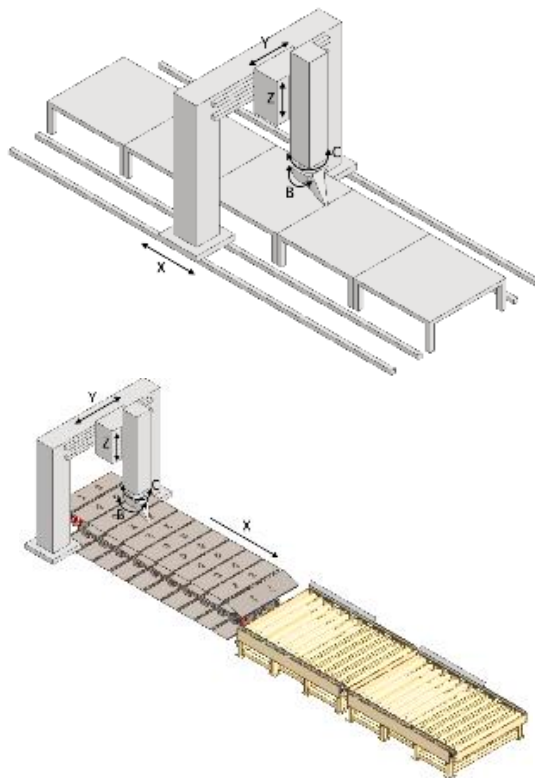
4.2. A gép koncepcionális kialakítása

A tervezés első lépése, mint minden célgép tervezése esetében az alkalmazott technológia, valamint a gépkoncepció, a fő elrendezés kiválasztása vagy kitalálása.

A megvalósítandó gyártástechnológia tekintetében a legelterjedtebb, legszéleskörűbb szervízzel és alapanyag-kiszolgálással bíró 3D-nyomtatási elvet, a szálolvasztásos (FDM) módszert választotta a tervezőcsapat.

Nagyméretű, hosszúkás termékek 3D-nyomtatására alapvetően kétféle elrendezés jöhet szóba az ismert és

elterjedt 3D-nyomtatók közül. Ezeket a változatokat a 2. ábra mutatja be.



2. ábra. Lehetséges nagyméretű 3D-nyomtató elrendezések

Az egymás alatti két eset: az egyik, amikor a portált mozgatjuk lineárisan az X-tengely mentén és az asztal fix, a másik, amikor a portál áll és az asztal mozog, de valójában ez egy elrendezés esetén kétféle lehetséges megoldása a hosszanti relatív elmozdulásnak.

A másik eset, amikor az asztal helyett egy végtelenített szalagot alkalmazunk és a nyomtatófejet 45°-ban megdőntve 3D-nyomtatunk. Példaként láthatunk egy elterjedtebb, kisméretű ún. szalagos 3D-nyomtatót (Creality CR 30). a 3. ábrán [6].



3. ábra. Szalagos 45°-os elrendezésű 3D-nyomtató.

A tervezőcsapat a Pugh-mátrixot alkalmazva hozta meg a döntést és a nagyméretű 3D nyomtató szerkezeti kialakításaként a szalagos elrendezést választotta.

Ezután következett a 3D-nyomtató moduljainak meghatározása, azaz a szükséges modulok, azok változatainak és jellemzőinek meghatározása.

4.3. A modulok tervezése és bemutatása

A berendezés a 3. táblázatban látható modulokat tartalmazza, amelyek segítségével meg tudja valósítani az elvárt funkciókat.

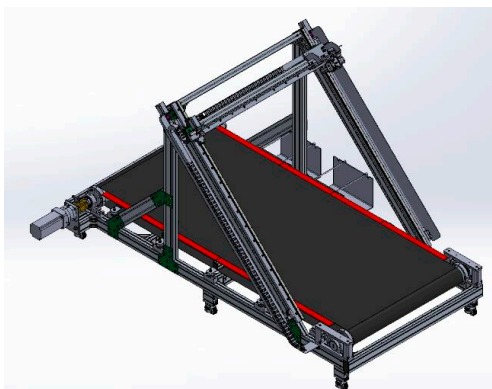
3. táblázat. A rendszer modulterképe.

JEL / MODUL	FUNKCIÓ	JELLEMZŐK
A / 3D-NYOMTATÓ	3D nyomtató fej mozgatása, vázrendszer	Ez a főmodul, minden változathoz szükséges és egyet minden esetben szükséges kiválasztani.
SP / 3D-NYOMTATÓFEJ	Szálolvasztás és előtolás	Minimum 1 szükséges, de lehet 2 is. Többféle típus van.
SP / SZALAG	Termék hosszanti mozgatása	Szélessége változtatható lehet, hossza adott. Többféle anyagból lehet.
S / KONVEJOR	Kinyomtatott, szalagról lelógó termék rész megtámasztása.	Többféle típus és méret lehet, min. 4m szükséges.
I / BURKOLAT	Termodinamikai izoláció a környezettől.	Választható modul. Többféle anyag és elrendezés.
I / KIEMELŐ	Alapgép és konvektor kiemelése.	Nem szükséges, ergonómiailag indokolt lehet.

A továbbiakban az egyes modulokat és azok változatait lehet megismerni részletesebben.

4.3.1. A 3D-nyomtató alapmodul

Ez a berendezés alapmodulja, mindenképpen szükséges egy darabot választani, minden új konfiguráció esetén.



4. ábra. A 3D-nyomtató alapmodul kialakítása.

A berendezés egy végtelenített szállítószalagos megoldással oldja meg a hosszanti mozgatást, míg a nyomtatófej vagy nyomtatófejek egy 45°-ban megdöntött síkon mozognak két tengely mentén.

4.3.2. A 3D-nyomtatófej speciális modul

A szálolvasztásos, FDM technológia megvalósításához kulcselem a 3D-nyomtatófej. Ez valósítja meg az odavezetett polimer szál, ún. filament megolvasztását és megfelelő előtölését, azaz adagolását a fogyás mértékében. A tervezőcsapat három eltérő típust választott, amelyek méretben, képességben és hatékonyságban is eltérnek egymástól, ezek láthatóak az 5. ábrán [7].



5. ábra. A kiválasztott 3D-nyomtatófejek.

A nyomtatófej modul esetében egy darab mindenképpen kiválasztandó a 3D-nyomtató főmodul működéséhez, az a főfej, az ún. primer-nyomtatófej. Ugyanakkor a gép úgy lett megtervezve, hogy két darab nyomtatófejet is képes kezelni.

A második, ún. szekunder nyomtatófej a sebességnövelés miatt lehet szükséges vagy támaszanyag nyomtatáshoz – ez esetben eltérő típus is lehet a primer nyomtatófejtől – vagy pedig főfej kapacitásának megkétszerezéséhez.

4.3.3. A szalag speciális modul

A 3D-nyomtató főmodul másik kulcseleme a szalag vagy heveder, amely a már kinyomtatott termék hosszanti, X-tengely menti mozgatását valósítja meg.

Ebből a segédmodulból is mindenképpen szükséges egy darab kiválasztása. A szalag végtelenített, hossza a gépasztal hosszától függ. A szalag anyaga eltérő lehet: műanyag vagy rozsdamentes fém is kiválasztható.



6. ábra. Fém szállítószalag kialakítása.

A szalag modul része a fűtőpanel, amelyből szintén több típus, méret és mennyiség választható, a megvalósítandó nyomtatóasztal fűtési zónák számától és méretétől függően.

4.3.4. A konvektor segédmodul

A konvektor modul fő funkciója a szalagot elhagyó termékrész stabil megtámasztása a 3D-nyomatás során és utána is, egészen a kinyomtatott új termék eltávolításáig.

Többféle konvektor méret és típus is megtervezésre került. Az egyik típus a görgős konvektor, amelyet egyméteres és kétméteres hosszban is kialakítottunk.



7. ábra.

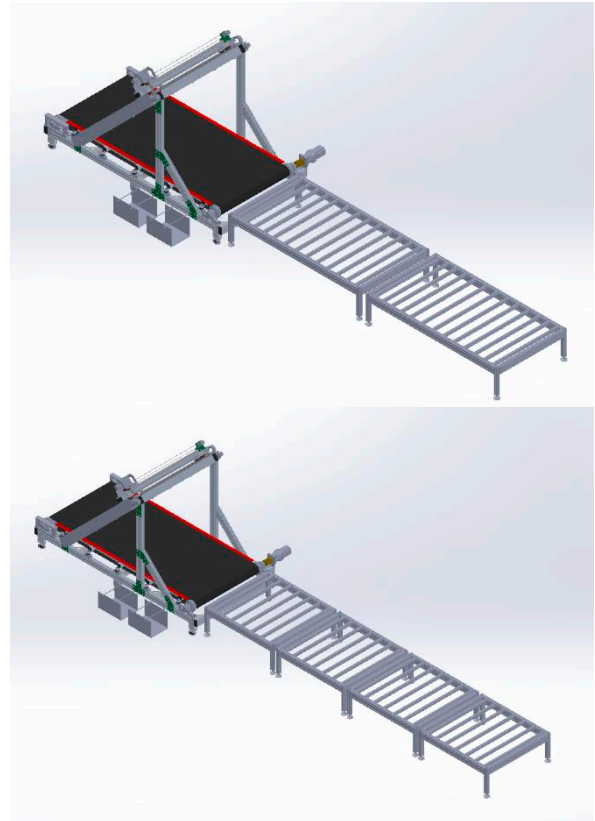
Görgős konvektor kialakítások (1m és 2m hossz).

A készterméknek a szalag nyomtatási irányra merőleges elvétele is megoldandó feladat lesz majd egy elkészült 3D-nyomatás után. Ezt segítő tervezte meg a csapat a golyós konvejtort, amelyen több irányban könnyedén mozgatható a termék.



8. ábra. Golyós konvektor segédmodul.

Az így megtervezett konvektorok lehetnek gravitációs elven működők és hajtottak is. Két lehetséges elrendezést láthatunk a 9. ábrán.

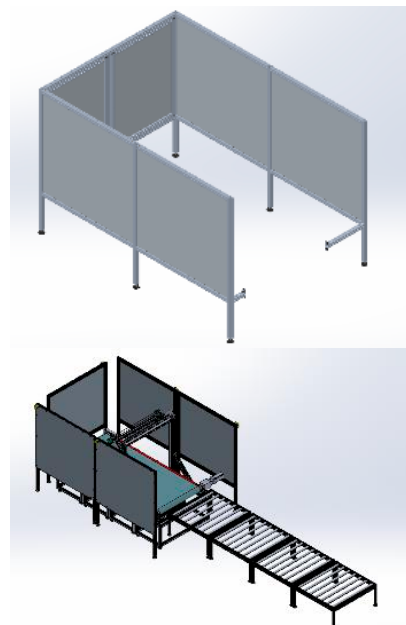


9. ábra. A 3D-nyomató alapmodul konvektorokkal.

Többféle típus és méret is szabadon kombinálható az aktuális igényeknek megfelelően.

4.3.5. A burkolat illesztő modul

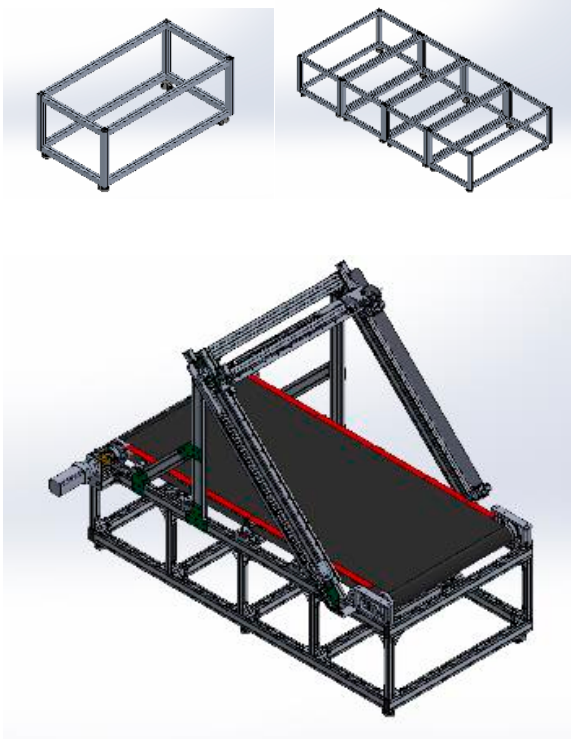
Az alkalmazandó polimer filament alapanyagtól függően szükség lehet a berendezés teljes vagy részleges burkolására, a környezettől való termodinamikai szigetelésére. Emiatt került megtervezésre a burkolat modul, amelyből kialakítás, méret és anyag tekintetében is többféle választható.



10. ábra. A burkolat segédmodul és géphez illesztése.

4.3.6. A kiemelő illesztő modul

A kiemelő illesztő modul feladata a berendezés kiemelése a talajtól és ergonómia szempontból a kezelés megkönnyítése. A kiemelő modul választható, nem szükséges, de kiválasztása esetén az alapmodulhoz és a konvektor modulhoz is szükséges illeszteni.



11. ábra. A kiemelő illesztő modul egy eleme, sorolása és alkalmazása.

5. MODULÁRIS ELVŰ TERMÉKTERVEZÉS BEMUTATÁSA ÉS EGY MINTAPÉLDA

5.1. A terméktervezési feladat előzménye

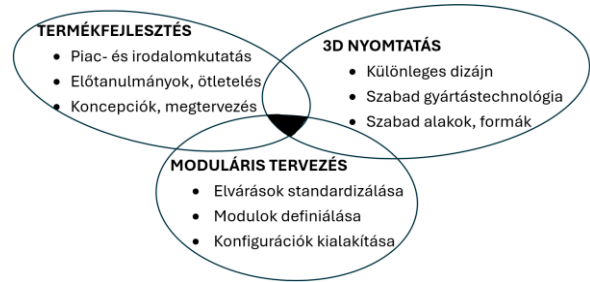
A már ismertett GYORSÍTÓSÁV projekt során kitérünk a terméktervezésre is, azaz 3D-ben megtervezzük azokat a termékeket (extrém hosszúságú termékek, prototípusok, moduláris termékcsaládok), amelyek egyben történő 3D-nyomtatásaa jelenleg nem megoldott [5].

5.2. Moduláris kialakítású termék tervezése

A következőkben először az alkalmazott módszert ismertetjük, majd pedig az annak segítségével megtervezett két moduláris kialakítású 3D-nyomtatott termékcsaládot.

5.2.1. Az alkalmazott módszer

A termékek kifejlesztése során három elv kombinációját alkalmaztunk: a termékfejlesztés [6], a moduláris elvű tervezés és a 3D-nyomtatás szempontjából helyes tervezés (DF3DP), majd azok metszetében találtuk meg az optimális tervezési módszert, a 12. ábra szerint.



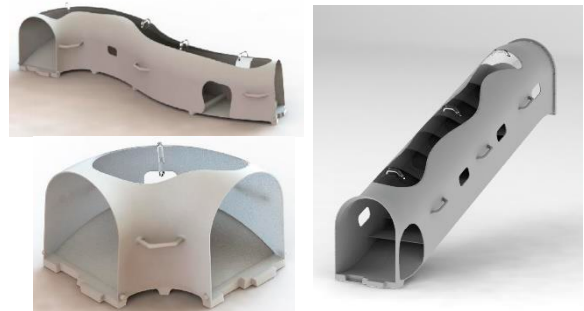
12. ábra. A három alkalmazott módszer kombinálása.

A terméktervezés során számos hosszúságú és 3D-nyomtható termék került kifejlesztésre. A következőkben két olyan termék kerül bemutatásra, amelyek moduláris felépítésűek és legyártásuk a bemutatott célgéppel lehetséges és egyben indokolt is.

5.2.1. Moduláris agilitás pályarendszer

Az egyik megtervezett 3D-nyomtatott nagyméretű termékcsalád az agilitás pályarendszer, amelyet kutyás ügyességi bemutatókon lehet alkalmazni.

A 13. ábrán a megtervezett moduláris elemek láthatóak, amelyek az előzetes piackutatás alapján kerültek kialakításra.



13. ábra.

A moduláris agilitás pályarendszer néhány eleme.

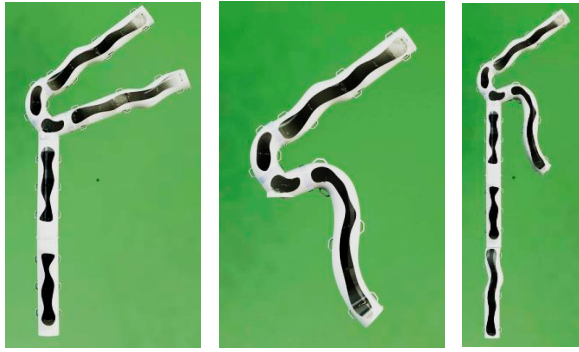
Ezután következett az egyes modulok kombinálásával a pályarendszer konfigurálása, ami kutyás ügyességi pályákat üzemeltető szakemberekkel együtt került kialakításra.



14. ábra.

Egy lehetséges moduláris agilitás pálya látványterve.

A rendszer nagy előnye a közel szabadon kombinálhatóság és illeszthetőség, köszönhetően a moduláris kialakításnak.



15. ábra.

Moduláris agility pálya elrendezési változatok.

Az eltérő elrendezés kialakítása akár egy azon telephelyen történő időközönkénti átrendezéssel vagy akár az újbóli telepítési helyeken mindig eltérő kombináció kialakításával is megoldható.

5.2.1. Moduláris kerekesszékes elérékenyítő pálya

Egy másik megtervezett 3D-nyomtatott nagyméretű termékcsalád a moduláris kerekesszékes elérékenyítő pályarendszer. A termék célja a kerekesszékesek életének és mindennapi akadályainak megismerttetése a társadalom többi résztvevőjével.

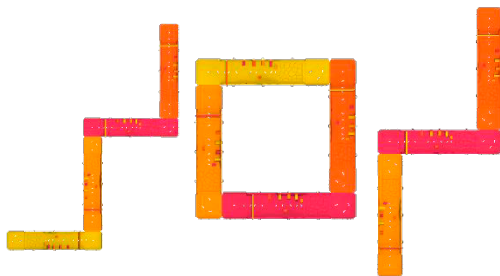
A 16. ábrán az egyik megtervezett moduláris pálya elem látható, amely hasonló, létező, de fából épített pályák alapján került megtervezésre – ilyeneket szoktak telepíteni például fesztiválokra.



16. ábra. A moduláris kerekesszékes pálya egyik megtervezett elemének látványterve.

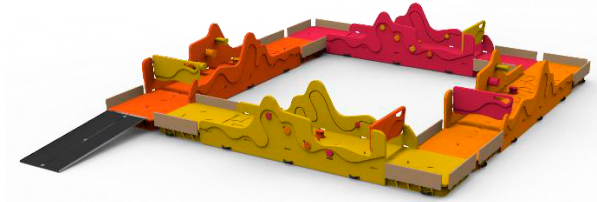
A bemutatott pálya tartalmaz számos mindennapi akadályt, például járdaszegély, macskakő, kiskapu.

Ezután következett az egyes modulok kombinálásával a pályarendszer konfigurálása, amely szakemberek bevonásával került kialakításra.



17. ábra. Három lehetséges elrendezés felülnézetben.

A rendszer nagy előnye a közel szabadon kombinálhatóság és illeszthetőség, köszönhetően a moduláris kialakításnak.



18. ábra.

Egy lehetséges kombináció izometrikus nézetben.

Az eltérő elrendezés kialakítása akár egy azon telephelyen történő időközönkénti átrendezéssel vagy akár az újbóli telepítési helyeken mindig eltérő kombináció kialakításával is megoldható.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben bemutatására került a DfX technikák alapelve és főbb irányai, majd részletesen kitértünk a DfM azaz a moduláris elvű tervezés elméletére és gyakorlatára, amelyet mind a géptervezés, mind a termékfejlesztés során hatékonyan lehet alkalmazni.

Ezután elsőként egy speciális célgépet és moduljait mutattuk be, amely a DfM módszer segítségével került megtervezésre és így a moduljai számos konfiguráció létrehozását teszik lehetővé.

Majd következett két moduláris termékcsalád ismertetése és a kifejlesztett modulok, végül több lehetséges elrendezés és kombináció bemutatása.

A megtervezett moduláris 3D-nyomtató célgép prototípusa jelenleg kivitelezési fázisban van, tehát hamarosan a gyakorlatban győződhetünk meg a tervezési elmélet megfelelőségéről mind a gép, mind a tervezett termékek tekintetében.

7. IRODALOM

- [1] Bercsey T.: A termékfejlesztés és tervezés innovatív módszere. Géptervezők és Termékfejlesztők XX. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2004.
- [2] Andreassen M. M.: Multi product development: New models and concepts, 15. Symposium "Design for X" Neukirchen, October 14-15, 2004.
- [3] Dr. Gotthard V.: Moduláris felépítésű gyártó-sorok tervezésének elmélete és gyakorlata, PhD értekezés, BME, 2008.
- [4] Kripác F.: Az "építőszekrény"-rendszer alkalmazása a technikában, KGM-MTPI, Budapest, 1963.
- [5] <https://g-max.hu/palyazat/>
- [6] Dr. Bercsey Tibor, Dr. Horák Péter: Terméktervezés módszertana BME, GSZI, 2007.
- [6] <https://www.creality.com/products/creality-cr-30-3d-printer>
- [7] <https://www.3djake.com/spare-parts-upgrades/3d-printer-extruders>

INVESTIGATION OF THE TIME DELAY OF ARRIVAL (TDOA) METHOD FOR DIAGNOSTIC PURPOSES ON MOTOR VEHICLES

A BEÉRKEZÉSI IDŐKÜLÖNBSÉGEK MÓDSZER (TDOA) DIAGNOSZTIKAI CÉLÚ ALKALMAZÁSA GÉPJÁRMŰVEKEN

Dr. Jálícs Károly*, Kriston József Balázs**

ÖSSZEFOGLALÁS

A gép mechanikai meghibásodásának kimutatására számos akusztikus és vibrációs módszer létezik. A gépjárműveknél azonban ez a fajta diagnosztika nem elterjedt. Ennek oka a belső égésű motor, a segédberendezések, a hajtáslánc, a gördülési zaj és az áramlás okozta zaj és rezgés okozta meglehetősen összetett zaj- és rezgésviselkedés működés közben. Ez a cikk a beérkezési időkülönbségek módszerével foglalkozik gépjárművek diagnosztikai céljára. Bemutatjuk a módszer főbb jellemzőit, és a módszert először egyetlen téglalap alakú acéllemezre, valamint személygépkocsi karosszériájára is alkalmazzuk impulzuskalapáccsal szimulált hibaforrásokkal végzett kísérletek során. Három lehetőséget mutatunk be az érzékelők közötti időkések számításához: a keresztkorrelációs módszert, az általánosított keresztkorrelációs módszert és a küszöbátlépési módszert. Az időkések alapján kiszámítjuk a szimulált hiba számított koordinátáját és összehasonlítjuk a tényleges értékkel. Következtetések vonunk le, és a jövőbeli munkára vonatkozó ötletek is bemutatásra kerülnek.

1. INTRODUCTION

Present day the vibroacoustic diagnostics is used widespread by the diagnostics of industrial machines. Performing vibration measurements on the machine the faulty part (e.g. roller bearings, gears etc) can be identified, resp. a possible replacement date of that part can be determined if several previous measurements data sets are existing.

On the other hand, the vibroacoustic diagnostics is not used on motor vehicles and very few literatures [1], [3] are existing which are handling that problem. The reason is quite simple: a motor vehicle is a very complex system containing sub-systems as the car body, the internal combustion engine, the powertrain (incl. clutch, gearbox,

shafts, differential etc.) and the chassis. These components containing a lot of parts, and they also produce a wide spectrum excitation. Several excitations are existing at the same time, and the excitations coming from the components can interfere with each other, so the discrimination between the sources is nearly not possible.

This is leading us to the idea not to concentrate directly on the failure (which component has a failure, what type of failure), but we should concentrate on the localization of the failure in a vehicle-bound coordinate system. So, we do not say which component is defect, but we say where approx. the failure (coordinates) is. If we know the coordinates, we can simply isolate the defect part.

For that purpose, the so-called Time Delay of Arrival method will be adapted and investigated.

2. THE METHOD

The method itself is not new, its various versions have been used for a long time in many fields of science and technology. Seismology, where the epicentre of earthquakes is determined using this method, GPS-based navigation, acoustic emission testing of materials, military applications such as e.g. determining the position of the gunshot. In connection with these, many specialized literatures deal with the method and its use in these areas. In many areas, raising problems is relatively simple, since e.g. in the case of GPS signals, the propagation is normally not limited by anything between the transmitter (satellite) and the receiver, we work with a homogeneous medium in terms of wave propagation. The acoustic emission test is a more complex application because the wave propagation takes place in a solid medium, or the geometric structure of the examined objects (components, subassemblies) can be more complex.

Using this method in the case of vehicles, we face the problem that the car body has a complex structure and does not allow homogeneous wave propagation furthermore several types of waves can propagate. Our

* Associate Professor, University of Miskolc || Faculty of Mechanical Engineering and Informatics, Institute of Machine and Product Design

** PhD student, University of Miskolc || Faculty of Mechanical Engineering and Informatics, Institute of Machine and Product Design

aim is therefore to examine the usability of the TDoA method in the case of car bodies.

3. THE TESTS

During the investigations our intention was to perform first tests on a simple structure, like a rectangular plate and after that, similar test on a more complex structure, like a car body. In this phase of the investigations artificial excitation was utilized. This means on the rectangular plate and on the car body the component failure was simulated by an impact hammer hit on defined positions of the plate, resp. on the car body. In addition, in both cases three accelerometers in defined positions were put on the structures. One of the accelerometers (CH1) was declared as reference point with the coordinates 0 cm; 0 cm; 0 cm. The sensor and the excitation positions were defined randomly. The dimensions of the rectangular plate were 500 x 460 x 1,5 mm (Length x Width x Thickness). The car that was used for the test was a Ford Focus Mk1.

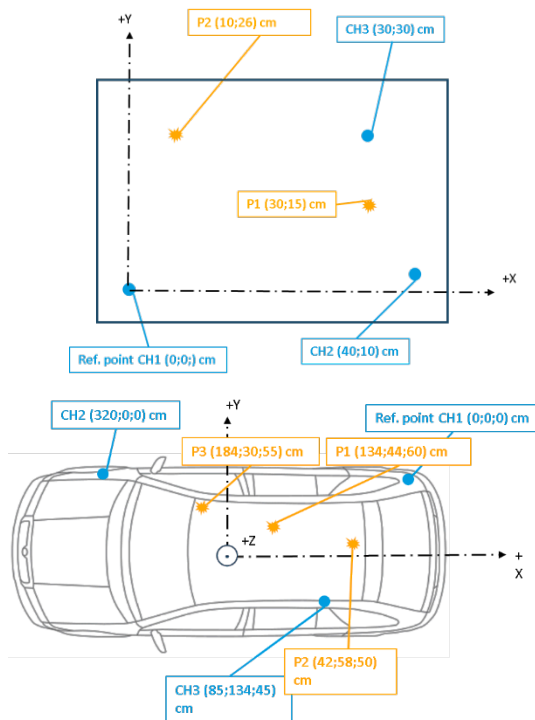


Figure 1. Measurement and excitation point positions (with coordinates) on the plate (left) and on the car body (right)

During the first tests the plate was hit by the impact hammer in the positions P1, P2 and the impulse responses were measured by the accelerometers (CH1 – CH3). The data acquisition was done by a B&K Photon+ 4 channel DAQ with different sampling frequencies. Started with 20 kHz sampling frequency, the values were increased by approx. 20 kHz steps until the capabilities of the DAQ board 192 kHz is reached.

Due to the different geometric distances between excitation point and response points the time delay of arrival could be measured in both cases. An example is shown in figure 2, where first few milliseconds of the 4 recorded time signals are represented. The blue signal represents the excitation, the force signal of the impact hammer. This signal arises as first, followed by the three accelerometer signals with certain time delays.

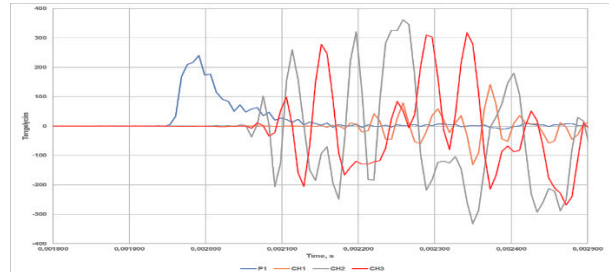


Figure 2. Time signal of excitation (blue) and responses (yellow, grey, red) recorded with 132 kHz sampling frequency on a rectangular steel plate

Our goal is to identify the time differences of arrival of the accelerometer signals, referenced on the reference accelerometer. Methods are present for that purpose, which were applied on the measurement raw data. For that purpose, a GNU/Octave code was written which could read the time signals and performs the necessary mathematical calculations [2] on the imported data.

First, the well-known cross-correlation method was implemented and tested. The Octave's (and Matlab's) built-in function Xcorr was used. During signal processing, the cross-correlation function $R_{xy}(m)$ is used to describe the correlation of two different signals $x(t)$ and $y(t)$ at different time offsets τ between the two signals. The operation provides information about the similarity between two signals, it shows the extent to which one signal contains the other. The time shift of the two signals is ultimately obtained by finding the x coordinate of the maximum location of the cross-correlation function.

Second, the Generalized Cross Correlation (GCC) method was implemented. To do this, CH1, CH2 and CH3 signals are transformed into the frequency domain, then the complex spectrum of CH1 is multiplied by the complex conjugate spectrum of CH2, (and with CH3 respectively) which produces the so-called cross power spectrums. With the inverse FFT transformation of the crosspower spectrums the cross-correlation functions are obtained. By finding the maximum values of this functions, the time delays can be found like by the first method.

The third method that was implemented in Octave is based on the finding of the first threshold crossing. If the signal starts to rise it crosses a pre-defined threshold level (figure 3).

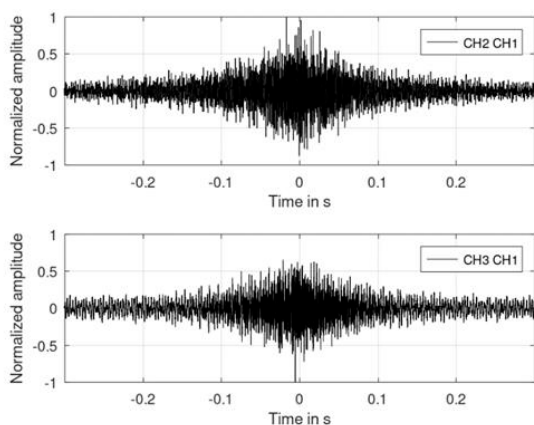


Figure 3. The cross-correlation function in case of the plate for the 1st excitation point (P1)

The time coordinate of the first threshold crossing gives the signal arrival time. Based on the arrival times the arrival time differences between the reference sensor and all other sensors can be calculated. The finding of the threshold crossing is widely used e.g. in the Acoustic Emission (AE) testing. After the tests with the rectangular plate were done the measurement and the analysis were repeated also on the car body. In this case although only by 20 kHz sampling frequency.

4. RESULTS OF THE SOURCE LOCALIZATION

First, we show the time delay (TD) results with the three investigated methods on the simple rectangular plate for excitation point 1 (P1). The TD results are shown Table 1.

Method	TD [s] CH1 to CH2	TD [s] CH1 to CH3
Cross-Corr.	0,0169922	0,0183105
Generalized C-C.	0,0060058	0,0056640
Threshold crossing	0,000145	0,000137

Table 1. Time delay (TD) results of the three methods on the rectangular plate for excitation point 1 (P1).

We can see on the table that the TD results have deviation between the methods. Performing the source localization calculations only for the threshold crossing method, we obtain 23 cm on the x axis and 13 cm on the y axis related to figure 1. The actual position of the excitation point is 30 cm, resp. 15 cm. Compared the result with the actual excitation point coordinates we can state that the experimental determined results could deliver the excitation point coordinates within a sufficient accuracy. The coordinate calculation results are not shown here since the TD values are one or two decimals larger, so they would deliver source coordinate

values in the range of several dozen meters, which is not allowable. Next, in Table 2 the TD coordinates results on the car body will be shown, but now without the Cross-correlation method.

Method	TD [s] CH1 to CH2	TD [s] CH1 to CH3
Generalized C-C.	0,00097656	0,0098419
Threshold crossing	0,0009613	0,0015259

Table 2. Time delay (TD) results of the two methods on the car body for excitation point 3 (P3)

The TD results are closer to each other in case of the car body. The coordinates of the excitation point's x coordinates are 1,62 m for the GCC method and 1,79 m for the threshold method. The actual value is 1,84 m. The coordinates of the excitation point's y coordinates are 5,2 m for the GCC method and 0,46 m for the threshold method. The actual value is 0,3 m. Although the GCC method estimates the x coordinate quite well, the y coordinate is significantly larger than it should be. However, the threshold method estimates both coordinates very well.

5. WAVE PROPAGATION IN COMPLEX STRUCTURES

The wave propagation in solid structures can be more complex as in fluids (e.g. gases and liquids). In fluids only longitudinal (pressure) waves are propagating. The propagation speed (speed of sound) in this case are $c_l = 340$ m/s for air, resp. $c_l = 1440$ m/s for water. In steel the propagation speed is $c_l = 5900$ m/s.

In solid flexible structures every type of waves can propagate; longitudinal (pressure), transversal (shear, bending, Rayleigh, Love). The propagation speed is different for the wave types. For shear waves the propagation speed is given by the following formula:

$$c_T = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \text{ where } G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (1)$$

G is the shear modulus; E is the Young's modulus and ν is the Poisson-number. For steel the propagation speed given by the formula is $c_t = 3200$ m/s. On the other hand, the actual speed of propagation in plate-like components, such as the investigated bodywork elements, is strongly frequency-dependent. That frequency dependence is called dispersion. The propagation speed (phase speed) for plate-like components can be calculated as follows:

$$c_b = \sqrt[4]{\frac{B}{\rho h}} \omega^2 \text{ where } B = \frac{h^3}{12} \cdot \frac{E}{1-\nu^2} \quad (2)$$

B is the bending stiffness, h is the thickness of the plate, ρ is the density of the plate's material and ω is the circular frequency [4]. Performing the above calculation for bending waves with the parameters $h = 1,5$ mm, $E = 210000$ Mpa, $\nu = 0,3$, $\rho = 7850$ kg/m³, for the propagation speed the following frequency dependent curve can be obtained as shown in figure 3.

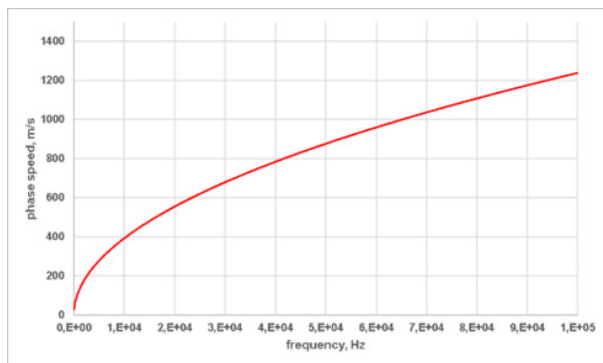


Figure 3. Dispersion curve of the bending wave propagation

Since the analysis shown in this paper were taken by the sampling frequency of 132 kHz (on the plate), acc. to the diagram in figure 3 an approximate propagation speed of 500 - 600 m/s could be considered. Also, similar speed range can be considered for the propagation in the plates in the car body.

The impulse responses shown in figure 2 are a good proof for the existence of dispersion. If there was no dispersion, the responses should have a similar shape and length as the excitation signal. But the responses have clearly different shapes and length, the response signals stretching over the time axis.

6. SIGNIFICANCE OF SAMPLING FREQUENCY

Sampling rate is a key factor in determining spatial resolution thus this also must be investigated along the source localisation. The sampling rate is the number of I/Q data pairs collected per second. This is, by definition, the temporal resolution: the temporal distance of the sample data points. The time distance between two samples is multiplied by the wave propagation speed to obtain the spatial resolution. Thus, the spatial resolution is directly proportional to the temporal resolution. Assume that the sampling frequency is $f_s = 20$ kHz. The temporal distance between the samples is thus 50 μ s. Multiplying this by the real wave propagation speed (500 m/s), the spatial resolution is 0,025 m (2,5 cm). Doubling the sampling frequency (40 kHz) results the half resolution (1,25 cm).

In our case a higher accuracy than 10 cm is not necessary, so for our purposes a sampling rate of 20 kHz is more than enough. A significantly higher sampling rate (in MHz range) makes only sense in cases where radio waves are propagating with the speed of light. There the radio waves can propagate high distances in a very short time (between two samples) if also we do not have very high sampling rate the accuracy of the source localisation will be unsatisfactory (in several hundred m to km range!).

7. SUMMARY

As shown in previous chapters the method, especially with the threshold crossing method, can find the location of an artificial excitation point (the proposed defect or failure) with an accuracy which is suitable for a failure detection on motor vehicles. The method used until now is quite simple, does not require special measurement technique.

Nevertheless, further investigations must be performed, since the other noise and vibration sources (e.g. internal combustion engine, gearbox, rolling noise etc.) on an operating motor vehicle can mask the signal. The time coordinate where the failure signal starts to rise, resp. the threshold crossing point cannot be found, only with large effort, using additional methods or algorithms such as e.g. pre-whiten the signal. Our next investigation aims this, we perform similar measurements on the rectangular plate excited with white noise by an electrodynamic shaker, respectively on an operating motor vehicle. In addition, we apply a filtering, pre-whitening algorithm on the raw time signals, to get suitable signals for the correlation calculations.

7. REFERNECES

- [1] Szabó, J.Z., Dömötör, F.: Comparative Testing of Vibrations in Vehicles Driven by Electric Motor and Internal Combustion Engine (ICE). In: Jármái, K., Cservenák, Á. (eds) Vehicle and Automotive Engineering 4. VAE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-15211-5_72
- [2] Zong Thai, D. et al: A.: Speaker Localisation Using Time Difference of Arrival, School of Electrical and Electronic Engineering, The University of Adelaide, DSTO-TR-2126, 2008
- [3] Kriston, B.J., Jálícs, K.: Application of vibro-acoustic methods in failure diagnostics, JOURNAL OF PHYSICS-CONFERENCE SERIES 1935, 1 p. 012002, 22 p. (2021), <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1935/1/012002>
- [4] Lerch, R. et al: Technische Akustik - Grundlagen und Anwendungen, Springer 2009.

FÜGGÖNYMOZGATÓ BERENDEZÉS FEJLESZTÉSE TÁVOLI VEZÉRLÉSSEL ÉS TŰZESETI AUTOMATA MŰKÖDÉSSEL

DEVELOPMENT OF CURTAIN MOVING SYSTEM WITH REMOTE CONTROL AND AUTOMATIC OPERATION IN CASE OF FIRE

*Kapitány Pálma**

ABSTRACT

This article deals with the development of a curtain moving device. The previous details, such as technical objective and question of mechanical elements, have already been published. This article was created with the aim of reporting on the tested electronic solution of communication and shows the final working version. The paper talks about IR remote control, use of Wi-Fi module and implement of RF transceiver. The paper has been expanded with changes of control in case of fire.

1. BEVEZETÉS

2023-ban készült publikáció szerint igény merült fel egy 9m belmagasságú, 50x25m alapterületű csarnokban található 5db ablakhoz árnyékolás- és hangtechnikai eszköz tervezésére és kivitelezésére [1]. Az automata függöny anyagául egy 700g/m² gramsúlyú, tűzálló anyagot választottak, mely szövet speciális hangelnyelő tulajdonságokkal is rendelkezik. A függönnyel kapcsolatban megfogalmazott igények között szerepelt, hogy

- a beérkező fény mennyiségét akadályozza,
- hűtő-fűtő rendszer számára kedvező feltételeket teremtsen,
- mobilis távirányító eszközzel rendelkezzen,
- a tűzvédelmi ablakok működésekor ne akadályozza se az ablak kinyílását, se a szabad légáramlást,
- csak az épületet tartó pillérek belső oldalára szerelt dekor elemek mögötti helyet szabad használni,
- minden helyzetben esztétikai hullámformát kell tartson a függöny anyaga.

A követelmények közül a műszaki tervezésre a c) – e) pontok a mérvadók. A korábbi tervezői és fejlesztői tevékenység a gépészeti elemek tervezésére irányult, illetve jelentős mérföldkőnek számított, hogy a megfelelő teljesítményű motorok beszerzésre kerültek. A vezérlő elektronikai részek tekintetében több tesztkör is elkészült, jelen cikk ezeket részletezi.

2. IR TÁVIRÁNYÍTÓ HASZNÁLATA

A megrendelői követelmények között szerepelt, hogy a csarnokban lévő öt ablak árnyékolása külön-külön önmagában is vezérelhető legyen, illetve kézbe vehető távirányítóval történjen, azaz vezeték nélküli és mobilis megoldást kértek. A távirányítók tekintetében első és kézenfekvő megoldásnak tűnt az IR kommunikációs modulok használata. Mivel a csarnok belmagassága 9 méter és a motorhoz közeli vezérlő elhelyezése állt a tervekben, így körülbelül 10 méteres hatótávolság vált indokolttá. Az IR általános távirányítók pár méteres hatótávolsággal rendelkeznek, a cél elérése érdekében több IR adót helyezhetünk el, vagy erősebb IR LED-et. Az *1. ábrán* látható gyors prototípus távirányító rendelkezik egy főkapcsolóval, mely az egész egységet képes áramtalanítani, továbbá 4db nyomógombot, egy joystick-ot és az előlapján kivezetett IR LED-et.



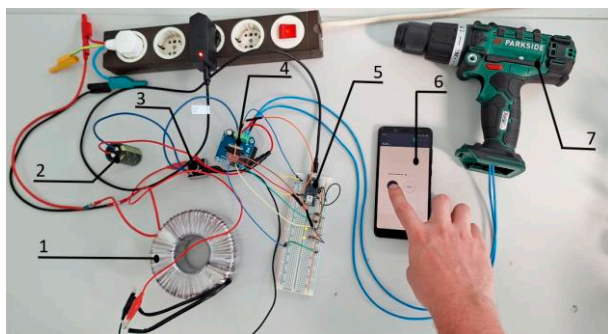
1. ábra IR kommunikációs távirányító [2]

Ezzel az távirányítóval univerzálisan minden egyes ablak esetén lehetett volna vezérelni a függönnyt, így a motorvezérlők is standardizált programmal rendelkeztek volna. A tesztek során viszont kizáró okok merültek fel az IR kommunikációs megoldással kapcsolatban, mert a vevő egységet esztétikai okoktól el kellett takarni, illetve a csarnokon belül már három különböző IR kommunikációs, nagy hatótávolságú rendszer került kiépítésre ezzel a projekttel párhuzamosan.

* egyetemi tanársegéd, Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Intézeti Tanszéke

3. WI-FI HASZNÁLATA A VEZÉRLÉSSEN

További lehetséges megoldás egy beépített Wi-Fi modullal rendelkező vevőegység a motorvezérlőhöz csatlakoztatva. Erre a célra, egy *ARDUINO-UNO-R4-WIFI*, később egy *WIFI-R3-MEGA*, végül pedig egy *ARDUINO NANO 33 IOT* fejlesztői platform került bevezetésre, mely a *Blink* nevű alkalmazás segítségével mind számítógépről, mind mobil eszközről lehetővé tette a vezérlést. A 2. ábrán látható teszt áramkör nyitási, illetve zárási irányt is megvalósított, továbbá sebesség vezérlést is végzett egy virtuális potenciométer használatával. A tesztáramkörben láthatunk egy *TST300* típusú toroid transzformátort, mely 230VAC feszültségből létrehozott 13VAC feszültséget, melyet egy *KBPC3501* típusú Graetz híd segítségével 16,67VDC feszültséggé alakított, melyet egy 10 000 μ F-os kondenzátor stabilizált, továbbá egy 10A-es ún. lomha típusú biztosíték gondoskodott a tartós túláram elleni védelemről. A mikrovezérlő különálló adapter segítségével üzemelt 5VDC feszültségről. A két jelszint a *BTS7960* alapú H-hídon, egy ún. nagy áramú motorvezérlő modulon találkozott, mely maximális 43A terhelésig üzembiztos. Erre a vezérlő modulra érkező engedélyező és PWM jelek segítségével irányította a motor sebességét, illetve állította a forgási irányát.



2. ábra Wi-Fi használata a vezérlésben [2]

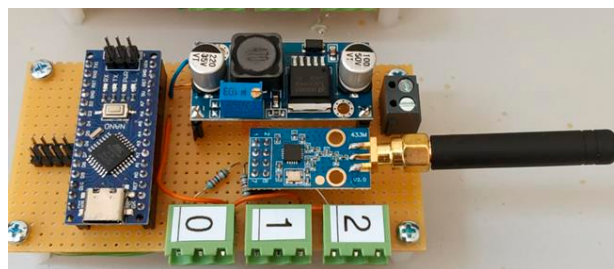
A Wi-Fi modulok használata kedvezőbb feltételeket biztosított, mint az IR kommunikáció, mivel nem igényelte a vevőegység fizikai láthatóságát, továbbá egyedi alhálózat esetén biztonsági kulccsal is védhető. A rendszer ezen verziója mégis elvetésre került, mivel a Wi-Fi modulok stabilitása hosszútávon nem bizonyult megfelelőnek.

4. RF KÖZVETÍTÉS ALKALMAZÁSA

A rádiófrekvenciás kommunikáció előnyei között szerepel a nagyobb hatótávolság, továbbá, hogy nem igényli a vevő az adó fizikai láthatóságát, és előny, hogy a megfelelő stabilitással működött. A fejlesztés során több RF adó és vevő modul is tesztelésre került kezdve az alacsony árkategóriás *RF433-JRX* modultól extra antenna nélkül, majd kétféle antennával, végül pedig a

CC1101 típusú kommunikációs modulig. Legutóbbi gyári tokozása antennával rendelkezik és mind adó, mind vevő feladatot is képes megvalósítani, attól függően, hogy hogyan lett felprogramozva.

A 3. ábrán látható az egyik motor RF kommunikációs vevőegysége egyedi próbapanelen, mely egy Arduino Nano fejlesztői platformot is tartalmaz, továbbá egy *LM2596S* típusú DC-DC konvertert, nem utolsósorban pedig csatlakozási lehetőségeket is biztosít tápvezetékek, a szenzorok és a H-híd számára. A próbapanel alsó oldalán, mely az ábrán már nem látható, egy egyedi céláramkör lett forrasztva.



3. ábra RF kommunikációs modul integrálása

A *CC1101* típusú adó-vevő modul messze felülhaladta a korábban tesztelt RF transzmitterek hatótávolságát és a csarnokon belül is stabilan működött akár a legtávolabbi pontról is. Minden egyes ablaknál elhelyezésre került egy motor, és a hozzá tartozó, egyedi programozott vevő- és vezérlő egység.

A képen látható 0, 1 és 2 jelű csatlakozók a három szenzor csatlakozását teszik lehetővé. Ezek közül a 0 jelű szenzor a tűz esetén nyíló ablakra szerelt Reed-relé, melyről magas jelszint érkezik mindaddig, míg az ablak nyílni nem kezd. Akkor a programkód a megszakítás kezelő rutinhoz ugrik és a függőnyt a megfelelő sebességgel nyitja ki, mielőtt az ablakkal ütközés történne. Az 1, illetve 2 jelű szenzorok *Tracon LS7166* típusú végállás érzékelők, melyekről alaphelyzetben alacsony jelszint érkezik a vezérlő számára. Ha a függőny valamelyik végállás helyzetet eléri, akkor a vezérlő megállítja a függőnyt és csak ellentétes irányú motor mozgatást engedélyez.

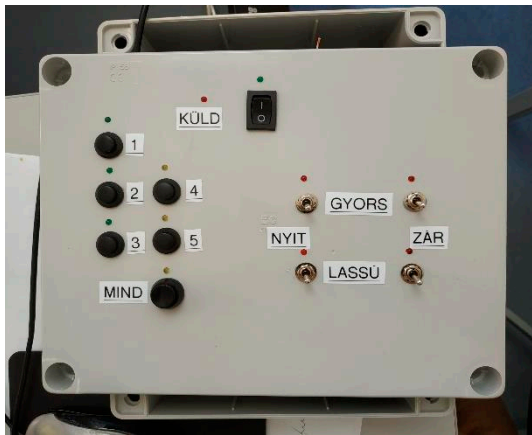
A *LM2596S* típusú DC-DC konverter a tápegység felől érkező 16,67V egyenfeszültséget az Arduino Nano számára kedvező 7...12 V-os szintre csökkenti és kondenzátorok segítségével tartja fent. Továbbá a kép bal oldalán látható nyolcas túsor egy szalagkábel segítségével a H-híddal való csatlakozást teszi lehetővé, ezen keresztül GND, VCC, engedélyező lábak és PWM kimeneti pinek csatlakoznak a *BTS7960* alapú H-híd nagyáramú motorvezérlő modulhoz.

A *CC1101* típusú RF modul szintén nyolc lábkiegészítéssel rendelkezik, melyek a következők: GND, 3,3V, SCK, MOSI, MISO, GD02, CSN és GD00. Az adó vagy vevő jellegű működése előre definiálható a megfelelő függvénykönyvtárral és utasításokkal.

A 4. ábrán látható felhasználói kezelő felület 6db nyomógombbal és 4db kapcsolóval rendelkezik, illetve egy főkapcsolóval, mely teljesen képes áramtalanítani a távirányítót.

A kapcsolók segítségével kiválaszthatjuk a kívánt irányt és sebességet, illetve a megfelelő nyomógombbal az adott ablak függönyét. Amíg a nyomógomb nyomás alatt áll, addig a távirányító jelet küld, erről egy LED is visszajelzést ad a felhasználó számára. Amint megszűnik a nyomógomb nyomása a küldési folyamat leáll. A kapcsolóknál egymást kizáró okok esetén, pl: mindkét irány bekapcsolása, vagy mindkét sebesség választása, a távirányító úgy lett programozva, hogy ne küldjön vezérlő jelet. A nyomógombok esetén kizárólagos működést a MIND feliratú gombra programoztam. Tehát a sorszámozott gombok közül egyszerre több is működtethető, így a küldés parancs egymás után újra és újra mindkét ablaknak megtörténik, vagy, hogyha a MIND nyomógombot működtetjük, akkor az összes vevő- és vezérlő egység magára vonatkozóan végrehajtja az utasítást.

Ha bármilyen ok miatt a távirányító nem küld vezérlő jelet, akkor a függönyök nem mozognak. Illetve tűzhelyzet esetén, amikor az ablak nyílását érzékelő szenzorok működésbe lépnek, akkor bármilyen jel is érkezik a távirányító felől, a vevő figyelmen kívül hagyja és a tűzeseti protokoll szerint addig mozgatja a függönnyt, míg a teljesen nyitott végállásra fut, ekkor megállítja és újraindításra vár.



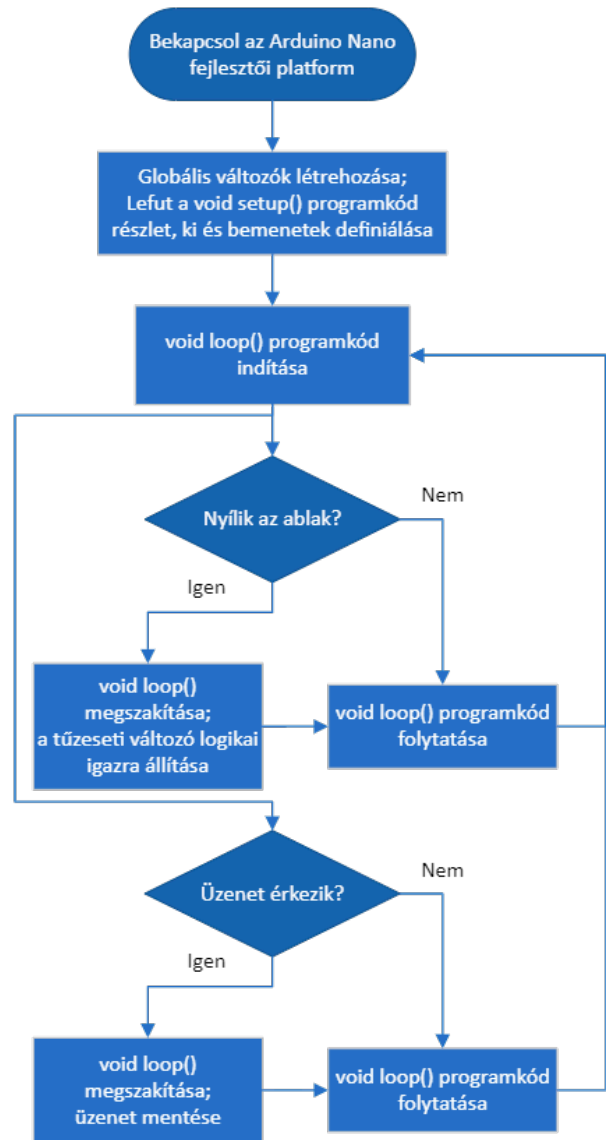
4. ábra Prototípus távirányító kezelőfelülete

A tesztek során egy további potenciométer is beépítésre került a távirányítóhoz, mely azt a lehetőséget biztosította, hogy egyedi sebesség értékekkel is kipróbálható legyen egy vizsgált függöny mozgatása. A potenciométer SIGNAL csatornáját egy analóg lábón való olvasással és megfelelő skálázással konvertálhatóvá vált PWM jellé.

Továbbá a sebesség beállító kapcsolók mellett pedig megjelent egy harmadik kapcsoló, amely a potenciométer használatát jelezte a távirányítóba épített mikrovezérlő számára. Az adó oldali egyedi próbapanel

hasonló elemekből épült fel, mint a vevő oldali próbapanel, tartalmaz egy Arduino Nano fejlesztői platformot, egy CC1101 típusú RF kommunikációs modult és egy feszültségforrást. A nyomógombok és kapcsolók szintén erre a próbapanelre lettek csatlakoztatva a főkapcsolóval együtt. Mindezek pedig egy szigetelt villamos dobozban lettek elhelyezve és rögzítve. Ez egy prototípus távirányító, melyben a hordozható akkumulátor újratölthető, illetve cserélhető.

Az 5. ábrán látható a vevő oldali mikrovezérlő működésének folyamatábrája. A bekapcsolást követően globális változók, illetve a ki- és bemenetek definiálása történik. Ezt követően a loop() programrésszel párhuzamosan kettő megszakításkezelő van aktiválva: egy tűzeseti és egy kommunikációs. Mindkét megszakítás esetén a programolvasó megáll, végrehajtja a megszakításkezelő rutin parancsait, majd visszaáll a loop() kódsor legutoljára végrehajtott utasításához és onnan folytatja a műveleteket.



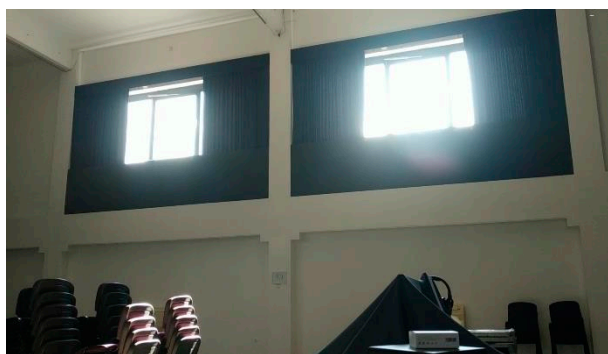
5. ábra Vevő oldali mikrovezérlő folyamatábrája

A *loop()* programkód két fő részből áll, az egyik az RF kommunikációs csatornán vett üzenetet dolgozza fel, míg a másik rész egymásba ágyazott *if()* feltételek vizsgálatával végzi a motorvezérlő H-hídra kiadott engedélyező és PWM lábak beállítását.

A távirányító üzenetküldése és a vevő üzenetfogadása 0...255 közötti értékkel történik. Egy függöny vezérlésére egy 40 széles tartomány adott. Például a 4-es számú ablak esetén a vett kód abban az esetben bír információ értékkel, ha 120 és 161, vagy 200 és 240 közé esik. Az előbbi esetben csak a 4-es függönnyt vezérlik a távirányítóval, míg utóbbi esetben a MIND gomb került megnyomásra, tehát minden függönnynek mozognia kell. Minkét esetben a 40 széles tartomány további két 20 szélesre oszlik, és a sebességet pedig a tartományon belül lineárisan programoztam. Például egy „128” értékű üzenet esetén a 4-es ablaknak nyitási irányban kell mozognia és 40%os sebességgel, tehát a PWM érték 102 lesz. Egy másik esetben kapott „154” érték esetén zárási irányban a 4-es ablak üzemel, és 70%os sebességgel, tehát a PWM értéke 179 lesz.

Abban az esetben, hogyha a vevő egységek pl „224” üzenetet kapnak, akkor minden vezérlő zárási irányban működteti a függönnyt és a sebesség 20%, tehát a PWM érték mindnél egyformán 51 lesz. Úgy is fogalmazhatnánk, hogy a vevő egységek bár mindenki üzenetét hallják, mégis csak abban az esetben mozgatják a saját függönyüket, ha csak neki szóltak, vagy mindenkinek.

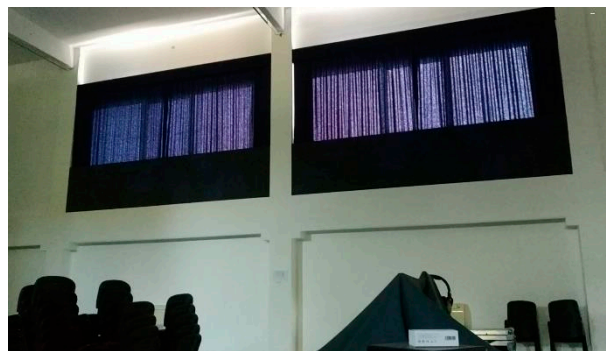
Egy üzenet vételét és értelmezését követően a megfelelő mozgatás mindaddig történik, míg újra és újra ilyen üzenet kap a vevő. Amennyiben megszűnik a számára informatív üzenet, akkor a H-hídra aktív fék esetét állítja be. Az egymásba ágyazott *if()* feltételek azt vizsgálják a forgási irány, illetve a sebesség beállításán túl, hogy a tüzeseti változó nem-e aktív, vagy, hogy a végállásra futás megtörtént-e. Tűz esetén a leggyorsabb nyitás kerül végrehajtásra teljes nyitott állapotig. Végállásra futás esetén pedig csak ellentétes irányú mozgatás történhet.



6. ábra Napsütés közben működő függöny

A 6. ábrán látható az elkészült automata függöny a 4-es és 5-ös ablakokon, amint napfényes időben záródnak.

Ablakonként rendelkezésre állt egy 3x1,5mm² szigetelt fali kábel, melyek a villamos szekrényben jobb, illetve bal oldalon közös C16 típusú kismegszakítóra kerültek. A motor DC oldali áramfelvétele általában 4-6A, míg indításkori csúcáram közel 30A is lehet. Az AC oldali biztosítékokat nem mi méreteztük, adottak voltak, a célra megfelelők. A 7. ábrán a függönyök teljesen zárt állapota figyelhető meg. Továbbá, hogy a megrendelői követelmények között szereplő esztétikai paramétereket is sikerült teljesíteni, így átvételre került az automata függönnyozgató rendszer.



7. ábra Napsütéskor bezárt függöny

5. ÖSSZEFOGLALÁS

Ez a cikk egy automata függöny tervezésével és fejlesztésével foglalkozott. Korábban publikált gépészeti tervezést követően, most az elektronikai fejlesztésekről, azon belül pedig a kommunikáció lehetőségeket tárta fel, továbbá a megvalósított végső verziót részletezte. Tesztelésre kerültek IR távirányítás, Wi-Fi távoli vezérlés és RF kommunikációs modulok is. Végül az RF modulok közül a CC1101 típusú 433MHz-es eszköz került beépítésre.

6. SUMMARY

This article dealt with the design and development of automatic curtains. After a previously published mechanical engineering design, it now explored the electronic developments, including the possibilities of communication, and detailt the implemented final version. IR remote control, Wi-Fi remote control and RF communication modules were also tested. Finally, among the RF modules, the CC1101 type 433MHz device was installed

7. IRODALOM

- [1] KAPITÁNY P.: *Design and Build Prototype of Automatic Curtain Moving System*, Design of Machines and Structures, Vol. 12, No. 2 (2022), pp. 78–86., <https://doi.org/10.32972/dms.2022.017>
- [2] KECZÁN T.: *Függönnyozgató rendszerhez történő vezérlés fejlesztése*, szakdolgozat, Miskolci Egyetem, 2024

KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKEK OSZTÁSHIBÁINAK VIZSGÁLATA

ANALYSING THE PITCH FAULTS OF SMALL PLASTIC GEARS

Marada Imre*, Dr. Bihari János**

ABSTRACT

In our previous research, we have already demonstrated that the measurement of the recirculation torque is a suitable method to investigate the faults of small plastic gears. The recirculation torque is the torque required to rotate the gearbox fitted with the gears under no load. In addition, we have shown how tooth thickness faults can be detected by this method. In this research, we investigated the effect of the pitch faults. To do this, we used SLA 3D printing to produce gears that contained a tooth that was displaced from its original position. The resulting gears were then paired with gears without a fault, and using a torque measuring device we designed, the torque curves were compared to cases where none of the gears contained a faulty tooth.

1. BEVEZETÉS

A kisméretű műanyag fogaskerekek olyan fogaskerekek, amiknek a modulja nem nagyobb 0,5 mm-nél, emellett legnagyobb jellemző méretük sem haladja meg a 30 mm-t. Alapanyaguk valamilyen polimer anyag, általában polioximetilén (POM) vagy poliamid (PA), de egyéb műanyagokat is szoktak használni [1] [2].

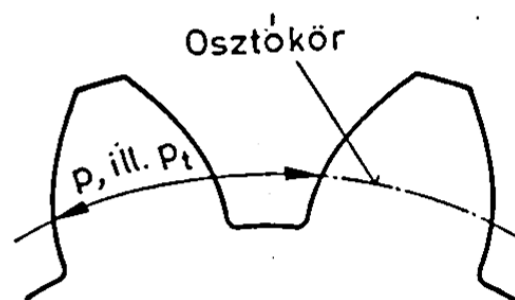
A kisméretű műanyag fogaskerekek hibáinak vizsgálata azért fontos, mert a hibák kihathatnak a fogaskerekek működésére, illetve melegedésére is. Ez utóbbi a műanyag fogaskerekek esetén egy kritikus pont, hiszen a polimerek esetén a szilárdsági jellemzők és a méretek sokkal jobban függenek a hőmérséklettől, mint a fémek esetében [3].

A hibák vizsgálatára az egyik lehetséges módszer az átforgatási nyomaték mérése. Az átforgatási nyomaték az a nyomaték, amely ahhoz szükséges, hogy a kisméretű műanyag fogaskerekekkel szerelt hajtóművek tengelyeit terhelésmentes esetben forgatni tudjuk. Az átforgatási nyomatékot a hajtómű behajtó oldalán mérjük [4].

Az átforgatási nyomaték méréssel egy korábbi kutatás során kimutattuk a kisméretű műanyag fogaskerekek fogvastagsághibáinak hatását. A mérések megmutatták, hogy ha a fog vastagsága csökken a

szabványos értékhez képest, az átforgatási nyomaték is csökken, a fog vastagságának növekedésekor pedig a nyomaték értéke növekedett [5].

A fogazatok egy másik hibája lehet, ha az osztóköri osztás eltér a szabványos értéktől. A p -vel jelölt osztás a szomszédos fogak egyoldali fogfelületeinek távolsága az osztókörön ívhosszban értve [6]. Az 1. ábrán az osztás definíciója látható.



1. ábra Az osztás [6]

Ebben a cikkben az osztás hibáinak hatásait vizsgáltuk az átforgatási nyomaték mérésével.

2. A FOGASKEREKEK

A vizsgálatokhoz használt fogaskerekek geometriáit a KISSSoft szoftverrel állítottuk elő. Ezt követően a Solid Edge CAD tervezőszoftverrel az osztáshibát úgy hoztuk létre, hogy a fogaskerék egyik fogát elforgattuk a fogaskerék tengelye körül.

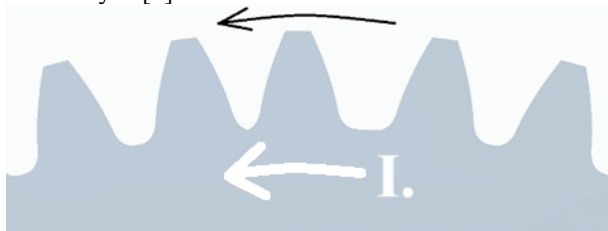
A vizsgálatokhoz egyféle modul ($m=0,5$ mm) és kétféle fogszámot (30 és 50) választottunk. A hibás fogat úgy forgattuk el, hogy az osztás egyik esetben 0,05, másik esetben 0,1 mm-rel változzon a szabványoshoz képest. A 2. ábra ezt szemlélteti. Az ábrán a fekete nyíl jelöli az elforgatás irányát. Az ábrán található egy I. jelölésű fehér nyíl is. Ez arra szolgál, hogy a cikkben megkülönböztessük a hibás fogaskerék két forgásirányát. A nyíl által mutatott iránynak megfelelő forgásirányt a továbbiakban I. jelöléssel, a nyíl irányával ellentéteset II.-vel fogjuk jelölni.

A fogaskerekeket ezután egy SLA 3D nyomtatóval gyártottuk le. Korábbi kutatásaink bizonyították, hogy ez

* PhD hallgató, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet

** egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet

a módszer megfelelő pontosságú alkatrészeket eredményez [5].



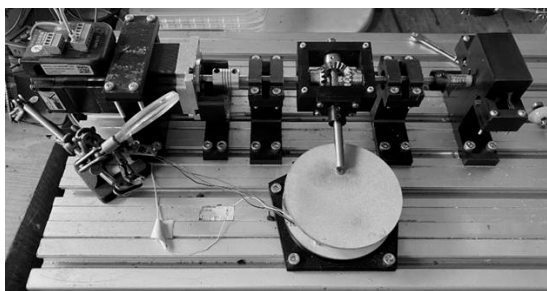
2. ábra Az osztás hibájának szemléltetése

3. A MÉRŐBERENDEZÉS

A mérésekhez egy általunk tervezett nyomatókmérő berendezést használtunk. Az eszköz egy differenciálmű elvén működik. A hajtást egy motor biztosítja. A motor és a mérendő fogaskereket tartalmazó hajtómű közé van beépítve a mérőberendezés, ami három kúpkerékből áll. Az első kúpkerék a meghajtó motor tengelyéhez, a harmadik a hajtómű bemenő tengelyéhez kapcsolódik. A középső fogaskerék szabadon el tud fordulni. A mérés közben a kúpkerékeket tartalmazó egység megbillen és a rajta található mérőtengely egy mérőérzékelőt terhel. A berendezés a 3. ábrán látható.

A mérések során a vizsgált fogaskerékpárok mindig azonos fogszámmal rendelkeztek. Tehát 30 fogú fogaskereket csak másik 30 fogúval párosítva vizsgáltuk. Ugyanez történt 50 fog esetén is.

Az 1 perces vizsgálatokat 12 1/min fordulatszámmal végeztük el. Ezt azért fontos megemlíteni, mert így a vizsgálatok során a hibás fog tizenkétszer került kapcsolatba a másik fogaskerék fogával. Így jó esetben a 60 másodperc alatt a nyomatókgörbén 12 ponton kell eltérést látnunk a nem hibás fogaskerékpárok nyomatókgörbéjéhez képest.



3. ábra A berendezés

4. REFERENCIAMÉRÉSEK HIBA NÉLKÜLI FOGASKEREKEKKEL

A mérések elvégzése előtt olyan vizsgálatokat is el kellett végeznünk, amelyeknél a vizsgált a fogaskerékpár egyik foga sem volt hibás. Erre azért volt szükség, hogy az osztáshibás fogaskerekekkel történő mérésekhez legyenek referencia adataink. A méréseket mindkét fogszám esetén háromszor végeztük el. A három-három

mérés egymástól független volt. A továbbiakban referenciaként szolgáló értékeket az 1. és 2. táblázat tartalmazzák.

1. táblázat Az átfogatási nyomatók hiba nélküli, $z=30$ fogszámú fogaskerékpároknál

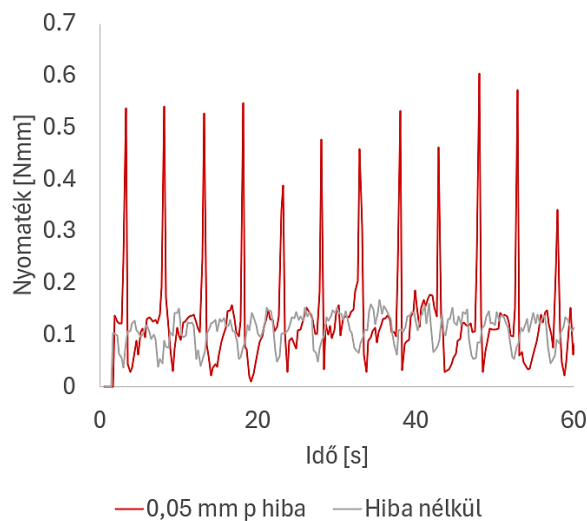
Mérés	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
Mérés 1	0,16701	0,11043	0,03825
Mérés 2	0,16701	0,10618	0,04855
Mérés 3	0,16554	0,09893	0,03899
Átlag	0,16652	0,10518	0,04193

2. táblázat Az átfogatási nyomatók hiba nélküli, $z=50$ fogszámú fogaskerékpároknál

Mérés	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
Mérés 1	0,39362	0,23171	0,10913
Mérés 2	0,37155	0,19241	0,07971
Mérés 3	0,38749	0,22879	0,0981
Átlag	0,38422	0,21764	0,09564

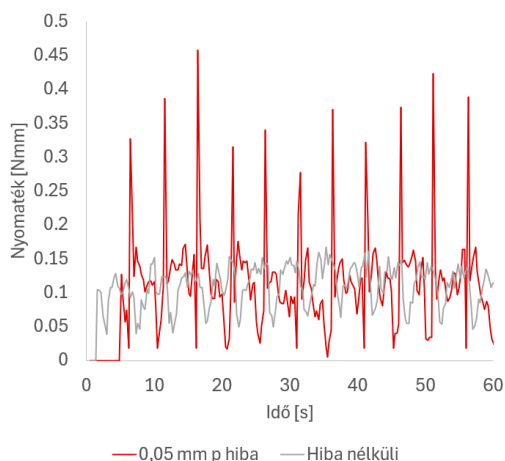
5. A MÉRÉSEK

A méréseket minden esetben 3-3 fogaskerékpáron végeztük el.



4. ábra A nyomatóki görbe $z=30$, 0,05 mm osztáshiba és I. forgásirány esetén

A $z=30$ fogszám esetén a 0,05 mm-es osztáshibánál, ha a hibás fogaskerék az I. forgásirányban forog, azt tapasztalhatjuk, hogy amikor a hibás fog lép kapcsolatba, a nyomatók jelentősen megnő, majd hirtelen lecsökken. Ez azzal magyarázható, hogy a csökkentett osztású résznél a foghézag is lecsökken a szabványoshoz képest, míg a fog másik oldalán a foghézag a szabványos érték fölé kerül. A nyomatókgörbét a 4. ábra mutatja.

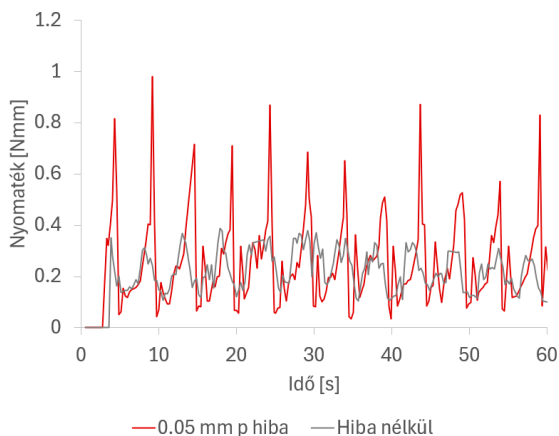


5. ábra A nyomatéki görbe $z=30$, 0,05 mm osztáshiba és II. forgásirány esetén

II. forgásirány diagrammja az 5. ábrán látható. Ebben az esetben az I. forgásiránnyal ellentétes folyamat zajlik le. A nyomaték jelentősen lecsökken, majd megnő. A kiugró értékek nagysága nagyjából megegyezik az I. forgásirány esetén tapasztalttal. Ezeket a referenciaértékektől eltérő nyomatékokat a 3. táblázat foglalja össze.

3. táblázat Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,05 mm osztáshiba esetén, $z=30$ fogszámú fogaskerékpárokra

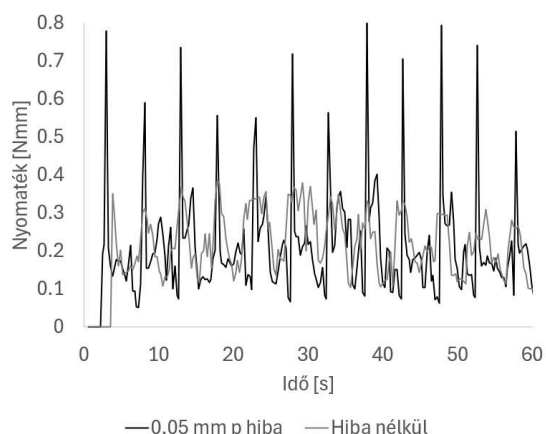
	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
Csökkentett osztás	0,6364	0,4511	0,2774
Növelt osztás	0,0345	0,0244	0,0103



6. ábra A nyomatéki görbe $z=50$, 0,05 mm osztáshiba és I. forgásirány esetén

A $z=50$ és 0,05 mm osztáshiba esetén is ugyanazt figyelhető meg, mint $z=30$ esetén. A különbség csak a hibás fognál tapasztalható nyomaték nagyságában van.

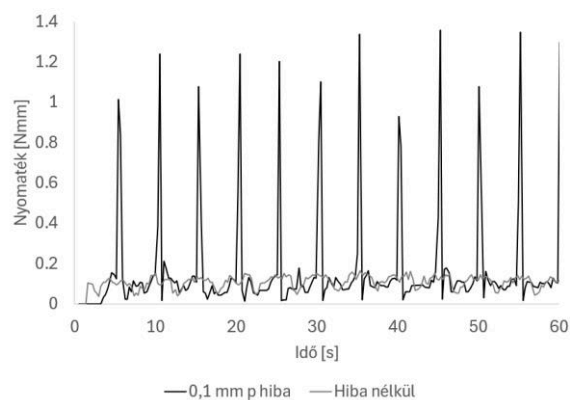
Ezeket az értékeket a 4. táblázat tartalmazza. Az I. forgásirányt a 6. ábra, a II. forgásirányt a 7. ábra mutatja.



7. ábra A nyomatéki görbe $z=50$, 0,05 mm osztáshiba és II. forgásirány esetén

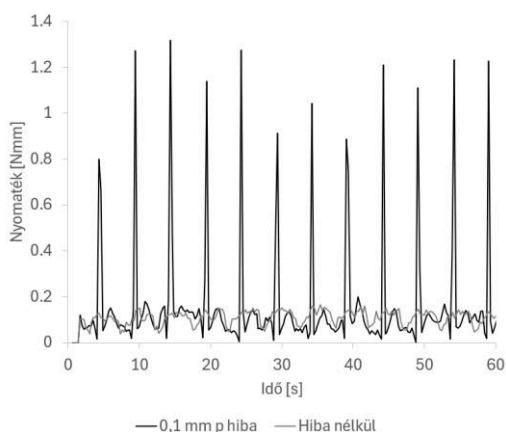
4. táblázat Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,05 mm osztáshiba esetén, $z=50$ fogszámú fogaskerékpárokra

	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
Csökkentett osztás	0,9798	0,6761	0,5039
Növelt osztás	0,0919	0,0677	0,0343



8. ábra A nyomatéki görbe $z=30$, 0,1 mm osztáshiba és I. forgásirány esetén

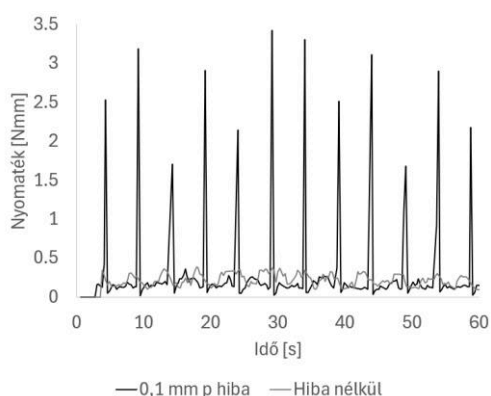
A $z=30$ és 0,1 mm osztáshibával rendelkező fogaskerek esetén ugyanazt a jelenséget tapasztaltuk, mint 0,05 mm-es hiba esetén. Azonban mivel itt az osztáshiba nagyobb volt, így a hibás fog kapcsolódásakor mért nyomatékok és a referenciaértékek különbsége is nagyobb lett. Ezeket az értékeket az 5. táblázat tartalmazza. A nyomatékgörbét a 8. és 9. ábra mutatja.



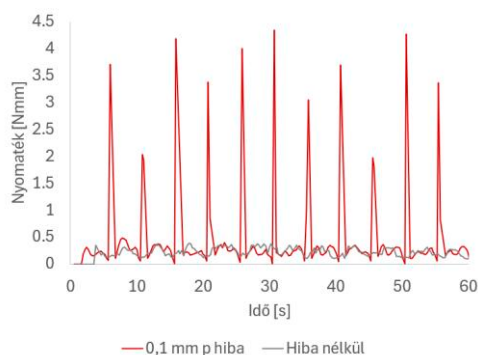
9. ábra A nyomatéki görbe $z=30$, 0,1 mm osztáshiba és II. forgásirány esetén

5. táblázat Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,1 mm osztáshiba esetén, $z=30$ fogszámú fogaskerékpárokra

	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
Csökkentett osztás	1,3604	1,1121	0,7181
Növelt osztás	0,0333	0,0207	0,0022



10. ábra A nyomatéki görbe $z=50$, 0,1 mm osztáshiba és I. forgásirány esetén



11. ábra A nyomatéki görbe $z=50$, 0,1 mm osztáshiba és II. forgásirány esetén

A $z=50$ fogszám és a 0,1 mm-es osztáshiba esetében is ugyanazt tapasztaljuk, mint a hasonló fogszámú és kisebb osztáshibás méréseknél. Annyi a különbség ismételtlen, hogy a hiba növekedésével a referenciaértékektől eltérő értékek különbsége is nagyobb a referenciaértékekhez képest, mint kisebb hiba esetén. Ezeket az értékeket a 6. táblázatban foglaltuk össze. A mérések nyomatékgörbéit a 10. és 11. ábrák mutatják be.

6. táblázat Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,1 mm osztáshiba esetén, $z=50$ fogszámú fogaskerékpárokra

	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
Csökkentett osztás	4,9896	3,3206	1,6824
Növelt osztás	0,0736	0,0449	0,0111

6. ÖSSZEFOGLALÁS

Ebben a cikkben kisméretű műanyag fogaskerekek osztáshibáit vizsgáltuk az átfogatási nyomaték mérésével. Ehhez olyan fogaskereket gyártottunk, melyek egyik foga tangenciális irányban el lett forgatva. A mérések azt mutatták, hogy az osztás csökkenésével az átfogatási nyomaték növekszik, az osztás növekedésével pedig csökken.

7. SUMMARY

In this article, the pitch faults of small plastic gears were analysed by measuring the drag torque. For this purpose, gears were manufactured with one tooth slightly moved in the tangential direction. The measurements showed that as the pitch decreases, the torque increases and as the pitch increases, the torque decreases.

8. IRODALOM

- [1] VDI 2731 Mikrogetriebe, Grundlagen. BeuthVerlag, Berlin, 2009.
- [2] JIS B 1759:2019 (JGMA/JSA) Estimation of tooth bending strength of cylindrical plastic gears, Japanese Standards Association, Tokyo, 2020.
- [3] VDI 2736 Thermoplastische Zahnräder, BeuthVerlag, Berlin, 2014.
- [4] BIHARI J.: Kisméretű műanyag fogaskerekes hajtások hibái, GÉP 65:(2), pp: 19 – 22, 2014.
- [5] MARADA I., BIHARI J.: Measuring the effects of faults for the rotational characteristics of small plastic gears, JOURNAL OF PHYSICS-CONFERENCE SERIES 2848: 1 p. 012010, 2024, <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2848/1/012010>
- [6] ERNEY GY.: Fogaskerekek, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983.

A NEM SZIMMETRIKUS MEGTÁMASZTÁS HATÁSA GÖRBE RUDAK STABILITÁSÁRA

THE INFLUENCE OF NON-SYMMETRICAL SUPPORTS ON THE STABILITY OF ARCHES

Messaoudi Abderrazek^{}, László Péter Kiss^{**}, Krzysztof Murawski^{***}*

ABSTRACT

A cikk keretein belül körívalakú görbe rudak stabilitását vizsgáljuk, amennyiben a megtámasztás nem szimmetrikusan történik. A rúd az egyik végén csuklóval támasztott, a másik végén befalazott. Terhelése egy radiális irányú koncentrált erőből áll. A geometriailag nemlineáris mechanikai modell stabilitási egyenletei a virtuális munka elvből kerültek levezetésre, megoldásuk zárt alakban felírható. Az egyensúlyi utak feltérképezésével megállapítható a legkisebb limit ponti kritikus erő, ami a rúd stabilitásának elvesztéséhez vezethet. Az új modell eredményeit kereskedelmi vége-selemes szoftver számításai-val összevetve jó egyezést tapasztaltunk.

1. INTRODUCTION

Arches are frequently utilized in various architectural designs, serving as essential elements in structures like roofs, bridges, and openings. Their distinctive curved shape offers several advantages, notably in distributing weight evenly and effectively managing mechanical loads. Nevertheless, when arches endure a compressive load, they can become prone to instability and it is crucial to account for the possibility of limit point buckling in arch design to guarantee structural stability and safety [1]. Buckling of arches has been widely studied, resulting in a rich body of literature that provides key insights into the stability of arch structures, from early research to present-day. According to certain numerical studies, including those by Yang & Shieh [2], Kuo & Yang [3], the position of the radial load may influence the nonlinear equilibrium and buckling load significantly. Numerous studies have primarily focused on the classical and nonlinear buckling of arches with symmetric boundary conditions, particularly those with pinned-pinned or fixed-fixed ends – see, e.g., [4–7]. Exact analytical solutions for limit point, bifurcation buckling, and post-buckling behaviour of the shallow arches with symmetric boundary conditions under uniform radial and central concentrated loads have been investigated in details in

the literature. Recent studies on arches with unsymmetrical end supports have revealed significant differences in their nonlinear behaviour compared to arches with symmetric conditions. Likewise, paper [8] examined the in-plane nonlinear stability of pinned-fixed shallow arches under arbitrary concentrated loads and found that these structures exhibit multiple stable and unstable equilibria, buckling through limit point instability rather than bifurcation. This contrasts with fixed-fixed or pinned-pinned arches, which may buckle in a bifurcation mode [5,7]. Nonlinear elastic analysis and buckling of pinned-fixed arches under uniformly distributed radial loads were also explored in [9]. In most articles, the effect of bending moment on the membrane strain is not incorporated, but it might be necessary to improve the model accuracy [10].

Overall, most studies assume identical end supports and overlook the impact of bending moments on membrane strain when analyzing the buckling behaviour of arches. Therefore, further investigation into the stability of such members is needed to provide a more comprehensive understanding of their buckling behaviour. This article focuses on the in-plane buckling of homogeneous fixed-pinned shallow arches under radial concentrated load. The equilibrium equations are derived using the principle of virtual work, with account on the bending moment's effect on membrane strain. The equations are solved in closed form. The novel model introduced can identify the limit points on the equilibrium path for a selected geometry, material and load position. The solutions are validated through comparisons with finite element simulations.

^{*} PhD candidate, University of Miskolc, Institute of Applied Mechanics

^{**} associate professor, University of Miskolc, Institute of Applied Mechanics

^{***} former senior lecturer, Jacob Paradies University, Gorzów

2. MECHANICAL MODEL

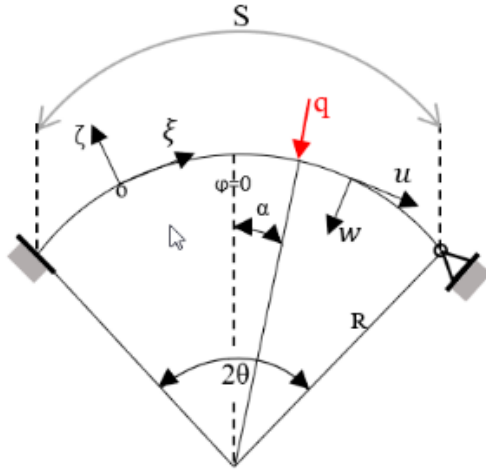


Figure 1 The geometry, loading and support conditions of the one-dimensional model

We shall consider a fixed-pinned arch as it is shown in Figure 1. The cross-sectional coordinates are η ; ζ and the axis ξ coincides with the circumferential direction. The length of the arch is S , the included angle is 2θ , the initial radius of curvature is R , and φ and s are the angle and arc coordinates. The load is applied at the angle coordinate $\alpha = [-\theta; \theta]$. If $\alpha = 0$, it is a limit case with the load being at the symmetry axis of the arch. It is assumed that the behaviour of the material is linearly elastic and isotropic.

The membrane strain at an arbitrary point on the centroidal axis ($\zeta = 0$) is given as [11]

$$\varepsilon_m = \frac{du}{ds} + \frac{w}{R} + \frac{1}{2} \left(-\frac{dw}{ds} \right)^2 \quad (1)$$

Where u and w are the axial and radial centroidal axis displacements respectively, the nonlinear term $\left(-\frac{dw}{ds} \right)^2$ is introduced to account for rotations and it contributes as the cause of nonlinearity. The axial force N and the bending moment M can be represented as follows [10] using the Hooke law:

$$N = A_e \varepsilon_m - \frac{I_e}{R} \left(\frac{du}{R ds} - \frac{d^2 w}{ds^2} \right), \quad (2)$$

$$M = -I_e \left(\frac{d^2 w}{ds^2} + \frac{w}{R^2} \right), \quad N = A_e \varepsilon_m - \frac{M}{R} \quad (3)$$

with I_e as the E -weighted moment of inertia to major principal axis η and A_e as the E -weighted area of the cross-section:

$$I_e = \int E \zeta^2 dA, \quad A_e = \int_A E dA. \quad (4)$$

Using the principle of virtual work, the nonlinear pre-buckling equilibrium configuration can be established.

For mathematical simplification, we now introduce $W = \frac{w}{R}$ and $U = \frac{u}{R}$ that are dimensionless normal and circumferential displacements. Using fundamental equations (1)–(4), the following equilibrium equations can be found [7]:

$$\varepsilon_m' = 0, \quad W'''' + (\kappa^2 + 1)W'' + \kappa^2 W = \kappa^2 - 1 \quad (5)$$

$$\text{with } \frac{d(\square)}{ds} = (\square)',$$

$$\kappa^2 = 1 - \mu \varepsilon_m, \quad \mu = \frac{A_e R^2}{I_e} = \frac{R^2}{r^2}, \quad \lambda = \sqrt{\mu} \theta^2 = \frac{S^2}{4rR} \quad (6)$$

In which λ is the slenderness parameter of the arch [11] and r is the radius of gyration of the cross section about its major principal axis η . The boundary and discontinuity conditions for the considered arch are as follows:

$$\begin{aligned} W|_{\varphi=-\theta} = W'|_{\varphi=-\theta} = W|_{\varphi=\theta} = W''|_{\varphi=\theta} = 0, \\ W|_{\varphi=-\alpha} = W|_{\varphi=\alpha}; \quad W'|_{\varphi=-\alpha} = W''|_{\varphi=\alpha}, \\ W''|_{\varphi=-\alpha} = W''|_{\varphi=\alpha}, \quad -W'''|_{\varphi=-\alpha} + W'''|_{\varphi=\alpha} = -\frac{2Q}{\theta}. \end{aligned} \quad (7)$$

Here Q is a dimensionless load defined by

$$Q = \frac{qR^2\theta}{2I_e}. \quad (8)$$

When we focus, example, on that arch part which is on the right side of the load position ($\varphi \in [\alpha, \theta]$), the general solution satisfying Eq (5)₂ is

$$\begin{aligned} W_r(\varphi) = \frac{\kappa^2 - 1}{\kappa^2} + A_1 \cos(\varphi) + A_2 \sin(\varphi) - \\ \frac{A_3}{\kappa^2} \cos(\kappa\varphi) - \frac{A_4}{\kappa^2} \sin(\kappa\varphi). \end{aligned} \quad (9)$$

The constants A_i can be found by recalling boundary and discontinuity conditions (7).

Since the membrane strain is constant, a nonlinear relationship can be set as

$$\int_{-\theta}^{\theta} \varepsilon_m(\varphi) d\varphi \simeq \int_{-\theta}^{\theta} [U' + W + 0.5(W')^2] d\varphi - 2\mu \varepsilon_m = B_1 Q^2 + B_2 Q + B_3. \quad (10)$$

The constants B_1, B_2 and B_3 -- which are functions of α, θ, λ and μ -- can be calculated in closed form based on their definitions. Evaluation of Eq. (10) makes it possible to find the equilibrium path of the arch and thus, the limit points which are related to buckling.

3. COMPUTATIONAL RESULTS

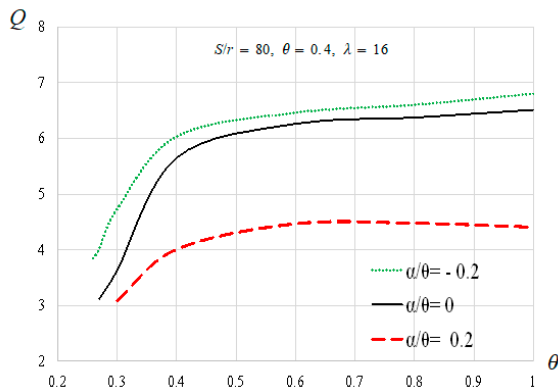


Figure 2 Lowest critical load in terms of θ

Figure 2 depicts the relationship between dimensionless buckling loads and the semi-vertex angle θ for three various load positions. The results reveal that when the load position factor is negative, the critical load increases as θ increases, indicating that arches with greater θ can sustain higher loads. Conversely, for a strictly positive load position factor, the critical load initially rises but begins to decrease once θ approaches to approximately 0.81 rad. Additionally, when the load is applied between the crown and the fixed end, the buckling load is significantly higher compared to when the load is located between the crown and the pinned end. The plotted curves also shift leftward as the load position factor α/θ transitions from positive to negative, meaning buckling may occur at smaller included angles. The difference in critical load is substantial, with the relative change between $\alpha/\theta = -0.2$ and $\alpha/\theta = 0.2$ ranging between 30.8% and 35.14%. It is important to note that, under the considered geometric parameters and these load positions, the critical buckling load for pinned-fixed members consistently falls between the values for pinned-pinned [10] and fixed-fixed supports [5].

The effects of the load position on the equilibrium path (number of limit points and nonlinear equilibrium branches) are illustrated in Figure 3 for three samples. The load position α/θ clearly influences the nonlinear equilibrium and buckling behaviour of the arches. As the load position shifts from the left side of the arch crown ($\alpha/\theta = -0.2$) to the right ($\alpha/\theta = 0$ and $\alpha/\theta = 0.2$), the number of limit points decreases from four (two upper limit points and two lower limit points) to two. Similarly, the equilibrium branches reduce from five (one primary stable branch, three unstable branches, and a remote stable branch) to three (two stable branches with an unstable branch between them).

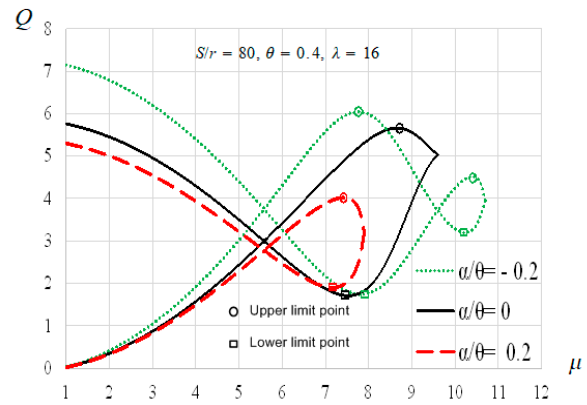


Figure 3 Load in terms of a dimensionless strain μ

4. FEM RESULTS

Table 1 presents a comparison between the proposed model and the results obtained with the commercial finite element (FEM) software Abaqus. For the FEM analysis, a one-dimensional *B21* type element was employed for the discretization, with a total of 60 elements to map the arch. This number was found to be sufficient to ensure converged results. The Static/Riks step was utilized with nonlinear geometry enabled to trace the equilibrium paths. The first upper limit point of the equilibrium path is obtained when the force reaches its local maximum and then starts to decrease under load control. Accordingly, this maximum force is the lowest nonlinear buckling load sought. The cross-section used was a uniform, doubly symmetric I cross-section with an area of 4588 mm^2 and a second moment of inertia being 54255295 mm^4 . The Young's modulus was 210 GPa throughout, meaning homogeneous material distribution. As shown in Table 1, the correlation is really good between the two different approaches.

Table 1 Validation of the results with FEM

	Q (new model)	FEM
α/θ	$S/r=80, \theta = 0.4, \lambda = 16$	
-0.2	6.03	5.85
0	5.65	5.41
0.2	4.01	3.90

Furthermore, Figures 4 and 5 illustrate the pre-buckling shape of the arch when the critical buckling load in [N] is applied when $\alpha/\theta = -0.2$ and 0.2, respectively. To determine the corresponding dimensionless loads in the above table, the definition of Eq. (8) was applied.

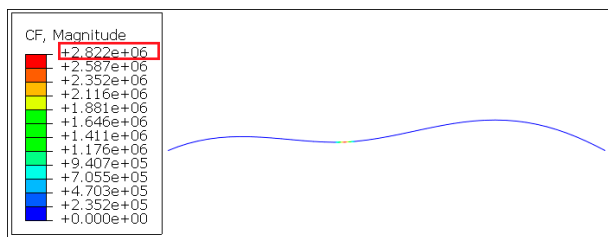


Figure 4 Critical load when $\alpha/\theta = -0.2$

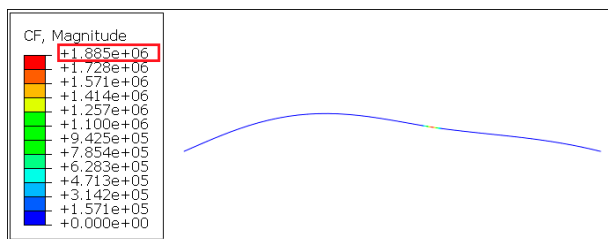


Figure 5 Critical load when $\alpha/\theta = 0.2$

5. SUMMARY

This article investigates the stability and in-plane behaviour of fixed-pinned shallow circular arches using a one-dimensional beam model based on the Euler-Bernoulli theory. It turns out that not only the geometry but also the load position affects significantly the lowest buckling loads. The equilibrium path also strongly depends on these factors. Comparative studies with finite element analyses validate the accuracy of the model.

6. REFERENCES

- [1] TIMOSHENKO S. P., GERE J. M.: *Theory of Elastic Stability*. Engineering Societies Monographs, 1961.
- [2] YANG Y. B., SHIEH M. A.: Solution method for nonlinear problems with multiple critical points”, *AIAA Journal* 28(12), (1990), 2110–2116. <https://doi.org/10.2514/3.10529>
- [3] KUO S. R., YANG Y. B.: Tracing postbuckling paths of structures containing multi loop. *International Journal of Numerical Methods in Engineering* 38(23), (1995), 4053–4075. <https://doi.org/10.1002/nme.1620382309>
- [4] BRADFORD M. A., UY B., PI Y.-L.: In-plane elastic stability of arches under a central concentrated load. *Journal of Engineering Mechanics*, 128 (7), (2006), 710-719. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9399\(2002\)128:7\(710\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9399(2002)128:7(710))
- [5] PI Y.-L., BRADFORD M. A., LIU A.: Nonlinear equilibrium and buckling of fixed shallow arches subjected to an arbitrary radial concentrated load. *International Journal of Structural Stability and Dynamics* 17(8), (2017). Art. No. 1750082. <https://doi.org/10.1142/S0219455417500821>
- [6] MESSAOUDI A., KISS L. P.: Investigation on the limit-point buckling of curved beams. *Multidiszciplináris Tudományok (Multidisciplinary Sciences)*, 13 (2), (2023), 78–86. <https://doi.org/10.35925/j.multi.2023.2.7>
- [7] KISS L. P.: Nonlinear stability analysis of FGM shallow arches under an arbitrary concentrated radial force. *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, 16 (2020), 91-108. <https://doi.org/10.1007/s10999-019-09460-2>
- [8] LIU A., BRADFORD M. A., PI Y.-L.: In-plane nonlinear multiple equilibria and switches of equilibria of pinned–fixed arches under an arbitrary radial concentrated load. *Archives of Applied Mechanics* 87, (2017), 1909–1928. <https://doi.org/10.1007/s00419-017-1300-7>
- [9] PI Y.-L., BRADFORD M. A.: Nonlinear elastic analysis and buckling of pinned–fixed arches. *International Journal of Mechanical Sciences* 68 (2013), 212–223. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2013.01.018>
- [10] KISS L., SZEIDL G.: Nonlinear in-plane stability of heterogeneous curved beams under a concentrated radial load at the crown point. *Technische Mechanik*. 35(1), (2015), 1–30. <https://doi.org/10.24352/UB.OVGU-2017-066>
- [11] BRADFORD M. A., UY B., PI Y.-L.: In-plane stability of arches. *International Journal of Solids and Structures*, 39 (1), (2002), 105-125. [https://doi.org/10.1016/S0020-7683\(01\)00209-8](https://doi.org/10.1016/S0020-7683(01)00209-8)

ÁGYÉKI GERINCSTABILIZÁCIÓS IMPLANTÁTUMOK JELLEMZŐ LATTICE STRUKTÚRÁINAK 3D NYOMTATÁSA ÉS MECHANIKAI VIZSGÁLATA

3D PRINTING AND MECHANICAL EVALUATION OF LATTICE STRUCTURES OF LUMBAR STABILIZATION SPINAL IMPLANTS

Molnár Luca*, Zwierczyk Péter T.**

ABSTRACT

This study focuses on the load analysis of the lattice structures typical for spinal stabilization implants fabricated by FDM technology and the selection of the most suitable lattice for a fusion spinal implant. Based on the results of the physical measurements, the finite element analysis can be validated, allowing the developed of patient specific implants to be evaluated for complex loads that would be directly applied to them in the installation environment.

1. BEVEZETÉS

1.1 Klinikai áttekintés

Globálisan jelentős közegészségügyi problémát jelentenek a gerinc degeneratív megbetegedései, leginkább az ágyéki gerincszakaszt érintve. Végző megoldásként fúziós műtéti eljárásokat alkalmaznak kezelésként, ahol egy vagy több fúziós gerincimplantátumot építenek be a sérült porckorong helyére és egy transzpedikuláris csavar-rúd rendszert a csigolyák stabilizálására. (1. ábra) Az összeintegrációs folyamat lezajlásával egy összezsugorított csigolyablokk alakul ki a sérült gerincszegmensből.

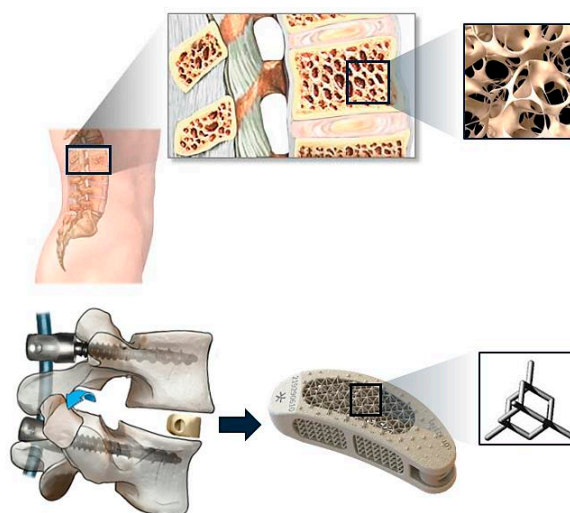
1.2 Szakirodalmi áttekintés

A fúziós gerincstabilizációs implantátumok területén a belső tereket kitöltő rácsszerkezetek, úgynevezett lattice struktúrák egyre nagyobb népszerűségnek örvendenek. Ezek a celluláris struktúrák elsősorban nyílt cellás szerkezetűek és a cellakonfigurációik a tér három irányában periodikusak. [2]

Használatuk több szempontból is rendkívül előnyös. Néhányat említve, bizonyítottan elősegítik a csontosodási folyamatot a megnövekedett felület és a trabekuláris csontszövetet imitáló belső kialakításuk miatt. Továbbá lehetővé teszik a komplett szerkezet mechanikai teherbírásának és egyéb tulajdonságainak

könnyebb optimalizálását, mint a sztochasztikus habok vagy tömör szerkezetek esetében.

Az 1. ábra szemlélteti a tárgyalt lattice struktúrákat egy jellemző gerincimplantátumban az anatómiai és műtéti környezettel.



1. ábra Gyémánt lattice struktúrával ellátott TLIF gerincimplantátum rácsszerkezete a csigolya trabekuláris csontszövetével bemutatva [1, 2, 3, 4]

A lattice struktúrák tulajdonságai és viselkedése közvetlenül függ az anyagtól, a gyártási technológiától, illetve az egységcellák tulajdonságaitól és térbeli elrendeződésétől. Előállításuk mind fémes mind polimer anyagok esetében additív gyártással történik. Azonban a széles körben alkalmazott biokompatibilis PEEK anyag esetében a kis méretű szerkezet és a magas hőmérséklet miatt ez technológiai kihívásokba ütközik.

A PEEK polimerből készült lattice struktúrával rendelkező implantátumokat speciálisan erre a célra fejlesztett ipari FDM (Fused Deposition Modelling azaz ömledékrétegzés) 3D nyomtatókkal hozzák létre, ami jelenleg egy fejlesztés alatt álló terület ugyanis jelenleg csak néhány ilyen implantátum került piaci forgalomba.

* Gépészmérnök hallgató (MSc), Gép- és Terméktervezés Tanszék (GT3), Gépészmérnöki Kar, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Felelős szerző, e-mail: molnar.luca@gt3.bme.hu

** Egyetemi adjunktus (PhD), Gép- és Terméktervezés Tanszék (GT3), Gépészmérnöki Kar, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

1.3 Célkitűzés

A kutatás célja az ANSYS szoftverben elérhető lattice egységcellák generálási paramétereinek változtatásával a mechanikai tulajdonságok vizsgálata és összehasonlítása. Továbbá az FDM 3D nyomtatóval gyártott próbatetek végzett fizikai mérések során tapasztaltak implementálása végeselemes környezetbe, hogy a struktúrák viselkedése összetettebb in vivo terhelési modellekre is vizsgálhatóvá váljon. Ez a megszerzett tudás a későbbiekben lehetővé teszi a teljesen betegspecifikus implantátumok fejlesztését.

2. MÓDSZER

2.1 3D nyomtatott próbatetek

A tanulmányban 4 x 3 darab próbatest fizikai vizsgálata lett elvégezve, amelyek struktúra és rúdvastagság alapján különböztethetők meg, ami három különböző egységcella-kialakítást és két eltérő rúdvastagságot jelent. A próbatetek a SpaceClaim 2021 R2 programban lettek generálva és a BME Gép- és Terméktervezés Tanszék Stratasys F170 ipari FDM 3D nyomtatójával ABS polimer anyagból kerültek kinyomtatásra. [5]

1. táblázat 3D nyomtatás paramétereit









Anyag	Stratasys F123 ABS-M30 hőre lágyuló polimer filament (orange, dark grey)
Folyáshatár	88,3 MPa
Rugalmassági modulus (E)	2,2 GPa
Támasanyag	Stratasys F123 QRS (oldható)
Támasanyag kitérítési stílusa	bekerítő (surround), önhordó (45°-os szög)
Rétegvastagság	0,178 mm
Nyomtatási sebesség	~40 mm/s
Pontosság	0,02 mm (XY)

Ezek egységesen 30×30×30 mm nagyságú kockák, amelyeknek élei mentén egy 3 mm vastagságú négyzetkeresztmetszetű váz található. A belső struktúrát minden esetben nyolc egységcella építi fel, amelyek összeolvadnak a vázzal. A váz teherbírási gyakorolt hatása nem volt a vizsgálat tárgya. Az egységcellák további tulajdonságait a 2. táblázat részletezi.

A tanulmányban a kristályszerkezetekkel analóg felületen és térben középpontos rácsszerkezetek és egy gyémánt struktúrához hasonló több térbeli támaszelemmel rendelkező úgynevezett lapcentrált

bipiramis kockarács vagy octet rács is kiválasztásra került. A leggyakoribb gyémánt egységcella nem megvalósítható a próbatetek kialakítása miatt, mivel ekkora egység-cellaméret esetén a belső támaszrudak nem érintkeznek a külső vázzal. Az egységcellák méretei nagyobbak, mint amiket humán gerincimplantátumokban alkalmaznak, az elérhető FDM technológia nyomtatási határai miatt. A kisebb rúdkeresztmetszetű, térben centrált egységcellájú próbatetek keresztlátásán nem csak a különböző rácsszerkezet fajták összehasonlítása, de a rúdvas-tagságnak a teherbírási gyakorolt hatása is vizsgálható.

1. táblázat. Próbategek paramétereit

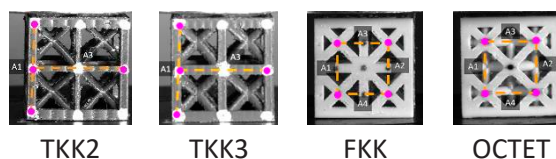
Cellatípus	térben középpontos kockarács		felületen középp. kockarács	bipiramis lapcentrált kockarács
	TKK2	TKK3	FKK	OCTET
Rövidítés	TKK2	TKK3	FKK	OCTET
Cellaméret	15 mm			
Rúdvastagság	2 mm	3 mm	3 mm	3 mm
Relatív térkitöltési arány	13,9%	31,2%	36,1%	53,3%
3D modell (felső nézet)				
3D modell (trimetrikus nézet)				

Fontos megjegyezni, hogy az ABS változó arányban polimerizálható, a gyártási folyamat és a gépi pontosság befolyásolhatja tulajdonságait. Mindegyik próbatest megegyező építési irányban lett előállítva, és ebből az irányból lettek terhelve a nyomó vizsgálat alatt. A modellek nem önhordóak, ezért a nyomtatáshoz használt támaszanyagot el kellett távolítani. Ez vegyszeres áztatással történt. Az áztatásnak a mechanikai tulajdonságokra gyakorolt hatása nem ismert.

2.2 Fizikai mérések

A mechanikai tulajdonságok egytengelyes statikus nyomóvizsgálattal lettek megvizsgálva, amelynek során az alkalmazott erő és az ennek hatására bekövetkező elmozdulás mellett előre definiált pontok elmozdulásai optikai nyúlásmérő műszerrel lettek rögzítve. Ehhez ZWICK Z250 Tensile Tester szakítógépe és Mercury Monet típusú DIC videoextenzométer lett használva.

Az optikai méréshez felrajzolt pontok közötti távolság a TKK próbadarabok esetében 28 mm és a másik két esetben 15 mm volt.



1. ábra. Felvett mérési pontok

A méréskor a próbatetek két lap közé kerültek behelyezésre. Ezeket a felső elem vagy más-néven keresztfej állandó 5 mm/min sebességgel függőlegesen lefelé terhelte. Továbbá 2 N előterhelés lett alkalmazva.

2.3 Végeselemes modell

A végeselemes módszerekkel (VEM) végzett vizsgálatok jelentős mértékben tudják csökkenteni a nyomtatott rácsszerkezetek teljes jellemzéséhez szükséges kísérleti munkát. A pontosság függ a modellhez rendelt anyagtulajdonságoktól, a háló minőségétől és az elemi lattice cellák egyszerűsítésétől.

A tanulmányban az egyes rácsszerkezetek szolid elemekkel lettek közelítve. A kockarácsok két lap közé kerültek befogásra, a mérési összeállítást alapul véve. A végeselemes analízis célja az elmozdulásmező elemzése.

A számításához lineáris anyagmodell került alkalmazásra, azaz kimenő mennyiség egyenesen arányos a bemenettel és az arányossági tényező a rugalmassági modulus. A 4. táblázat foglalja össze az alkalmazott anyagok vizsgálatok szempontjából fontos jellemzőit.

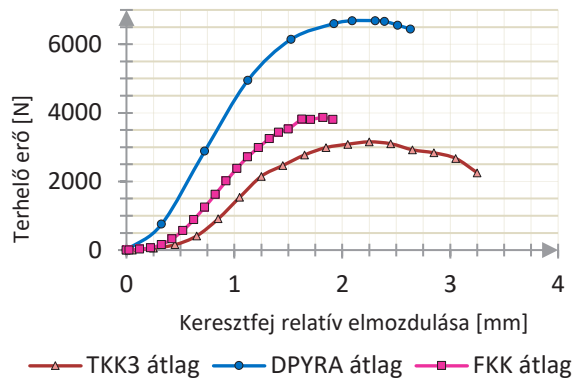
2. táblázat. VEM anyagjellemzők

Anyag	E [GPa]	ν [-]	Sűrűség [kg · m ⁻³]
ABS polimer	2,2	0,4078	1050
Szerkezeti acél	200	0,3	785

A vizsgálatokhoz erővezérelt megközelítés lett alkalmazva, ahol a kompressziót kifejtő lap felső felületére egy megoszló erőt került definiálásra időben egyenletesen erőterheléssel. Továbbá az alsó lap minden szabadságfoka korlátozva lett. Az érintkező felületek között konstans 0,2 [-] együtthatójú súrlódásos kontakt lett beállítva.

3. EREDMÉNYEK

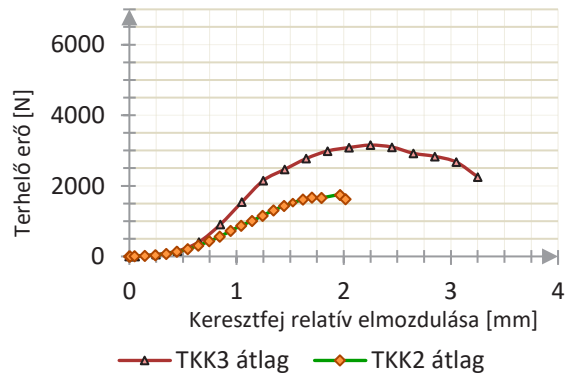
A keresztfej relatív elmozdulása alkalmas a kiértékelésre, ugyanis a mérés kis terhelő erői nem okoznak számottevő deformációt a fejen. Minden mérési esetben az egyes időpillanatok alapján lett meghatározva a mért terhelés és az elmozdulás értékek számtani közepe, amelyek között függvény-kapcsolat írható fel. Az alábbi diagramok ezeket mutatják be.



1. diagram. Mérési eredmények átlagolt függvényei elemi cellák alapján

Megállapítható, hogy a TKK3 próbateteknek a legalacsonyabb a teherbírása, de szívósabbak, mint a FKK rácsszerkezetűek, amelyek már relatív kis terhelés hatására ridegen eltörtek és a testből polimer szilánkok váltak ki. Az OCTET próbatetek mutatták legmagasabb ellenállást a nyomóterhelésre. Ennek egyik oka, hogy ebben a rácsszerkezetben a külső vázat leszámítva szinte csak döntött helyzetű rövidebb rúdelemek találhatók, illetve a relatív térkitöltési arány is ennél a cellatípusnál a legmagasabb a vizsgáltak közül.

A lattice struktúrák a támasztékok rúdát-mérőjének függvényében is meg lettek vizsgálva.



2. diagram. Mérési eredmények átlagolt függvényei rúdát-mérő alapján

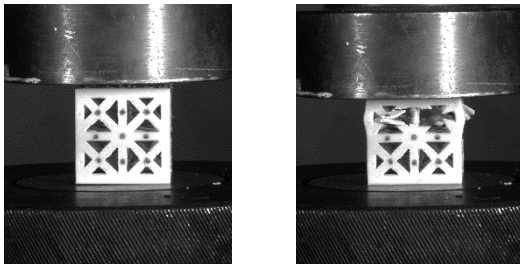
Ezek alapján megállapítható, hogy a nagyobb rúdát-mérő szívósabb viselkedéssel és jobb teherbírással társul. Fontos megjegyezni, hogy a relatív sűrűség a TKK2 rács típusnál volt a legkisebb.

3.1 Végeselemes modell hitelesítése

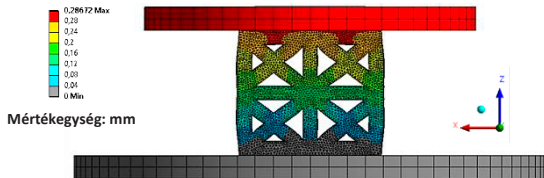
A végeselemes modell hitelesítéséhez az optikai méréshez felvett mérési pontok elmozdulásai kerültek felhasználásra.

Minden esetben a maximális erőnél kisebb erő érték alapján lett elvégezve a validáció, mivel a végeselemes

számításban kisebb terheléssel gyorsabban és biztonságosan végbemegy a szimuláció.

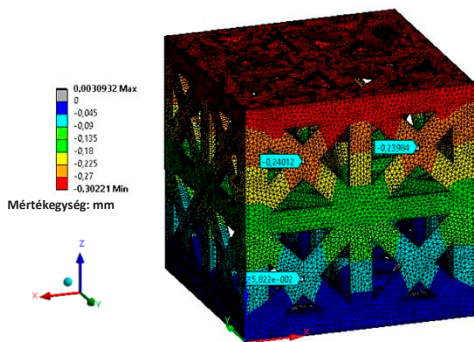


2. ábra. FKK próbatest fizikai mérése



3. ábra. FKK modell eredő elmozdulásmezője 1810 N erővel terhelve 4,5x nagyítással

A pontok koordinátáit 5. ábra és a mért eredményeket a következő 4. táblázat foglalja össze.



4. ábra. FKK modell „z” irányú elmozdulása és a rögzített mérési pontok szemléltetése

3. táblázat. Mérések kiértékelése

	A ₁ távolság	A ₃ távolság
Az optikai mérés eredménye	14,9986 mm	14,9982 mm
VEM analízis eredménye	14,9367 mm	14,9490 mm
VEM relatív hibája	0,41%	0,33%

A többi modell is ez a módszer szerint került kiértékelésre és minden esetben 0,5% hibahatáron belüli értékek adódtak, tehát verifikáltnak tekinthető a végeleemes anyagmodell.

ÖSSZEFOGLALÁS

Megállapítható, hogy a próbatestek teherbírása a relatív térkitöltéssel növekszik, azaz az OCTET rács rendelkezik a legnagyobb kitöltési aránnyal így ez terhelhető a legnagyobb erővel. Mivel a gerincben a

dinamikus hatások végett a nyugalmi helyzet 400 N nagyságú nyomó terheléséhez képest akár ennek többszöröse is fel-léphet, így ebből a szempontból a vizsgált struktúrák közül ez rácsszerkezet a legalkalmasabb a gerincimplantátumok térkitöltésére.

A végeleemes anyagmodell hitelesítésre került, ezáltal a belső részeket kitöltő struktúra-szerkezet optimalizálható betegspecifikus in vivo terhelésekre, így hosszútávon lehetséges teljesen egyedi implantátumok biomechanikai fejlesztése és később gyors additív gyártása.

SUMMARY

It was concluded that the load-bearing capacity of the specimens increases with relative density, with the OCTET lattice having the highest fill ratio, making it the most load-resistant. Considering that the dynamic load on the spine can significantly exceed, this lattice structure is the most suitable for the implant. The finite element material model was validated, allowing for the internal structure to be optimized for patient-specific in vivo loads, enabling the long-term development and rapid additive manufacturing of fully customized implants.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A Kulturális és Innovációs Minisztérium EKÖP-24-2-BME-422 kódszámú Egyetemi Kutatói Ösztöndíj Programjának a Nemzeti Kutatási, Fejlesztési és Innovációs Alapból finanszírozott szakmai támogatásával készült.

IRODALOM

- [1] Benjamin, C., Dugdale, D.C., Conaway, B., 2023. Vertebroplasty - Normal anatomy: MedlinePlus Medical Encyclopedia. MedLinePlus, https://medlineplus.gov/ency/presentations/100204_1.htm
- [2] Maconachie, Tobias, Martin Leary, Bill Lozanovski, Xueze Zhang, Ma Qian, Omar Faruque, és Milan Brandt. „SLM Lattice Structures: Properties, Performance, Applications and Challenges”. Materials & Design 183: 108137. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2019.108137>
- [3] Taurus – Syntropiq <https://syntropiq.com/implants/taurus/>
- [4] Truckenmueller, P., Czabanka, M., Bayerl, S.H., Mertens, R., Vajkoczy, P., 2021. Oblique insertion of a straight cage during single level TLIF procedure proves to be non-inferior in terms of restoring segmental lordosis. Brain and Spine 1, 100302. <https://doi.org/10.1016/j.bas.2021.100302>
- [5] Stratasys ABS-M30 Data Sheet, ISO 9001:2015, https://www.stratasys.com/siteassets/materials/materials-catalog/fdm-materials/abs-m30/mds_fdm_abs-m30_0921a.pdf

INTELLIGENS ASZTAL A POSZTGRADUÁLIS OKTATÁSBAN

INTELLIGENT TABLE IN POSTGRADUATE EDUCATION

Piros Attila*, Szőke Molnár Lajos**

ABSTRACT

The article presents a postgraduate professional engineering training at the national level in a hybrid form, a highly specialized engineering subject, not only for those with a bachelor's degree in engineering. E-learning works with MS Teams (education version). With the help of video recordings shared as aids, authorizations (elimination of fraud and abuse), and the software used (Smath, Onshape, even on mobile devices), the students acquire knowledge through comprehensive projects, which range from the creation of a product concept to the writing of the machining program. Automated hybrid examinations and the collection of student feedback are used to improve the effectiveness of education. Another goal is to extend the training results (as a pilot project) to the entire university education system. ESZO Ltd. provides a standalone engineering example for this training. The unique plasma cutting equipment - the intelligent table - demonstrates several details in different fields of engineering education.

1. BEVEZETÉS

A tervezési és gyártási folyamatok változása magával hozza az oktatási anyagok és módszerek változását is. Az előtervezés, a műszaki számítások (gépészeti analitikus számítások), a részlettervezés (Digital Mock-up [1]) és a virtuális tesztek mind a digitális módszer részét képezik. Továbbá a digitalizált dokumentáció (gyártási rajzok és összeállítási dokumentáció PDF és U3D formátumban [2]) mutatja a gyártástámogatás jövőjét, melynek jellemzői a felhő alapú adattárolás, heterogén adatok tárolása, automatikus előnézetek, párhuzamos tervezés, fájlkezelés (fájlverziók nyilvántartása), letöltési linkek küldése WEB böngészőn keresztül.

A digitális gépészmérnöki képzés bevezetése érdekében a következő változtatásokat lenne érdemes végrehajtani a magyar egyetemek többségének:

1) Minden óra digitális tanterv alapján történjen, amelyet a tanulók papírrmentesen érhetnek el.

2) Minden házi feladatot, értékelést és vizsgát teljes egészében digitalizálni kell, lehetőség szerint automatikus értékeléssel.

3) A hallgatók nemcsak speciális laboratóriumokban, hanem saját eszközeik használatával is bővíthetik számítógépes tervezési ismereteiket.

4) A mechanikai számítások is speciális és szabadon elérhető szoftverek segítségével, tisztán számítógépes alapon történnek.

5) A CAD/CAM és a gépészmérnöki ismeretek oktatásának teljesen szinkronban és egymást erősítve kell történnie a legújabb tudományos eredmények felhasználásával [3]. A készülő terveket a hallgatók teljesen elektronikus formában készítik el.

A fenti változtatások a következő előnyökkel járnak:

1) Egy másik, a COVID-19-hez hasonló egészségügyi helyzet (karanténnal) nem fogja komolyan befolyásolni az oktatás minőségét.

2) A papíralapú munka arányának csökkentése csökkentheti a tantárgyak által okozott környezetterhelést is.

3) Az automatikus értékelési rendszer drasztikusan csökkentheti az értékelések utáni hallgatói panaszok számát.

4) A tanulóknak lehetőségük van távolról részt venni a késői időpontokban tartott foglalkozásokon (pl. órarenden kívüli CAD felzárkóztatás), amire eddig nem volt lehetőségük (pl. bejáróként nem tudott hazajutni az órák után).

5) A digitálisan megszerzett tudás és annak módszere jelentősen növeli a hallgatók motivációját, hiszen a számítógépen végzett munkát könnyebben tudják áttekinteni, kezelni.

A digitalizáció mellett a hibrid oktatási forma növelheti az oktatás hatékonyságát. A cikkben bemutatott CAD/CAM mérnökstanfolyam egy digitalizációra épülő hibrid oktatási forma, amely korszerű és magas szintű mérnökképzést biztosít. Mintapéldaként az ESZO Kft. csőplazma kiszolgáló berendezésének, az intelligens asztalnak a tervezése szolgál [4].

* egyetemi docens, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki Kar

** ügyvezető igazgató, ESZO Szerelő és Kereskedelmi Kft.

2. CAD/CAM POSZTGRADUÁLIS KÉPZÉS

A CAD/CAM posztgraduális mérnöki szakképzés országos szinten hibrid formában történik. Ez a képzés nemcsak a szakirányú mérnöki alapfokú (BSc) végzettséggel rendelkezők számára, hanem más alapidiplomával rendelkezőknek is elérhető. Oktatás hibrid formában két helyszínen (Kecskemét és Budapest) történik. Ennek a vidéki egyetemnek van budapesti képzési helyszíne, ami lehetővé teszi a fővárosiak csatlakozását is. Az online képzési forma az egész országra kiterjeszti a hatókört, de határon túlról is érkeznek jelentkezők. A képzés során átfogó projekteken keresztül mélyítik el tudásukat a hallgatók a termékkonceptió megalkotásától a megmunkálási program megírásáig.

Az 1. ábra bemutatja a CAD/CAM mérnök posztgraduális képzés sémáját, amelyet a következő fejezetekben részletezünk.



1. ábra A CAD/CAM szakmérnöki képzés felépítése.

3. MARKETING

Ez egy vadonatúj képzés (nincs előzménye), ezért viszonylag nehéz piacra vezetni. Nem könnyű megtalálni a célközönséget és közvetíteni számukra a képzés célját. Saját szakterületén (mérnöki oktatás) jelenleg a legdrágább képzés Magyarországon, ami további kihívást jelent az értékesítésben. A marketing szinte kizárólag online módon történik különféle platformokon (honlap, YouTube videókkal (pl. 2. ábra), Facebook, Google).

A marketing tevékenység alapvetően két különböző irányvonalon haladhat. Az egyirányú (passzív) módszerben célzott hirdetések útján juttatható el a képzésről alapvető és figyelemfelkeltő információ a célközönség felé. Ez a módszer a legtöbb esetben a Facebook közösségi portálon kerül kivitelezésre. A másik módszer az érdeklődőkkel megvalósított kétirányú (interaktív) kommunikáció. Ebben az esetben élő eseményeken (YouTube Live adásokon) lehet kapcsolatba lépni a célközönséggel, ahol az érdeklődőknek lehetőségük van kérdések feltevésére is.



2. ábra Az intelligens asztal egy YouTube videóban.

4. ELŐMINŐSÍTÉS ÉS BEIRATKOZÁS

A képzésre jelentkezők között van, aki rendelkezik szakirányú előképzettséggel, van, aki nem. A nem megfelelő előképzettség, úgymint a minimumszintet jelentő BSc alapidiploma hiánya, kizárja a jelentkezőt a képzésből. A beiratkozás során az előképzettségtől függ, hogy a hallgató a képzés elvégzése után szakmérnöki vagy szakspecialista oklevelet kap.

A különböző háttérű, életkorú, alapképzettségű jelentkezők képzésbe integrálása nehézkes, ezért fontos szerepet kap az ennek kiküszöbölésére indított felzárkóztató tanfolyam. Ennek a nulla kreditpontos tantárgynak az a szerepe, hogy a különböző területekről érkezett hallgatóknak egy olyan egységes platformot nyújtson, amely megfelelő kiindulási alap lehet a további tantárgyak sikeres teljesítéséhez.

5. OKTATÁS

A hibrid oktatási rendszer a személyes laborfoglalkozások mellett online részvételi lehetőséget is kínál az MS Teams és a Moodle segítségével. Az MS Teams egy összetett eszköz, amely különféle alkalmazásokhoz fér hozzá, például a Stream nevű videotárhelyhez [5]. Az óráról videófelvételek készülnek, amelyek visszanezhetők (3. ábra).

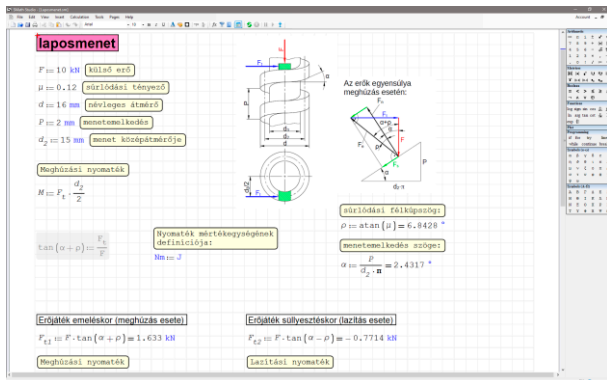
A böngészőben futó web alapú alkalmazások, például a Smath, Onshape, akár mobil eszközökön (4. ábra) is támogatják a módszert. Az SMath szoftver [6] kiváló támogatást nyújt a mérnökhallgatók számára a bevitt számítások természetes megjelenítésével és a fizikai egységek széles körű támogatásával (5. ábra).



3. ábra Viszanzéhető képek és videók az ESZO Kft. üzeméről



4. ábra CAD adatok megjelenítése mobil eszközökön



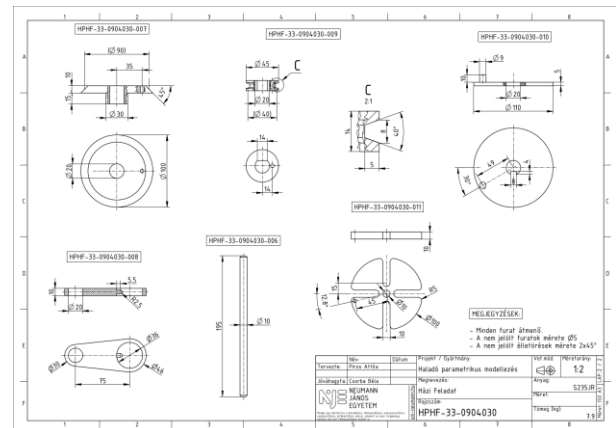
5. ábra Számítási mintapélda az SMath Studio szoftverben

A web alapú CAD szoftverek (például az Onshape) használatának előnye, hogy nincs szükség telepítésre, az adatok tárolása a felhőn keresztül történik, és közös munka is elvégezhető ugyanazon a modellen. Ezekon kívül a feladatok benyújtása és értékelése teljes egészében online történik [7].

A digitalizált oktatás egy remek lehetőség, amely plusz motivációt ad a diákoknak, hiszen (szinte születése óta) minden hallgató használ digitális eszközöket, így sokkal szívesebben oldják meg a gépészeti (és bármilyen egyéb) problémát a számítógépen [8].

A tananyag átadása mellett a számonkérés is digitálisan zajlik. A digitalizálás mellett fontos az automatizált feladatgenerálás (6. ábra) és az értékelés is,

ami nagyban megkönnyíti az oktató munkáját. Az alkalmazott digitális jogkezelés célja a digitális oktatás sajátosságából eredő csalások kiküszöbölése.



6. ábra Automatikusan generált házi feladat a PTC Creo CAD szoftverben

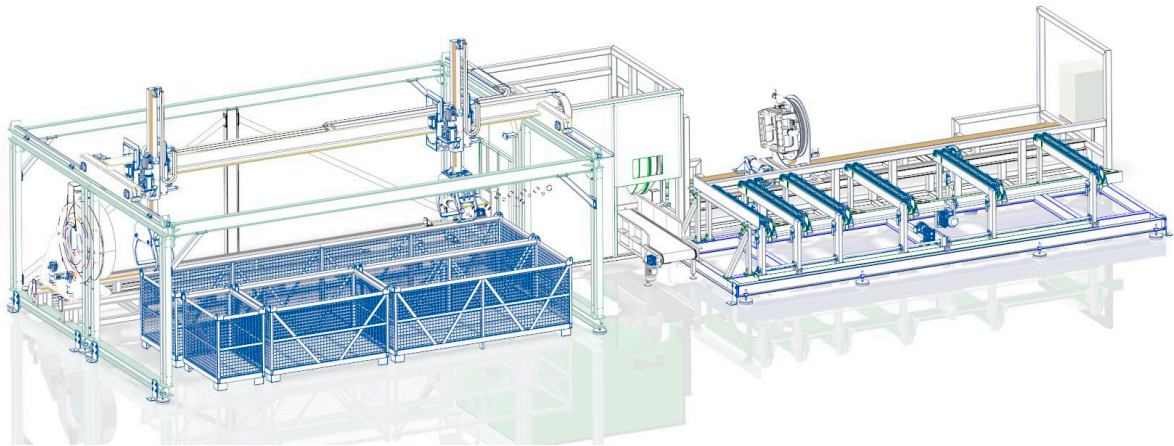
A leghatékonyabb módszer a hallgatói elégedettség folyamatos mérése interjúkkal, online kérdőívvel és reflektív bejelentkezésekkel. A képzéssel kapcsolatos elégedettség értékelése során a következő szempontokat mérték: a tantárgyakkal való elégedettség, a képzéssel kapcsolatos elvárások, szombati munkarend, online oktatás, saját házi feladat, önértő, valamint a képzés ár/érték aránya.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

Egy egységes, online és nagymértékben automatizált oktatási platform bevezetésének eredményeként az oktatás színvonala úgy emelhető, hogy eközben csökken az oktatók leterheltsége. Ez az oktatási forma magában foglalja az egyetemi szintű automatizált adminisztrációval közösen használható szoftverek bevezetését felhő alapon.

A fent leírt képzés bővítésével korszerű, magas szintű, egyetemi szintű integrált oktatás érhető el, jelentős digitalizálással, az oktatói terhek csökkentésével. A cél a képzési eredmények kiterjesztése (mintaprojektként) a teljes egyetemi oktatási rendszerre.

Az képzési tematikába integrált élő ipari példa nagyban javítja az oktatás hitelességét, valamint megkönnyíti a hallgatók bevonását az adott tananyagba. Az ESZO Kft. csőplazma berendezését kiszolgáló intelligens asztal (7. ábra), egy olyan automatizált rendszer, amely képes a beérkező nyers darabokat automatikusan beadagolni, majd a megmunkált alkatrészeket intelligensen szortírozni. Ez a kiszolgáló berendezés mind gépészeti, mind mechatronikai szempontból kitűnő alapot ad a vonatkozó ismeretanyagok szemléltetésére és átadására a beiratkozott hallgatók számára.



7. ábra: Az intelligens asztal és a plazmavágó berendezés komplex CAD modellje.

9. SUMMARY

As a result of the introduction of a unified, online and highly automated educational platform, the standard of education can be raised while reducing the workload of instructors. This form of education includes the introduction of cloud-based software that can be used together with university-level automated administration.

By expanding the training described above, modern, high-level, university-level integrated education can be achieved, with significant digitization and a reduction in the workload of instructors. The goal is to extend the training results (as a pilot project) to the entire university education system.

The live industrial example integrated into the training topic greatly improves the credibility of the education and facilitates the involvement of students in the given curriculum. The intelligent table serving ESZO Kft.'s tube plasma equipment (Fig. 7) is an automated system capable of automatically feeding the incoming raw materials and then intelligently sorting the machined parts. This service equipment provides an excellent basis for the demonstration and transfer of the relevant knowledge materials to the enrolled students.

10. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutatómunka a 2018-1.1.2-KFI-2018-00074 jelű pályázati program finanszírozásában valósult meg.

6. IRODALOM

- [1] R. Riascos, L. Levy, J. Stjepandić, and A. Fröhlich, "Digital mock-up," *Concurrent engineering in the 21st century: Foundations, developments and challenges*, pp. 355–388, (2015).
- [2] A. Majorov, "Universal 3d (u3d)," in *International Conference Graphicon*, (2005).
- [3] Kónya, G. & Kovács, Z. F. Effects of machining parameters and tool reconditioning on cutting force, tool wear, surface roughness and burr formation in nickel-based alloy milling. *Materials* 16, <https://doi.org/10.3390/ma16227140> (2023).
- [4] Attila Piros, Numeric structural analysis of high complexity steel frame structures, *GRADUS 10 : 2 Paper: 2023.2.ENG.001* , 7 p. (2023). <https://doi.org/10.47833/2023.2.eng.001>
- [5] S. Hai-Jew, "Evaluating "ms teams" for teaching and learning," *C2C Digital Magazine*, vol. 1, no. 13, p. 7, (2020).
- [6] Bernard V Liengme, *SMath for Physics*, Morgan & Claypool Publishers, Online ISBN: 978-1-6270-5925-1 (2015).
- [7] Igor Verner and Dan Cuperman and Matthew Mueller, Student learning of engineering systems through simulation-based design using Onshape and Blender, *Procedia Computer Science*, Vol. 232, pp. 2950-2958, (2024). <https://doi.org/10.1016/j.procs.2024.02.111>
- [8] David Randolph Martin II, *Engineering Calculations with Creo Parametric and PTC Mathcad Prime*, Independently published, ISBN-13: 979-8649196673 (2020).

INTELLIGENS ASZTAL KISZOLGÁLÁSA FUZZY ALAPÚ ÜTEMEZÉSI MÓDSZER SEGÍTSÉGÉVEL

SERVING AN INTELLIGENT TABLE USING A FUZZY LOGIC-BASED SCHEDULING METHOD

Piros Attila*, Trautmann Laura**

ABSTRACT

This paper presents a fuzzy logic-based scheduling method, the Compact Mamdani Fuzzy Inference System (CMFIS), for improving decision-making in manufacturing. CMFIS allows quick evaluation of various scheduling scenarios and can replace shift managers by efficiently handling multiple objectives like prioritization, production capabilities, and time uncertainties.

A case study at ESZO Ltd. illustrates CMFIS's application in optimizing cutting operations. The system considers machine capacities and material dimensions, dynamically adjusting machine assignments for efficient production. Configured through an Excel-based framework, it processes inputs and produces clear outputs through defuzzification, offering a practical tool for enhancing manufacturing decision-making.

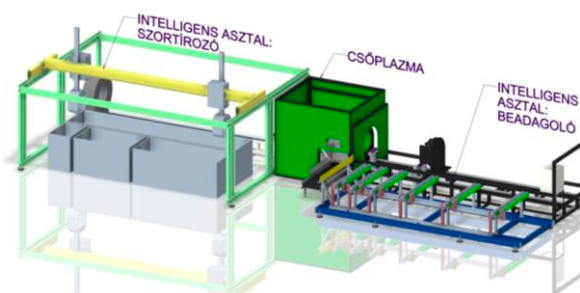
1. BEVEZETÉS

Ez a cikk egy fuzzy logikát alkalmazó munka-ütemezési módszert mutat be, a Compact Mamdani Fuzzy Inference System (CMFIS) rendszert, amely a műszakvezető döntéshozatalát képes helyettesíteni. A megközelítés lehetővé teszi a különböző ütemezési forgatókönyvek gyors értékelését. A fuzzy logika, a mesterséges intelligencia egyik módszere, mely alkalmazása megfelelő lehet a gyártás területén, különösen akkor, ha a kísérleti adatok korlátozottak. Alkalmazása segítheti a folyamatok kiválasztását, a gyártási döntéshozatalt, a minőség-előrejelzést, a kockázatértékelést stb.

A kifejlesztett módszer célja a gyártás hatékonyságának növelése, valamint potenciálisan a költségek csökkentése. Bár már más kutatások is alkalmaztak fuzzy logikát az ütemezés optimalizálására (olyan konkrét célokkal, mint az energiafogyasztás csökkentése vagy az átfutási idő minimalizálása) [1,2,3], a CMFIS kiemelkedik azzal, hogy több célt is képes egyszerre kezelni, beleértve a prioritásokat, a gyártási képességeket és az időalapú bizonytalanságokat.

2. ALKALMAZÁSI PÉLDA A FUZZY ALAPÚ ÜTEMEZÉS BEMUTATÁSÁRA

A cikk egy példát mutat be az ESZO Zrt. gyárában forgácsolási eljárásokhoz alkalmazott fuzzy logika alapú ütemezési rendszerre. A gyár az alapanyagokat félkész termékekké, például méretre vágott fémalkatrészekké dolgozza fel. A daraboló üzem az 1. ábrán látható.



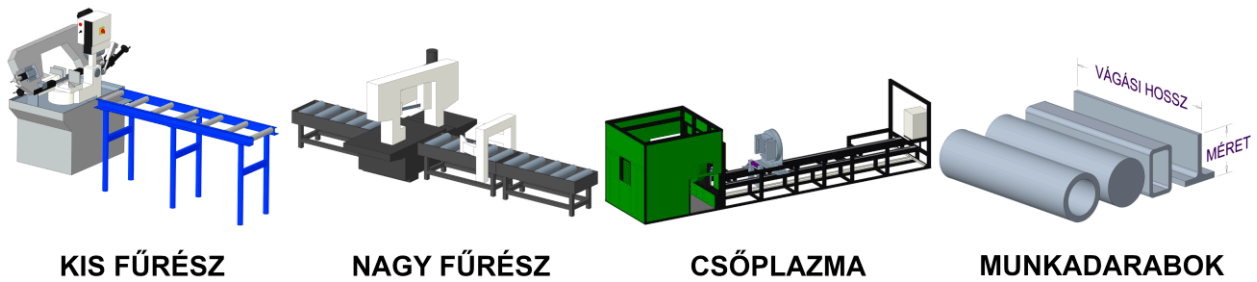
1. ábra Az intelligens asztal és a csőplazma berendezés.

A vágógépek ütemezési algoritmusát úgy tervezték, hogy megfeleljen számos kulcsfontosságú követelménynek, beleértve az anyagméreteket, a gép képességeit és a gépek kihasználásának optimalizálását. Lehetőségeket biztosít bizonyos vágási feladatok prioritizálására is. A gyár különböző gépeket (kis- és nagy szalagfűrészeket, csőplazmavágókat) használ, mely mindegyike egyedi azonosítóval rendelkezik a fuzzy rendszerben. Bár számos paraméter befolyásolja a megmunkálási folyamatot [4], a CMFIS módszer értékelése csak a vágást alapvetően befolyásoló két tényezőre korlátozódik, az egyes munkadarabok maximális keresztmetszeti méretére és vágási hosszára.

Az ütemezési algoritmus fuzzy logikát használ, amelyet általában a műszaki folyamatokban alkalmaznak a feladatok kezelésére. A CMFIS-nek (Compact Mamdani Fuzzy Inference System) nevezett rendszer egy Excel-táblázaton keresztül konfigurálható, és az SMath

* egyetemi docens, Neumann János Egyetem, GAMF Műszaki és Informatikai Kar

** egyetemi adjunktus, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék



2. ábra Kimenetek és munkadarab dimenziók

keretrendszerrel valósítható meg. Az értékelés két fő paraméterre összpontosít: a maximális keresztmetszeti méreetre és a munkadarabok vágási hosszára (2. ábra).

vágási prioritás) különféle prioritási szintek vannak meghatározva, mint a nincs, alacsony, közepes vagy magas. A rendszer előre meghatározott szabályokon keresztül kapcsolja össze a bemeneti és kimeneti paramétereket, lehetővé téve a valós élethelyzetek szimulációját.

3. FUZZY LOGIKA

A fuzzy logika a fuzzy halmazok logikája [5]. A fuzzy logika alapvetően abban különbözik a Boolean logikától, hogy nem éles (crisp), hanem fuzzy értékekkel dolgozik. Egy fuzzy következtetési rendszerben (Fuzzy Inference System, FIS) az éles bemeneti adatokat fuzzy értékekkel alakítjuk (fuzzifikáció), azok feldolgozása szabályalapú műveletekkel történik, majd visszakonvertáljuk határozott kimeneti értékekkel (defuzzifikáció).

A Mamdani rendszer a FIS-nek megfelelően kezeli a crisp bemeneteket, logikai kapcsolatokon alapuló szabályokat alkalmaz, tagsági függvények kiszámításával fuzzifikálja a bemeneteket. Ezeket a függvényeket súlyozzuk, összegezzük, hogy fuzzy kimeneti értékeket kapjanak. A végső kimeneti értéket ezután defuzzifikáljuk olyan módszerekkel, mint például a centroid vagy a bisector (amelyek gyakran hasonló eredményeket adnak). Egy olyan forgatókönyvben, ahol az egyik bemenet fuzzy, a másik éles, a rendszer hasonlóan működik. A fuzzy bemenet feldolgozása a függvények metszéspontja alapján történik, ezt követően a lépések megegyeznek a crisp bemeneteknél alkalmazottakkal.

4. CMFIS (COMPACT MAMDANI FUZZY INFERENCE SYSTEM)

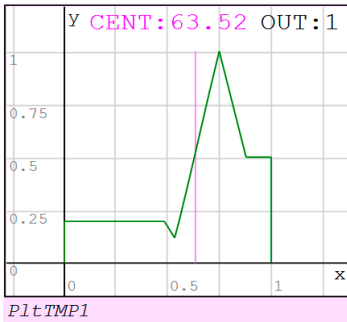
A Compact Mamdani Fuzzy Inference System (CMFIS) rendszerben a tagsági függvények (Membership Function, MF) olyan bemeneti paraméterekhez vannak kötve, mint például a méret (ami lehet kicsi, közepes, vagy nagy). A méretkategóriákat a gépi vágási kapacitások határozzák meg. Ezek a függvények normalizáltak, a reprezentált mennyiségek a vízszintes tengelyen 0 és 1 között vannak átskálázva, míg a függőleges tengelyen a kimeneti értékek szintén 0-1 között találhatók. A kimeneti paraméterekhez (pl.

5. KÜLÖNBÖZŐ MÉRETŰ ALAPANYAGOK ÜTEMEZÉSE

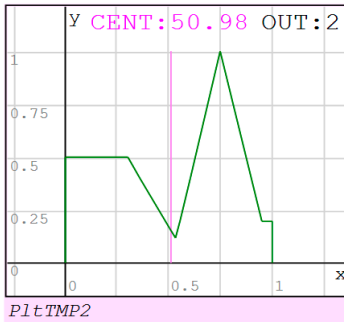
Egy jól konfigurált fuzzy rendszer a különböző méretű nyersanyagokhoz hatékonyan tudja hozzárendelni a vágóberendezéseket. A munkadarabok osztályozhatóak méreteik (keresztmetszeti méretük és hosszuk), gépigényük és sürgősségük alapján. A rendszer prioritási értékeket (CENT) rendel a különböző gépekhez. A magasabb értékek magasabb prioritást jeleznek bizonyos munkadarabokhoz. Kis munkadarabok (pl. 12 mm átmérőjű) esetén a nagyobb gépek korlátai miatt a kisméretű fűrész részesül előnyben, amely a legmagasabb értéket kapja (63,52) (3. ábra).

A munkadarab méretének növekedésével a nagyobb gépek alkalmasabbá válnak, és ennek megfelelően növekszik a prioritásuk (4. ábra). Például egy nagy fűrész 57,11-es prioritást kap nagyobb keresztmetszeteknél, és ha mind a méret, mind a hossz növekszik, akkor a prioritás tovább tolódik a nagyobb kapacitású gépek felé.

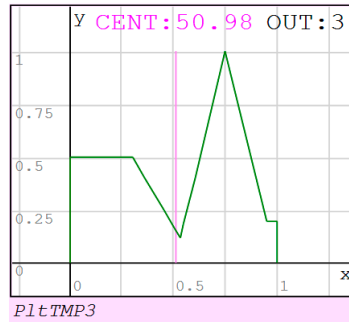
OUT mf1: kis fűrész



OUT mf2: nagy fűrész



OUT mf3: csőplazma



Méret: $VALinp_1 = 12 \text{ mm}$

Vágási szög: $VALinp_2 = 0^\circ$

Vágási hossz: $VALinp_3 = 100 \text{ mm}$

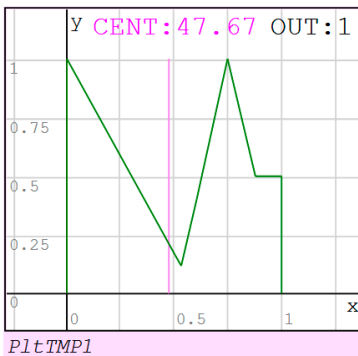
Sürgősség: $VALinp_5 = 0 \%$

Kihasznátság - kis fűrész: $VALinp_6 = 0 \%$

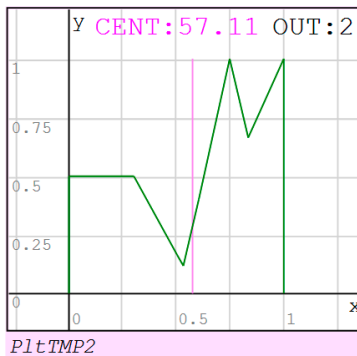
Kihasznátság - nagy fűrész: $VALinp_7 = 0 \%$

3. ábra Kis keresztmetszetű és rövid hosszúságú munkadarab vágása

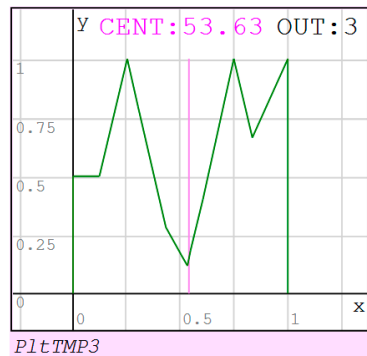
OUT mf1: kis fűrész



OUT mf2: nagy fűrész



OUT mf3: csőplazma



Méret: $VALinp_1 = 30 \text{ mm}$

Vágási szög: $VALinp_2 = 0^\circ$

Vágási hossz: $VALinp_3 = 100 \text{ mm}$

Kapcsolat más darabokkal: $VALinp_4 = 0 \%$

Sürgősség: $VALinp_5 = 0 \%$

Kihasznátság - kis fűrész: $VALinp_6 = 0 \%$

Kihasznátság - nagy fűrész: $VALinp_7 = 0 \%$

Kihasznátság - csőplazma: $VALinp_8 = 0 \%$

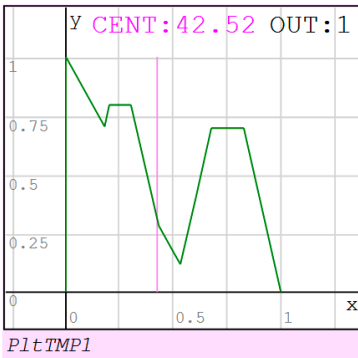
4. ábra Nagyobb keresztmetszetű és rövid hosszúságú munkadarab vágása

7. AZ EGYEDI MUNKADARABOK ELSŐBBSÉGÉNEK KEZELÉSE

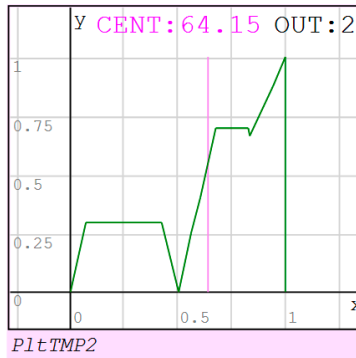
Ez a fejezet bemutatja, hogyan kezelhetjük az egyedi munkadarabok elsőbbségét olyan gyártási környezetben, ahol a gépek kihasználtsága változó. Jelenlegi forgatókönyv szerint a gépek különböző terhelésekkel működnek, és ennek megfelelően osztályozzuk a munkadarabokat. Például egy kis fűrész nem tud megbirkózni a nagy munkadarabokkal, ezért ezeket vagy egy csőplazmavágóhoz, vagy egy nagy szalagfűrészhez kell hozzárendelni. Ha váratlan esemény történik, például gyártási hiba, és egy munkadarabot sürgősen reprodukálni kell, a rendszernek prioritást kell adnia.

Annak ellenére, hogy a csőplazmavágó alkalmasabb, a magas kihasználtsága miatt (65%) a fuzzy rendszer hozzárendelheti a darabot a kisebb kihasználtságú (15%), nagyméretű fűrészhez. Az algoritmus megemeli a nagyfűrész prioritását (64,15%-ra), és azonnal elkezdheti a vágást, tükrözve a reális gyártási döntési folyamatot (5. ábra).

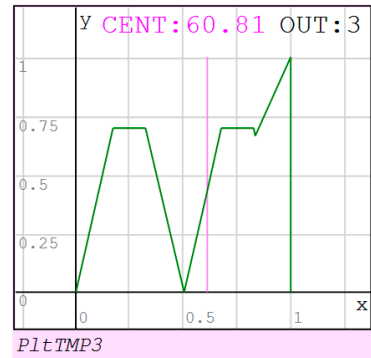
OUT mf1: kis fűrész



OUT mf2: nagy fűrész



OUT mf3: csőplazma



Méret: $VALinp_1 = 300 \text{ mm}$

Vágási szög: $VALinp_2 = 0^\circ$

Vágási hossz: $VALinp_3 = 2500 \text{ mm}$

Kapcsolat más darabokkal: $VALinp_4 = 0 \%$

Sürgősség: $VALinp_5 = 70 \%$

Kihasznátság - kis fűrész: $VALinp_6 = 40 \%$

Kihasznátság - nagy fűrész: $VALinp_7 = 15 \%$

Kihasznátság - csőplazma: $VALinp_8 = 65 \%$

5. ábra Nagy keresztmetszetű és hosszú munkadarab vágása, figyelembe véve a gép kihasználtságát

8. ÖSSZEFOGLALÁS

Ez a cikk bemutatja a Compact Mamdani Fuzzy Inference System (CMFIS) rendszert, amely egy fuzzy logikán alapuló ütemezési módszer a gyártási döntéshozatalhoz. A rendszer gyorsan értékeli az ütemezési forgatókönyveket, növelve a hatékonyságot és csökkentve a költségeket azáltal, hogy több célkitűzést is kezel, például a feladatok prioritását, a gépi kapacitásokat és az időbeli bizonytalanságokat.

Az ESZO Zrt.-nél végzett esettanulmány bemutatja a rendszer alkalmazását a darabolási műveletek ütemezésére, amely optimalizálja a gépek kihasználtságát az anyagméretek alapján. A rendszer fuzzy logikával dolgozza fel a bemeneteket, és dinamikusan igazítja a prioritásokat, biztosítva a hatékony ütemezést még váratlan helyzetek, például géphibák vagy sürgős feladatok esetén is.

9. SUMMARY

This article presents the Compact Mamdani Fuzzy Inference System (CMFIS), a fuzzy logic-based scheduling method for manufacturing decision-making, replacing shift managers. It rapidly evaluates scheduling scenarios, improving efficiency and reducing costs by handling multiple objectives like task prioritization, machine capabilities, and time uncertainties.

A case study at ESZO Ltd. showcases its application in cutting operations, optimizing machine utilization based on material sizes. The system processes inputs through fuzzy logic and adjusts priorities dynamically, ensuring efficient scheduling even in unexpected situations, such as machine failures or urgent tasks.

10. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutatómunka a 2018-1.1.2-KFI-2018-00074 jelű pályázat részeként, a TKP-6-6/PALY-2021 számú projekt a Kulturális és Innovációs Minisztérium Nemzeti Kutatási Fejlesztési és Innovációs Alapból nyújtott támogatásával, a TKP2021-NVA pályázati program finanszírozásában valósult meg.

11. IRODALOM

- [1] Huang, K., Gong, W. & Lu, C. An enhanced memetic algorithm with hierarchical heuristic neighborhood search for type-2 green fuzzy flexible job shop scheduling. *Eng. Appl. Artif. Intell.* 130, 107762, (2024) <https://doi.org/10.1016/j.engappai.2023.107762>
- [2] García Gómez, P., Vela, C. R. & González-Rodríguez, I. Neighbourhood search for energy minimisation in flexible job shops under fuzziness. *Nat. Comput.* 22, 685–704, (2023) <https://doi.org/10.1007/s11047-023-09967-w>
- [3] Chawla, S. & Singari, R. M. Energy-Efficient Fuzzy Scheduling System for Crankcase Covers Manufacturing. *J. The Inst. Eng. (India): Ser. C* <https://doi.org/10.1007/s40032-024-01026-2> (2024)
- [4] Kónya, G. & Kovács, Z. F. Effects of machining parameters and tool reconditioning on cutting force, tool wear, surface roughness and burr formation in nickel-based alloy milling. *Materials* 16, <https://doi.org/10.3390/ma16227140> (2023)
- [5] Zadeh, L. A. Outline of a new approach to the analysis of complex systems and decision processes. *IEEE Transactions on systems, Man, Cybern.* 28–44 (1973).

CSIGAHAJTÓMŰ REKONSTRUKCIÓJA 3D NYOMTATÁS SEGÍTSÉGÉVEL – ESETTANULMÁNY

RECONSTRUCTION OF A WORMGEAR DRIVE USING 3D PRINTING - CASE STUDY

Sarka Ferenc*, Almási Péter**

ABSTRACT

In the article, we present the reconstruction process of the worm wheel of a two-stage worm gear drive. The process is divided into several stages, which are as follows: discovering the cause of the damage, determining existing dimensions, determining missing data, building the model in the CAD system, creating a profile curve, 3D printing, testing. Based on the results of the testing, it became necessary to create a profile shifted version of the worm wheel.

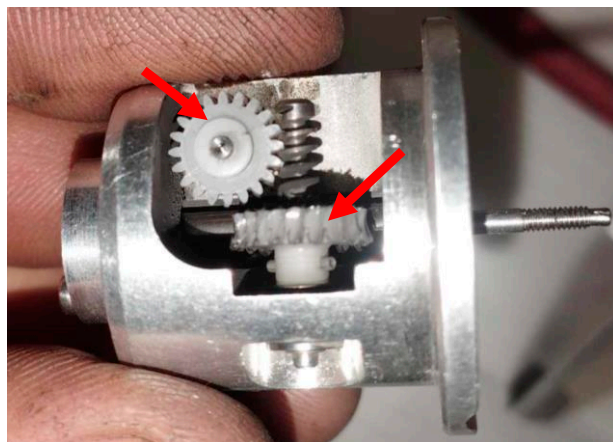
1. BEVEZETÉS

A cikkben bemutatott műszaki probléma 2024 tavaszán érkezett a Miskolci Egyetem egyik ipari partnerétől. Egy gázfogyasztásmérő meghibásodása volt a megkeresés oka. A fogyasztásmérő hőkezelő kemencék gázfogyasztását mérte. Fontos kiemelni, hogy a gázszolgáltató cég felé nem ez alapján történik az elszámolás, az óra a megbízó cég tulajdona. A hiba úgy jelentkezett, hogy a kemencék összes fogyasztása messze nem egyezett meg a gázszolgáltató által mért fogyasztással.

A cég azért fordult a Miskolci Egyetemhez, mert a piacról majd egy év várakozás után tudott volna új fogyasztásmérő órát vásárolni. A cég kérdése az volt, hogy van-e lehetőség a fogyasztásmérő megjavítására. A fogyasztásmérőt a cég szétszerelte, hogy a hiba okát felderítse. Mindent rendben találtak, kivéve a számláló forgató csigahajtóművet. Hozzánk már csak a meghibásodott részegység, egy kétlépcsős csigahajtómű jutott el (1. ábra). A hajtóműben lévő két csigakerék erősen károsodott volt.

Az egyik csigakerék károsodásának mértéke már olyan nagy volt, hogy az már nem volt képes folyamatos mozgást továbbítani (e miatt jelent meg a hiba). A vizsgálat tárgyát képező hajtómű egy kinematikai hajtás, hiszen a számláló tárcsáinak megforgatásához gyakorlatilag nincsen szükség teljesítményre. A feladatot úgy kellett megközelíteni, mintha egy műszerrel lenne dolgunk.

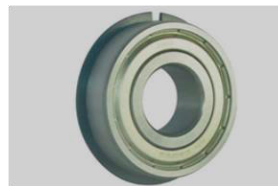
A cég arra gondolt a megkeresésekor, hogy esetleg van-e az egyetemen lehetőség a hibás kerekek újragyártására.



1. ábra. A meghibásodott hajtómű, a tönkrement csigakerekek (nyilakkal jelölve)

2. A MEGHIBÁSODÁS KÖRÜLMÉNYEI

Munkánkat elsőként a meghibásodás okának felderítésével kezdtük. Enélkül, ha még a rekonstrukció és az újragyártás sikeres is, a meghibásodás rövid üzemidő után ismét megjelenik. A hajtóművet kézbe fogva, annak tengelyeit megforgatva azonnal egyértelmű volt, hogy a tengelyek csapágyai meghibásodtak. A csapágyak nehezen forogtak, és fémesen nyikorgó hangot adtak működés közben. A csikorgó hang megjelenésének az esetek döntő többségében a kenőanyag hiánya az oka, ahogy azt látjuk [1]-ben is. A beépített csapágyak porvédőlemezes, peremes, egysoros mélyhornyú golyóscsapágyak voltak, furatuk átmérője 2 mm (F602 2Z, 2. ábra).



2. ábra. A beépített peremes csapágy

* egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézete

** tanszéki mérnök, Miskolci Egyetem, Energia-, Kerámia- és Polimertechnológiai Intézet

A csigahajtások/csavarhajtások esetében a fogazott elemek közti súrlódás jelentősnek mondható, hatásfokuk alacsony, ha a többi fogazott elemű hajtáshoz viszonyítjuk. Méretezésükkor a melegedés vizsgálata is egy fontos szempont, melyet szabvány is rögzít (ANSI-AGMA 6022).

A csigakerék anyagának meghatározása kísérleti úton történt. A vizsgálat szerint az anyaga polioximetilén (POM). A POM anyag lágyuláspontja 80°C, olvadáspontja 168°C [2]. A csapágyak megnövekedett ellenállása miatt, a fogazott elemek közötti nagy súrlódás következtében a lágyuláspont közeli hőmérséklet könnyen kialakulhat. Tovább súlyosbítja a helyzetet, hogy a meghibásodott gázóra közel került elhelyezésre a hőkezelő kemencéhez.

Az emelkedett külső hőmérséklet hatására a csapágyban elhelyezett kenőanyag viszkozitása lecsökken.



3. ábra. Az egyik károsodott csigakerék mikroszkópos képe (8x nagyítás)

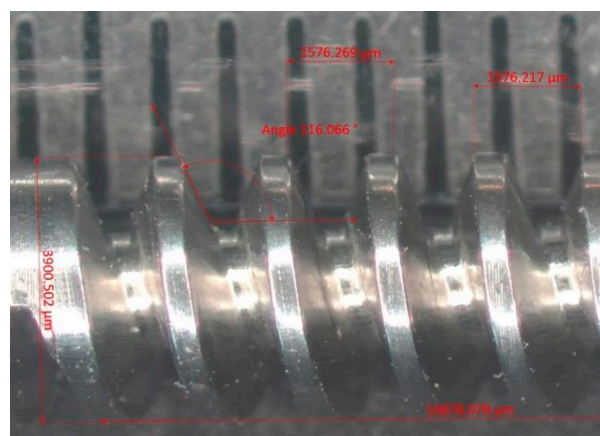
A csökkenés mértéke olyan nagy is lehet, hogy a porvédőlemez és a csapágygyűrű közötti hézagon a kenőanyag kifolyhat. A kenőanyag nélkül maradt csapágyak súrlódása tovább növekszik, illetve megindulhat a gördülőfelületek korróziója is. Az emelkedett hőmérséklet és a rossz kenési állapot együttesen olyan terhelési helyzetet idézett elő, melyet a kinematikai hajtás már nem volt képes elviselni. A hajtóműben lévő két csigakerék nagymértékben elkopott, szinte a fogak megsemmisültek. A nagyobbik csigakerék fogzata gyakorlatilag nem létezik (3. ábra).

A meghibásodás okának feltárása után elkezdődhetett a csigakerékek rekonstrukciója. A megbízó cégnek pedig rögvést javasoltuk, hogy helyezze távolabb a gázfogyasztásmérőt a kemencétől, vagy építsen köré hővédő burkolatot.

3. MIKROSKÓPOS MÉRÉSEK

A rekonstrukció első lépéseként a csiga méreteit határoztuk meg. Mivel a vizsgált csigahajtás igen kis méretű, optikai mikroszkóp segítségével vettük igénybe (típusa: Zeiss Discovery v12) a méréshez. A mikroszkóphoz rendelkezésre álló szoftver (Zeiss ZEN) segítségével néhány fontos adatot képesek voltunk megmérni a csigán (4. ábra).

A csiga egybekezdésű, ebből z_1 fogszám 1-re adódik. Mivel a csiga egybekezdésű, ezért az axiális osztás (p_{xm}) egyenlő a menetemelkedéssel (p_z), vagyis $p_{xm}=p_z$, mely a mikroszkópos mérés alapján 1,576 mm-re adódik. A fejkörátmérő $d_{a1}=4$ mm.



4. ábra. A csigán mért adatok, menetemelkedés, fejkörátmérő

A csigakerék vizsgálatára áttérve sokkal rosszabb a helyzet. A kopás mértéke olyan nagy (3. ábra), hogy a fogszámon kívül más adat mérésének gyakorlatilag nincsen értelme. Így a z_2 fogszám értéke 20. A hajtóművön sikerült hengeres csapok segítségével megmérni a hajtás tengelytávolságát is, mely 6,75 mm-re adódott.

4. SZÁMÍTÁSOK A FOGASKERÉK GEOMETRIÁRA VONATKOZÓAN

A rendelkezésre álló méretek alapján elkezdtünk a csigakerék geometriai adatain dolgozni. Néhány feltételezéssel élünk, melyek a következők:

- a csigakerék egy ferdefogazatú fogaskerék,
- a csiga arkhimédészi csiga,
- az alapprofilszög $\alpha=20^\circ$,
- a csiga fejmagassága 1 modul.

A feltételezéseket az alapján tettük, hogy a hajtás egy alárendelt helyen működő, számottevő teljesítményt nem továbbító hajtás. Feltételeztük, hogy a gyártó a legegyszerűbb (legolcsóbb) csigahajtást építette a hajtóműbe, ami gyakorlatilag egy csavarhajtásnak minősül.

4.1. A csiga adatainak meghatározása

A geometriai méreteket az [1] irodalom alapján számítottuk ki, melyeket az (1)-(5) egyenletek mutatnak.

Az axiális modul:

$$m_x = \frac{p_{xm}}{\pi} = \frac{1.576mm}{\pi} = 0.5016 mm. \quad (1)$$

Szabványos modulra kerekítve:

$$m_{x1} = 0.5 mm. \quad (2)$$

A csiga osztókör átmérője:

$$d_1 = d_{a1} - 2m_{x1} = 3 mm. \quad (3)$$

Az átmérő hányados:

$$q = \frac{d_1}{m_{x1}} = 6. \quad (4)$$

A menetemelkedési szög:

$$\gamma_1 = \tan^{-1} \frac{p_z}{d_1 \pi} = 9.4623^\circ. \quad (5)$$

4.2. A csigakerék adatainak meghatározása

A csiga adatai alapján kiszámíthatjuk a csigához illeszkedő csigakerék (ferdefogazatú fogaskerék) adatait. A csigakerék homlokmodulja (m_2) egyenlő a csiga axiális moduljával (m_{x1}), vagyis $m_2=m_{x1}$. A csigakerék

foghajlásszöge (β_2) pedig egyenlő kell legyen a csiga menetemelkedési szögével (γ_1). A csigakerék fogszáma $z_2=20$ ismert, vagyis a geometriai adatok meghatározhatók. A célunk a csigakerék CAD modelljének elkészítése, ezért az ehhez szükséges méreteket keressük [3] irodalom alapján (6)-(10) összefüggések segítségével.

Osztókörátmérő:

$$d_2 = z_2 \cdot m_{t2} = 10mm \quad (6)$$

Fejkörátmérő:

$$d_{a2} = z_2 \cdot m_{t2} + 2m_{t2} = 11mm \quad (7)$$

Lábkörátmérő:

$$d_{f2} = z_2 \cdot m_{t2} - 2.5m_{t2} = 8.75mm \quad (8)$$

Osztóköri fogvastagság:

$$s_2 = \frac{m_{t2} \cdot \pi}{2} = 0.7854mm \quad (9)$$

Alapkörátmérő:

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 9.397mm \quad (10)$$

A következő lépésben az ismert adatok alapján létre kell hozni a fogprofil evolvens görbét, majd az alapján a fogazatot.

5. AZ EVOLVENS GÖRBE ELŐÁLLÍTÁSA ÉS A CAD MODELL FELÉPÍTÉSE

A csigakerekek rekonstrukcióját additív technológiával (3D nyomtatás) terveztük megvalósítani. Ehhez viszont szükség van a fogaskerék CAD modelljére. A számítógépes tervező rendszerek többsége rendelkezik gépelem méretező és modellező modullal. Tapasztalatunk szerint, az így létrehozott CAD modellek kisebb nagyobb mértékben eltérnek a valós evolvens görbétől [4]. Az előző pontban meghatározott adatok és [4]-ben és [5]-ben ismertetett eljárások segítségével létrehozhatjuk az evolvens görbe pontjait, azok térbeli koordinátáinak kiszámításával. A koordináta pontokat Descartes-féle, x-y-z koordináta rendszerben, annak x-y síkjában hoztuk létre. Ennek következménye, hogy a z koordináta mindenütt zérus lesz. Az evolvens görbe, egy körön csúszásmentesen legördített egyenes egy kiválasztott pontja által leírt görbe, mely kör a fogaskerék alapköre, átmérője számítható (11) alapján.

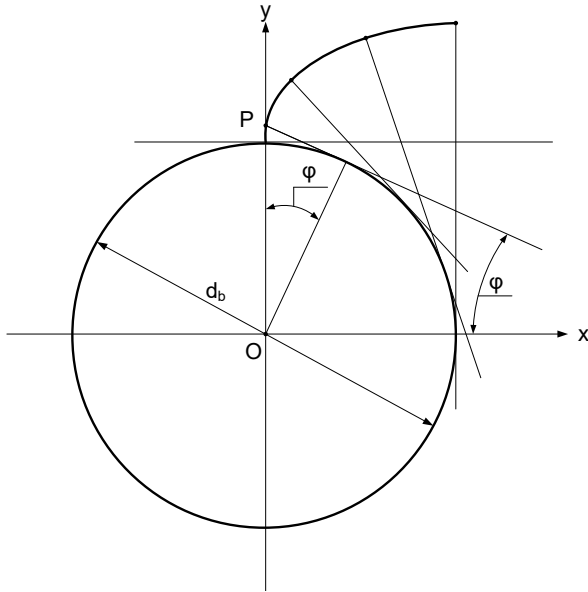
$$d_{b2} = m_{t2} \cdot z_2 \cdot \cos \alpha \quad (11)$$

Az evolvens görbe pontjainak x és y koordinátáját a következő összefüggések segítségével határoztuk meg:

$$x = \frac{d_{b2}}{2} \cdot \sin \varphi - \varphi \cdot \frac{d_{b2}}{2} \cdot \cos \varphi \quad (12)$$

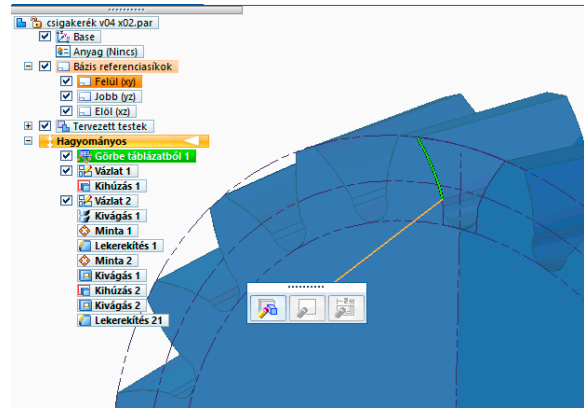
$$y = \frac{d_{b2}}{2} \cdot \cos \varphi + \varphi \cdot \frac{d_{b2}}{2} \cdot \sin \varphi \quad (13)$$

A (12) és (13) összefüggésekben szereplő φ mennyiség az a szög, mely az alapkörön legördített egyenes és a pozitív x tengely között mérhető (5. ábra).

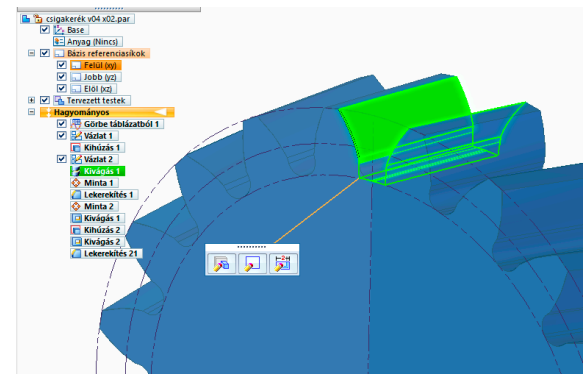


5. ábra. A φ szög értelmezése

A rendelkezésre álló adatok és összefüggések segítségével, excel programban kiszámoltuk $\varphi=0$ -tól $\varphi=90$ -ig, 0,1-es lépésközzel az evolvens görbe pontjait. A pontok koordinátái rendelkezésre álltak, a görbét CAD rendszerben létrehoztuk. A csigakerék adatainak ismeretében (4.2-es pont) egy fogárok a homloksíkban elkészíthető volt. Egy csavarvonal mentén végigvezetett kivágással pedig egy teljes fogárok létrejön. Majd az árkot a kerék kerülete mentén a fogszámnak megfelelő darabszámban kiosztva, a csigakerék elkészül (7. ábra, 7. ábra). A kerék fogazatának axiális osztása lesz a csavarvonal menetemelkedése.



6. ábra. A koordináta pontok alapján létrehozott evolvens görbe, CAD rendszerben



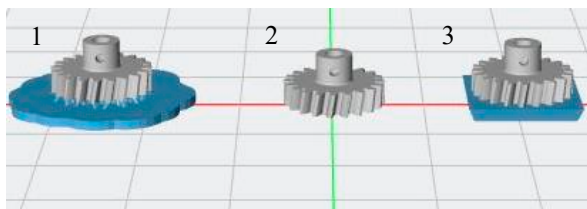
7. ábra. A fogaskeréktest létrehozása CAD rendszerben

A fogárok létrehozása után a fogtőgörbe kialakítása volt még szükséges, ezt egy körívvel valósítottuk meg. A fogtőgörbe alakjának esetünkben nincsen hatása a fogaskerék jóságára, kinematikai hajtást akarunk létrehozni. A CAD modell birtokában megkezdődhetett a fogaskerék nyomtatása.

6. 3D NYOMTATÁS

A CAD modell birtokában megkezdjük az első próba nyomtatást. A munka előtt utána jártunk, hogy milyen problémákkal találkozhatunk nyomtatott fogaskerekek esetén. Több publikáció foglalkozik meghibásodott alkatrészek additív technológiával történő reprodukciójával [6], [7]. A 3D nyomtatás során az egymásra helyezett rétegek hozzák létre az alkatrészt. Fontos megjegyezni, hogy az első néhány réteg esetén sokszor méret problémákba ütközünk. A nyomtatási paraméterek helyes megválasztásával jelentős minőségi javulás érhető el. Igen fontos a felbontás, a nyomtatás sebessége, a test orientációja [8], és további egyéb paraméterek. Mivel olyan alkatrészeket szeretnénk gyártani melyek egy másik elemmel kerülnek kapcsolatba, a csigával, ezért az érintkező felületek felületi minősége is fontos. A csiga- és csavarhajtások hatásfoka elmarad a többi fogaskerék-hajtások

hatásfokától. Kapcsolódás közben jelentős csúszás van a fogak között, jelentős melegedéssel együtt. Ezt a jelenséget a nyomtatott alkatrészek nem túl jó felületminősége is tovább ronthatja [9], [10]. Az irodalom eredményeit figyelembe véve úgy döntöttünk, hogy a fogaskerék modelljét, homloksíkjukkal lefelé helyezzük a tárgyasztalra. Továbbá a modelleket kibővítjük egy kezdő réteggel (8. ábra). A nyomtatást három különböző kezdő réteggel indítottuk:



8. ábra. Az első próba során nyomtatott kerekek

- Egy kezdő réteg után támaszokra nyomtatva,
- módosítás nélkül
- közvetlenül egy kezdő rétegre nyomtatva.

A legjobb eredményt a harmadik verzió adta. A kezdő réteget lecsiszolva, a fogaskerék profil a teljes fogszélesség mentén azonos volt. A használt nyomtató típusa: Anycubic Photo Mono, a használt anyag: PLA resin (Esun), az alkalmazott felbontás 0,05 mm.

A készre munkált csigakereket beépítettük a hajtóműbe, melynek mikroszkópos képe látható a következő ábrán (9. ábra).



9. ábra. A beépített csigakerék

Az ábrán jól látható, hogy a csiga és a csigakerék között jelentős a foghézag és a csigakerék csak a fejmagasságon érintkezik a csigával. A kép alapján olyan érzésünk támadt, mintha nem lenne elég közel a csigakerék a csigához. Ekkor újra megvizsgáltuk a rendelkezésre álló adatokat. Kiszámítottuk a hajtás tengelytávolságát, mely (3) és (6) összefüggések alapján 6,5 mm-re adódik, a valóságban viszont 6,75 mm-t mértünk. Ez a 0,25 mm eltérés okozhatja a fenti ábrán (9.

ábra) látható problémát. Hogy a helyzetet javítsuk, profiletolással rendelkező fogaskereket kellett alkotnunk.

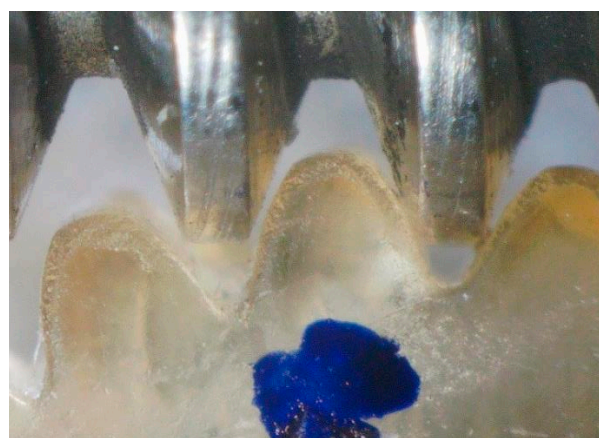
7. TESZTELÉS – MÓDOSÍTÁS, PROFILETOLÁS ALKALMAZÁSA

Az előző pontokban bemutatott folyamatot módosítottuk úgy, hogy a csigakerék profiljára profiletolást alkalmaztunk. A profiletolás tényező értékét $x=0,2$ -re választva a csigakerék profilja nagyobb átmérőre kerül, közeledik a csiga profiljához. Ezzel a módosítással elért állapot látható a következő ábrán (10. ábra). A foghézag értéke szemmel láthatóan csökkent. A csigát forgatva a csigakerék forgása folyamatos lett. Ezzel biztosítani tudtuk, hogy a gázfogyasztásmérő számlálójának forgása is folyamatos lesz.



10. ábra. A profiletolásos csigakerék

Miután a csigakerék profilját elfogadtuk, a hajtóműben található másik lépcső csigakerekén is elvégeztük a rekonstrukciót. A végleges kerekeket olyan anyagból nyomtattuk, mely a POM anyaghoz képest magasabb hőmérsékleten is megőrzi szilárdságát (11. ábra).



11. ábra. A végleges kerék kapcsolódása a csigával

A kép alapján úgy tűnhet, hogy a foghézag megszűnt a csiga és a csigakerék között. A csigát kézzel megforgatva, az könnyen forgott mindkét irányban, szorulásról szó sincsen. A foghézag értéke olyan kicsi lett, hogy a fotón nem látható. A hajtómű működését nem befolyásolja.

8. ÖSSZEFOGLALÁS

A bemutatott esettanulmány alapján azt mondhatjuk, hogy a csigakerék rekonstrukciója sikeres volt. Az összeszerelt csigahajtómű megfelelően működik a gázfogyasztásmérőbe beépítve. Az Európai Unió gazdasága éppen a körforgásos gazdaságra való áttérés folyamatában tart, melynek egyik nagyon fontos eleme, hogy az eszközök megjavíthatók legyenek (10R egyik alapelem, Repair). A cikkben pontosan egy ilyen javítási folyamatot mutattunk be. A javítással egy néhány eurócentes alkatrész újragyártásával egy több 10 eurós értékű berendezést és vele együtt az abban található több kilónyi nyersanyagot megmentettük a hulladékká válástól, illetve megtakarítottuk a legyártásához használt energia nagy részét. Ehhez a feladathoz viszont korunk vezető technológiáit (CAD, 3D nyomtatás) kellett használni. Ez az apró példa is rámutat arra, hogy milyen fontos is lehet az új technológiák ismerete és használata napjaink gazdaságában.

9. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerzők ez úton is szeretnének köszönetet mondani Dr. Sente József címzetes egyetemi tanárnak, a projekt során nyújtott szakmai segítségéért.

10. IRODALOM

- [1] SARKA F.: Examination of Acoustic Symptom in Wormgear, 4th International PhD Conference on Mechanical Engineering, Pilsen, Csehország, 2006
- [2] CZVIKOVSKY T., GAÁL J., NAGY P.: A polimertechnika alapjai. Budapest Műegyetemi Kiadó, 2000, ISBN 9789634206217
- [3] ZSÁRY, Á.: Gépelemek II. Budapest, Nemzeti Tankönyvkiadó, 1990.
- [4] PINTÉR Á., SARKA F.: CAD rendszerek által generált fogazott elemek alakeltérésének vizsgálata, GÉP 3-4 pp. 85-88., 2021, ISSN 3057-9473 (Online) | ISSN 0016-8572 (Nyomtatott).

- [5] VÁRKULI M., BOGNÁR G., SZENTE J.: Determination of tooth surface points on bevel gears for checking on a coordinate measuring machine, Design of Machines and Structures 13:1 pp. 131-139., 2023, ISSN 1785-6892 (Print), ISSN 2064-7522 (Online)

<https://doi.org/10.32972/dms.2023.011>

- [6] DÖMÖTÖR CS.: Alkatrész rekonstrukciós megoldások tapasztalatai 3D nyomtatással, GÉP 74:4 pp. 57-60., 2023, ISSN 3057-9473 (Online) ISSN 0016-8572 (Nyomtatott).

<https://www.gepujsag.hu/lapszamok/2023/04/gep-2023-4-13.pdf>

- [7] KRISTÁLY Á., FICZERE P.: Utilization of 3D Printing in Replacement of Basic Plastic Workpieces, International Journal of Engineering and Management Sciences / Műszaki és menedzsment tudományi közlemények 6:2, pp. 274-282., 2021, E-ISSN: 2498-700X

<https://doi.org/10.21791/IJEMS.2021.2.24>

- [8] ALZYOD H.; FICZERE P.: The Influence of the Layer Orientation on Ultimate Tensile Strength of 3D Printed Poly-lactic Acid, Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering 16:3 pp. 361-367., 2022, ISSN 1995-6665.

- [9] KÓNYA G., FICZERE P.: The Effect of Layer Thickness and Orientation of 3D Printed Workpieces, on The Micro- and Macrogeometric properties of Turned Parts, Acta Polytechnica Hungarica 21:2, pp. 231-250., 2024, ISSN 1785-8860

<https://doi.org/10.3311/PPme.21473>

- [10] MARADA I., BIHARI J.: Measuring the Effects of Faults for the Rotational Characteristics of Small Plastic Gears, Journal of Physics-Conference Series 2848:1 p. 012010, 2024, ISSN: 1742-6596

<https://doi.org/10.1088/1742-6596/2848/1/012010>

INDIREKT HIPERELASZTIKUS ANYAGMODELL IDENTIFIKÁCIÓ AUTÓIPARI GYÁRTÓSOR TÖMÍTÉSSZERELÉSI ADATAINAK FELHASZNÁLÁSÁVAL

INDIRECT HYPERELASTIC MATERIAL MODEL IDENTIFICATION USING PRODUCTION LINE DATA OF AUTOMOTIVE SEALING ASSEMBLY PROCESS

Sári-Barnác Viktor*, Dr. Goda Tibor János**

ABSTRACT

Finding parameters of hyperelastic material models are cost and labor extensive due to the need of specialized equipment and the complex behavior of elastomers. This research studies the opportunity to determine the material parameters of a two-parameter, compressible Mooney-Rivlin hyperelastic constitutive material model indirectly using finite element analysis and large amount of series production data of sealing assembly process, also incorporates the analysis of other relevant parameters, such as friction and temperature.

1. BEVEZETÉS

Napjainkban az autóipar jelentős kihívásokkal néz szemben, nem csak a beszállítói láncok instabilitása miatt, hanem a károsanyag kibocsátás csökkentését előíró direktívák hatására is. Ez főként a belsőégésű motor által működtetett hajtáslánc tisztán elektromosra cserélését eredményezi.

Az elektromos gépjárművek esetén a klasszikus motortér üzemi körülményei megváltoznak, az elektromotorok jelentősen kisebb veszteséghőjének nedveségtartalom korlátozó hatása kevésbé érvényesül, így a tipikusan motortérbe helyezett szerkezeti elemek nedvesség okozta kémiai igénybevétele (korrózió) megnövekszik, ezért tömítettségük és megbízhatóságuk kiemelt jelentőségűvé váltak.

Ilyen tipikus szerkezeti egység az elektromos kormánygép, ahol a rendszer tömítettsége ASIL D (fokozottan biztonságkritikus) besorolású az ISO 26262 szabvány szerint [1].

Jelen tanulmány a tömítőrendszerek megbízhatóságának fokozását célzó doktori kutatás keretében a Robert Bosch Kft. által gyártott elektromos kormánygép szervomotor rendszerének tömítés-szerelési folyamatának numerikus modellezésével foglalkozik,

ezen belül is *hiperelasztikus* elasztomer anyagmodell gyártósori adatokra alapozott identifikációjával.

A szerelési folyamatot azonban nem csak a tömítés időfüggetlen *hiperelasztikus* viselkedése, hanem annak idő- és hőmérsékletfüggő viselkedése és a gumi súrlódása is meghatározza. A tömítés viselkedését többek között befolyásolja a felületek minősége [2], a szerelés sebessége [3], az elasztomer *viszko-elasztikus* viselkedése [4], [5], valamint az adhézió [6], [7]. A tömítés várható viselkedésének vizsgálatához [8] pontos anyagmodellek ismerete szükséges, amik azonban költséges és/vagy összetett laborvizsgálatokat igényelnek [9].

Könnyen elérhető mérőrendszer az extenzométerrel szerelt szakítógép, azonban az anyagparaméterek kizárólag egytengelyű húzásra történő kalibrálása jelentős pontatlanságot eredményez, ha a tömítés igénybevétele összetett [10],[11].

2. PARAMÉTERIDENTIFIKÁCIÓ GYÁRTÓSORI ERŐ-ELMOZDULÁS MÉRÉS ALAPJÁN

2.1. A tömítésszerelés tribológiai rendszere

A vizsgált tömítésszerelési folyamat rendszerlemei az **1. ábrán** látható kormánygép szervomotorjába kerülnek beépítésre. Ezek a következők:

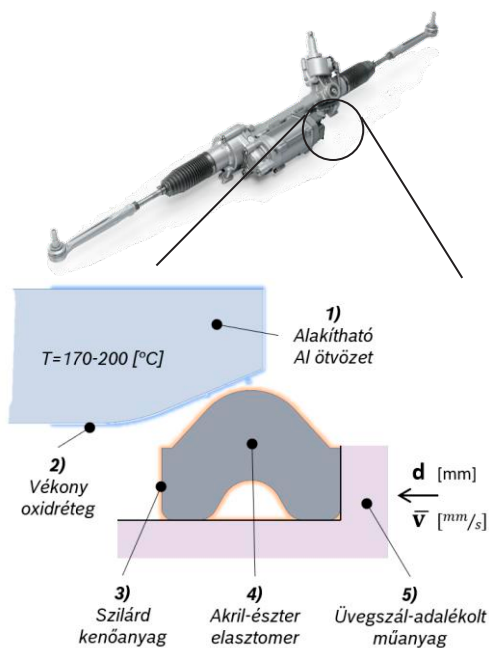
- **1) Motorház:** képlékenyalakítással (*hátrafolyatás – impact extrusion*) gyártott *AlMgSi0.5* ötvözetből készült hengeres gépelem.
- **2) Oxidréteg:** légkör hatására létrejövő, gyártástechnológiából adódóan felkeményedett felületen képződött.
- **3) Kenőanyagfilm:** többkomponensű, hőkezelés révén szilárdított filmréteg, feladata a szerelési erő stabilizálása és csökkentése.
- **4) Alakos tömítés:** korommal adalékolt, akril-észter elasztomer (*AEM*), feladata tömítőhatás elérése az

* PhD hallgató, Óbudai Egyetem, Biztonságtudományi Doktori Iskola, vezető szakértő, Robert Bosch Kft., Magyarország

** egyetemi tanár, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Természettudományi és Alapozó Tantárgyi Intézet

ellenfelületekkel történő érintkezés révén, keménysége 65-75 [IRHD].

- **5) Tartóelem:** vékonyfalú hengeres gépelem, UV stabilizált polibutilén-tereftalát (PBT) üvegszál-adalékolt változatából készült.



1. ábra Elektromos kormánygép szervomotor tömítőelemének tribológiai rendszere

A szerelési folyamat során, a külső hengeres elemet (1) indukciós elven hevítik, melynek hőmérséklete a tömítéssel való érintkezéskor $T = 170 \dots 200 \text{ °C}$. A szilárd kenőanyaggal bevont (3) alakos tömítőelemet (4) a szerelési folyamat előtt egy vékonyfalú csőre húzzák fel (5).

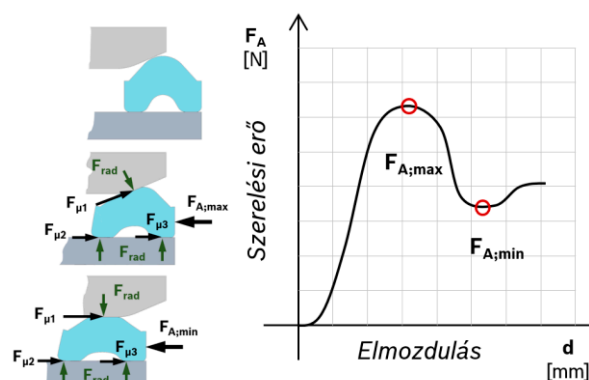
A szerelési folyamat során a vékonyfalú cső elem tengelyirányban elmozdul $v = 10 \text{ mm/s}$ sebességgel, $d \text{ [mm]}$ út megtételéig. Eközben a tömítés az ellenfelületen kialakított letörésen ($\alpha = 22 \dots 24 \text{ °}$) elmozdulás kényszer révén előfeszítésre kerül, amely során $c = 20 \dots 30 \text{ %}$ -kal nyomódik össze radiális irányban eredeti méretéhez képest az átfedés következtében.

A szerelési folyamat kezdeti szakaszán a tömítés a letöréssel érintkezve súrlódik, azonban a szerelési erő nem csak a súrlódásból, hanem a tömítés összenyomása során létrejövő rugalmas erőhatásból is áll, majd áthaladva a henger-letörés felület áthatásán lévő rádiuszon eléri a 2. ábrán látható $F_{A,max}$ lokális maximumát.

Ezt követően a rádiusz alsó pontjái a szerelési erő eléri az $F_{A,min}$ lokális minimumát, majd egy $F_{A,min} < F_A \ll F_{A,max}$ értéken stabilizálódik.

A szerelési folyamat során, mind az erőértékek, mind az elmozdulás értékek rögzítésre kerülnek. Az erő mérése $0,01 \text{ N}$ pontosságú erőmérő cella segítségével, az

elmozdulás pedig $0,01 \text{ mm}$ pontossággal optikai elven kerül mérésre.



2. ábra Jellegzetes erőlefutás a tömítés szerelése során

Feltételezzük, hogy ezen két lokális erőérték a szerelési folyamat karakterisztikus jellemzője.

2.2. Tömítőanyag mechanikai viselkedésének modellezése

A szerelési folyamat komplexitása nem csupán az ott lezajló súrlódási jelenségekből, hanem a tömítés anyagának (elasztomer) komplex viselkedéséből is adódik. A tömítés mechanikai viselkedésének leírására, kétparaméteres, összenyomható Mooney-Rivlin-féle anyagmodellt használunk, ahol az alakváltozási energia-sűrűség az alábbi összefüggéssel adható meg [12]:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + \frac{1}{D_1}(J - 1)^2, \quad (1)$$

ahol C_{10}, C_{01}, D_1 hőmérsékletfüggő anyagparaméterek, I_1, I_2 a Green-féle alakváltozási tenzor skalár invariánsai, J pedig a térfogatváltozást jellemzi.

Egytengelyű feszültségállapotot feltételezve a főfeszültségek az alábbi formát öltik [13], [14]:

$$\sigma_{11} = 2D_1^{-1}\lambda_T^2(\lambda\lambda_T^2 - 1) + \frac{4(\lambda^2 - \lambda_T^2)(C_{10}\lambda + C_{01}(\lambda\lambda_T^2)^{1/3})}{3\lambda^2(\lambda\lambda_T^2)^{2/3}} \quad (2)$$

$$\sigma_{22} = \sigma_{33} = 2D_1^{-1}\lambda\lambda_T^2(\lambda\lambda_T^2 - 1) - \frac{4(\lambda^2 - \lambda_T^2)(C_{10}\lambda(\lambda\lambda_T^2)^{1/3} + C_{01}(\lambda\lambda_T^2)^{2/3})}{3\lambda^2\lambda_T^3}, \quad (3)$$

ahol λ a hosszirányú-, λ_T pedig a keresztirányú fajlagos ívhossz, ami numerikus úton $\sigma_{33} = 0$ feltétel teljesítésével határozható meg. A szakirodalom tárgyalja további feszültségállapotok eseteit is [13]–[15].

2.3. Tömítésszerelés numerikus modellezése

A szerelési folyamat komplexitását tovább fokozza a tömítés geometriája, így annak vizsgálatát numerikus (végeselem) módszerrel célszerű elvégezni.

A szerelési folyamat modellezése *nemlineáris*, 2D tengelyszimmetrikus problémaként, *Nastran* (CREO 4.0) környezetben történt. A tömítés (AEM) esetében összenyomható (*compressible*) kétparaméteres *Mooney-Rivlin*-, a többi elem esetében pedig lineárisan rugalmas (*Hooke törvény*) anyagmodell került alkalmazásra.

A tömítés anyagparamétereinek kiindulásként felvett értékeit (lásd iteráció során használt kiindulási értékek) az 1. táblázat foglalja össze [9].

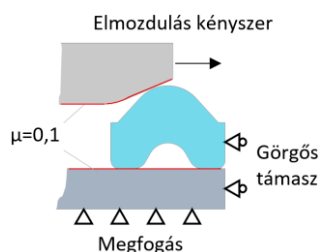
1. táblázat *Akril-észter elasztomer (AEM) összenyomható Mooney-Rivlin-féle anyagparaméterei*

C_{01} [MPa]	C_{10} [MPa]	D_1 [1/MPa]	α [$\mu\text{m}/\text{mK}$]
0,90	0,30	0,017	230

A tömítést támasztó elem (PBT) esetében $E = 9 \text{ GPa}$ az ellenfelületnél (Al) pedig $E = 70 \text{ GPa}$ rugalmassági modulusz értékek kerültek alkalmazásra. Mindkét esetben a *Poisson-tényező* $\nu = 0,35$.

A mechanikai kényszerek a 3. ábrán látható módon kerültek definiálásra, ahol a tömítést alulról támasztó elem került megfogásra (*fixed support*).

Modellezési megfontolások alapján, a letörést tartalmazó ellenfelületre elmozdulás kényszer (*forced displacement*) lett alkalmazva, az érintkező felületek esetén pedig súrlódó kapcsolat (*frictious contact*) került definiálásra, egyúttal modellezési megfontolások alapján *Coulomb-féle* súrlódást feltételeztünk az érintkező felületek között.



3. ábra Tömítésszerelés 2D tengelyszimmetrikus modelljének mechanikai peremfeltételei

Hálózáshoz speciális elem került alkalmazásra (*mapped mesh*), ami hálóérzékenységi vizsgálatokkal addig került finomításra, amíg az egymás követő szerelési szimulációk különbsége teljesítette a $\Delta F < 0,1 \text{ N}$ feltételt.

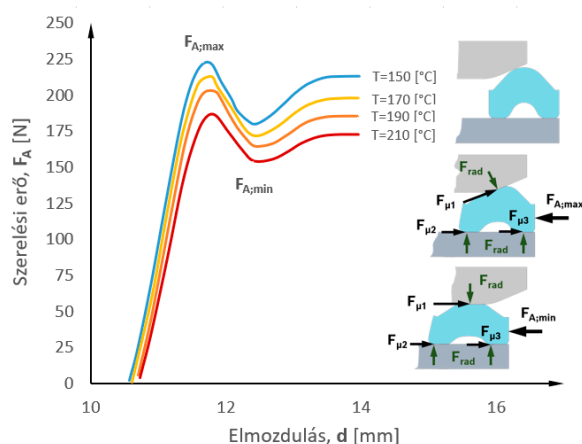
2.4 Paraméteridentifikáció

Mivel jelentős mennyiségű gyártósori adat áll rendelkezésre, így célszerű olyan megközelítés használata, ami megfelelően szemlélteti a szerelési sokaság viselkedését. Ebből a célból a szerelési adatsorok (2. ábra) tömítésszerelési erő-elmozdulás görbéinek lokális erőértékei ($F_{A,min}$, $F_{A,max}$) alapján kerülnek

összehasonlításra és numerikus szimulációval különböző szerelést befolyásoló paraméterek hatását vizsgáljuk (*hőmérséklet, anyagparaméterek, súrlódási tényező*).

2.4.1 Szerelési hőmérséklet hatása

A tömítés szerelés relatívan gyorsan ($v = 10 \text{ mm}/\text{s}$) zajlik le, továbbá a tömítés anyaga rossz hővezető ($\lambda = 0.1 \dots 0.3 \text{ W}/\text{mK}$) így feltételezzük, hogy a tömítés szempontjából a szerelési folyamat adiabatikus, tehát a hőmérséklet hatását elegendő az ellenfelület - 1. ábra szerint 1) – hőtágulásával figyelembe venni ($\alpha = 24 \mu\text{m}/\text{mK}$), így lényegében a létrejövő p kontaktnyomásra gyakorolt hatást a tömítés változó mértékű (*fordítottan arányosan*) komprimálása révén.



4. ábra Hőmérséklet hatása a számított tömítésszerelési erőre adiabatikus folyamatot feltételezve

A hőmérséklet szerelési erőre gyakorolt hatása 4. ábrán látható. A szimuláció az 1. táblázat szerinti anyagparaméterekkel és $\mu = 0,1$ súrlódási tényező használatával készült. A hőmérséklet hatása a várható szerelési hőmérsékleten $T \cong 170 - 190 \text{ °C}$ -on nem jelentős; $F_{A,max} = 203 \dots 214 \text{ N}$ és az $F_{A,max}/F_{A,min} = 1,22 \dots 1,24$ aránypárra elhanyagolható, továbbá a gyártósori folyamatszabályzás eredményeként szórása minimális, így a értékét $T = 180 \text{ °C}$ -ra vesszük fel.

2.4.2 Anyagparaméterek hatása

A gumi összenyomhatóságát leíró D_1 paraméter szakirodalmi javaslatok alapján felvett értéke [16]:

$$D_1 = \frac{2}{n(C_{10} + C_{01})}, \quad (4)$$

ahol az $n [-]$ értéke a *Poisson-tényező* értékétől függ, $\nu = 0,452 \dots 0,495$ esetén $n = 10 \dots 100$, jelen esetben értéke $n = 50$. A szimuláció eredményeit a 2. táblázat foglalja össze.

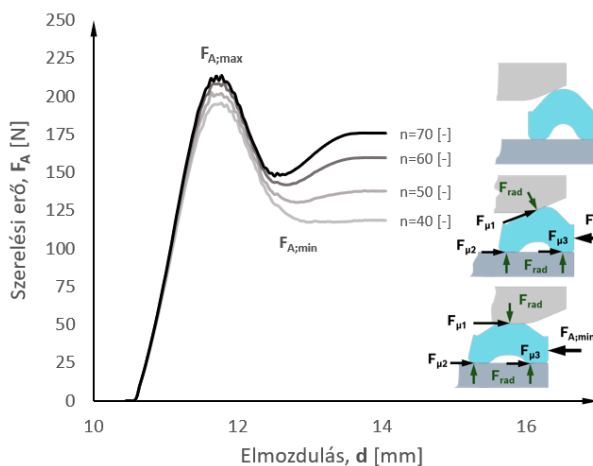
Fontos megjegyezni, hogy ezen paramétereknek nem volt kimutatható hatása a *lokális erőminimumot* követő görbe lefutására.

A táblázatban szereplő eredmények alapján megállapítható, hogy amennyiben a C_{10}/C_{01} arány nem változik, akkor az $F_{A,max}/F_{A,min}$ sem, valamint egységnyi változás (növekmény) hatása azonos mértékben befolyásolja (növeli) a szerelési erőt.

2. táblázat Mooney-Rivlin anyagparaméterek ([MPa]) hatása a számított lokális szerelési erőértékekre([N]) és arányukra, $F_{A,max}/F_{A,min} = \dots$ [-]

	$C_{10}=0,20$	$C_{10}=0,25$	$C_{10}=0,30$
$C_{01}=0,70$	164/135 = 1,215	173/142 = 1,218	182/148 = 1,230
$C_{01}=0,80$	182/148 = 1,230	190/156 = 1,22	198/163 = 1,215
$C_{01}=0,90$	198/165 = 1,200	207/168 = 1,23	216/175 = 1,234

Abban az esetben, ha rögzített C_{10}, C_{01} mellett változtatjuk az n értékét, az **5.ábrán** látható eredményeket kapjuk.



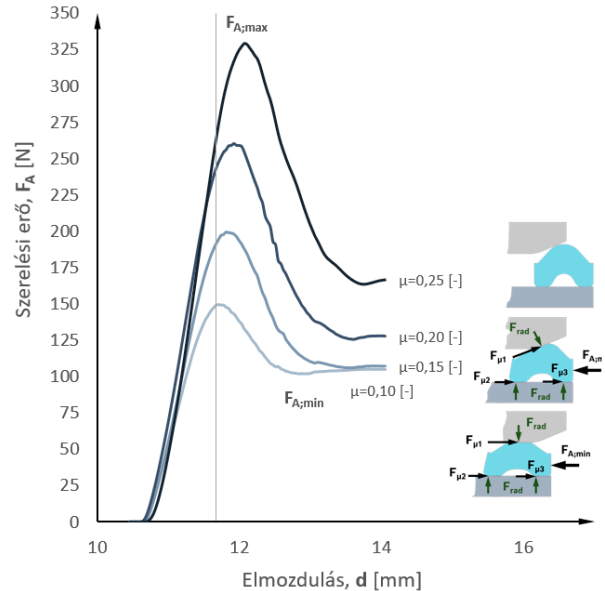
5. ábra A gumi összenyomhatóságának hatása a számított tömítésszerelési erőre

Az ábra alapján megállapítható az, hogy amennyiben az n növeljük, azaz a *Poisson-tényező* értéke közelíti a $\nu = 0.5$ értéket - tehát a *tökéletesen összenyomhatatlan állapotot* - a szerelési érték maximuma kevésbé, a minimuma fokozottan – így *arányuk is* – és az azt követő erőérték (egyfajta visszarugózást produkálva) pedig jelentősen változik.

A fentiek alapján következik, hogy a lokális minimumot követő erő értéke szintén a szerelés *karakterisztikus* jellemzője, azonban gyártósori adatokon alapuló vizsgálatát egy párhuzamosan lezajló, erőhatással járó szerelési folyamat zavaró hatása nem teszi lehetővé, így további vizsgálatától eltekintünk.

2.4.3 Súrlódás hatása

A súrlódás hatásának vizsgálatához egyszerű, *Coulomb-féle* súrlódást feltételeztünk, ami esetünkben azt jelenti, hogy a súrlódási tényező értéke állandó. Alkalmazhatóságát a gyártósori erő-elmozdulás görbék felfutási szakaszának közel lineáris viselkedése is alátámaszt.



6. ábra A súrlódási tényező változtatásának hatása a számított tömítésszerelési erőre

A súrlódási tényező növelésének hatása a szerelési erőre a **6.ábrán** látható. Az eredmények alapján megállapítható, hogy a súrlódás hatása a szerelési erőre jelentős és *nemlineáris*, továbbá a szerelési görbe maximumát kijelölő inflexiós pont pozícióját is befolyásolja, így a szerelési adatsor vizsgálatánál helyzetfüggetlen megközelítés szükséges.

Korábbi mérések alapján és minőségirányítás eredményeként a súrlódási tényező várható értéke $\mu < 0,25$. Fontos kiemelni továbbá, hogy a letörés a súrlódás következtében $\mu \geq 0,3$ értéket elérve önzáróvá válik.

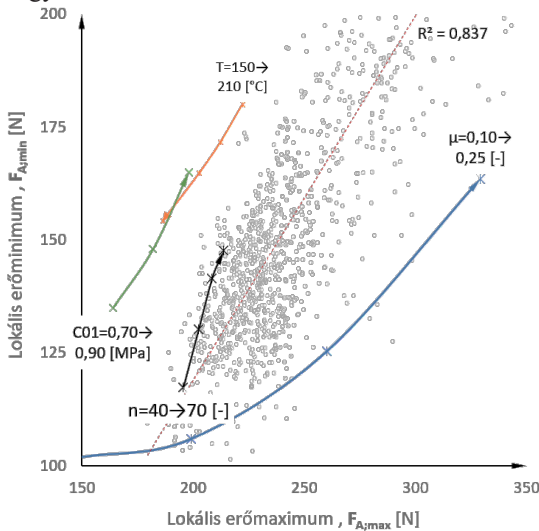
2.5 Gyártósori adatok komplex vizsgálata

Az előzőekben megismertek figyelembevételével a továbbiakban a gyártósori adatok vizsgálatára kerül sor, ahol keressük azokat az anyagparamétereket, amelyek a szerelési sokaságot jól jellemzik.

A **7.ábrán** gyártóüzemi körülmények között rögzített (és más folyamatot is tartalmazó) erő-elmozdulás görbék tömítésszerelésének $F_{A,max}$ és $F_{A,min}$ erőértékei láthatóak. Vizsgáljuk továbbá a korábban ismertetett paraméterek *lokális minimum és maximum* erőérték-párok eloszlására gyakorolt hatását. A gyártósori adatpárok eloszlása egyenesen jól közelíthető $R^2 = 0,84$.

Az ábra alapján a szerelést befolyásoló paraméterek tekintetében a következő következtetések tehetőek meg:

- **Hőmérséklet (T):** hatása mérsékelt és hevítési hőmérséklet figyelembevételével a tapasztalt eloszlást önmagában nem okozhatja. Kizárható továbbá az anyagparaméterek hőmérsékletfüggésének a hatása is, mivel az esetleges hőközlés ideje minden esetben azonos.
- **Anyagparaméterek (C_{01}, D_1):** hatásuk szintén mérsékelt, illetve jelentős mértékű szórásuk nem várható, így a tapasztalt eloszlást önmagában nem okozhatják.
- **Súrlódás (μ):** hatása különösen jelentős, az eloszlást részben indokolja, mivel az eloszlásra gyakorolt hatása *nemlineáris*.



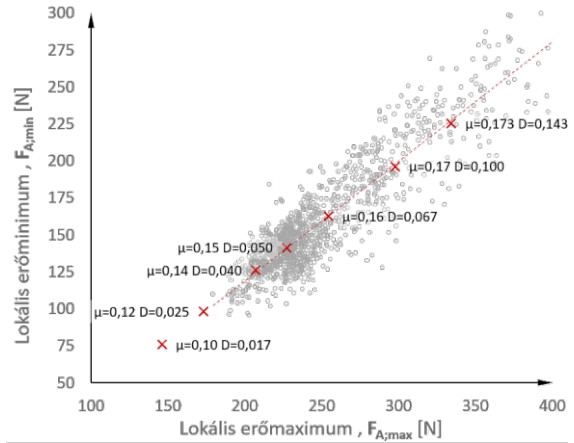
7. ábra A tömítésszerelés paramétereinek hatása a karakterisztikus szerelésjellemezők eloszlására és azok összehasonlítása gyártósori értékpárokkal

Az előzők figyelembevételével a gyártósori adatpárookra történő illesztés során több paraméter egyidejű változtatására volt szükség.

A gyártósori lineáris eloszlás létrehozása $C_{01} = 0,65 \text{ MPa}$ és $C_{10} = 0,20 \text{ MPa}$ összenyomhatatlan anyagparaméterek mellett, az összenyomható paraméter $D = 0,017 \dots 0,1 \text{ MPa}^{-1}$ és a súrlódási tényező $\mu = 0,10 \dots 0,173$ egyidejű változtatásával volt csak lehetséges, ahogy az a **8. ábrán** látható.

Az eloszlás linearitását jól közelítő anyagparaméter változás a **2.4.3. fejezetben** megismertek alapján egy olyan fizikai effektussal magyarázható, ami egyszerre befolyásolja az anyag rugalmas energiatároló képességét egyfajta hiszterézist okozva - azaz a *lokális minimum erő követő visszarugózás mértékét mérsékelve* - valamint a súrlódást is növeli.

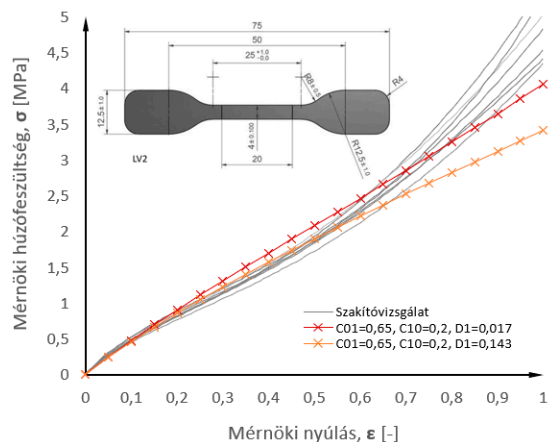
Az említett paraméterek szimultán változását jól leíró jelenség az *elasztomerek viszko-elasztikus* viselkedése [4], ami egyúttal a súrlódást is fokozza [9], továbbá az alapanyag koromtartalma okán feltételezhető *Mullins-hatás* [17] is.



8. ábra Gyártósori adatpárookra illesztett összenyomható ($D \text{ [MPa}^{-1}]$), hiperelasztikus anyagmodell ($C_{01} = 0,65 \text{ MPa}$, $C_{10} = 0,20 \text{ MPa}$) eloszlásra gyakorolt hatása a súrlódás μ [-] figyelembevételével

2.6 Számított húzókarakterisztika ellenmérése

A szimuláció eredménye alapján identifikált anyagparaméterek validitását szakítóvizsgálattal ellenőriztük. A szakítóvizsgálatok 7 darab, ISO 37 szabványnak megfelelő 2-es típusú próbatesttel készültek, a próbatestek stancoló szerszámmal kerültek legyártásra, a lemez előgyártmány hengerlési irányával párhuzamosan.



9. ábra Gyártósori adatokra illesztett anyagmodellel számított húzókarakterisztika ($C_{01} \text{ [MPa]}$, $C_{10} \text{ [MPa]}$, $D_1 \text{ [MPa}^{-1}]$) összehasonlítása szakítóvizsgálati eredményekkel

A próbatestek keresztmetszetének bemérése után szakításuk $v = 100 \text{ mm/min}$ sebességgel tönkremenetelig, a nyúlásmérés pedig független *videoextenzométeres* mérőrendszer segítségével történt.

Ezt követően a vizsgálat eredményei összehasonlításra kerültek a korábban identifikált paraméterek és (2), (3) felhasználásával (**9. ábra**).

A szimuláció által identifikált anyagmodell az alakváltozás várható tartományában $\varepsilon = 0 \dots 0,5$ a szakítóvizsgálat eredményeit jól közelítik ($R^2 = 0,86 \dots 0,91$), a $\varepsilon = 0 \dots 1,0$ tartományában pedig $R^2 = 0,62 \dots 0,75$, ezért a modellt kiterjesztése más igénybevételi esetekre körültekintés igényel. Fontos továbbá kiemelni, hogy a mérés során megfigyelt jellegzetes „S” görbealak leírására a kétparaméteres Mooney-Rivlin modell nem alkalmas [18].

3. ÖSSZEFOGLALÁS

A tanulmány a gyártósori adatok vizsgálatánál alkalmazott újszerű megközelítése az adatsokaság viselkedését (eloszlását) befolyásoló anyagparaméterek vizsgálatát tette lehetővé. A módszer alapja a szerelési jelleggörbe karakterisztikus pontjainak megválasztásán és ezáltal egyszerű összehasonlíthatóságán alapul, melyet szimulációban változtatott paraméterek hatásával vetettünk össze. Ezen paraméterek az anyagjellemzők (C_{01}, C_{10}, D_1), a hőmérséklet és a sűrűdés voltak.

A tipikus tömítésszerelési folyamat okán (letörésen komprimált tömítés) a módszer széleskörben hasznosítható.

A tanulmány eredményei alapján kijelenthető, hogy tömítésszerelés gyártósori erő-elmozdulás görbeserege alkalmas *elaszto*mer anyagmodell paramétereinek meghatározására, ugyanakkor a modell típusának megválasztása és az eredmények kiterjesztése más terhelési esetekre körültekintést igényelnek.

A sűrűdést és az azt befolyásoló tényezők (*letörésgeometria, anyagi viselkedés*) jelentős hatását mutattuk ki a tömítésszerelési folyamat erőszükségletének tekintetében.

4. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A tanulmány a Kulturális és Innovációs Minisztérium Nemzeti Kutatási Fejlesztési és Innovációs Alapból nyújtott támogatásával, a 2024-2.1.2-Egyetemi Kutatói Ösztöndíj Program - Kooperatív Doktori Program finanszírozásában valósult meg.

A szerzők köszönetüket ezúton is szeretnék kifejezni a szakítóvizsgálat elvégzésében nyújtott segítségük okán a Robert Bosch Kft.-nél dolgozó alábbi kollégáknak: Nagy Benedek, Bobkó Gyula, Somogyi Gergő.

5. IRODALOM

[1] “ISO 26262-1:2018(en), Road vehicles — Functional safety — Part 1: Vocabulary.”
 [2] F. P. Bowden, D. Tabor, and G. I. Taylor, “The area of contact between stationary and moving surfaces,” *Proc. R. Soc. Lond. Ser. Math. Phys. Sci.*, vol. 169, no. 938, pp. 391–413, Jan. 1997.
 [3] A. Schallamach, “A theory of dynamic rubber friction,” *Wear*, vol. 6, no. 5, pp. 375–382, Sep. 1963 [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(63\)90206-0](https://doi.org/10.1016/0043-1648(63)90206-0)

[4] K. A. Grosch, “The Relation between the Friction and Visco-Elastic Properties of Rubber,” *Proc. R. Soc. Lond. Ser. A*, vol. 274, pp. 21–39, Jun. 1963,
 [5] K. C. Ludema and D. Tabor, “The friction and visco-elastic properties of polymeric solids,” *Wear*, vol. 9, no. 5, pp. 329–348, Sep. 1966.
 [6] M. Khafidh, D. J. Schipper, and M. A. Masen, “The Formation of a Modified Surface Layer on Elastomeric Materials,” *Tribol. Lett.*, vol. 67, no. 1, p. 27, Mar. 2019, <https://doi.org/10.1007/s11249-019-1140-4>
 [7] B. Weber, J. Scheibert, M. P. de Boer, and A. Dhinojwala, “Experimental insights into adhesion and friction between nominally dry rough surfaces,” *MRS Bull.*, vol. 47, no. 12, pp. 1237–1246, Dec. 2022.
 [8] B. N. J. Persson, “Theory of rubber friction and contact mechanics,” *J. Chem. Phys.*, vol. 115, no. 8, pp. 3840–3861, Aug. 2001.
 [9] T. Sukumar, B. R. Ramesh Babu, and D. Durga Prasad, “Numerical and Experimental Evaluation of Hyperelastic Material Parameters,” in *Advances in Materials and Metallurgy*, Singapore 2019 pp. 485–494. https://doi.org/10.1007/978-981-13-1780-4_47
 [10] G. A. Holzapfel, *Nonlinear Solid Mechanics A Continuum Approach for Engineering*.
 [11] R. Keerthiwansa, J. Javorik, J. Kledrowetz, and P. Nekoksa, “Elastomer testing: The risk of using only uniaxial data for fitting the Mooney-Rivlin hyperelastic-material model,”
 [12] R. S. Rivlin and G. I. Taylor, “Large elastic deformations of isotropic materials. I. Fundamental concepts,” *Philos. Trans. R. Soc. Lond. Ser. Math. Phys. Sci.*, vol. 240, no. 822, pp. 459–490, Jan. 1997, <https://doi.org/10.1098/rsta.1948.0002>.
 [13] “Stability study of the compressible Mooney-Rivlin hyperelastic model - B. Fodor, A. Kossa, 2024.” https://journals.sagepub.com/eprint/P4IITRQVQ4Z_XUMSBW5IX/full (accessed Sep. 14, 2024).
 [14] F. Balázs and K. Attila, “A Mooney-Rivlin-féle hiperelasztikus anyagmodell stabilitási vizsgálata többtengelyű terhelések esetén: Stability study of the compressible Mooney-Rivlin hyperelastic model,” *Nk. Gép. Konf. – OGÉT*, pp. 106–111,
 [15] X. Peng, L. Han, and L. Li, “A consistently compressible Mooney-Rivlin model for the vulcanized rubber based on the Penn’s experimental data,” *Polym. Eng. Sci.*, vol. 61, no. 9, pp. 2287–2294, 2021, <https://doi.org/10.1002/pen.25757>.
 [16] “Abaqus material library.” <https://abaqus-docs.mit.edu/2017/English/SIMACAEMATRefMap/simamat-c-library.htm> (accessed Jan. 03, 2024).
 [17] J. Diani, B. Fayolle, and P. Gilormini, “A review on the Mullins effect,” *Eur. Polym. J.*, vol. 45, no. 3, pp. 601–612, Mar. 2009.
 [18] R. W. Ogden and R. Hill, “Large deformation isotropic elasticity ...,” *Proc. R. Soc. Lond. Math. Phys. Sci.*, vol. 326, no. 1567, pp. 565–584, Jan. 1997, <https://doi.org/10.1098/rspa.1972.0026>.

SÖVÉNYVÁGÓ KINEMATIKAI ÉS REZGÉS VIZSGÁLATA

INVESTIGATING THE KINEMATICS AND THE VIBRATION OF A HEDGE TRIMMER

Siktár Bálint*, Dr. Hegedűs György**, Dr. Kakuk József***

ABSTRACT

Hedge trimmers are handheld gardening power tools, used in households, where hedges or weaker vegetations are present. The aim of this paper is to investigate the mechanical behavior of a hedge trimmer that uses a circular eccentric disc firstly from a kinematic point of view, then from a vibration measurement point of view. During the vibration measurement, the FFT - Fast Fourier Transformation procedure is used to determine the source of vibration. This paper also aims to show how the different components affect the already mentioned vibration measurement results.

1. BEVEZETÉS

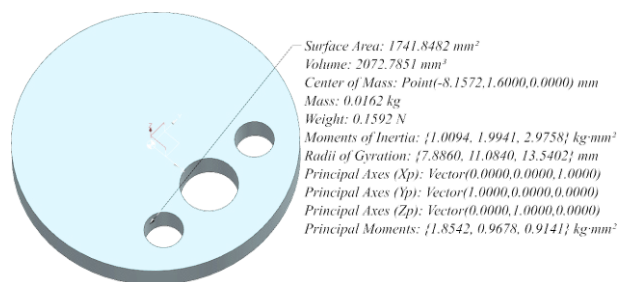
A sövényvágók kertészeti kéziszerszámok, melyeket elsősorban háztartásokban használnak, azonban professzionális felhasználási módok is előfordulhatnak. A gyártók egyik fő fejlesztési iránya a pengék hosszának növelése, mivel ennek következtében növelhető a vágási teljesítmény, valamint csökkenthető a tevékenységhez szükséges idő [1]. Ennek egyik hátránya, hogy magasabb a jelentkező terhelés, valamint a vibráció, ami fásasztóbb működtetést jelenthet, mely ergonomiai szempontból nem javasolt [2]-[4]. Az ilyen tulajdonságok kompenzálására a gyártók célja a vágóerő növelése, így könnyebb a kéziszerszámmal történő munkavégzés a hatékonyabb vágási műveletek következtében. A sövényvágókban elsősorban excentrikus tárcsákat alkalmaznak a forgó mozgás alternáló mozgássá történő átalakításához, ez a mechanizmus egy bütykös mechanizmusnak tekinthető [5]. Forgó – alternáló mozgás-átalakítás megvalósítására forgattyús mechanizmus is szóba jöhet, azonban ez a megoldás bizonyos korlátozásokkal jár, mert nagyobb méretű gépelemek jellemzik, ez pedig nagyobb tömeget jelent, a nagyobb tömeggel járó megoldásokat pedig célszerű kerülni a kéziszerszámoknál. A vágóerő szabályozására a vezérpálya alakjának megváltoztatásával van lehetőség, de ez magasabb zajszintet és rezgésszintet jelenthet [6], [7].

Jelen cikk egy kör alakú excentrikus tárcsa kinematikai tulajdonságait, a működés közben fellépő rezgési jellemzőit vizsgálja és ismerteti. A tanulmány további célja, hogy rávilágítson arra, hogy a nem mozgó alkatrészek hogyan befolyásolhatják a teljes rendszer rezgési tulajdonságait és a rezgésmérés eredményeit.

2. A KÖR ALAKÚ EXCENTERTÁRCSA KINEMATIKAI VISELKEDÉSE

Az excentrikus tárcsa kinematikai jellemzőinek vizsgálatához az elmozdulást leíró függvényt kell felírunk. Az ilyen típusú kézi szerszámok egyik legismertebb jellemzője a hajtó villamos motor fordultszáma.

A gyártók által megadott másik jellemző tulajdonság a lökethossz, ez a hajtott tengely – és az excentrikus tárcsa – geometriai méreteiből, valamint a hajtó motor fordulatszám alapján meghatározható. Megjegyzendő, hogy a motor egy fordulata alatt a kések két vágási műveletet végeznek – előre futáskor és vissza futáskor – emiatt a kettős lökete sebességet vesszük figyelembe a számítások során. A körkörös excenter geometriája az 1. ábrán látható.



1. ábra A kör alakú excentertárcsa jellemzői

A korábban említett mennyiségek számítása az (1) és (2) összefüggésekkel írható fel:

$$n_l = 2 \cdot n_{kl} = 2 \cdot 1600 \text{ min}^{-1} = 3200 \text{ min}^{-1} \quad (1)$$

ahol az n_l a löketek számát [min^{-1}], míg az n_{kl} a kettős löketek számát [min^{-1}] jelöli. Az egy lökethez szükséges idő számítása a

* PhD hallgató, Miskolci Egyetem Szerszámgépészeti és Mechatronikai Intézet

** Egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Szerszámgépészeti és Mechatronikai Intézet

*** Egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Szerszámgépészeti és Mechatronikai Intézet

$$t_i = \frac{1}{n_i} = \frac{60}{3200} s = 0,01875 s = 18,75 ms \quad (2)$$

összefüggéssel írható fel. Ennek ismeretében minden egyes időpillanathoz kiszámítható az elmozdulás. Ezt az elmozdulás függvényt felhasználva meghatározhatók az excentertárcsa kinematikai jellemzői. Az elmozdulás függvény idő szerinti első deriváltja adja a sebesség-, második deriváltja a gyorsulás függvényt. Egy kör alakú excentrikus tárcsa szinuszos elmozdulási függvénnyel rendelkezik, ezért célszerű az idő-elmozdulás párokat egy módosított koszinusz függvénnyel keresni, ennek oka, hogy ez a függvény könnyebben kezelhető. A módosított koszinusz függvény az

$$s = [-\cos(\varphi) + 1]e \quad (3)$$

alakban írható fel, ahol s az adott pillanathoz tartozó elmozdulás [mm], φ a szögelfordulás [°], e a sövényvágó excentertárcsájában a hajtott tengely furatának és a forgástengelyének excentrikus távolsága [mm].

Az excentert 36 db, egyenként 10°-os részre felbontva, meghatározhatók az idő-elmozdulás párok, melyek ezt

követően ábrázolhatók egy diagramban, majd közelítő függvény illesztését követően elérhető az elmozdulást leíró függvény [8], [9].

A kapott függvény polinomegyenletével leírható az elmozdulás, ez a polinom az

$$s(t) = 0,0024t^4 - 0,089t^3 + 0,874t^2 - 0,782t + 0,164 \quad (4)$$

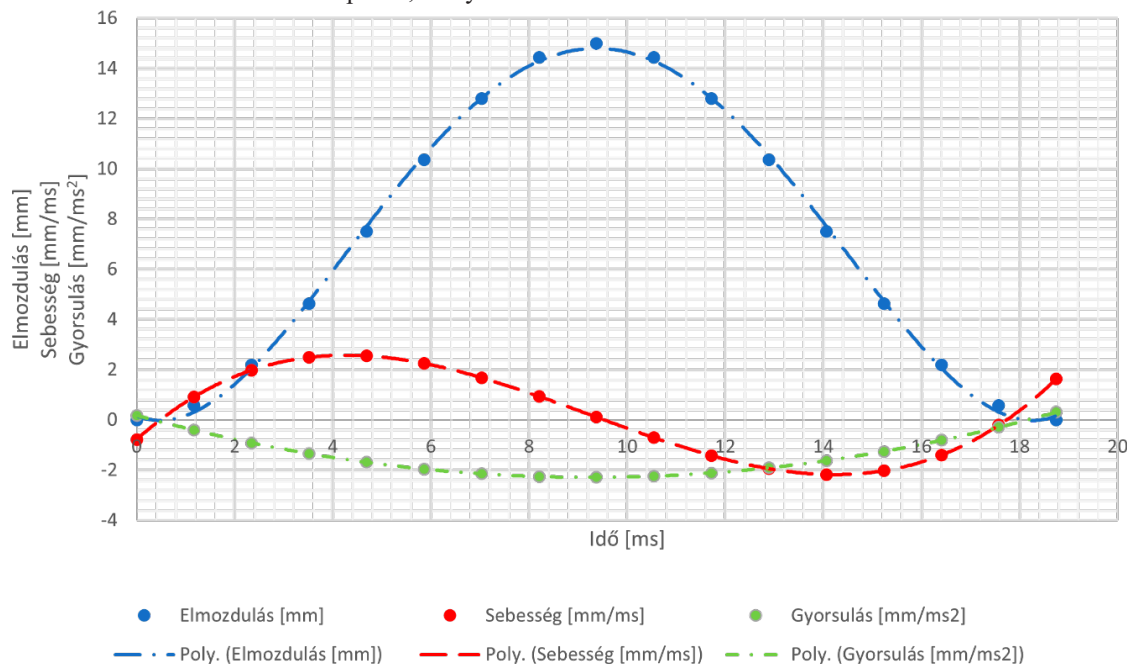
alakban írható fel. A (4) kifejezés idő szerinti deriváltja adja a sebesség függvényt, mely a

$$v(t) = 0,0096t^3 - 0,2644t^2 + 1,7488t - 0,7816 \quad (5)$$

a következő formában áll elő. A gyorsulás függvény az (5) kifejezés idő szerinti deriváltja alapján az

$$a(t) = 0,0288t^2 + 0,5328t + 1,7488 \quad (6)$$

alakban írható fel. A függvények ismeretében előállítható a kör alakú excenter mozgása során jellemző elmozdulás, sebesség és gyorsulás grafikon. A motor fordulatszám alapján a (4) – (6) egyenleteket felhasználva a 2. ábrán látható grafikont kapható meg.



2. ábra A kör alakú excentertárcsa kinematikai függvényei

3. REZGÉSMÉRÉS A KÖR ALAKÚ EXCENTERTÁRCSÁT HASZNÁLÓ SÖVÉNYVÁGÓN

A kézi szerszámgép egyik legfontosabb jellemzője a zaj- és rezgésszint. Káros az egészségre olyan eszköz használata – bizonyos esetekben akár órákon át is –, melynek működése közben nagy intenzitású vibráció tapasztalható, függetlenül attól, hogy terhelten vagy terheletlen állapotban működik a berendezés. A

rezgésmérés segítségével a tervezők felismerhetik a hibákat, a termékfejlesztési fázisban problémákat detektálhatnak, és megelőző intézkedéseket hozhatnak. A rezgésmérés önmagában általában arra használható, hogy megvizsgáljuk, a gép működésében van-e probléma vagy sem, a forrás meghatározásához az *FFT – Fast Fourier Transformation* eljárást alkalmazzuk [10]. Az 1. táblázat tartalmazza a vizsgált gép főbb alkatrészeinek megnevezését, a percenkénti fordulatszámot (*RPM*), a másodpercenkénti fordulatszámot (*RPS*),

az élek/pengék számát és frekvenciáját hertzben (Hz). A vizsgált gép konstrukcióját tekintve egy kisebb, $z_1=4$ fogú ferdefogazású fogaskerékkel rendelkezik, amelyet a rotor tengelyére préselnek. Nagyobb ferdefogazású fogaskereke van melynek fogszáma $z_2=57$, ez a hajtott tengely, ahol a két excentrikus tárcsa található. A rotor tengelyére egy ventilátort is préselnek, a ventilátornak tizenhét lapátja van.

1. táblázat a komponensek releváns frekvenciái

Alkatrész neve	Fordulatszám [s]	Élek/fogak	Frekvencia [Hz]
Motor	384	1	384
Ventilátor	384	17	6528
Hajtó fogaskerék	384	4	1536
Hajtott fogaskerék	26,9	57	1533,3
Kés	26,9	2	53,8
Excentertárcsa	26,9	1	26,9

A kések két éllel rendelkeznek, ennek köszönhető, hogy képesek mind előre futáskor, mind visszafutáskor vágási műveletet végezni.

A berendezés további jellemzője, hogy a hajtásrendszer műanyag hajtóműházban kap helyet, valamint a gép teljes külső burkolata is műanyag. Ezek az anyagok hajlamosak bizonyos deformációt mutatni, aminek következtébe, hogy a mérési eredményeket torzítják. A rezgésmérés fontos jellemzője, hogy az FFT

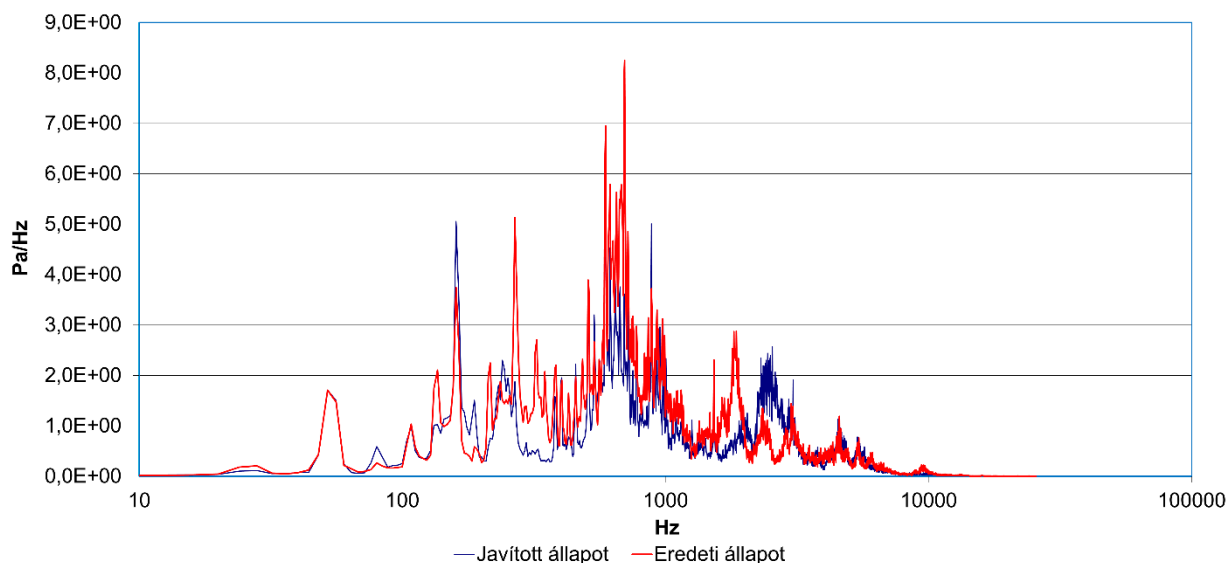
adatok a komponensek felső felharmonikusait is tartalmazzák.

Az FFT eredménye azt mutatja, hogy a gép rezgésének – vagy zajának – spektruma hogyan néz ki, az eszköz rezgésének spektrumát komponensekre bontja, a komponensek amplitúdóival. A gép tulajdonságai alapján kiszámíthatók a komponensekhez tartozó frekvenciák, majd a problémás komponensek megtalálhatók az FFT grafikonon.

Először vizsgáljuk meg a kezdeti állapotot. Látható, hogy a gyorsulás csúcsamplitúdója 700 Hz körül van. A probléma ezzel az, hogy ez a hajtáslánc bármely alkatrésze esetén fennállhat. Ez arra enged következtetni, hogy a probléma forrása talán nem a hajtáslánc alkatrészei között keresendő, ezért szétszedtük a gépet. Azt láttuk, hogy a belső ház, amely a hajtáslánc összes alkatrészét tartalmazza, egy korábbi beérkezésből került beépítésre. A korábbi állapot óta néhány kisebb javítás történt a komponensen, így az alkatrész cserére került. A ferdefogazású fogaskerekekhez megfelelő mennyiségű kenőzsírt adtunk, ami hatással van a zaj- és rezgéseredményekre is. A szerszám összeszerelése után egy második mérés történt.

A kapott eredmények ezúttal kedvezőbbek, a 700 Hz körüli csúcsamplitúdó eltűnt. Most a mérés eredménye 160 Hz-es csúcsamplitúdót mutat, ami nagyjából hatszorosa az excentertárcsa frekvenciájának (26,9 Hz), az eltérés a mérés bizonytalanságával magyarázható. 592 Hz-en egy másik csúcsamplitúdó található, ami körülbelül tizenegyszerese a kések frekvenciájának (53,8 Hz). Egy alsó csúcsamplitúdó található a grafikon elején, 52 Hz értékkel, ez vagy a kések (53,8 Hz) frekvenciája vagy az excenter első felharmonikusa (kétszer 26,9 Hz).

Spektrum analízis - Köralakú excentertárcsa



4. ábra A köralakú excentertárcsát használó sövényvágó spektrum analíziseinek összehasonlítása

A grafikon egy másik alacsonyabb csúcsamplitúdót mutat 2310 Hz-en, ami közel hatszorosa a rotor frekvenciájának (384 Hz). Ez azt jelenti, hogy a rotor kiegyensúlyozott, mert nem hoz létre túl magas rezgéseket a forgás során. Még egy csúcsamplitúdó található 3060 Hz-en, ami közel van a fogaskerék frekvenciájának duplájához (1533,3 Hz), ez az eltérés is leírható a mérés tűréshatárával. Szemléltetésképpen a két spektrum analízis egy diagramon került ábrázolásra, amit a 4. ábra szemléltet.

Most nézzük meg az ismeretlen elemeket a már javított grafikonban. A grafikon csúcsértéke 884 Hz, ami nem egészszámú többszöröse bármely frekvenciának. A grafikonon egy ismeretlen csúcsamplitúdó van 2500 Hz frekvencia körül, ez sem egészszámú többszöröse a frekvenciáknak sem.

Az összehasonlító grafikonon látható, hogy a javulás jelentős 700 Hz-en, azt mutatja, hogy nem volt probléma a késekkel (53,9 Hz), mivel ezen a frekvencián nincs különbség a két görbe között. 268 Hz frekvencián jelentős előrelépés történt a javítást követően, vagy a kések, vagy az excentrikus felharmonikusai miatt. A visszaszerelés után a diagram jobb oldali felén az egyik csúcs 1530 Hz értékről 3050 Hz értékre változott, alapvetően a két állapot váltott helyet. Megfigyelhető, hogy a módosítások, javítások miatt a gép rezgési eredményei változnak, az eredeti állapotban csúcs található 1860 Hz körül, azonban a javított állapotban az ehhez tartozó amplitúdó már alacsonyabb, valamint az eredeti állapotban 2330 Hz körüli területen alacsony a rezgés amplitúdója, ezzel szemben a módosításokat követően ugyanezen tartományon a rezgés amplitúdója már magasabb értékeket mutat.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Az excentertárcsa kinematikai jellemzőit leíró függvényei alapján megállapítható, hogy a hengeres excentrikus tárcsával rendelkező sövényvágó működése egyenletes, azonban a gyorsulási függvény alapján nem érhető el magasabb vágási erő ilyen geometriájú excentertárcsával – a gyorsulási függvényben nincsenek jól elkülöníthető csúcsok. Az FFT-elemzések megmutatták, hogy az álló komponensek hogyan befolyásolják az eszköz zaját és rezgését, valamint a hajtásrendszer kenési állapota, továbbá a kenőanyag tulajdonságai is nagymértékben befolyásolják a mért adatokat. Megállapítható az is, hogy a zajjal terhelt FFT-adatok összetevőinek a forrásaikhoz való kapcsolásához alaposabb elemzések szükségesek. Az is ismertetésre került, hogy az álló alkatrészek hogyan befolyásolják a rezgés eredményeit.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A c2263193 számú projekt a kulturális és innovációs minisztérium nemzeti kutatási fejlesztési és innovációs alapból nyújtott támogatásával, a KDP-2023 pályázati program finanszírozásában valósult meg.

6. IRODALOM

- [1] M. R. Kamandar, J. Massah, M. Jamzad: *Design and evaluation of hedge trimmer robot*, Computers and Electronics in Agriculture, vol. 199, p. 107065, 2022, <https://doi.org/10.1016/j.compag.2022.107065>
- [2] F. Roggio, E. Vitale, V. Filetti, V. Rapisarda, G. Musumeci, E. Romano: *Ergonomic Evaluation of Young Agricultural Operators Using Handle Equipment Through Electromyography and Vibrations Analysis Between the Fingers*, Safety and Health at Work, vol. 13, no. 4, Aug. 2022 <https://doi.org/10.1016/j.shaw.2022.07.003>
- [3] Y. Yüksel, H. Kocabas: *The Vibration of Disc Cam Mechanism*, Mechanism and Machine Theory, vol. 30, no. 5, July 1995, pp. 695–703, [https://doi.org/10.1016/0094-114x\(94\)00062-p](https://doi.org/10.1016/0094-114x(94)00062-p)
- [4] K. Y. Hao, L. X. Mei, Z. M. Ripin: *Tuned vibration absorber for suppression of hand-arm vibration in electric grass trimmer*, International Journal of Industrial Ergonomics, vol. 41, no. 5, pp. 494–508, 2011 <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2011.05.005>
- [5] W.-T. Chang, Y.-E. Hu, W.-C. Chang: *An Improved Design for Rotating Balance of Assembled Type Conjugate Disk Cams*, Mechanism and Machine Theory, vol. 171, 2022, p. 104700 <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104700>
- [6] R. C. Andrade Lima, Q. Soares Rocha, A. C. Cazani, J. E. Guarnetti dos Santos, D. Simões: *Assessment of Hand-Arm Vibration in Semi-Mechanized Gardening Activities*, Journal of Vibration Engineering & Technologies, vol. 10, no. 6, pp. 2143–2149, Apr. 2022 <https://doi.org/10.1007/s42417-022-00480-5>
- [7] K. Y. Hao and Z. M. Ripin, *Nodal control of grass trimmer handle vibration*, International Journal of Industrial Ergonomics, vol. 43, no. 1, pp. 18–30, Jan. 2013, <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2012.10.007>
- [8] J. O. Rawlings, S. G. Pantula, D. A. Dickey: *Applied Regression Analysis: a Research Tool {Springer Texts in Statistics}*, Dordrecht: Springer-Verlag New York Inc, 2001, ISBN 9780387227535
- [9] J.-P. Corriou: *Numerical Methods and Optimization: Theory and Practice for Engineers*, Cham: Springer International Publishing Ag, 2022, ISBN 9783030893668
- [10] S. D. Casey, M. Maurice Dodson, Paulo, A. Zayed: *Sampling, Approximation, and Signal Analysis*. Springer Nature, 2024, ISBN 9783031411304

GRAFO-ANALITIKUS OPTIMÁLÁS 3D-BEN

GRAPHO-ANALYTICAL OPTIMIZATION IN 3D

Szabó Ferenc János*

ABSTRACT

The grapho-analytical optimization technique is based on the Kuhn-Tucker optimality criterium and it is applied for the solution of a three-dimensional optimization problem. The graphic part of the solution shows in three dimension the structure of the problem, while the analytical side of the solution gives the possibility of high accuracy of the optimum result. The optimization method is applied for the numerical example of a I beam subjected to bending and tension.

KIVONAT

A cikkben bemutatott grafo-analitikus optimumkeresési módszer a Kuhn-Tucker optimalitási kritériumra alapul és a módszert egy háromváltozós optimumkeresési probléma megoldására alkalmazzuk. A megoldás grafikus részében háromdimenziós ábrák mutatják a probléma szerkezetét, míg az analitikus részben az optimális megoldás pontossága a kiemelendő eredmény. Számpéldaként egy hajlított-húzott I tartó tömeg-minimumra történő optimalálásának példáját mutatjuk be.

1. BEVEZETÉS

Napjainkban igen fontos tendencia a különféle elemek, szerkezetek saját tömegének csökkentése, mely az autópárhán, repülőgép-gyártásban nagyon fontos cél. Gyakran a tömegcsökkentés többváltozós optimumszámítást igényel, ami sokszor idő- és számítás-igényes eljárás. Ebben a cikkben egy nagyon egyszerű, de mégis nagyon hasznosnak bizonyuló optimumkereső eljárást mutatok be, a grafo-analitikus optimalást, amely a Kuhn-Tucker optimalitási kritériumra épül. A rajzos (grapho) és az egyenletrendezéssel történő (analitikus) megoldási mód mindig segíti egymást, ami könnyebbé, gyorsabbá, jobban áttekinthetővé teszi az optimumkeresési probléma szerkezetét. A kétváltozós eseteket (2D optimum) nagyon könnyű ábrázolni és az ábrázolt diagramokon nagyon könnyen leolvasható az optimális megoldás is. Ezek az esetek azonban a kis változószám miatt viszonylag egyszerűek, előbb-utóbb felmerül az igény a bonyolultabb, több változót tartalmazó esetek kezelésére is. Ennek a folyamatnak egy következő lépése a háromváltozós (3D optimum) eset, amelynek ábrázolása

már kissé bonyolultabb, térbeli diagramok létrehozását igényli. Ha tovább akarjuk a változók számát növelni (pl. 4 vagy több változós optimum), akkor már nem lesz lehetőség az ábrázolásra, vagy nagyon nehézkesé válik, és az analitikus út felértékelődik. Az így definiált optimumkeresési feladatokat külön erre a célra kifejlesztett, többváltozós optimumkereső algoritmusokkal célszerű megoldani, mint pl. az e cikk szerzője által kifejlesztett RVA [1] (Random Virus Algorithm), mely alkalmas nagyobb feladatok, sok változós esetek, multidiszciplináris optimalisasi feladatok kezelésére is.

Az I-szelvényű tartók optimális méretezésére kiterjedt szakirodalom áll rendelkezésre. Több, jól kidolgozott számpéldát találunk Farkas könyveiben [2] és cikkeiben [3], többféle terhelési esetre is statikus és dinamikus [4] feladatokra is. A nemzetközi szakirodalomban is sok munka foglalkozik az ilyen tartók optimalizációjával [5]. Az optimalisasi feladat megfogalmazásakor nemcsak saját tömeg lehet célfüggvény, hanem költség- minimum is kereshető [6].

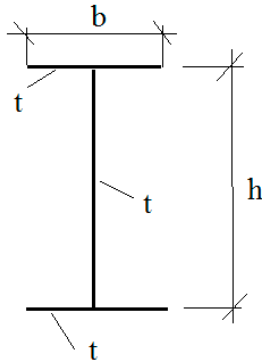
Jelen cikkben hajlításra és húzásra-nyomásra terhelt, hegesztett I-szelvényű tartók tömeg-minimumra történő optimalisasi mutatok be példát, háromváltozós optimumkeresési problémaként. A feladatot a Kuhn-Tucker féle optimalisasi kritériumra [7] alapuló, úgynevezett grafo-analitikus optimum keresési módszerrel oldom meg, melynek során háromdimenziós ábrázolással mutatom be a tervezési feltételeket kielégítő pontok által leírt tartományt (megfelelőségi tartomány), és a célfüggvény szintfelületeit (a célfüggvény konstans értékeihez tartozó felületek).

A feltételek és a célfüggvény szintfelületeinek helyzetét vizsgálva láthatóvá válnak a kétváltozós eset optimális megoldásai (pl. rögzített b változó esetére).

* PhD, egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet

2. I- TARTÓK OPTIMÁLIS TERVEZÉSE MINIMÁLIS SAJÁT TÖMEGRE

Az 1. ábra egy I tartó keresztmetszetét ábrázolja.



1. ábra. Egy I tartó keresztmetszete, az öv és a gerinc vastagsága egyenlőnek véve

A tartó terhelése hajlítás és húzás/nyomás, a tervezési változók a gerincmagasság (h), övszélesség (b) és a lemezvastagság (t), az öv és a gerinclemez vastagsága közt közelítőleg a $t_f = t_w = t$ össze-függést feltételezve. (t_w a gerinc, t_f az öv vastagsága).

A célfüggvény a tartó keresztmetszet- területe:

$$F_{obj} = 2bt + ht = A \quad (1)$$

Explicit feltételek [cm]:

$$\begin{aligned} 20 \leq h \leq 100, \quad 10 \leq b \leq 100 \\ 0.2 \leq t \leq 20 \end{aligned} \quad (2)$$

Implicit feltételek: Feszültségi feltétel, gerinc-lemez horpadási feltétel, övlemez horpadási feltétel. Feszültségi feltétel, hogy a hajlításból és a nyomásból származó feszültségek együttesen ne haladják meg a megengedett értéket:

$$\sigma_{hajl} + \sigma_n = \frac{M_{hajl}}{W_x} + \frac{N}{A} \leq \sigma_{meg} \quad (3)$$

A (3) egyenletben az N a nyomóerő, M_{hajl} a hajlítónyomaték.

$$W_x = h(2bt + ht/6), \quad \sigma_{meg} = 200 \text{ MPa} \quad (4)$$

Gerinclemez horpadási feltétel:

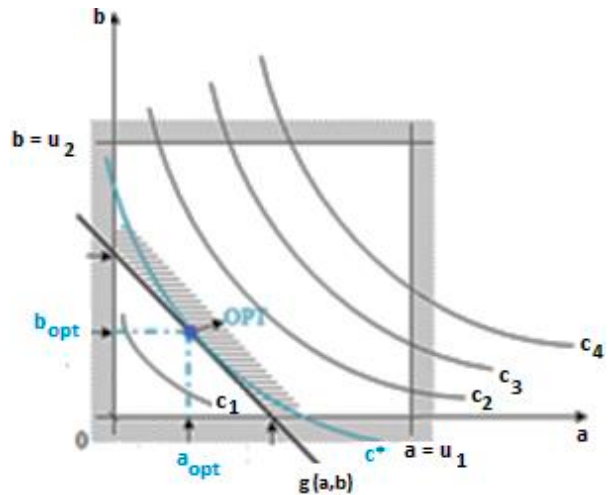
$$\frac{h}{t} \leq 145 \sqrt[4]{\frac{(1 + \sigma_n / \sigma_{hajl})^2}{1 + 173(\sigma_n / \sigma_{hajl})^2}} \quad (5)$$

Övhorpadási feltétel: $t \geq b / 30$

Az övlemez területe legyen a következő határok között:

$$14 \leq b t \leq 22.$$

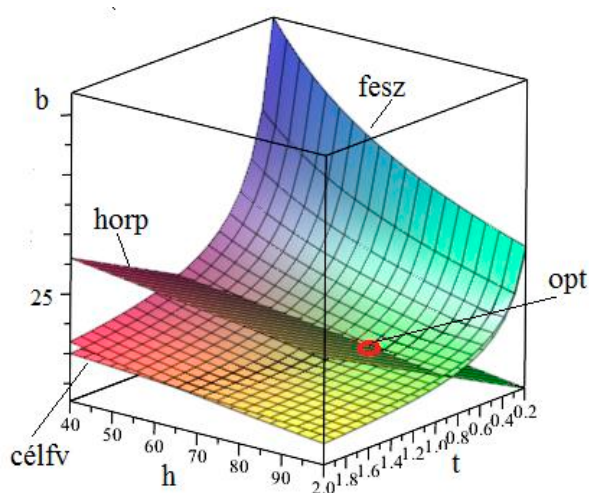
Az optimumkeresési feladatot a Kuhn- Tucker optimalitási kritériumra alapuló grafo- analitikus módszerrel oldom meg. Az optimalitási kritérium kimondja, hogy az optimális megoldás helyén a célfüggvény szintvonala érinti a megfelelőségi tartományt. A 2.ábrán a két tervezési változó a és b, $g(a,b)$ az implicit feltétel, amely szűkíti az a és b változóra előírt explicit feltételek által kijelölt megfelelőségi tartományt. A célfüggvény szintvonalait úgy nyerjük, hogy találgatásszerűen konstanssal (c_1, c_2, \dots, c_n) tesszük egyenlővé a célfüggvényt, úgy, hogy fokozatosan közelítünk a megfelelőségi tartomány felé, amíg meg nem valósul az érintés. A c konstans érintkezéskor felvett értéke (c^*) a célfüggvény elérhető legjobb értéke.



2. ábra A célfüggvény szintvonala az optimum helyén érinti a megfelelőségi tartományt

A jelen cikkben vizsgált eset nem kétváltozós, hanem három tervezési változót tartalmaz: h, t, b , ezért a megfelelőségi tartomány és a célfüggvény szintvonalának ábrázolása nem görbék, hanem háromdimenziós felületeket fog tartalmazni, ezeket kell ábrázolni. A háromdimenziós felületek két dimenzióban (a papír síkján) történő ábrázolása kissé nehézkes, de ezeknél is igaz az, hogy az optimális megoldásnál a célfüggvény szintfelülete érinti a megfelelőségi tartományt (ami most már térfogat, nem felület, mint a kétváltozós esetekben volt). Ha sikerül a háromdimenziós ábrázolás, akkor jutalomként azt fogjuk tapasztalni, hogy láthatóvá válik számunkra az összes kétdimenziós optimum is (azaz amikor a három változóból egy változó rögzített).

A probléma háromdimenziós ábrázolását mutatja a 3. ábra. Az ábrán látszik a feszültségi feltétel felülete, mely metszésbe kerül a gerinclemez horpadási feltétellel (az övlemez horpadási feltétel teljesül, ha a gerinclemez horpadási feltétel teljesül), valamint a célfüggvény szintvonala és ennek áthatása a feszültségi feltétellel. Az összes feltétel egyenlőtlenség, ami azt jelenti, hogy a feltétel határfelületétől felfelé van a megfelelőségi tartomány, a felület alá nem mehetünk. A célfüggvényből viszont a lehető legkisebbet keressük, tehát az optimum ott van, ahol a feszültségi feltétel és horpadási feltétel felületeinek metszéspontját érinti a célfüggvény szintvonala. Az optimum helyét piros körrel jelöltük. A feszültségi feltétel és a horpadási feltétel áthatása egy térgörbe, amely mutatja rögzített b változó esetén az arra az esetre érvényes kétváltozós (h, t) optimumokat. Háromdimenziós feladatoknál az optimumot a célfüggvény szintvonala metszi ki a görbéből, jelen esetben is így adódott az optimális megoldás.



3. ábra A feltételek és a célfüggvény szintfelülete, háromdimenziós ábrázolással

A 3. ábrából tehát leolvasható az optimális megoldás, azaz a három változó értéke, melynél a célfüggvény, azaz a tartó tömege minimális.

Az itt bemutatott példában a hajlítónyomatéki terhelés $M = 320$ kNm, a nyomóerő $N = 128$ kN, a megengedhető feszültség 200 MPa volt. Az 1. táblázat mutatja erre az esetre az optimális megoldás számértékeit (a méretek cm-ben).

Az 1. táblázatban az optimális eredményeket összehasonlíthatjuk a Backtrack [2] módszerrel nyerhető eredményekkel is, az összehasonlítás alapján elmondható, hogy a grafo-analitikus módszer is hatékonyan alkalmazható az ilyen jellegű feladatok megoldásához.

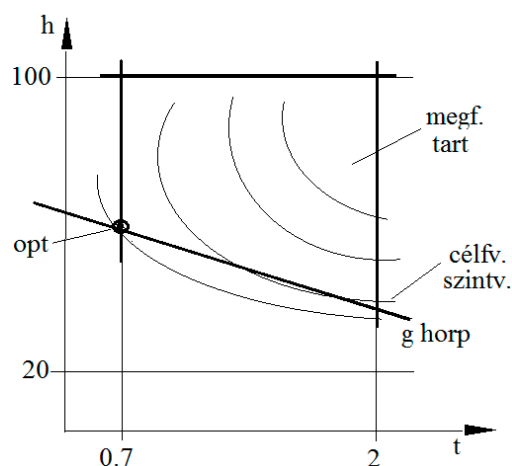
1. táblázat A három változós optimálási feladat numerikus megoldása

Paraméter	Grafo-an	Backtr.
h	69	70
t_w	0.7	0.6
b	21	22.5
t_f	0.7	0.8
A	77.7	78

3. A KÉTVALTOZÓS FELADAT MEGOLDÁSA

A kétváltozós feladat esetén a b értéke kötöttnek tekintendő, csak a h és t változhat. Legyen a b változó megkötött értéke a háromváltozós feladatnál kiadódott optimális b érték, azaz 21 cm. Ekkor az övhorpadási feltételből az adódik, hogy a t változó nem lehet kisebb, mint $b / 30 = 0.7$ cm.

A h változó explicit feltétele a t változó feltételeivel és a gerinchorpadási feltétellel kijelöli a megfelelőségi tartományt. A célfüggvény szintvonalaival a lehető legkisebb olyan értéket keressük, amivel még kielégíthetők a tervezési feltételek, így a 4. ábrán bejelölt pontban lesz az optimum.



4. ábra A feltételek és a célfüggvény szintvonalainak ábrázolása

A kétváltozós optimum eredményeit a 2. táblázat tartalmazza.

A h változó értéke a kétváltozós feladat esetén megegyezik a háromváltozós optimális értékkel, ami azt támasztja alá, hogy a kétváltozós optimum görbéjének része a háromváltozós eredmény, azaz ténylegesen láthatók lennének a különböző lekötött b értékek esetén a kétváltozós optimumok a háromváltozós optimális során, és a kétváltozós optimumok térgörbéjének egy pontja a háromváltozós optimumkeresési probléma megoldása.

2. táblázat A kétváltozós optimalizációs feladat numerikus megoldása

Paraméter	Grafo-an
h	69
t _w	0.7
b	21
t _f	0.7
A	77.7

4. KÖVETKEZTETÉS

Jelen cikk a Kuhn-Tucker optimalitási kritériumra épülő grafoanalitikus megoldással egy hajlítottnyomott/húzott I- tartó háromváltozós optimalizálását mutatja be. A grafikus módszer során az explicit és implicit tervezési feltételeket háromdimenzióan ábrázoltam, a célfüggvény szintfelületét pedig addig változtattuk, amíg a szintfelület és a megfelelőségi tartomány érintésbe nem került. Az érintéskor kialakuló érintési pont az optimumkeresési feladat megoldása, azaz a legkisebb tömegű olyan tartó, amely az adott terheléseket biztonságosan elviseli.

A módszert egy számpéldára alkalmazva, táblázatosan megadtam az optimális méreteket és a célfüggvény elérhető legjobb értékét. A feladat megoldása során érdekes mellékeredményként az tapasztalható, hogy a háromdimenziós ábrázolásban egy térgörbe formájában láthatóvá válik az összes olyan kétváltozós megoldás, amelyek a b változó kötött értékeihez tartoznának. A háromváltozós megoldás tulajdonképpen ennek a görbének egy pontja, hiszen az optimális megoldás megmutatja a b változó optimális értékét is.

Az optimumkeresés végeredményét összehasonlítva más módszerrel (Backtrack) nyert eredményekkel, elmondható, hogy a grafo-analitikus módszer hatékonyan bizonyult.

Elvégezve a kétváltozós optimalizációt is, az adódó eredmények alátámasztják, hogy a háromváltozós optimum rajta van a kétváltozós optimális eredmények által alkotott térgörbén.

5. IRODALOM

- [1] SZABÓ F. J. : Multidisciplinary optimization of journal bearings, using an RVA evolutionary type optimization algorithm. *Acta Polytechnica Hungarica*, Vol. 13, No 7., pp 181-195, 15 p. 2016 , ISSN 17858860.
http://acta.uni-obuda.hu/Szabo_71.pdf
DOI: 10.12700/APH.13.7.2016.7.10
- [2] FARKAS J.: *Fémszerkezetek*. Tankönyvkiadó, Budapest, 1983. ISBN 963 17 6537 7 .
(a Backtrack módszer a 46.- 50. oldalon található).
- [3] FARKAS J.: Minimisation of cross section area of welded unstiffened plate and box girders subjected to bending and shear. *Acta Technica Hungarica*, 87 (1978) pp. 295-306.
- [4] CASSIS J. H.: *Optimum design of structures subjected to dynamic loads*. Ph. D. Thesis, University of California, Los Angeles, 1974.
- [5] AKITA Y., KITAMURA K. : Studies on nonlinear programming optimization for ship structures and optimum design of box and I-section girders. *Japan Shipbuilding and Marine Engineering*, 6 (1972), No. 5. pp. 15-27.
- [6] ANNAMALAI N.: *Cost optimization of welded plate girders*. Ph. D. Thesis, Purdue University, Indianapolis, USA. 1972.
- [7] KUHN H. W., TUCKER A. W.: Nonlinear programming. Proceedings of 2nd Berkeley Symposium. Berkeley, University of California Press. pp.481-492. MR 0047303. (1951).

AUTÓ JOBB MELLŐSŐ FUTÓMŰ EXTRÉM TERHELÉSE

EXTREME LOAD OF THE UNDERCARRIAGE OF A CAR

Szabó Ferenc János*

ABSTRACT

In case of car racing, cars can have very high speed. In some curves, this high speed could invoke that the car can swerve or slip out from the road. The beginning of this slipout will take place at the maximum coefficient of static friction. The friction force will give the extreme load to the wheel of the car. The static and kinetic friction coefficients between the rubber of the car tyre and the asphalt of a real race- course has been measured by a simple on-the spot measurement and the numerical results are used to calculate the extreme load acting to the car wheel during slip- out from the road.

1. BEVEZETÉS

Autók kerékfelfüggesztéseinek vizsgálatok az úterjesztés miatt a terhelés esetén véletlenszerű eloszlást kell feltételeznünk, ami a lehető legnagyobb és legkisebb értékek között az időben véletlen függvényt jelent. Így tehát fel kell tételeznünk, hogy a nagyon nagy terhelések is egyszer fel fognak lépni, mert a véletlenszerű eloszlás alapján bizonyos nagyságú valószínűséggel rendelkeznek.

Jelen cikkben vizsgálatunk az autók kerékfelfüggesztését erő extrém terhelések meghatározására vonatkoznak. Egy autó jobb első kerék felfüggesztését erő lehetséges extrém terhelést tanulmányozunk. Az 1. ábra a felfüggesztés háromdimenziós modelljét mutatja.



1. ábra A felfüggesztés 3D modellje

A városi és távolsági közlekedés általában viszonylag egyenletes, nem túl nagy terhelést eredményez, ezért autóversenyzés körülményeit tételezzük fel, az extrém terhelés pedig feltételezésünk szerint egy viszonylag szűk kanyarban, nagy sebességű haladás esetén, a kanyarodás során történő kicsúszás, „drifting”, oldalirányú csúszás esetén történik majd meg. Ekkor az autóra a centrifugális erő, valamint a gumi és az aszfalt közti súrlódási erő fog hatni. A kicsúszás akkor jön létre, ha a centrifugális erő nagyobb, mint a súrlódási erő. Mivel a kicsúszás megkezdődése pillanatáig az autó oldalirányban nem mozgott, ezért ebben az irányban nyugalmi helyzetet tételezzük fel, tehát statikus súrlódást veszünk figyelembe. A kicsúszás megkezdődése után csúszási súrlódási tényező lesz érvényes.

Vizsgálatainkhoz saját méréseket végeztünk autógumi és aszfalt között fellépő súrlódási tényező mérésére. A méréseket egy átlagos városi aszfalt és egy autó- motor versenyek rendezésére berendezkedett versenypálya aszfaltja esetére végeztük el. A versenypálya aszfalt különleges műanyag adalékot is tartalmazott, a jobb tapadás elérése érdekében. Vizsgálatainkat száraz aszfalt, vizes aszfalt (kb 1 mm vízréteg) és homokszóródással érintett aszfalt esetére végeztük el, azért, hogy többféle életszerű helyzetet figyelembe vehessünk. A homokszóródás az esetleges kicsúszások utáni visszatérés során a gumi által a pálya aszfaltjára behordott homok szennyeződés miatt alakul ki, a balesetek és megcsúszások szempontjából fokozott veszélyhelyzeteket jelenthet.

A kerékfelfüggesztésre a terhelő erőt tulajdonképpen a kicsúszáskor fellépő maximális statikus súrlódási erő fogja szolgáltatni, a kicsúszás megindulása után a csúszási súrlódási erő kisebb értékű. További extrém terhelést jelenthet rally versenyek során fellépő ugratások, terepviszonyok nagy sebességgel történő legyőzése, esetleges kátyúk hatásai, ezeket a terhelésfajtákat is a további vizsgálatok során szeretnénk figyelembe venni. A Gép- és Terméktervezési Intézetben több diplomaterv is foglalkozott ezekkel és ezekhez kapcsolódó kérdésekkel.

A méréseink során rögzített adatokból meghatározott terheléseket a jövőben végeselemes modelleken fogjuk alkalmazni és az ezek hatására fellépő deformációkat és feszültségeket kívánjuk majd meghatározni.

* egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép-és Terméktervezési Intézet

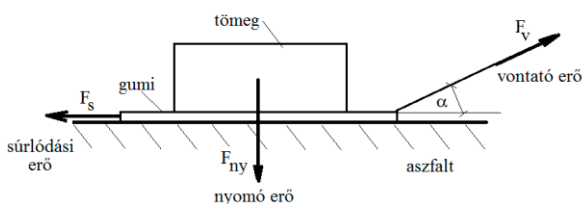
2. EGYSZERŰ HELYSZÍNI MÉRÉS

A mérésekhez a Pannónia- Ring (Ostffyasszonyfa) pálya új, jó minőségű aszfaltját használtuk, egy 20 fős tanulmányi kirándulás keretében. Kísérőnk a buszunkkal kivitt minket a nyílt pályára és ott volt lehetőségünk a vizsgálatok elvégzésére.

Ez nagyon különleges és szerencsés helyzet volt, mivel aznap nemzetközi motorverseny időmérő edzése zajlottak, tehát a pálya foglalt volt, de mi éppen a verseny szünetében érkeztünk, így adódott lehetőség bemenni a pályára.

A mérés mechanikai vázlatát mutatja a 2. ábra. A versenypálya aszfalt egy részlete a 3. ábrán látható. A 4. ábra a kézi erőmérő eszközt mutatja.

A kísérlethez egy Nokian 165/65 R14 méretű nyári gumiból kivágott darabot alkalmaztunk, melynek mérete hozzávetőleg megegyezett az autó közlekedése során kialakuló, gumi és aszfalt közötti érintkezési felület méretével. Az erő méréséhez egy mechanikus mutatós kézi függőmérleget alkalmaztunk, a gumi lap vontatását az aszfalton kézi erővel biztosítottuk. A nyomóerő biztosításához alkalmazott tömeg 5 kg és 7 kg volt.



2. ábra A mérési elrendezés vázlata



3. ábra A versenypálya aszfalt részlete

A mérés során álló helyzetből indulva, egyre nagyobb és nagyobb vontatóerőt alkalmaztunk, közben figyeltük a kézi erőmérő eszköz által mutatott értéket. Ez mutatta a vontatóerőt. A gumi csúszása előtti pillanatban a vontatóerő maximális értékét mutatta az eszköz, ezt feljegyeztük, ebből számoljuk majd a statikus súrlódási tényező maximumát. Amikor pedig a gumi elindult, kisebb erő érték mutatkozott és hozzávetőleg konstans értékű volt. Ebből határozzuk majd meg a mozgásbeli súrlódási tényező értékét.



4. ábra A kézi tömegmérő

A súrlódási tényező μ , μ_{max} számolása a következő összefüggések alapján végezhető el:

$$F_{\text{ny}} = mg - F_v \sin \alpha \quad , \quad F_s = F_v \cos \alpha \quad (1)$$

A Coulomb- törvény alapján pedig $F_s = \mu F_{\text{ny}}$. Így a súrlódási tényezőre adódik:

$$\mu = \frac{F_v \cos \alpha}{mg - F_v \sin \alpha} \quad (2)$$

Az (1) és (2) összefüggésben m a nyomóerőt okozó teher tömege, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ pedig a nehézségi gyorsulás. Az α szög értékét igyekeztünk a mérések során konstansnak tartani, értéke: $\alpha = 35 - 37^\circ$.

Az 1. táblázat a hagyományos közúti aszfalton, a 2. táblázat a Pannónia Ring versenypálya aszfaltján rögzített vontató erőhöz a leolvasott értékeket mutatja, [kg] mértékegységben. Az ezekből számolt súrlódási tényező értékek a 3. és 4. táblázatban láthatók.

1. táblázat Mérési adatok, hagyományos aszfalt, [kg]

m	Szárak		Vizes		Homokos	
	konst	max	konst	max	konst	max
5	3,4	3,6	2,5	3,3	2,1	3,2
7	3,9	4,2	3,1	3,7	2,7	3,5

2. táblázat Mérés adatok – Pannónia Ring aszfalt [kg]

Tömeg [kg]	Szárász		Vizes		Homokos	
	konst	max	konst	max	konst	max
5	4,0	4,1	3,0	3,2	2,7	2,8
7	4,3	4,5	4,2	4,3	3,2	3,5

3. táblázat Súrlódási tényezők – hagyományos aszfalt

m	Szárász		Vizes		Homokos	
	konst	max	konst	max	konst	max
5	0,580	0,616	0,422	0,562	0,353	0,545
7	0,471	0,509	0,372	0,447	0,323	0,422

4. táblázat Súrlódási tényezők – Pannónia Ring aszfalt

m	Szárász		Vizes		Homokos	
	konst	max	konst	max	konst	max
5	0,687	0,705	0,509	0,545	0,457	0,474
7	0,522	0,547	0,509	0,522	0,385	0,422

A táblázatok eredményeiből adódóan a legszembevetőbb eredmény, hogy jelentős különbség van a szárász aszfalt és a homokszórásos aszfalt eredményei között, mind a hagyományos aszfalt esetén, mind pedig a Pannónia Ring aszfaltját illetően, mégpedig a homokszórás esetén a súrlódási tényező kisebb, ezért a kicsúszásra és az ehhez hasonló baleseti formák bekövetkeztére a homokszórásos eset jelentősen veszélyesebb. A szárász és a vizes aszfalt eredményei kisebb mértékben különböznek egymástól, mint a szárász aszfalt és a homokszórásos aszfalt eredményei, mindkét aszfalt mérési eredményei alapján.

A súrlódási tényező ismeretében már számolható a súrlódási erő, ami az autó gumija és az aszfalt között fellép. Ez az erő kell, hogy egyensúlyt tartson a kanyarodáskor fellépő centrifugális erővel:

$$F_{cp} = m v^2 / R, \quad F_s = \mu F_n, \quad F_s = F_{cp} \quad (3)$$

Ha az egyenlőség fennáll, akkor éppen a megcsúszás megindulása előtti pillanatban vagyunk, azaz ekkor a statikus súrlódási tényező maximuma érvényesül, tehát a súrlódási erőt ezzel kell számolnunk, ez az erő fogja terhelni az autó kerekét, a kerék síkjára merőleges irányban. Ha a centripetális erő nagyobb, mint a súrlódási erő, akkor a csúszás megindult és a mozgásbeli súrlódási tényezőt kell figyelembe vennünk a kerék terhelésének számításakor. A (3) egyenletben szereplő m tömeget előzetes számításokhoz az autó teljes tömegének negyedeként vesszük figyelembe, egyenletes tehereloszlást tételezve fel az egyes kerekeken, valamint azt is feltételezzük, hogy minden keréken ugyanolyan értékű súrlódási erő ébred, ezt a későbbiekben különböző forgalmi vagy verseny helyzetek modellezésekor pontosítani fogjuk.

Mivel vizsgálataink során extrém terhelési esetet keresünk, ezért a terhelés számításakor a nagyobbik súrlódási tényezőt vesszük figyelembe, azaz a statikus

súrlódási tényező maximális értékét. A legnagyobb súrlódási tényező érték a mérési eredmények alapján 0,7 érték körüli volt, amely a versenypálya aszfalt szárász állapotában lépett fel.

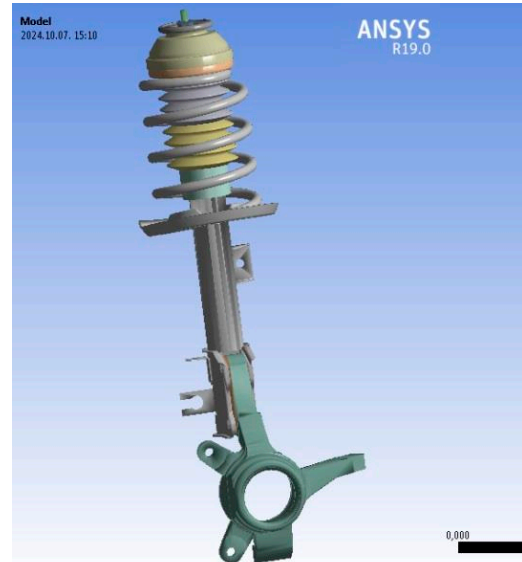
Mivel az 5 kg terhelő tömeg és a 7 kg terhelő tömeg értékekhez tartozó súrlódási tényező értékek nem egyeznek meg, ezért a terhelés számításához a két érték átlagát alkalmazzuk.

5. táblázat. Terhelés értékek

Aszf.	Szárász		Vizes		Homokos	
	μ_s	F_s	μ_s	F_s	μ_s	F_s
Ring	0,71	2611,9	0,55	2023,3	0,48	1765,8
Közú	0,58	2133,7	0,56	2060,1	0,54	1986,5

Az 5. táblázatból látható, hogy a legnagyobb terhelés a szárász aszfalt esetén adódik közúti aszfalt esetén, a legkisebb pedig a homokos aszfalt esetén a versenypálya aszfalton. A terhelés számítását az $F_s = \mu m g$ képlet alapján végeztük. Az autó tömegét 1500 kg- nak vettük, ennek negyede jut egy kerékre, egyenletes eloszlást feltételezve, azaz 375 kg. Súrlódási tényezőként az általunk mért- számított értékek közül a legnagyobbat, azaz 0,71 értéket vettük figyelembe.

Az így rendelkezésre álló terheléseket egy autó jobb első futómű felfüggesztésének végeeselemes vizsgálataihoz fogjuk terhelésként felhasználni. Jelenleg ez a vizsgálat folyamatban van, a végeeselemes modell az 5. ábrán látható.



5. ábra A szerkezet képe a végeeselemes rendszerben

3. ÖSSZEFOGLALÁS

Helyszínen végzett egyszerű mérések eredményeinek alapján, meghatároztuk a sűrűlési tényezőt autógumi és aszfalt között, száraz aszfalt, vizes aszfalt és homokszórással szennyezett aszfalt esetére, egy városi közút aszfaltját, illetve egy autó- motor versenypálya aszfaltját tekintve.

Az így kapott eredményekből terheléseket számoltunk az autó kerék felfüggesztésére, egy elképzelt kanyarban történő kicsúszás esetére. Főleg a statikus sűrűlési tényező maximális értékére volt szükségünk, mert ez az eset szolgáltatja a legnagyobb terhelést. Végeredményben a 0.71 érték bizonyult a legnagyobbknak, tehát a későbbiekben terhelések számításához ezt használjuk majd fel. Az így adódó legnagyobb terhelés 2611,9 N értékre adódott. Ez a vízszintes irányú terhelés fog hatni együttesen az önsúlyból származó 3678,75 N terheléssel. Ez remélhetőleg extrém igénybevételt fog jelenteni a kerékfelfüggesztés elemeire.

Rendelkezésre áll egy konkrét autótípus jobb mellső futómű felfüggesztés háromdimenziós modellje, valamint ANSYS végelelemes programrendszerben a felfüggesztés végelelemes modellje, ezt a modellt ellátva az így kiszámolt terhelésekkel, a további munka során végelelemes vizsgálatokat végzünk a felfüggesztés elemeinek feszültségi és deformációs állapotára. Ezeket az eredményeket fogjuk összehasonlítani a már előzőleg több diplomatervben és cikkekben publikált eredményekkel, melyek kátyúban haladás, ugratáskor történő becsapódás esetére vonatkoznak.

Ezeket a vizsgálatokat és eredményeket összegezve a kerék felfüggesztés extrém terheléseinek hatásait vizsgáljuk és összehasonlítjuk, minősítjük majd.

4. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerző ezúton kívánja köszönetét kifejezni a Miskolci Egyetem Gépészmérnöki karán folyó mérnökképzésért Alapítványnak a tanulmányi kirándulás megvalósulásához nyújtott anyagi támogatását, a Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézetének a szállásdíjhoz nyújtott támogatását, valamint külön köszönet Benyó Klára mesteroktatónak a tanulmányi kirándulás megszervezése és megvalósítása során nyújtott segítségéért, valamint Nagy Bence járműmérnök egyetemi hallgatónak a mérések megvalósítása és az eredmények leolvasása során kifejtett segítő együttműködéséért.

5. IRODALOM

- [1] BÓDI M., SZABÓ F. J.: Személygépkocsi jobb mellső futóművének végelelem vizsgálata, kátyúba hajtás esetén. In: Dr. Bihari, Zoltán (szerk.) *A jövő mérnökeinek prezentációi 2018*. Miskolc-Egyetemváros, Magyarország: Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet (2019) pp. 1-14., 14 p.
- [2] SZABÓ F. J.: Optimization of Springs Applied in Vehicle Suspension Structure. *LECTURE NOTES IN MECHANICAL ENGINEERING 2018* pp. 585-596., 12 p. (2018).
https://doi.org/10.1007/978-3-319-75677-6_51
- [3] SZABÓ F. J.: Finite Element Investigation of Tyre Loads of Cars Caused by Potholes. In: Boris, Obsieger (szerk.) *CADAM 2011: 9th International Scientific Conference on Advanced Engineering, Computer Aided Design and Manufacturing*. Rijeka, Horvátország: University of Rijeka, (2011) pp. 69-70., 2 p.
- [4] SZABÓ F. J.: Optimization of structures subjected to impact loading by programming FEM systems. In: Eichlseder, W (szerk.) *2nd Fatigue Symposium Leoben, Ausztria: Montanuniversität Leoben, Leoben Institute of Mechanical Engineering*, (2008) pp. 231-242., 12 p.
- [5] SZABÓ F. J.: Szerkezetbe csapódó test hatásának vizsgálata programozható végelelemes rendszerben *GÉP 58: 10- 11 pp. 125-128.*, 4 p. (2007)
- [6] KAMARÁN K.: Jellemző burkolati hibák fajtái, kialakulásuk okai (Burkolat, útkörnyezet kezelése) Nemzeti Szakképzési és Fejlesztési Intézet, Követelmény modul: 0598-06, Tartalom azonosító: SzT-013-30, Új Magyarország Fejlesztési Terv. Budapest, 2008.
- [7] SARKA F., BIHARI J.: Human-Electric hybrid drives in medium-sized cities by daily traffic, *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2018, 49, pp. 59-66.
https://doi.org/10.1007/978-3-319-75677-6_5

A SZÁMÍTÓGÉP SEGÍTETTE TERVEZÉSI MÓDSZEREK HATÁSA A MŰSZAKI TERVEZÉSBN

THE IMPACT OF COMPUTER-AIDED DESIGN METHODS IN ENGINEERING DESIGN

Szabó Kristóf*

ABSTRACT

The goal of technical design is that the method used and the process followed produce a tangible result that provides an optimal solution to a specific technical problem. With the help of computer technology tools, various planning support procedures can be created, which, in addition to the methods of classical design methodologies, make the work of design engineers easier.

1. BEVEZETÉS

Az alábbi cikk a számítógép segített tervezési folyamatok sajátosságait kívánja bemutatni.

A műszaki tudományok fejlődése kényszerít gyakorol a gépek, termékek és alkatrészek folyamatos megújulására. A számítástechnikának köszönhetően létrejöttek különféle tervezést segítő eljárások, amelyek megreformálták a klasszikus tervezési módszertanokat. Egy termék tulajdonságait nagy mértékben befolyásolja az alkalmazott tervezési metódus és az előállításához használt gyártóeszközök képessége. Az előző évtizedek alapján jelentős technikai fejlődés figyelhető meg a gyártástechnológia területén, ugyan is kifejlődtek és egyre inkább elterjedtek az additív megmunkálások is. Ezek az innovatív eljárások kikényszerítik, hogy a társtudományok, mint például a gép- és terméktervezés módszertana és annak szemlélete lépést tudjanak tartani a modern elvárásokkal.

A cikk második fejezete a módszertani alapokkal foglalkozik, ahol a 2.1. alfejezetben a tervezési szemléleteket részletezi. A 2.2. bekezdés a számítógép segített párhuzamos tervezés folyamatot mutatja be, kiegészítve az újdonság erejével bíró generatív tervezési folyamattal.

2. A TERVEZÉSMÓDSZERTAN ELMÉLETI ALAPJAI

A tervezési tevékenység célja az, hogy az előállított eredmény optimális megoldást nyújtson az adott műszaki problémára úgy, hogy az eleget tesz a társadalom jelenlegi elvárásainak a műszaki tudományok fejlettségi szintjének.

2.1. Klasszikus tervezésmódszertani eljárások

Egy klasszikus tervezési folyamat alapvetően két egységre bontható: koncepcionális tervezési szakaszra és konstrukciós tervezési szakaszra. A koncepcionális tervezési szakaszban a termékek funkcióstruktúra alakban alkotnak megoldásokat, amelyek előállítása szakmai tapasztalatot, kreativitást és absztrakt gondolkodást igényel a tervezőtől. A konstrukciós tervezési szakaszban konkrét, de átfogó műszaki ismeretek szükségesek ahhoz, hogy egy sikeres koncepció egy működő és végleges megoldássá alakulhasson át. Egy műszaki problémának számos eltérő minőségű megoldása lehet, ezért a tervezésmódszertan célja az, hogy leírjon egy ideális folyamatot, amely jól követhető és a műszaki probléma megszületésétől annak megoldásáig tart. Az elmúlt évszázadban különféle szemléletek és technikák jöttek létre, amelyek alapvetően két főcsoportra oszthatók: a társadalomtudományi és a természettudományos szemléletek. Az első ágon tulajdonképpen pszichológiai megközelítésről beszélünk, amely három eltérő: intuitív, kognitív és diszkurzív szemléletre bontható. A természettudományos szemléleteket az evolúciós és a matematikai megközelítés alkotja.

2.1.1 Intuitív tervezési modell

Az intuíción alapuló tervezési szemlélet tekinthető az egyik legkorábbi tervezési modellnek, amelyet szokás angolszász tervezési szemléletnek is nevezni. Az intuíción alapuló egy sajátos emberi gondolkodás, amely spontán és akaratlan cselekvés eredménye, ezért a megfelelő intuíción időszükséglete bizonytalan nagyságú. A tématerület jelentős kutatói Selye és Pólya volt [1], [3]. Az intuitív folyamatot jól magyarázza és illusztrálja Tajnafői modellje [4]. Ez a modell belső visszacsatolásokat tartalmaz, melyek miatt a tervezőnek bizonytalan nagyságú utat kell megtennie a feladat megértésétől annak megoldásáig. Az intuitív szemléletű tervezési iskola kevés szálon vezeti a tervezést, jellemzően egy összetett modell kialakítására törekszik úgy, hogy azt a legjobb közelítéssel oldja meg. A folyamat végén a terv minőségét és a várható tervezési időt nagy mértékben befolyásolja a konstruktőr mérnök

* mesteroktató, Miskolci Egyetem Szerszámgépészeti és Mechatronikai Intézet, Szerszámgépek Intézeti Tanszéke

szakmai rátermettsége, kreativitása és tehetsége. Ezek alapján a tervezési idő mennyisége fordítottan arányos a tervező szakmai tudásával és tehetségével, majd a terv várható minősége arányos a tervező egyéni képességeivel [5].

2.1.2 Kognitív tervezési modell

A kognitív tervezési folyamat alapvetően intuíción alapul, de részben nyílt és előre haladó rendszer jellemzi, amelyben a feladatmegoldásnak különféle szintjei vannak egy-egy modellel. Az új ötletek miatt nagy szerepe van az intuíciónak, azonban megjelenik az előíró szemlélet. A tervezés egzakt lépéseket követve halad előre, így tervezési idő becsülhetőbb. A kognitív szemlélet vagy más elnevezéssel megismerő jellegű tervezési iskola kevés szálon vezeti a tervezést, alapvetően egy jó konstrukcióra törekszik úgy, hogy a feladat különféle megoldási szintjein modelleket állít fel és ezeket sorozatos iterációval pontosítja és javítja. A kognitív tervezőiskola képviselője azt vallja, hogy a feladatot a tervezési fázis szintjein a legjobb közelítésekkel oldotta meg. Az elvi tervezés és a konstrukciós tervezés problémája szétválik. A tervezési folyamat általában gyorsabb, mint az intuitív tervezés modell esetén.

2.1.3 Diszkurzív tervezési modell

A diszkurzív tervezési folyamat egy tervszerűen kivitelezett mérnöki tevékenység, amelyben a tervezési folyamat különféle szintekre és funkcionális egységekre osztható. A megoldáskeresést a korábbi feltárt tapasztalatokra és működő megoldásokra alapozza. Az újszerű módszerfejlesztésnek számos kutatója van [2], [6]-[9], de Pahl és Beitz közös munkája tekinthető a legjelentősebb tanulmánynak, hiszen az egyik legjobb összefoglalást nyújtja a diszkurzív tervezési technikák tudományában [10]. A folyamat monoton előre haladó, mivel nem tartalmaz negatív visszacsatolásokat. A lehetséges megoldások száma növekszik, amelyek módszeres szelektáláson esnek át. A megoldások száma a felhasznált funkcióktól és a funkciókhoz rendelt megoldáselemek számától függ. Túl sok megoldáselem esetén előállhat az úgynevezett kombinatorikus robbanás jelensége, amely számítógépes támogatással kezelhető. Az ilyen szemléletű tervezési iskola a legjobb konstrukcióra törekszik azzal, hogy igyekszik kiválasztani a nagy számú lehetséges megoldás közül a legjobbat. A diszkurzív tervezési folyamat kis mértékben függ az intuíciónól, emiatt a terv várható minősége nem függ a tervező intuitív képességeitől, csak a tervezés megoldáselemeinek számától [5]. A tervezési időszükséglet fordítottan arányos, a megoldás minősége pedig arányos a tervező szakmai képességével. A rendszerben az egyéni kreativitás és tehetség konstansnak tekinthető.

2.1.4 Evolúciós tervezési szemlélet

A genetikai algoritmus a természetes szelekció elvein alapuló optimalizálási technika. A genetikai algoritmusok John Holland nevéhez köthetők, de David Edward Goldberg is nagy sikereket ért el a kutatásaival ebben a témában [12], [13]. A genetikai algoritmusokban az adott probléma lehetséges megoldásainak sokasága helyezkedik el, majd rekombináció és mutáció segítségével új egyedek jönnek létre, mint a természetes genetikában. Minden egyed rendelkezik egy fitness értékkel, amely egy célfüggvény alapján kerül meghatározásra. A rátermettebb egyedek nagyobb eséllyel kapnak arra, hogy egyedeket hozzanak létre, így generációkon keresztül folyamatosan fejlődhetnek ki egyre jobb és jobb megoldások. Ez egyezést mutat Darwin C. R. evolúciós elméletével, azonban sztochasztikus folyamatot feltételezve nincs garancia arra, hogy a megoldás optimális és a legjobb minőségű [14] - [16].

2.1.5 Matematikai tervezési szemlélet

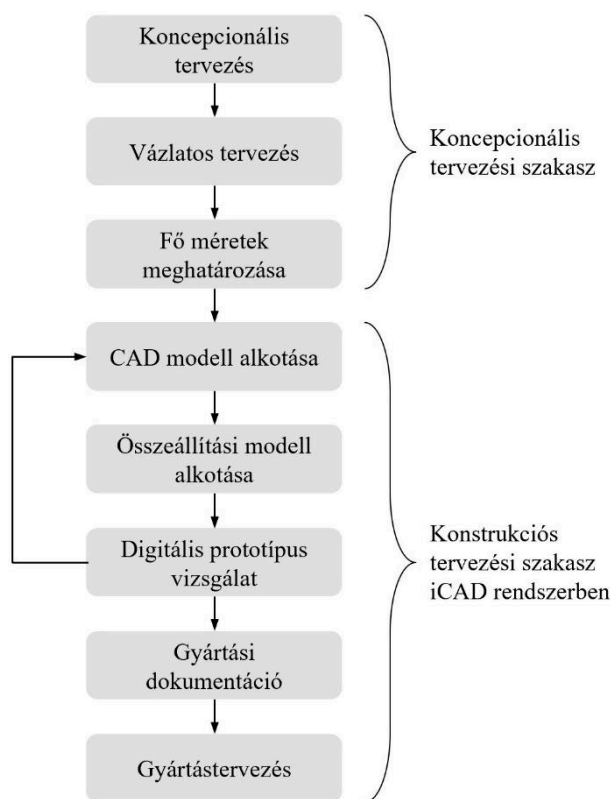
A műszaki tervezési folyamat matematikai szemlélete a különféle optimalizáló eljárások eszközeit részesíti előnyben. Egy tervezési folyamat bizonyos elemeit meg kell ismételni, amely a folyamat optimalizálási részét képviseli [17]. Ezek legtöbb esetben működési, gazdasági és gyártási szempontokhoz köthetők. Az ipari tervezésben és fejlesztésben jelentős növekedés figyelhető meg a iCAD rendszerek és a numerikus szerkezetanalízis eszközök használatában. A számítógéppel segített tervezői eljárások a folyamat korai fázisától kezdve alkalmazhatók, így lecsökkenthető a tervezés időszükséglete. Ezek a korszerű szimulációs eszközök lehetőséget nyújtanak arra, hogy a fizikai tesztek és kísérletek egy része elhanyagolhatóvá váljon. Numerikus eljárások segítségével egy kiinduló modell iteratív úton történő változtatásával közel optimális megoldás érhető el [11].

2.2. A számítógépes tervezői eszközök és a klasszikus géptervezés kapcsolata

Az elmúlt évtizedek során a mérnöki tervezés egyik legfontosabb eszköze a számítógép lett, amely kibővíti a tervezési eszközrendszerek halmazát, ezáltal megreformálja a hagyományos tervezési folyamatokról alkotott képet.

2.2.1 Párhuzamos tervezési folyamat

Az utóbbi évtizedekben többszörösére nőtt a rendelkezésre álló szoftveres technológiák száma, hiszen a különféle szakterületek különböző CAE célszoftvereket igényelnek. A számítógépes tervezői eszközök használatának köszönhetően úgynevezett párhuzamos tervezési folyamatot lehet megvalósítani.

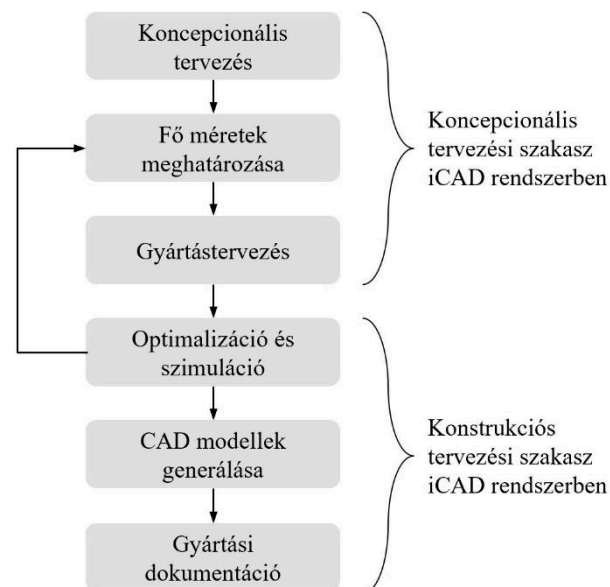


1. ábra A párhuzamos tervezési folyamat

Az 1. ábra bemutatja az iCAD (Integral Computer Aided Design) rendszerekben alkalmazott párhuzamos tervezési folyamatot. A konstrukciós tervezési szakasz iCAD rendszerben zajlik, ezért a részfeladatok párhuzamosodnak. A koncepcionális szakaszban sok esetben parametrikus 3D modellépítés történik, amelyet a CAE integrált modulok fel tudnak használni. A konstrukciós szakaszban a 3D-s CAD modellek digitális prototípus vizsgálatra van lehetőség, amely jellemzően a szerelhetőség vizsgálata, az ütközésvizsgálat és a különféle VEM analízisek. A végleges gyártási dokumentumok az iCAD rendszerben automatikusan generálhatók. Az iCAD rendszerben való tervezés azt eredményezi, hogy kevesebb prototípusra van szükség, mivel a megfelelő szimulációkkal, szoftveres környezetben az alkatrészek számos tulajdonsága nagy biztonsággal tesztelhető és ellenőrizhető, így idő- és költséghatékonyabb lehet a fejlesztés [5], [24], [25].

2.2.2 Generatív tervezési folyamat

A GD generatív tervezés újdonságnak számít a gépészeti tervezési feladatokban, azonban az additív és hibrid gyártástechnológia elterjedésének köszönhetően egyre szélesebb körben alkalmazhatók. A GD főbb jellemzője a mesterséges intelligencia alapú szoftver, amely különféle módszereket felhasználva optimalizálja a tervezés eredményére vonatkozó célkitűzéseket, például a minimális költség és/vagy tömeget.



2. ábra A generatív tervezési folyamat

A GD folyamat (2. ábra) abban különbözik a hagyományos módszerektől, hogy a generatív algoritmus automatikusan változtatja meg a termék modelljét és jóval több megoldásváltozatot szolgáltat. A GD már a tervezési folyamat korai szakaszában is alkalmazható, anélkül, hogy teljes koncepcionális terv állna rendelkezésre. Ennek köszönhetően a módszer teljesen új megoldásokat hoz létre úgy, hogy számításba veszi a gyárthatósági szempontokat is, ezáltal jelentősen csökkenti az alkatrész teszteléséhez kapcsolódó digitális prototípus vizsgálatának időszükségletét. Az ellenőrző szimulációk és különféle analízisek a tervezési folyamatba integrálódtak, amelyeket a szoftver automatikusan végez. A generatív tervezés eredményét nagy mértékben befolyásolja a gyártástechnológia megválasztása, amely lehet forgácsleválasztó eljárás, additív gyártás és öntés. A szoftver olyan megoldásokat állít elő, amelyek megfelelnek a kiválasztott eljárásnak. Nagy előny, hogy az additív és hibrid megmunkálást feltételezve funkció-összevonással olyan több alkatrészből álló termékek is egyesíthetők, amelyek a hagyományos gyártástechnológia miatt korábban ezt nem tették lehetővé [18] - [23].

3. ÖSSZEFOGLALÁS

A tervezéshez alkalmazott szemléletet és eszközrendszert mindig is az adott kor technikai fejlettsége határozta meg. A módszeres tervezés eszközrendszere párhuzamosan bővül a különféle iCAD rendszerek fejlődésével. A tervezői eszközrendszer legújabb tagja a GD generatív tervezési modul. A GD módszer nyújtotta tervezői problémamegoldást úgynevezett paradigmaváltás fogalmával illetik a téma kutatói és fejlesztői, mert megreformálja a klasszikus szemléleteket. A műszaki tervezés fejlődése egyfajta

összemosódást mutat az egyes szemléleteken belül és valójában az eltérő metódusok leginkább egyre jobban kiegészítik egymást. A generatív tervezői modul alapjait tekintve egy optimalizáló szoftver, amely felhasználja az egyes matematikai szemléletek halmazából a szerkezetoptimalásra irányuló eljárásokat. A szoftver alapvető működését kiegészít az evolúciós eszközrendszerben alkalmazott genetikai algoritmusok integrálása, amely a természetben fellelhető evolúciós folyamatokat próbálja minél pontosabban leírni és integrálni a számítógépes tervezési folyamatokba. Tehát a diszkurzív tervezési modell tekinthető a fejlődés irányának, hiszen a folyamat eszközrendszerébe integrálódott célszoftverek bevonják a különböző szemléletek vagy metódusok elemeit, így a diszkurzív szemlélet afféle tervezési multidiszciplinának tekinthető.

4. IRODALOM

- [1] Selye, J.: Álomtól a felfedezésig – Egy tudós vallomása, Akadémiai Kiadó, Budapest, 1967.
- [2] Hansen, F.: Konstruktionssystematic– Grundlagen für eine allgemeine Konstruktionslehre, ETO 621.002.2, VEB Verlag Technik, Berlin, 1965.
- [3] Pólya, Gy.: A gondolkodás iskolája–hogyan oldjunk meg feladatokat? Akkord Kiadó, 2000, ISBN 963 7803 75 0
- [4] Tajnafői, J.: Szerszámgéptervezés I., Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest 1974.
- [5] Takács Gy., Zsiga Z., Szabóné M. I., Hegedős Gy.: Gyártóeszközök módszeres tervezése, Nemzeti Tankönyvkiadó, Miskolc, 2011.
- [6] Rodenacker, W. G.: Methodisches Konstruieren, Springer Verlag, Berlin, 1976, ISBN 3 540 07513 5
- [7] Koller, R.: Konstruktionslehre für den Maschinenbau–Grundlagen zur Neu- und Weiterentwicklung technischer Produkte, Springer-Verlag, Berlin, 1994.
- [8] Roth, K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen, VEB Verlag Technik, Berlin, 1982, ISBN 963 10 7246 0
- [9] Deciu, E. R., Ostorosi, E., Ferney, M., Gheorghe, M.: Configurable product design using multiple fuzzy models, Journal of Engineering Design, 16(2), 2005, pp. 209-233. ISSN 0954-4828
<https://doi.org/10.1080/09544820500031526>
- [10] Pahl, G., Beitz, W.: Konstruktionslehre – Handbuch für Studium und Praxis, Springer-Verlag, Berlin, 2007, ISBN 963 10 3796 7
- [11] Erdős, S. Cs., Gyurecz, Gy., Janik, J., Körtélyesi, G.: Mérnöki Optimalizáció, egyetemi tananyag, 2012, ISBN 978-963-279-538-6
- [12] Goldberg, D. E., Manohar, Samtani P.: Engineering optimization via genetic algorithm, in will, Proceedings of Conference on Electronic Computation, ASCE, (-), 1986, pp. 471-482.
- [13] Holland, J.: Adaptation in Natural and Artificial Systems, MIT Press, 1992, ISBN 978-0262581110
- [14] Darwin, C. R.: The origin of species by means of natural selection, or the preservation of favoured races in the struggle for life, London, 1872.
- [15] Mitchell, Melanie: An Introduction to Genetic Algorithms, MIT Press, 1996, ISBN 978-0585030944
- [16] Szabó, K.: A brief overview of genetic algorithms, Design of Machines and Structures, 13(2), 2023, pp.113-120. <https://doi.org/10.32972/dms.2023.021>
- [17] Takács, Á.: Computer Aided Concept Building, Solid State Phenomena 261, 2017, pp. 402-407. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.261.402>
- [18] Cadalyst, L. M.: An Introduction to Generative Design – A Digital Guide from the Editors of Cadalyst, Cadalyst Longitude Media, 2018. https://cadalyst.tradepub.com/free/w_cada04/prgm.cgi
- [19] Szabó, K., Hegedűs, Gy.: A generatív tervezést támogató szoftverek rövid áttekintése, Multidiszciplináris Tudományok: A Miskolci Egyetem közleménye, 10(3), 2020, pp. 328-337. <https://doi.org/10.35925/j.multi.2020.3.39>
- [20] Zuo, K., Chen, L., Zhang, Y., Yang, J.: Study of key algorithms in topology optimization, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 32, 2007, pp. 787–796. <https://doi.org/10.1007/s00170-005-0387-0>
- [21] Bendsoe, M.: Optimization of Structural Topology, Shape, and Material, Springer-Verlag, Berlin, 1995, ISBN 978-3-662-03117-9. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-03115-5>
- [22] Rozvany, G.: Aims, scope, methods, history and unified terminology of computer-aided topology optimization in structural mechanics, Structure and Multidisciplinary Optimization, 21(2), 2001, pp. 90-108. <https://doi.org/10.1007/s001580050174>
- [23] Borsodi, E., Takács, Á.: Generative Design: An Overview and Its Relationship to Artificial Intelligence, Design of Machines and Structures, ISSN 1785-6892 (printed), ISSN 2064-7522 (online), 12(2), 2022, pp. 54-60. <https://doi.org/10.32972/dms.2022.013>
- [24] Hegedűs, Gy.: Newton's method based collision avoidance in a CAD environment on ball nut grinding, The international journal of advanced manufacturing technology, 2015, <https://doi.org/10.1007/s00170-015-7796-5>
- [25] Hegedűs, Gy., Takács, Gy., Patkó, Gy.: Determination of Tool Profile for Ballnut Grinding by Numerical Methods, Proceedings of the Thirteenth International Conference on Tools: ICT, 2012, ISBN:9789639988354

HATÉKONYSÁGJAVÍTÁS NAPELEMEKNÉL INFRAVÖRÖS VISSZAVERŐ FÓLIÁK ALKALMAZÁSÁVAL A PERC TECHNOLÓGIÁBAN

EFFICIENCY IMPROVEMENT OF SOLAR PANELS USING INFRARED REFLECTIVE FOILS IN PERC TECHNOLOGY

Szalánczi Dávid*, Dr. Bencs Péter**

ABSTRACT

This study examines the temperature-dependent efficiency degradation of different solar panel technologies (traditional, PERC, PERC + UV reflective foil) in a simulated environment. Using Simulink software, we modeled the behavior of these technologies on a hot August day in Miskolc, with an external temperature of 30-35°C and solar radiation intensity of 950-1050 W/m². The results show that PERC + UV technology significantly reduced panel temperatures, thereby slowing efficiency loss, particularly in hot climates. Compared to traditional solar panels, the PERC technology panels operated at lower temperatures, improving energy efficiency and extending their lifespan.

1. BEVEZETÉS

A napelemek a megújuló energiaforrások iránti növekvő igény miatt kulcsszereplőkké váltak az energiapiacra. Az energiahatékonyság növelése és a fosszilis tüzelőanyagok csökkentése érdekében elengedhetetlen a napelemes technológiák fejlesztése.

A magasabb hőmérséklet csökkenti a napelemek hatékonyságát, mivel a félvezető anyagok teljesítménye hőmérsékletfüggő. A PERC (Passivated Emitter and Rear Contact) technológia ezt a problémát csökkenti, mivel visszaveri az infravörös sugarakat, ezzel mérsékelve a panelek hőmérsékletét. Ennek köszönhetően a PERC napelemek még forró környezetben is jobb teljesítményt nyújtanak.

Az infravörös visszaverő rétegek, mint a PERC technológia, egyre nagyobb szerepet játszanak a napelemek hatékonyságának és élettartamának növelésében, kedvezőbb és költséghatékonyabb megoldást kínálva más módszerekkel.

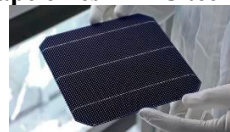
2. IRODALMI ÁTTEKINTÉS

A napelemek hőmérsékletfüggő teljesítménye széles körben vizsgált terület, mivel a magas hőmérséklet csökkentheti a hatásfokot. Vogt és társai (2017) kimutatták, hogy a PERC technológiával ellátott napelemek alacsonyabb hőmérséklet-emelkedést mutatnak a hagyományos panelekhez képest, ami javítja a hatékonyságukat forró éghajlaton. [1]

Perrakis és munkatársai (2020) a radiatív hűtés alkalmazását vizsgálták, ami lehetővé teszi a napelemek számára, hogy hőenergiát sugározzanak ki az űrbe, ezzel csökkentve a panel hőmérsékletét és javítva a teljesítményt. [2] Ez a technológia különösen hasznos lehet trópusi és sivatagi régiókban, ahol a napelemek gyakran túlmelegednek.

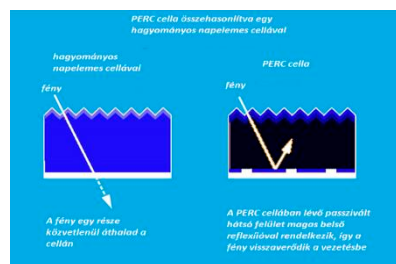
Ipari példaként a First Solar különböző innovatív hűtési megoldásokat vezetett be napelemparkjaiban, amivel növelte a panelek hatékonyságát és ellenállóképességét szélsőséges időjárási viszonyok között. A kutatások igazolják, hogy a PERC technológia és a passzív hűtési megoldások kombinációja jelentős teljesítménynövekedést eredményezhet a napelemparkokban [3].

2.1. Napelemes PERC technológia



1. ábra: PERC technológiás napelem

A PERC (Passivated Emitter and Rear Contact) technológia (1. ábra) eltér a hagyományos napelemektől mind felépítésében, mind gyártásában. Egy speciális alumínium vezetőréteget helyeznek a cella hátoldalára, amely visszatükrözi a hasznosítatlanul áthaladó fényt, növelve a fotonok által megtett utat és az elektronokká alakulás esélyét. Ez javítja az áramtermelést, és még az infravörös fényt is hasznosítja, bár kisebb mértékben, mivel az kevesebb energiát hordoz. A technológia fő előnye, hogy kevésbé hajlamos túlmelegedni (2. ábra).



2. ábra: a PERC technológiás napelem működése a hagyományos technológiás napelemhez képest

* PhD hallgató, Miskolci Egyetem, Sályi István Gépészeti Tudományok Doktori Iskola

** Egyetemi Docens, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Intézeti Tanszék

A technológia fő előnye a hőmérsékletcsökkentés, ami növeli a hatékonyságot. A PERC-et 1984-ben fejlesztették ki, de költséghatékonysági szempontok miatt csak az utóbbi években vált széles körben elérhetővé. Gyakran kombinálják az ARC (Anti-Reflective Coating) technológiával, amely csökkenti a fény visszaverődését, így felhős időben, valamint reggeli és esti fényviszonyok között is jobb hatékonyságot nyújt.

Ez a technológia mind monokristályos, mind polikristályos napelemeknél alkalmazható, bár a monokristályos változatok elterjedtebbek. [4]

3. ANYAGOK ÉS MÓDSZEREK

3.1. Időjárási környezet és szimulációs beállítások

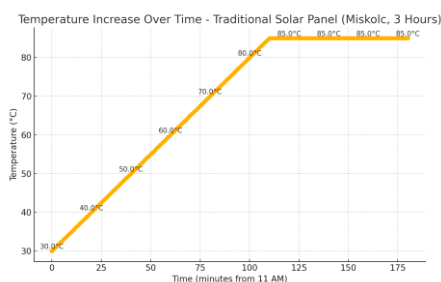
A vizsgálat Miskolc városára, egy tipikus augusztusi napon történt, amikor a hőmérséklet és a napsugárzás magas volt. A szimuláció során az alábbi paramétereket vettem figyelembe:

- **Külső hőmérséklet:** 30-35°C közötti hőmérséklet, amely egy forró nyári napot modellez.
- **Napsugárzás intenzitása:** 950-1050 W/m² közötti napsugárzás, ami a nap legmelegebb időszakát reprezentálja.
- **Szélesendes környezet:** Szél nélkül modellezve, így a panelek hőmérséklet-csökkentő képességére koncentráltunk.

A cél az volt, hogy megfigyeljük, mennyi idő alatt érik el a különböző napelem-technológiák az egyensúlyi hőmérsékletüket, és hogyan változik a hatásfokuk az idő előrehaladtával. A Simulink segítségével modelleztem a hagyományos, PERC, és PERC + UV fóliás technológiákat, amelyek közül a PERC + UV fólia jelentősen csökkentette a panelek hőmérsékletét, növelve ezáltal a teljesítményüket.

4. SZIMULÁCIÓK

4.1.1. Hagyományos napelemek

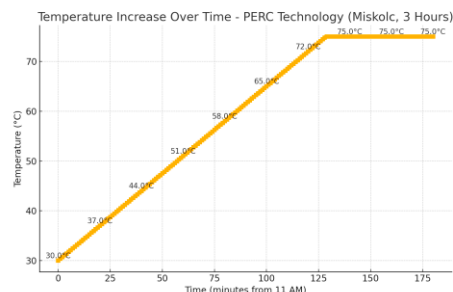


3. ábra: Hagyományos napelem panel hőmérséklet-növekedése az idő múlásával

Ez az ábra (3. ábra) bemutatja, hogyan növekszik a hagyományos napelemek hőmérséklete az idő előrehaladtával. A hőmérséklet gyors növekedése egyértelműen látható, mivel ezek a napelemek nincsenek felszerelve hőcsökkentő mechanizmusokkal. Az első órában jelentős hőmérséklet-emelkedés tapasztalható, ami a napelemek hatékonyságának gyors csökkenéséhez vezet. A hagyományos napelemeknél az ilyen hőmérsékleti emelkedés akár 85°C-ra is nőhet, ami rontja

a félvezető anyagok teljesítményét. Az ábra vizuálisan is kiemeli, hogy milyen mértékben veszít hatékonyságából a napelem a hőmérséklet növekedésével. Mivel a panelek hűtés nélkül működnek, a hatékonyság drasztikusan csökken a nap folyamán.

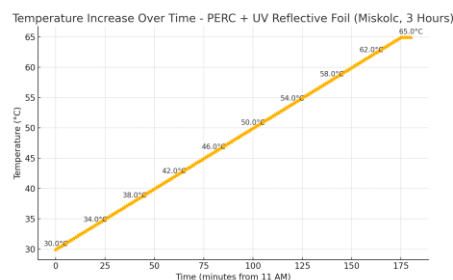
4.1.2. PERC technológia



4. ábra: PERC napelem panel hőmérséklet-növekedése az idő múlásával

A PERC technológiával készült napelemek ábráján látható (4. ábra), hogy a hőmérséklet-növekedés lassabb ütemben történik, mint a hagyományos napelemek esetében. Ez a technológia visszaveri az infravörös sugarakat, így a napelemek kevesebb hőt nyelnek el, ami hosszabb ideig megőrzi a hatékonyságukat. Az ábra azt is mutatja, hogy a PERC napelemek később érik el az egyensúlyi hőmérsékletet, ami nagyobb teljesítménynövekedést eredményez. A hőmérséklet-emelkedés lelassulása lehetővé teszi, hogy ezek a panelek jobb teljesítményt nyújtsanak a forró környezetben, csökkentve a teljesítményvesztést. Összességében az ábra egyértelműen demonstrálja a PERC technológia hatékonyságát a hőmérsékleti problémák kezelésében.

4.1.3. PERC + UV visszaverő fólia

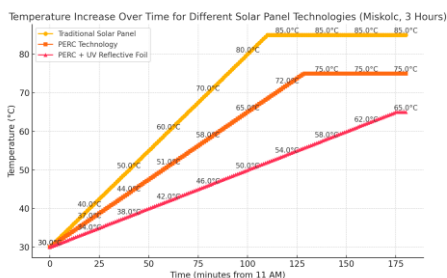


5. ábra: PERC + UV visszaverő fóliás napelem panel hőmérséklet-növekedése az idő múlásával

Ez az ábra a PERC + UV visszaverő fóliás napelemek hőmérsékletnövekedését mutatja (5. ábra). A fólia célja, hogy még tovább csökkentse a napelemek hőelnyelését azáltal, hogy visszaveri az UV és infravörös sugarakat. Az ábra alapján látható, hogy ezek a napelemek alacsonyabb hőmérsékleten működnek, mint a hagyományos és PERC technológiás panelek. Az UV visszaverő fólia segít fenntartani a panelek teljesítményét, mivel jelentősen lassítja a hőmérséklet

növekedését, így hosszabb ideig képesek hatékonyan működni.

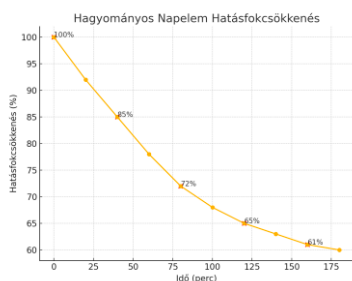
Az alábbi ábrák bemutatják a különböző napelem-technológiák hőmérséklet-növekedését 3 órán keresztül (6. ábra):



6. ábra: a 3 típusú napelem panel hőmérséklet-növekedése az idő múlásával

Az összefoglaló ábra világosan bemutatja a három különböző napelem-technológia hőmérséklet-növekedését egymáshoz viszonyítva (6. ábra). A hagyományos napelemek hőmérséklete gyorsan emelkedik, míg a PERC technológiás napelemek lassabb ütemben melegsznek fel. A PERC + UV visszaverő fóliás napelemek a leghatékonyabbak, hiszen a leglassabban melegednek fel. Az ábra megmutatja, hogy minél hatékonyabb a hőmérséklet-szabályozó technológia, annál alacsonyabb hőmérsékleten működnek a napelemek, és annál hosszabb ideig képesek megőrizni teljesítményüket.

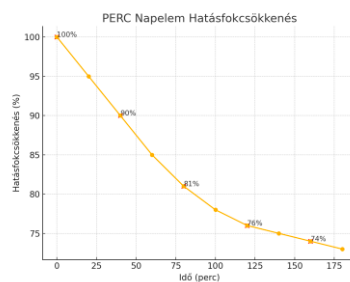
4.2.1. Hagyományos napelem hatásfokcsökkenése



7. ábra: Hagyományos napelem panel hatásfokcsökkenése az idő múlásával

Ez az ábra (7. ábra) a hagyományos napelemek hatásfokcsökkenését mutatja az idő előrehaladtával. Az első 50 percben a hatásfok 85%-ra csökken, ami jelentős teljesítményvesztést jelent rövid időn belül. 100 perc elteltével a hatásfok már csak 72%-os, ami azt mutatja, hogy a hőmérséklet-emelkedés jelentős hatást gyakorol a panelek hatékonyságára. A 175. perc után a hatásfok mindössze 61%-ra csökken, ami nagy mértékű teljesítménycsökkenést jelez. Az ábra egyértelműen szemlélteti, hogy a hagyományos napelemek a legérzékenyebbek a hőmérséklet-emelkedésre, és a leggyorsabban veszítik el a hatékonyságukat.

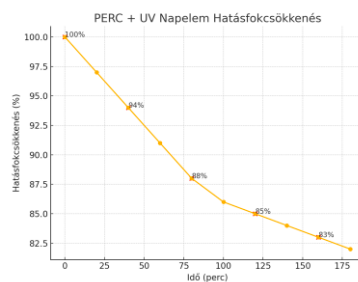
4.2.2. PERC technológiás napelem hatásfokcsökkenése



8. ábra: PERC technológiás napelem panel hatásfokcsökkenése az idő múlásával

Az ábra (8. ábra) a PERC technológiás napelemek hatásfokának időbeli csökkenését ábrázolja. Az első 50 perc alatt a hatásfok 90%-ra csökken, 100 perc elteltével a hatásfok 81%-ra esik vissza, ami már jelentős teljesítménycsökkenés. Az idő múlásával a hatásfok tovább csökken, és 175 perc után már csak 74%-os teljesítményt nyújt. Ez az ábra jól szemlélteti, hogy bár a PERC technológia jobb hőmérséklet-kezelést biztosít a hagyományos napelemekhez képest, a hatásfok csökkenése még mindig jelentős. A nagyobb hőmérséklet-emelkedés hamarabb kezd hatást gyakorolni a panelek teljesítményére, és hosszabb távon ez alacsonyabb energiahatékonyságot eredményez.

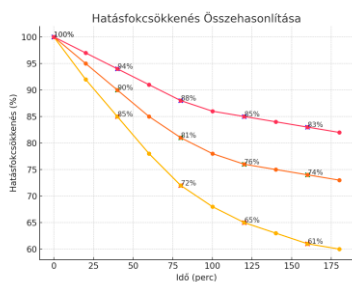
4.2.3. PERC + UV visszaverő fóliás napelem hatásfokcsökkenése



9. ábra: PERC + UV fóliás napelem panel hatásfokcsökkenése az idő múlásával

Az ábra (9. ábra) a PERC + UV fóliás napelemek hatásfokcsökkenését mutatja az idő függvényében. Az első 50 perc alatt a hatásfok 94%-ra csökken, ami viszonylag mérsékelt csökkenést jelent. Ahogy a hőmérséklet tovább növekszik, a hatásfok 100 perc elteltével 85%-ra esik vissza. A végső, 175 perces mérésnél a hatásfok 83%-os, ami szintén elfogadható csökkenés, figyelembe véve a külső körülményeket. Ez az ábra jól mutatja, hogy a PERC + UV technológia kevésbé érzékeny a hőmérséklet-emelkedésre, mivel a hatásfok csökkenése lassabb ütemű. Az alacsonyabb hőmérsékletnek köszönhetően a napelemek hosszabb ideig képesek fenntartani a hatékonyságukat.

4.2.4. Hatásfokcsökkenés Összehasonlítása a Három Technológiában



10. ábra: a 3 típusú napelem panel hatásfokcsökkenése az idő múlásával

Az ábra (10. ábra) összehasonlítja a három különböző napelem-technológia hatásfokcsökkenését az idő előrehaladtával. A PERC + UV fóliás technológia mutatja a legkisebb mértékű hatásfokcsökkenést, 175 perc elteltével is csak 83%-ra csökken a hatásfoka. A PERC technológia ezzel szemben 74%-os hatásfokkal rendelkezik ugyanebben az időpontban, míg a hagyományos napelemek teljesítménye mindössze 61%. Ez az ábra jól szemlélteti a három technológia közötti különbséget a hőmérséklet okozta hatásfokcsökkenés terén. A PERC technológia is jelentős javulást mutat a hagyományos napelemekhez képest, de az UV fólia további hatékonyságnövelő tényezőként szolgál.

5. ELEMZÉS ÉS MEGBESZÉLÉS

A szimuláció során három napelem-technológia hőmérsékletnövekedését vizsgáltuk egy nyári napon Miskolc időjárási körülményei között. Az eredmények szerint a hagyományos napelemek hőmérséklete gyorsan emelkedik, két órán belül akár 85°C-ra is felmelegedhet, ami jelentős hatásfokcsökkenést eredményez.

- **Hagyományos napelemek:** Az egyensúlyi hőmérséklet elérése 1,5-2 órán belül történik, ami körülbelül 85°C-os hőmérsékletet jelent.

- **PERC napelemek:** A PERC technológia lassítja a hőmérsékletnövekedést, a panelek 10-15°C-kal alacsonyabb hőmérsékleten stabilizálódnak, javítva ezzel a hatékonyságot.

- **PERC + UV fólia:** Ez a technológia akár 20°C-kal alacsonyabb hőmérsékleten működik a hagyományos napelemekhez képest, biztosítva a legnagyobb hőmérsékletcsökkenést és a leghosszabb ideig tartó hatékonyságot.

Az eredmények alapján az UV visszaverő fólia jelentősen csökkenti a panelek hőmérsékletét, ami javítja a hatásfokot. Az ábrák egyértelműen bemutatják a különböző technológiák közötti különbségeket, és alátámasztják, hogy a PERC + UV fóliás technológia a leghatékonyabb megoldás a hőmérséklet okozta teljesítménycsökkenés mérséklésére.

6. KÖVETKEZTETÉSEK

A kutatás rávilágított arra, hogy a PERC technológia jelentős előnyt nyújt a hagyományos napelemekhez

képest. A PERC panelek alacsonyabb hőmérsékleten működnek, csökkentve a hő okozta hatásfokcsökkenést. A PERC + UV fóliás panelek tovább növelik ezt a hatékonyságot, akár 20°C-kal alacsonyabb működési hőmérséklettel.

A hőmérséklet csökkentése kritikus tényező a hatékonyság növelésében, különösen meleg, napsütéses időszakokban. A PERC + UV fóliás technológia bizonyult a leghatékonyabbnak. A jövőbeli kutatásoknak az anyagok fejlesztésére és új kombinációk kipróbálására kellene fókuszálniuk, hogy tovább növeljék a teljesítményt.

7. EREDMÉNYEK

A szimulációk megmutatták, hogy a hagyományos napelemek hőmérséklete két órán belül 85°C-ra emelkedik, ami jelentős hatásfokcsökkenést okoz. A PERC napelemek lassabb hőmérséklet-növekedést mutattak, és 70-75°C-on stabilizálódtak, hosszabb ideig megőrizve hatékonyságukat.

A PERC + UV fóliás technológia még nagyobb hatékonyságjavulást eredményezett, a panelek 60-65°C között működtek, ami tovább javította a teljesítményt. Az alacsonyabb hőmérséklet nemcsak az energiahatékonyságot növelte, hanem a panelek élettartamát is, mivel kevesebb hő okozta degradációnak voltak kitéve.

8. FORRÁSOK

[1] Vogt, M. R., Schulte-Huxel, H., & Blankemeyer, S. (2016, November). *Reduced module operating temperature and increased yield ... Reduced Module Operating Temperature and Increased Yield of Modules With PERC Instead of Al-BSF Solar Cells.* https://www.researchgate.net/publication/309756771_Reduced_Module_Operating_Temperature_and_Increase_of_Yield_of_Modules_With_PERC_Instead_of_Al-BSF_Solar_Cells

[2] Perrakis, G., Tasolamprou, A. C., Kenanakis, G., Economou, E. N., Tzortzakis, S., & Kafesaki, M. (2021). *Passive radiative cooling and other photonic approaches for the temperature control of photovoltaics: a comparative study for crystalline silicon-based architectures.* Optica Publishing Group. <https://opg.optica.org/oe/fulltext.cfm?uri=oe-28-13-18548&id=432439>

[3] A. Green, M., Crowell, C. R., Kranz, C., Kiefer, F., Altermatt, P. P., Fischer, G., Wilking, S., Walter, D. C., Blakers, A. W., Fossum, J. G., Hezel, R., Benick, J., Chong, C. M., & Zhang, F. (2015, July 16). *The passivated emitter and rear cell (perc): From Conception to mass production.* Solar Energy Materials and Solar Cells. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0927024815003244>

[4] investment, energo. (2021, June 9). *Mi A Napelem Perc Technológia?*. EnerGo Investment - Napelem, inverter, hőszivattyú nagykereskedelem. <https://energo-investment.hu/mi-a-napelem-perc-technologia>

CONTENTS

1. <i>Judit Albert, Dr. Ágnes Takács:</i> OPTIMIZING SEALING PERFORMANCE WITH A FINITE ELEMENT METHOD AND MULTI-CRITERIA DECISION-MAKING APPROACH	5	14. <i>Imre Marada, Dr. János Bihari:</i> ANALYSING THE PITCH FAULTS OF SMALL PLASTIC GEARS	65
2. <i>withdrawn article</i>		15. <i>Messaoudi Abderrazek, László Péter Kiss, Krzysztof Murawski:</i> THE INFLUENCE OF NON-SYMMETRICAL SUPPORTS ON THE STABILITY OF ARCHES	69
3. <i>Kristóf Bányai, Vadászné Prof. Dr. Gabriella Bognár:</i> ANALYSIS OF TRIBOLOGICAL PARAMETERS OF COATINGS	13	16. <i>Luca Molnár, Péter T. Zwierczyk:</i> 3D PRINTING AND MECHANICAL EVALUATION OF LATTICE STRUCTURES OF LUMBAR STABILIZATION SPINAL IMPLANTS	73
4. <i>András Bártfai, Zoltán Dombóvári:</i> EXPERIMENTAL VALIDATION OF THE TUNEABLE CLAMPING TABLE OPTIMAL TUNING AND DESIGN OF A COMPATIBLE WORKPIECE	19	17. <i>Attila Piros, Lajos Molnár Szőke:</i> INTELLIGENT TABLE IN POSTGRADUATE EDUCATION	77
5. <i>Máté Berecz, Péter Bencs:</i> BUILDING MODEL TEST IN WIND TUNNEL	23	18. <i>Piros Attila, Trautmann Laura:</i> SERVING AN INTELLIGENT TABLE USING A FUZZY LOGIC-BASED SCHEDULING METHOD	81
6. <i>István Besenyei, Dr. Zoltán Bihari:</i> BENDING TEST OF ALUMINIUM PROFIL FOR MECHANICAL ENGINEERING	27	19. <i>Ferenc Sarka, Péter Almási:</i> RECONSTRUCTION OF A WORMGEAR DRIVE USING 3D PRINTING - CASE STUDY	85
7. <i>Dr. Zoltán Bihari, István Besenyei:</i> ONLY ONE KIND OF NUT? – NOT (NUT) EVERYONE’S CUP OF TEA	31	20. <i>Viktor Sári-Barnácz, Dr. János Tibor Goda:</i> INDIRECT HYPERELASTIC MATERIAL MODEL IDENTIFICATION USING PRODUCTION LINE DATA OF AUTOMOTIVE SEALING ASSEMBLY PROCESS	91
8. <i>Dávid Bodnár, Dr. Károly Jármai:</i> INDUSTRIAL ROBOT ARM DAMPING COEFFICIENT AND FREQUENCY RESPONSE TESTING WITH MEASUREMENT AND FINITE ELEMENT METHODS	35	21. <i>Bálint Siktár, Dr. György Hegedűs, Dr. József Kakuk:</i> INVESTIGATING THE KINEMATICS AND THE VIBRATION OF A HEDGE TRIMMER	97
9. <i>Péter Bozay, Dávid Bodnár, Dr. Károly Jármai:</i> MOTION ENLARGEMENT AT STRUCTURES, LITERATURE REVIEW, APPLICATION	39	22. <i>János Ferenc Szabó:</i> GRAPHO-ANALYTICAL OPTIMIZATION IN 3D	101
10. <i>Dr. Csaba Dömötör:</i> REQUIREMENTS AND POSSIBILITIES FOR COMPONENTS OPTIMIZED FOR ADDITIVE MANUFACTURING	45	23. <i>János Ferenc Szabó:</i> EXTREME LOAD OF THE UNDERCARRIAGE OF A CAR	105
11. <i>Dr. Viktor Gotthard:</i> MODULAR PRINCIPLE DESIGN (DFM) THEORY AND PRACTICE: MODULAR DESIGN OF GIANT 3D-PRINTER AND PRODUCT DEVELOPMENT	51	24. <i>Kristóf Szabó:</i> THE IMPACT OF COMPUTER-AIDED DESIGN METHODS IN ENGINEERING DESIGN	109
12. <i>Dr. Károly Jálics, Balázs József Kriston:</i> INVESTIGATION OF THE TIME DELAY OF ARRIVAL (TDOA) METHOD FOR DIAGNOSTIC PURPOSES ON MOTOR VEHICLES	57	25. <i>Dávid Szalánczi, Dr. Péter Bencs:</i> EFFICIENCY IMPROVEMENT OF SOLAR PANELS USING INFRARED REFLECTIVE FOILS IN PERC TECHNOLOGY	113
13. <i>Pálma Kapitány:</i> DEVELOPMENT OF CURTAIN MOVING SYSTEM WITH REMOTE CONTROL AND AUTOMATIC OPERATION IN CASE OF FIRE	61		

GÉP

The technical, business, investment, sales, research and development, market information journal of
THE SCIENTIFIC ASSOCIATION FOR MECHANICAL ENGINEERING

President of Editorial

Board:

Dr. Gabriella Vadászné
Bognár

General Editor:

Dr. Csaba Dömötör

Deputy editors-in-chief:

József Vesza

Deputy:

Dr. György Ábrahám

Dr. István Barkóczy

Dr. Lajos Borbás

Dr. Árpád Czifra

Dr. József Danyi

Dr. Gusztáv Fekete

Dr. Péter Horák

Dr. Sándor Horváth

Dr. Béla Illés

Dr. Endre Jánosi

Dr. Károly Jármái

Dr. József Kakuk

Dr. Gábor Kalácska

Dr. Márk Lelkes

Dr. János Kanócz

Dr. László Könözsy

Dr. Tamás Mankovits

Dr. Márton Máté

Dr. Ferenc Orbán

Dr. Gyula Patkó

Dr. Attila Piros

Dr. László Soltész

Dr. István Szabó

Dr. Szabolcs Szávai

Dr. János Száva

Dr. Ferenc Szigeti

Dr. Imre Timár

Dr. Zoltán Weltsch

DEAR READER,

This journal, which you hold in your hands, summarises the material of the development and research works presented in the professional lectures of the jubilee XL Seminar of Machine Designers and Product Developers. The authors submitted 35 presentations for the conference held on November 7-8, 2024. Most of the presentations and some other publications, a total of 25 articles, are published here in printed form. We would like to thank the authors and reviewers for their work.

Allow me, Dear Reader, to briefly introduce the history of the National Seminar of Machine Designers and Product Developers. At the national secretary meeting of the Scientific Association for Mechanical Engineering in town Téglyás in August 1972, took part 234 delegates from 110 companies and institutions, mostly senior specialists in construction activities, dealt with industrial construction work and its organization. The meeting dealing with construction and design process was initiated by prof. Dr. Zénó Terplán, prof. Dr. József Magyar and Dr. Rezső Száday chief designer, at that time.

The first meeting was held on 22-24 August, 1973 with the participation of the staff of the Department of Machine Elements of the University of Miskolc. The meeting was opened by Professor Dr. Jenő Varga, chief designer of the GANZ Company, emphasizing that there was no such event in Hungary before. After the 1975 event, the Conference of Leading Designers was transformed into the National Seminar of Machine Designers in 1977.

In keeping with our traditions, several industry professionals will be represented at this year's conference. The new research and development projects presented that the world is constantly changing. Today's priority topics include developments centered around the additive manufacturing technologies, the environmental protection or research into modern practices of product development and machine construction. In parallel, the continuous development of traditional technologies supporting new directions is also taking place.

The organizers of the seminar understood that the engineers at the beginning of their career and BSc, MSc and PhD students are also happy to attend regular professional gatherings and would be happy to publish their research and development works. The articles are published in printed form on journal GÉP and on the gepujzag.hu website, in our case with the support of the Scientific Association for Mechanical Engineering and Gazdász Ltd. Thanks for that.

Dr. Csaba Dömötör
Secretary of the Seminar

Managing Editor: Dr. Csaba Dömötör • Editor's address: H-3515 Miskolc, Egyetemváros

Phone: +36-46/565-111 (12-90) • e-mail: mail@gepujsag.hu

Published by the Scientific Society of Mechanical Engineering, 1147 Budapest, Czobor u. 68., Postal address: 1371, Bp, Pf. 433

Phone: +36-1/202-0656, Fax: +36-1/202-0252, E-mail: mail@gteportal.eu, Web: www.gteportal.eu

Web: http://www.gepujsag.hu • Kereskedelmi és Hitelbank: 10200830-32310236-00000000

Publisher: Dr. Bárdos Krisztina, Managing Director

Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67. Phone: +36-30/9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Distributed to subscribers by Magyar Posta Zrt, Postal address: 1900 Budapest

Subscription: subscription can be ordered at any Hungarian post office, from postmen, from the link: www.posta.hu WEBSHOP

https://www.posta.hu/ugyfelszolgalat/webform/hirlap, via e-mail: hirlapelfizetes@posta.hu, by phone: +36-1/767-8262,

or mail to: MP Zrt. 1900 Budapest. Subscription: subscription can be ordered from overseas and to overseas at Batthyány Kultur-Press Kft.,

H-1013 Budapest, Attila út 2/A/III/14. • T: +36 1 201 88 91, +36 1 212 53 03, E-mail: batthyany@kultur-press.hu

Domestic subscription prices are: HUF 1,260 a single copy and HUF 2,520 a double copy.

INDEX: 25 343 • ISSN 0016-8572 (Printed) • ISSN 3057-9473 (Online)

The published articles have been reviewed. • The publication is supported by the National Cultural Fund of Hungary

XL. Conference of Machine and Product Designers

Miskolc, 7th to 8th November 2024 (Thursday to Friday)

– PROGRAM –

Date/time: 7th November 2024 (Thursday) 10.00-12.20 (Plenary session)
Location: Headquarters of MAB (3. Erzsébet square, Miskolc), Auditorium (I. floor)
Chairman: Dr. JÁLICS Károly

- 10:00 10:05 *Dr. Jálics Károly* associate professor University of Miskolc: **OPENING**
- 10:10 10:30 *Dr. Ficzer Péter* associate professor Budapest University of Technology and Economics: **Industry 5.0 or Industry 4.2**
- 10:40 11:00 *Molnár János* development manager ZF Hungária Kft: **Presentation of the application practice of design and development in the automotive industry in connection with university education**
- 11:10 11:30 *Torkos Zoltán* MSc optometrist, optician master Z-OPTIKA Miskolc: **The optics and mechanics of making glasses**
- 11:40 12:00 *Dr. Jálics Károly* associate professor University of Miskolc: **Investigation of the time delay of arrival (TDOA) method for diagnostic purposes on motor vehicles**
- 12:00 12:20 Questions, informal conversation
- 12:45 13:45 Lunch and coffee break for registered participants of the seminar

Date/time: 7th November 2024 (Thursday) 14.00-18.00 (1. Professional section)
Location: Headquarters of MAB (3. Erzsébet square, Miskolc), Auditorium (I. floor)
Chairman: Dr. TAKÁCS Ágnes, Dr. GOTTHARD Viktor

- 14:00 14:10 *Prof. Dr. Jármai Károly* professor University of Miskolc: **Motion enlargement at structures, literature review, application**
- 14:20 14:30 *Dr. Gotthard Viktor* managing director G-MAX Europe Kft: **Mofular pinciple design (DFM) theory and practice: modular design of giant 3D-printer and product development**
- 14:40 14:50 *Zsila Klaudia Fanni* development engineer ZF Hungária Kft: **Development and application of the oil filling test method**
- 15:00 15:10 *Paróczai Soma* simulation engineer ZF Hungária Kft: **Stress analysis of gearbox housing and dimensioning for fatigue**
- 15:20 15:30 *Torkos Dorka* BSc optician Z-OPTIKA, Miskolc: **The history of glasses**
- 15:40 16:00 Coffee break
- 16:00 16:10 *Bodnár Dávid* PhD student University of Miskolc / engineer, Emerson Automation FCP Kft. Eger: **Industrial robot arm damping coefficient and frequency response testing with measurement and finite element methods**
- 16:20 16:30 *Molnár Luca* MSc student Budapest University of Technology and Economics: **3D printing and mechanical evaluation of lattice structures of lumbar stabilization spinal implants**
- 16:40 16:50 *Bártfai András* PhD student Budapest University of Technology and Economics: **Experimental validation of the tuneable clamping table optimal tuning and design of a compatible workpiece**
- 17:00 17:10 *Németh Géza* assistant professor University of Miskolc: **Variety of trapezoidal machines and specification of their models**
- 17:20 17:30 *Szalánczi Dávid* PhD student University of Miskolc: **Efficiency improvement of solar panels using infrared reflective foils in perc technology**
- 17:40 17:50 *Siktár Bálint* PhD student University of Miskolc: **Investigating the kinematics and the vibration of a hedge trimmer**

Date/time: 7th November 2024 (Thursday) 14.00-18.00 (2. Professional section)
Location: Headquarters of MAB (3. Erzsébet square, Miskolc), Deák hall (I. floor)
Chairman: Dr. LOVAS László, Dr. SARKA Ferenc

- 14:00 14:10 *Dr. Sarka Ferenc* associate professor University of Miskolc: **Reconstruction of a wormgear drive using 3D printing – Case study**

- 14:20 14:30 *Besenyey István* PhD student University of Miskolc: **Bending test of aluminium profil for Mechanical engineering**
- 14:40 14:50 *Dr. Bihari Zoltán* associate professor University of Miskolc: **Only one kind of nut? – Not (nut) everyone's cup of tea**
- 15:00 15:10 *Albert Judit* PhD student University of Miskolc: **Optimizing Sealing Performance with Finite Element Method and Multi-Criteria Decision-Making Approach**
- 15:20 15:30 *Dr. Sarka Ferenc* associate professor University of Miskolc: **Improving the heat conduction properties of railway brake blocks by macro-structural changes, using a simplified finite element model**
- 15:40 16:00 Coffee break
- 16:00 16:10 *Messaoudi Abderrazek* PhD student University of Miskolc: **The influence of non-symmetrical supports on the stability of arches**
- 16:20 16:30 *Shaaya Karam* PhD student University of Miskolc: **Manufacturing issues with 3D printed gears – literature survey**
- 16:40 16:50 *Iyad Al-Najjar* PhD student University of Miskolc: **Applying Mode-Superposition Method on a wind turbine blade**
- 17:00 17:10 *Mustafa M. Hasan* PhD student University of Miskolc: **Multifunctional Applications of a Dual-Purpose Solar Collector Across Diverse Sectors**
- 17:20 17:30 *Katreen Ebrahim* PhD student University of Miskolc: **3D Numerical Design And Testing Of Personalized Intervertebral Disc Prostheses**

Date/time: 8th November 2024 (Friday) 9:00-12.30 (3. Professional section)
Location: Headquarters of MAB (3. Erzsébet square, Miskolc), Auditorium (I. floor)
Chairman: Dr. SZABÓ Ferenc János, Dr. DÖMÖTÖR Csaba

- 9:00 9:10 *Dr. Szabó Ferenc János* associate professor University of Miskolc: **Grapho-analytical optimization in 3D**
- 9:20 9:30 *Dr. Szabó Ferenc János* associate professor University of Miskolc: **Extreme load of the undercarriage of a car**
- 9:40 9:50 *Tóth Csilla* park leader, *Dr. Kovács Zoltán, Dr. Hány András* ZalaZONE Science Park Kft.: **The relationship between university services and new technologies in science and technology parks**
- 10:00 10:10 *Kapitány Pálma* assistant lecturer University of Miskolc: **Development of curtain moving system with remote control and automatic operation in case of fire**
- 10:20 10:30 Coffee break
- 10:40 10:50 *Sári-Barnász Viktor* leading expert Robert Bosch Kft. / PhD student, Obuda University: **Indirect hyperelastic material model identification using production line data of automotive sealing assembly process**
- 11:00 11:10 *Dr. habil Darabos Anita* DLA assistant professor Budapest University of Technology and Economics: **Ecodesign products...?**
- 11:20 11:30 *Marada Imre* PhD student University of Miskolc: **Analysing the pitch faults of small plastic gears**
- 11:40 11:50 *Bányai Kristóf* BSc student University of Miskolc: **Analysis of tribological parameters of coatings**
- 12:00 12:10 *Dr. Dömötör Csaba* associate professor University of Miskolc: **Requirements and possibilities for components optimized for additive manufacturing**
- 12:10 12:15 CLOSING WORD

