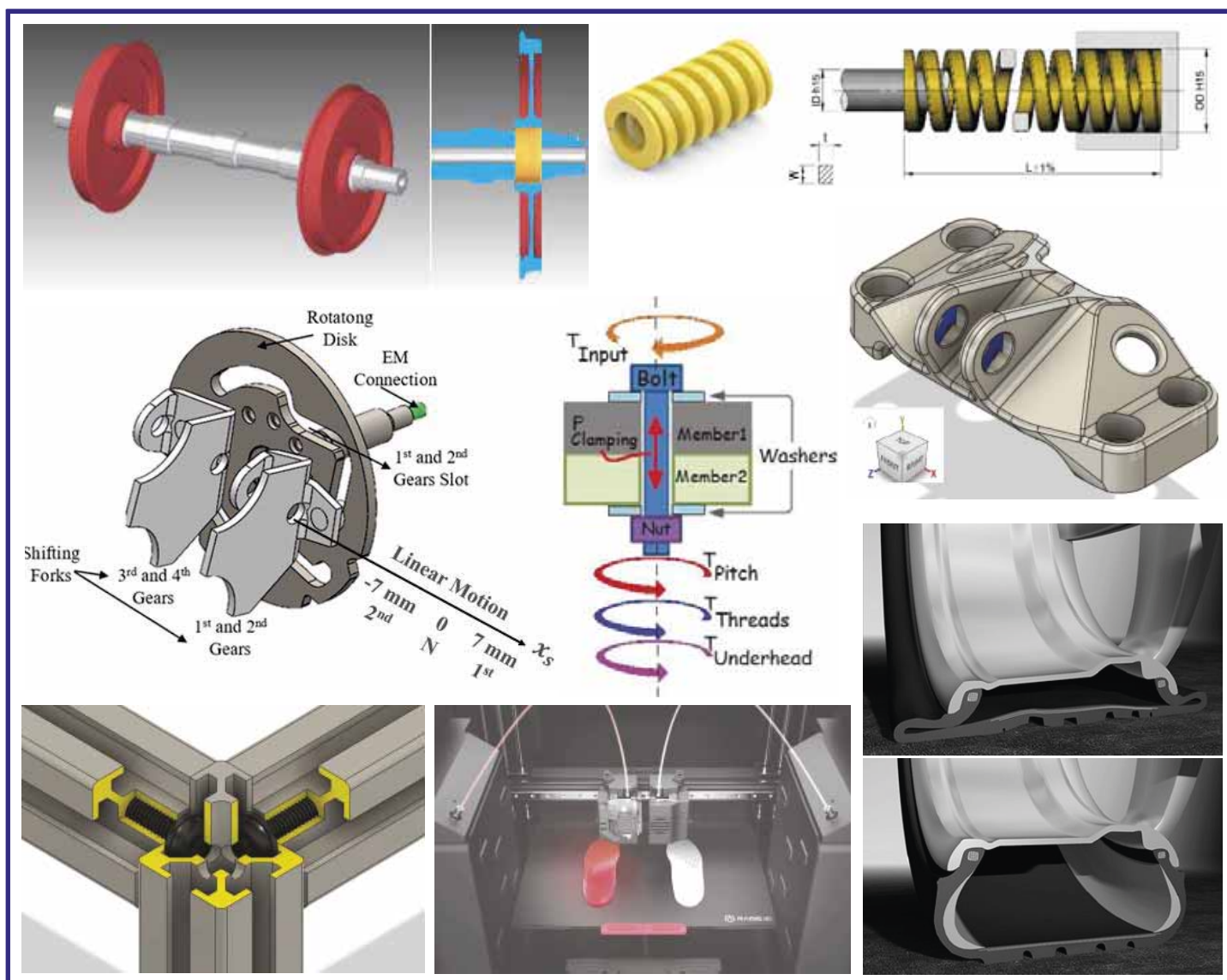


# GÉP

## A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



# Géptervezők és Termékfejlesztők XXXVIII. Szemináriuma

Miskolc, 2022. november 10 (csütörtök) – 11 (péntek)

## – PROGRAM –

- Időpont: 2022.11.10. Csütörtök 10:00-12:00 (Plenáris ülés)**  
**Helyszín: MTA Székház, Miskolc, Erzsébet tér 3., Díszterem (I. emelet)**  
**Elnök: Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella**
- 10:00 - 10:10 Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella egyetemi tanár ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **MEGNYITÓ**
- 10:10 - 10:55 **BOTKA IMRE-DÍJ ÁTADÓ ÜNNEPSÉG**  
Köszöntők  
A Botka Imre-díj története  
Botka Imre életrajzának ismertetése  
A Díjazott életrajzának ismertetése  
A Díj átadása
- 11:00 - 11:40 Dr. habil. Döbröczöni Ádám professor emeritus ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **Nem kapcsolódó, de „összeillő” szakmai emlékek az NME Gépelemek Tanszékének múltjából: „A Dsut-7x63 távkábel pászmasodró gépsor” és a „Fogaskerek-bolygóművek”**
- 11:40 - 12:00 Dr. habil. Horváth Sándor c. egyetemi tanár Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar: **Emlékezzünk a 100 éve elhunyt Bánki Donátra**
- 12:45 - 13:20 Ebéd a szeminárium regisztrált résztvevőinek
- Időpont: 2022.11.10. Csütörtök 14:00-17:00 (1. Szakmai szekció)**  
**Helyszín: MTA Székház, Miskolc, Erzsébet tér 3., Díszterem (I. emelet)**  
**Elnök: Dr. Sarka Ferenc • Társelnök: Dr. Lovas László**
- 14:00 - 14:15 Dr. Sarka Ferenc associate professor University of Miskolc: **Modelling possibilities of bolted joints using finite element method**
- 14:15 - 14:30 Albert Judit PhD student University of Miskolc: **The VIKOR algorithm in material decision support**
- 14:30 - 14:45 Albert Judit PhD student University of Miskolc: **Optimization of the Design process of a Peltier module**
- 14:45 - 15:00 Borsodi Eszter PhD student, Dr. Takács Ágnes associate professor University of Miskolc: **Generative design: an overview and its relationship to Artificial Intelligence**
- 15:00 - 15:15 Ayham Aljawabrah PhD student, Dr. Lovas László associate professor, BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék: **Dynamic modeling of an electromechanical gearshift actuator**
- 15:15 - 15:30 Talal Alwardia PhD student, Dr. Lovas László associate professor, BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék: **Effect of lubrication during cyclic tightening on the bolt preload force**
- 15:30 - 15:45 Alzghoul Mohammad PhD student, Dr. Ferenc Sarka associate professor, Dr. Ferenc János Szabó associate professor University of Miskolc: **A Spindle System Analysis Using Systems Receptance Coupling Approach**
- 15:45 - 16:00 Alzghoul Mohammad PhD student, Dr. Ferenc Sarka associate professor, Dr. Ferenc János Szabó associate professor University of Miskolc: **Analytical and Experimental Techniques for Chatter Prediction, Suppression and Avoidance in Turning - Literature Survey**
- 16:00 - 16:15 Ahmad Yasser Dakhel PhD student, Dr. János Lukács professor Institute of Materials Science and Technology University of Miskolc: **Full-scale tests of transporting pipeline sections - A review and consequences to our investigations**
- 16:15 - 16:30 Ahmad Yasser Dakhel PhD student, Dr. János Lukács professor Institute of Materials Science and Technology University of Miskolc: **Fatigue and burst tests on transporting pipeline sections under internal pressure and external bending**
- Időpont: 2022.11.10. Csütörtök 14:00-17:00 (2. Szakmai szekció)**  
**Helyszín: MTA Székház, Miskolc, Erzsébet tér 3., Deák terem (I. emelet)**  
**Elnök: Dr. Dömötör Csaba**
- 14:00 - 14:15 Dr. Ficzer Péter, egyetemi docens, BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék, Dr. Borbás Lajos, címzetes egyetemi tanár, EDUTUS Egyetem, Műszaki Intézet: **Vasúti kerekek préselési folyamatának vizsgálata feszültségoptikai analízis segítségével**
- 14:15 - 14:30 Dr. habil. Döbröczöni Ádám professor emeritus ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **Emlékek Terplán Zénó hallgatói múltjából**
- 14:30 - 14:45 Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella egyetemi tanár ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **Nanofolyadékok viszkozitási modelljei Einsteintől napjainkig**
- 14:45 - 15:00 Szabó Gyula tanszéki mérnök, Prof. Váradi Károly professor emeritus BME Gép-és Terméktervezés Tanszék: **Száltekeresztelt kompozit tömlő egytengelyű húzásának végeeselemes mikromodellje**
- 15:00 - 15:15 Szederkényi Bence Boldizsár PhD hallgató, Dr. Kovács Norbert Krisztián egyetemi adjunktus, Dr. Czigány Tibor egyetemi tanár BME Polimertechnika Tanszék, Dr. Turcsán Tamás Szimulációs csoportvezető eCon Engineering Kft.: **Additív gyártástechnológiával készített, folytonos szállal erősített kompozitok szimulációs elemzése**
- 15:15 - 15:30 Dr. Dömötör Csaba egyetemi docens ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **TRIZ alapelveket megvalósító különleges megoldások**
- 15:30 - 15:45 Dr. Bihari János egyetemi docens, Tóbis Zsolt mesteroktató ME Gép- és terméktervezési Intézet, Fignár Imre ügyvezető, HD-Tools Kft: **Kockázatok azonosítása és kezelése a gépészeti tervezésben**
- 15:45 - 16:00 Albert Judit PhD hallgató ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **Csőpótlás anyagválasztási folyamata VIKOR algoritmussal**
- 16:00 - 16:15 Albert Judit PhD hallgató ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **Az MCDM módszer alkalmazása az anyagválasztásban az optimális tervezés érdekében: Áttekintés**
- 16:15 - 16:30 Arvai Tamás BSc géptervező hallgató ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **Nagy nyomású légfegyver készítése**
- Időpont: 2022.11.11. Péntek 9:00-12:30 (3. Szakmai szekció)**  
**Helyszín: MTA Székház, Miskolc, Erzsébet tér 3., Díszterem (I. emelet)**  
**Elnök: Dr. Szabó Ferenc János**
- 9:00 - 9:15 Dr. Szabó Ferenc János egyetemi docens ME Gép-és Terméktervezési Intézet: **Szigmoid görbék a terméktervezésben**
- 9:15 - 9:30 Holló Mihály mérnökség vezető, Christophe Barbe projekt mérnök, Szelence Kft: **VOC pontforrások csökkentése tömítésvizsgáló berendezésekkel**
- 9:30 - 9:45 Dr. Ecsedi István professor emeritus, Dr. Baksa Attila egyetemi docens, Dr. Lengyel Ákos adjunktus ME Műszaki Mechanikai Intézet: **Approximate solution of Saint-Venant torsion of cylindrically orthotropic bar with square cross section**
- 9:45 - 10:00 Csehi Bálint MSc géptervező hallgató, Dr. Bihari Zoltán egyetemi docens ME Gép-és Terméktervezési Intézet: **3D nyomtató szerkezeti analízise és fejlesztésének irányai**
- 10:00 - 10:15 Váradi Martina BSc géptervező hallgató, Dr. Bihari Zoltán egyetemi docens ME Gép-és Terméktervezési Intézet: **CNC üvegfestő berendezés tervezése**
- 10:15 - 10:30 Kriston József Balázs PhD hallgató, Dr. Jálics Károly egyetemi docens, ME Gép-és Terméktervezési Intézet: **Gépjármű sebességváltó meghibásodásának rezgésjeleken alapuló vizsgálata**
- 10:30 - 10:45 Marada Imre PhD hallgató, Dr. Bihari János egyetemi docens ME Gép-és Terméktervezési Intézet: **A kisméretű műanyag fogaskerekű FDM és SLA elven történő 3D nyomtatása során szerzett tapasztalatok**
- 10:45 - 11:00 Pusta Jalalova PhD student, Prof. Dr. Maria Berkes Maros full professor University of Miskolc, Institute of Materials Science and Technology: **Effect of application of advanced complex nitride coatings on the scratch and wear resistance of the X153CrMoV12 tool steel**
- 11:00 - 11:15 Iyad Fawzi Yousef Al-Najjar PhD student, Dr. Jálics Károly associate professor University of Miskolc: **Analytical and Experimental Study of Beam Bending Vibration**
- 11:15 - 11:30 Meknassi Raid Fekheddine PhD student University of Miskolc, Dr. Béres Gábor assistant professor John von Neumann University, GAMF, Dr. Lukács Zsolt associate professor University of Miskolc: **Prediction of strain distribution during the plane strain tensile test based on artificial neural networks**
- 11:30 - 11:45 Prof. Gabriella Vadaszne Bognar full professor, Zainab Ali PhD student University of Miskolc: **CFD Study of the effect of surface roughness on the ship resistance**
- 11:45 - 12:00 Apáti Sándor PhD hallgató, Dr. Hegedűs György egyetemi docens Miskolci Egyetem, Szerszámgépészeti és Mechatronikai Intézet: **Forgó tengely sajátfrekvenciájának mérésére alkalmas berendezés tervezése**
- 12:00 - 12:05 **ZÁRSZÓ**

# GÉP

## A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

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

### SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczeni Ádám

**elnök**

Vesza József

**főszerkesztő**

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

**főszerkesztő-helyettesek**

Dr. Barkóczi István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czitán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Szűcs Edit

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

### TISZTELT OLVASÓ!

Engedje meg a Tisztelt Olvasó, hogy a Géptervezők és Termékfejlesztők Országos Szemináriumának rövid történetét ismeressem. 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 konstrukcióval foglalkozó 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, az GANZ gyár főkonstruktőre nyitotta meg, kiemelve, hogy ilyen rendezvény hazánkban korábban nem volt. Tanácsolta, hogy a konstrukció értékelésével is foglalkozni kell, mivel az utóbbi években több, a tervezés módszertanával foglalkozó - elsősorban nyugat-német - munka jelent meg. A Tanácskozás kiadványában a 15 cikk szerzője egységes rendszerbe foglalt, termékeny és hatékony konstrukciós munka érdekében érvelt. A Vezető Konstruktőrök Tanácskozása az 1975. évi rendezvényt követően 1977-ben Géptervezők Országos Szemináriumává alakult.

A XX. század utolsó évtizedében a magyar ipar gyökeresen átalakult, a termelő helyet cserélt a fogyasztóval, a lebecsült fogyasztási javak egyenrangúvá váltak a gépekkel, a termelő eszközökkel, a géptervezők szótára kiegészült a termék szóval. A tervezők tudomásul vették, hogy termék mindaz, ami iránt van érdeklődés, vagy ami iránt az érdeklődés felkelthető. A szeminárium szervezői megértették, hogy a pálya elején lévő korosztály is szívesen részt vesz rendszeres szakmai összejövetelen, és örömmel veszi, ha megbízható helyen és formátumban jelentetheti meg cikkeit, esetünkben a Gépipari Tudományos Egyesület támogatásával.

A Géptervezők és Termékfejlesztők Szemináriumára az indulástól helyet kapott a Magyar Tudományos Akadémia Miskolci Bizottságának Székházában, a szócikkek nyomtatott formában a Gazdász Kft. támogatásával a GÉP-ben jelennek meg. Köszönet érte.

Engedje meg a Tisztelt Olvasó a köszöntő végén a személyes hangot. Szeminárium-szervező munkánk nem lenne eredményes a Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézete (korábban Gépelemek Tanszéke) vezetői, oktató és nem oktató beosztottjai támogatása nélkül. Személy szerint is hálaival tartozunk a biztatásért, a kritikáért és a munkáért Vadászné Dr. Bognár Gabriella intézetigazgatónak, Dr. Döbröczeni Ádám professzor emeritusnak és Gere Aranka gazdasági ügyintézőnek.

*Dr. Dömötör Csaba  
a Szeminárium titkára*

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

Telefon: +36-30/9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.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.gepujsag.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@gepujsag.hu

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

Előfizetésben megrendelhető az ország bármely postáján, a hírlapot kézbesítőknél, [www.posta.hu](http://www.posta.hu) WEBSHOP-ban (<https://eshop.posta.hu/storefront/>), e-mailen a [hirlapelofizetes@posta.hu](mailto: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](mailto:batthyany@kultur-press.hu)

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

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

**A megjelent cikkek lektoráltak.**

A kiadvány a Nemzeti Kulturális Alap támogatásával jelenik meg.

# TARTALOM

<i>1. Ahmad Dughmi, Prof. Dr. Kátai László:</i> A GENERATÍV TERVEZÉS MÓDSZERÉNEK ÁTTEKINTÉSE .....	5	<i>12. Dr. Szabó Ferenc János:</i> SZIGMOID GÖRBÉK A TERMÉKTERVEZÉSBEN .....	52
<i>2. Albert Judit, Dr. Takács Ágnes:</i> OPTIMALIZÁLÁSI MÓDSZER TERMOELEKTROMOS MODULOK SZERKEZETI TERVEZÉSÉHEZ .....	11	<i>13. Kriston J. Balázs, Dr. Jálics Károly:</i> GÉPJÁRMŰ SEBESSÉGVÁLTÓ MEGHIBÁSODÁSÁNAK REZGÉSJELEKEN ALAPULÓ VIZSGÁLATA .....	56
<i>3. Apáti Sándor, Dr. Hegedűs György:</i> FORGÓ TENGELY SAJÁTFREKVENCI- ÁJÁNAK MÉRÉSÉRE ALKALMAS BERENDEZÉS TERVEZÉSE .....	15	<i>14. Marada Imre, Dr. Bihari János:</i> A KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKEK FDM ÉS SLA ELVEN TÖRTÉNŐ 3D NYOMTATÁSA SORÁN SZERZETT TAPASZTALATOK .....	60
<i>4. Ayham Aljawabrah, Dr. Lovas László:</i> ELEKTROMECHANIKUS SEBESSÉGVÁLTÓ AKTUÁTOR DINAMIKAI MODELLEZÉSE .....	19	<i>15. Balaskó Péter, dr. Ferenczy László, Ferenczy László, dr. Postásy Rudolf, Postásy Csaba:</i> SZÁMÍTÓGÉPPÉL INTEGRÁLT ROBOTVEZÉRLÉSŰ RUGALMAS GYÁRTÓCELLA KIFEJLESZTÉSE KIS ÉS KÖZEPES SOROZATÚ GYÁRTÁSSZÉRIÁK SZÁMÁRA .....	66
<i>5. Prof. Dr. Ecsedi István, Dr. Baksa Attila, Dr. Lengyel Ákos József:</i> A HENGERESEN ORTOTRÓP NÉGYZET KERESZTMETSZETŰ RÚD SAINT-VENANT FÉLE CSAVARÁSI FELADATÁNAK KÖZELÍTŐ MEGOLDÁSA .....	23	<i>16. Szabó Gyula, Dr. Váradi Károly:</i> AZ ELMOZDULÁSILLESZTÉSES TECHNIKA ALKALMAZÁSA SZÁLTEKERCELT KOMPOZIT TÖMLŐDARAB EGYTENGELYŰ HÚZÁSÁRA .....	76
<i>6. Dr. Bihari János, Fignár Imre, Tóbis Zsolt:</i> KOCKÁZATOK AZONOSÍTÁSA ÉS KEZELÉSE A GÉPÉSZETI TERVEZÉSBEN .....	27	<i>17. Szederkényi Bence Boldizsár, Dr. Turcsán Tamás, Dr. Kovács Norbert Krisztián, Dr. Czigány Tibor:</i> ADDITÍV GYÁRTÁSTECHNOLÓGIÁVAL KÉSZÍTETT, FOLYTONOS SZÁLLAL ERŐSÍTETT KOMPOZITOK SZIMULÁCIÓS ELEMZÉSE .....	82
<i>7. Csehi Bálint, Dr. Bihari Zoltán:</i> 3D NYOMTATÓ SZERKEZETI ANALÍZISE ÉS FEJLESZTÉSÉNEK IRÁNYAI .....	31	<i>18. Talal Alsardia, Dr. Lovas László:</i> A KENÉS HATÁSA CSAVARKÖTÉS CIKLIKUS MEGHÚZÁSA ÉS LAZÍTÁSA ESETÉN .....	88
<i>8. Dr. Dömötör Csaba:</i> TRIZ ALAPELVEKET MEGVALÓSÍTÓ KÜLÖNLEGES MEGOLDÁSOK .....	37	<i>19. Váradi Martina, Dr. Bihari Zoltán:</i> CNC ÜVEGFESTŐ BERENDEZÉS TERVEZÉSE .....	92
<i>9. Dr. Ficzer Péter, Dr. Borbás Lajos:</i> VASÚTI KEREKEK PRÉSELÉSI FOLYAMATÁNAK VIZSGÁLATA FESZÜLTSGOPTIKAI ANALÍZIS SEGÍTSÉGÉVEL .....	41	<i>20. Várkuli Miklós, Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella, Dr. Sente József:</i> KÚPKERÉK FOGFELÜLETEK MATEMATIKAI MODELLEZÉSE VÉGESELEMES VIZSGÁLATHOZ .....	98
<i>10. Prof. Dr. Kátai László, Dr. Gárdonyi Péter:</i> ELŐFESZÍTETT CSAVARKÖTÉS MEGHÚZÁSI NYOMATÉK VIZSGÁLATA .....	45		
<i>11. Dr. Orbán Ferenc, Fenyvesi Sándor, Vasvári Gyula Ferenc:</i> TARTÁLYOK SÍK ZÁRÓFELÜLETÉNEK GAZDASÁGOS MÉRLETEZÉSE .....	49		

# A REVIEW OF THE GENERATIVE DESIGN METHOD

## A GENERATÍV TERVEZÉS MÓDSZERÉNEK ÁTTEKINTÉSE

*Ahmad Dughmi doktorandusz hallgató, Prof. Dr. Kátai László PhD  
Magyar Agrár-és Élettudományi Egyetem, Műszaki Intézet*

### ÖSSZEFOGLALÁS

*Ez a tanulmány áttekintést nyújt a generatív tervezési módszerről (GDM); a tanulmány célja, hogy bemutassa, mi a GDM, és hogyan működik ez a tervezési módszer. A szemléltetés egy példán keresztül történik, amely a sugárhajtóművekben használt két GE konzol hagyományos és GDM módon történő tervezését mutatja be, majd összehasonlítja a terveket a tömeg, a maximális deformáció és a maximális feszültség három paraméterével. A tanulmány általános lesz, nem egy adott típusú GE konzolra vonatkozóan, és a tanulmányban használt anyag az alumínium AISI10Mg.*

### 1. INTRODUCTION

The modern CAD system is based on interactive computer graphics (ICG); the CAD is used to accelerate the design process, used in the design process such as initial design, modification, development, optimization, and analysis [1] the CAD will drive by a designer from the first to the last step, the generative design method is a modern technique used to explore new designs by using software algorithms; there are many automated explorations method used in the late stage of the design process, the GDM can be used in the early stage of the design process from conceptual design to detailed design this the main difference between GDM and other optimization methods [2].

The Generative design method is used because it has many features such as reducing weight, decreasing development time, and increasing creativity and efficiency [3], [4].

The GDM working depends on software algorithms because the results will differ from one software support GD to another; each design will have properties such as a factor of safety, mass, productibility, and maximum stress [5].

The GDM has components that should be followed to apply the method, these components it is like stages or steps [2]–[5]:

1- **The software** supports the generative design, such as Autodesk fusion 360.

2- **CAD system** to create the generated base form (initial generative model design).

3- **Boundary conditions:** Main dimensions, forces, manufacturing method, material, a factor of safety, and any other boundary condition created by the designer.

4- The design after the previous stage is called **Genotype**, which provides design space.

Space design: this area is created by the designer; this area is a base form of generated design with all boundary conditions applied to it; the software will use his algorithms to explore all possible designs created in this area.

5- **Generate the design** to explore new designs.

6- **Filters**, the software will create all possible designs in the design space. Some of these designs may not fit with the boundary conditions applied by the designer, so we need filters to give the designs that work with the boundary conditions.

Solution space: the results of all possible designs can be created in the space design; the solution space will be all design that works with the boundary conditions or not because we need filters to keep only the designs that work with boundary conditions.

7- The results call **phenotype**, which provides hundreds or thousands of designs that need to sort it by the minimum mass, maximum stiffness, a factor of safety, or any other property we need to reach the design goal.

Traditional way or the usual way to design, the traditional way included several steps to design all these steps driven by the designer [6], the CAD system is used here to accelerate the design process without thinking instead of a designer like the GDM.

In the GDM the requirements and manufacturing method come before starting the design process, and the GDM provides a wide set of alternatives of design which all of these are manufacturable and refine the requirements and goals of design, the GDM use all possible strategies to design to



provide all possible designs in the space design unlike the traditional way of design which in the final provide a design may not refine the requirements or goals or not manufacturable, in the traditional design way can use topology optimization which remove the unnecessary material in the design [7]

The GE bracket is an airplane engine bracket component. During engine maintenance, it serves to sustain the weight of the cowling. It must not crack or distort when the engine is running. The engine is always running. It doesn't actively participate in the engine's operation. Only seldom is the bracket utilized. Any aircraft component's weight has an impact on fuel consumption and pollution levels [8].

Aluminium alloy, in general, is widely used in aerospace because it has good mechanical properties, is lightweight, and strong, there are several types of aluminium each type has different mechanical properties and yield strength, the Aluminium AISI10Mg is recommended to use for complex geometry and aerospace, also the Aluminium AISI10Mg can be used in additive manufacturing [9], [10]

## 2. METHOD(EXAMPLE)

That the design method will be introduced by an example, the example will contain three designs of GE brackets used in jet engines, by using the traditional design method and GDM, GE brackets must support the weight of the engine during handling without breaking or warping., one of the designs will be in the traditional way of design the others with the GDM.

All designs will be created with the same dimensions and boundary conditions, all the information will be provided in the example.

After the design is done by two methods, will compare them to see the effect of the GDM in the design, the example aims to see how much the GDM can reduce the weight of the design and compare the maximum displacement and maximum von mises stresses.

The first boundary condition for both is material, the material used is Aluminium AISI10Mg (mechanical and strength properties shown in table 1).

Table 1: mechanical and strength properties of Aluminium AISI10Mg.

Material	Young modulus (GPa)	Poisson's ratio	Shear modulus (MPa)	Density (g/cm <sup>3</sup> )	Yield strength (MPa)
Aluminium AISI10Mg	71	033	26690	2.670	240

The second boundary condition is force, which will apply in the ring part of the GE bracket the force is 5000 N on two axis Y & Z.

The main dimensions will show in the figures in the traditional design and GDM design section.

### 2.1 Traditional design method:

In the traditional design method, we should follow the simplest way of design to reach the goal, here is the design of the GE bracket designed by the GrabCAD site.

To design in the traditional way there will be steps, ideating about the problem, thinking about how to solve it, sketching the idea, making a prototype, analyzing the solution then asking if the problem solve or not.

These steps were skipped, and the design was taken readily from the GrabCAD site to ensure that it was designed in the traditional way.

Figures 1 & 2 show the design with its main properties.

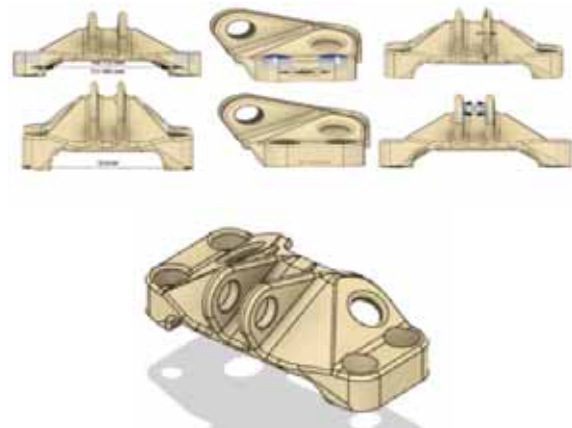


Figure 1.: GE bracket designed in a traditional way. By GrabCAD.

Figure 2. shows the forces applied (blue rows) (5000N in Y and Z axes) in the ring part of the GE bracket.

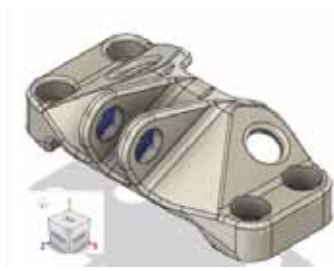


Figure 2.: Forces applied in GE bracket

2.2 Generative design method:

Designing models by GDM should follow the steps mentioned above.

The first step selects CAD and software support generative design, we chose Autodesk Fusion 360 student version for both, then from the library of fusion 360 we took generated base form of the GE bracket, the generated base form (figure 3 & 4) means where the GE bracket will install in the jet engine, in other words, we can say it is a part of the engine from this part should create the right GE bracket.

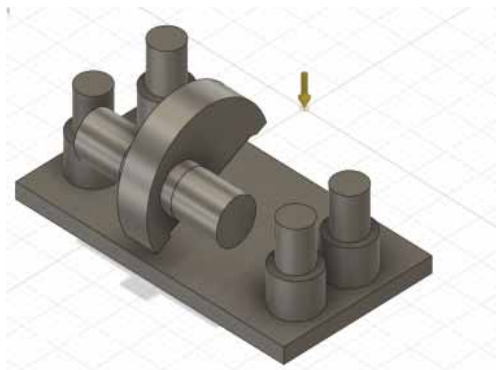


Figure 3.: Generated the base form of the GE bracket

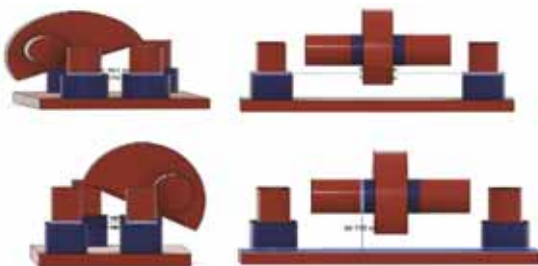


Figure 4.: The main dimension of the generated base form

In Figure 5 we see the starting shape of the GE bracket, that shape is taken from the generated base form just to make it easier to understand how

to make the bracket from this form, it is not a step of GDM it is to imagine the bracket from this form.

Figure 5 the starting shape of the GE bracket with the main dimension.



Figure 5.: Starting the shape of the GE bracket with the main dimensions

Figure 6 shows the steps of applied boundary conditions to the base form design.

A - The blue parts are reserved areas that do not change during the GD process.

B - The green parts are reserved areas and the whole body is blue which is the area of generation.

C - Shows the forces applied in the body as a vector in the ring parts, 5000N in the Y & Z axis.

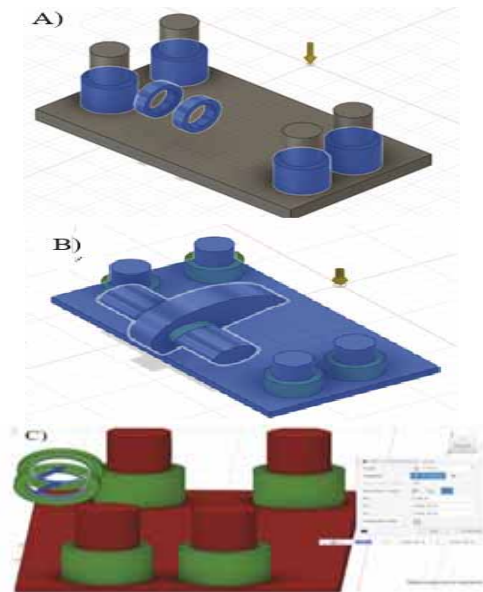


Figure 6.: A- reserved area, B- main dimensions of generation space, C- forces applied

The minimum Factor of the safety (limit) set is 2.36, the limit comes after applying the forces on the traditional design and analysis by using the

fusion 360 software to make the generative design with this minimum factor of safety to make a fair comparison between the designs, the federal aviation regulation set a limit of the factor of safety is 1.5 [11], the results of the factor of safety in the traditional way is acceptable with the regulations so we will build the example on it, the software calculates the factor of safety depends of yield strength of the material which mentions in the first figure.

The other boundary condition is the manufacturing method we decided to choose from the software additive manufacturing and unrestricted, the manufacturing method is important because it affects the type of used material and the other properties such as mass.

### 3. RESULTS

#### 3.1 Traditional design

As we mentioned before the traditional design is already taken from the GrabCAD site, the results of it will come after applying the same boundary conditions to it, applying 5000 N in the Y&Z axes with 4 fixed supports in the bracket.

The mass is 494.253g, the maximum displacement (total) is 0.2299mm, and the maximum von mises stress is 101.7MPa, the next figure shows the distribution of the displacement and stress on the traditional design.

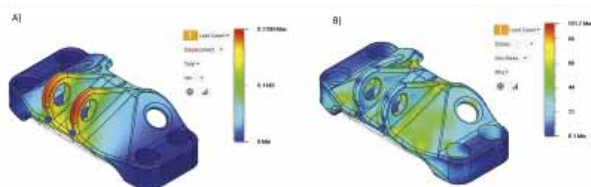


Figure 7.: Traditional design analysis, A) displacement, B) von mises stress.

#### 3.2 Generative design

The generative design method will provide hundreds of designs because the study aims to study the effect of GDM on mass we chose a minimum mass filter to get the results with different manufacturing methods.

The GDM works as we see in figure 8, the software starts from the left to the right, and in every iteration, the software will analyze the new design and check if it is reaching the goals and boundary conditions or not, then will provide to the client the whole designs reached the goals and boundary conditions.



Figure 8.: Progress in GDM

#### 3.2.1 Generated design with additive manufacturing method

We chose among hundreds of designs the lowest mass-generated design (Figure 9) which is manufacturable with the additive manufacturing method.



Figure 9.: Generated design with additive manufacturing

The mass of generated design with additive manufacturing is 287.921g, we exported the design to the simulation section in fusion 360 software to analyze the design, and after that they got a maximum displacement (total) of 0.179mm and maximum von mises stress 101.65 MPa as we see in figure 10 the distribution of displacement and stress on the design.

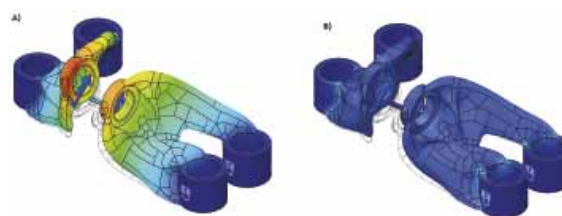


Figure 10.: Generated design with additive manufacturing, A) displacement, B) von mises stress.



### 3.2.2 Generated design with unrestricted manufacturing method

The same steps done in the generative design with additive manufacturing will do it here but with an unrestricted manufacturing method (figure 11).



Figure 11.: Generated design unrestricted manufacturing method

After the analysis of the second generated design (shown in Figure 12), we got 279g, the maximum displacement (total) is 0.181mm and the maximum von mises stress is 101.7MPa, the distribution of the displacement and stress is shown in Figure 12.

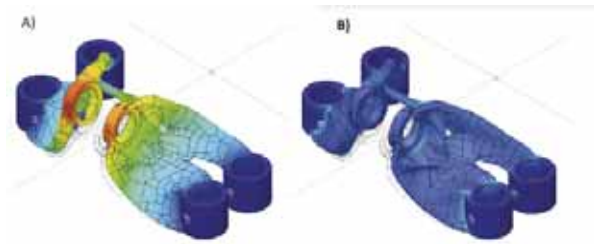


Figure 12.: Generated design unrestricted manufacturing analysis, A) displacement, B) von mises stress

### 3.3 Comparison of the traditional design to generated design

Table 2: shows the mass, maximum displacement(total), and maximum von mises stress of each design, the mass will provide as a percentage for the generated designs to show the effect of GDM on mass., the minus sign means the design reduces amount from the traditional design.

Figure 13 shows three charts, each chart has a comparison of the three designs with different parameters.

Table 2: Comparison between traditional design and generated designs

Design method	Mass [g]	Maximum displacement (total) [mm]	Maximum von mises stress [MPa]
Traditional method	494.253	0.2299	101.7
Generated with additive manufacturing	-41.7%	0.179	101.6
Generated with an unrestricted manufacturing method	-43.5%	0.181	101.7

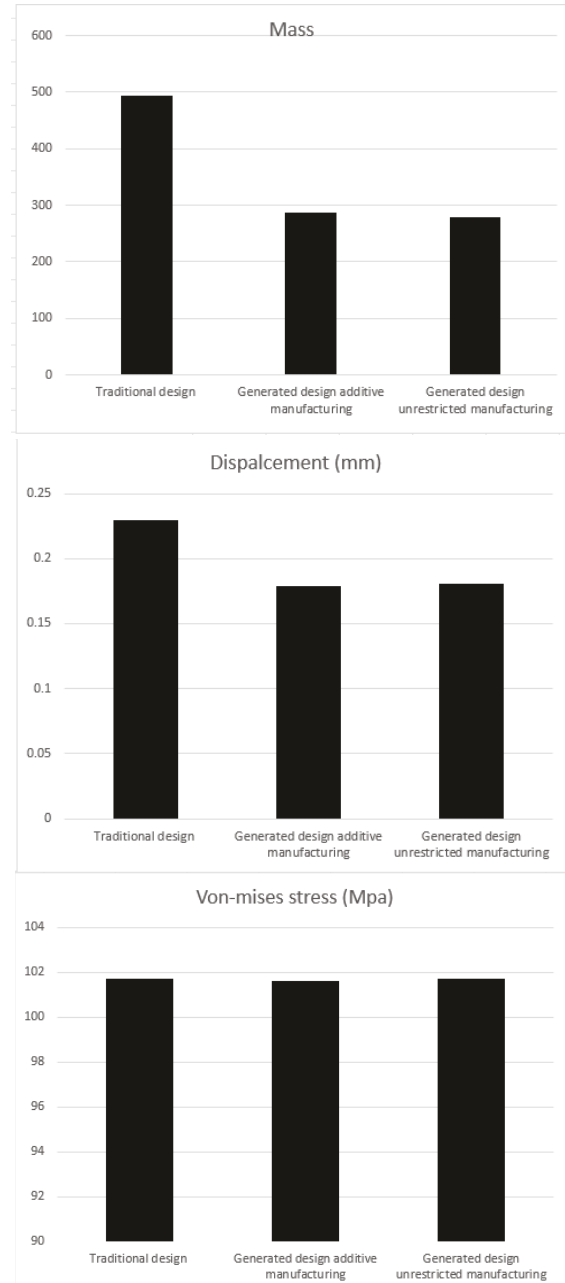


Figure 13.: comparison in mass, displacement, and von mises stress between the designs

#### 4. CONCLUSION

The GDM is a method that uses software algorithms to explore all possibilities that refine the boundary conditions and goals of the design, the results of the GDM in the previous example are more complex than the traditional design method which will affect the production time but in the other hand, the GDM provide a design lighter than the traditional one so they will save on raw materials in general because they are lighter, based on The purpose of the design, if it is commercial or personal use, the designer or producer determines what he will choose, the generated design with the additive manufacturing method lighter than the traditional 41.7%, and the generated design unrestricted manufacturing was also lighter than the traditional around 43.5%, the manufacturing method it is a one the boundary conditions which effect on the mass of results of GDM.

#### REFERENCES

- [1] Zhuming Bi and Xiaoqin Wang, *Computer Aided Design and Manufacturing*. 2020.
- [2] S. Krish, “A practical generative design method,” *CAD Computer Aided Design*, vol. 43, no. 1, pp. 88–100, Jan. 2011, doi: 10.1016/j.cad.2010.09.009.
- [3] M. McKnight, “Generative Design: What it is? How is it being used? Why it’s a game changer,” *KnE Engineering*, vol. 2, no. 2, p. 176, Feb. 2017, doi: 10.18502/keg.v2i2.612.
- [4] H. Wang, W. Du, Y. Zhao, Y. Wang, R. Hao, and M. Yang, “Joints for treelike column structures based on generative design and additive manufacturing,” *J Constr Steel Res*, vol. 184, Sep. 2021, doi: 10.1016/j.jcsr.2021.106794.
- [5] S. Junk and L. Burkart, “Comparison of CAD systems for generative design for use with additive manufacturing,” in *Procedia CIRP*, 2021, vol. 100, pp. 577–582. doi: 10.1016/j.procir.2021.05.126.
- [6] NASA, “engineering design process .”
- [7] S. Ahmed and M. K. Gupta, “Investigations on motorbike frame material and comparative analysis using generative design and topology optimization,” *Mater Today Proc*, pp. 1440–1446, 2022, doi: 10.1016/j.matpr.2021.12.040.
- [8] M. V. Mohiuddin and M. M. A. Khan, “Re-design of an Aircraft Bracket Using Topology Optimization Technique,” *International Journal of Mechanical Engineering*, vol. 7, no. 11, pp. 42–

53, Nov. 2020, doi: 10.14445/23488360/ijme-v7i11p106.

[9] Afaf M. Abd El-Hameed and Y. A. Abdel-Aziz, “Aluminium Alloys in Space Applications: A Short Report,” *Journal of Advanced Research in Applied Sciences and Engineering Technology*, vol. 22, no. 1, pp. 1–7, Jan. 2021, doi: 10.37934/araset.22.1.17.

[10] K. Kempen, L. Thijs, J. van Humbeeck, and J. P. Kruth, “Mechanical Properties of AlSi10Mg Produced by Selective Laser Melting,” in *Physics Procedia*, 2012, vol. 39, pp. 439–446. doi: 10.1016/j.phpro.2012.10.059.

[11] “14 CFR 25.303 (up to date as of 9-28-2022)”.

# OPTIMALIZÁLÁSI MÓDSZER TERMOELEKTROMOS MODULOK SZERKEZETI TERVEZÉSÉHEZ

## OPTIMISATION METHODOLOGY FOR STRUCTURAL DESIGN OF THERMOELECTRIC MODULES

Albert Judit, PhD hallgató, Miskolci Egyetem  
Takács Ágnes, PhD, egyetemi docens, Miskolci Egyetem

### 1. ABSTRACT

Environmental protection greatly influences product development paradigms with the appearance of environmental protection aspects, as a result of which many industrial sectors have changed their product development processes. This study presents a method for comparing new product alternatives, which allows environmental protection requirements to be taken into account, using a multi-aspect decision-making methodology.

### 2. BEVEZETÉS

A hő és villamos energia közötti közvetlen és reverzibilis átalakítást lehetővé tevő termoelektromos (TE) energiaátalakítás széles körű alkalmazást tesz lehetővé a hulladékhő visszanyerésében, a hűtésben és a nagy pontosságú hőmérséklet szabályozásban. A TE-anyagok tehát fontos alternatívát jelentenek az energia hatékony felhasználásában, és mint ilyenek, nagy figyelmet keltettek a megújuló energiatechnológiák területén. Figyelembe véve a termoelektromos készülékekkel kapcsolatos tervezési feladatok sajátosságait, a korszerűsítési, fejlesztési feladatok kidolgozásában részt vevő döntéshozók számára meghatározó jelentőségű a tervezett eszközök különböző feladatokra való alkalmazásának megítélésének hatékonysága. Egy adott, gyakran konkrét feladathoz legmegfelelőbb alternatíva kiválasztása bonyolult, időigényes és költséges, mert egyszerre kell vizsgálni a bonyolult összefüggéseket és a feleletválasztós paramétereket. A cikk bemutatja a kutatás-fejlesztési (K+F) folyamat során a különböző alternatívák közötti rangsorolást és a legmegfelelőbb lehetőség kiválasztásának módját segítő VIKOR módszert. [1,2,3]

### 3. A TERMOELEKTROMOS TE-MODUL FELÉPÍTÉSE

A vizsgálat során egy kereskedelmi TE-modult elemzünk (QC-127-1.4-8.5 X<sub>1</sub>X<sub>2</sub>) (1. ábra, 3. ábra).



1. ábra. Az QC-127-1.4-8.5 X<sub>1</sub>X<sub>2</sub> TE-modul [4]

1. táblázat A TE-modul elemeinek méretei

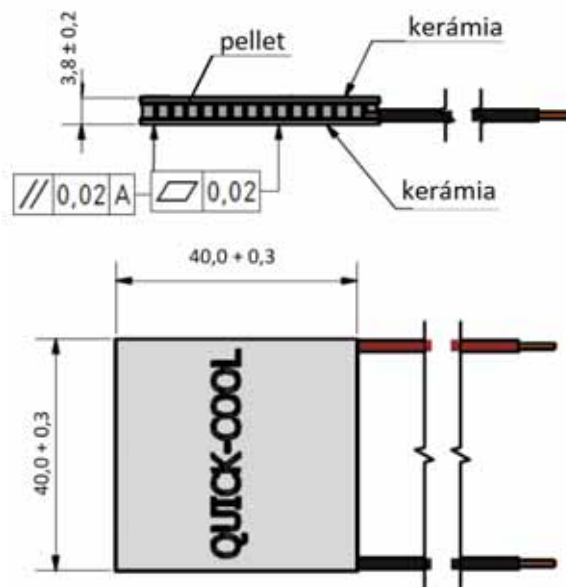
Alap elemek	Anyag	Méret (mm)
P-N pelletek/termo-elemek	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub>	1,4 x 1,4 x 1
Kerámia lemezek	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	40 x 40 x 0,6
Réz forrasztási kötő elemek	Cu	4 x 1,6 x 0,6



2. ábra. Az ISO-10243 rugó [5]

2. táblázat Az ISO-10243 rugó paraméterei

Rugó paraméterek	Érték
Külső átmérő(mm) /OD	16
Belső átmérő (mm)/ID	8
Hosszúság/L (mm)	25
Rugóállandó (kgf /mm)	12
Min. összenyomódás (17%) mm, 51.7 kgf	4.3
Max. összenyomódás (25%) mm, 75.8 kgf	6.3

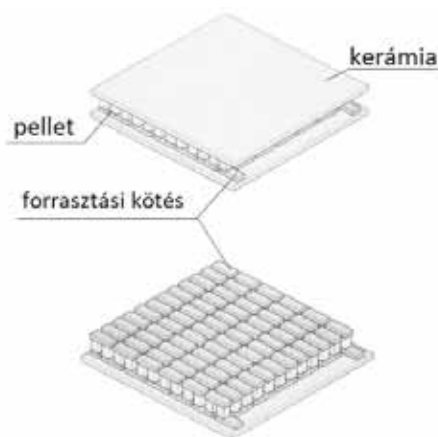


3. ábra. A TE- modul méretei [4]



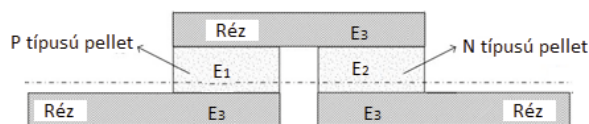
4. ábra. A TE-modulok Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> pelletjei [6]

Az összeszereléskor a megfelelő szorító erő biztosításához 16 x 8 x 25 mm méretű AISI L2 anyagú huzalrugót alkalmaztunk (ISO-10243) (2. ábra, 2. táblázat). [5] A vizsgált TE-modul mérete 40 x 40 x 3,8 mm, 128 pár P-N típusú hőelemet tartalmaz, a termoelektromos elemek pedig Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> alapú ötvözetek (4. ábra), melyeket réz forrasztási kötő elemek kapcsolnak össze. Az egyes párokban lévő P vagy N típusú pelletek magassága: 1 mm, keresztmetszete pedig 1,4 × 1,4 mm<sup>2</sup>; a szomszédos sor-párok közötti távolság 0,6 mm, az oszlop-párok közötti távolság az 0,16 mm (5. ábra, 1. táblázat).



5. ábra. A TE modulok sematikus ábrája

A termoelektromos TE-modulok által tapasztalt nagy hőmérsékleti gradiensek jelentős hőfeszültségeket indukálnak, amelyek végül az eszköz meghibásodásához vezetnek. A TE-modulok megbízhatósága függ a modulok mechanikai beépítésétől (nyíró- és nyomatékfeszültségek), és az üzemi feltételektől (hőmérséklet, hőmérsékleti gradiens is. A TE-modulokban használt kerámia lemezek és félvezető pelletek különböző hőtágulási együtthatóval rendelkeznek. A TE-modulok abszolút hőmérsékletének változása mellett az eszközön átívelő termikus gradiensek mechanikai igénybevételeket eredményeznek. A különböző rugalmassági modulusokat szemlélteti a konstrukcióban a 6. ábra.



6. ábra. A különböző rugalmassági modulusok a konstrukcióban

A hőtágulási együtthatók eltérése mechanikai feszültségeket indukál, amelyek repedéseket, töréseket okozhatnak a pelletekben, amikor a modul melegszik vagy hűl.

#### 4. A TE-MODUL SPECIFIKÁCIÓI

A nyírófeszültség az anyag keresztmetszetével egysíkú feszültség összetevője. A nyírófeszültség a keresztmetszettel párhuzamos erővektor komponensből adódik. A hő elemekre ható általános nyíró feszültség mértéke, 350 N maximálisan megengedett terhelő erő esetén:

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{350N}{256 \cdot 1.4mm^2 \cdot 1.4mm^2} = 0,69754 \frac{N}{mm^2}$$

Ahol  $\tau$  a nyírófeszültség.  $V$  az alkalmazott erő.  $A$  az anyag keresztmetszete, az alkalmazott erővektorral párhuzamos felület.

A szükséges csavaró nyomaték a TE-modul ajánlott összeszorítási ereje alapján (értéke: 1200 kPa) (3. táblázat):

$$T = \frac{c \cdot D \cdot P \cdot A}{N} = \frac{0.14 \cdot 0.004 \cdot 1200000 \cdot (2 \cdot 0.04 \cdot 0.04)}{4} = 2.304 \frac{kgf}{cm^2}$$

ahol  $c$  a M4x0.7-es méretű csavar csavarási együtthatója (értéke: 0,15), a  $D$  csavar névleges átmérője (értéke: 4 mm), az  $A$  pedig a vizsgált TE modul alapterülete (40 x 40 mm) és  $N$  a csavarok száma.

A keresztirányú terhelés ( $P$ ) hajlítónyomatékot  $M(x)$  és nyíróerőt  $V(x)$  generál. A hajlítónyomatékok hajlítási normálisai okoznak feszültségeket, a nyíróerők keresztirányú nyírófeszültséget ( $\tau$ ) a hajlítási nyomaték  $x$  távolságban:

$$M = P \cdot x,$$

a normál feszültség a keresztmetszet közepétől:

$$\sigma = \frac{M \cdot x \cdot c}{I}$$

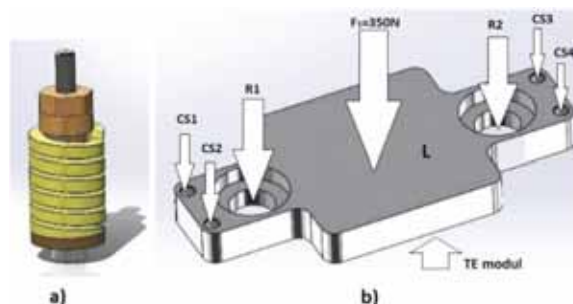
ahol,  $M$  a hajlítási nyomaték,  $c$  a távolság a keresztmetszettől a felszínig. Az  $I$  terület tehetetlenségi nyomatéka:

$$I = \frac{b_{Cu} \cdot h_{Cu}^3}{12} = 0.0288 \text{ mm}^4$$

ahol  $h_{Cu}$  a magasság és  $b_{Cu}$  a keresztmetszet szélessége (1. táblázat).

#### 5. A TE-MODUL MECHANIKAI SZIMULÁCIÓJA

A SolidWorks programcsomaggal végzett végeleemes szimulációban, az alkalmazott alkatrészmelleket mutatja be a 7. ábra.



7. ábra. a) a huzalrugó (R1, R2: 16x25 mm méretű AISI L2 anyagú) beszerelési összeállítási modellje;

b) a TE-modul összeszerelési sematikus ábrája: az AISI 304 anyagú, 120x48x8 mm befoglaló méretű leszorítóelem (L), a csavarok: (CS1-CS4: AISI 304 anyagú M4x0.7) és a rugók: (R1, R2) beszerelési helyével

A TE modulok alapelemeinek méreteit tartalmazza a 1. táblázat és a használt anyagtulajdonságokat a 4. táblázat. A TE modulokhoz az ajánlott összeszorítási erőket tartalmazza a 2. táblázat. A szimuláció során a TE-modul kerámia lemezének felső felülete minden irányban rögzítve van, illetve az alsó felület csak vízszintes irányban tolódhat el. Az elvégzett végeleemes terhelési szimulációk eredményeit alapján az alapmodulon ébredő feszültségek (8. ábra) és a keletkező elmozdulások (9. ábra) a legnagyobb maximum terhelést alkalmazva sem érik el a konstrukció sérülését eredményező értékeket (5. táblázat).

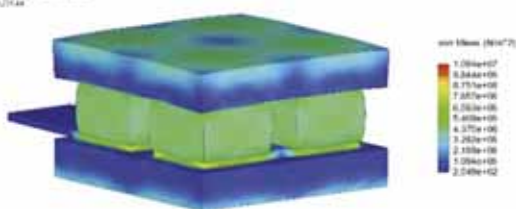
3. táblázat A TE modulok ajánlott összeszorítási erői

Modul hatékonyság	Ajánlott összeszorítási erő
általános	500-1200 kPa
Magas hatékonyság	800-1200 kPa
Kis hatékonyság	200-600 kPa

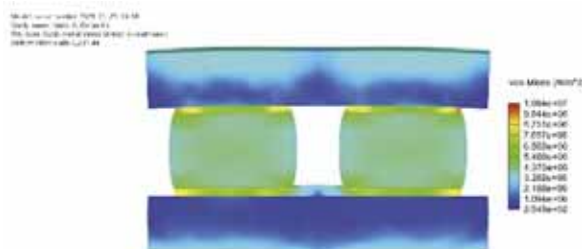


4. táblázat. A felhasznált anyagok tulajdonságai

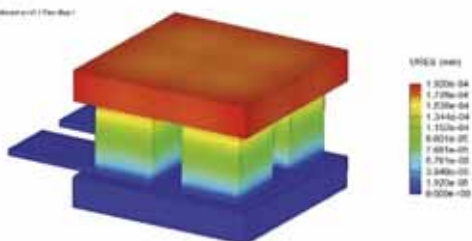
Mechanikai tulajdonságok	Anyagok			
	AISI 304	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub>	Cu
Rugalmassági modulus	193,0 MPa	220,590 MPa	54,2 GPa	124.8 GPa
Folyáshatár	260,8 MPa	15,4 GPa	200 MPa	137.9 MPa
Sűrűség (kg/m <sup>3</sup> )	8000	2300	6858	8 930
Poisson tényező	0,29	0,22	0,28	0.355
Nyírási modulus	780 GPa	90.407 GPa	51,4 GPa	44 GPa
Szakítószilárdság	517 MPa	172,34 MPa	40 MPa	220.6
Fajlagos hőkapacitás (J/kgK)	500	877,96	154,4	389
Hővezetőképesség (W/mK)	14	1,4949	P-típus: 1,2, N-típus:1,3	390.8
Hőtágulási együttható (1/K)	17,3 · 10 <sup>-8</sup>	1 · 10 <sup>-12</sup>	1 · 10 <sup>-5</sup>	16.7



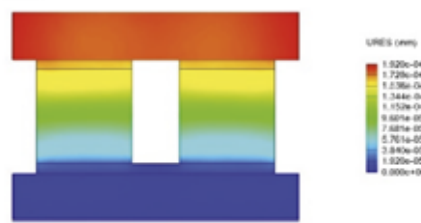
8. a. ábra. A terhelés hatására kialakuló mechanikai feszültségek egységnyi elemkonstrukcióban



8. b. ábra. A terhelés hatására kialakuló mechanikai feszültségek egységnyi elemkonstrukcióban



9. a. ábra. A terhelés hatására kialakuló elmozdulások egységnyi elemkonstrukcióban



9. b. ábra. A terhelés hatására kialakuló elmozdulások egységnyi elemkonstrukcióban

5. táblázat. A szimuláció eredményei

Terhelés	Anyagok	Max. feszültség	Max. elmozd. (mm)	Megfelel
350 N	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	4,375 MPa < 10,938 MPa	0,000192 mm	igen
350 N	Cu	9,844 MPa	0,0001728 mm	igen
350 N	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub>	6,563 MPa	0,0001535 mm	igen

## 6. A PELLET FORMA KIALAKÍTÁSÁNAK ÉS ANYAGÁNAK KIVÁLASZTÁSHOZ ALKALMAZOTT DÖNTÉSI MODELL

Ebben a tanulmányban 4 kritérium és 4 alternatíva van rangsorolva a VIKOR módszer [3] alapján. (6. táblázat, 7. táblázat) A példánkban vizsgált döntési helyzetben a döntéshozó véges számú alternatívát értékel korlátozott számú kritérium alapján. Az alternatívák értékelésénél a legalapvetőbb szempont a hatékony konstrukciós tervezés.

Egy másik fontos szempont a felhasznált anyagok mechanikai tulajdonságainak kihasználása. Lényeges továbbá az alternatívák megbízhatósága és egyben garantált élettartama. Az értékelés során fontos a fenntartathatóság problémája is.

A réz-jodid (CuI) egy ígéretes félvezető, amely számos potenciális alkalmazási lehetőséget kínál az optoelektronika, a napelemek, a fotodetektorok és az energia-gyűjtő termoelektromos anyagok területén. [7] Alacsony hőmérsékleti tartományban a réz-jodid (CuI) ígéretes jelölt pelletanyagként is a termoelektromos modulokban. A CuI potenciális alternatívája lehet a kereskedelemben kapható alacsony hőmérsékletű TE anyagoknak, ebben az esetben például a bizmut tellúridnak (Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>). [8], amely az általában használt félvezető termoelektromos anyagok. [9]

A változó formájú (A1-kitöltött kocka és A2-üreges kocka, A3: kitöltött trapéz és A4: üreges trapéz) és változó anyagú (A1, A3: CuI, A2, A4: Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>) pelletekkel kialakított alternatívák modelljeinek és a rajtuk végzett végeselemes terhelési szimulációk eredményeinek feldolgozása után, a kritériumok Excel implementációban való rangsorolására, - a VIKOR módszer matematikai modelljét használtuk fel.

Az értékelési folyamat eredményeit a 8. táblázat tartalmazza.

6. táblázat. Az alternatívák összehasonlítása során figyelembe vett szempontok és fontossági értékeik

Szempont	Fontossági érték
C1 anyagfelhasználás	0,4
C2 megbízhatóság	0,2
C3 fenntarthatóság	0,3
C4 konstrukciós tervezés	0,1

Az alternatívákat A1, ..., A4, a szempontokat pedig C1, ..., C4 jelölések jelentik. A 7. táblázat a többi lehetőség rangsorát mutatja be az S, R és Q értékek alapján.

7. táblázat. Döntési mátrix

Döntési mátrix	C1	C2	C3	C4
A1-Pellet CuI,kitöltött kocka	0,4	0,2	0,2	0,3
A2-Pellet Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> ,üreges kocka	0,3	0,2	0,4	0,1
A3-Pellet CuI,kitöltött trapéz	0,2	0,3	0,2	0,1
A4-Pellet Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> ,üreges trapéz	0,2	0,2	0,2	0,2

A VIKOR módszer rangsorolása eredményeként az alternatívák közül a második alternatíva (A2) volt a legjobb, a negyedik alternatíva (A4) pedig az, amelyik a rangsor végére került. Ezért végső alternatívaként az A2, A1 kerül kiválasztásra.

8 táblázat. A változatok rangsora

Változatok	Kritériumok				R érték	R rangsor	S érték	S rangsor	Q érték	Q rangsor
	C1	C2	C3	C4						
A1	0,696	0,436	0,378	0,775	0,3	2	0,5	1	0,25	2
A2	0,522	0,436	0,756	0,258	0,2	1	0,5	2	0	1
A3	0,348	0,655	0,378	0,258	0,4	3	0,8	3	0,833	3
A4	0,348	0,436	0,378	0,516	0,4	4	0,95	4	1	4

## 7. ÖSSZEFOGLALÁS

A feladat komplexitásának forrásait figyelembe véve a tervezési feladat összetettségét vizsgáltuk. Láthatjuk, hogy minden feladatnak vannak olyan feladatkomplexitási dimenziói, amelyeknél a döntéshozatal a VIKOR módszer matematikai modelljével támogatható.

Az értékelés során megállapítható, hogy a módszer egyik hátránya, hogy az eredmény csak rangsort ad az alternatívák között, így nincs elegendő információ az alternatívák közötti különbség nagyságáról. Ezért hasznos lenne az AHP (Analytical Hierarchy Process) [10, 11, 12, 13, 14] felhasználása a módszertan továbbfejlesztéséhez, amely ezen információkat is azonosíthatóvá teszi, így növelve a döntéshozók megfelelő támogatását, és segíthetik a döntéshozó preferenciáinak konzisztenciájával és inkonzisztenciájával kapcsolatos problémák megoldását. A hierarchia kialakítása, a prioritások meghatározása, a kritériumok súlyozása mind lehetővé teszik az AHP döntéshozatali folyamatba való illesztésével, hogy számos különböző tervezési feladatra is kiterjeszhető használata, beleértve az orvostudományi döntésméleletet is.

## 7. IRODALOM

- [1] GILL, T. Grandon; MURPHY, W. Task complexity, and design science. In: 9th International Conference on Education and Information Systems, Technologies and Applications (EISTA 2011). 2011.
- [2] Ali Jahan, Kevin L. Edwards, Marjan Bahraminasab, 2 - Materials selection in the context of design problem-solving, Multicriteria Decision Analysis for Supporting the Selection of Engineering Materials in Product Design (Second Edition), Butterworth-Heinemann, 2016, Pages 25-40, ISBN 9780081005361
- [3] M. Ashby: Designing architected materials, Scripta Materialia 68, ISSN: 1359-6462, 2013., 5.
- [4] <https://asset.conrad.com/media10/add/160267/c1/-/en/002236979DS00/adatlap-2236979-quickcool-qc-127-14-85a-peltier-elem-143-v-85-a-713-w-lxbxh-40-x-40-x-38.pdf>, Megtekintve: 2022.02.20.
- [5] <http://vijaydeep.in/rectangular-wire-die-springs-iso-10243-standard-characteristics-and-tolerances-vg1/>, Megtekintve: 2022.02.20.

[6] <https://www.santechchem.com/bismuth-telluride-cube-127.html>, Megtekintve: 2022.02.20.

[7] Murmu, Peter & Kennedy, John & Liu, Zihang & Mori, Takao.: The role of sulfur valency on thermoelectric properties of sulfur ion implanted copper iodide, Journal of Alloys and Compounds. 921. 166103. 10.1016/j.jallcom.2022.166103.

[8] Wei-Di Liu, Zhi-Gang Chen, Jin Zou: Eco-Friendly Higher Manganese Silicide Thermoelectric Materials: Progress and Future Challenges, Advanced Energy Materials, Volume 8, Issue 19, July 5, 2018, ISSN: 1614-6840

[9] Karegoudar, Shilpa & Raheman, Md Abdul & Aabid, Abdul & Baig, Muneer & Rk, Veerasha & Kudva, Nagesh. (2022). A Systematic Review of Thermoelectric Peltier Devices: Applications and Limitations. Fluid Dynamics and Materials Processing. 1-20. 10.32604/fdmp.2022.020351.

[10] Ghaleb, Atef & Kaid, Husam & Alsamhan, Ali & Mian, Syed Hammad. (2020). Assessment and Comparison of Various MCDM Approaches in the Selection of Manufacturing Process. Advances in Materials Science and Engineering. 2020. 13. 10.1155/2020/4039253.

[11] Yue, Han & Zhu, Tian-Lu & Zhou, Zheng-Jun & Zhou, Tao. (2022). Improvement of Evaluation Method of Elderly Family Medical Product Design Based on AHP. Mathematical Problems in Engineering. 2022. 1-8. 10.1155/2022/4036030.

[12] Tian-Lu Zhu, Ya-Jun Li, Ceng-Juan Wu, Han Yue, Yi-Qian Zhao: Research on the Design of Surgical Auxiliary Equipment Based on AHP, QFD, and PUGH Decision Matrix. Mathematical Problems in Engineering. 2022. 10.1155/2022/4327390.

[13] Barkaoui, Housseem & Rejeb, Helmi & Barkaoui, Abdelwahed & Tavares, Joao. (2022). Multi-criteria Decision Making for Medical Device Development. Engineering Management Journal; EMJ. 10.1080/10429247.2022.2040267.

[14] Tseng, Chun-Chieh & Hong, Cheng-Fang & Chang, Hui-Ling. (2008). Multiple Attributes Decision-Making Model for Medical Service Selection: An AHP Approach. 15.

# FORGÓ TENGELY SAJÁTFREKVENCIÁJÁNAK MÉRÉSÉRE ALKALMAS BERENDEZÉS TERVEZÉSE

## DESIGN OF EQUIPMENT SUITABLE FOR MEASURING THE NATURAL FREQUENCY OF ROTATING SHAFT

*Apáti Sándor, PhD hallgató, Miskolci Egyetem, Szerszámgépészeti és Mechatronikai Intézet*  
*Hegedűs György, PhD, Miskolci Egyetem, Szerszámgépészeti és Mechatronikai Intézet*

### ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT)

In this paper, the construction and operation of a measuring bench for measuring the vibration state of a rotating shaft and the evaluation of the measurement results are presented. The design of the measuring bench was aimed at measuring the vibration generated by the excitation effects on the shaft. The effect of the imbalance and the position of the disc on the vibration characteristics is shown in diagrams. It is also observed that at higher speeds the vibration plotted shows an irregular shape. This is due to the excitation effects on the whole structure.

### 1. BEVEZETÉS

Forgó mozgást végző tengelyek tervezésénél ügyelni kell a rezgések csökkentésére, figyelembe véve azok forrásait. Ezenkívül figyelembe kell venni a rezgés intenzitását, a tengely kritikus sebességét, stabilitását és egyéb a rendszer tulajdonságait befolyásoló paramétereket. Az említett paraméterek hatásait különösen a kritikus fordulatszámokon kell vizsgálni, mivel a rendszer rezgési tulajdonságai jelentősen megváltoznak, amelyek a tengely károsodását, a forgó alkatrészek és a csapágyazások idő előtti tönkremenetelét okozhatják [1].

A tengelyek élettartamát befolyásoló rezgések közé tartoznak a különböző mértékű csavaró rezgések. A nagymértékű torziós rezgés károsíthatja a forgó berendezéseket, vagy azok meghibásodásához vezet, ami költséges leállásokat okozhat. Az átfogó torziós rezgéselemzés a tipikus módszer egy olyan torziós rendszer megtervezésére, amely kiküszöböli az ilyen problémákat. A torziós rendszer tervezésének követelményeit különböző szabványok definiálják, azonban bizonyos fokú bizonytalanság mindig jelen van az analitikai adatokban, a modellezési technikákban, valamint a gerjesztésre és csillapításra vonatkozó feltételezésekben [2].

A tengely torziós sajátfrekvenciáinak prediktív számítását a torziós rezonancia problémák elkerülése érdekében végezzük. Azonban gyakran

kényes a megfelelő gerjesztési frekvenciák kiválasztása, valamint a modális csillapítási tényezők meghatározása, amelyeket figyelembe kell venni a számításnál. További pontatlanságot okoz, hogy a csapágyak rugalmasságát elhanyagolják a peremfeltételekben, ami az eredményeket bizonytalanná teszi. A gyakorlatban ezért gyakran hasznos a torziós sajátfrekvenciák kísérleti mérése a számítások validálása [3].

Minden rugalmas rendszerre jellemző a saját rezgéseinek periódusa, amelyet a merevsége és a saját tömege határoz meg. Ha egy ilyen rendszer a kiegyensúlyozatlan tömegek vagy más okok miatt változó erők és nyomatékok hatására kényszerrezgéseknek van kitéve, és ha ezen erők és zavaró momentumok változásának frekvenciája megegyezik a rezgések frekvenciájával vagy annak többszörösével, akkor a rezgések amplitúdója gyorsan növekszik, és rezonancia lép fel. A tengelyek esetében a hatóerők és a zavaró torziós nyomatékok függvényében hossz-, torziós és keresztirányú rezgések léphetnek fel. Gyakorlati szempontból leggyakrabban csak az utóbbi két rezgéstípusról van szó, mert általában a hosszirányú visszaállító erők nagyon nagyok, és a hosszirányú rezgések amplitúdója kicsi. A legtöbb esetben a keresztirányú rezgések a keresztirányú erők hatására lépnek fel, amelyek periodikusan ismétlődnek [4], [5].

A gyakorlatban előfordulnak olyan feladatok is, ahol az aszimmetrikusan koncentrált tömegű tengelyek (pl. fogaskeréktengelyek, kúpos zúzógépek főtengelyei) kritikus fordulatszámát kell meghatározni [6].

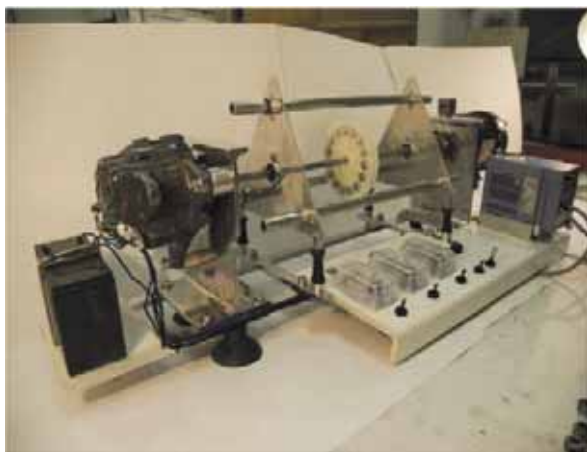
A torziós rezgések vizsgálatára analitikus módszerek is alkalmasak lehetnek. Egy hajócsavar erőátviteli tengelyének vizsgálatára két módszert dolgoztak ki, melyek közül az első, közelítő eljárásban a tengelyvonalat kéttömegű rendszerként modellezték. A második eljárásban a teljes rendszer több szabadságfokú problémáját *Rayleigh-Ritz* módszerrel oldották meg. A vázolt analitikai eljárások felhasználhatók a tengely

torziós rezgéseinek becslésére a koncepcionális tervezési szakaszban, valamint a már üzemben lévő berendezésekre is [7].

Torziós rezgések eredendően jelen vannak minden forgó hajtásláncban. Rezonáns körülmények között a torziós rezgések jelentősen felerősíthetők. A torziós rezgés csökkentésének tipikus módszere, különösen rezonancia esetén, a torziós sajátfrekvenciák módosítása az alkatrész tervezésével. Általában a módosítás egyszerű módja a hajtásba beépített elemek torziós merevségének beállítása [8].

## 2. A TERHELŐPAD FELÉPÍTÉSE

A bevezetésben áttekintett tanulmányok és kutatások alapján látható, hogy a forgó tengelyek kritikus fordulatszámának és a tengelyek különböző rezgéseinek vizsgálata kiemelkedően fontos feladat. Az általunk elvégzett kísérleti méréseket az 1. ábrán látható terhelőpadon végeztük.



1. ábra. A mérőpad kialakítása és a hozzá kapcsolt mérésadatgyűjtő rendszer

Amint az 1. ábrán látható, a tengelyre egy tárcsa szerelhető a hossz tengely mentén, amit tetszőleges pozícióban rögzíthetünk a tengelyre. A tárcsán  $15 \times \varnothing 150 \times M8$  menetes furat található, ennek segítségével a forgó tengelyre szerelt tömeg helyezhető, aminek következtében a rendszer tehetetlenségi nyomatéka és kiegyensúlyozatlansága változtatható. A tárcsa tömege és tehetetlenségi nyomatéka, valamint a tengelyen való elhelyezkedése a tengely sajátfrekvenciáit befolyásoló paraméterek. A tárcsa kiegyensúlyozatlansága biztosítja a gerjesztő hatásokat a tengely forgásakor.

A próbapad hajtását egy 300 W teljesítményű villanymotor biztosítja, amelynek fordulatszámát fokozatmentesen szabályozhatjuk egy frekvenciaváltó segítségével  $0-5000 \text{ min}^{-1}$  tartományban. A hajtáslánc terhelését egy 500 W

teljesítményű autógenerátor biztosítja, amit további 3 db 25 W teljesítményű kiegészítő terheléssel növelhetünk diszkrét lépésekben. A próbapad üzemelésekor a mérések regisztrálását és a mérési adatgyűjtést egy *Hottinger Baldwin Messtechnik Ltd.* mérési adatgyűjtő rendszer biztosítja. A mérés alapja egy *Spider8* berendezés, ami egy többcsatornás PC mérőelektronika párhuzamos, dinamikus mérési adatok számítógépes gyűjtésére. A *Spider8* kompakt kivitelben tartalmazza mindazt, ami a méréshez szükséges. Az ilyen mérőrendszer nem igényel további csatlakozási és vezetékezési telepítéseket, sem nagy konfigurációs előbeállításokat. A mért adatok feldolgozását és közvetlen megjelenítését egy *CATMAN EASY* mérőszoftver teszi lehetővé. A rendszer számos előkészített mérőprogramot kínál a felhasználó számára értékelő diagramokkal, ami meggyorsítja a mért adatok kiértékelését. A terhelőpadon elhelyezett tengely hajlítórengését kétféle módon mérhetjük. Az egyik módszernél egy piezoelektromos gyorsulásmérővel mérhetők a terheléskor fellépő értékek három tengely mentén, amiket az állvány két végtelezén rögzítünk. A másik mérési módszernél 4 darab nyúlásmérő bélyeggel létrehozott teljes híd méri a rezgés hatására bekövetkező alakváltozásokat. Méréskor a tengely sajátfrekvenciáihoz viszonyított szögsebességtől függően a jelátalakítók a rezgés amplitúdójával arányos elektromos jelet hoznak létre. A tengely sajátfrekvenciái a tengely fordulatszámának növelésével és a rezgés amplitúdójának ellenőrzésével mérhetők. A sajátfrekvencia (vagy a kritikus fordulatszám) azon a szögsebességen van, amelynél a rezgés maximális értéke alakul ki.

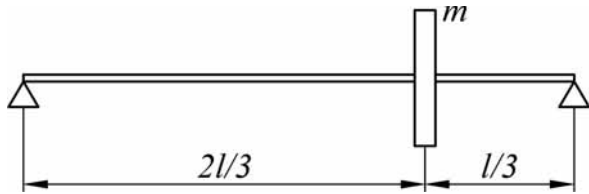
## 3. MÉRÉSI EREDMÉNYEK

A méréseket többféle elrendezésben végeztük, melyek során mértük a piezoelektromos gyorsulásmérő  $x$  irányú gyorsulását, valamint a rezgésamplitúdó nagyságát a fordulatszám függvényében. A piezoelektromos gyorsulásmérőt és a nyúlásmérő bélyegeket úgy rögzítettük, hogy azok mérési iránya azonos legyen ( $x$  irány). A tengely és a tárcsa elrendezését kétféle módon valósítottuk meg, ezeket a következő alfejezetek ábrái szemléltetik.

### 3.1. 1. Mérési eredmény

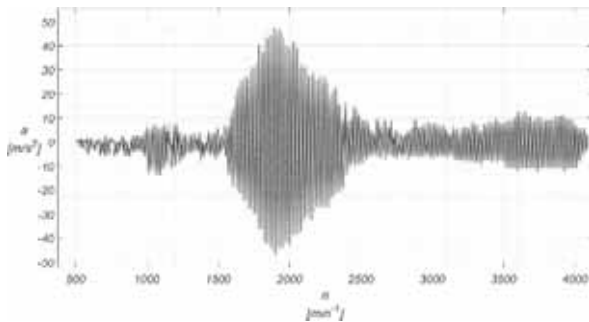
Ebben a mérési elrendezésben a tárcsát a tengely hosszának  $1/3$ -ánál rögzítettük (2. ábra), a tárcsa menetes furataiba a kötőelemeket beszereltük, így a tárcsa szerelt tömege 300 g volt.





2. ábra Az I. mérési elrendezés vázlata

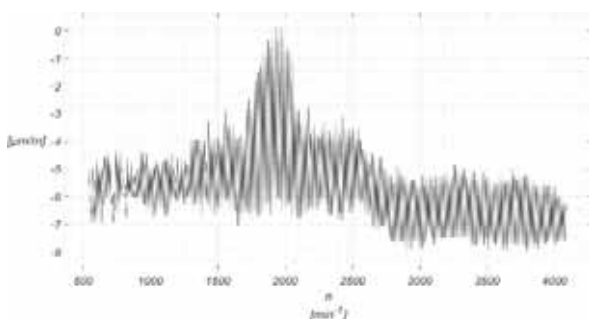
A mérési eredmény azt mutatja, hogy a maximális rezgésgyorsulás  $1950 \text{ min}^{-1}$  fordulatszámnál éri el a legnagyobb értéket. A rezgésamplitúdó nagyságára az elmozdulással arányos nyúlásmérőbélyegek által szolgáltatott elektromos jelből lehet következtetni.



3. ábra. A rezgésgyorsulás a fordulatszám függvényében (I. mérés)

A 3. ábra a rezgésgyorsulás mérési eredményét mutatja a fordulatszám függvényében. A mérést úgy végeztük, hogy a tárcsát a tengely hosszának  $1/3$ -ánál rögzítettük, és 3 darab kötőelemet kiszereztünk a tárcsáról, ami a tárcsa kiegyensúlyozatlanságát okozta, továbbá csökkentett tömeget eredményezett.

Az ábrán látható, hogy a redukált tömeg miatt a sajátfrekvencia magasabb frekvencián ( $\sim 2000 \text{ min}^{-1}$ ) keletkezett, és a megnövekedett gerjesztő hatások miatt a rezgés amplitúdója a kritikus fordulatszám átlépése után minimálisan csökkent.



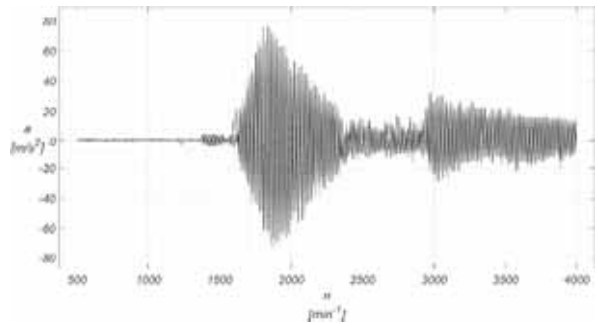
4. ábra. Rezgésamplitúdó a fordulatszám függvényében (I. mérés)

A 4. ábra a rezgésamplitúdó mérési eredményét mutatja a fordulatszám függvényében. Látható,

hogy magasabb fordulatszámnál a mérési eredmény bizonytalan rezgési tartományt mutat. Ennek oka az lehet, hogy a teljes szerkezetet érte a gerjesztő hatás.

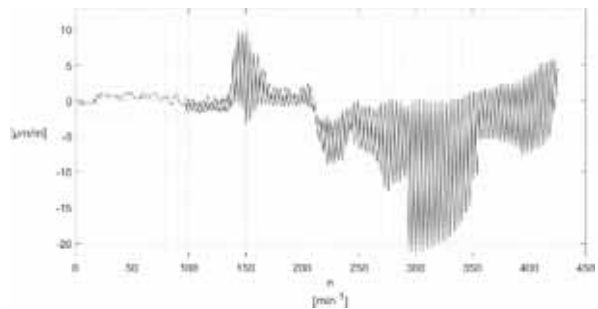
### 3.2. II. Mérési eredmény

Ebben az esetben a mérés elrendezése megegyezik az előző esetben ismertetett méréssel. A mért rendszer azonban abban különbözik az előzőtől, hogy itt tárcsa kiegyensúlyozatlan és  $290 \text{ g}$  tömegű. Az 5. ábrán látható, hogy a maximális rezgésgyorsulás értéke már  $\sim 1800 \text{ min}^{-1}$  fordulatszámnál megjelenik és a kitérés enyhe növekedése  $\sim 3300 \text{ min}^{-1}$  fordulatszámtól megfigyelhető.



5. ábra. A rezgésgyorsulás a fordulatszám függvényében (II. mérés)

A 6. ábra a nyúlásmérő bélyegek alkotta mérőhíd által regisztrált mérési eredményt szemlélteti ugyanarra a mérési elrendezésre.



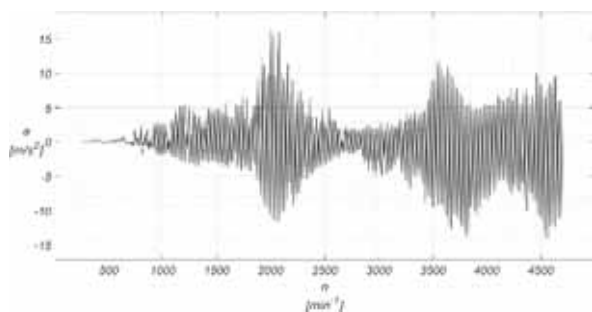
6. ábra. Rezgésamplitúdó a fordulatszám függvényében (II. mérés)

Megfigyelhető, hogy ennél a konfigurációnál is  $\sim 1800 \text{ min}^{-1}$  fordulatszámnál jelentkezik a legnagyobb rezgés kiterés. A 3. és 4. ábrákkal összehasonlítva a mérési eredmények nagyobb és szabálytalanabb rezgésgyorsulást és rezgés kiterését mutatnak, ami azzal magyarázható, hogy a kötőelemek eltávolításával a szíjtárcsa kiegyensúlyozatlanná vált, ami jelentősen növelte a tengely rezgését. Ezen az ábrán is látható, hogy  $\sim 3300 \text{ min}^{-1}$  fordulatszámnál megjelenik a mért

maximális érték, amelynél a rezgéscsúcsok jelentkeznek.

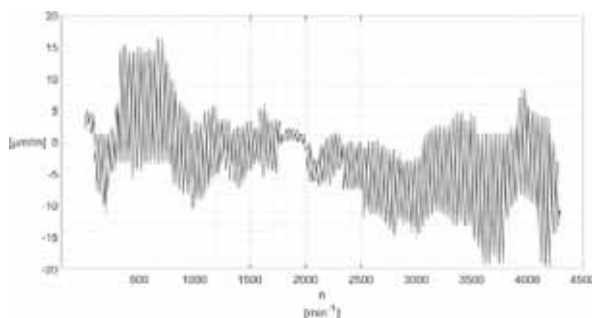
### 3.3. III. Mérési eredmény

Ebben a mérési elrendezésben az  $x$  irányú gyorsulást mutatja a sebesség függvényében.



7. ábra. A rezgés gyorsulás a fordulatszám függvényében (III. mérés)

Az előző ábrán jól láthatóak a rezgésmaximumok. A rezgés gyorsulásmérő által rögzített grafikonon látható, hogy  $\sim 3500 \text{ min}^{-1}$  és  $\sim 4700 \text{ min}^{-1}$  tartományban több maximális gyorsulás is van. A nyúlásmérő bélyegek által detektált mérési eredményeket a 8. ábra szemlélteti.



8. ábra. Rezgés amplitúdó a fordulatszám függvényében (III. mérés)

Megfigyelhető, hogy a nyúlásmérő bélyegek által regisztrált diagram egy kicsit pontosabb képet ad arról, hogy hol vannak azok a frekvenciák, ahol a rendszer rezonanciára hajlamos. Látható, hogy a gyorsulás és a rezgésértékek növekedése már alacsonyabb sebességeknél jelentkezik. Ebből arra lehet következtetni, hogy az excentrikus tárcsa a két tengelykapcsoló felénél helyezkedik el, befolyásolja a tengely rezgési viszonyait, mint amikor a csapágytartóhoz egyharmadánál közelebb helyezték el. Az elmozdulás - fordulatszám diagram azt mutatja, hogy a rezgéscsúcsok alacsony fordulatszámon már  $\sim 1000 \text{ min}^{-1}$  körül jelentkeznek.

## 4. ÖSSZEFOGLALÁS

Ebben a cikkben bemutatunk egy forgó tengely rezgésállapotának mérésére alkalmas mérőpad

felépítését és működési módját, valamint a mérési eredmények kiértékelését. A mérőpad kialakításának célja a tengelyt gerjesztő hatások által kialakuló rezgés mérése volt. A kiegyensúlyozatlanság és a tárcsa helyzetének hatása a rezgési jellemzőkre a diagramokon látható. Az is megfigyelhető, hogy magasabb fordulatszámon az ábrázolt rezgés szabálytalan alakot mutat. Ennek oka az, hogy az egész szerkezetet érik a gerjesztő hatások.

## 5. IRODALOM

- [1] Choong-Yul S, Young-Hyun R, Kang-Su L: *A study on the vibration characteristics of critical speed for rotor shaft*, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering 18:961–971., (2008), doi: 10.5050/ksnvn.2008.18.9.961
- [2] Wang, Qingyu; Feese, Troy D.; Pettinato, Brian C.: *Torsional Natural Frequencies: Measurement Vs. Prediction*, Proceedings of the Forty-First Turbomachinery Symposium September 24-27, 2012, Houston, Texas, <https://doi.org/10.21423/R1RM09>
- [3] Vasselín J-L: *Practical methodologies for on-site measurements of torsional natural frequencies – application to industrial cases*, Surveillance 7 International Conference: October 29-30, 2013, Chartres, France
- [4] Huang Z, Han B: *Effective approach for calculating critical speeds of high-speed permanent magnet motor rotor-shaft assemblies*, IET Electric Power Applications 9:628–633., (2015), doi: 10.1049/iet-epa.2014.0503
- [5] Geonea I, Dumitru N, Margine A: *Analytical and numerical study of critical speed for right shafts*, Springer Proceedings in Physics 411–417., (2017), doi: 10.1007/978-3-319-69823-6\_49
- [6] Gorbatyuk S, Kondratenko V, Sedykh L: *Influence of critical speed when working shafts with asymmetrically located monolithic weighting on the accuracy of work surfaces*, Materials Today: Proceedings 19:2117–2120., (2019), doi: 10.1016/j.matpr.2019.07.222
- [7] Senjanović I, Hadžić N, Murawski L, et al: *Analytical procedures for torsional vibration analysis of Ship Power Transmission System*. Engineering Structures 178:227–244., (2019), doi: 10.1016/j.engstruct.2018.10.035
- [8] Kinnunen K, Laine S, Tiainen T, Viitala R: *Method for adjusting torsional natural frequencies of powertrains with novel coupling design*, Machines 10:162., (2022), doi: 10.3390/machines10030162

# ELEKTROMECHANIKUS SEBESSÉGVÁLTÓ AKTUÁTOR DINAMIKAI MODELLEZÉSE

## DYNAMIC MODELING OF AN ELECTROMECHANICAL GEARSHIFT ACTUATOR

*Ayham Aljawabrah, PhD Student, aaljawabrah@edu.bme.hu*  
*Dr. László Lovas, associate professor, lovas.laszlo@kjk.bme.hu*  
*BME Department of Railway Vehicles and Vehicle System Analysis*

### ABSTRACT

The gearshift mechanism is an essential part of the automated shift control system. Among the available types, the electromechanical gearshift mechanism is more reliable. This paper aims to analyze an electromechanical gearshift mechanism used in a sequential transmission. Analyse and modeling of the system dynamics show that the resulting system is highly nonlinear. Simulated tests are performed in the system model at different input voltages to study the open loop system response and its nonlinear behavior.

### 1 INTRODUCTION

In motor vehicles, the gearbox contains different gear ratios, as it is used to set the driving torque to fit the different driving conditions. It provides the required high torque for starting the vehicle. After the start, the required torque decreases, so the gearbox will provide the optimum torque to the wheel at given speed. During the operation, the selected transmission ratio is influenced by the actual vehicle driving conditions. Thus, it is either determined by the driver of the vehicle, via the gear selector in the passenger cabin, as in a conventional manual transmission (MT), or by a transmission control unit (TCU), as in stepped automatic transmissions (AT). A MT has higher efficiency compared to the conventional ATs. However, ATs have complete control over gear selection, based on factors such as driver demand, speed, and road gradient. Here the TCU chooses the appropriate gear ratio, so this ensures the ICE operating in its most efficient speed range for a given vehicle load [1].

In an attempt to combine the benefits of MTs and ATs, automated manual transmissions (AMT) and dual clutch transmissions (DCT) have been developed. However, DCTs are more expensive than AMTs as their technology is in an early stage, and they have a longer time-to-market due to the extra development required to design the transmission components and implement the control system of the transmission [2].

Automated Mechanical Transmission (AMT) is a modified version of traditional MT.

Specifically, Automated Shift Control System (ASCS) is added to AMT based on mechanical transmission to achieve automatic shift operation of vehicles. ASCS usually has three main parts: sensors, transmission control unit and executive mechanism. A crucial part of ASCS is an executive mechanism of high accuracy and reliability, which, in the meanwhile, is the key technology for realizing automatic control of AMT of vehicles [3]. The actuation mechanism can be pure hydraulic, electrohydraulic, electropneumatic, or electromechanical. As compared with others, the electromechanical shift mechanism has the advantage of compact structure, small size, easy operation, reliability, and energy saving abilities [4]. Electromechanical actuators are widely used in vehicle transmissions [4-6].

The electromechanical actuators usually include an AC servo motor and a cam mechanism, and system dynamics usually is nonlinear. However, the actuator shall have an accurate dynamic response to the TCU.

In this paper, an electromechanical gearshift mechanism used in a sequential transmission is analyzed. The system dynamics are modeled. Then, the system model is simulated with Simulink to study the open loop system response and the states trajectories.

### 2 GEARSHIFT ACTUATOR

#### 2.1 Actuator geometry

The gearshift mechanism under consideration (Figure 1) is a part of a 4 speed sequential transmission. It consists of an electric motor (EM), a disk-type cam roller-follower mechanism, and two shifting forks. The EM is a 24V servo AC motor, which provides the rotational motion for the disk, while the cam follower mechanism converts the rotational motion to a linear one. The disk has two slots for forks 1 and 2 respectively, and the slots profiles govern the coupled rotational-linear motion. The forks can move linearly only. One fork is attached to the 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> gears (Fork 1) and the other to the 3<sup>rd</sup> and 4<sup>th</sup> gears (Fork 2).

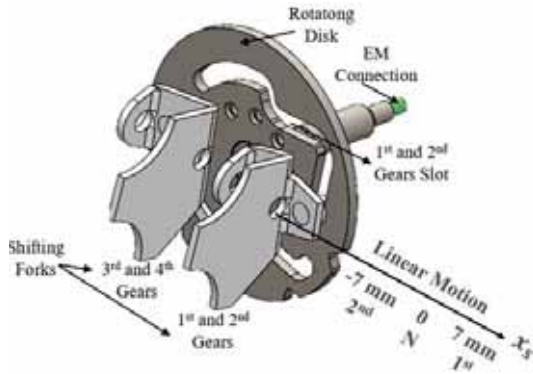


Figure 1 Shifting Mechanism Geometry

The linear position  $x_s$  of the forks as a function of the disk angle  $\theta_k$  is shown in Figure 2, while the disk's angular position and the forks' linear position are summarized in Table 1.

Table 1 Disk angle and fork positions for different gear ratios

Gear	1 <sup>st</sup>	2 <sup>nd</sup>	3 <sup>rd</sup>	4 <sup>th</sup>
$\theta_k$ (deg)	34	70	108	144
	Fork 1 / Fork 2	Fork 1 / Fork 2	Fork 1 / Fork 2	Fork 1 / Fork 2
$x_s$ (mm)	7 / 0	-7 / 0	0 / 7	0 / -7

## 2.2 Dynamic modeling

The focus of this paper is on 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> gears, so, the disk angle range considered is in the interval  $[0, 90]$  deg. The 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> gears slot profile consist of eleven straight lines and circular arc segments. The linear displacement will be a piecewise function of the disk (or electric motor) rotation angle ( $\theta_k$ ).

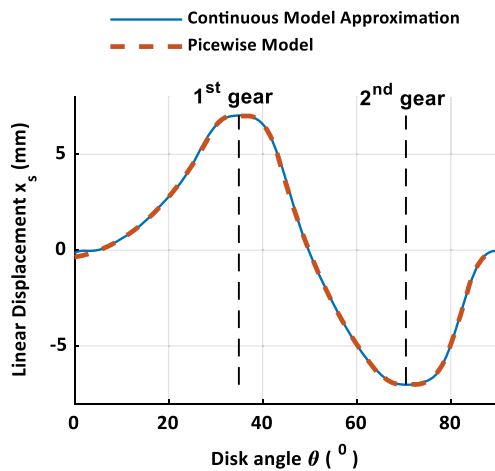


Figure 2 Linear Displacement  $x_s$

For simplicity, the piecewise profile has been approximated by an eight terms Fourier series, as Eq. (1) shows. Figure 2 shows the

comparison between the piecewise model and Fourier series approximation, and the goodness of the fitting  $R^2$  is 0.9999. At neutral gear, the sliding sleeve is at  $0$  mm, then it moves to  $7$  mm to engage the first gear, then it moves back to  $-7$  mm to engage the second gear.

$$x_s = a_0 + \sum_1^8 (a_k \cos(k\omega\theta_k) + b_k \sin(k\omega\theta_k)) \quad (1)$$

From Eq.(1), Eq.(2), and Eq.(3) can be obtained.

$$\dot{x}_s = \frac{dx_s}{d\theta_k} \dot{\theta}_k \quad (2)$$

$$\ddot{x}_s = \frac{d^2x_s}{d\theta_k^2} \dot{\theta}_k^2 + \frac{dx_s}{d\theta_k} \ddot{\theta}_k \quad (3)$$

The linear force equilibrium is given according to Eq.(4):

$$m\ddot{x}_s = F \quad (4)$$

$$F = F_{act} - F_x \quad (5)$$

The force  $F_x$  includes the internal friction forces between the follower and the cam as well as the sliding friction forces. The sliding friction forces include the Coulomb friction force and the viscous friction. However, two model simplifications are considered

- The internal friction forces are ignored since the mechanism has a roller follower.
- The sliding friction forces are not considered since the model is highly nonlinear and the response of the system itself is on focus.

Based on this,  $F_x$  is neglected.

A torque  $T$  results from the interactions with the cam-follower mechanism. Based on the law of conservation of energy, the relation between the interface force  $F_{act}$  and the torque  $T$  can be written according to Eq.(6). Then, Eq. (3), Eq.(4), Eq.(5), and Eq.(6) are combined to obtain a relation for the torque  $T$  as shown in Eq.(7):

$$T = F_{act} \frac{dx_s}{d\theta_k} \quad (6)$$

$$T = m \left( \frac{dx_s}{d\theta_k} \right)^2 \ddot{\theta}_k + m \frac{dx_s}{d\theta_k} \frac{d^2x_s}{d\theta_k^2} \dot{\theta}_k^2 \quad (7)$$

The torque equilibrium on the output shaft of the electric motor is given according to Eq.(8). Eq.(9) results by substituting Eq.(7) into Eq.(8), and it represents the coupled linear-rotational dynamics for the cam-follower mechanism.

$$J_k \ddot{\theta}_k = T_L - T \quad (8)$$

$$\left( m \left( \frac{dx_s}{d\theta_k} \right)^2 + J_k \right) \ddot{\theta}_k + m \frac{dx_s}{d\theta_k} \frac{d^2x_s}{d\theta_k^2} \dot{\theta}_k^2 = T_L \quad (9)$$



Since Eq. (1) is nonlinear, Eq. (9) is nonlinear too. Here,  $m$  is the mass of the linearly moving parts, and  $J_k$  is the inertia of the disk. The load torque  $T_L$  is supplied by the electric motor. The electric motor dynamics are shown in Eq. (10) for the electrical part and Eq.(11) for the mechanical part. Here,  $K_t$  is the torque constant,  $K_e$ , back electromotive force constant, and  $R$  and  $L$  are the electrical resistance and inductance.

$$L \frac{di}{dt} + Ri = V - K_e \dot{\theta} \quad (10)$$

$$J_M \ddot{\theta}_k = K_t i - T_L \quad (11)$$

Eq.(9) and (11) can be combined to form Eq.(12):

$$\left( m \left( \frac{dx_s}{d\theta_k} \right)^2 + J_k + J_M \right) \ddot{\theta}_k + m \frac{dx_s}{d\theta_k} \frac{d^2 x_s}{d\theta_k^2} \dot{\theta}_k^2 = K_t i \quad (12)$$

The equivalent inertia is shown in Eq. (13). It is obvious that the system has time-dependent inertia, which is a consequence of the nonlinear relationship between the linear and rotational motion

$$J_{eq} = m \left( \frac{dx_s}{d\theta_k} \right)^2 + J_k + J_M \quad (13)$$

### 3 RESULTS

The model parameters are listed in Table 2. Figure 3 shows the change in the time-varying inertia  $J_{eq}$  and the first derivative  $dx_s/d\theta_k$ , with respect to the disk angle  $\theta_k$ .

Table 2 System parameters

$J_M$	$720 \times 10^{-9} \text{ kg.m}^2$	$J_k$	$224.43 \times 10^{-6} \text{ kg.m}^2$
$K_e$	$0.191 \text{ V.s/rad}$	$K_t$	$0.1125 \text{ N.m/A}$
$L$	$3.2 \times 10^{-3} \text{ H}$	$R$	$0.9 \Omega$
$m$	$0.6 \text{ kg}$		

Before the  $4.2^\circ$  disk angle, there is no change in the inertia since there is a small change in the axial displacement  $x_s$  and it is clear from  $dx_s/d\theta_k$  curve. However,  $x_s$  changes beyond this angle and the inertia increases to  $5.2 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$  at  $30^\circ$ , then decreases suddenly at  $32^\circ$  and reaches  $2.25 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$  at  $34^\circ$  when Fork 1 approaches its final position for the 1<sup>st</sup> gear, where  $dx_s/d\theta_k$  is zero.

Then the inertia does not change until  $37^\circ$  when it suddenly increases until it reaches a maximum of  $14.4 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$  at  $44^\circ$ , where the maximum  $dx_s/d\theta_k$  is located. Afterwards, the inertia decreases until it reaches  $2.25 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$  at  $70^\circ$ , where the 2<sup>nd</sup> gear is engaged.

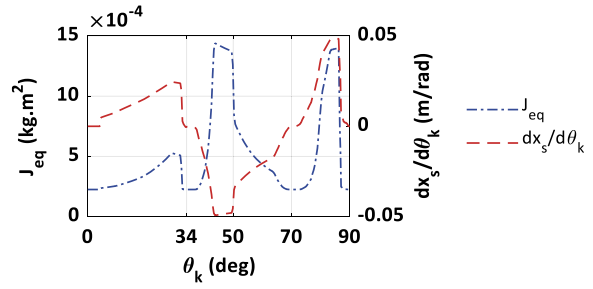


Figure 3 Time-varying inertia

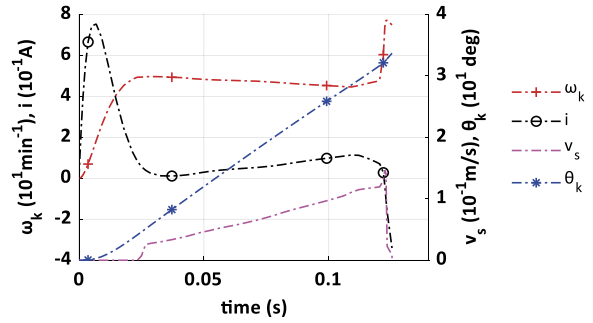


Figure 4 Open loop response N-1<sup>st</sup> gearshift at 1V input

The shifting mechanism has been simulated with Simulink with constant input voltage to study its nonlinear behavior, and Figure 4 shows the system's open-loop response for 1V input. In Figure 4, the motor angular velocity and current increase until time  $0.007s$  but the current starts to decrease from  $0.75A$  when the back electromotive force (EMF) is high. The angular velocity reaches  $50 \text{ min}^{-1}$  and then starts to decrease at  $0.023s$  when  $\theta_k$  is  $4.2^\circ$ , where  $J_{eq}$  starts to increase as shown in Figure 3. At  $0.023s$ , the motor starts to feel more inertia and according to the law of energy conservation, the velocity shall decrease, which preserves the system's available energy. In the period  $[0.037, 0.11] s$  the system shows a linear response for the current and angular velocity, where  $\theta_k$  is in the period  $[8, 26] \text{ deg}$ . This linear response is clearly seen in  $\theta_k$  curve. At  $0.12s$ ,  $\theta_k$  is  $31.5^\circ$  where  $J_{eq}$  decreases rapidly as seen in Figure 3, and this causes the angular velocity to increase rapidly, according to the energy conservation laws. On the other hand, the current decreases rapidly due to high EMF. Regarding the axial velocity, its value is zero before  $4.2^\circ$  since the linear position does not change and  $dx_s/d\theta_k$  is zero, even though there is a rotational motion. In fact, in the interval  $[0, 4.2] \text{ deg}$ , the system is linear, where all nonlinear terms in Eq.(12) fall to zero, and the system's differential equation (DE) system describes a simple linear EM.

Figure 5 shows the system response for 5V input, and the state variables show a similar trend to the ones for unit step voltage (Figure 4), but the current and angular velocity reach  $3.8A$  and

$210\text{min}^{-1}$ , in the disk angle region  $[0, 4.2] \text{ deg}$ , compared to  $0.75\text{A}$  and  $50\text{min}^{-1}$  in  $1\text{V}$  step input.

The system nonlinearity is clearer, especially in the period  $[0.037, 0.11] \text{ s}$ , compared to the period  $[0.037, 0.11] \text{ s}$  in Figure 4. In fact, the increased nonlinear terms effects is governed by the shifting time and the time constant  $\tau$  for the linear part. The linearized model part is a simple EM DE, or RL circuits linear differential equation (LDE) system, and all besides the mechanical side LDE. The time constant  $\tau$  for RL circuit is  $L/R$  or  $3.56 \text{ ms}$  and it is well-known that a linear system needs  $4\tau$  to reach 98% of its steady state after a step input is supplied to it. In the case of  $1\text{V}$  input, the change in  $J_{eq}$  is slower than the  $5\text{V}$  case, and the system has more time to retain its new steady state, due to the change in  $J_{eq}$ .

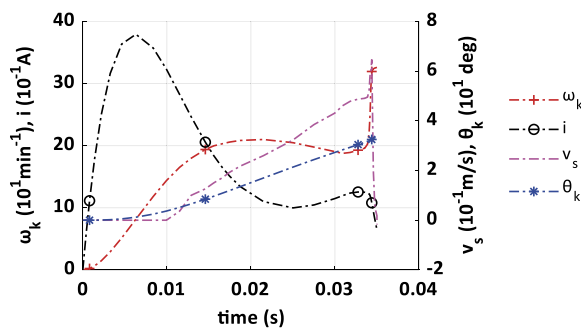


Figure 5 Open loop response  $N-1^{\text{st}}$  gearshift at  $5\text{V}$  input

Figure 6 shows the system response for  $1^{\text{st}}$  to  $2^{\text{nd}}$  gearshift under  $5\text{V}$  step input. For  $1^{\text{st}}$  to  $2^{\text{nd}}$ , the system makes  $14\text{mm}$  displacement compared to  $7\text{mm}$  in the case of  $N-1^{\text{st}}$  gearshift, so that, the  $1^{\text{st}}$  to  $2^{\text{nd}}$  has  $0.043\text{s}$  shift time compared to  $0.035\text{s}$  in  $N-1^{\text{st}}$  case, even though both have same input voltage. In the disk angle region  $[34, 37.7] \text{ deg}$ , the system does not have linear motion which is clear from the  $v_s$  curve, and the system behaves linearly in this region. The current peak inside this region is  $3.8\text{A}$  which is identical to that seen in Figure 5, which is a clear clue that the nonlinear terms have no effect when there is no linear motion. However, in Figure 5, the angular velocity is  $210\text{min}^{-1}$  at the end of this region compared to  $150\text{min}^{-1}$  in Figure 6, because in Figure 5, the system has  $4.2^\circ$  gap compared to  $3.7^\circ$  in Figure 6, before the linear motion starts. This grants the system more time to increase its speed before the linear motion starts.

#### 4 CONCLUSION

In this work, the electromechanical gearshift mechanism dynamics were analyzed. Even though the considered gearbox has four gear ratios, the focus was on the  $N-2^{\text{nd}}$  region. The coupled rotational-linear motion relation is

nonlinear and based on that the system dynamics are modeled and the resulting model is nonlinear. The system input is identified to be the voltage  $V$  while its output is the disk angle. The model is simulated for  $N-1^{\text{st}}$  and  $1^{\text{st}}-2^{\text{nd}}$  shifting cases at  $1\text{V}$  and  $5\text{V}$  inputs, and the state variable trajectories were analyzed.

This work helps to find a linearized version of the equation system that can describe the reality with accurate precision, and is reliable enough to rely on for control design.

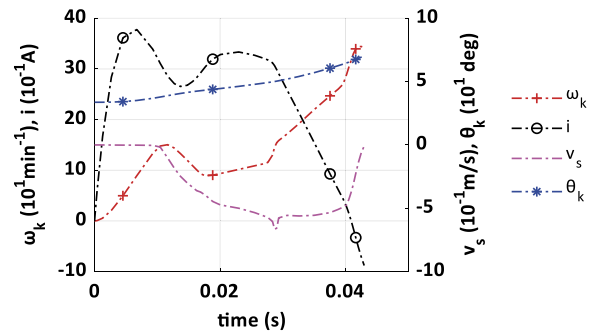


Figure 6 Open loop response  $1^{\text{st}}-2^{\text{nd}}$  gearshift at  $1\text{V}$  input

#### 5 REFERENCES

- [1] F. Rudolph, M. Schaefer, A. Damm, F. Metzner, I. Steinberg, The innovative seven speed dual clutch gearbox for Volkswagen's compact cars; Das innovative 7-Gang-Doppelkupplungsgetriebe fuer die Kompaktklasse von Volkswagen, (2007).
- [2] A. Turner, K. Ramsay, R. Clark, D. Howe, Direct-drive rotary-linear electromechanical actuation system for control of gearshifts in automated transmissions, 2007 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, IEEE, 2007, pp. 267-272.
- [3] M. Jian-min, X. Jun-qiang, C. Hui-yan, Automated shift mechanism applied to AMT system of positive independent mechanical split path transmission, 北京理工大学学报自然版 (2) (2009) 108-112.
- [4] J.L. Tao, H. Jin, W.S. Yuan, H.Y. Chen, Design on the Electromechanical Shift Mechanism of AMT, Applied Mechanics and Materials, Trans Tech Publ, 2011, pp. 355-359.
- [5] B. Supriyo, S. Ariyono, B. Tjahjono, B. Sumiyarso, Electro-mechanical Transmission Ratio Shifter of Rubber Belt Continuously Variable Transmission for Motorcycle Applications, Journal of Physics: Conference Series, IOP Publishing, 2019, p. 012071.
- [6] F. Zainuri, D.A. Sumarsono, M. Adhitya, R. Siregar, Design of synchromesh mechanism to optimization manual transmission's electric vehicle, AIP conference proceedings, AIP Publishing LLC, 2017, p. 020031.

# A HENGERESEN ORTOTRÓP NÉGYZET KERESZTMETSZETŰ RÚD SAINT-VENANT FÉLE CSAVARÁSI FELADATÁNAK KÖZELÍTŐ MEGOLDÁSA

## APPROXIMATE SOLUTION OF SAINT-VENANT TORSION OF CYLINDRICALLY ORTHOTROPIC BAR WITH SQUARE CROSS SECTION

*Ecsedi István, Professor Emeritus, Miskolci Egyetem, Műszaki Mechanikai Intézet;  
Baksa Attila, egyetemi docens, PhD, Miskolci Egyetem, Műszaki Mechanikai Intézet;  
Lengyel Ákos József, adjunktus, PhD, Miskolci Egyetem, Műszaki Mechanikai Intézet*

**ABSTRACT.** This paper deals with the Saint-Venant torsion of elastic cylindrical orthotropic solid square cross section. The origin of the cylindrical orthotropy coincides with the center of square cross section. By the use of two minimum theorems of elasticity upper and lower bounds are derived for the torsional rigidity of the considered cross section. Illustrative example shows that the one term approximation leads to relative closed bounds for the torsional rigidity.

**ÖSSZEFOGLALÁS:** A dolgozat négyzetkeresztmetszetű hengeresen anizotrop rúd Saint-Venant csavarási feladatával foglalkozik. A rugalmasságtan két minimum tételének felhasználásával alsó és felső korlátokat bizonyít a keresztmetszet csavarási merevségére. Példa szemlélteti a levezetett összefüggések alkalmazását.

**Keywords:** Saint-Venant torsion, cylindrically orthotropic, torsional rigidity, upper and lower bounds, shearing stresses.

### 1 INTRODUCTION

While the uniform torsion of homogeneous Cartesian anisotropic linearly elastic bars has been well documented it is the subject of several studies from both theoretical and numerical viewpoints [1-6] until then relative few articles and books deal with the task of uniform torsion problem of cylindrically anisotropic bars [2,3,4,7-11]. The object of this paper is the Saint-Venant torsion of homogenous cylindrical orthotropic solid square cross-section. The bar with square cross section is an important structural component, the investigation of its deformation under the torsional load is the subject of several books of linear elasticity [1-4].

Figure 1 shows the bar with square cross section which is subjected to torsional load. The material of the bar is elastic, homogenous and cylindrical orthotropic with shear moduli  $G_{rz}, G_{\varphi z}$  [2,3,4].

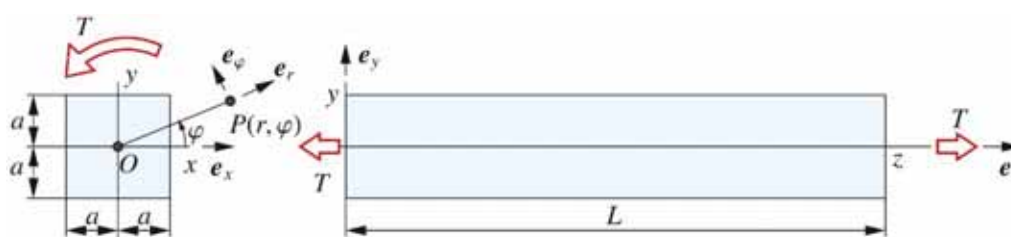


Figure 1 Cylindrical anisotropic bar with torsional load.

The Prandtl stress function formulation in the cylindrical coordinate system  $Or\varphi z$  leads to the following Dirichlet type boundary-value problem (Figure 1) for the uniform torsion of the cylindrical orthotropic cross section

$$\frac{1}{G_{\varphi z}} \frac{\partial^2 U}{\partial r^2} + \frac{1}{r G_{\varphi z}} \frac{\partial U}{\partial r} + \frac{1}{r^2 G_{rz}} \frac{\partial^2 U}{\partial \varphi^2} = -2 \quad (x, y) \in A, \quad (1)$$

$$U = 0 \quad (x, y) \in \partial A. \quad (2)$$

In equations (1) and (2)  $r, \varphi$  are cylindrical coordinates,  $U = U(r, \varphi)$  is the Prandtl stress function of the considered cross section. The cross section of the bar is  $A$  and the boundary curve of  $A$  is denoted by  $\partial A$ , that is, in present problem (Figure 1)

$$A = \{(x, y) | -a < x < a, -a < y < a\}, \quad (3)$$

$$\partial A = \{(x, y) | (a^2 - x^2)(a^2 - y^2) = 0, 0 < |x| \leq a, 0 \leq y \leq a\}. \quad (4)$$

The definition of cross-sectional Descartes coordinates  $x, y$  and  $z$  are give in the Figure 1. The torsional rigidity of the cross section in the framework of Saint-Venant theory is defined as

$$S = \frac{T}{\vartheta}, \quad (5)$$

where  $T$  is the applied torque,  $\vartheta$  is the rate of twist with respect to the axial coordinate  $z$ . The shearing stresses  $\tau_{rz}$  and  $\tau_{\varphi z}$  obtained from equations (6) and (7)

$$\tau_{rz} = \frac{\vartheta}{r} \frac{\partial U}{\partial \varphi} = \frac{T}{S} \frac{1}{r} \frac{\partial U}{\partial \varphi} \quad (r, \varphi) \in A \cup \partial A, \quad (6)$$

$$\tau_{\varphi z} = -\vartheta \frac{\partial U}{\partial r} = -\frac{T}{S} \frac{\partial U}{\partial r} \quad (r, \varphi) \in A \cup \partial A. \quad (7)$$

It is known that the solution of the Saint-Venant torsion of orthotropic bar can be obtained as the solution of the following variational problem according to the principle of minimum of complementary energy.

$$\Pi_c[U(r, \varphi)] = \min_{\tilde{U}(r, \varphi)} \Pi_c[\tilde{U}(r, \varphi)] \quad (8)$$

where  $\tilde{U} = \tilde{U}(r, \varphi)$  denotes the statically admissible stress function which satisfies a homogeneous boundary condition on the boundary curve  $\partial A$

$$U(r, \varphi) = 0, \quad (r, \varphi) \in \partial A. \quad (9)$$

Explicit form of  $\Pi_c[\tilde{U}(r, \varphi)]$  is

$$\begin{aligned} \Pi_c[\tilde{U}(r, \varphi)] &= 4 \int_A \tilde{U}(x, \varphi) dA \\ &- \int_A \left[ \frac{1}{G_\varphi} \left( \frac{\partial \tilde{U}}{\partial r} \right)^2 + \frac{1}{r^2 G_r} \left( \frac{\partial \tilde{U}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] dA. \end{aligned} \quad (10)$$

In equation (10)  $\tilde{U} = \tilde{U}(r, \varphi)$  is a continuous function of its arguments  $r$  and  $\varphi$  in  $\bar{A} = A \cup \partial A$  and it has continuous second order partial derivatives with respect to  $r$  and  $\varphi$  in  $A$  [12,13,14]. In paper [15], Ecsedi and Lengyel proved the following lower bound for the torsional rigidity of cylindrically orthotropic bar, when

$$A_{44} = G_{\varphi z}, A_{55} = G_{rz}, A_{45} = A_{54} = 0 \quad (11)$$

$$\begin{aligned} S \leq S_U &= \int_A G_{\varphi z} dA \\ &- \frac{\left( \int_A G_{\varphi z} \frac{\partial \tilde{\omega}}{\partial \varphi} dA \right)^2}{\int_A \left[ G_{rz} \left( \frac{\partial \tilde{\omega}}{\partial r} \right)^2 + G_{\varphi z} \frac{1}{r^2} \left( \frac{\partial \tilde{\omega}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] dA} \end{aligned} \quad (12)$$

In formula (11)  $\tilde{\omega} = \tilde{\omega}(r, \varphi)$  is an arbitrary function whose second order partial derivatives with

respect to  $r$  and  $\varphi$  are continuous functions in  $A \cup \partial A$ . The name of  $\tilde{\omega} = \tilde{\omega}(r, \varphi)$  is kinematically admissible torsion function [12,13,14,15]. The proof of upper bound formula (12) is based on the principle of the minimum of potential energy [15].

## 2 APPROXIMATE SOLUTION FOR THE PRANDTL STRESS FUNCTION

The solution of the variational problem (8) is searched as

$$\begin{aligned} \tilde{U}(r, \varphi) &= \\ &c(a^2 - r^2 \cos^2 \varphi)(a^2 - r^2 \sin^2 \varphi) \\ &= c(a^4 - a^2 r^2 \\ &+ r^4 \cos^2 \varphi \sin^2 \varphi) \quad (r, \varphi) \in A \cup \partial A. \end{aligned} \quad (13)$$

It is evident that

$$\tilde{U}(r, \varphi) = 0 \quad (r, \varphi) \in \partial A \quad (14)$$

independently of the value of unknown constant  $c$ . The stationary condition of the complementary energy functional (10) under the boundary condition (14) yields the following result

$$\begin{aligned} \Pi_c(c) &= c \frac{64}{9} a^6 - c^2 \left( -\frac{64}{9} G_{\varphi z} a^8 \right. \\ &\left. + \frac{64}{5} G_{rz} a^8 + 4\pi G_{\varphi z} a^8 - 4\pi G_{rz} a^8 \right). \end{aligned} \quad (15)$$

From the principle of minimum of complementary energy it follows that the best approximate analytical solution satisfies

$$\frac{d\Pi}{dc} = 0 \quad (16)$$

the stationary condition, which gives

$$c = \frac{40}{ka^2} \quad (17)$$

where

$$k = (45\pi - 80)G_{\varphi z} + (144 - 45\pi)G_{rz} \quad (18)$$

Final form of  $\tilde{U} = \tilde{U}(r, \varphi)$  can be represented as

$$\begin{aligned} \tilde{U}(r, \varphi) &= \\ &= \frac{40}{ka^2} (a^4 - a^2 r^2 \\ &+ r^4 \cos^2 \varphi \sin^2 \varphi) \end{aligned} \quad (19)$$

Substitution the expression of  $\tilde{U} = \tilde{U}(r, \varphi)$  into the equation (6) and (7) gives the expressions of shearing stresses



The resultant of shearing stress  $\tilde{\tau}_z = \tilde{\tau}_z(r, \varphi)$  is as follows

$$\tilde{\tau}_z(r, \varphi) = \sqrt{\tilde{\tau}_{rz}^2 + \tilde{\tau}_{\varphi z}^2} = \frac{80\vartheta r}{ka^2} \left( 4a^2r^2 \cos^4 \varphi - r^4 \cos^4 \varphi - 4a^2r^2 \cos^2 \varphi + a^4 + 4r^3 \cos^4 \varphi \right)^{\frac{1}{2}} \quad (22)$$

### 3 LOWER AND UPPER BOUNDS FOR THE TORSIONAL RIGIDITY

It is known that

$$\Pi_c[\tilde{U}(r, \varphi)] = S_L \leq S \quad (23)$$

the lower bound relation (23) is valid with arbitrary statically admissible  $\tilde{U} = \tilde{U}(r, \varphi)$  stress function and equality in bounding formula is reached only if  $\tilde{U}(r, \varphi) = U(r, \varphi)$  ( $r, \varphi \in A \cup \partial A$ ) [12, 13, 14] In the present problem by a single computation, the following lower bound can be derived for  $S$

$$S \geq S_L = \frac{1280 a^4}{9 k} \quad (24)$$

Substitution

$$\tilde{\omega}(r, \varphi) = \frac{r^4}{4} \sin(4\varphi) \quad (r, \varphi) \in A \cup \partial A \quad (25)$$

into the expression of the upper bound formula (12) gives

$$S \leq S_U = \frac{8G_{\varphi z} a^4}{45k_U} [(1680 - 525\pi)G_{rz} + (525\pi - 1604)G_{\varphi z}] \quad (26)$$

where

$$k_U = (112 - 35\pi)G_{rz} + (35\pi - 106)G_{\varphi z} \quad (27)$$

For isotropic bar when  $G_{rz} = G_{\varphi z} = G$  the following bound can be obtained from formulae (24) and (26).

$$2.22222 \leq \frac{S}{Ga^4} \leq 2.25185. \quad (28)$$

### 4 NUMERICAL EXAMPLE

The following data are used in the numerical example

$$a = 0.035 \text{ m}, \\ G_{rz} = 1 \times 10^{10} \text{ Pa}, G_{\varphi z} = 1.6 \times 10^{10} \text{ Pa}.$$

Figures 2 and 3 show the graphs of the shearing stress  $\tau_{\varphi z}(r, \varphi)$  as a function of  $r$  on the axis  $x$  and on the axis  $y$ .

$$\tilde{\tau}_{rz}(r, \varphi) = \frac{40\vartheta}{ka^2} (-2r^3 \sin \varphi \cos \varphi + 4r^3 \cos^3 \varphi \sin \varphi) \quad (20)$$

$$\tilde{\tau}_{\varphi z}(r, \varphi) = -\frac{40\vartheta}{ka^2} (-2a^2r + 4r^3 \cos^2 \varphi - 4r^3 \cos^4 \varphi) \quad (21)$$

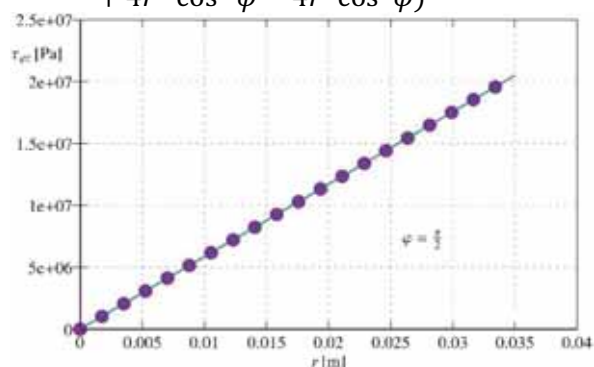


Figure 2 The plot of shearing stress  $\tau_{\varphi z}$  as a function of  $r$  for  $\varphi = 0$ .

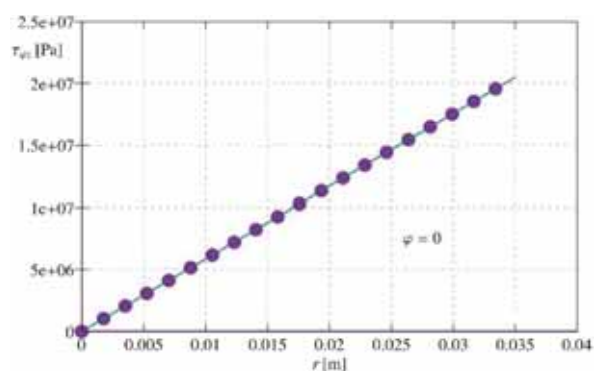


Figure 3 The plot of shearing stress  $\tau_{\varphi z}$  as a function of  $r$  for  $\varphi = \frac{\pi}{2}$ .

In Figure 4 the plot of von Mises stress is presented for  $x = a, -a \leq y \leq a$ .

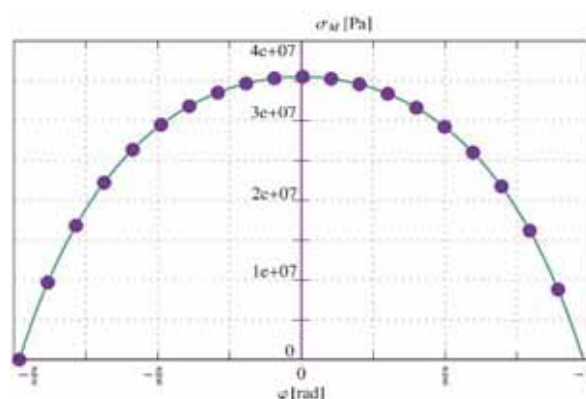


Figure 4 The plot of the graph of von Mises stress for  $x = a$  and  $|y| \leq a$ .

The application of the bounding formula of torsional rigidity gives

$$S_L = 52072.45 \text{ Nm}^2 < S < S_U = 52608.05 \text{ Nm}^2 \quad (27)$$

Let  $\bar{S}$  be defined as

$$\bar{S} = \frac{1}{2}(S_L + S_U). \quad (28)$$

The approximate value of relative error  $\varepsilon$  is as follows

$$\varepsilon = \frac{S_U - S_L}{\bar{S}} = 0.0102397 \quad (29)$$

that is 1.02397%.

## 5 CONCLUSIONS

The Saint-Venant torsion of homogeneous, linearly elastic, cylindrical orthotropic solid bar with square cross section is analyzed. Approximate expressions are given for the shearing stresses. Two-side bound are formulated for the torsional rigidity. The application of derived formulae is illustrated by a numerical example. The obtained formulae can be used to check the validity of numerical results which are derived by other numerical methods such as FEM, finite differences etc.

## 6 REFERENCES

- [1] I.S. Soloknikoff, *Mathematical Theory of Elasticity*, (2nd ed.), McGraw-Hill, New York, 1956.
- [2] S.G. Lekhnitskii, *Theory of Anisotropic Elastic Body*, Holden-Day Inc., San Francisco, 1963.
- [3] L.M. Milne-Thomson, *Antiplane Elastic Systems*. Springer-Verlag, Berlin, 1962.  
<http://doi.org/10.1007/987-3-642-85624-3>
- [4] O. Rand, V. Rovenski, *Analytical Methods in Anisotropic Elasticity*, Birkhauser, Basel 2005. <http://doi.org/10.1007/b138765>
- [5] T. Chen and C.J. Wei, Saint-Venant torsion of anisotropic shafts: theoretical frameworks, external bounds, affine transformations, *The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, 58(2) pp 269-287, 2005.  
<http://doi.org/10.1093/QJMAMJ/HBI013>
- [6] A.K. Noorand and K.J. Robertson, *On a mixed formulation of Saint-Venant torsion problem of non-homogeneous anisotropic bars*, UNICIV Report No R-65, University of

New South Wales, Kensington, N.S.W. Australia 2033, 1971.

- [7] I. Ecsedi and A. Baksa, Saint-Venant torsion of cylindrical orthotropic elliptical cross section, *Mechanics Research Communications*, 99, pp. 42-64, 2019.  
<http://doi.org/10.1016/j.mecrescom.2019.06.006>
- [8] I. Ecsedi, Á.J. Lengyel, A. Baksa, Torsion of cylindrically orthotropic composite bar with cross section of a sector of solid circle, In *MultiScience – XXXII. microCAD International Multidisciplinary Scientific Conference*, May 23-24, Miskolc Hungary, University of Miskolc 2019.  
<http://doi.org/10.2664/musci.2019/038>
- [9] I. Ecsedi and A. Baksa, Analytical solution of cylindrical orthotropic annular wedge-shape bars reinforced by thin shells, *Archive of Applied Mechanics*, 91, 4303-4311, 2021.
- [10] V.S. Sarkisan, *Some Problems of Anisotropic Elastic Bodies*, Izd. Yerevan University Press, Yerevan 1970 (in Russian)
- [11] V.S. Sarkisan, *Some Problems of the Mathematical Theory of Elasticity of Anisotropic Body*, Izd. Yerevan University Press, Yerevan, 1976 (in Russian)
- [12] K. Washizu, *Variational Methods in Elasticity and Plasticity*, Pergamon Press, New York, 1968.
- [13] C.L. Dym and I.H. Shames, *Solid Mechanics. A Variational Approach*, McGraw-Hill, New York, 1973.
- [14] T.H. Richard, *Energy Methods in stress analysis*, Ellis Horwood Limited, Publisher, Sussex, England, 1977.
- [15] I. Ecsedi and Á.J. Lengyel, Bounds for the torsional rigidity of cylindrically anisotropic bars, *Journal of Pure and Applied Mathematics: Advances and Applications*, 25(1), pp. 49-60, 2022.

# KOCKÁZATOK AZONOSÍTÁSA ÉS KEZELÉSE A GÉPÉSZETI TERVEZÉSBEN

## IDENTIFICATION AND MANAGEMENT OF RISKS IN THE DESIGN OF MACHINES

*Dr. Bihari János, egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet, 3515 Miskolc-Egyetemváros, e-mail: machbj@uni-miskolc.hu*

*Figvár Imre, ügyvezető, HD-Tools Kft., 3508 Miskolc, Futó u. 74. e-mail: imre.figvar@hd-tools.com*

*Tóbis Zsolt, mesteroktató, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet, 3515 Miskolc-Egyetemváros e-mail: machtzs@uni-miskolc.hu*

**ABSTRACT** During the designing of machines, it is necessary to think about the fact, that many machines are required to issue a declaration of conformity, typically an EC declaration of conformity, based on the relevant legal regulations. This article presents a real-life process from the order to the end of the design phase of the machine and serves as the basis for issuing a declaration of conformity.

### 1. BEVEZETÉS

A gépek tervezésekor már a tervezés kezdeti szakaszában gondolni kell arra, hogy a gépek jelentős részénél a vonatkozó jogi szabályozások alapján kötelező megfelelési nyilatkozat, jellemzően EK-megfelelési nyilatkozat kiállítása. Ez a cikk egy olyan, valós környezetben is alkalmazott folyamatot mutat be, amely a megrendeléstől a gép tervezési fázisának a végéig tart, és a megfelelési nyilatkozat kiállításának alapjául szolgál.

### 2. A KOCKÁZATOK AZONOSÍTÁSÁHOZ ÉS KEZELÉSÉHEZ ALKALMAZOTT FOLYAMAT

A gyártási folyamatokban alkalmazott összetett automatizált rendszerek, vagy ilyenekbe épülő elemek, állomások, egységek stb. esetében akkor is célszerű értékelni a kockázatokat, ha egyébként nem tartoznak a 42/2006/EK irányelv hatálya alá (pl. kizárólag emberi erővel működtetett állomások emelési funkció nélkül). A kockázatok megfelelő felismerése, elemzése és kezelése minden esetben jobb minőségű, biztonságosabb gépet eredményez, amelyet a felhasználók szívesebben használnak, és így olyan esetekben is hozzájárul a termelékenységhez, amikor a gyártónak nem

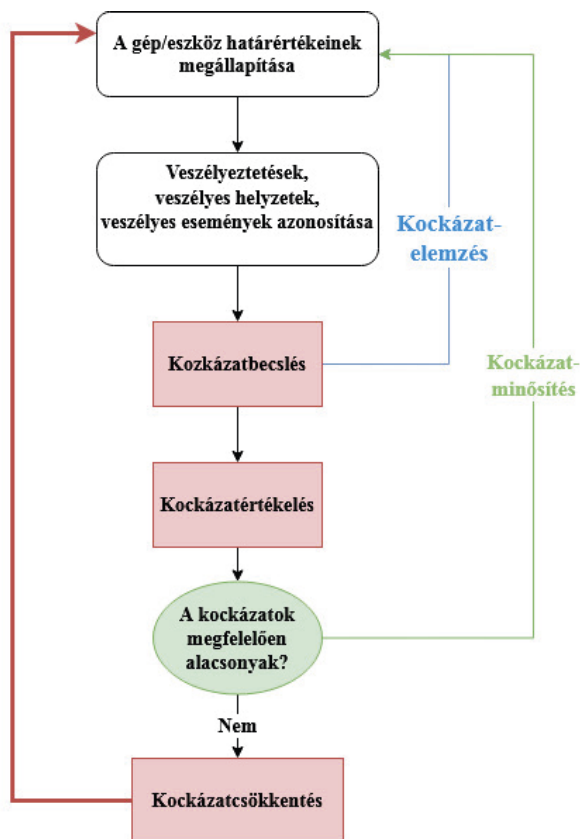
törvény által előírt kötelessége elvégezni ezt a folyamatot. A kockázatok értékelését az EN ISO 12100:2011-3 [1] szabvány szerint célszerű elvégezni, mert az ebben meghatározott eljárás alkalmas arra, hogy a gép gyártója teljesítse a 42/2006/EK [2] irányelv, illetve a 16/2008 NGFM [3] rendelet előírásait. A kockázatok értékelését már a tervezés során el kell végezni, az erre szolgáló eljárást mutatja be az 1. ábra.

#### 2.1 A folyamat 1. lépése

A tervezés során alkalmazott folyamat 1. lépése a gép határértékeinek meghatározása.

Ezeket a határértékeket az EN ISO 12100 szabvány a következők szerint definiálja:

- Alkalmazási határértékek, pl. ipari vagy háztartási alkalmazás, üzemmódok, megengedett hőmérséklet-tartományok.
- Térbeli határok, pl. mozgási tartományok, hely az anyagok beérkezéséhez vagy távozásához, biztonsági távolságok
- Időbeli határok, pl. az alkatrészek élettartama, karbantartási intervallumok
- Energetikai határok, pl. energiatípusok, csatlakozások az energiaellátó-rendszerekhez
- Az anyagok határai, pl. a megmunkált anyagok tulajdonságai miatt.



1. ábra: A veszélyeztetések módszeres feltárásának folyamata a tervezési folyamatban

A cél, hogy olyan gépet tervezzünk meg és gyártsunk, ami nem csak a funkcióját képes tökéletesen ellátni, hanem mindig úgy működik vagy nem működik (pl. üzemszünet, vagy karbantartás miatt), hogy sem a kezelőszemélyzetet, sem a gép környezetében tartózkodó más személyeket nem veszélyezteti. Gyártóberendezéseknél és ezekbe épülő gépeknél és eszközöknél ezeket a célokat már a tervezés során célszerű úgy elérni, hogy nem csak a gép előírásoknak megfelelő használatát tartjuk szem előtt a gép összes életfázisában (azaz pl. karbantartás vagy tisztítás közben is), hanem az észszerűen előrelátható hibás használatot is. A határértékeket mindig ennek megfelelően kell meghatározni. Ehhez azonban mindig szorosan együtt kell működni a tervezőnek a megrendelővel, vagy nagyon alapos és széleskörű ismeretekkel kell rendelkeznie az adott felhasználási területen. Innovatív új gépek esetén ezeket az ismereteket alapos és átfogó kutatásokkal kell megszerezni.

## 2.2 A folyamat 2. lépése

A tervezés során alkalmazott folyamat 2. lépése a veszélyeztetések módszeres azonosítása. Az összes észszerűen előre látható veszélyeztetés, veszélyes helyzet és veszélyes

esemény azonosítása a gép összes életfázisában a kockázatminősítés/kockázattértékelés legfontosabb eleme. Itt az összes alkatrészt, funkciót és mechanizmust figyelembe kell venni. Az alkatrészeket ebben az esetben úgy kell érteni, hogy a megfelelőségi nyilatkozattal rendelkező egységeket / elektronikus készülékeket egy alkatrésznek tekintjük, amik megfelelő beépítés esetén nem kockázatok forrásai, vagy a kockázatok a gyártók eleve is ismertetik. Előfordulhatnak természetesen olyan esetek, amikor az adott egységet/készüléket úgy kell beépíteni, hogy az eredeti funkciói vagy határértékei módosulnak. Ilyenkor a gyártó megfelelőségi nyilatkozata nem érvényes, így ezeket az elemeket is új elemként kell kezelni a veszélyeztetések azonosításának folyamatában.

Figyelembe kell venni továbbá a gép környezetét, és a kezelőszemélyzet, valamint a gép közelében munkát végző egyéb személyek képzettségeit és képességeit. Ebben nagy mértékben támaszkodni kell a megrendelő tapasztalatiára is, hiszen a saját munkavállalóikat ők ismerik a legjobban.

Az ISO 12100 B mellékletében számos veszélyeztetés, veszélyes helyzet és veszélyes esemény fel van sorolva, ezeket alapvetően mindig elemezni kell.

## 2.3 A folyamat 3. lépése

A tervezés során alkalmazott folyamat 3. lépése a kockázatbecslés.

*A kockázatot úgy definiálhatjuk, hogy a kockázat a károk mértékének és a károk bekövetkezési valószínűségének a szorzata. Ez a gépekre is érvényes.*

Mivel magukat a veszélyeztetéseket (azaz a károk forrásait) már az előző lépésben azonosítjuk, itt a károk mértékét, és a károk bekövetkezésének valószínűségét kell meghatároznunk.

A károk mértékének meghatározásához egyrészt mindig rendelkezésre állnak műszaki alapok, azaz ismertek pl. a gépekben fellépő erők, vagy pl. ismertek a jellemző feszültségek, és ezek alapján lehet arra következtetni, hogy önmagában a gép milyen sérülések/károk okozására képes. Másrészt korunkban számos helyzet, mozgás, deformáció stb. jól modellezhető, így ha másként nem becsülhetők meg a károk mértékei, célszerű egyszerűsített modellekkel (hiszen ebben a szakaszban még jellemzően közelítőleg sem határoztuk meg a

pontos geometriákat) számítógépes vagy fizikai modellezést végezni.

A bekövetkezési valószínűség meghatározásához számos tényezőt figyelembe kell venni. Ezeket a tényezőket főként a munkakörnyezet felmérése, illetve a megrendelőkkel folytatott konzultáció során lehet felderíteni. Ilyenek a teljesség igénye nélkül pl.:

- Hány személynek kell belépnie/benyúlnia a veszélyes területre, és ott milyen tevékenységeket végeznek?
- Mennyire képzettek ezek a személyek, mennyire megbízhatóan látják el a feladataikat?
- Milyen időpontokban és milyen gyakran kell belépni/benyúlni a veszélyes területekre?
- Milyen védőberendezéseket részesítenek előnyben, és milyen esélye van annak, hogy azokat manipulálni fogják, vagy meg fogják kerülni?
- Befolyásolható-e a gépkezelők viselkedése a veszélyekre figyelmeztető feliratokkal és szimbólumokkal?
- Vannak-e tapasztalatok hasonló gépekkel/eszközökkel, történtek-e már balesetek?

Ebben a lépésben kell figyelembe venni a különböző szabványok előírásait is, mert ezek betartásával már eleve kizárhatók egyes veszélyeztetések.

#### 2.4 A folyamat 4. lépése

A tervezés során alkalmazott folyamat 4. lépése a kockázatok értékelése és minősítése.

Ebben a lépésben minden azonosított kockázatnál meg kell vizsgálni, hogy szükség van-e a csökkentésére. Itt az alapelvnek annak kell lennie, hogy ha egy kockázat egyszerűen elkerülhető, akkor kizárjuk. A problémát jellemzően azok a kockázatok jelentik, amelyek teljes elkerülése a megrendelő folyamatait lassítja, vagy ideiglenesen akadályozza, ugyanakkor az észszerűen előre látható következmények bekövetkezésének nagyon alacsony a valószínűsége (kevesebb, mint évente egyszer), és ezek a következmények nem járhatnak maradandó károsodással vagy halállal. Ilyenek továbbá azok a veszélyeztetések, amelyek elkerülése más veszélyeztetések kialakulásához vezet. A maradó kockázatokat össze kell foglalni, és

ismertetni kell a dokumentációban a szabványoknak megfelelő formában.

Ennél a lépésnél a főbb kérdések jellemzően a következők:

- Elhárítottuk-e a veszélyeztetéseket, vagy csökkentettük-e őket a lehető legnagyobb mértékben?
- Figyelembe vettük-e a gép összes lehetséges üzemi körülményét?
- Ellenőriztük-e, hogy a védőintézkedések miatt nem alakultak-e ki újabb veszélyeztetések (pl. egy védőburkolat rontja a rálátást a figyelmeztető jelzésekre)?
- Ellenőriztük-e, hogy a védelmi intézkedések nem rontják-e a gép kezelhetőségét, nem okoznak-e hosszú távon ebből fakadó egészségügyi problémákat?
- Összeállítottuk-e azokat az információkat, amit a megrendelő rendelkezésére kell bocsájtani a műszaki dokumentációban, és amelyek a megrendelő személyzetét érthető formában tájékoztatják a maradó kockázatokról?

Ha ezek alapján úgy ítéljük meg, hogy a nincs szükség/lehetőség a kockázatok további csökkentésére, akkor az értékelési folyamat befejeződött. Ha további kockázatcsökkentésre van szükség, a folyamat előlről kezdődik, ahol az aktuális állapot lesz a kiindulási állapot.

### 3. MEGFELELŐSÉGI NYILATKOZAT KIADÁSÁHOZ SZÜKSÉGES EGYÉB TEVÉKENYSÉGEK

#### 3.1 A rendeltetésszerű használat és az előre látható hibás használat

A fenti folyamat befejezése után pontosan definiálható az adott géphez a rendeltetésszerű használat, ami sok esetben a követelményjegyzék alapvető eleme is, azaz módosíthatja a tervezés menetét és tartalmát. A kockázatok becslése és minősítése, valamint a nyilvánvalóan gyakran ismétlődő veszélyeztetésekhez vezető tevékenységek (mint a védőberendezések áthidalása a könnyebb hozzáférés érdekében) ismeretében definiálható az észszerűen előrelátható hibás használat is. Az EK-megfelelőségi nyilatkozat kiadásához ezeket tartalmaznia kell a dokumentációnak. Azonban ügyelni kell arra, hogy különösen új fejlesztésű gépeknél a tervezési, gyártási és tesztelési folyamatok alatt



módosulhatnak úgy a gép jellemzői, hogy ezeket a definíciókat újra kell gondolni. Az észszerűen előre látható hibás használat esetén még ez után sem ülhetünk a babérjainkon. Ha azonos, vagy hasonló feladatra hosszabb időn át gyártunk gépeket/berendezéseket/eszközöket, a felhasználók és üzemeltetők ilyen irányú tapasztalatait folyamatosan gyűjteni kell, és minden új, vagy frissített dokumentációban szerepeltetni és tiltani kell a hibás használat újonnan felfedezett módjait, amennyiben az azokból származó veszélyeztetések nem kezelhetőek műszaki megoldásokkal.

### 3.2 A vonatkozó irányelvek meghatározása

Az Európai Unióban több mint 20 olyan irányelv van, amelyek előírják a CE-jelölés használatát és a megfelelőségi nyilatkozat kiállítását. Meg kell vizsgálni, hogy ezek közül melyik vonatkozik az adott termékre. Fontos, hogy ha egy terméknél nincs előírva a CE-jelölés használata, akkor azt tilos használni. Ügyelni kell arra, hogy számos beépülő, saját EK-megfelelőségi nyilatkozattal rendelkező terméknél korlátozott, hogy milyen üzemeltetési környezetben felelnek meg a rájuk vonatkozó irányelvek előírásainak. Például csak megfelelő és a gyártó által előírt vezetékkel, csövekkel vagy csatlakozókkal, szerelvényekkel szabad ezeket gépekbe vagy berendezésekbe integrálni. Ezért rendkívül fontos, hogy az ezeket felhasználó tervező gondosan elolvassa és megértse a gyártók dokumentációit. Amennyiben konstrukciós, gazdasági, vagy egyéb megfontolásokból eltér az eredeti gyártók előírásaitól, akkor az ő feladata lesz a vonatkozó irányelvek felderítése, és az azokban található előírások betartása.

### 3.3. Szabványok alkalmazása

Az irányelvek alapján azokat a szabványokat (elsősorban harmonizált szabványokat) kell használni, amelyek alkalmazását az adott irányelv előírja, vagy ajánlja. Egy termék akkor tekinthető teljesen biztonságosnak, ha minden olyan követelménynek megfelel, amelyeket az irányelvek előírnak, a szabványok pedig konkretizálnak.

### 3.4 A dokumentáció elkészítése

Minden olyan géphez és egyéb termékhez, amelyhez EK-megfelelőségi nyilatkozatot kell kiállítani, kötelező teljeskörű dokumentációt készíteni. A dokumentáció tartalmát és kivitelét (pl. az alkalmazható jelzőszavakat és

jelzőszíneket) szintén szabványok és irányelvek szabályozzák. A dokumentációnak tartalmaznia kell az összes feltárt kockázat közül azokat, amelyeket műszaki megoldásokkal nem lehet maradéktalanul kezelni, pl. amelyek a funkcióval összefüggésben folyamatosan veszélyeztetést jelentenek, vagy amelyek normál üzemben nem jelentenek veszélyeztetést, de karbantartáskor, vagy hibás használat esetén ez nem igaz.

## 4. ÖSSZEFOGLALÁS

Minden olyan terméknél, amelyre a gyártónak EK-megfelelőségi nyilatkozatot kell kiadnia, alapvető a kockázatok feltárása, értékelése és kezelése. Ez a cikk azt mutatja be, hogy mik ennek a lépései, és hogy miért célszerű ezt a tervezési folyamat elején elvégezni. Az itt bemutatott tevékenységek és példák felhívják az olvasó figyelmét, hogy ha ezt a tevékenységet nem kellő alaposággal és nem a megfelelő időben végzik el, annak a következményei költséges módosítások és jelentős késések lehetnek.

## 5. FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] MSZ EN ISO 12100:2011 Gépek biztonsága. A kialakítás általános elvei. Kockázatértékelés és kockázatcsökkentés
- [2] AZ EURÓPAI PARLAMENT ÉS A TANÁCS 2006/42/EK IRÁNYELVE (2006. május 17.) a gépekről és a 95/16/EK irányelv módosításáról (átdolgozás)
- [3] 16/2008. (VIII. 30.) NFGM rendelet a gépek biztonsági követelményeiről és megfelelőségének tanúsításáról

## 6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A cikk elkészítéséhez a szerzők sok segítséget kaptak a HD-Tools Kft-től és az Innovatív Ultrakönnyű Járművek Fejlesztéséért Egyesülettől. Köszönjük.

# 3D NYOMTATÓ SZERKEZETI ANALÍZISE ÉS FEJLESZTÉSÉNEK IRÁNYAI

## 3D PRINTER STRUCTURE ANALYSIS AND IMPROVEMENT OPTIONS

Csehi Bálint, MSc géptervező hallgató, Miskolci Egyetem  
Bihari Zoltán, PhD egyetemi docens, Miskolci Egyetem

### ABSTRACT

3D printing is one of the fastest growing technologies of the 21st century. 3D printing started around the 1980s. This is when the first major patents for various technologies were filed. Most of them involve creating computer-designed parts and structures from plastic materials. Of course, it took a few decades for this technology to become widespread in practice, and for the level of computing sophistication to be adequate. The aim of this article is to present some types of advanced 3D printers and to outline a design concept for a rigid frame printer that allows development ideas to be tested and proven flexibly by simply replacing individual components.

### 1. BEVEZETÉS

A 3D nyomtatás a XXI. század egyik legdinamikusabban fejlődő technológiája. A 3D nyomtatás az 1980-as évek környékén kezdődött. Ekkor nyújtották be az első komolyabb szabadalmakat különböző technológiákra. A legtöbbjükre jellemző, hogy műanyag alapanyagból hozták létre a számítógéppel megálmodott alkatrészeket, szerkezeteket.

Napjainkban a 3D nyomtatás térhódítása már valóban kézzel fogható, nemcsak az iparban, hanem egyre több háztartásban is. Tudomásul kell vennünk azonban, hogy a ma korszerűnek tekinthető eszközöket pár évtized múlva a 3D nyomtatás hőskoraként fogják emlegetni. Egymást követik a kreatívabbnál kreatívabb ötletek, amelyek nyomán egyre használhatóbb és egyre pontosabb eljárások jönnek létre és terjednek el.

A robotika és a CNC technológia előretérése, a működtető mechanikák, vezérlések árának drasztikus csökkenése elérhetővé tette ezen eszközök széleskörű elterjedését nemcsak az ipar, hanem a hobby célú érdeklődők számára is.

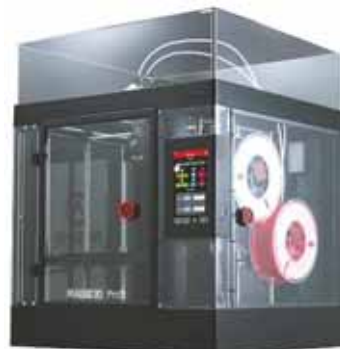
### 2. PIACKUTATÁS

Az FDM (Fused Deposition Modeling) 3D nyomtatók fejlesztése jelenleg is felfutó szakaszban van, gyakorlatilag hónapról hónapra jelennek meg az újítások, újabb és újabb műszaki megoldások, és ennek megfelelően a korábbiak gyorsan el is avulnak. Jó példa erre, hogy a 2014-ben, illetve 2016-ban megjelent, spanyol gyártású BQ Witbox 1 és Witbox 2 nyomtatók 2019-2020 környékére gyakorlatilag eladhatatlanná váltak, pedig a megjelenésükkor az egyik legnagyobb sikerű európai nyomtatókról volt szó.

A 3Dee Technologies kimutatása szerint három nyomtató iránt volt a legnagyobb a kereslet 2019 és 2020 években, ezek pedig népszerűség szerinti sorrendben a Raise3D Pro2, Raise3D E2 és a Zortrax M300 Dual típusok voltak. Mindhárom felsorolt eszköz az ipari nyomtatók kategóriájába sorolható.

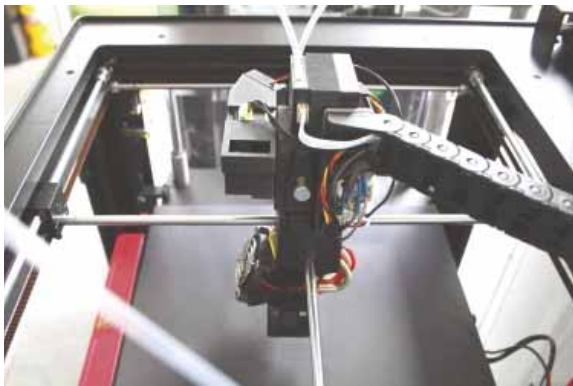
#### 2.1. Raise3D Pro2 típus

A Raise3D Pro2 fröccsöntött ABS vázszerkezetét rozsdamentes acél elemekkel merevítették, a külvilágtól pedig 4 mm vastag akril lapok szigetelik el a nyomtatóteret. A felső burkolati elem kézzel is eltávolítható, ahogy a nagy méretű ajtó is teljesen kihajtható, így a kisebb karbantartásokhoz nem szükséges teljesen szétszerelni a gépet.



1. ábra: Raise3D Pro2 3D nyomtató [3]

A kinematikai lánc típusa kockavázás cartesian, azaz a nyomtatófej X és Y tengely mentén mozog, a pontos mozgást 10 mm átmérőjű, köszörült acél körtengelyek és 6 mm széles, acél szállal erősített fogasszíjak biztosítják. A 2. ábrán látható, hogy a két tengely együtt mozgatja a nyomtatófejet. A függőleges tengely közvetlen hajtású, két független léptetőmotor szinkronban forog. A forgó mozgást 16 mm átmérőjű mángorolt golyósorsó alakítja át lineáris mozgássá. Emellett a pontos lineáris megvezetést négy darab, 12 mm átmérőjű köszörült köracél tengely biztosítja.



2. ábra: Raise3D Pro2 munkatere felülről [3]

Ennek az elrendezésnek előnye, hogy a kinematikai láncban az X és Y tengely teljesen egyenrangú, illetve egyforma tömegű is, így azonos motorra van szükségük, és ezáltal a maximális gyorsulásuk, illetve sebességük is azonos. Hátránya ugyanakkor, hogy a köracél tengelyek mellett, hogy a lineáris elmozdulást biztosítják, egyben forgó mozgást is végeznek, így a legkisebb ütés is jelentkezni fog a nyomtatás minőségében.

A gép két nyomtatófejjel rendelkezik, melyek között egy szervómotoros megoldás segítségével tud váltani. Az éppen használt nyomtatófejet lefelé, míg a másikat felfelé mozdítja, így biztosítva azt, hogy az inaktív fej ne zavarjon nyomtatás közben.

## 2.2. Raise3D E2 típus

A Pro2 és az M300 Dual nyomtatókhoz hasonlóan ez a gép is fröccsöntött ABS és rozsdamentes acél vázzal rendelkezik, azonban jelentős különbségeket is találhatunk. Egy előnyös megoldás, hogy a Pro2-höz hasonlóan a filamentet itt is zárt rekeszekben tudjuk elhelyezni, ezek a gép két oldalán kaptak helyet.

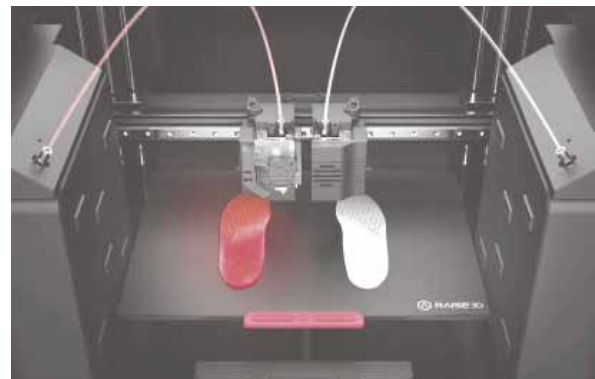
Ez a nyomtató IDEX (Independent Dual Extruder) rendszerű, azaz két független nyomtatófejjel szerelték. A gép Prusa típusú kinematikai

láncot kapott, ahol a nyomtatófejek az XZ síkon mozognak, és a tárgyasztal végzi az Y irányú mozgást. Így az IDEX rendszerért cserébe a gép térfogata jelentősen nagyobb a hasznos munkatérhez képest, illetve a nagy mozgó tömeg jelentős rezonanciát is képes okozni, így limitált a nyomtatási sebesség.



3. ábra: Raise3D E2 3D nyomtató [3]

Ugyanakkor megéri ez az áldozat, hiszen a két független nyomtatófejjel képes egy időben két azonos darabot, vagy egymás tükörképét előállítani, így kompenzálva az alacsonyabb sebességet.



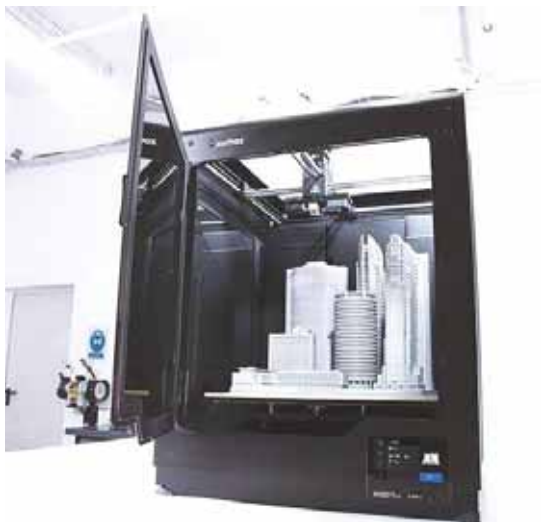
4. ábra: Raise E2 munkatere tükörkép nyomtatás közben [4]

## 2.3. Zortrax M300 Dual típus

A lengyel Zortrax kinematikai láncja lényegében megegyezik a Raise Pro2-vel, néhány apróságtól eltekintve. A nyomtatófejek ugyanúgy felemelkednek, illetve lesüllyednek váltáskor, viszont ezt a mozgást nem szervómotor hozza létre, hanem a nyomtatófejen elhelyezett kétállású kapcsoló, melyet a nyomtató azzal tud működésbe hozni, hogy a vázra szerelt ütközőnek tolja a nyomtatófejet. Ezzel a megoldással elkerülhették a szervómotor használatát, amivel a vezérlés is egyszerűbbé vált, illetve a nyomtatófej is könnyebb lett, valamint a szervó hiányával egy hibalehetőséget is kiküszöböltek.

Ennek a nyomtatónak a hátránya a teljesen zárt szoftver, a felhasználónak nincs lehetősége belenyúlni a programba, csupán az olyan alapvető beállításokat tudja elérni, mint a rétegmagasság, az alapanyag típusa vagy a felületminőség. Ez utóbbi fordítottan arányos a nyomtatási sebességgel, így a legmagasabb minőség esetén a nyomtatási folyamat kimondottan lassú, időben akár a kétszerese is lehet más gyártók nyomtatóihoz képest [5].

A zárt rendszer ugyanakkor tekinthető előnynek is, hiszen a gyártó pontosan kalibrálja a szoftvereket, így biztosak lehetünk benne, hogy mindig a legjobb minőségű nyomtatást fogjuk kapni.



5. ábra: Zortrax M300 Dual, egy elkészült nyomtatással [3]

### 3. 3D NYOMTATÓK FEJLESZTÉSE FEJLESZTŐKNEK

Az eddig bemutatott gépekkel ellentétben egy fejlesztőnek, illetve tesztelőnek egészen másféle igényei vannak, amikor 3D nyomtatót választ. Az ő munkájuk többnyire abból áll, hogy a különféle gyártók univerzálisnak szánt alkatrészeit a gyakorlatban is kipróbálják, és ezek alapján visszajelzéseket adnak a gyártáshoz, illetve a fejlesztéshez. Ehhez arra van szükség, hogy az általuk használt nyomtató megbízható, precíz vázszerkezettel rendelkezzen, és eredeti állapotában sebesség és minőség tekintetében versenyképes legyen az eddig bemutatott gépekkel. Ezen felül azonban alkalmasnak kell lennie arra is, hogy tetszőleges alkatrészt könnyen kicserélhesse egy tesztelni kívánt típusra, az extrudertől kezdve a hotenden át egészen az alaplapig. Ezért az alábbi három általá-

nos érvényű alapelvet fogalmaztuk meg a fejlesztési kívánt berendezéssel kapcsolatban:

1. A vázat célszerű jól variálható, általános elemekből felépíteni, hiszen a fent bemutatott fröccsöntött vázakat rendszerint csak korlátozott módon lehet átrendezni, csak eredeti formájukban szerelhetőek össze.
2. Az általános, univerzális alkatrészekkel nem elérhető műszaki megoldásokat úgy kell tervezni, hogy 3D nyomtatóval előállítható legyen.
3. A vezérlés legyen nyílt forráskódú, álljon rendelkezésre a teljes dokumentáció, hogy bármilyen szükséges módosítás elvégezhető legyen.

A célkitűzés tehát egy olyan szerkezet megtervezése, ami az ipari nyomtatóknál megszokott minőséget, illetve a fejlesztők és tesztelők által elvárt könnyű szerelhetőséget és nagyfokú kompatibilitást ötvözi.

4. A KÖVETELMÉNY- ÉS IGÉNYJEGYZÉK  
Az alapelvek segítséget nyújtanak abban, hogy a megtervezésre kerülő FDM 3D nyomtató vázszerkezetével és kinematikájával szemben támasztott követelmény- és igényjegyzéket összeállítsuk.

#### 4.1. Követelményjegyzék

- A vázszerkezet legyen merev, képes legyen felvenni a nyomtatás során fellépő erőket.
- A munkatér mérete legyen legalább 400x400x400 mm.
- Könnyen beszerezhető, illetve reprodukálható alkatrészekből épüljön föl a gép.
- Fűthető asztallal rendelkezzen.
- Két független nyomtatófej egymástól függetlenül is tudjon dolgozni.
- A vezérlés legyen nyílt forráskódra épülő.
- Univerzális hotend rögzítéssel készüljön.

#### 4.2. Igényjegyzék:

- Zárt, fűthető munkatér.
- Könnyen cserélhető nyomtatófej.
- Érintőképernyős kezelőfelület.
- WiFi, Bluetooth kapcsolat.
- Automatikus asztal kalibráció.
- Filament szenzor.
- Webkamera, megfigyelés lehetősége.

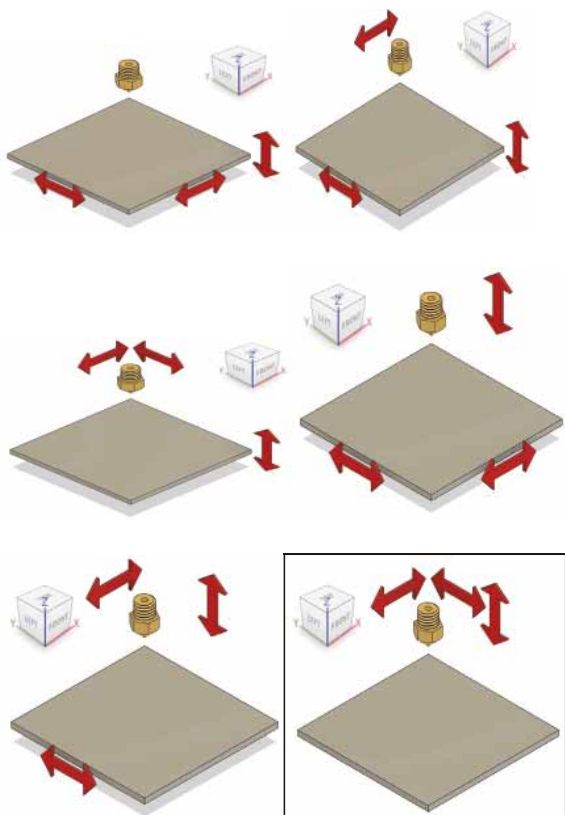


## 5. SZERKEZETI ÉS HAJTÁSELEMEK, MEGOLDÁSVÁLTOZATOK

A CNC technológia és a 3D nyomtatás lényege az, hogy a rendelkezésre álló munkatérben belül, előre digitálisan rögzített koordináták (xyz) által meghatározott pontokon keresztül tudjunk egy szerszámot, valamint egy munkadarabot – esetünkben egy hotendet és a munkaasztalt – szinkronban mozgatni, miközben a többi mozgásparámétert (sebesség, gyorsulás) előre meghatározott értéken tartjuk. A szerszám az éppen aktuális pozíció elvégzi a program által kijelölt funkciót – 3D nyomtatás esetén adott sebességgel és adott hőmérsékletű anyagot extrudál.

### 5.1. Mozgáskinematika

A mozgáskinematika létrehozásától függően a szakirodalom megkülönböztet delta, scara, core, H-bot, illetve cartesian kinematikát azok előnyeivel és hátrányaival. Terjedelmi korlátok miatt esetünkben csak a cartesian kinematikával foglalkozunk. Cartesian típusból viszont nem csak egyféle létezik. Attól függően, hogy mely elem mozgásával valósítjuk meg a három független tengelyt, 8 (valójában 6) eltérő tulajdonságú elrendezésből kell választani.



6. ábra: Relatív mozgások megvalósításának lehetőségei

5.2. A választott megoldásváltozat bemutatása  
Több szempontot is figyelembe véve a megoldásváltozatok értékelésénél a 6. ábrán kerettel jelölt változat került ki győztesen. Ebben a megoldásban az asztal mereven rögzített, amíg a hotend egy belső kerettel együtt végzi a z irányú mozgást, miközben a kereten belül xy irányú koordináták felvételére képes. A korábban bemutatott ipari nyomtatók közül egyik sem követi ezt a mozgás-kombinációt.

A gépvázat célszerű gépépítő alumínium profilból létrehozni, megfelelő merevsége, esztétikus kivitele, valamint variálhatósága miatt. Az egyes elemek rögzítése előre gyártott összekötő elemekkel katalógusból, széles árukészletből kiválasztható. A kapcsolatok létrehozása jellemzően oldható csavarkötésekkel gyorsan és kényelmesen elvégezhető. A külső vázkeretet a megfelelő merevség biztosítása érdekében célszerű kocka, vagy hasáb alakúra kialakítani. A fő elemek feltétlenül feszített kötéssel kell, hogy egymáshoz csatlakozzanak. Javasolt előnyben részesíteni a fúrásmentes összekötőket, azonban tapasztalat szerint a fűrt összekötők alkalmazása nagyobb merevséget, nagyobb stabilitást hoz létre. Érdemes kihasználni az egyes elemek rögzítésekor az alumínium profilok központi (centrál) furatait, ezek ugyanis biztosítják az egyes elemek közötti feszített kötést.

A fűrt összekötők használatának nagy hátránya, hogy korlátozzák a vázszerkezet utólagos módosításának lehetőségeit, így használatukat egy prototípus berendezés esetén javasolt kerülni. A kötőelemek kiválasztása a FATH Kft. katalógusából történt.



7. ábra: A külső téglatest vázszerkezet

A nyomtató elsődleges téglatest vázkeretén a feszített kötések cinkötvözetből készült ún. 3D kockaösszekötők biztosítják. Ezen



kötőelemek alkalmazásával három, egymásra merőleges alumíniumprofilt lehet egymáshoz rögzíteni.

A csavarozás elemenként egy darab, központi furatba hajtott csavarral történik. Mivel a Bosch kompatibilis profilok központi furata nem kör keresztmetszetű, hanem négy darab forgácstörő horonnyal ellátott, ezért menetfúró nélkül is behajthatóak a csavarok.



8. ábra: 3D kockaösszekötő beépítése a központi furatba illeszkedő önmetsző csavarokkal

Egy költséghatékonyabb, de talán merevség szempontjából még előnyösebb megoldás az, ha az egyes profilokat közvetlenül kötjük egymáshoz. Ekkor a függőleges profilon kialakított furatokon keresztül lehet a belső kulcsnyílású csavarkulcs segítségével a csavarokat megfelelő nyomatékkal meghúzni. Így költség vonatkozásában egy 3D kockaösszekötő és 3 db csavar helyett csupán 2 db csavar alkalmazása szükséges. Hátránya lehet ennek a megoldásnak, hogy kevésbé esztétikus kialakítású, valamint fúrást igénylő megoldás.



9. ábra: Alumíniumprofilok egymáshoz rögzítése D-fejű csavarral

A tárgyasztalt tartó többi elemet a szintén feszített kötést biztosító ún. automata összekötők alkalmazásával lehet és szabad rögzíteni (10. ábra).



10. ábra: T-matic összekötő és példa az alkalmazására

Az automata összekötő párban alkalmazva feszített kötést eredményez. A sarokelemek, más néven támaszok alkalmazása kerülendő, hiszen ekkor az érintkező alumínium profilok nem feszíthetők egymásnak, a lelazulás veszélye fennáll, valamint a működés közben keletkező rezgésekre is sokkal érzékenyebb lesz a berendezés.

A golyósorsók, illetve a lineáris megvezetés az alumíniumprofilból készült kerethez csavarkötéssel kapcsolódnak. Ezeknek az elemeknek a pontos pozíciói precíz mérésekkel és gondos szereléssel biztosíthatók. Ellenkező esetben a mozgatáshoz szükséges erő nem lesz egyenletes, esetenként a léptetőmotorok működtetésekor túlterhelés következtében lépésvetítés történhet, ami szinte minden esetben selejtes nyomtatott darabot eredményez. A vázszerkezet végső állapotát a 11. ábra mutatja.



11. ábra: A vázszerkezet, tárgyasztallal és a z-tengellyel

A későbbiekben a vázszerkezetet érdemes kiegészíteni 4 db önbeálló géplábbal, amelyre a Fath Kft. széles választékú termék katalógusa ajánl gumitalpakat is. Ezek a géplábak a külső

rezgések elnyelése mellett arról is gondoskodnak, hogy a nyomtató környezeti zajterhelése szintén a lehető legkisebb legyen.

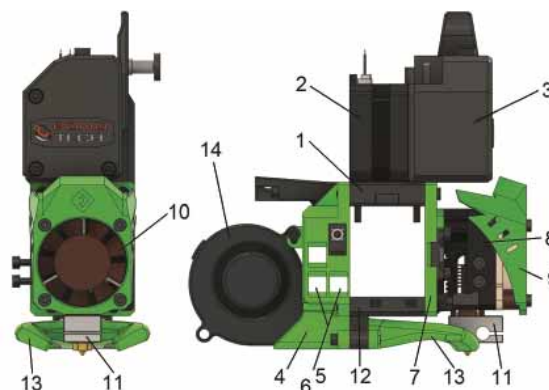
## 6. NYOMTATÓFEJEK

A nyomtató talán legfontosabb része a nyomtatófej, hiszen ez a részegység teszi a gépet ténylegesen 3D nyomtatóvá, enélkül csak egy 3 tengelyes CNC-vezérelt berendezésről beszélhetünk. A különböző gyártók folyamatosan terveznek újabb és újabb nyomtatófejeket, amelyekhez folyamatosan igazodni kell. Az ún. EVA-projekt, valamint a mögötte álló közösség célul tűzte ki egy olyan, négy alapvető egységből álló nyomtatófej megtervezését, amely szabadon variálható, azaz kompatibilis

- kétféle kinematikával,
- kétféle lineáris megvezetéssel,
- négyféle extruderrel,
- valamint hatféle nyomtatófejjel.

Természetesen a támogatott alkatrészek listája folyamatosan bővül. A korábban ismertett elveknek megfelelően részegységeiből összeállított nyomtatófej látható a 12. ábrán. Ezen jól megfigyelhető a nyomtatófejek négy főegysége is: A felső rész (1) (vízszintes, középső elem) hordozza a léptetőmotort (2) és az extrudert (3). A jobb oldali képen látható hátsó elem az IDEX nyomtatófejek (4) sajátossága, hogy két független nyomtatófej szíjhajtásához kapcsolódik. A két szíj egymás mellett fut (5) (a szíjak az ábrán nem láthatóak), azonban mindegyik csak egy nyomtatófejhez kapcsolódik, a másik nyomtatófejnél két „ablak” (6) került kialakításra, melyekben a szíj szabadon mozoghat. Az előlapon (7) található a nyomtatófej rögzítése (8), illetve a védőburkolat (9), mely egyúttal a nyomtatófej hűtéséért felelős ventilátort is takarja (10). A nyomtatófej felső része ebben a nézetben nem látható, viszont az alsó rész a fűtőblokkal és a fűvókával (11) tisztán kivehető. A negyedik főegység az alsó rész (12), amely a tárgyhűtés légtérelőit (13) - és a többi típusnál a ventilátort - hordozza, azonban ennél az egy verzióknál a ventilátor (14) a hátlapra került.

Ennek a verzióknak is vannak azonban hátrányai, például a hátlap felett megfigyelhető csonk, amely eredetileg a kábelkorbács rögzítését szolgálná. Ennél megfelelőbb az energialánc használata, amely esztétikusabb és biztonságosabb megoldás. Természetesen kisebb utólagos módosítással nem bonyolult a meglévő alkatrészek átalakítása a kívánt funkciók eléréséhez.



12. ábra: EVA 2.0 nyomtatófej [9]

## 7. ÖSSZEGRÉS

A bemutatott munka alapján belátható, hogy az alumínium gépépítő profil alkalmazása jó választásnak bizonyul, mivel használata során egyrészt biztosítható a gép megfelelő stabilitása, - esetleg szükség szerint utólagosan keresztmerevítők bármikor egyszerűen beépíthetők - mindamelllett kellő rugalmasságot ad a moduláris építéshez, a prototípus utólagos fejlesztéséhez, variálhatóságához.

## IRODALOM

- [1] <https://www.trinamic.com/products/integrated-circuits/details/tmc2209-la/>
- [2] Dr. Kamondi László: Tervezésmélet. Miskolci Egyetem, 2002.
- [3] [www.3dee.hu](http://www.3dee.hu)
- [4] [www.raise3d.com](http://www.raise3d.com)
- [5] [www.zortrax.com](http://www.zortrax.com)
- [6] S. TORTA, J. TORTA: 3D Printing - An Introduction, Mercury Learning and Information, Boston, USA, 2019.
- [7] [www.alu-profilok.hu](http://www.alu-profilok.hu)
- [8] FATH Components: Themenkatalog Maschinenbaukomponenten, FATH GmbH, Németország, 2018.
- [9] <https://main.eva-3d.page/>
- [10] [www.variometrum.hu](http://www.variometrum.hu)

## KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A cikkben ismertetett kutató munka az NTP-SZKOLL-21-0026 azonosítószámú „Szabad utat a tehetségnek! - a Terplán Zénó Szakkollégium tehetséggondozó programja” elnevezésű projekt keretében valósult meg az Emberi Erőforrások Minisztériuma és az Emberi Erőforrás Támogatáskezelő támogatásával.

Ez a cikk a Hallgatói Tudományos Diákköri (TDK) tevékenységhez köthető publikációs pályázat támogatásával készült.

# TRIZ ALAPELVEKET MEGVALÓSÍTÓ KÜLÖNLEGES MEGOLDÁSOK

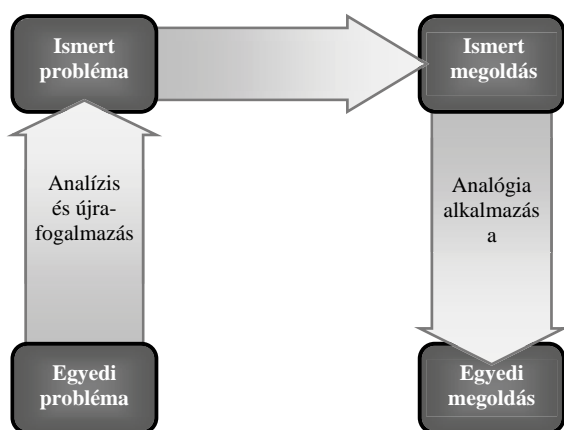
## SPECIAL SOLUTIONS IMPLEMENTING TRIZ PRINCIPLES

Dr. Dömötör Csaba, egyetemi docens  
Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet

**ABSTRACT** Analogical design is one of several design methods. TRIZ is one of these, which works by solving the contradictions of engineering parameters with several TRIZ principles. In this article, I present some interesting products and engineering solutions that implement TRIZ principles.

### 1. BEVEZETÉS

A mérnöki gyakorlatban sokszor találkozunk olyan feladattal, melynek megoldása gyorsabb, ha azt egy korábban már jól megoldott hasonló problémára vezetjük vissza. (1. ábra)



1. ábra.

*Analógia alapú problémamegoldás folyamata*

### 2. TRIZ

Az efféle analógia alapú problémakezelés egyik kiemelkedő módszere a TRIZ, mely mozaikszerű az orosz Теория Решения Изобретательских Задач (Теория Решения Изобретательских Задач) elnevezésből ered. A hazai szakirodalomban *Feltalálói Probléma-megoldás Módszere*ként ismert eljárás kidolgozója Genrih Saulovich Altshuller, üzveg származású hivatalnok, aki azon hipotézisből indult ki, miszerint „egy speciális konstrukciós feladatnak (vagy egy ahhoz hasonlóknak) már valahol biztosan született megoldása”. Ebben a megközelítésben a feladatok frappáns kezeléséhez szükséges kreativitás nem jelent

mást, mint megtalálni ezt a létező megoldást és adaptálni a konkrét feladatra. [5]

Több mint 40.000 szabadalmi leírást felölelő vizsgálata után Altshuller a megállapította, hogy alapjaiban új ötlet ritkán születik, ezért egy speciális műszaki probléma megoldását mindig érdemes a létező megoldások között keresni.

Abból kiindulva, hogy a problémák lényegében egy-egy mérnöki paraméter ellentmondására vezethetők vissza, Altshuller meghatározott 40 *megoldási irányelvet*, melyeket az adott konfliktus feloldására egy 39×39 méretű kétdimenziós ellentmondási mátrix elemeiben megoldásként rangsorolt. [4]

Közelebbről megvizsgálva e metódust, mint a brainstorming egy irányított formáját ismerhetjük fel, melyben bár az emberi gondolkodást és kreativitást semmi sem pótolja, de lehetőség nyílik a szunnyadó alkotóerő kibontakoztatására. [3]

A kreatív gondolkodást, a megszokottól történő elrugaszkodást láthatóan maga *Altshuller* is igen fontos tényezőnek tekinti a problémamegoldásban.

### 3. TRIZ IRÁNYELVEK

Altshuller a 40 TRIZ irányelvet sorszámokkal jelölte, amelyekkel a kiválasztást segítő ellentmondási mátrix hivatkozhat rá. [2]. A továbbiakban bemutatok néhány olyan szemléletes műszaki megoldást, amelyek mind egy-egy ilyen TRIZ irányelvet valósítanak meg.

#### 3.1 Aszimmetria

Bizonyos egymásnak ellentmondó mérnöki paraméterek (pl. mozgó test hossza és felülete vagy térfogata közti ütközés) esetén, a szerkezet szimmetriájának elhagyása vagy a fellelhető aszimmetria mértékének növelése képes feloldani az ütköző peremfeltételek között fennálló konfliktust.

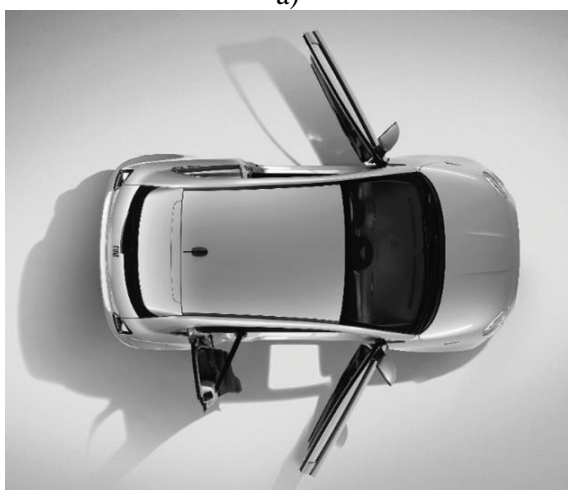
Jó példát szolgáltatnak erre a járműveink. A személygépkocsik nagyrésze alapvetően



szimmetrikus, de geometriájukban kis mértékű funkcionális aszimmetriák figyelhetők meg. Kívülről az üzemanyagtöltő nyílás, a tolatólámpa és ködzáró fény páros, vagy néhány esetben a visszapillantó tükrök méreteltérése emelhető ki, míg a beltérben kézenfekvő a vezető oldal és első utasülés előtti műszerfal, kormány és pedálok elhelyezkedéséből fakadó aszimmetria. De a jobb és bal oldal ezen elkerülhetetlen eltérésén túl is léteznek az autópárhazban jóval extrémebb formatervek a rendhagyó aszimmetriára.



a)



b)

2.ábra.

a) Hyundai Veloster 2018

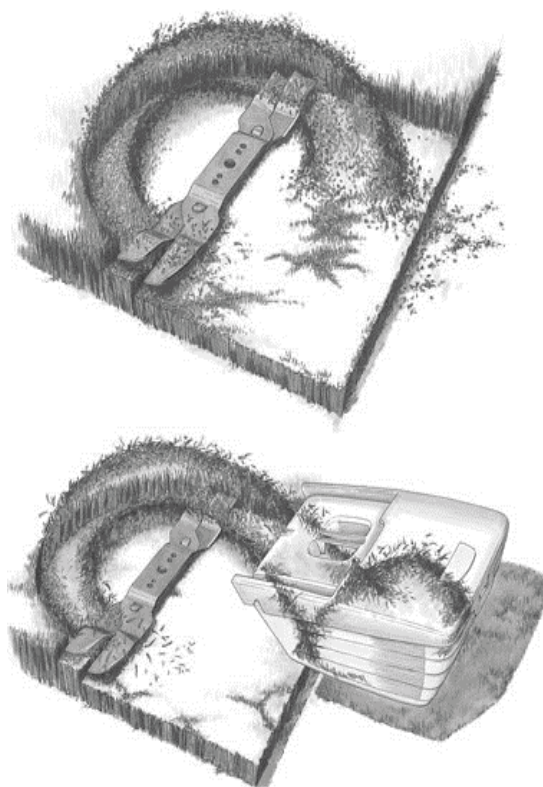
b) Fiat 500 3+1 (2021)

A szériában gyártott és forgalmazott Hyundai Veloster (2.a ábra), amelynek vezető oldalán egy ajtó van, mint egy sportkupén, viszont a túlsó oldalon a családot is jól kiszolgáló dupla ajtó segíti a hátsó ülésorra történő bejutást. A típus reklámfilmjében ezen megoldás biztonsági szerepét emelik ki, mivel a hátsó ülés utasai csak a járda felé tudnak kiszállni, így nem léphetnek az úttestre egy érkező jármű elé. Emellett mindenki nyer, hiszen „apu” egy vezető oldalról „háromajtós”-nak

látzó sportkupéba ülhet be, miközben a családnak sem jelent komoly kényelmetlenséget a hátsó ajtó részleges hiánya. Mint a 2.b ábrán látható, ez a speciális megoldás nem egyedülálló. A Fiat 500-nak is megjelent a 3+1 névre keresztelt aszimmetrikus karosszéria-változata.

### 3.2 Összevonás

A TRIZ irányelvei közül a következő a módszeres tervezésből is ismert „Összevonás” nevet viseli, ami arra utal, hogy azonos vagy hasonló funkcióhordozók térben egymáshoz közelebb helyezése, illetve egybeolvasztása vagy éppen az összefüggő feladatok időben párhuzamos elvégzése a hatékonyságnövelés eszköze lehet.



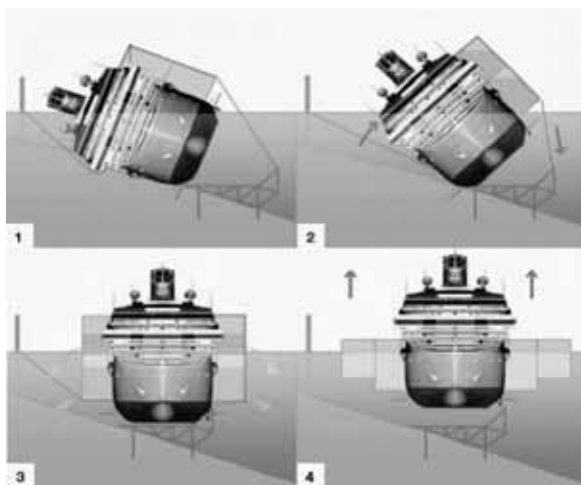
3.ábra.

Mulcsozó késes fűnyíró működése

Jó példát szolgáltat erre a mulcsozó késes fűnyíró, aminek használata során a gép a levágott fűvet többszörösen felaprítja a zárt munkatérben, majd a talajra visszateríti természetes zöldtrágyaként. Alkalmazása különösen nyári hónapokban előnyös, hogy a fűvet megóvja a kiszáradástól. Ugyanezen kés megfelelően kialakítva nyitott munkatér esetén alkalmas fűgyűjtésre is, amivel együtt már három funkciót képes megvalósítani ugyanazon vágóeszköz.

### 3.3 Súlytalanság, kiegyensúlyozás

Egy test vagy folyamat egyensúlyi állapotát megtartani gyakori mérnöki feladat, mégis speciális esetekben nem feltétlenül ez az elsődleges gondolatunk, mint megoldási alapelv. A TRIZ ezen irányelve arra utal, hogy amennyiben egy test súlyerejét kívánjuk csökkenteni, ezt úgy is megtehetjük, hogy egy olyan eszközzel kombináljuk, amely ezzel ellentétes erőt tud kifejteni akár aerodinamikai vagy hidrodinamikai hatások útján.



4.ábra.

A felborult Costa Concordia talpraállítása  
forrás: BBC.com

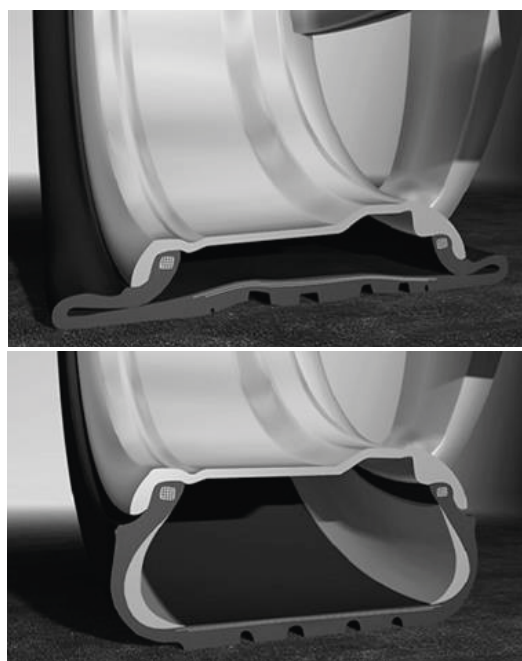
A 4. ábrán konkrét példaként említhető a Costa Concordia hajó balesete utáni „talpraállítás”, mely éppen ezzel a hatáselvvel operált. Az oldalára borult hajó mellé egy támasztó alapot építettek, majd ballaszttartályok és szivattyúk segítségével a helyszínen korlátlan mennyiségben rendelkezésre álló tengervíz felhasználva billentették a hajót ismét függőleges helyzetbe. A tartályokból kiszivattyúzva a vizet már úszóképessé is tették az egykor szebb napokat látott járművet, így vontatóhajókkal a bontás helyszínére tudták juttatni

### 3.4 Megelőző beavatkozás

A műszaki gyakorlatban sok esetben alkalmazott módszer, hogy bizonyos feladatokat teljesen vagy részlegesen elvégezzék már az előtt, mielőtt az valóban szükségesszerűvé válna. Ilyen például, amikor a váratlan meghibásodások hosszadalmas javítási feladatait rövid, előre betervezhető időszakos karbantartással váltanak ki. De ide sorolhatjuk akár a ragasztóval előre bevont tapétákat is.

Az 5. ábrán a hagyományos és az SSR (Self Supporting Runflat) gumiabroncs. A

defekt-tűrő gumiabroncs lényege, hogy a gumi falába körben egy félhold keresztmetszetű merevítés kerül, mely a légnyomás elvesztése esetén is képes a jármű tömegét megtartani. Alapvető cél, hogy defekt esetén – mérsékelt sebesség mellett ugyan – de mégis megőrizzük az autó mobilitását. Mindemellett az eszköz biztonsági szerepe sem elhanyagolható, hiszen nem menet közben sem következik be hirtelen stabilitásvesztés vagy anyagi kár.



5.ábra.

Hagyományos és SSR gumiabroncs

### 3.5 Hasznos tevékenység folyamatossága

A TRIZ rendszerbeli sorszámukat tekintve nagyot ugorva eljutunk a huszadik alapelvig, ami egy igazán kézenfekvő optimalizálását javasolja a már működő rendszereknek: A funkciók végrehajtása legyen megszakításoktól mentes, vagyis a legjobb hatásfok eléréséhez egy berendezés minden részegységének folyamatosan teljes kapacitáson kell(ene) üzemelnie. Ehhez maximálisan ki kell küszöbölni az üresjáratokat például az alternáló mozgások körmozgásra cserélésével.



6.ábra.

Körfűrészlap és láncfűrész



A 6. ábrán egy körfűrészlap, illetve egy láncfűrész látható. Egyértelmű, hogy a hagyományos fűrészhez képest a folyamatos forgácsleválasztásra képes eszközök jóval hatékonyabbak, mint az alternáló mozgás során megszakított vágási folyamattal dolgozók.

### 3.6 Közvetítő elem

Közvetítő elemről akkor beszélhetünk, amikor akár csak ideiglenesen beiktatunk egy közbülső alkatrészt vagy folyamatot, ami elősegíti a kívánt funkció megvalósítását. A műszaki gyakorlatban az alkatrészbefogó készülékek így módon csökkentik egy-egy művelet időszükségletét vagy éppen óvják meg a munkadarab felületét a sérüléstől.



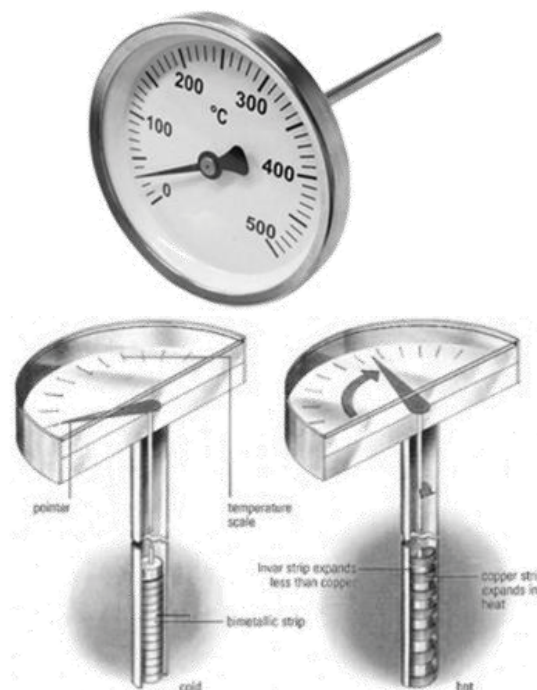
7. ábra.  
OSRAM gyűrű és vonalizzó

A 7. ábra erre az irányelvre mutat be műszaki példát. Az OSRAM gyűrű néven ismert szilikon karika célja, hogy a vonalizzók vákuumozásakor segítse az üvegcső végeinek egyenletes és hengeres zárását, ami pusztán fém szorítópofák segítségével nem lenne megvalósítható.

### 3.7 Hőtágulás

A 37. TRIZ alapelv egy mindenki számára ismert fizikai jelenséget, az anyagok hőmérsékletváltozásokkor bekövetkező térfogatnövekedését, illetve csökkenését kihasználó megoldásokat foglalja össze. Ezen elven működik a legtöbb hagyományos hőmérő (8. ábra). A kitáguló gáz vagy bimetal alkalmazása esetén a hőmérsékletváltozás hatására létrejövő térfogatkülönbségből származó nyomásváltozás vagy mozgás

alkalmas a mérés kivitelezésére. De hasonlóan ezt az elvet alkalmazzuk akkor is, amikor szereléskor melegítéssel majd hűtéssel hozunk létre erő, illetve nyomaték átvitelére is alkalmas zsigorkötéseket.



8. ábra.

A hőtágulás jelenségét kihasználó hőmérő

## 4. KÖVETKEZTETÉSEK

Láthatjuk tehát, hogy a 40.000 szabadalom statisztikai feldolgozásán alapuló TRIZ tervezési módszer irányelvei valódi műszaki problémákra adhatnak választ, mely a TRIZ ellentmondási mátrix használatával még hatékonyabbá teheti a mérnöki munkát.

## 5. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Altshuller, G. S.: 40 Principles: TRIZ Keys to Technical Innovation, Technical Innovation Center, 2002
- [2] Altshuller, G. S.: Creativity as an Exact Science: the Theory of the Solution of Inventive Problems, New York, Gordon and Breach Science Publishers, 1984, ISBN 0677212305
- [3] Lantos Gábor: Az innováció algoritmus, Magyar Grafika 2010/5, pp.28-32.
- [4] Döbröczöni Á., Dömötör Cs., Péter J.: TRIZ and Nature, Design of Machines and Structures, Vol. 2., No. 2., HU ISSN 1785-6892, Miskolc, 2012. november, pp. 15-22.
- [5] K. Barry, E. Domb, M. S. Slocum: TRIZ - What Is TRIZ?, The TRIZ Journal, 1996/11 [http://www.triz-journal.com/archives/what\\_is\\_triz](http://www.triz-journal.com/archives/what_is_triz)

# VASÚTI KEREKEK PRÉSELÉSI FOLYAMATÁNAK VIZSGÁLATA FESZÜLTSEGOPTIKAI ANALÍZIS SEGÍTSÉGÉVEL

## INVESTIGATION OF THE PRESSING PROCESS OF RAILWAY WHEELS USING OPTICAL PHOTOSTRESS ANALYSIS

Dr. Ficzer Péter, egyetemi docens, [ficzere.peter@kjk.bme.hu](mailto:ficzere.peter@kjk.bme.hu)  
BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék  
Dr. Borbás Lajos, címzetes egyetemi tanár, [borbas.lajos@edutus.hu](mailto:borbas.lajos@edutus.hu)  
EDUTUS Egyetem, Műszaki Intézet

**ABSTRACT.** In most cases, the wheels are joined to the axles by a pressing process. After the pressing process, the wheels may be run out impact, which affects the accuracy of the rim running. The main goal of our investigation was to monitor the surface deformation of the wheel pair during the pressing phase and to determine the magnitude of the deformation using photoelastic coating technique (photo-stress analysis).

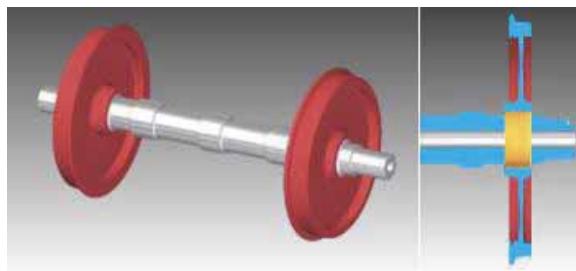
The task was to decide:

- the used method is suitable for the investigation of the surface deformation of railway wheels due to the pressing process,
- it is possible to measure the differences between the two wheel pressing processes by analysing the surface deformation,
- the surface deformation measured on the wheels can be related to the axial failure of the wheels measured after the pressing process.

### 1. BEVEZETÉS

A vizsgálat fő célja egy vasúti kerékpár felületi deformációjának ellenőrzése és meghatározása volt a préselési eljárás alatt, fotoelasztikus bevonati technikával (feszültségoptikai vizsgálat).

A szerelt vasúti kerékpár és az érintkezési felület látható az 1. ábrán.



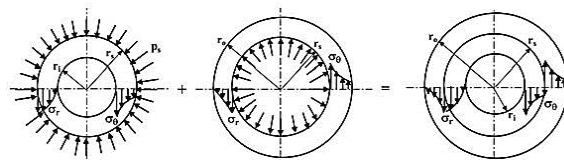
1. ábra Szerelt kerékpár és érintkező felület

A sajtolási eljárás során a deformáció és a feszültségi viszonyok nyomon követése rendkívül nehéz feladat. Még a legfejlettebb végeeselemes módszerek esetében is számos, többnyire megoldatlan kérdéssel kell szembenéznünk.

### 2. MÓDSZER

#### 2.1 Fedés számítása a klasszikus mechanikai elmélet alapján

A zsugorkötésű tengely-agy illesztés során kapott feszültségeloszlás a belső és a külső hengerben lévő feszültségeloszlásból áll, és ezt mutatja az alábbi 2. ábra [1].



2. ábra Zsugorkötésű tengely-agy illesztés során kapott feszültségeloszlás [1]

A maradó feszültségek a belső hengerben  $r=r_i$  esetén a maximális, amit a (1) ad meg.

$$\sigma_{\theta(max)} \Big|_{r=r_i} = -\frac{2p_s r_s^2}{r_s^2 - r_i^2} \quad (1)$$

A maradó feszültségek a külső hengerben  $r=r_s$  esetén a maximális, amit a (2) ad meg.

$$\sigma_{\theta(max)} \Big|_{r=r_s} = -p_s \frac{r_0^2 + r_s^2}{r_0^2 - r_s^2} \quad (2)$$

A folyadéknyomásból adódó feszültségeket ehhez kell hozzáadni, hogy megtaláljuk a teljes feszültségeloszlást.

Annak érdekében, hogy meg tudjuk határozni a hengerfalak radiális elmozdulásait az

érintkezési területen, az alábbi gondolatmenetet vesszük figyelembe a (3) egyenletben:

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{u}{r} = \frac{1}{E}(\sigma_{\theta} - \nu\sigma_r) . \quad (3)$$

Ez adja a külső henger belső falának sugárirányú elmozdulását a (4) egyenlet szerint:

$$u_{r1} = \frac{p_s r_s}{E} \left[ \frac{r_0^2 + r_s^2}{r_0^2 - r_s^2} + \nu \right] \quad (4)$$

Hasonlóan a belső henger esetében a másik falnál fellépő radiális és kerületi feszültségek az (5) egyenlet alapján adhatók meg:

$$\begin{aligned} \sigma_r|_{r=r_s} &= -p_s \\ \sigma_{\theta}|_{r=r_s} &= -p_s \frac{r_s^2 + r_i^2}{r_s^2 - r_i^2} \end{aligned} \quad (5)$$

A fenti eljárást követően a belső henger érintkező felületének radiális elmozdulását a (6) egyenlet adja meg:

$$u_{r2} = -\frac{p_s r_s}{E} \left[ \frac{r_s^2 + r_i^2}{r_s^2 - r_i^2} - \nu \right] \quad (6)$$

A teljes fedést a (7) összefüggés adja meg:

$$\delta = -\frac{p_s r_s}{E} \left[ \frac{r_0^2 + r_s^2}{r_0^2 - r_s^2} + \frac{r_s^2 + r_i^2}{r_s^2 - r_i^2} - \nu \right] \quad (7)$$

Így megadhatjuk a kontakt nyomást az ismert változók függvényében (8):

$$p_s = \frac{E\delta}{r_s \left[ \frac{r_0^2 + r_s^2}{r_0^2 - r_s^2} + \frac{r_s^2 + r_i^2}{r_s^2 - r_i^2} \right]} \quad (8)$$

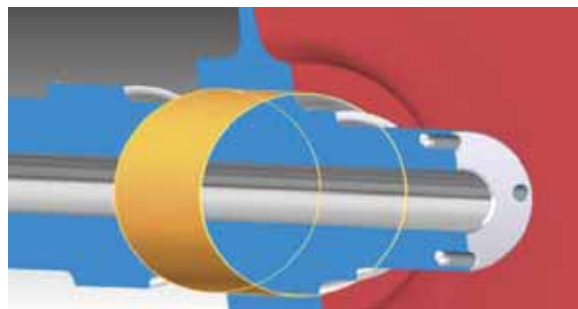
Az (1)...(8) egyenletekben:

- $r_i$ : a tengely sugara,
- $r_s$ : a tengely és a kerék sugara,
- $\sigma_0$ : tangenciális feszültség
- $\sigma_r$ : radiális feszültség
- $E$ : rugalmassági modulus,
- $\delta$ : teljes fedés az érintkező felületeknél

A fent bemutatott elmélet egy statikus állapotról ad képet, de nem tudja reprodukálni a préselési folyamat során bekövetkező változásokat.

## 2.2 A végeelemes számítás lehetőségei

A tengely/kerék csatlakozás érintkezési felülete - a 3. ábrán jelölve - valójában nem felület, hanem egy hengeres tér, a préselendő alkatrészek közötti átfedés.

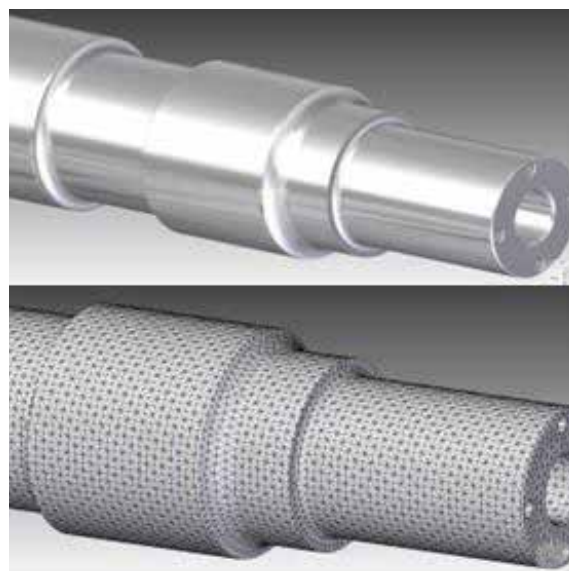


3. ábra A préselendő alkatrészek közötti átfedés

Jól megfigyelhető, hogy a numerikus szimulációban még nagy elemszám (kis hálóméret) esetén is megjelenik a poligonhatás, azaz a geometriát csak közelíti a háló.

Felmerül a henger-szimmetria alkalmazásának lehetősége, amivel a probléma síkelemekkel megoldható lenne. Sajnos azonban ezt a megoldást el kell vetni, mert bár a geometria hengeresen szimmetrikus, a terhelés nem az (C alakú prészsorszám).

A tengely és a háló a 4. ábrán látható.

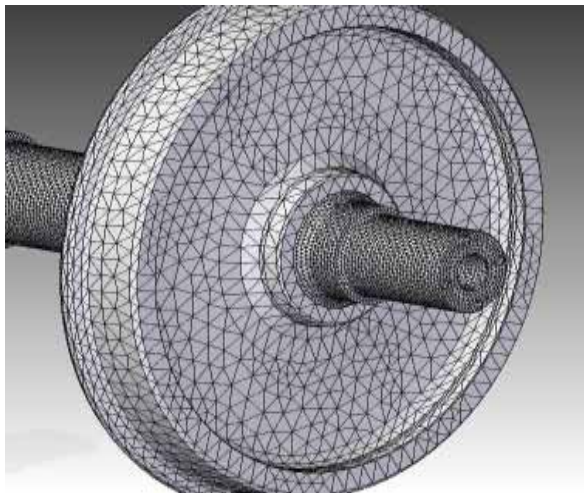


4. ábra A préselendő alkatrészek közötti átfedés

Az 5. ábrán látható az összeszerelt állapot végeelemes hálójával. Az ábrán is jól megfigyelhető, hogy ha a csomópontok egymáshoz képest nem ugyanabba a helyzetbe esnek, akkor nem hengeres érintkezést, hanem vonalas érintkezést várunk.



Ez sokkal magasabb feszültségértékeket eredményez, helyi csúcsok jönnek létre, ami a valós feszültségeloszláshoz képest hamis képet ad.



5. ábra Az összeszerelt állapot végelelemes hálóval

### 2.3 Optikai feszültségvizsgálat (feszültségoptikai bevonat)

A vizsgált minta felületi deformációjának és feszültségállapotának meghatározására alkalmazott mérési módszert a felületre ragasztott és polarizált fényben vizsgált optikailag aktív bevonat (ismert tulajdonságok) felhasználásával végezzük.

A jelen vizsgálat során a keréktárcsa mindkét felületét a kerékagy körül kb. 400 mm átmérőig fotoelasztikus bevonattal fedtük be. A gépelemek vizsgálatára szolgáló mérési módszer néhány lehetősége részletesebben megtalálható a [3], [4], [5], [6] szakirodalomban. A 6. ábra a szerelőasztalon tesztelt vasúti kerekeket mutatja.



6. ábra Vizsgálat alatt álló vasúti kerekek a szerelőasztalon

A bevonatok elkészítéséhez kétkomponensű epoxigyantát használtunk. Az epoxigyantát egy A4-es méretű tálcára öntöttük,

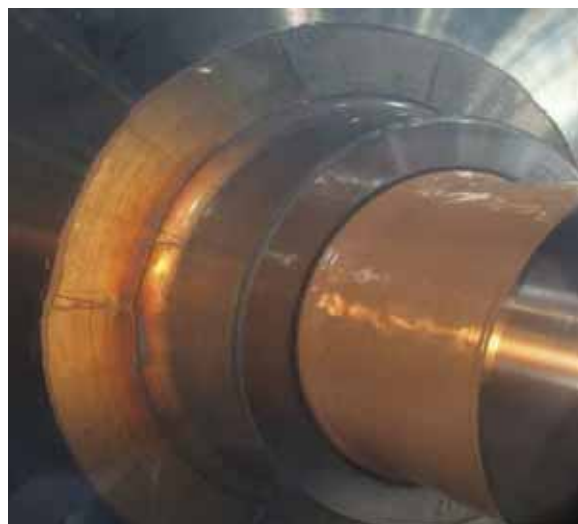
és félig polimerizált állapotban felvettük és a vizsgált felületre formáztuk. A kerekek mindkét felületét a kerékagyak körül bevontuk. A 7. ábrán látható a fotoelasztikus bevonattal történő vizsgálatra előkészített kerékpár, az eredmények kiértékelését szolgáló hálózattal együtt.



7. ábra A vizsgálatra előkészített kerékpár bevonattal és hálózattal

### 3. EREDMÉNYEK

A vizsgálati eredmények a mérési technika sávos eloszlásának értékelésén alapulnak. A 8. ábrán látható néhány eredmény a sávok eloszlásáról a préselési eljárás után,



8. ábra Színsáveloszlás keresztetett polarizációs állásban préselés után

A sávmintázat értékelése az alkalmazott fotoelasztikus bevonat érzékenységén alapul, amint az a következőkben szerepel:

A vasúti kerekeken végzett mérések eredményeinek értékelésekor a rögzített polarizációs képekből összerakott színsáveloszlásokat készítettünk. A színsáveloszlásból számítottuk ki a főnyúlások különbségét. A nyúlásértékek feszültségre való átalakítása során  $E = 2,068$  [MPa] rugalmassági moduluszal és  $\nu = 0,29$  Poisson tényező értékkel számítottuk a vizsgált anyag ismeretében. Így esetünkben az egységnyi

rendsámhoz ( $m = 1$ , ennek színe a a színsávábrán lila) az alábbi összefüggés érvényes (9):

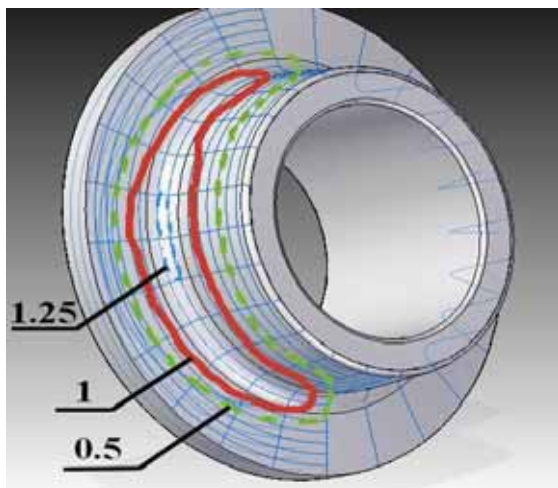
$$\sigma = \sigma_1 = \frac{k \cdot E}{1 + \nu} = \frac{0,68 \cdot 10^{-3} \cdot 2,068 \cdot 10^5}{1 + 0,29} = 109,01 \text{ MPa} \quad (9)$$

A kapcsolat az  $\varepsilon_1$  és  $\varepsilon_2$  főnyúlások valamint a  $\sigma_1$ , és  $\sigma_2$  főfeszültségek különbsége között a következő (10) összefüggés segítségével határozható meg:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{E}{1 + \nu} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) = m \frac{kE}{1 + \nu} \quad (10)$$

ahol  $E$  a vizsgált felület anyagának rugalmassági modulusa,  $\nu$  a Poisson-tényezője.

A bemutatott értékelés alapján a kerék külső felületén a feszültség szintet 115,0...125,0 MPa feszültségérték intervallumon határoztuk meg (lásd a 9. ábrát).



9. ábra A vizsgált felületen jelentkező összerajzolt rendszámeloszlások

#### 4. ANALÍZIS

Az eredményeket megvizsgálva kijelenthető, hogy a fotoelasztikus mérési bevonati technika alkalmas eljárás a vasúti kerékpár felszíni deformációjának meghatározására, amely a préselés során fellépő asszimmetrikus nyomóerőből ered,

Megállapítható továbbá, hogy a vasúti keréken a sajtolási eljárásból származó, feszültségoptikai elemzéssel mért felületi deformáció asszimmetrikusan jelenik meg a felületen. A prészerszám nyitott részén (C alak) a deformáció lényegesen nagyobb, mint azon a területen, ahol a szerszám a kerékhez ér.

A feszültségoptikai elemzéssel mért felületi deformáció helye összekapcsolható a kerekek maximális axiális ütésének helyével. A kerekek tengelyirányú alakváltozásának maximuma a maximális feszültségterülettel szemben ( $180^\circ$ ) mérhető.

Az additív gyártástechnológiák terjedése töretlen, melynek köszönhetően egyre több felhasználási területe válik ismertté. Bizonyos területeken történő használata viszont sok elővigyázatosságot igényel. Gyakori kérdés, hogy egészségügyi-, mechanikai- vagy szilárdsági szempontból milyen anyagokat és milyen technológiát érdemes használni. Ugyanígy komoly kérdés, hogy gazdaságilag mely esetekben éri meg ez a gyártási eljárás, ha más módszerekkel is előállítható ugyanez a darab.

#### 5. IRODALOM

- [1] Mechanical Engineer's Handbook 2nd Ed [Wiley 1998]
- [2] J.W. Dally, W.F. Riley: Experimental Stress Analysis, 3rd ed. McGraw-Hill, New York, 1991.
- [3] Borbás, L.: Fotoelasztikus rétegbevonatos mérési módszer használata gépalkat-részek vizsgálatánál és az eredmények értékelési lehetőségei (in Hungarian). Gép, 1986. nov. pp 359...363.
- [4] Thamm, F., Borbás, L.,: Application of photoelastic coating at connecting points of bus under-carriage. IMEKO Congress on Experimental Stress Analysis, and 4th Danubia-Adria-Symposion. May 25-29./1987. Plzen. Proceedings: pp 71...76.
- [5] Borbás, L. Zsáry, Á.,: Untersuchung von geschweisten Fahrgestell –Knotenpunkten mittels des Spannungsoptischen Oberflächensichtverfahren. Österreichische Ingenieur und Architekten Zeitschrift. (ÖIAZ) 1988. 133.évf. 7.szám. pp 362...365.
- [6] Thamm, F., Borbás, L.,: Investigation of the optimum design junctions with re-spect to the welding procedure. Österreichische Ingenieur und Architekten Zeitschrift. (ÖIAZ) 1989. 134.évf. 7/8.szám. pp 415...418. Lovas L.: Öntőforma készítés 3D nyomtatással, GÉP 67: 7-8 pp. 13-16, (2016)



# ELŐFESZÍTETT CSAVARKÖTÉS MEGHÚZÁSI NYOMATÉK VIZSGÁLATA

## EXAMINATION OF PRELOADED BOLTED JOINT TIGHTENING TORQUE

*Prof. Dr. Kátai László PhD, Monier Meleka Girgis hallgató, Dr. Gárdonyi Péter PhD  
Magyar Agrár-és Élettudományi Egyetem, Műszaki Intézet*

### ABSTRACT

*A new measurement device for preload was developed for this study. Tests on the tightening torque of bolts and nuts with two different standards, M10 x 1.5 and M12 x 2, were carried out at room temperature. Experiments have been conducted to determine the relationship between pretension force and screwing times during the tightening process on a self-locking nut. The impact of friction on the bolt and nut has been discussed. Based on the measurements, it has been found that the pretension force generated by a given tightening torque can be significantly reduced by surface defects (wear, cavity formation) when the same bolt/nut is repeatedly applied.*

### 1. BEVEZETÉS

A mechanikai rendszerekben széles körben alkalmazunk menetes kötőelemeket, mivel ezek egyszerűek, nagy teherbírásúak és könnyen össze- és szétszerelhetők. A csavarok meghúzása és a menetes kötések előfeszítése növeli a teherbírást és a kötés megbízhatóságát. Az anyag tényezők bizonytalansága a menetes kötések nagy vagy csekély előfeszítését okozhatják, ami befolyásolja a konstrukció biztonságát és megbízhatóságát. A túl nagy előfeszítés csökkenti a szerkezetek teherbírását, míg a túl kis előfeszítés a csavarok, lazulását, sőt törését okozhatja. A kis előfeszítések az összekapcsolt elemek között hézagot vagy oldalirányú mozgást okoznak, ami veszélyes a gép szabályos működésére. A nyomaték és az előfeszítés közötti kapcsolat meghatározása kritikus fontosságú a menetes kötések előfeszítése során [1].

Adott meghúzási nyomaték alkalmazása egy egyszerű és hatékony módszer egy csavar meghatározott előfeszítésre történő meghúzására. Ennek eredményeképpen kritikus

fontosságú, hogy elméletileg megalkossuk a menetes kötőelemek pontos nyomaték-feszültség kapcsolatát, lehetővé téve az ipar számára a következetes előfeszítés elérését [2,3].

A kutatómunkánk célja a MATE Műszaki Intézet laboratóriumában meglévő mérőberendezés új, módosított kialakításának megvalósítása, amely alkalmas különböző méretű csavarok vizsgálatára az meghúzási nyomaték és a csavarszár alakváltozás kísérleti mérésére, amely a csavar előfeszítési kísérlet során jelentkezik.

További célkitűzésünk volt, hogy kísérleti módszerrel megvizsgáljuk az acélsavarra ható előfeszítő erő változását egy M10-es és M12-es önzáró anya alkalmazásával, a meghúzást állandó sebességgel, egy választott nyomatékértékkel ugyanazon csavaranyával többszöri ismétléssel meghúzva a csavart.

### 2. A MEGHÚZÁSI NYOMATÉK

A meghúzást a csatlakozás legmerevbb részétől a legkevésbé merev alkatrészig kell elvégezni. Sok meghúzási ciklusra lehet szükség az egyenletesen szoros és szoros állapot eléréséhez. Meghúzás után a csavarnak egy menetközzel ki kell állnia az anya felületéből. A nyomatéktechnika minden fázisában használt nyomatékkulcsoknak az EN ISO 6789 szabvány (Csavarok és anyák szerelőszerszámai) szerint 4%-os pontosságúnak kell lenniük. (Kézi nyomatékszerszámok - Tervezési megfelelőségvizsgálat, minőségi megfelelőségvizsgálat és újrakalibrálási eljárás). Az egyes csavarkulcsok pontosságát hetente, pneumatikus csavarkulcsok esetében pedig a tömlőhossz beállításakor minden alkalommal ellenőrizni kell. A kombinált technika első fázisában használt nyomatékkulcsok esetében a

szabványok 10%-os pontosságot és éves pontosságot írnak elő [4].

A meghúzási nyomaték (M) és az előfeszítő erő ( $F_e$ ) közötti kapcsolat a szakirodalomból ismert alábbi összefüggéssel határozható meg.

$$M = F_e \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho') + F_e \mu_a d_3 \quad (1)$$

ahol,

$d_2$  – a menet középátmérője

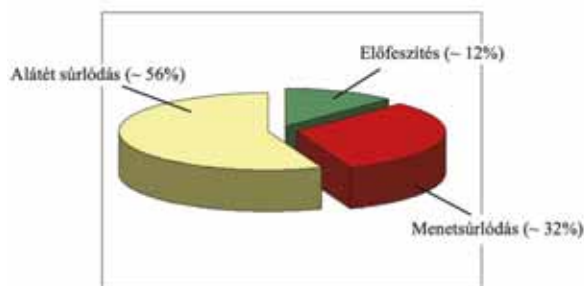
$\alpha$  – a menetemelkedés szöge

$\rho'$  – a horonyhatással növelt súrlódási félkúpszög

$\mu_a$  – alátét súrlódási tényező

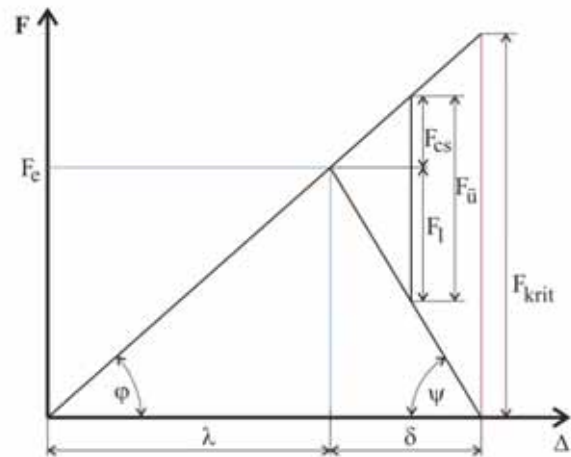
$d_3$  – magátmérő (kb. az alátétsugárral megegyező méret).

Az összefüggésből megállapítható, hogy a csavar geometriai jellemzőin túl az alkalmazott nyomaték hatására kialakuló csavarszár előfeszítést a súrlódási viszonyok (menetek és alátét) határozzák meg. Ezek a súrlódásos kapcsolatok eredményezhetnek bizonytalanságot az ipari gyakorlatban. Az 1. ábra szemlélteti, hogy a meghúzási nyomaték jelentős hányadát a kialakuló súrlódási viszonyok emészthetik fel, így ezek ismerete kritikus fontosságú lehet.



1. ábra Nyomaték eloszlás diagram

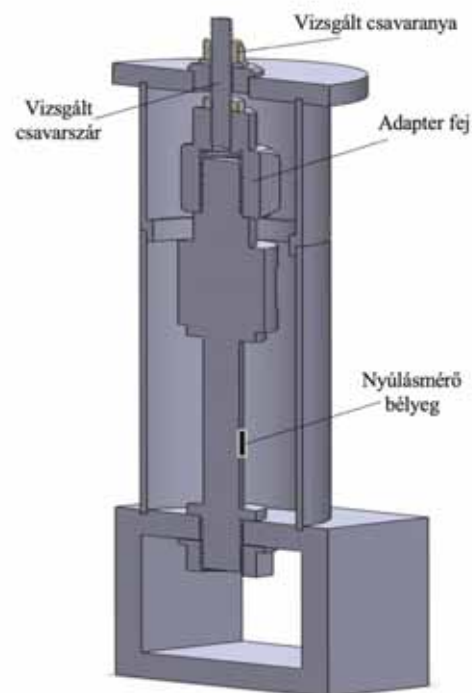
A csavarelőfeszítést ábrázoló diagram (előfeszítési ábra) alapján elemezhető, hogy a kötésben létrejövő rugalmas rendszerben az egyes elemek hogyan terhelődnek, ill. a terhelés hatására milyen deformációt szenvednek (2. ábra). Az ábra alapján értelmezhető, hogy bizonyos külső terhelés ( $F_{\bar{u}}$ ) hogyan oszlik meg a kötés egyes elemein.  $F_{cs}$  a csavarszár,  $F_1$  az összekötött szerkezeti elemek (lemez) terhelését jelölik. A kritikus terhelés nagysága ( $F_{krit}$ ), amikor a szerkezeti elemeket közötti kontakt megszűnik [5].



2. ábra Előfeszített csavarkötés erőhatásábrája

## ANYAG ÉS MÓDSZER

A vizsgáló berendezés, amely egy csavarkötést modellez a 3. ábrán szemléltetett módon épül fel. A külső henger az összefogott elemeket modellezi, a vizsgált csavarszárban kialakuló erő a nyúlásmérő bélyegek alapján mért deformációból határozható meg. A meghúzás nyomatékmérésre alkalmas szerszámmal történik, a mérési adatok gyűjtésére, feldolgozására HBM Spider 8 mérő- adatgyűjtő eszköz szolgál.



3. ábra A vizsgált csavarkötés felépítésének 3D modellje

A mérésre összeállított vizsgáló egység a 4. ábrán látható.



4. ábra Az összeállított teszt egység

A vizsgálat során a szabványos önzáró anyát egyenletes sebességgel meghúzva hoztuk létre a kötést. Egy adott csavaranyával 10-szer össze- és szétszerelést ismételtünk meg, azt vizsgálva, hogy a többszöri alkalmazás hogyan befolyásolja a kialakuló súrlódási viszonyokat és ezáltal adott meghúzási nyomaték hatására kialakuló előfeszítési erőt. A vizsgálatot 5 db csavaranyával, azaz ötszörös ismétléssel végeztük el, két különböző menetméret (M10x1,5, M12 x 2) esetére. Az alkalmazott menetes szárok anyaga S355, a csavaranyák (ISO 898-1) anyaga pedig 8-as szilárdsági osztályú volt.

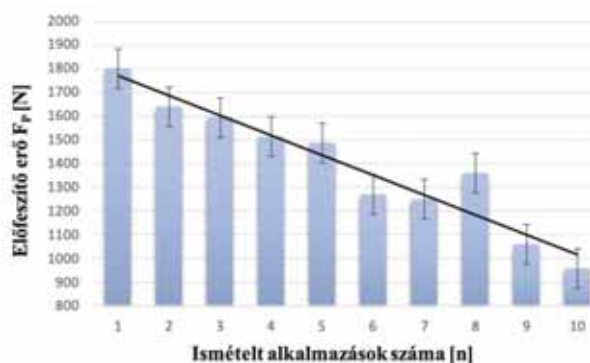
**A VIZSGÁLAT EREDMÉNYE, ÉRTÉKELÉS**  
A csavar az előfeszítési folyamat során megnyúlik, ami a mérőcsavar feszültségével megegyező axiális előfeszítést eredményez ( $F_p = E \cdot \varepsilon \cdot A$ ), és a kifejtett nyomaték közvetlenül meghatározható egy mérőbéllyel ellátott nyomatékkulcs segítségével. Így a nyomaték és a hozzá tartozó alakváltozás értéke minden egyes önzáró anya minden egyes mérésénél táblázatba foglalható.

Mivel a csavar meghúzása a nyomatékkulcs folyamatos forgatásával történt, az adatgyűjtési frekvencia mértékéből adódóan a kiválasztott nyomatékérték  $\pm 3$  %-os tűréshatárral állt rendelkezésre. Az M10x1,5 menetes szár esetében a  $25 \text{ Nm} \pm 3 \%$  meghúzási nyomaték hatására kialakuló előfeszítő erőt vizsgáltuk (1. táblázat), az M12x2 menet esetében ez a nyomaték  $30 \text{ Nm} \pm 3 \%$  érték volt.

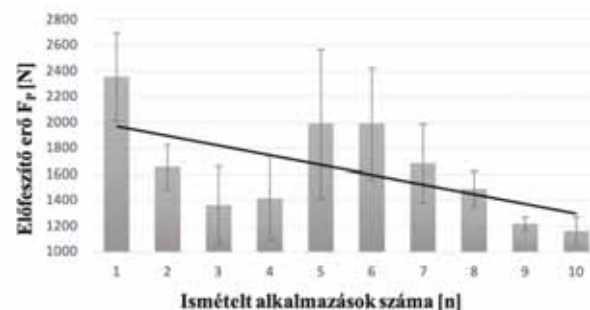
1. táblázat: A meghúzási nyomaték értékek (Nm) a kísérletsorozat során (M10x1,5)

	1. számú anya	2. számú anya	3. számú anya	4. számú anya	5. számú anya
1. Meghúzás	29.805	30.017	29.887	30.401	30.146
2. Meghúzás	29.239	30.142	30.008	30.436	29.978
3. Meghúzás	31.227	30.051	29.589	29.671	29.943
4. Meghúzás	29.368	30.043	30.695	30.501	30.008
5. Meghúzás	30.077	30.228	29.995	30.358	29.887
6. Meghúzás	30.250	30.129	30.604	30.522	29.723
7. Meghúzás	30.280	30.069	30.181	29.891	29.598
8. Meghúzás	29.848	30.626	30.868	29.550	30.151
9. Meghúzás	30.211	29.805	30.574	29.593	30.198
10. Meghúzás	30.596	30.609	30.224	30.341	29.986

Ugyanazon csavaranya többszöri alkalmazása (1-10) esetén az előfeszítő erő mértékének változását mutatja az 5. ábra és a 6. ábra.



5. ábra.: Adott csavaranya (M10x1,5) ismételt alkalmazása esetén az előfeszítő erő változása ( $M_t=20 \text{ Nm}$ ).



6. ábra.: Adott csavaranya (M12x2) ismételt alkalmazása esetén az előfeszítő erő változása ( $M_t=30 \text{ Nm}$ ).

A diagramok alapján jól látható a tendencia, miszerint az adott meghúzási nyomaték hatására kialakuló előfeszítő erő az ismételt használat



során folyamatosan csökken és a kísérletek alapján a 10. ismétlés esetén már közel a felére esik vissza.

Az előfeszítő erő jelentős mértékű csökkenése a súrlódási viszonyok megváltozására utal, a felületeket a vizsgálat sorozatot követően tanulmányozva a következő megállapítások tehetők: az érintkező felületeken jelentős mértékű hibák, rendellenességek alakultak ki, ilyenek például a kopás és a keletkezett üregek, mind az alátét, mind az önzáró anya felületén.



A



B



C

7. ábra.: A csavarszár felületi hibái (A), a csavaranya felülete (B) az alátét felülete (C) a többszöri alkalmazást követően.

Ezeket szemlélteti a 7. ábra az M10-es mintacsavar tesztjén végzett összes vizsgálatot követően.

Az eredmények azt mutatják, hogy az előfeszítő erő csökkenését elsősorban a súrlódás elsődleges hatása határozza meg, ahogyan a fém érintkező felület változik, nem pedig a polimer önzáró gyűrű. Ez a hatás jelentősen befolyásolja a meghúzást, mivel ugyanazon csavar és anya következetes többszöri használata olyan felületi hibákhoz vezet, mint a kopás és a felületek kitöredezése, üregek kialakulása.

Minden egyes alkalommal, amikor egy csavart előre meghatározott meghúzási nyomatékkal kell alkalmazunk, legyünk körültekintőek, és csak az eredeti csavart és anyát használjuk, legfeljebb egyszer. Ha ugyanazt a csavart/anyát többször használjuk, akkor nagy bizonytalanságot viszünk a rendszerbe és ezzel az előírt kötőerő is bizonytalan értékű lesz.

#### FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] Brown, W., & Lim, T.-Y. (2015). Factors affecting nut factors for PVP bolted joint assembly. *Procedia Engineering*, 130, 168–175. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.12.186>
- [2] Fernando, S., Lee, J., Pokharel, T., & Gad, E. (2021). Improvements to torque versus tension relationship considering nut dilation effects. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 095440622110420. <https://doi.org/10.1177/09544062211042050>
- [3] FUKUOKA, T., & TAKAKI, T. (1998). Mechanical behaviors of bolted joint during tightening using torque control. *JSME International Journal Series A*, 41(2), 185–191. <https://doi.org/10.1299/jsmea.41.185>
- [4] Bernuzzi, C., & Cordova, B. (2016). The mechanical fasteners. *Structural Steel Design to Eurocode3 and AISC Specifications*, 345–394. <https://doi.org/10.1002/9781118631201.ch13>
- [5] SZABÓ I., KÁTAI L., MOLNÁR L., KAJTÁR P.: Előfeszített csavarkötések működésének modellezése. In: MTA-AMA Kutatási Fejlesztési Tanácskozás Gödöllő, 2008. 2. kötet p. 203-207. ISBN 978 963 611 451 0

# TARTÁLYOK SÍK ZÁRÓFELÜLETÉNEK GAZDASÁGOS MÉRETEZÉSE

## ECONOMICAL DESIGN OF FLAT ENDS IN PRESSURE VESSELS

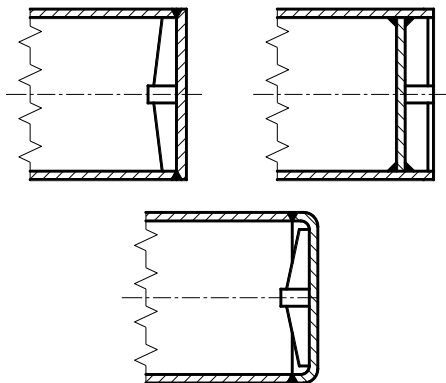
*Orbán Ferenc, PhD, professzor emeritus, PTE-MIK Gépészmérnöki Tanszék, Fenyvesi Sándor, tanársegéd, PTE-MIK Gépészmérnöki Tanszék, Vasvári Gyula Ferenc, tanársegéd, PTE-MIK Gépészmérnöki Tanszék*

### 1. ABSTRACT

In standard applications commonly used pressure vessels are closed by ellipsoidal or hemispherical ends. In certain cases, we use flat ends, because of space limitations or to ease the manufacturing process. The use of flat ends without stiffeners is not economical, because the plate thickness is large. The circular plates can be attached with radial ribs (stiffeners). The cross-section of radial beams is rectangular (flat) or has a halved I-section. In this paper we will show a simple calculation to determine the number and dimension of stiffeners.

### 2. BEVEZETÉS

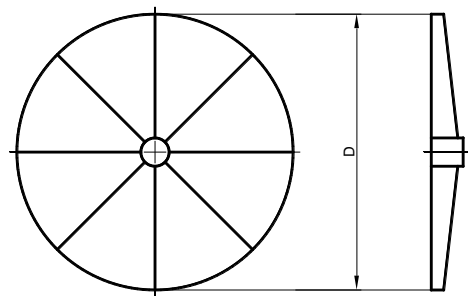
A tartályok zárófelületek általában domborított edényfenekeket használnak ritkábban sík felületűeket. Bizonyos esetekben például helyszűke vagy egyszerűbb gyártás miatt lehet sík lemezt alkalmazni. Ha síklemezt alkalmazunk úgy nagy falvastagságok adódnak, de ha bordázattal látjuk el a síklemezt úgy a lemezvastagság csökkenthető. A bordázat kerülhet a tartály belsejébe, vagy a síklemez külső oldalára.



1. ábra Bordázott síklemez kialakítások

### 3. BORDÁZOTT SÍKLEMEZ

A síklemezt radiális bordákkal merevítjük 2. ábra.



2. ábra Radiális bordázat

A bordákat nem hegesztjük a köpenyhez, így a legnagyobb igénybevétel a lemez közepén adódik a bordákban. Úgy tekintjük, hogy a lemez szélei csuklós megfogásúak, ami nem teljesen igaz, ugyanis kisebb-nagyobb nyomaték terheli a lemez szélét, amit most elhanyagolunk.

### 4. A SZÁMÍTÁS MENETE

A sík zárófelület vastagságának meghatározása. A szélein felfekvő körcikk alakú lemezben keletkező nyomaték, ha egyenletesen megoszló terhelés terheli [1].

$$M_t = \beta_1 \cdot p \cdot R^2 \quad (1)$$

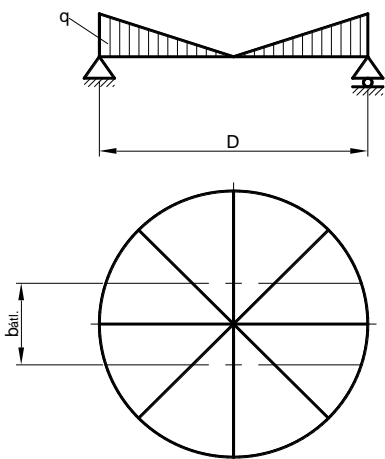
ahol,

$\beta_1$  – hajlítónyomaték tényező

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot M_t}{t^2} \leq f_{y1} \quad (2)$$

Borda méret meghatározása 3. ábra.





3. ábra Borda és lemez terhelése

A megoszló terhelés:

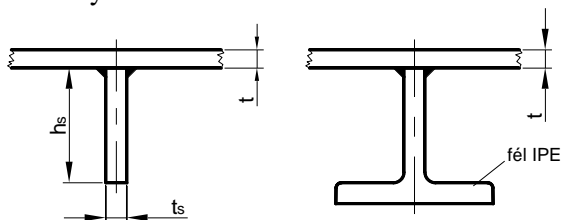
$$q = \frac{D \cdot \pi}{n} \cdot p \quad (3)$$

A nyomaték:

$$M_{MAX} = \frac{q \cdot D^2}{24} \quad (4)$$

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_{MAX}}{W_2} \leq f_{y1} \quad (5)$$

A bordák lehetnek lapos bordák és T szelvényűek 4. ábra.



4. ábra Borda keresztmetszetek

A tartályok külső átmérője: D. A számításokat D=2000 mm és D=3000 mm értékekkel végeztük. A köpeny falvastagsága 6 mm, illetve a nagyobb átmérő esetén 8 mm. A terhelés p=2 bar túlnyomás. A bordák száma n= 6, 8, 10, 12 és 15. Anyagminőség S235.

A hajlítónyomaték a körcikk alakú lemezben

$$M_t = \beta_1 \cdot p \cdot R^2 \quad (6)$$

$$M_t = 0,0183 \cdot 0,2 \cdot 994^2 = 3616 \text{ N} \quad (7)$$

A szükséges lemezvastagság:

$$t \geq \sqrt{\frac{6 \cdot M_t}{f_{yi}}} \quad (8)$$

$$t \geq \sqrt{\frac{6 \cdot 3616}{213,6}} \cong 10,07 \quad (9)$$

Válasszuk t= 10 mm és további vizsgálatokban ellenőrizzük.

$$\sigma_{MAX} = \frac{M}{W_z} \leq f_{y1} \quad (10)$$

$$M = q \cdot \frac{D^2}{24} \quad (11)$$

$$M = 157 \cdot \frac{1988^2}{24} = 25853,6 \text{ N} \quad (12)$$

Lapos borda esetén:

$$A = b_{\text{átl.}} \cdot t + h_s \cdot t_s \quad (13)$$

$$A = 390 \cdot 10 + 180 \cdot 12 = 6060 \text{ mm}^2 \quad (14)$$

$$e = \frac{A_f \cdot \frac{t}{2} + h_s \cdot t_s \cdot (t + \frac{h_s}{2})}{A} \quad (15)$$

$$e = \frac{3900 \cdot 5 + 2160 \cdot 100}{6060} = 38,86 \text{ mm} \quad (16)$$

$$I_y = \frac{b_{\text{átl.}} \cdot t^3}{3} + \frac{t_s \cdot h_s^3}{3} - A(e - t)^2 \quad (17)$$

$$I_y = \frac{39 \cdot 1^3}{3} + \frac{1,2 \cdot 18^3}{3} - 60,6 \cdot 2,886^2 \quad (18)$$

$$I_y = 1841 \text{ cm}^4 \quad (19)$$

$$W_y = \frac{1841}{15,1} = 121,9 \text{ cm}^3 \quad (20)$$

$$\sigma_{MAX} = \frac{25853,6}{121,9} = 212 \text{ N/mm}^2 \quad (21)$$

Minden esetben meghatároztuk a bordázott síklemez térfogatát és gyártási költségét [2].

A költségfüggvény:

$$K = k_m \cdot \rho \cdot V + k_f \cdot \sum T_i \quad (22)$$

ahol,

$k_m, k_f$  – az anyag és gyártási költség tényező

$\rho$  – anyagsűrűség

V - térfogat

$T_i$  – gyártási idők.

Célszerű az alábbi alakban írni:

$$\frac{K}{k_m} = \rho \cdot V + \frac{k_f}{k_m} \cdot (T_1 + T_2 + T_3) \quad (23)$$

Az előkészítés, összeállítási és fűzési idő:

$$T_1 = C_1 \cdot \Theta \cdot \sqrt{\kappa \cdot \rho \cdot V} \quad (24)$$

ahol:

$C_1$  – az összeszerelés tényezője  
 $\Theta$  – bonyolultsági tényező  
 $\kappa$  – az összehegesztendő elemek száma

A hegesztési idő

$$T_2 + T_3 = 1,3 \cdot \sum C_{2i} \cdot a_{wi}^n \cdot L_{wi} \quad (25)$$

ahol,

$C_{2i}$  és  $n$  – az alkalmazott hegesztés-technológiától és varratalaktól függő tényező

$a_{wi}^n$  – a varratméretek

$L_{wi}$  – a varrathosszak

1. táblázat Bordaméretek Ø2000 esetén

n	t	$h_s \cdot t_s$	V dm <sup>3</sup>
6	12	210x12	52,8
8	10	180x12	48,68
10	(9)10	180x10	49,4
12	8	185x8	<b>44,93</b>

2. táblázat Bordaméretek Ø3000 esetén

n	t	Fél IPE	V dm <sup>3</sup>
8	16	360	200,3
10	14	330	192,8
12	12	300	<b>181,6</b>
15	10	300	191,7

3. táblázat Költségek \$-ban különböző bordaszámoknál Ø2000 esetén

n	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub> +T <sub>3</sub>	K <sub>f</sub> /K <sub>m</sub> =1	K <sub>f</sub> /K <sub>m</sub> =2
6	122	56	542,5	770,5
8	126	74,7	550	<b>718</b>
10	142	93,9	582	778,8
12	145	63	560,7	768

4. táblázat Költségek \$-ban különböző bordaszámoknál Ø3000 esetén

n	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub> +T <sub>3</sub>	K <sub>f</sub> /K <sub>m</sub> =1	K <sub>f</sub> /K <sub>m</sub> =2
8	263	112	1947	2322
10	280	140	1933	2353
12	292	168	<b>1885</b>	<b>2345</b>
15	329	210	2043	2583

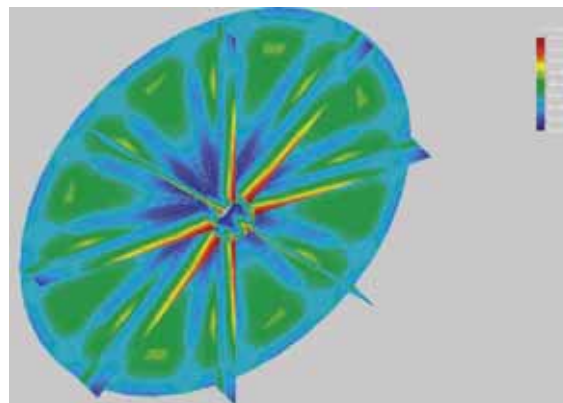
Ha térfogat minimumra törekszünk, úgy a több borda kisebb térfogatot ad. Ha a költségeket tekintjük, úgy az n=12 bordaszám ad kisebb költséget.

## 5. VÉGESELEM MODELL

A végeelemes vizsgálatnál az volt a célunk, hogy a modell helyességét igazoljuk.

Adatok D=2000 mm; n=8; h=180 mm; t=12 mm; t=10 mm. A sík zárófelületekbe keletkező max. feszültség: 216 MPa, a bordában a keletkező max. feszültség: 212 MPa.

Cosmos alapján zárófelületben a maximális feszültség: 148 MPa bordában 211,7 MPa.



5. ábra Cosmos analízis

## 6. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikk egy könnyen használható számítási modellt mutat be a bordázott sík zárófelületek számítására. A végeelemes vizsgálatok azt mutatták, hogy a körlemez csuklós feltételezése esetén túl nagy lemeztavagság adódik. Célszerűbb a [3] könyvben megadott képlettel számolni. Itt a bordák közé beírható legnagyobb kör átmérőjét definiálja és így

$$t = K_2 \cdot D' \cdot \sqrt{\frac{p}{f_m}} = 8,7 \text{ mm} \quad (26)$$

a legközelebbi szabványos falvastagság 10 mm. Ha költségeket tekintjük úgy minden esetben érdemes vizsgálni az optimális bordaszámot.

## 7. IRODALOM

- [1] Thimosenko S., Woinowsky-Krieger S.: Theory of plates and shells, New York, 1959.
- [2] Farkas J., Jármái K.: Fémszerkezetek innovatív tervezése, Miskolc, 2015.
- [3] Szántay B.: Vegyipari készülékek szerkesztése, Budapest, 1963.

# SZIGMOID GÖRBÉK A TERMÉKTERVEZÉSBEN

## SIGMOID CURVES IN PRODUCT DESIGN

*Szabó Ferenc János, PhD, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet*

**ABSTRACT.** Sigmoid curves are able to describe many different phenomena of our life. Analysis of a phenomenon can highlight interesting characteristics, shown by the parameters of the curve and equations of the structure investigated. Transmitting this new interesting characteristics and re- understand its importance and significance for an other phenomenon, makes possible to invent new characteristics for the investigated system too.

### 1. BEVEZETÉS

A szigmoid görbék az élet sokféle, különböző jelenségeinek leírására, viselkedésük követésére, sőt előrejelzésére is alkalmasak. Egy adott jelenség szigmoid görbe segítségével történő vizsgálata során felfedezhetők olyan tulajdonságok, viselkedésszerűségek, amelyek a szigmoid görbe jellegéből, nevezetesen pontjaiból azonosíthatók be, mely jellemzők addig az adott jelenséghez nem voltak jellegzetesen köthetők. Ha az adott jellegzetességet a görbe alapján felfedezzük és újraértelmezzük a vizsgált újabb jelenségre, új, addig nem tudatosult jellemzőket, viselkedésszerűségeket fedezhetünk fel és a vizsgált rendszert mélyebben megérthetjük, sőt a rendszer viselkedése előrejelezhető a szigmoid görbe egyenlete és jellemzői alapján.

Jelen cikkben egy ilyen párhuzamra szeretnénk rámutatni a COVID-19 pandémia szigmoid görbével történő vizsgálatából lezűrhető jellemzők és viselkedésszerűségek alkalmazásával a terméktervezésben, mivel a termékek életgörbéje szintén leírható szigmoid görbék segítségével. Olyannyira így van ez, hogy a pandémia és a termék görbe esetén is értelmezhető a multilogisztikus görbe, mellyel hosszabb távon is megfigyelhető és vizsgálható mindkét jelenség, így a vizsgálatok eredményei átvihetők és értelmezhetők egyik jelenségről a másikra. Ez az oka annak is, hogy a különböző csoportok teljesítményének analízisére, összehasonlítására, minősítésére kidolgozott EBSYQ rendszer (Evolutionary Based System for Qualification of Group Achievements) is

alkalmazható mindkét jelenség vizsgálatára, elemeinek összehasonlítására, minősítésére.

A jelen cikkben bemutatott termékgörbe vizsgálatokhoz a tengerek műanyag szennyezett-ségének vizsgálatára elért eredményeket és az elektromos autók piacának jellemző görbéit is felhasználjuk, felfedezve és újra értelmezve a görbék szigmoid jellegéből levonható következtetéseket, jellemzőket az elektromos autók piacának alakulására vonatkozóan, Szabó [1] (2022).

### 2. A SZIGMOID GÖRBÉK SOKOLDALÚ JELLEGE

A szigmoid görbék első alkalmazása az 1700-as évek végén Malthus [2] (1798) munkásságához köthető, a biológiában a különböző, korlátozás nélkül szaporodó fajok létszámának vizsgálatához alkalmazta. A korlátozott térben kialakuló növekedési folyamatok leírására Pierre- Francois Verhulst [4] (1847) egy speciális szigmoid görbét, a logisztikai görbét fejlesztette ki. Pearl és Reed [5] (1920) az USA népességének előrejelzésére alkalmazta a logisztikai görbét.

Bertalanffy [6] (1938) cápák uszonyának növekedését tanulmányozva egy olyan szigmoid görbét fejlesztett ki, amelyre főleg a növekedés jellemző, nem hangsúlyos a telítődési szakasza. Ezt később a mezőgazdaság több területén is alkalmazták különböző növények, állatok növekedésének tanulmányozására, leírására [8] (Richards, 1959), valamint Kazuko és társai [7] (2003) az orvostudományban a daganatos sejtek növekedésének tanulmányozására is felhasználták. Moore [3] (1965) elektronikai eszközök kapacitásának időbeli fejlődését mutatta be logisztikai görbével. Mansfield [9] (1961) munkássága tette lehetővé a szigmoid görbék iparban, terméktervezésben, az innovációk piaci elterjedésének tanulmányozásában való alkalmazását.

Jang, Show- Ling és munkatársai [10] (2005) a mobiltelefonok különböző országokban való elterjedésének időbeli alakulását vizsgálták

szigmoid görbékkel. Pulzáló, több hullámot mutató folyamatok esetére Meyer [11] (1994) a bi- logisztikus, tri- logisztikus, esetleg a multi- logisztikus görbék alkalmazhatóságát mutatta be. A szigmoid görbék társadalom-tudományi jelenségekre való alkalmazására találhatunk érdekes példákat Nikosz [12] (2009) munkájában.

Szabó (2011- 2021) különböző cikkeiben a szigmoid görbék többféle tudományterület érintő alkalmazásait találhatjuk: sport világsúcsok időbeli alakulása [13] (2011), szempontrendszer különböző csoportok teljesítményének összehasonlítására, minősítésére [14] (EBSYQ, 2017), optimum-kereső algoritmusok és beállításaik összehasonlítása [15] (2018), tengerek műanyag szennyeződésének időbeli alakulása [16] (2019), kopási görbék vizsgálata [17] (2020), termék életgörbék [18] (2021), a COVID-19 járvány (első hullám) időbeli alakulása [19] (2020). Rézsó F.-né [20] (2020) munkájában hallgatói csoportok eredményeinek összehasonlítására láthatunk példát, szintén szigmoid görbék alapján. Ezek között az alkalmazások között is található olyan eset, mely a terméktervezés szempontjából is érdekes lehet: a tengerek műanyagszennyezettségének alakulása, mivel a szennyezést okozó tárgyak termékek-ként készülnek és jutnak a piacra, ezért ezek életciklusa szintén a termékciklus görbéjével, azaz szigmoid görbével leírható, vizsgálható.

### 3. A FÖLD TENGEREINEK ÉS ÓCEÁN- JAINAK MŰANYAG- SZENNYEZETTSÉGE

A napjainkban egyre nagyobb gondokat okozó műanyag- szennyezettséget a műanyagból készült tárgyak okozzák, melyek eredetileg határozott felhasználási céllal, termék formájában készültek, de az életciklusuk egy adott szakaszára elérve vagy elavultak, vagy használhatatlanná váltak, megsérültek, stb és kidobásra kerültek.

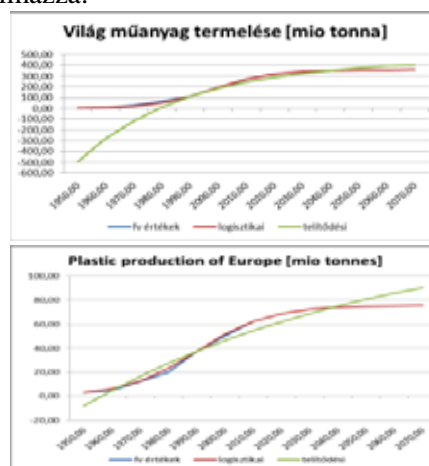
Mivel ezek a ma már szennyeződést okozó tárgyak eredetileg termékek voltak, ezért életciklusukat a klasszikus termék- életciklus görbével jellemezni lehet, sőt, mivel a jövőben szennyező anyaggá, kidobott terméké váló tárgyak jelenleg termékként vannak jelen a társadalomban, ezért a műanyag szennyeződés jövőbeli alakulásának vizsgálatára is alkalmazható a termékélettartam görbe, ami szigmoid görbe, tehát minden olyan jellemző, ismérv, ami más jelenségek szigmoid görbéinek vizsgálata során felszínre került és értelmet kapott, ezek itt is értelmezhetők és megtölthetők az erre az esetre érvényes értelmezésekkel, következtetésekkel.

Ezek alapján tehát érdemes áttekíteni a műanyag termékek gyártásának jelenlegi alakulását, hiszen ezek a termékek lesznek a jövő szennyezettségének okozói. Az 1. ábra Európa és a világ műanyagtermelésének alakulását mutatja, ami szigmoid görbe jelleget mutat, jelenleg mindkét görbe túl van az inflexió ponton, tehát alkalmas előrejelzések készítésére. Ennek a megtermelt műanyag- mennyiségnek kb 10 százaléka fog olyan szennyeződéssé válni, ami a Föld tengereiben és óceánjaiban műanyag szennyeződést okoz majd.



1. ábra. Európa és a világ műanyagtermelése

A görbék közelített alakját a 2. ábra mutatja, a közelítő görbék egyenleteiben szereplő paramétereket az 1. táblázat tartalmazza.



2. ábra. A közelítő Pearl-Reed és Bertalanffy görbék [16]

1. táblázat. A közelítő görbék egyenleteiben szereplő paraméterek értékei

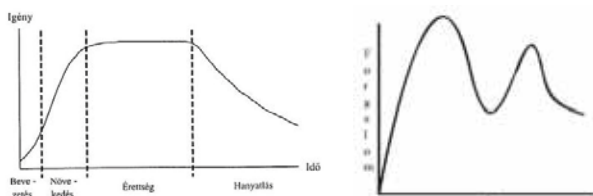
Paraméter	Pearl Reed		Bertalanffy	
	Europe	World	Europe	World
K	75,44599681	358,33	118,0199693	445,0
r	0,07931015112	0,09872031606	0,009338095157	0,02576604032
c	3,536853450e+68	4,7080616561e+85	8,564893849e+07	1,396407556e+22

A közelítő görbék értékeiből leolvasható a termelés jövőbeli alakulása, és ez alapján előrejelezhető a szennyezés jövőbeli alakulása. A Pearl- Reed féle közelítés kissé optimistább becslésre ad lehetőséget, mint Bertalanffy.

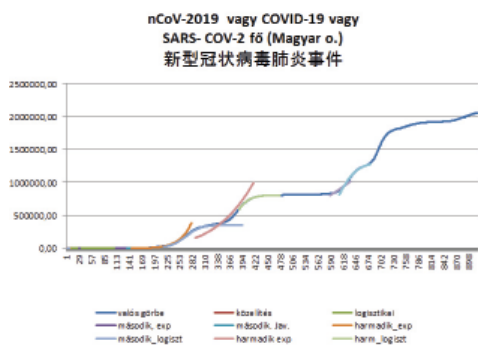
#### 4. AZ ELEKTROMOS AUTÓK PIACÁNAK VIZSGÁLATA

A szigmoid görbék egy másik érdekes alkalmazási lehetősége az elektromos autók piacának áttekintése. Mivel az elektromos autók is termékek, ezért érvényes rájuk a termékek életgörbéje, ami szintén szigmoid görbe, ráadásul itt már teljesen biztosak lehetünk benne, hogy a Pearl- Reed féle logisztikai görbéről van szó, nincs szükségünk a Bertalanffy féle közelítésre, mert az nem követi elég pontosan a vizsgált görbe első szakaszát.

A 3. ábrán egy klasszikus termék-életciklus görbét láthatunk, mellette egy olyan termék görbéje látható, amelynél a piac csökkenésének, telítődésének érzékelésekor jelentős továbbfejlesztéseket hajtanak végre, így újra és újra felfrissíthető, megnövelhető a piac. Ezzel egy többciklusú termék görbe alakul ki. Ugyanez a jelenség játszódik le a COVID-19 pandémia több ciklusa során is, a fertőzöttek számának magyarországi alakulását vizsgálva a betegség kezdetétől (2020 március) napjainkig (2022 szeptember). Ez a görbe is többciklusú, itt a számok növekedését az újabb és újabb vírusvariációk, mutációk okozzák, mintha a vírus is mindig „továbbfejlesztéseket” hajtott volna végre és így ért el „piac- növekedést”. Ezt követhetjük a 4. ábrán, a vízszintes tengelyen az eltelt napok száma. Két hullám esetén az exponenciális növekedés szakaszát is külön kiemeltük.

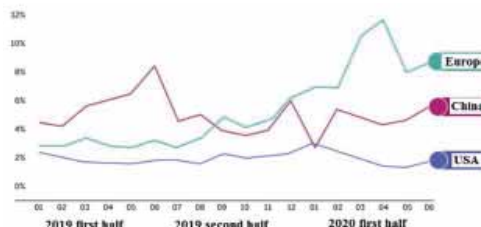


3. ábra. A klasszikus termék-élettartam görbe és egy többciklusú termék görbéje

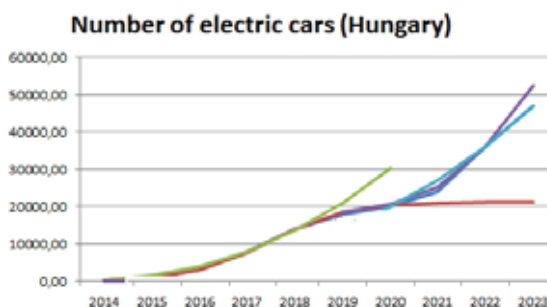
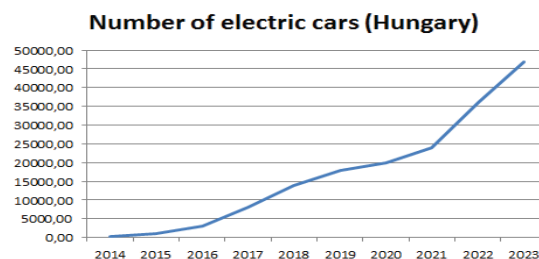


4. ábra. A COVID-19 pandémiában megfertőződtek számának alakulása Magyarországon, 2020 március 15.-től (a kezdetektől) 2022 szeptember 15.-ig (napjainkig)

Rátérve az elektromos autók piacának vizsgálatára, az 5. ábra a világ és európa elektromos autó piacának alakulását mutatja, míg a 6. ábrán a magyar elektromos autó piac alakulását látjuk, felül az eredeti görbe, alul pedig a közelítő görbék látszanak. A 2. táblázatban a közelítő görbék egyenleteiben lévő paraméterek értékeit mutatjuk. A 6. ábrán már jól észlelhető a jelenség többhullámos jellege is, kettő hullámmal.



5. ábra. Európa és a világ elektromos autó piacának alakulása az utóbbi években



6. ábra. A magyarországi elektromos autópiacon eladási számainak alakulása

2. táblázat. Az ábra görbéinek egyenleteiben szereplő paraméterek értékei

Paraméter	Első hullám	Második hullám
Exp., c	300.0	0.3368
r	2.3684	4.6599
Logisz. K	21286.8913	177919.5
r	1.22014	0.3473
c	236.99	254.5286

#### 5. KÖVETKEZTETÉSEK

Mivel a 6. ábra görbéiből jól látszik, hogy a magyarországi elektromos autópiacon eddigi eladási görbéi az idő függvényében két hullámos multilogisztikus görbét írnak le, ezért logikusan adódik, hogy összehasonlítsuk a hullámokat, a



görbék jellemzői alapján és az egyenletekben szereplő paraméterek értékei alapján is.

Az összehasonlítások mindegyike azt mutatja, hogy a második hullám eladási görbéje jelentősebb növekedést ír le, mint az első hullám, hiszen a 6. ábrán a második hullám esetén látszik, hogy meredekebb emelkedést mutat. Az egyenletekben szereplő paraméterek összehasonlítása alapján kimondható, hogy a második hullám exponenciális szakasza esetén a kitevő ( $r$ ) jelentősen nagyobb, mint az első hullám esetén, valamint a logisztikus szakasz várható telítődési szintje ( $K$ ) szintén jelentősen nagyobb érték, mint az első hullám esetén. Érekség, hogy a logisztikus görbék növekedési gyorsaságot leíró paraméterében ( $r$ ) az első hullám látszik jobbnak, de ez csak azt jelenti, hogy a nagyobb mértékű növekedés a második hullám esetében hosszabb idő alatt alakult ki. Összegzésképpen elmondható, hogy az elektromos autók magyarországi piaca jelentős növekedést mutat az utóbbi években és ez a tendencia várhatóan jövőben is fennmarad, telítődés később fog kialakulni.

## 6. IRODALOM

[1] Szabó, F. J.: A COVID-19 járvány időbeli alakulásának vizsgálata szigmoid görbékkel II. – Több hullám összehasonlítása. *Multidiszciplináris Tudományok*, 12. Évf. I. szám (2022), pp. 58 – 70.

<https://doi.org/10.35925/j.multi.2022.1.5>

[2] Malthus, T.: *An Essay on the Principle of Population*. Printed for J. Johnson in St Paul's Church- Yard, London, 1798.

[3] Moore, E. G.: *Cramming more Components onto Integrated Circuits*.

Electronic Magazine 38 (8): pp. 114- 117, 1965.

[4] Verhulst, P.- F.: *Deuxieme memoire sur la loi d'accroissement de la population*. Mémoires de l'Académie Royale des Sciences, des Lettres et des Beaux- Arts de Belgique. 20. 1- 32, 1847, Retrieved 18 February 2013.

[5] Pearl, R.; Reed, L. J.: On the Rate of Growth of the Population of the United States since 1790 and its Mathematical Representation. *Proc. of the National Academy of Sciences*. Vol. 6. No 6 pp. 275-288, 1920.

[6] Bertalanffy, L.: Principles of Theory of Growth. In: *Fundamental Aspects of Normal and Malignant Growth*. Amsterdam. pp. 137-259, 1960.

[7] Kozuko, F., Bajzer, Z.: Combining Gompertzian Growth and Cell Population Dynamics, *Mathematical Biosciences*, 185 pp. 153- 167, 2003.

[8] Richards, F. J.: *A Flexible Growth Function for Empirical Use*. Journal of Experimental

Botany, 10, pp. 290- 300. 1959.

<http://dx.doi.org/10.1093/jxb/10.2.290>

[9] Mansfield, E.: Technical Change and the Rate of Imitation. *Econometrica*, Vol. 29, No.4. pp. 741- 766. October, 1961.

[10] Jang, S.L., Dai, S. C., Sung, S.: The pattern and Externality Effect of Diffusion of Mobile Telecommunications: the Case of OECD and Taiwan. *Information Economics and Policy*, 17, pp. 133- 148, 2005.

[11] Meyer, W. B., Turner, B. L. (editors): *Changes in land use and land cover: a global perspective*. Cambridge University Press, pp. 537. XI, 1994. ISBN 0 521 47085 4.

[12] Nikosz, F.: *Növekedési görbék, társadalmi diffúzió, társadalmi változás*.

<http://www.socialnetwork.hu/cikkek/FokaszDiffuzio.pdf>

Legutóbbi felkeresés: 2020. okt. 10.

[13] Szabó, F. J.: Analógia a sport- világ-csúcsok története és az evolúciós optimáló algoritmusok iteráció- története között. *GÉP*, LXII; 9- 10., pp. 28-31. , 4p. (2011). ISSN 0016- 8572

[14] Szabó, F. J.: Evolutionary Based System for Qualification and Evaluation of Group- Achievements (EBSYQ). *International Journal of Current Research*, ISSN: 0975-833X, Vol. 9, Issue 08, pp. 55507 – 55516, August, 2017.

[www.journalcra.com/sites/default/files/21246.pdf](http://www.journalcra.com/sites/default/files/21246.pdf)

[15] Szabó, F. J.: Optimumkereső algoritmusok iterációtörténetének vizsgálata. *GÉP*, 69. (4), pp. 82- 85. 2018. (ISSN 0016- 8572)

[16] Szabó, F. J.: Application of sigmoid curves in environmental protection. In: Szita Tóthné, Klára, Jármai Károly, Voith Katalin (szerk.): *Solutions for Sustainable Development: Proceedings of the 1st International Conference on Engineering Solutions for Sustainable Development*, Egyesült Királyság / Anglia: CRC Press, pp. 1- 7, 7p. 2019.

(ICESSD 2019). London, Egyesült Királyság

[17] Szabó, F. J.: Analysis of Wear Curves as Sigmoid Functions. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 22. pp 273-281. 14p (2021).

DOI 10.1007/178-981-15-9529-5\_24

[18] Szabó, F. J.: A szigmoid görbék multidiszciplinaritása. *GÉP*, LXXII, 3.-4., pp 61-64, 4p (2021) ISSN 0016-8572

[19] Szabó, F. J.: A COVID-19 járvány időbeli alakulásának vizsgálata szigmoid görbékkel.

*Multidiszciplináris Tudományok*, 10: 3

pp 294-306., 13p (2020).

DOI 10.35925/j.multi.2020.3.35

[20] Rézsó F.-né: Sigmoid görbék alkalmazása tanulói csoportok eredményeinek vizsgálatához. *Multidiszciplináris tudományok*, 10. kötet., (2020) 3 sz. pp. 195-211.

<https://doi.org/10.35925/j.multi.2020.3.25>

# GÉPJÁRMŰ SEBESSÉGVÁLTÓ MEGHIBÁSODÁSÁNAK REZGÉSJELEKEN ALAPULÓ VIZSGÁLATA

## VIBRATION SIGNAL BASED INVESTIGATION OF MOTOR VEHICLE TRANSMISSION FAILURE

*Kriston J. Balázs, PhD hallgató & Dr. Jálics Károly, egyetemi docens*

**ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT)** This study is concerning with vibration signal analysis of a faulty gearbox in a motor vehicle. The failure method is tooth breakage on the last gear of the final drive. Noise and vibration measurements were performed on the real vehicle during various driving conditions. The purpose of the analysis is to find evidence to the malfunction in spectrums and spectrograms.

### 1. BEVEZETÉS

A gépjárművek erőátviteli rendszerében a legfontosabb elem a sebességváltó, fogaskerekeinek legkisebb meghibásodása is súlyos károkat okozhat, ezért állapotfelügyeletük kiemelten fontos.

Zakrajsek [1] egy felületén kipattogzott egyenes fogazatú fogaskerékpárt vizsgált különböző statisztikai módszerekkel, majd összehasonlította őket. Azt találta, hogy az egyes paraméterek önállóan is képesek detektálni a hibát, azonban a hiba mértékétől függően érdemesebb a paramétereket összehangoltan használni. Népszerű módszer fogaskerék-hajtások diagnosztikájához a TSA (Time Synchronous Average), amely lehetővé teszi egy periodikus jel kiemelését és a zavaró jel kiszűrését egy külső jelből [2]. A cepstrum módszer is széles körben használt fogaskerék hajtóművek rezgéselemzéséhez, hiszen segítségével a spektrum periodikus komponensei és a hozzájuk tartozó modulációs oldalsávok kiemelhetők [3].

A gépjárművek rezgésdiagnosztikai vizsgálata még gyerekcipőben jár, de vannak erre vonatkozó kísérletek [4]. A jelenlegi fejlesztések célja egy megbízható, folyamatos ellenőrzést és pontos hibaképet adó diagnosztikai eljárás létrehozása.

### 2. MÉRÉS LEÍRÁS

A vibroakusztikus mérések egy első generációs Ford Focus (1998 -as évjárat) gépjárművön kerültek elvégzésre. A mérések célja a sebességváltó meghibásodásának rezgésdiagnosztikai analízise. Ebből a célból a sebességváltó végáttételének kihajtó fogaskerekéről el lett távolítva egy fog, ezzel mesterségesen előidézve egy lehetséges fogtörést.



*1. ábra Lemunkált fog a végáttétel kihajtó fogaskerekéről*

Az így előidézett meghibásodás az emberi fül számára nem érzékelhető. A mérések kettes és hármas fokozatokban konstans és változó sebességgel lettek elvégezve. A mérések helyszíne egy gyér forgalmú közút volt. A rezgés gyorsulás érzékelők a sebességváltó házán és a karosszéria jobb első és hátsó oldalán lettek elhelyezve. Az idő jelet egy 4 csatornás mérőkeret vette fel, később ezek az adatok kerültek feldolgozásra akusztikai kiértékelő szoftverben. Ezen kívül egy mikrofon is elhelyezésre került az első utasülésen fejmagasságban, lásd a 2. ábrán. A mérések során nem volt lehetőség a fordulatszám külön csatornán való mérésére, így a frekvencia analízishez szükséges fordulatszám görbe offline lett elkészítve kapcsolt idő – frekvencia tartománybeli orderek segítségével. Minden mérést többször

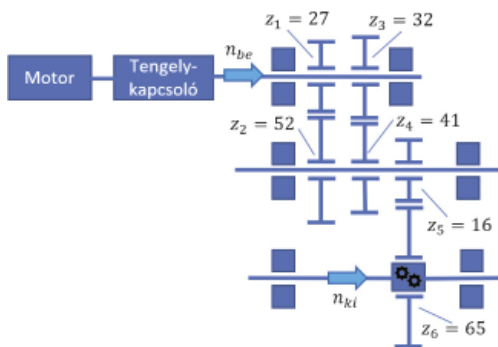
ismételtünk meg, az eredmények megfelelő reprodukálhatóságának érdekében.



2. ábra Szenzorok mérési pontjai

### 3. KIÉRTÉKELÉS

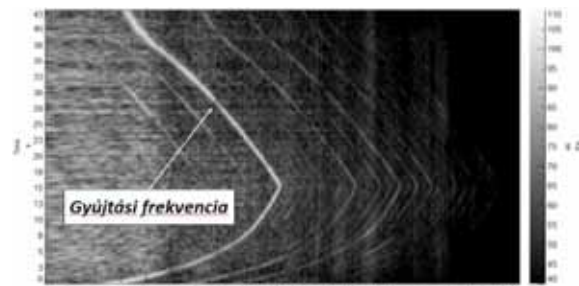
A kiértékelés Fourier transzformáció által nyert spektrumok és spektrogramok elemzésére terjed ki. A cél, hogy a rezgésadatokban egyértelmű utalást találjunk a hiba jelenlétére. A spektrumok 20 Hz felül áteresztő szűrővel 1 Hz felbontással készültek. A gépjárművekhez hasonló komplex szerkezetek időtartománybeli vizsgálata a jel bonyolultsága miatt általában nem célravezető. Az eredmények kiértékeléséhez szükséges ismerni a sebességváltó felépítését, ezt a 3. ábra mutatja a kettes és hármas sebességi fokozatokhoz tartozó fogaskerékpárok figyelembevételével.



3. ábra Sebességváltó 2. és 3. fokozatának sematikus ábrája

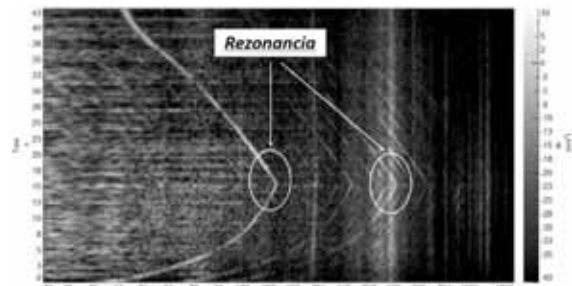
A 4 mérési pont eredményeit tekintve mind állandó és mind változó sebességű mérések esetén látszik, hogy az autó karosszériáján és utasterében az alacsony frekvenciájú rezgések dominálnak, amelyek a motor forgásával közvetlen kapcsolatban lévő gyújtási frekvenciából és az útviszonyoknak megfelelő széles sávú lökészerű jelenségekből származtathatóak. Az utasterben elhelyezett mikrofon mérési adataiból készített

színtérkép (4. ábra) mutatja be a jelenséget a legszemléletesebben változó sebességű mérés (1000 – 5000 – 1000 1/min) esetén kettes fokozatban. A kapcsolt idő – frekvencia diagramban jól látszik, hogy a gépjármű kb. 16 másodpercig gyorsult, továbbá, hogy kb. 1200 Hz alatti rezgések jellemzőek legfőképpen az utaster belső részére. Látható, hogy ebben a tartományban elsődlegesen a gyújtási frekvencia felharmonikusai és 50 Hz alatti ismeretlen eredetű rezgések dominálnak.



4. ábra Mikrofon színtérképe 20 – 1500 Hz tartományban

A fentebb elhangzott kijelentést erősíti meg a karosszéria hátsó részére elhelyezett rezgésyorsulás érzékelő adata is (5. ábra).



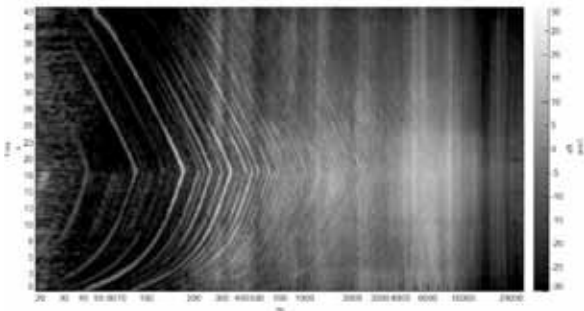
5. ábra Színtérkép (jobb hátsó rezgésy.) 20 – 1500 Hz tartományban

Ezen a spektrogramon már jól kivehető a rezonancia jelensége is. A hiba helyéből adódóan a továbbiakban csak a sebességváltóra helyezett gyorsulásérzékelő adatainak elemzésével foglalkozunk.

#### 3.1 Változó sebességű mérések

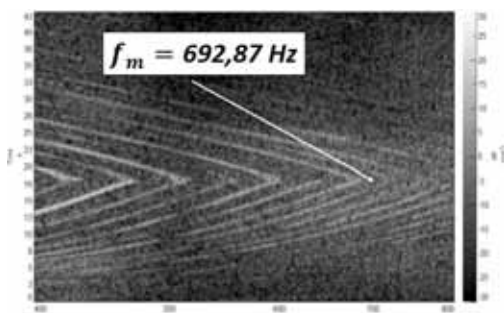
A változó sebességű mérések során a gépjárművet 1000 1/min motorfordulatról 5000 1/min-re gyorsítottuk, majd 1000 1/min -re lassítottuk le. A jármű sebességének változása jól nyomon követhető a spektrogramban kitűnő motor orderek

alakjából. Ezen eredmények alapján az mondható el, hogy 4700 – 5200 Hz és 7800 – 8600 Hz tartományokban megnövekedik a rezgésszint. Ezen kívül néhány rezonanciára utaló diszkrét frekvencia sáv tagozódás is megfigyelhető. Feltehetően a fogsám változás miatt a rezonancia jelensége más tartományokban történik meg. A mechanikai zaj szintje a fordulatszámmal arányosan növekszik, ezért a fogkapcsolódás vivőfrekvenciáját, annak felharmonikusait és lehetséges modulációit 5000 1/min fordulat mellett keressük kettes fokozatban, hiszen ekkor nagyobb a terhelés.



6. ábra Hibás sebességváltó spektrogramja

A sebváltó sematikus ábrájából kiindulva az áttételek számíthatóak, így a végáttétel kihajtó fogaskerékpárjának kapcsolódási frekvenciája  $f_m = 693$  Hz-re adódik, amely éppen a kettes fokozat kihajtó tengely frekvenciájának 16. felharmonikususa. A kapcsolódási frekvencia közvetlen közelében lévő frekvenciatartományban a normál állapothoz képest sem megnövekedett rezgésszint, sem moduláció nem látható (7. ábra).

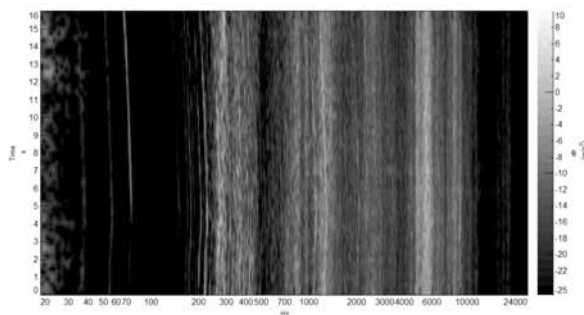


7. ábra Rezgéskép 400 – 800 Hz között defektes fogaskerék esetén

Ugyan ez a megállapítás igaz a felharmonikusaira is magasabb frekvencia tartományokban.

### 3.2 Állandó sebességű mérések

A konstans sebességen történő mérések kettes fokozatban 2000 és 3000 1/min, valamint hármas fokozatban 2000 1/min motorfordulatszámon történtek. Az előbbiekhöz hasonlóan a csatolt idő – frekvencia tartomány ebben az esetben is vizsgálatra került. A közölt eredmények a szintértékek kapcsán kettes fokozatban 2000 1/min fordulatszámra vonatkoznak. Hasonló megállapítások tehetőek az előző analízishez hasonlóan: a rezgés szempontjából kritikus frekvencia sávok átrendeződtek, a megnövekedett rezgésszint 2000 – 3000 Hz és 5200 – 5800 Hz tartományaira tehető (8. ábra). Természetesen a gyújtási frekvencia ezekben a mérési sorozatokban is feltűnik. Állandó fordulatszámmal készített spektrogramban a rezonanciák teljes bizonyossággal nem mutathatók ki, mivel az egyes diszkrét frekvencia komponensek éppen úgy

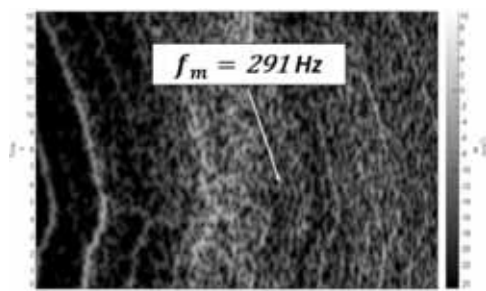


8. ábra Spektrogram hibás állapotban

jelennek meg benne, mint a rezonancia frekvenciák. Érdekes fordulatszám – frekvencia kapcsolt analízist használni, amennyiben a cél a rezonanciák felderítése. A mérési eredmény ebben az esetben is azt mutatja, hogy a rezgésszint a meghibásodás ellenére nem nő meg a kapcsolódási frekvencián ( $f_m = 291$  Hz), illetve oldalsávok megjelenése sem látható. A 9. ábrán látható, hogy a spektrumvonalak nem tökéletesen egyenesek. Ez azt jelenti, hogy a mérés során a fordulatszámot nem sikerült teljesen egyenletesen tartani. Emiatt a keresett, hibára utaló frekvenciák kiszámítása során ugyan csekély, de némi bizonytalanságha ütközünk. Azonban ennél sokkal jobban nehezíti a kiértékelést, hogy szemmel láthatóan a motor

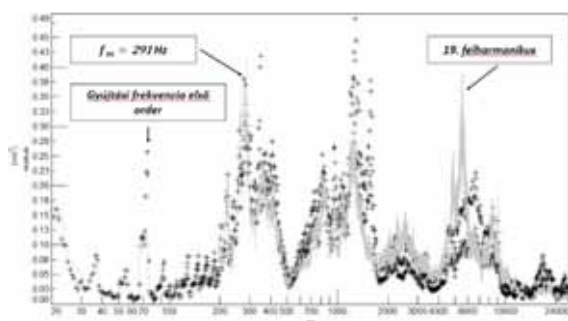


működéséből származó frekvenciák dominálnak a kapcsolódási frekvenciák 1. és 2. orderei körül.



9. ábra Rezgéskép 200 – 400 Hz defektes fogaskerék esetén

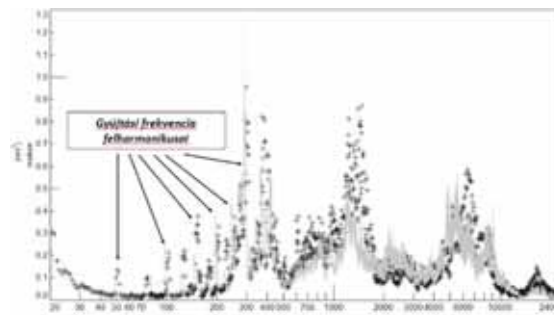
További vizsgálatokra az átlagolt spektrum ad lehetőséget (10. ábra). A pontokkal megjelenített spektrumvonalak tartoznak a normál állapothoz, míg a folytonos vonal a meghibásodott állapotban felvett spektrumot mutatja.



10. ábra A normális és hibás működés spektrumai kettes fokozatban 2000 1/min-nél.

A megjelenített eredmény jó korrelációt ad a szintérrképpel az egyes frekvencia tartományok rezgésszintjére vonatkozólag. Jól látható, hogy a kapcsolódás frekvenciáján a két állapot között a rezgésszint különbség nem számottevő. Az 5200 – 5800 Hz tartományban lévő frekvencia csúcs a hibás fogkapcsolat 19. ordere. A kiértékelés során figyelembe kell venni, hogy nem csak a hibás fogaskerékpár, de az autó minden összetevőjének rezgése megjelenik ebben a spektrumban, emiatt könnyen lehet, hogy a kapcsolódási frekvenciának vélt diszkrét frekvenciájú csúcs a gyűjtési frekvencia újabb felharmonikusa vagy egy másik gépelem rezgése. Ennek ellenőrzésére szükség van a 3000 1/min fordulaton történt mérés kiértékelésére is. Figyelembe véve a két különböző fordulaton végzett mérést konzekvensen nem jelenthető ki, hogy a végáttétel

kihajtó kerekének kapcsolódási frekvenciája és orderei egyértelműen azonosíthatók hibás működés esetén. Ezzel ellentétben a motor gyűjtési frekvenciái az alacsony frekvencia tartományban kristály tisztán látszódnak (11. ábra).



11. ábra A normális és hibás működés spektrumai kettes fokozatban 3000 1/min-nél.

## KONKLÚZIÓ

- Az eredmények alapján egyértelműen nem lehet a fogtörés hibajelenségét azonosítani.
- A fogtörés hibajelensége az emberi fül számára észlelhetetlen a gépjárműben.
- A rezgésjel bonyolultsága miatt szükséges olyan módszereket alkalmazni (TSA, cepstrum), amelyekkel az érdekelt frekvencia komponensek kiemelhetők.
- Az út - abroncs gerjesztésének kizárására a vizsgálatokat laboratóriumi körülmények között, görgős futópádon érdemes elvégezni.
- A fogtörés miatt a gépjármű rezonancia általi gerjesztése megváltozik.
- Az utastérben és a karosszéria elemeken nem a fogaskerék gerjesztése a számottevő.

## 6. IRODALOM

- [1] J.J. Zakrajsek and D.P. Townsend.: An analysis of gear fault detection methods as applied to pitting fatigue failure data. 47th Mechanical Failure Prevention Group Virginia Beach. Virginia, April 13-15, 1993.
- [2] Eric Bechhoefer and Michael Kingsley: A review of Time Synchronous Average Algorithm. Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society 2009.
- [3] Robert B. Randall: A history of cepstrum analysis and its application to mechanical problems. Mechanical Systems and Signal Processing 76-77 (2016) 242-264. Mechanical Systems and Signal Processing 97 (2017) 3-19.
- [4] Szabó, J.Z., Dömötör, F. (2023). Comparative Testing of Vibrations in Vehicles Driven by Electric Motor and Internal Combustion Engine (ICE). In: Jármű, 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](https://doi.org/10.1007/978-3-031-15211-5_72)

# A KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKEK FDM ÉS SLA ELVEN TÖRTÉNŐ 3D NYOMTATÁSA SORÁN SZERZETT TAPASZTALATOK

## EXPERIENCES WITH 3D PRINTING OF SMALL PLASTIC GEARS USING FDM AND SLA METHODS

Marada Imre, PhD hallgató, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet, 3515 Miskolc, Miskolc-Egyetemváros, maradaimre@gmail.com

Dr. Bihari János, Egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet, 3515 Miskolc, Miskolc-Egyetemváros, machbj@uni-miskolc.hu

**ABSTRACT.** Small plastic gears can be manufactured by a variety of methods, including machining and injection moulding. One of these manufacturing methods could be the use of 3D printers, which are becoming increasingly popular these days. In this article, we will present gears created with FDM and SLA printers and compare them with the initial geometry in terms of tooth accuracy. We also illustrate how the latter process can be used to produce even more accurate gears.

### 1. BEVEZETÉS

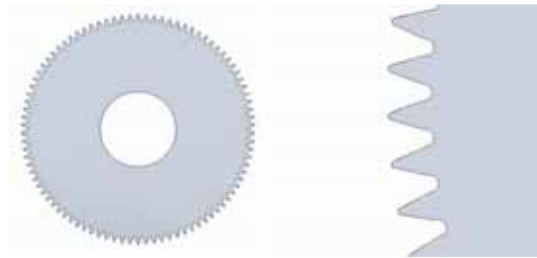
A kisméretű műanyag fogaskerekeket az ipar számos területén alkalmazzák. Ilyen alkalmazási lehetőségek lehetnek például a járművekben található tükörállító- és szellőzésszabályozó-rendszerek hajtóművei, a különböző aktuátorok, vagy nyomtatókban is előfordulhatnak például a papírtovábbító vagy a fejmozgató egységekben.

A kisméretű műanyag fogaskerekek alatt ebben a cikkben olyan fogaskereket értünk, amelyeknek modulja 0,5 mm-nél nem nagyobb és legnagyobb jellemző méretük pedig legfeljebb 30 mm. Ezek evolvens profillal, külső egyenes fogazattal rendelkező hengeres fogaskerekek, amelyek valamilyen polimerből készültek [2].

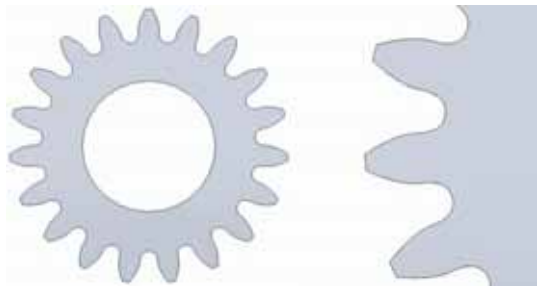
Ezeknek a kisméretű fogaskerekeknek a gyártása sokféle módszerrel történhet. Ilyenek lehetnek például a fémek esetében is használt forgácsolási módszerek, de a más műanyag termékek esetén népszerű fröccsöntést is gyakran alkalmazzák. Ezek mellett egy lehetséges és egyre gyakoribb gyártási mód a 3D nyomtatók használata. A 3D nyomtatókat az iparban elsősorban prototípusgyártásra szokták alkalmazni, de kisméretű fogaskerekek esetén jól használhatóak lehet az egyedi fogaskerekek és kis sorozatok gyártására. Ezek a nyomtatók többféle elven is működhetnek, ezek közül ebben kutatásban kétfélét használtunk, egy FDM és egy SLA nyomtatót.

### 2. A GEOMETRIA

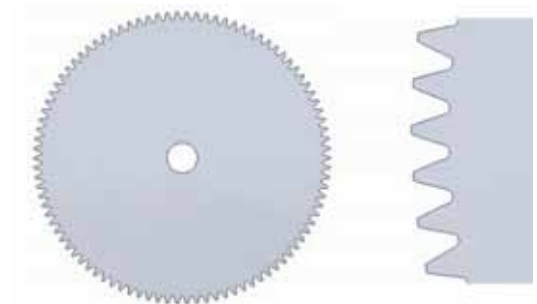
A fogaskerekek geometriáit a KISSsoft szoftverrel állítottuk elő. Ez a szoftver valódi evolvens generál, nem sokszögekkel közelíti a fogprofil A fogaskerékmodelleket 0,1, 0,3 és 0,5 mm modulal generáltuk. Létrehoztunk egy 0,1 mm modulú fogaskereket  $z=90$  fogszámmal, és egy 0,5 mm modulú fogaskereket pedig  $z=50$  fogszámmal. Az  $m=0,3$  mm modul esetén kétféle fogszámot alkalmaztunk,  $z=19$ -et és  $z=94$ -et. A létrehozott modelleket az 1. – 4. ábrák mutatják be. Ezután a fogaskerekeket kinyomtattuk 3D nyomtatókkal.



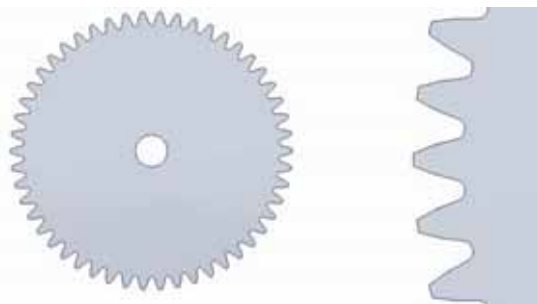
1. ábra. A  $z=90$ ,  $m=0,1$  mm generált fogaskerék (balra) és a generált fogazat nagyítva (jobbra)



2. ábra. A  $z=19$ ,  $m=0,3$  mm generált fogaskerék (balra) és a generált fogazat nagyítva (jobbra)



3. ábra. A  $z=94$ ,  $m=0,3$  mm generált fogaskerék (balra) és a generált fogazat nagyítva (jobbra)

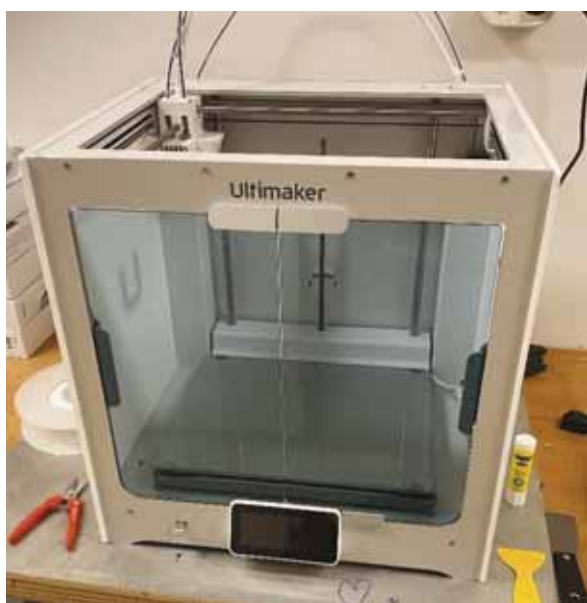


4. ábra. A  $z=50$ ,  $m=0,5$  mm generált fogaskerék (balra) és a generált fogazat nagyítva (jobbra)

### 3. AZ FDM NYOMTATÁSSAL KÉSZÜLT FOGASKEREKEK

Az egyik elérhető módszer a fogaskerekek előállítására az FDM eljárás alapján működő 3D nyomtatás volt. Az FDM (Fused Deposition Modeling) a piacon elérhető legelterjedtebb 3D nyomtatási technológia. Az ilyen technológiát használó nyomtatókba alapanyagot szál formájában, feltekercselve kell a gépbe helyezni, majd a gép a szálát megolvastja, és egy előre meghatározott pályát követve rétegenként egy építőlapra rakja le. Ezután a rétegek lehűlnek és egymáshoz tapadnak, így egy háromdimenziós alkatrészt hoznak létre. Az FDM-nyomtatók jellemzően hőre lágyuló polimereket használnak és egy vagy két extruderrel működnek. A leggyakrabban használt alapanyagaik az ABS, ASA és a PLA [1].

Erre a célra egy Ultimaker S5 típusú nyomtatót használtunk. Az alapanyagként PLA szolgált. A nyomtató 0,2 mm átmérőjű fűvókával volt felszerelve a darabok előállításához. A nyomtatáshoz a nyomtató és az alapanyag gyártója által ajánlott beállításokat használtuk.



5. ábra. A felhasznált FDM nyomtató

Általánosan elmondható az így gyártott fogaskerekekről, hogy a fogalakok jelentősen eltérnek az előállításukhoz használt 3D geometriákhoz képest. Az is megfigyelhető, hogy  $m=0,3$  mm modul esetén a  $z=19$  fogszerű fogaskerék fogai pontosabbak, kevesebb gyártási hiba figyelhető meg rajtuk, mint a  $z=94$  fogszerűakon. Az is látható, hogy a modul növekedésével a fogalakok egyre pontosabbak lesznek, azonban még  $m=0,5$  mm-nél is sok az eltérés. Emellett az FDM nyomtató a legalsó, tárgyasztalra helyezett, réteget mindig pontatlanul készíti el. Ezekon kívül megfigyelhetők más hibák és pontatlanságok is. A fogaskerék testen különböző helyzetű és méretű anyaghiányok találhatók. Továbbá észrevehetőek még hibák a szálak elcsúszásából és nem megfelelő megtapadásából is. Emellett az  $m=0,1$  mm modullal rendelkező fogaskereket nem sikerült ezzel az anyaggal és ezzel nyomtatóval előállítani. Ezek a hibák azonban elsősorban jellemzően arra vezethetők vissza, hogy az alapanyag átmérője nem állandó. Ezért ezeket a fogaskerekeket a későbbiekben jobb minőségű alapanyagból is le fogjuk gyártani és össze fogjuk hasonlítani őket ezekkel a fogaskerekekkel.



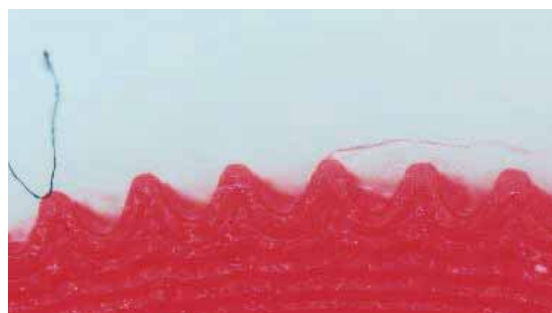
6. ábra. A  $z=19$ ,  $m=0,3$  mm FDM nyomtatással létrehozott fogaskerék legalsó rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



7. ábra. A  $z=19$ ,  $m=0,3$  mm FDM nyomtatással létrehozott fogaskerék legfelső rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



8. ábra. A  $z=94$ ,  $m=0,3$  mm FDM nyomtatással létrehozott fogaskerék legalsó rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



9. ábra. A  $z=94$ ,  $m=0,3$  mm FDM nyomtatással létrehozott fogaskerék legfelső rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe





10. ábra. A  $z=50$ ,  $m=0,5$  mm FDM nyomtatással létrehozott fogaskerék legalsó rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



11. ábra. A  $z=50$ ,  $m=0,5$  mm FDM nyomtatással létrehozott fogaskerék legfelső rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe

Az jelenlegi tapasztalatok alapján azt a következtetést tudtuk levonni, hogy alsó réteg felsőbb rétegekhez képesti pontatlanságára megoldás lehet a fogaskerék megemlése támaszok felhasználásával, vagy egy alsó, a fejkör átmérőjével megegyező méretű agy beépítésével a modellbe. Azonban egyelőre nem tudtuk igazolni, hogy ez a technológia alkalmas-e ilyen méretű fogaskerekek gyártására. Az bizonyos, hogy nem minden esetben alkalmas rá.

#### 4. SLA NYOMTATÓVAL KÉSZÜLT FOGASKEREKEK

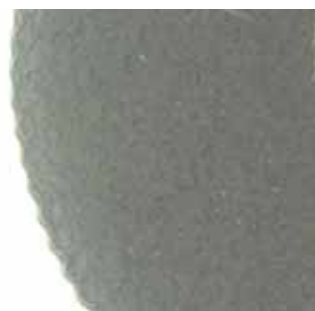
A másik a kutatás ezen szakaszában használt gyártási technológia az SLA nyomtatás volt. A sztereolitográfia (SLA) az 1980-as években jelent meg a piacon. Az SLA 3D nyomtatók műanyag szálak helyett fotopolimereket használnak, amelyek fényérzékeny anyagok, és UV fény hatására megváltoztatják fizikai tulajdonságaikat. Extrudáló fűvóka helyett az SLA egy lézer vagy egy kijelző segítségével egy folyékony gyantát szilárdít meg a fotopolimerizációnak nevezett folyamat során. Ez az eljárás általánosan nagyobb felbontású, izotróp és vízzáró tulajdonságokkal rendelkező alkatrészek gyártását teszi lehetővé. A fotopolimerek hőre keményedő anyagok, ami azt jelenti, hogy másképp reagálnak, mint a hőre lágyuló műanyagok [1].

A fogaskerekek előállításához egy Phrozen Sonic Mini 4k típusú nyomtatót alkalmaztunk. Ez a nyomtató egy 4k felbontású kijelző segítségével világítja meg és ezáltal keményíti ki az alkalmazott fotopolimert. Alapanyagként a Phrozen „Rock-Black Stiff” elnevezésű műgyantáját használtuk.



12. ábra. A felhasznált SLA nyomtató

A nyomtatóval először bármiféle változtatás nélkül nyomtattuk ki a testeket. Az FDM eljáráshoz képest fogaskeréktesteken már nem találhatók különböző helyzetű, méretű és formájú lyukak. Továbbá, mivel ez a módszer a műgyantát pontosan egymás fölé helyezkedő rétegekként szilárdítja meg, eltűntek a szálak elcsúszásából és nem megfelelő tapadásából származó hibák is. Pontosságát tekintve jelentős javulás látható az FDM nyomtatóhoz képest, már a kisebb méretek esetén is. Ezzel az eljárással sikerült 0,1 mm nagyságú modululal rendelkező fogaskerekeket is gyártani.



13. ábra. A  $z=90$ ,  $m=0,1$  mm SLA nyomtatással létrehozott fogaskerék legalsó rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe

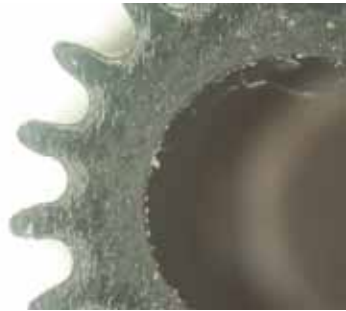


14. ábra. A  $z=90$ ,  $m=0,1$  mm SLA nyomtatással létrehozott fogaskerék legfelső rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe





15. ábra. A  $z=19$ ,  $m=0,3$  mm SLA nyomtatással létrehozott fogaskerék legalsó rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



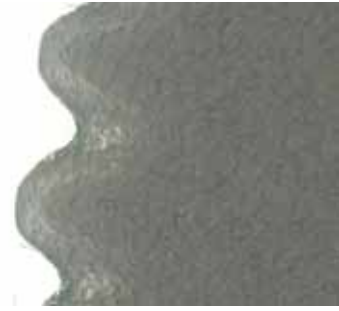
16. ábra. A  $z=19$ ,  $m=0,3$  mm SLA nyomtatással létrehozott fogaskerék legfelső rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



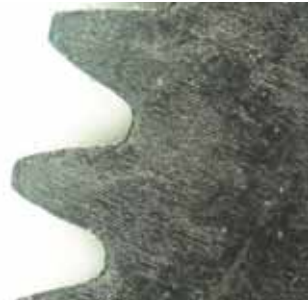
17. ábra. A  $z=94$ ,  $m=0,3$  mm SLA nyomtatással létrehozott fogaskerék legalsó rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



18. ábra. A  $z=94$ ,  $m=0,3$  mm SLA nyomtatással létrehozott fogaskerék legfelső rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



19. ábra. A  $z=50$ ,  $m=0,5$  mm SLA nyomtatással létrehozott fogaskerék legalsó rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



20. ábra. A  $z=50$ ,  $m=0,5$  mm SLA nyomtatással létrehozott fogaskerék legfelső rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe

Az ábrák alapján látható, hogy az alsó réteget itt is nagyon pontatlanul hozta létre a nyomtató. Ennek az oka, hogy ez a réteg valójában vékonyabb a többi rétegnél, de ugyanannyi anyag szilárdul meg benne. A többi réteg azonban a mikroszkópos felvételek alapján megfelelően pontos, különösen 0,3 mm modulnál és annál modulok nagyobb esetében. Az alsó réteg pontatlansága miatt megpróbáltunk olyan beállításokat használni, illetve olyan fogaskerék-geometriát létrehozni, amely minden rétegében pontos.

##### 5. TÁMASZTÉKOKKAL GYÁRTOTT FOGASKEREKEK

Az alsó réteg pontosságának javítására az egyik kézenfekvő megoldás, ha a fogaskerék alsó rétegét eltávolítjuk a tárgyasztaltól, és ezzel a fogazatot nem közvetlenül a tárgyasztalra kezdjük el nyomtatni, hanem adott távolságra tőle. Ezt FDM nyomtatóknál nehéz megvalósítani, mert ilyenkor a fogaskerék fogai alá is támaszokat kell elhelyezni. Az ilyen támaszok esetenként a fogaskerekek fogainak alakját is befolyásolhatják. Ez az SLA nyomtatóknál nem okoz gondot, mert a nyomtató a gyantából kiemelve, felfelé mozgatja a tárgyasztalt, és az egyes rétegek önállóan is stabilak, nem szükséges, hogy a geometria minden pontjában kapcsolódjanak a tárgyasztalhoz, vagy a fölöttük található rétegekhez. Ezért a fogazatokat nem kell a tárgyasztalhoz kapcsolni, elég, ha a fogaskerek fölötti támaszok elbírják a nyomtatás során a fogaskereket, hogy az a nyomtatás során ne essen le a tárgyasztalról. Így az esetleges támaszok nem befolyásolják a fogak alakját. Azonban így is használni kell olyan támaszokat, amelyek a fogaskeréket többi részét tartják.

Először egy olyan megoldást próbáltunk ki, ahol több kisebb támasz felhasználásával nyomtatjuk ki a fogaskerekeket, és ezek a támaszok a nyomtatás után egy késsel eltávolíthatóak. Az első próbálkozásra azonban a támaszok túl vékonyak lettek, így nem tudták megtartani a fogaskerekeket, így azok nyomtatás közben elváltak és leestek a tárgyasztalról.



21. ábra. A támaszokról leválása után készült „fogaskerék” (balra) és a támaszok (jobbra)

A tapasztalatok alapján módosítottuk a támaszok vastagságát, így azok megfelelő tartást biztosítottak. Azonban a támaszok eltávolítása után hibákra lettünk figyelmesek a fogaskerék azon oldalán, ahol a támaszok voltak. A hibák olyan hatást keltenek, mintha a műgyanta szilárdulás közben megfolyt volna a támaszok közötti részekben. Ezáltal egy egyenetlen felület jött létre. Ez a hibát az okozta, hogy a fogaskereket a támaszok nem tartották elegendően ferde helyzetben, így a gyanta nem tudott lefolyni a fogaskerék felső rétegéről. Ugyanakkor látható, hogy a fogazat összes rétege megfelelő pontosságú lett, így ez a módszer jelenthet valós megoldást.



22. ábra. A fogaskerék a támaszokkal ellátva, közvetlenül a nyomtatás után



23. ábra. A támaszok eltávolítása után kapott fogaskerék

#### 6. AGGYAL RENDELKEZŐ FOGASKEREKEK

Következő kísérlet során úgy módosítottuk a geometriát, hogy elláttuk egyetlen támasszal, egy aggyal, ami a fogaskerekek láb körénél nem sokkal kisebb átmérőjű. A műanyag fogaskerekeknel gyakran van szükség a fogszélességnél szélesebb aggyra, mert ha a fogaskerék zrugorkötéssel vagy ragasztással kapcsolódik a tengelyhez, csak így oldható meg, hogy a teljesítmény átviteléhez megfelelő keresztmetszet álljon rendelkezésre. Ezért ezzel a kísérlettel az volt a célunk, hogy meghatározzuk, hogy az agy

teljes mértékben ki tudja-e váltani a támaszokat. Amennyiben igen, akkor anyag takarítható meg a támaszok elhagyásával.



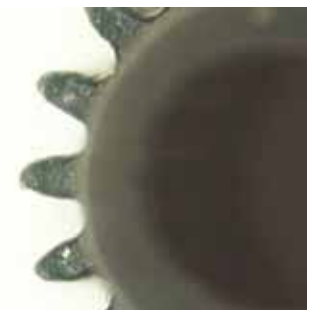
24. ábra. Az agyas fogaskerekek



25. ábra. A  $z=90$ ,  $m=0,1$  mm SLA nyomtatással létrehozott agyas fogaskerék legalsó rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



26. ábra. A  $z=90$ ,  $m=0,1$  mm SLA nyomtatással létrehozott agyas fogaskerék legfelső rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



27. ábra. A  $z=19$ ,  $m=0,3$  mm SLA nyomtatással létrehozott agyas fogaskerék legalsó rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



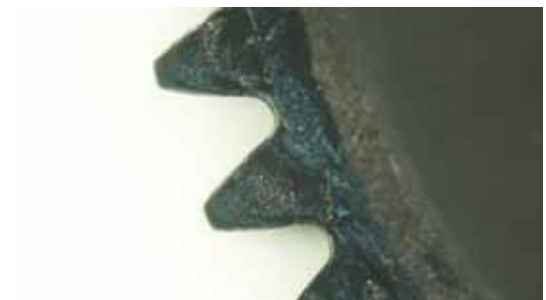
28. ábra. A  $z=19$ ,  $m=0,3$  mm SLA nyomtatással létrehozott agyas fogaskerék legfelső rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



29. ábra. A  $z=94$ ,  $m=0,3$  mm SLA nyomtatással létrehozott agyas fogaskerék legalsó rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



30. ábra. A  $z=94$ ,  $m=0,3$  mm SLA nyomtatással létrehozott agyas fogaskerék legfelső rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



31. ábra. A  $z=50$ ,  $m=0,5$  mm SLA nyomtatással létrehozott agyas fogaskerék legalsó rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe



32. ábra. A  $z=50$ ,  $m=0,5$  mm SLA nyomtatással létrehozott agyas fogaskerék legfelső rétegének 25x nagyítású mikroszkópos képe

Mint az a mikroszkópos felvételeken is látszik a fogazatok minden rétegükben megfelelő pontosságúak, azaz az agy mellé nincs szükség további támaszokra. Ezek miatt további kutatásainkban az így előállított fogaskerekeket fogjuk alkalmazni.

## 7. ÖSSZEFOGLALÁS

Ebben a cikkben a 0,5 mm, illetve annál kisebb modulú rendelkező kisméretű műanyag fogaskerekek 3D nyomtatókkal való előállításával foglalkoztunk. Munkánk során összehasonlítottuk az FDM és az SLA elven működő nyomtatók által létrehozott fogaskerekeket, illetve utóbbinál bemutattuk, hogyan lehet a fogazatok pontosságát javítani. A továbbiakban az SLA-val létrehozott, agyas fogaskerekek felhasználásával szeretnénk folytatni kutatásainkat, melynek során a kisméretű fogaskerekek melegedésével, illetve hibáival fogunk foglalkozni [3]. Ugyanakkor további kísérleteket szeretnénk végezni FDM nyomtatással, mert ehhez a technológiához jelentősen szélesebb körben állnak rendelkezésre különböző anyagok, amelyek tágabb lehetőségeket biztosítanának a melegedés vizsgálatánál.

## 8. KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

„A KULTURÁLIS ÉS INNOVÁCIÓS MINISZTERIUM ÚNKP-22-3 KÓDSZÁMÚ ÚJ NEMZETI KIVÁLÓSÁG PROGRAMJÁNAK A NEMZETI KUTATÁSI, FEJLESZTÉSI ÉS INNOVÁCIÓS ALAPBÓL FINANSZÍROZOTT SZAKMAI TÁMOGATÁSÁVAL KÉSZÜLT.”

## 9. IRODALOM

- [1] <https://bigrep.com/posts/fdm-vs-sla-3d-printer/> (2022.09.17.)
- [2] Marada, I., Bihari, J.: Designing a new type of drive unit for the analysis of small plastic gears, Multidiszciplináris Tudományok: A Miskolci Egyetem Közleménye 11: 5 pp. 245-250., 6 p., 2021
- [3] Marada, I., Bihari, J. (2023). Calculation Methods and Measurement of the Heating of Small Plastic Gears. In: Jármái, K., Cservenák, Á. (eds) Vehicle and Automotive Engineering 4. VAE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham.

# SZÁMÍTÓGÉPPEL INTEGRÁLT ROBOTVEZÉRLÉSŰ RUGALMAS GYÁRTÓCELLA KIFEJLESZTÉSE KIS ÉS KÖZEPES SOROZATÚ GYÁRTÁSSZÉRIÁK SZÁMÁRA

## DEVELOPMENT OF COMPUTER-INTEGRATED, ROBOT- CONTROLLED FLEXIBLE MANUFACTURING CELL FOR SMALL AND MEDIUM PRODUCTION BATCHES

*Balaskó Péter, dr. Ferenczy László, Ferenczy László, dr. Postásy Rudolf, Postásy Csaba*

### 1. ABSTRACT

It is vital importance for the competitiveness of the SME's to be able to join the international Industry 4.0 network. Because of the lack of the existing complex robotic solutions in the market Technocar-MC-2003 Ltd. developed a flexible manufacturing cell, which comply with the criteria of Industry 4.0.

### 2. BEVEZETÉS

Az első, második és a harmadik ipari forradalom az általános célú technológiák – gépesítés, villamos energia és informatika – gyors terjedésének köszönhetően nagy termelékenységnövekedést ért el. A negyedik ipari forradalom az első háromtól abban különbözik, hogy az élet minden területére vonatkoztatható: „Az Ipar 4.0 magában foglalja a gyártási környezet növekvő digitalizálását és automatizálását, valamint a digitális értékláncok létrehozását a termékek, környezetük és üzleti partnereik közötti kommunikáció megvalósulása érdekében.”

A Technocar-MC-2003 Kft. (továbbiakban Technocar) magyarországi KKV vállalat, melynek fő tevékenysége a fémmegmunkálás. **Az Ipar 4.0 térnyerésével szükséges számukra egy olyan gyártóegység cella, amellyel a vállalat be tud kapcsolódni a nemzetközi Ipar 4.0 hálózatába.**

A piacon késztermékként elérhető komplex robot-megoldások jelentős áruk miatt elsősorban nagyvállalatok, azon belül is a multinacionális vállalatok (pl. autógyárak) számára elérhető; ugyanakkor a KKV-k is fokozottan érdeklődnek a termék iránt. Érdeklődésük legfőbb oka az iparban általánosan jellemző munkaerőhiány, amely az utóbbi években a legkomolyabb gátjává vált növekedésüknek.

A humánkapacitás szűkössége ellenére a robottechnológiát mégsem tudják alkalmazni, mert egyrészt nincs meg hozzá a felkészültségük, hogy a kapható alkatrészekből, modulokból felépítsék saját rendszerüket, másrészt a piacon nem érhető el speciálisan nekik szánt funkcióval és árázással jellemezhető késztermék.

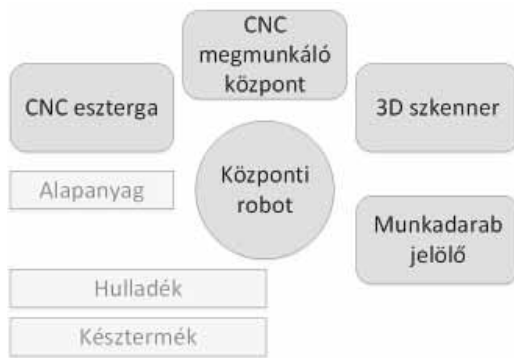
Így a Technocar által kifejlesztett rugalmas gyártócella alkalmazása nemcsak munkaerő megtakarítást jelent, hanem természetszerűleg, a termelékenységet is ugrásszerűen javíthatja, így az eredményesség is nőhet. Emellett a termelékenység javulása magával hozza a takarékosabb erőforrás gazdálkodás (pl. kevesebb selejt), a kisebb környezetterhelést (pl. energia- és anyagfelhasználás csökkenés, üzemen belüli logisztikai utak észszerűbbé válása), nemzetgazdasági szintű versenyképesség javulást.

### 3. A RUGALMAS GYÁRTÓCELLA

A kutatás célja egy **IPAR 4.0-ra alkalmas intelligens gyártócella** fejlesztése volt, melynek elemei (1. ábra):

- Alapanyag előkészítő
- CNC eszterga (MAZAK Quick Turn 200MSY)
- CNC megmunkáló központ (MAZAK HCN-5000/50)
- Késztermék- és hulladékártoló egység
- Központi robot megfogóval a logisztikai feladatokhoz (ABB IRB 6620)
- Geometriai mérésre alkalmas szkennerek (GOM ATOS Core 5M)
- Munkadarab jelölő (Markem Imaje 9410)





1. ábra – A gyártócella elemei

Az említett egységek mindegyike összeköttetésben áll egy központi számítógéppel, amelyen egy általános gyártásfelügyelő program fut. Az összeköttetés a központi számítógép részéről kétirányú, a központ adatokat kap a gyártóegységektől, valamint a beépített PLC segítségével, a gyártóegységek állapotától (státuszától) függően, utasításokat küld az egyes gyártóegységeknek.

Ehhez a központi számítógéphez egy adatbank is tartozik, melynek segítségével általános adattárolás történik; minden adat, amely a rendszeren belül létrejön, automatikusan tárolásra kerül. A szükséges adatok a kutatási projekten belül riportokban lekérhetőek, valamint a kutatási projektet követően tetszőleges riportokat is kiszolgálhatnak.

A geometriai mérésre alkalmas szkennerekkel a gyártási folyamat közvetlenül ellenőrizhető. A munkadarabok így három kategóriába sorolhatók be:

- **jó** minősítés
- **javítható selejt** minősítés (pl. furatbővítés)
- **javíthatatlan selejt** minősítés (pl. túl nagy átmérőjű furat)

A kialakításra kerülő gyártócella így maximális kontrollt biztosít a teljes folyamatot illetően. A gyártócella a belső elérésen kívül távoli hozzáférést is biztosít a cellát alkalmazó vállalatnak, illetve az ügyfeleknek és a beszállítói láncnak egyaránt.

A munkadarab jelölés és az általános adattárolás lehetőségével minden munkadarabról – igény szerint – teljes dokumentáció (pl. mérési jegyzőkönyv) készül automatikusan. Ez később visszakereshető, és statisztikai illetve tetszőleges későbbi gyártási (pl. szerszámbeállítások), illetve szerelési (pl. válogató párosítás) művelethez felhasználható.

#### 4. AZ IPAR 4.0-HOZ SZÜKSÉGES ÚJ FUNKCIÓK

A piacon a rendszer alapját adó gépek (alapanyag adagoló, CNC eszterga, CNC megmunkáló központ, 3D szkennerek, központi robot, munkadarab jelölő) elérhetőek. Ez a hat gép viszont hat különböző működési rendszerrel rendelkezik, melyeket **egy közös központi rendszerbe integrálni kellett.**

Az Ipar 4.0-ra való felkészüléshez szükséges továbbá egy **gyártásfelügyelő-** és egy **távoli elérést biztosító informatikai rendszer,** amely képes:

- **Kapcsolatban állni az összes eszközzel,** adatokat kiolvasni, programot visszatölteni, logisztikai feladatokat (alapanyag adagoló, központi robot) felügyelni, valamint a késztermék/selejt osztályozással a folyamatba beavatkozni

- **Adatokat tárolni,** valamint tetszőlegesen definiált riportok formájában ezeket megjeleníteni

- **Előre definiált helyzeteket felismerni** (pl. adott paraméter definiált értékének túllépése) és figyelmeztetést / riasztást küldeni

- **Munkadarabokat mérés alapján minősíteni** és javítható selejt esetén egy javító CNC programot generálni

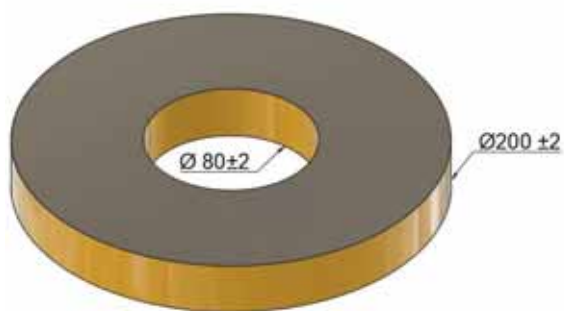
- A tárolt adatok alapján a **munkadarabhoz/sorozathoz tartozó adatot exportálni,** és nyomtatott formában a munkadarabon eltárolni

- Az **adatokat hozzáférhetővé tenni belső hálózaton belül**

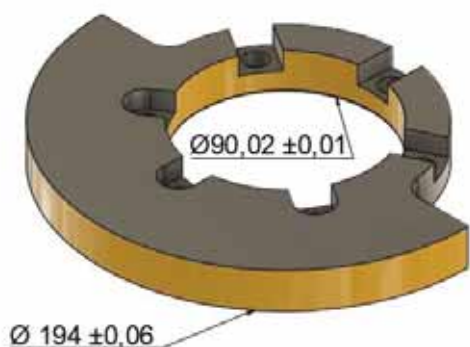
- **Külső elérést** biztosítani a megfelelő jogosultsággal rendelkezők számára a belső adatokhoz

#### 5. MUNKADARAB, MEGMUNKÁLÁSI MŰVELETEK, GEOMETRIA ELLENŐRZÉS GOM 3D SZKENNERREL

A gyártócella kifejlesztéséhez kiválasztott munkadarab egy Technocar által gyártott termék. Az előgyártmányt, a kész terméket, valamint a kritikus méreteket az alábbi képek mutatják:



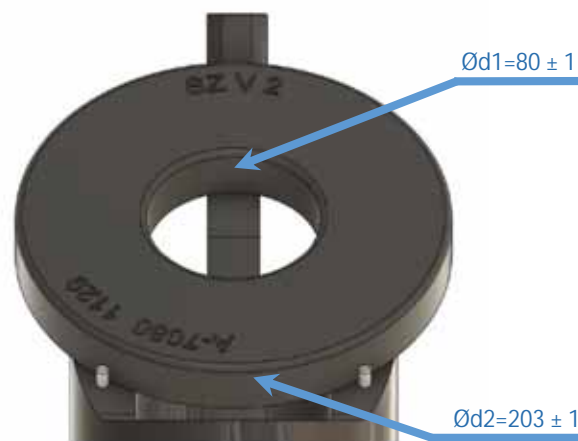
2. ábra – Előgyártmány geometriája



3. ábra – A kész munkadarab a kritikus túrt méretekkel

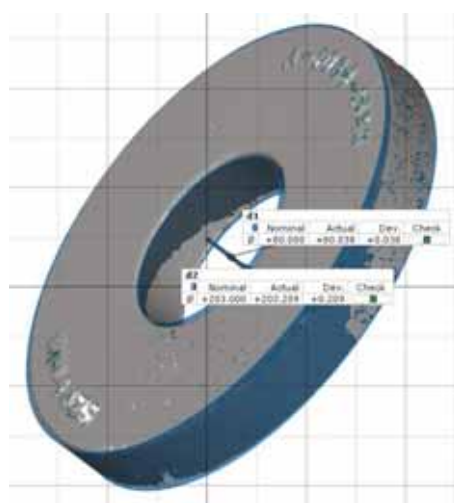
A munkadarab cellában történő megmunkálására a korábban bemutatott gyártástechnológiai, valamint a rugalmas gyártócella elkészüléséhez szükséges követelmények alapján a következő gyártási és készülékezési műveletek kerültek kialakításra:

- A cellába történő bevitelt, és az első pozícióba történő mozgatást egy futószalag végzi
- Ezt követően a robot az öntvénytárcsa előgyártmányt felveszi, és a GOM 3D mérőeszköz ülékébe helyezi (4. ábra)



4. ábra – Előgyártmány GOM 3D szkennert forgóasztalára szerelt ülékben, ellenőrzött átmérők jelölésével

- A GOM 3D optikai mérőrendszer ellenőrzi az öntvény előgyártmány belső furatát és külső átmérőjét, a megfelelő esztergálási ráhagyás meglétéhez (5. ábra)
- A külső átmérő az első megmunkálási műveletnél is fontos az eszterga tokmányában történő megfogáshoz

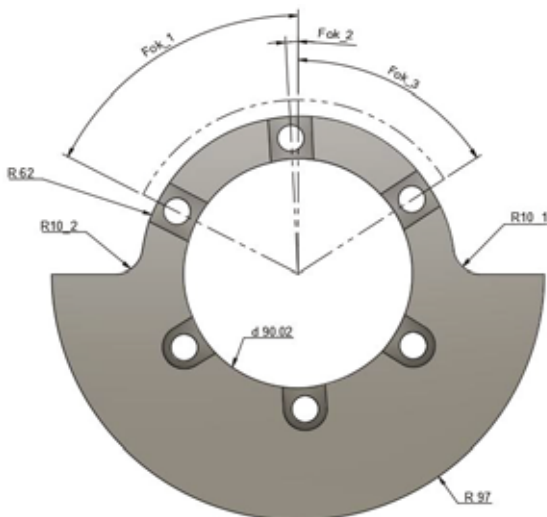


5. ábra – Példa az előgyártmány d1 és d2 átmérőjének ellenőrzésére GOM 3D szkennerral

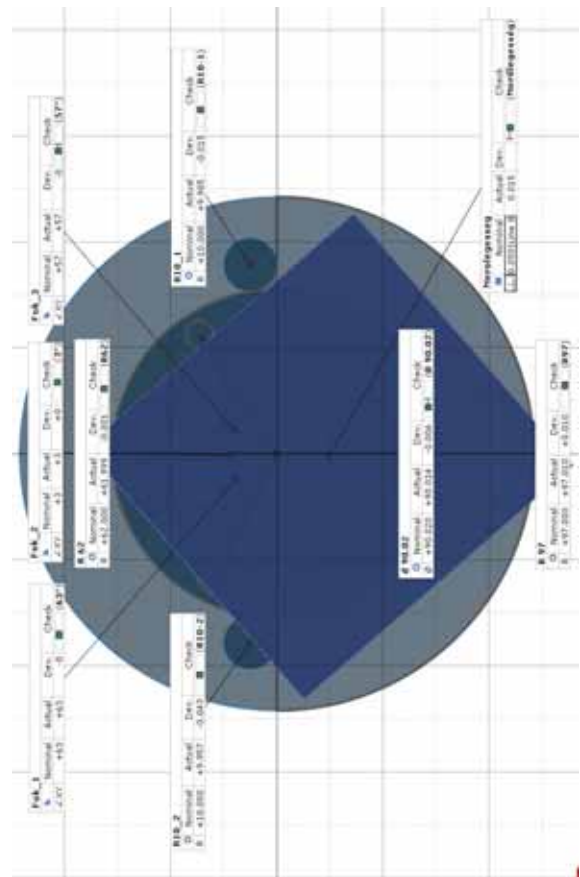
- Ha az öntvény megfelelő (az 5. ábra mindkét átmérő „Check” mezője zöld színű), a darabot a robot áthelyezi a Mazak QT200 MSY főorsójába az első megmunkálási műveletre
- Az első megmunkálás az eszterga főorsójában történik, ezt követően az előgyártmányt az ellenorsó átveszi és a

következő megmunkálás ebben a megfogásban történik

- Az esztergálást a megmunkálóközpont műveletei követik öt különböző megfogásban. A megfogások közötti váltás a központi robot és fordítóasztal segítségével történik. A gyártásközi mérés a Renishaw rendszerével ebben a műveleti sorban került kialakításra, amikor a végleges túrt méretek is megmunkálásra kerültek
- A megmunkálást követően a robot kiveszi a kész darabot. Ezt követi a munkadarab levegővel történő lefúvatós tisztítása, a mérési felület előkészítése / automatikus lefúvatása AESUB Green szublimáló folyadékkal és a túrt méretek ellenőrzése 3D szkennelvel (6. ábra és 7. ábra); majd a munkadarab megjelölése, a kritikus méretek és a mérés minősítésének (jó – nem jó/eldöntendő) munkadarabra történő nyomtatása.



6. ábra – A kész munkadarab GOM 3D szkennelvel ellenőrzött méretei



7. ábra – Példa a kész munkadarabon GOM 3D szkennelvel végzett mérési eredményekre

## 6. GOM 3D SZKENNER ADAPTÁCIÓ ÉS A FOLYAMAT PONTOSÁGA

A gyártócellában a geometriai méretek ellenőrzésére a **GOM ATOS Core 5M 3D** – Digitalizáló rendszere került kiválasztásra, amely ATOS Core 5M Professional Line **mérőrendszert** és GOM ROT **motorizált forgató asztalt** tartalmaz. A gyártó tájékoztatása szerint a kék LED fényforrást használó GOM vetítőegység által használt Blue Light technológia lehetővé teszi a környezeti fényviszonyoktól független, pontos mérést. Azonban az optikai mérőrendszert esetlegesen zavaró, sajátosan változó környezeti fényviszonyok hatásainak csökkentése érdekében különböző árnyékolásokat alkalmaztunk az üzemben.

A jó kontrasztértékek és a pontos mérési eredmények eléréséhez AESUB **mattító anyagot** (folyadékot) választottunk, amely teljesen **elpárolog** és nem hagy maradványokat a munkadarab felületén. Kísérleti tapasztalataink alapján a mattító anyag alkalmazása főleg a magas fényvisszaverő tulajdonsággal rendelkező részek, valamint beporok esetében fontos. Ennek megfelelően

csak a kész munkadarab mérése esetén alkalmaztuk. A folyadékot egy **vezérlőszelvényekkel ellátott szórófejjel** vittük föl a felületre, hogy vékony és homogén matt bevonatot tudjunk kialakítani a munkadarab felületén, amely ideális előfeltételeket biztosít a pontos optikai érzékeléshez.

A cella pontossága egyrészt a gyártóeszközök pontosságából, valamint a cella önálló mérési képességéből (3D szkennerek) adódik. A fejlesztés eredményeként kialakított gyártócella, illetve a beépített GOM 3D szkennerek pontosságának ellenőrzéséhez összehasonlító méréseket végeztünk, ennek megfelelően **a GOM 3D szkennerek mérési adatait összehasonlítottuk egy 3D koordináta mérőgéppel** (típusa: WENZEL LH87) **mérési adataival**. Az összehasonlítás eredményeit az alábbiakban foglaltuk össze.

Megnevezés	névleges méret	ATH	FTH
merőlegesség	0	0	0,05
d 90,02	90,02	90,01	90,03
R10_1	10	9,5	10,5
R10_2	10	9,5	10,5
R 62	62	61,95	62,05
R 97	97	96,97	97,03
fok_1	63,0°	62,5°	63,5°
fok_2	3,0°	2,5°	3,5°
fok_3	57,0°	56,5°	57,5°

8. ábra – WENZEL koordináta mérőgép mérésismétlési eredmények

min.	max.	max.-min
0,001	0,0062	0,0052
90,011	90,025	0,014
9,968	9,992	0,024
9,965	9,994	0,029
62,018	62,021	0,003
97,004	97,008	0,004
63,034	63,037°	0,003°
3,044°	3,048°	0,004°
56,9656	56,968°	0,002°

9. ábra – WENZEL koordináta mérőgép mérésismétlési eredmények

mérés ismétlési bizonytalanság (+/-)	mérés ismétlési bizonytalanság (+/-)
0,0026 mm	2,6 μ
0,0070 mm	7,0 μ
0,0120 mm	12,0 μ
0,0145 mm	14,5 μ
0,0015 mm	1,5 μ
0,0020 mm	2,0 μ
0,0017°	
0,0020°	
0,0010°	

10. ábra – WENZEL koordináta mérőgép mérésismétlési eredmények

A 3D koordináta mérőgépen elsőként egy **bázis mérés** készült, majd mérésismétlési próbát végeztünk. A koordináta mérőgép – ehhez tartozó – mérésismétlési eredményeit a fenti táblázat (8. ábra, 9. ábra, 10. ábra) mutatja. Az összefoglaló eredmények ugyanazon munkadarabról készültek, 10 mérés alapján. A fenti táblázat alapján a WENZEL koordináta mérőgép mérésismétlési hibát **megfelelőnek** tartottuk, ezért a GOM mérési eredményeket ehhez viszonyítva vizsgáltuk ugyanazon a munkadarabon. A GOM mérési eredményeket az alábbi táblázatok foglalják össze. (11. ábra, 12. ábra, 13. ábra, 14. ábra)

A legkritikusabb méret a  $\varnothing 90,02 \pm 0,01$  méret (a táblázatokban d90.02 jelöléssel szerepel) volt. A WENZEL mérésismétlés hiba erre a méretre 7 μ szórást mutatott, így a GOM rendszerrel mért  $\varnothing 90,023$  mm-t elfogadottnak tekintettük.

Element	Property	Nominal	Actual	Tol -	Tol +	Dev
Merolegesség	⊥	+0.000	+0.013	+0.000	+0.050	+0.013
d 90.02	∅	+90.020	+90.023	-0.010	+0.010	+0.003
R10_1	R	+10.000	+9.951	-0.500	+0.500	-0.049
R10_2	R	+10.000	+9.971	-0.500	+0.500	-0.029
R 62	R	+62.000	+62.003	-0.050	+0.050	+0.003
R 97	R	+97.000	+97.011	-0.030	+0.030	+0.011
Fok_1	∠XY	+63	+63	-1	+1	-0
Fok_2	∠XY	+3	+3	-1	+1	+0
Fok_3	∠XY	+57	+57	-1	+1	-0

11. ábra – GOM Mérés eredménye



Element	Property	Nominal	Actual	Tol -	Tol +	Dev
Merolegesség	$\perp$	+0.000	+0.015	+0.000	+0.050	+0.015
d 90.02	$\emptyset$	+90.020	+90.014	-0.010	+0.010	-0.006
R10_1	R	+10.000	+9.985	-0.500	+0.500	-0.015
R10_2	R	+10.000	+9.957	-0.500	+0.500	-0.043
R 62	R	+62.000	+61.999	-0.050	+0.050	-0.001
R 97	R	+97.000	+97.010	-0.030	+0.030	+0.010
Fok_1	$\angle XY$	+63	+63	-1	+1	-0
Fok_2	$\angle XY$	+3	+3	-1	+1	+0
Fok_3	$\angle XY$	+57	+57	-1	+1	-0

12. ábra – GOM mérésismétlési próba (1)

Element	Property	Nominal	Actual	Tol -	Tol +	Dev
Merolegesség	$\perp$	+0.000	+0.017	+0.000	+0.050	+0.017
d 90.02	$\emptyset$	+90.020	+90.021	-0.010	+0.010	+0.001
R10_1	R	+10.000	+9.986	-0.500	+0.500	-0.014
R10_2	R	+10.000	+9.973	-0.500	+0.500	-0.027
R 62	R	+62.000	+61.998	-0.050	+0.050	-0.002
R 97	R	+97.000	+97.006	-0.030	+0.030	+0.006
Fok_1	$\angle XY$	+63	+63	-1	+1	-0
Fok_2	$\angle XY$	+3	+3	-1	+1	+0
Fok_3	$\angle XY$	+57	+57	-1	+1	-0

13. ábra – GOM mérésismétlési próba (2)

Element	Property	Nominal	Actual	Tol -	Tol +	Dev
Merolegesség	$\perp$	+0.000	+0.010	+0.000	+0.050	+0.010
d 90.02	$\emptyset$	+90.020	+90.027	-0.010	+0.010	+0.007
R10_1	R	+10.000	+9.970	-0.500	+0.500	-0.030
R10_2	R	+10.000	+9.939	-0.500	+0.500	-0.061
R 62	R	+62.000	+62.001	-0.050	+0.050	+0.001
R 97	R	+97.000	+97.010	-0.030	+0.030	+0.010
Fok_1	$\angle XY$	+63	+63	-1	+1	-0
Fok_2	$\angle XY$	+3	+3	-1	+1	+0
Fok_3	$\angle XY$	+57	+57	-1	+1	-0

14. ábra – GOM mérésismétlési próba (3)

A kritikus átmérő (d90.02) értékei 90,014 és 90,027 közötti volt. Ebben az esetben megállapítható 6,5  $\mu$ -os „szórás”, ami figyelembe véve a WENZEL 7  $\mu$ -os „szórását”, abszolút elfogadható.

**Fentiek alapján a mérési eljárást, mérőprogramot és folyamatot elfogadottnak tekintjük.**

## 7. GOM 3D SZKENNER VEZÉRLÉSE

Ahogy az korábban említésre került, a 3D-s optikai mérőberendezés gyártócellán belüli alkalmazásának célja, hogy a meghatározott méreteket ki tudja értékelni, valamint a mérési eredményt a cella többi résztvevője felé tudja kommunikálni. A megvásárolt GOM szkennert nem rendelkezik ilyen szoftverfunkcióval, ezért ezt a funkciót (*nem várt módon*) a projekt során

külön ki kellett fejleszteni. A kifejlesztett szoftverfunkció futtató környezete röviden a következő:

Az irányítást egy Windows cmd script fájl végzi, amelynek helye: `c:\automation_tools\listen.cmd`.

A script elindítása után folyamatosan fut, és .start vagy .install fájlokat keres a `c:\automation` mappában. Amennyiben talál ilyet, annak megfelelően elvégzi a telepítést (fájlmásolás) vagy az ATOS program indítását:

"C:/Program Files/GOM/2019/bin/atos" -eval "import automation.%1"

a %1 helyére a futtatandó projekt nevét helyettesítve. Ezen kívül a script naplózást végez, kezeli az ATOS program hibára futását, valamint biztosítja, hogy a megfelelő kommunikációs fájlok (.ok és .error) mindenképpen létrejöhessenek.

A cmd scriptet egy Windows Scheduled Task / Ütemezett feladat futtatja. Az ütemezés miatt a fenti script percenként kerül futtatásra. Ennek oka az, hogy ha valamiért az leállna, vagy valaki véletlenül leállítaná, egy percen belül a rendszer működés helyreáll. A script a GOM eszköz manuális használatát nem zavarja. A scheduled task neve: gom automation.

Ha a programfutást valamilyen okból meg akarjuk szakítani (például mert gyanús, hogy lefagyott), egy speciális "kill" fájlal lehet ezt kezdeményezni. Az összes futó atos program le lesz állítva.

```
\\GOMPC\automation
```

```
kill
```

Aminek hatására hamarosan megjelenik egy .ok vagy .error fájl:

```
\\GOMPC\automation
```

```
kill.ok
```

A fájl tartalma további információt tartalmaz. Ha mérés volt folyamatban, az megszakad, és a mérésnek megfelelő .error fájl keletkezik. Az .error és .ok fájl törlése a vezérlő feladata.

### 7.1 Példa a vezérlésre

Telepítés:

A vezérlő bemásolja a `\\GOMPC\automation` mappába az alábbi fájlokat:

```
\\GOMPC\automation
```

```
A7080_1129.project_template
```

```
A7080_1129.py
```

A vezérlő létrehozza az alábbi üres fájlt ugyanott:

```
\\GOMPC\automation
```

```
install
```

A vezérlő észreveszi a `\\GOMPC\automation` mappában az `install.ok` fájlt:

```
\\GOMPC\automation
install.ok
```

A telepítés ezzel befejeződött.

Indítás:

A vezérlő létrehoz egy **ref.start** fájlt a

```
\\GOMPC\automation mappában:
```

```
\\GOMPC\automation
ref.start
```

Ennek hatására a forgóasztal alapállapotba kerül, és létrejön az igazoló fájl:

```
\\GOMPC\automation
ref.ok
```

Ekkor a vezérlő felhelyezi a munkadarabot, majd létrehoz egy **A7080\_1129.start** fájlt a **\\GOMPC\automation** mappában:

```
\\GOMPC\automation
A7080_1129.start
```

Ennek hatására elindul az ATOS program, és elindítja a korábban telepített **A7080\_1129.py** scriptet. A script létrehoz egy projectet az **automation\A7080\_1129** template alapján, majd elvégzi a mérést. Eközben naplófájlba ír:

```
\\GOMPC\automation
A7080_1129.log
```

A script az eredményeket a **c:\automation** mappába írja, végül kilép az ATOS programból. Ekkor létrejön az **.ok** vagy **.error** fájl.

A vezérlő észreveszi a **\\GOMPC\automation** mappában az **A7080\_1129.OK** fájlt. Az összes többi fájl (**A7080\_1129.\***) készen áll:

```
\\GOMPC\automation
A7080_1129.atos
A7080_1129.csv
A7080_1129.log
A7080_1129.OK
A7080_1129.good
A7080_1129.pdf
```

A vezérlő a fájlokat letölti, és a

**\\GOMPC\automation** mappából törli. A **A7080\_1129.good** fájl láttán a vezérlő megállapítja, hogy a gyártás folytatható.

## 8. GYÁRTÁSFELÜGYELŐ PROGRAM ÉS TÁVOLI ELÉRÉS

A program rövid bemutatásánál először a szoftver általános felépítését ismertetjük, majd a funkciók közül hármat emelünk ki: az adatgyűjtést, a munkadarabok követését és az elemzéseket.

### 8.1 Általános felépítés

A szoftver kliens-szerver architektúrát követ, amelyben a szerver egy Web Service programozói interfészt (API) nyújt a kliensek számára. Az adatbázis a szerver szoftver belső

része, a kliensek számára nem látható. A Web Service API felépítése OpenAPI [5] formátumban van dokumentálva, így különböző programnyelveken gyorsan implementálható hozzá kliens.

A rendszer három kliens eszközt tartalmaz:

- Web Kliens: böngészőben futtatható vastag kliens
- Python modul
- Parancssori eszköz (CLI, command line interface)

A felhasználók jellemzően a Web Klient használják. A python modul, illetve a parancssori eszköz a folyamatok automatizálását teszi lehetővé.

Az API direkt elérésével, illetve a CLI és a python modul segítségével a gyártásfelügyelő szoftver egy nagyobb rendszerbe, például vállalatirányítási rendszerbe illeszthető.

### 8.2 Adatgyűjtés

Az adatgyűjtést a gyártócellába helyezett PC végzi, amely a cella számítógépeivel össze van kapcsolva, és az összes gyűjtött adatot a központi adatbázisba továbbítja (gépnapló). A gyűjtött adatok közül több műveleti jellegű, azaz a folyamat előrehaladását követi (robot tevékenysége, jelölés, azonosító). A fontos műszaki adatok a Mazak megmunkálógépekről, a Renishaw mérőeszközről és GOM 3D szkennerről származnak.

A Mazak gépekre a szabványosított MTConnect adatszolgáltatási technológiát implementálják [6]. Ezen keresztül részletes adatokat kapunk a megmunkálás teljes folyamatáról és a gépek állapotáról, beleértve töredékmásodperc felbontású orsóterheléseket és pozíciókat, a vezérlőprogramok nyomkövetését, vészleállási eseményeket, hőmérsékletet, hűtőfolyadék mennyiséget, ajtó állapotát.

A beépített Renishaw rendszer gyártás közbeni méret-ellenőrzéseket végez. Emellett a mért adatokat fájlba is írja, amelyet az adatgyűjtő program feldolgoz. Ebben nagy pontossággal szerepelnek kitüntetett méretek.

A GOM 3D szkennert felel a munkadarab végső minősítéséért. Emellett azonban az összes mért adat a központi adatbázisba is bekerül. Eltávolítjuk továbbá az ATOS program által készített fájlt, amiben a teljes felvett pontthalmaz is megtalálható, amin így később további analízis végezhető. Eltávolítjuk az ATOS program által készített pdf formátumú mérési jegyzőkönyvet is.

A szoftver az adatokat nyers formában, veszteségmentesen tárolja. Ennek előnye, hogy bármilyen későbbi igényt ki lehet szolgálni, valamint esetleges feldolgozási hiba miatt információ nem veszik el. Az adatok alapján a folyamat bármikor visszajátszható, azaz a szoftver által nyújtott monitor felületen nem csak a jelenlegi tevékenység követhető, hanem vissza lehet lépni egy korábbi, akár évekkel ezelőtti időpontra, és visszajátszani a cella akkori tevékenységét.

### 8.3 Munkadarab adatai

A gépnaplóból összegyűjtjük az egyes munkadarabok gyártása során keletkezett információkat, melyek a következők:

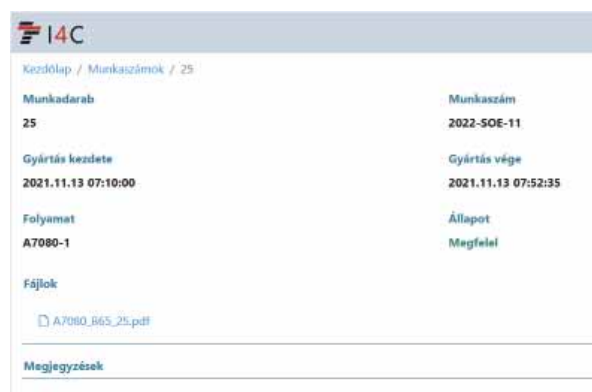
- azonosító
- gyártás kezdete
- gyártás vége
- minősítés
- gyártási folyamat neve („rajzsám”)
- fájlok (atos és pdf mérési jegyzőkönyv)
- gépnapló, azon belül az összes mért méret

Ezen kívül kézzel, utólag megadhatók további adatok:

- jegyzetek
- munkaszám

A munkaszámok ügyfelekhez kapcsolhatók. Ezután az ügyfél az interneten keresztül belépve megnézheti a saját munkadarabjainak adatait (15. ábra), illetve letöltheti a GOM mérési jegyzőkönyveket (16. ábra).

A jegyzőkönyvön színes ábrázolással látható a kész megmunkált munkadarab valós geometriai mérete és a tervezett geometria (3D CAD modellt importálni kell a GOM rendszerébe) közötti eltérés.



15. ábra – Program képernyő munkadarab adatainak és jegyzőkönyv letöltéshez



16. ábra – Minta GOM mérési jegyzőkönyv

### 8.4 Elemzések

Az elemzések köre a későbbiekben bővíthető, köszönhetően annak, hogy minden adatot változatlanul tárolunk. Első körben négy lekérdezési típust határozunk meg. Ezen felül a nyers adat a rendszerből letölthető és külső eszközzel elemezhető.

#### 8.4.1 Idősoros elemzés

Az idősoros elemzés egy adott számszerű érték időbeli változását vizsgálja, tipikusan orsóterhelést vagy méret eltérést. Lehetőség van arra, hogy összegzett pontokat vizsgáljunk, azaz például egy adott megmunkálási fázis közben az átlagos terhelést. Valamint lehetőség van bizonyos események alapján „újraindítani” a görbét, azaz például szerszámcserehez képest vizsgálni, amely esetben nem egy görbe, hanem egy görbesereg áll elő.

#### 8.4.2 XY elemzés

Különböző logikai objektumokat definiáltunk, amik a gépnapló bizonyos nézeteiből, illetve egyéb kiegészítő adatokból állhatnak. Az alábbi objektumokat ismeri a rendszer:

- munkadarab
- Mazak program futás
- Mazak alprogram futás
- szerszám
- munkaszám

Az objektumoknak számított mezői vannak, amelyek lehetnek számszerűek, vagy kategóriák. Például a Mazak program futás mezői között szerepelnek a minimum, maximum, átlag orsóterhelések, a program neve, a futási idő, és az, hogy a munkadarab végül milyen minősítést kapott.

Az XY elemzésben egy választott logikai objektumtípust lehet vizsgálni oly módon, hogy minden objektumból egy jel lesz képezve egy XY diagramban. Tetszőlegesen megválasztható, hogy milyen számszerű

tulajdonságok határozzák meg az X és Y pozíciót, illetve mely kategória típusú mezők adják meg a jelölő színét és formáját.

Ezek a diagrammok arra szolgálnak, hogy összefüggéseket fedezzünk fel a különböző adatok között. Például, ha készítünk egy új program verziót, színnel jelezhetjük a munkadarabok minősítését, formával pedig a program verzióját, az X a maximális orsóterhelést, az Y tengelyen pedig egy méret eltérését jelentjük meg. A megjelenő ábrából vizuálisan leolvasható, hogy az új programváltozat hogyan befolyásolta a műszaki paramétereket, valamint az is, hogy a selejt keletkezése a terheléssel összefügg-e.

#### 8.4.3 Lista

Az előző pontban ismertetett logikai objektumokat listában jeleníti meg. Az elemzés értelme elsősorban az, hogy az így kinyert adatokat valamilyen más szoftverbe vagy dokumentumba átvigyük.

#### 8.4.4 Capability

Capability index kiszámítását végzi [7]. Egy adott méret alapján, szűrőparaméterekkel meghatározott körben statisztikai becslést ad arról, hogy a gép vagy a folyamat várhatóan milyen hibaarányal képes az alkatrészt legyártani. Az elemzés kimenetei:

- középérték mértani közép
- darab munkadarabok száma
- min legalacsonyabb érték
- max legmagasabb érték
- $\sigma$  szórás
- $3\sigma$  háromszoros szórás
- C capability a szisztematikus hiba elhagyásával
- Ck capability a szisztematikus hiba figyelembevételével

```
c:\>i4c log list --help
Usage: i4c log list [OPTIONS]

List log entries. Returns a list of DataPointDevice, see
'doc DataPointDevice' for details. Calls GET /log/find

Options:
--device [mill|lathe|gom|robot|renishaw]
                        An enumeration.
--timestamp ISO_TIMESTAMP
                        Around timestamp, iso format.
--sequence INTEGER
                        Sequence, after or before.
--before-count INTEGER
                        Number of log records before the timestamp.
--after-count INTEGER
                        Number of log records after the timestamp.
                        Defaults to 1 if before is omitted, 0
                        otherwise.
--categ [EVENT|CONDITION|SAMPLE]
                        An enumeration.
--data-id TEXT
                        Log data type.
--val TEXT
                        Value of the log item.
--extra TEXT
                        Extra of the log item.
--rel [=|!|=|<|<=|>|=|*|!*]
                        Relation for condition, event data type.
```

17. ábra – Parancssori eszköz, súgó az OpenAPI dokumentáció alapján

```
c:\>i4c log list --device mill --categ CONDITION -X ${0} ^
More? --val Warning
{
  "timestamp": "2022-07-05T10:24:58.140Z",
  "sequence": 259454,
  "instance": "1656935380",
  "data_id": "system",
  "value": "Warning",
  "value_num": null,
  "value_text": "Warning",
  "value_extra": "CUTTING BLOCK START INTERLOCK",
  "value_add": {
    "nativeCode": "136",
    "nativeSeverity": "25"
  },
  "device": "mill"
}
```

18. ábra – Parancssori eszköz, gépnapló lekérdezése

```
from i4c import I4CConnection

conn = I4CConnection()

warnings = conn.log.list(
    device="mill",
    categ="CONDITION",
    val="Warning")

print(len(warnings))
print(warnings[0]["timestamp"])
print(warnings[0]["value_extra"])
```

19. ábra – Python modul

## 9. A GYÁRTÓCELLA INTEGRÁLÁSA A GYÁRTÁSI FOLYAMATBA

A kifejlesztett gyártócella alkalmazása során a gyártási folyamatban az eddigiekhez képest a következők tekintetében történt előrelépés:

- Gyártási paraméterek teljes körű, automatikus digitális naplózása. Teljes információs kontroll a gyártási folyamat során

- o **Felkészülés karbantartásra:** gép- és szerszámparaméterek változása alapján (pl. szerszámcsere)

- o **Gyártási folyamat kontroll alatt tartása:** a mért értékek tűrésmezőben és az alsó és felső kontroll értékek közötti monitorozása

- o **Folyamat FMEA (Lehetséges hibamód- és hatáselemzés) detektálhatóság mutatószámának csökkentése** (a közvetlen felfedezhetőségen és az automatikus munkadarab osztályozáson keresztül)

- **Minőségbiztosítási mérőszámok generálásának lehetősége** mintavételezési eljárások helyett **a teljes minta adatai alapján**



- Az adatok továbbításának segítségével **az ellátási lánc további folyamatainak javítása** (pl. szerelés során válogató párosítás a már elérhető összes adattal) és **gyorsítása** (pl. a meglévő mérési eredmények alapján nem szükséges további minőségellenőrzés)

- **Ipar 4.0:** automatizált működés és **távoli elérés**

## 10. IRODALOM

[1]: [http://unipub.lib.uni-corvinus.hu/6301/1/VT\\_2021n2a6.pdf](http://unipub.lib.uni-corvinus.hu/6301/1/VT_2021n2a6.pdf) [2022.01.08.]

[2]: [https://konzervtelefon.blog.hu/2017/07/12/ipar\\_4\\_0\\_avagy\\_beleptunk\\_a\\_jovobe\\_5\\_fogalom\\_ami\\_segit\\_az\\_eligazodasban](https://konzervtelefon.blog.hu/2017/07/12/ipar_4_0_avagy_beleptunk_a_jovobe_5_fogalom_ami_segit_az_eligazodasban) [2022.01.08.]

[3]: <http://www.ipar4.bme.hu/ipar-4-0/#page-content> [2022.01.08.]

[4]: <http://gazdasagfejlesztes.gov.hu/hirek/ipar-40-megoldasok-kkv-k-szamara-szemleletformalasnak-elsodleges-szerepe-van?theme=mag> [2022.01.08.]

[5]: <https://swagger.io>

[6]: <https://www.mtconnect.org>

[7]: [https://en.wikipedia.org/wiki/Process\\_capability\\_index](https://en.wikipedia.org/wiki/Process_capability_index)

# AZ ELMOZDULÁSILLESZTÉSES TECHNIKA ALKALMAZÁSA SZÁLTEKERCELT KOMPOZIT TÖMLŐDARAB EGYTENGELYŰ HÚZÁSÁRA

## APPLICATION OF THE DISPLACEMENT COUPLING TECHNIQUE FOR MODELLING OF UNIAXIAL TENSION OF A CORD-RUBBER COMPOSITE TUBE SAMPLE

Szabó Gyula, MSc, doktorjelölt, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék,  
Dr. Váradi Károly, DSc, egyetemi tanár, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék

### ABSTRACT

Displacements, strains and stresses of a railway composite cord-rubber air brake tube undergoing uniaxial tension have been examined by microscale FE modelling using the displacement coupling technique for obtaining boundary conditions.

Load transfer mechanism has been demonstrated and characterized numerically by strain and stress results inside and between reinforcement layers (implying that shear plays a dominant role in the load-transfer mechanism). The microscale nature of the FE model ensures that the strain and stress results are representative for the reinforcement layers.

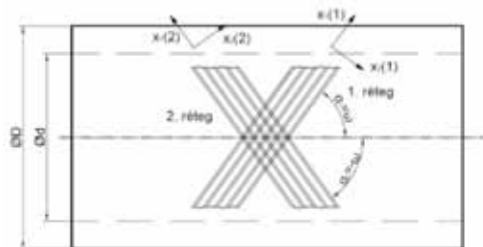
### 1. BEVEZETÉS

Száltekerceselt gumimátrixú kompozit tömlőket elterjedten alkalmaznak különféle iparágakban (pl. replégéiparban, űrkutatásban, olajiparban) nagy szilárdság-tömeg és merevség-tömeg arányuk, illetve korrózióállóságuk miatt [1]. Az 1. ábra a száltekerceselt tömlők felépítését mutatja be 2 erősítőréteg esetén. A szálkötegek a tömlő tengelyével  $\alpha_1$ , illetve  $\alpha_2$  szöget zárnak be, melyek nagysága  $\omega$ , illetve  $-\omega$ , kiegyensúlyozott rétegfelépítést biztosítva. Az egyes rétegekre  $x_1$  az 1. anyagi főirányt,  $x_2$  az arra merőleges (rétegbe eső) 2. anyagi főirányt jelöli.

A kompozit tömlők leggyakoribb terhelési esetei: belső nyomás, egytengelyű húzás és biaxiális húzás (egytengelyű húzás és belső nyomás egyidejű jelenléte) [2], illetve vasúti féktömlőként és az olajiparban való alkalmazás esetén a hajlítás [3]. A leggyakrabban alkalmazott száltekerceselési szög  $\pm 55^\circ$ , amely a biaxiális húzás terhelési esetre vet optimális orientációs szög. [4]

Kompozit erősítőrétegek anyagjellemzőit leggyakrabban a keverési szabályok [5] felhasználásával határozzák meg a szálkötegek és a mátrix mechanikai jellemzői alapján, a száltérfogatarány felhasználásával számított súlyozott átlagokként. A műszaki gyakorlatban előforduló végeleemes modellekben a kompozit rétegeket

legtöbbször homogénnek tekintik, átlagolt anyagjellemzőkkel. Ezek a makromodellek az adott mechanikai problémákra szerkezeti szinten többnyire pontos eredményeket nyújtanak, pl. elmozdulás; az erősítőrétegen belüli alakváltozási és feszültségi eredmények viszont nem valóságshűek [6].



1. ábra. A kompozit tömlő felépítése [7]

Ennek a hiányosságnak a kiküszöbölésére mikromodelleket hoznak létre, ezekben az erősítőrétegeknek csak egy kisebb szeletét vizsgálják. A szálkötegek és a mátrix elkülönítve szerepelnek, a valós geometriával (a szálkötegek sodrott jellegét legtöbbször elhanyagolják), eltérő anyagmodellekkel (a szálkötegek legtöbbször lineárisan rugalmas, transzverzális izotróp anyagtvörénnyel vannak modellezve, a mátrix lineárisan rugalmas, izotróp). A végeleemes modellalkotás során az elmozdulás illesztésen alapuló ún. almodellelés („submodelling”) technikát használják fel, amellyel egy végeleemes makromodellről vetítik át a mikromodell peremén fellépő elmozdulásokat, így pontosabb eredmények nyerhetők az egyes erősítőrétegekben belül [8,9].

Bojtár [10] egységcella (‘unit cell’, amely a legkisebb olyan térfogatelem –legtöbbször négyzet vagy hatszög keresztmetszettel-, amelyen a számítások a teljes kompozitra jellemző eredményeket adnak) segítségével határozta meg egy textil kompozit makroszkopikus anyagjellemzőit, vizsgálva a száltérfogatarány, a

szálköteg rugalmassági modulusának és a szövési módok hatását.

Goda [11] szálerősített PEEK (poliéter-éterketon)-acél csúszópárok tönkremeneteli folyamatait vizsgálta különböző szálorientációk esetén elmozdulás-illesztésen alapuló szálelválási mikromodell felhasználásával, melyben határréteg-elemek segítségével azonosította a húzó és nyíró típusú szálelválásra utaló folyamatokat húzás és nyomás esetén.

Jelen cikk szerzői korábban végeeselemes makromodellt dolgoztak ki száltekerceszt kompozit tömlődarab egytengelyű húzásának vizsgálatára [12]. Jelen cikk erre a vizsgálatra építve kívánja bemutatni az erősítőrétegek mechanikai viselkedését.

## 2. EGYTENGELYŰ HÚZÓKÍSÉRLET



2. ábra. A kompozit tömlőszakasz egytengelyű húzóvizsgálatának kísérleti elrendezése

Egytengelyű húzókísérletet végeztünk 150 mm hosszú tömlődarabokon (2. ábra) Zwick Z250 típusú szakítógépen. Az előírt elmozdulás 30 mm, a húzási sebesség 5 mm/min volt, így az időfüggő mechanikai viselkedés elhanyagolhatóan tekinthető.

## 3. VÉGESELEMES MODELLEK

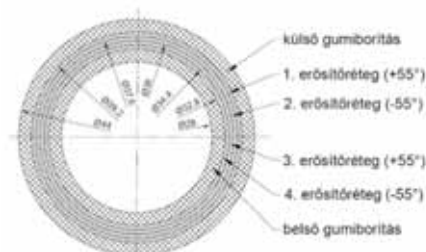
### 3.1 Végeeselemes makromodell

A kompozit tömlő keresztmetszete a 3. ábrán látható. A belső átmérő 28 mm, a külső átmérő 44 mm, a gumiborítások 2,4 mm vastagok. Az erősítőrétegek hengerkoordináta-rendszerrel jellemezhetők, a rétegrend [+55°/-55°/+55°/-55°]. A tömlődarabok hossza a kísérletnek megfelelően 150 mm.

A makromodellben az erősítőrétegek transzverzálisan izotróp modellel szerepelnek, az anyagjellemzők a keverési szabályok [5] szerint lettek meghatározva (a szálköteg  $E_f=2961$  MPa

rugalmassági modulusa,  $\nu_f=0,2$  Poisson-tényezője és a mátrix  $E_m=6$  MPa felhasználásával):  $E_1=1338$  MPa,  $E_2=E_3=16$  MPa,  $\nu_{12}=\nu_{13}=0,37$ ,  $\nu_{23}=0,498$ ,  $G_{12}=G_{13}=5,6$  MPa,  $G_{23}=5,4$  MPa [13].

A fenti anyagjellemzők az anyagi koordináta-rendszerben értendők, melyben "1" jelöli a szádirányt, "2" jelöli a szála merőleges irányát a rétegen belül, míg "3" jelöli a rétegre merőleges irányt.



3. ábra. A kompozit tömlő keresztmetszete [13]

A gumiborítások EPDM-EVA kopolimer anyagúak, 2 paraméteres Mooney-Rivlin modellel írtuk le az anyagi viselkedésüket, melynek paraméterei:  $C_{10}=-0,4982$  MPa,  $C_{01}=1,523$  MPa,  $D=0$  [13].

A fenti anyagjellemzők kísérleti igazolására kompozit próbatesteken és tömlődarabokon végeztünk húzókísérleteket [14].

Az erősítőrétegek és a gumiborítások között ragasztott kapcsolat van a makromodellben, mert a gumiborítások a szálkötegek köré vannak vulkanizálva.

A makromodell végeeselem szimulációja két lépésből áll (4. ábra), az elsőben 1,5 MPa nyomást adtunk a piros színnel jelölt felületekre, a tömlő külső palástfelületén a kísérlethez használt csöbilincseket modellezve. Ez a nyomásérték elegendően nagy ahhoz, hogy a csöbilincsek és a tömlődarabok közötti csúszás elkerülhető legyen.

Remote Displacement: 3  
Remote Displacement: 4  
Pressure: 1.5 MPa



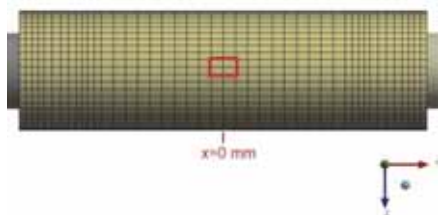
4. ábra. A kompozit tömlődarab terhelései és peremfeltételei a végeeselemes makromodellben

Az elmozdulási peremfeltételeket a tömlőbe dugott csapok végein adtuk meg, a csapok és a tömlődarab között ragasztott/súrlódásos kapcsolatot definiáltunk a tömlődarab belső palástfelületén (a súrlódási tényező 0,8 volt). A csapok acélból vannak, a rugalmassági modulusuk

$E = 200\,000$  MPa, Poisson-tényezőjük  $\nu = 0,3$ . A jobb oldali csap jobb oldali végén 30 mm-es elmozdulás működik X irányban, míg a bal oldali csap bal oldali vége rögzített [13].

### 3.2 Végeselemes mikromodell

A végeselemes mikromodell a keresztmetszetet a teljes vastagságban (az erősítőrétegeket és a gumiborításokat is beleértve) tartalmazza, hosszirányban  $-5 < x < 5$  [mm] koordináták között helyezkedik el (5. ábra), középponti szöge  $14,4^\circ$ , az 1. erősítőréteg tetején 4,91 mm széles (7. ábra), érintőirányban a modell egyhúszötödét tartalmazza. A mikromodellben a szálkötegek és a mátrix külön testekként vannak modellezve, a szálkötegek csavarvonalban helyezkednek el, a száltekerceselésnek megfelelően. A szálkötegek átmérője 0,7 mm, a mikromodell hozzávetőleges száltérfogat-aránya 45%, hasonlóan a makromodellhez [13]. A rétegek ketté vannak osztva a rétegek közepe mentén az eredmények megfelelő ábrázolása érdekében (7. ábra). A végeselemes mikromodellben a gumiborítások anyagmodellje megegyezik a 3.1 fejezetben részletezett anyagmodelllel, így a mikromechanikai modellezés csak a modell “magjára”, azaz az erősítőrétegekre terjed ki (7. ábra).



5. ábra. A mikromodell elhelyezkedése a tömlő makromodelljében

A szálkötegek lineáris, transzverzálisan izotróp anyag törvénnyel vannak modellezve a következő anyagjellemzőkkel:

$E_1 = 2961$  MPa,  $E_2 = E_3 = 80$  MPa,  $\nu_{12} = \nu_{13} = 0,2$ ;  $\nu_{23} = 0,4$ ;  $G_{12} = G_{13} = 33,3$  MPa;  $G_{23} = 26,85$  MPa. Az 1-es anyagi főirányú modulus megegyezik a szálköteg számított rugalmassági modulusával [13], míg  $E_2$  és  $E_3$  becslött értéke 80 MPa, hiszen a szálkötegek keresztirányban sokkal kisebb merevségűek. A keresztirányú modulus validálását szobahőmérsékleti és  $-40^\circ\text{C}$ -os húzóvizsgálatok segítségével végeztem el [14].

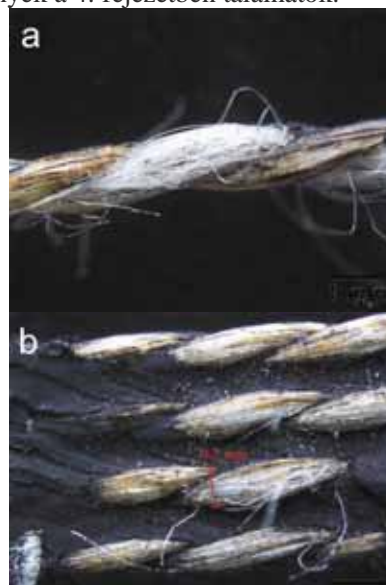
$G_{12}$ ,  $G_{13}$  és  $G_{23}$  csúsztató modulusokat (1) és (2) alapján számítottuk ki:

$$G_{12} = G_{13} = \frac{E_2}{2 \cdot (1 + \nu_{12})} \quad (1)$$

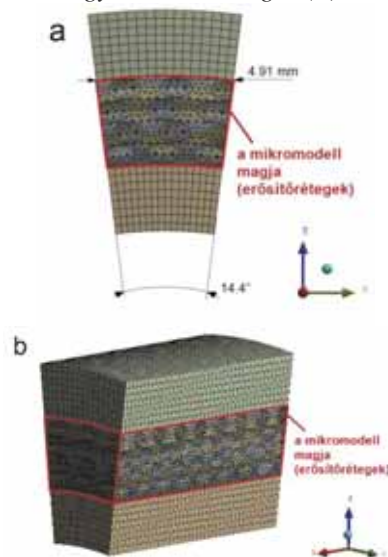
$$G_{23} = \frac{E_2}{2 \cdot (1 + \nu_{23})} \quad (2)$$

Ahogy az a 6. ábrán is látható, a szálköteg számos elemi szálból áll, részben a sodort jellegéből adódóan a nyíró viselkedés szempontjából az elemi szálak jelentősége kisebb, a mátrix szerepe pedig jelentősebb [15].

Az anyagjellemzők becslési pontosságának ellenőrzése érdekében magasabb keresztirányú modulus esetét is megvizsgáltuk ( $E_2 = E_3 = 200$  MPa), ebben az esetben az anyagjellemzők a következők voltak:  $E_2 = E_3 = 200$  MPa,  $\nu_{12} = \nu_{13} = 0,2$ ;  $\nu_{23} = 0,4$ ;  $G_{12} = G_{13} = 83$  MPa,  $G_{23} = 67$  MPa. Az erre vonatkozó eredmények a 4. fejezetben találhatóak.



6. ábra. A szálkötegekről készített mikroszkopikus képek: egy szálköteg képe (a), gumimátrixba ágyazott szálkötegek (b)



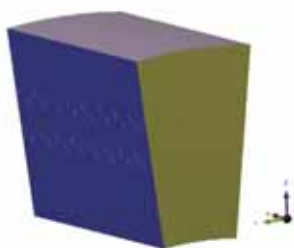
7. ábra. A tömlődarab mikromodelljének hálózott geometriája: előlnézetből (a), axonometrikus nézetből (b), a mikromodell “magja” (erősítőrétegek) piros színnel jelölve



A mikromodell peremfeltételei az almodellezésnek megfelelően, a jobb és bal oldali peremeken vett átlagos elmozdulások különbségei alapján lettek meghatározva. X irányban a jobb oldali peremen 15,15 mm-es elmozdulás volt a makromodellben, míg a bal oldali peremen ez az érték 12,36 mm, így a mikromodell jobb oldali pereme 2,79 mm-t mozdul el X irányban, míg Y és Z irányban nem voltak megkötve a szabadságfokok (8. ábra), a jobb oldali peremen pedig 0 mm az X irányú elmozdulás (9. ábra). Az Y- és az Y+ oldalak (8., illetve 9. ábra) nem mozdulhattak el érintőirányban, így a tömlő érintőirányú folytonosságát modelleztük. A merevtest-szerű mozgásokat gyenge rugókkal akadályoztuk meg.

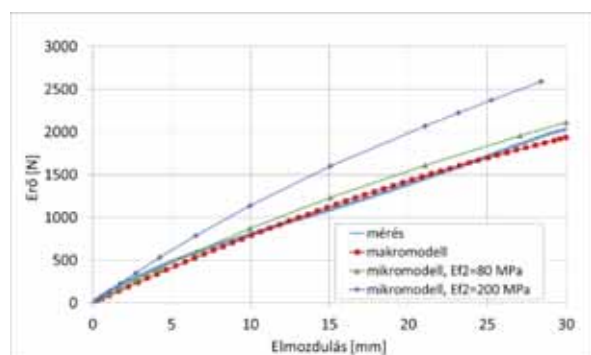


8. ábra. Előírt elmozdulások a jobb oldali (piros) és az Y- oldali (kék) peremeken



9. ábra. Előírt elmozdulások a bal oldali (sárga) és az Y+ oldali (kék) peremeken

#### 4. EREDMÉNYEK

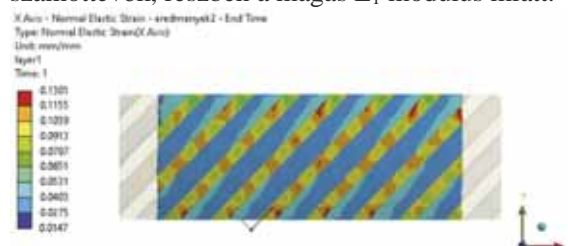


10. ábra. A tömlődarab egytengelyű húzásának erő-elmozdulás görbéi: kísérlet, végeeselemes makromodell; végeeselemes mikromodell

A 10. ábrán láthatók az erő-elmozdulás görbék: a kísérleti eredmények, továbbá a makromodell és a mikromodell eredményei  $E_2=80$  MPa és  $E_2=200$  MPa esetén. A mikromodell eredményei  $E_2=80$  MPa esetén jól közelítik a mérési eredményeket,  $E_2=200$  MPa esetén viszont igen jelentős az eltérés a modell és a kísérlet eredményei között.

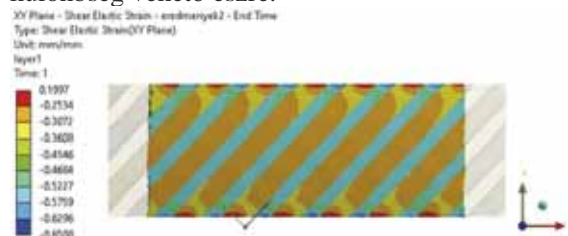
A következő ábrákon az alakváltozási és feszültségi eredmények az 1. erősítőréteg (legkülső erősítőréteg) közepére vonatkozóan lesznek bemutatva 2,79 mm-es elmozdulásnál 1:1-es deformált alakkal, az anyagi koordináta-rendszer 1, 2 és 3 iránya X, Y és Z-vel (piros, zöld és kék színnel) jelölve.

A 11. és 12. ábrán a szálirányú, illetve nyíró alakváltozás látható  $x=-4$  mm  $x=4$  mm között, elhagyva a peremzavarral terhelt környezeteket. A mátrixban szálirányban magasabb alakváltozások alakulnak ki, a mátrix jelentős húzásnak van kitéve szálirányban, míg a szálkötegekben ezek nem számottevők, részben a magas  $E_1$  modulus miatt.



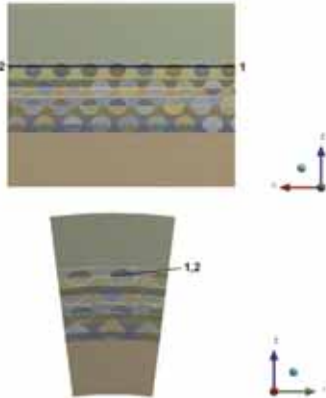
11. ábra. Szálirányú alakváltozás az 1. erősítőrétegben  $x=-4$  mm és  $x=4$  mm között

A nyíró alakváltozásokban jelentős különbség figyelhető meg a mátrix és a szálkötegek között, részben az eltérő csúsztató rugalmassági modulusoknak köszönhetően. Ez a jelentős különbség a hosszirányú nyomvonalon (13. ábra) is megfigyelhető, amely számszerűsítve 0,28:0,55 arányú (14. ábra). A tömlődarab esetén a terhelésátadás domináns módja a nyírás, a nyíró alakváltozások sokkal jelentékenyebbek az 1 és 2 főirányú alakváltozásoknál, továbbá a szálkötegek és a mátrix nyíró alakváltozásában jelentős különbség vehető észre.

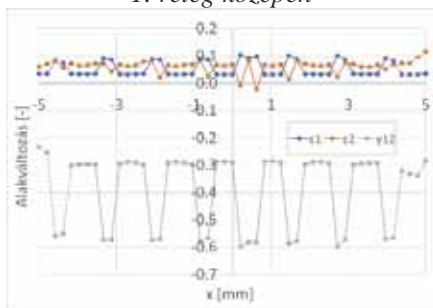


12. ábra. 12 síkbeli alakváltozás az 1. erősítőrétegben,  $x=-4$  mm és  $x=4$  mm között

A 16. ábrán a 15. ábrán jelölt, az egyik szálköteg közepén futó nyomvonalon, anyagi koordinátarendszerben értelmezett alakváltozások láthatók. Ezek az alakváltozási komponensek jóval alacsonyabbak, mint a hosszirányú nyomvonalon előforduló értékek.  $\epsilon_1$  közel állandó értékű,  $\epsilon_2$  kissé magasabb a nyomvonalon, míg  $\gamma_{12}$  a legnagyobb, jelentős mértékben meghaladva a másik két alakváltozási komponenst, alátámasztva a nyírás jelentőségét a terhelésátadási folyamatban.



13. ábra. Az alakváltozások megjelenítéséhez használt, globális X irányú nyomvonal helyzete az 1. réteg közepén



14. ábra. Alakváltozások a 13. ábra nyomvonalán, anyagi koordinátarendszerben értelmezve

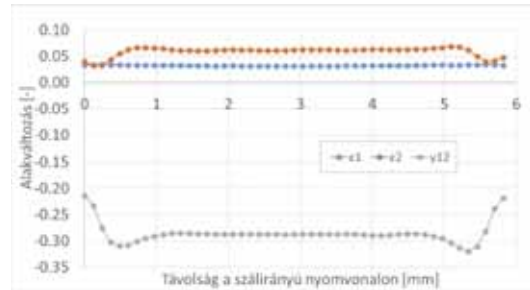


15. ábra. Az egyik szálköteg közepén értelmezett nyomvonal

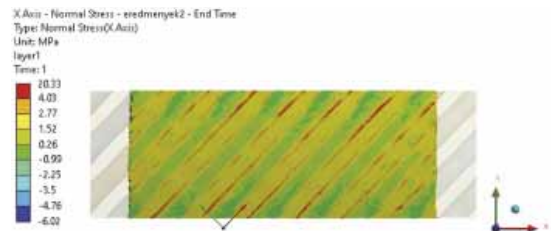
A 17. ábrán az 1 anyagi főirányú alakváltozások láthatók. A húzófeszültségek egyenletesen oszlanak el a mátrix és a szálkötegek között, ennek főként az az oka, hogy a tömlő folytonos a meridiánmetszetre merőleges értelemben, az ott érvényes peremfeltételek megakadályozzák az elmozdulást érintőirányban.

A 18. ábra a nyírófeszültségeket mutatja az 1. rétegben, kis különbség figyelhető meg a szálkötegek és a mátrix között.

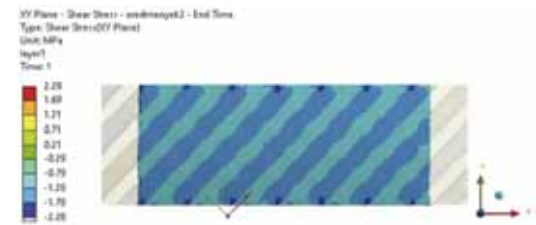
Az erősítőrétegen belül, a mátrixban a mechanikai viselkedést a nyírás dominálja (12. ábra), míg a szálkötegek erőteljes húzásnak vannak kitéve (17. ábra).



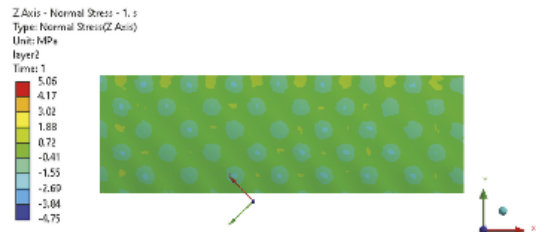
16. ábra. Alakváltozási komponensek a 15. ábrán értelmezett nyomvonalon, anyagi koordinátarendszerben értelmezve



17. ábra. Szállirányú (1 anyagi főirányú) feszültség  $x=-4$  és  $x=4$  mm között az 1. réteg közepén



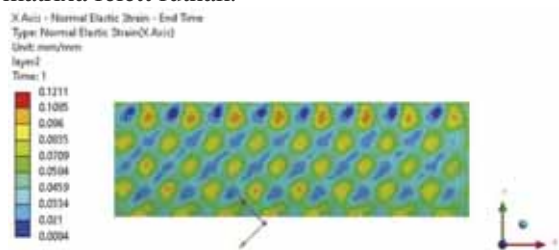
18. ábra. Nyírófeszültség az 1. rétegben  $x=-4$  és  $x=4$  mm között



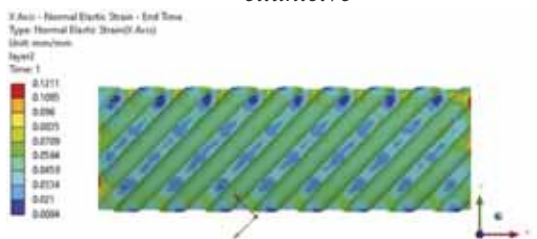
19. ábra. 3 irányú (rétegre merőleges) feszültség az 1. és a 2. réteg között, a 2. réteg tetején

A szomszédos rétegek szálkötegei az átfedések helyén erős nyomó igénybevételt kapnak

(19. ábra). A terhelés átadása az 1. rétegről a 2. réteg mátrixára jelentős 1 irányú (szálsírányú) nyúlás előfordulása mellett történik (20. ábra, 21. ábra). A 20. ábrán az 1. réteg szálkötegei el vannak tüntetve, míg a 21. ábrán látszanak az 1. réteg szálkötegei. Ott fordulnak elő jelentős 1 irányú alakváltozások, ahol az 1. réteg szálkötegei a 2. réteg mátrixa felett futnak.



20. ábra. 1 irányú alakváltozás az 1. és a 2. réteg között, a 2. réteg tetején, az 1. réteg szálkötegei elüntetve



21. ábra. 1 irányú alakváltozás az 1. és a 2. réteg között, a 2. réteg tetején, az 1. réteg szálkötegei látszanak (felülnézetben)

## KÖVETKEZTETÉSEK

A bemutatott végeelem modell növekményes technikával, az almodellzés (submodellíng) felhasználásával készült. A szálkötegek lineárisan rugalmas, transzverzálisan izotróp modellel vannak leírva, a keresztirányú rugalmassági modulusok becsült volta némi pontatlanságot eredményezhet.

A mikromodell erő-elmozdulás görbéi jól közelítik a kísérleti eredményeket  $E_2=E_3=80$  MPa esetén, viszont jelentősen magasabb rugalmassági modulusok esetén ( $E_2=E_3=200$  MPa) a mikromodell eredményei jelentősen eltérnek a kísérleti eredményektől.

Az erősítőrétegek mechanikai viselkedését alapvetően a nyírás határozza meg. A szálkötegek húzó igénybevétele mellett a mátrixban a szálkötegek teljes környezetében jelentős rétegen belüli, azaz 12 síkbeli nyíró alakváltozások és feszültségek fordulnak elő, ez a nyírás dominanciájára és a szál-mátrix elválásra való hajlam elsődlegességére utal.

A szomszédos rétegek szálkötegei az átfedések helyén erős nyomó igénybevételel kapnak.

A terhelés átadása az 1. rétegről a 2. réteg mátrixára jelentős 1 irányú (szálsírányú) nyúlás előfordulása mellett történik.

## IRODALOM

- [1] Braiek, S. és tsai.: Experimental and Numerical Study of Adhesively Bonded  $\pm 55^\circ$  Filament Wound Tubular Specimens under Uniaxial Tensile Loading. *Composite Structures*. 172, pp. 297-310, (2017)
- [2] Kaddour, A. S. és tsai.: Behaviour of  $45^\circ$  glass/epoxy filament wound composite tubes under quasi-static equal biaxial tension-compression loading: experimental results, *Composites, Engineering*, 34 (8), pp. 689-704, (2003)
- [3] Gao, P. és tsai.: Analytical modeling for offshore composite rubber hose with spiral stiffeners under internal pressure, *Journal of Reinforced Plastics and Composites*. (2020)
- [4] Soden PD, és tsai.: Experimental failure stresses for  $\pm 55$  filament wound glass fibre reinforced plastic tubes under biaxial loads. *Composites*; 20 (2), pp. 125-135, (1989)
- [5] Chawla, K.K. Composite Materials Science and Engineering. 3rd Edition, Springer, New York, London. (2009)
- [6] Xia, Z., és tsai.: A meso/micro-mechanical model for damage progression in glass-fiber/epoxy cross-ply laminates by finite-element analysis, *Composites Science and Technology*, 60 (8), pp. 1171-1179, (2000)
- [7] Szabó G. és Váradi K.: Összenyomásnak és hajlításhoz kitett kompozit tömlő instabilitási vizsgálata GÉP, 70 (4), pp. 25-30., (2019)
- [8] Rosso, P. és Váradi, K.: FE macro/micro analysis of thermal residual stresses and failure behaviour under transverse tensile load of VE/CF – fibre bundle composites *Composites Science and Technology*, 66 (16), pp. 3241-3253, (2006)
- [9] ANSYS Mechanical User's Guide, Advanced Analysis Guide, Chapter 8: Submodeling
- [10] Bojtár, G.: Textil kompozitok anyagtulajdonságainak numerikus modellezése, doktori (PhD) értekezés, Szent István Egyetem, Gödöllő, (2019)
- [11] Goda, T.: Kompozit-acél csúszópárok kopási tulajdonságai, doktori (PhD) értekezés, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Budapest-Kaiserslautern, (2002)
- [12] Szabó, G., és Váradi, K.: Uniaxial Tension of a Filament-wound Composite Tube at Low Temperature. *Acta Technica Jaurinensis*, 11(2), pp. 84-103., (2018)
- [13] Szabó, G, Váradi K és Felhős D. Finite element model of a filament-wound composite tube subjected to uniaxial tension. *Modern Mechanical Engineering*; 7 (4): 91-112, (2017)
- [14] Szabó, G.: Numerical modeling of filament-wound cord-rubber composite tubes, doktori (PhD) értekezés, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Budapest, 2022

# ADDITÍV GYÁRTÁSTECHNOLÓGIÁVAL KÉSZÍTETT, FOLYTONOS SZÁLLAL ERŐSÍTETT KOMPOZITOK SZIMULÁCIÓS ELEMZÉSE

## FINITE ELEMENT ANALYSIS OF CONTINUOUS FIBER– REINFORCED COMPOSITES MADE BY ADDITIVE MANUFACTURING

*Szederkényi Bence Boldizsár, doktorandusz, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,  
Gépészmérnöki Kar, Polimertechnika Tanszék, 1111 Budapest, Műegyetem rkp. 3.*

*Dr. Turcsán Tamás, Szimulációs csoportvezető, eCon Engineering Kft.*

*Dr. Kovács Norbert Krisztián, egyetemi adjunktus, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,  
Gépészmérnöki Kar, Polimertechnika Tanszék, MTA–BME Lendület Könnyűszerkezetes Polimer*

*Kompozitok Kutatócsoport*

*Dr. Czigány Tibor, egyetemi tanár, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki  
Kar, Polimertechnika Tanszék, ELKH-BME Kompozittechnológiai Kutatócsoport*

### ABSTRACT

In this study, we examined the applicability of a fiber direction segmentation method in the simulation of a continuous fiber-reinforced additive manufactured polymer composite structure. We designed the fiber reinforcement paths for this topology-optimized component, then checked the behavior of this structure using finite element analysis. We manufactured the reinforced geometry and performed validation tests. Then we compared the results of the simulations and tests, discussed the stiffness characteristics, failure and deformations of the component.

### 1. BEVEZETÉS

Az elmúlt években egyre erősödő törekvés figyelhető meg az iparban a nyersanyag és energiafogyasztás visszaszorítására. Ez a cél a mozzgatott tömeg csökkentésével érhető el, amit a tartószerkezeteknél a felhasznált anyagmennyiség határoz meg. Mivel a terhelések a legtöbb esetben adottak, így a nagyszilárdságú könnyűszerkezetes anyagok alkalmazásával érhető el megfelelő eredmény. A könnyűszerkezetes anyagokon belül is a polimer kompozitoknak van a legnagyobb fajlagos szilárdsága, ami szerkezetbe építve a terhelési irányba rendezhető nagyszilárdságú erősítőszálaknak köszönhető. Ezeknek az elemi szálaknak a fajlagos tulajdonságai a fémekkel összehasonlítva többszörös értékeket vehetnek fel [1].

A 20. század végén megjelenő és azóta töretlenül fejlődő additív gyártástechnológiákkal (AM) az eddig nehezen vagy egyáltalán nem gyártható geometriák megvalósíthatóvá váltak, amivel elhárultak az

akadályok a komplex geometriájú alkatrészek gyártása előtt. Az utóbbi években megjelentek olyan tervezési módszerek is, amelyekkel a szerkezeti anyagokban rejlő potenciál jobban kihasználhatóvá vált. Ez az ún. topológia optimalizáció [2-5], illetve ennek a módszernek a továbbfejlesztéséből születő, mesterséges intelligenciát is alkalmazó generatív tervezés [6-8]. Ezekkel a tervezési módszerekkel az alkatrész terhelési állapotát előre definiálva alakíthatunk ki numerikus eljárások segítségével jobban kihasznált szerkezeteket. A módszer többek között a NASA bolygóközi leszállóegységének vázszerkezetében, illetve az Airbus bionikus válaszfalában bizonyította már, hogy a jövő tervezési módszere [9].

Az erőfolyam optimalizáló tervezési eljárásokat a gyakorlatban eddig leginkább a fém-porágyas (SLM) módszerekkel együtt alkalmazták. Azonban az additív gyártástechnológiákhoz szükséges polimerek fejlődése, illetve az ezzel párhuzamosan megjelenő vágott szálas (FFF FRP), illetve a folytonos szállal erősített 3D nyomtatás (FFF CFRP) megnyitotta az utat a terhelésre optimalizált nagyszilárdságú polimer kompozitok előállítására [10, 11].

A kompozitoknál eddig alkalmazott hagyományos rétegfektetési eljárásoknál minden egyes réteg azonos felépítésű és a tervezés során a különböző szögben lefektetett rétegeket tekintjük az optimalizáció legkisebb elemi szintjének. Ezzel szemben az additív technológiával előállított kompozitok tulajdonságai az elemi rétegeken belül is eltérhetnek a folytonosan változtatható szálfektetési pályák és a technológiából adódó porózus felépítés miatt. Emiatt a kompozitok mechanikai tulajdonságainak leírására és

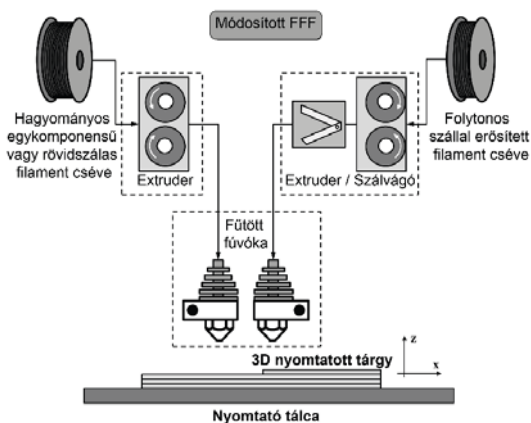


optimalizálására eddig alkalmazott rétegszintű módszerek itt csak közelítéssel alkalmazhatók. Ennek következtében az additív eljárással készült kompozitok megbízható méretezése, optimális szálfektetési stratégiájának kialakítása egyelőre nem megoldott [12].

Cikkünkben termoplasztikus mátrixú folytonos szállal erősített 3D nyomtatott kompozitok szimulációval támogatott méretezési problémáival foglalkozunk és kísérletet teszünk ezek pontosítására.

## 2. FOLYTONOS SZÁLERŐSÍTETT 3D NYOMTATÁS

Az AM eljárások az eddig ismert anyageltávolítási módok helyett anyaghozzáadás útján rétegről-rétegre hozzák létre a kívánt modellt. A folytonos szálal erősített, termoplasztikus mátrixú kompozitnyomtatás egy ömledék rétegzésen (FFF) alapuló eljárás, amely hőre lágyuló mátrixszal előre impregnált szálköteget helyez az ömledékrétegbe. Az erősítési folyamat történhet koextrúzióval vagy egy másodlagos extruderfej segítségével (1. ábra). Az általunk használt Markforged Mark II 3D nyomtató az utóbbi, kétfejes megoldással működött.



1. ábra: A szálal erősített FFF berendezés felépítése és működése [13]

A nyomtatási folyamat során a nyomtatófej(ek) a modell anyagát – amennyiben szükséges támaszanyagát – a modell keresztmetszetének megfelelően rétegenként (125  $\mu\text{m}$ ) helyezi(k) el a modell térben. Egy réteg kinyomtatása után a folytonos szálal egy speciális olló vágja el, majd a fűvóka egy réteggel feljebb mozdul és újabb réteget helyez el az építési térben. Ez a folyamat a modell elkészültéig ismétlődik. Összességében elmondható, hogy a folytonos szállal erősített FFF nyomtatással nagy-

pontosságú, és jó szilárdsági tulajdonságokkal rendelkező alkatrészek hozhatók létre. A technológia fő előnye, hogy az erősítés módjának és irányának meghatározásában nagy tervezési szabadság ad a tervezőnek [10].

## 3. ERŐSÍTŐSTRUKTÚRA LÉTREHOZÁSA

Ebben a fejezetben az erősítésre kiválasztott alapeometriát és az erősítési stratégia kialakítását mutatjuk be.

### 3.1. Geometria bemutatása

Az erősítési struktúra tervezésére egy olyan irodalomból vett formát választottunk [14], amelyről tudtuk, hogy topológiai optimalizációval lett létrehozva, ugyanakkor a szálal helyezés nem volt megfelelően optimalizálva. Mindemellett jól dokumentáltak voltak a peremfeltételei, előállítási és tönkremeneteli körülményei, illetve alapanyagának ismertek voltak a mechanikai tulajdonságai, előállítása pedig azonos gyártástechnológiával és anyagból történt, mint ami nekünk is rendelkezésünkre állt (2. ábra).



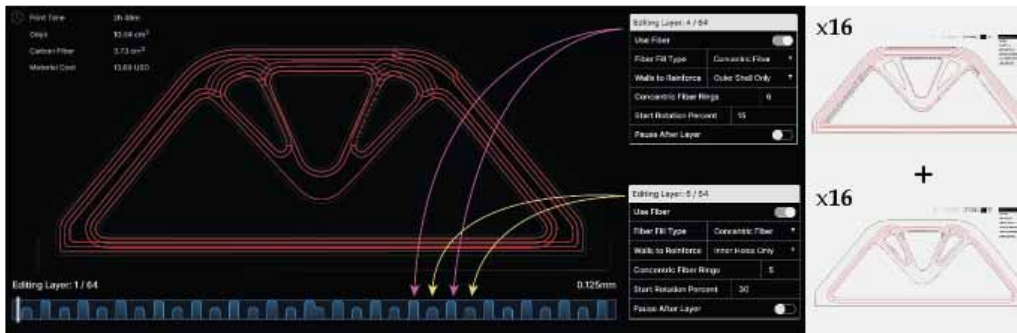
2. ábra: Referenciamodell [14]

### 3.2. Erősítőstruktúra bemutatása

Az erősítőstruktúra kialakításánál arra törekedtünk, hogy a szerkezet minden nagyobb feszültségnek kitett részére a lehető legtöbb erősítés kerüljön. Ezért a nyomtatás előkészítéséhez szükséges szelvelőszoftverben az a két stratégia lett kiválasztva, amelyek egymást kiegészítve külső és belső falak mentén egyaránt erősítik a szerkezetet. A választott stratégiával a próbatest falaitól kiindulva koncentrikusan lettek elhelyezve az erősítő szálkötegek sorban kívülről hat, belülről pedig öt hurokban (3. ábra).

## 4. ALKALMAZOTT SZIMULÁCIÓS MÓDSZEREK

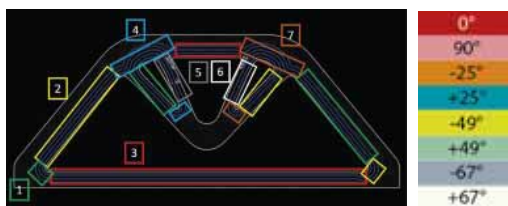
Ebben a fejezetben bemutatjuk az erősített próbatest viselkedésének előrejelzésére alkalmazott szimulációs módszereket és azokat a megfontolásokat, amivel sikerült modellezhetővé tenni a bonyolult erősítőstruktúrát.



3. ábra: A végső erősítés (balra) és az ezt alkotó kétféle erősítőstruktúra (jobbra)

#### 4.1. Szálirány-szegmentáció

A szimulációs modell felépítéséhez a rétegeken belül is folytonosan változó szálirányokat rúdelem-főirányonként eltérő csoportokba soroltuk, amiket ezután az egységen belüli átlagos száliránnyal definiáltunk és a rétegeken belül külön elemi egységekként kezeltünk. A kitüntetett szálirányok így a  $0^\circ$ ;  $90^\circ$ ;  $\pm 25^\circ$ ;  $\pm 49^\circ$  és  $\pm 67^\circ$ -os értékek lettek. Így összesen 8 tartományra bontottuk az erősítőstruktúrát (4. ábra).

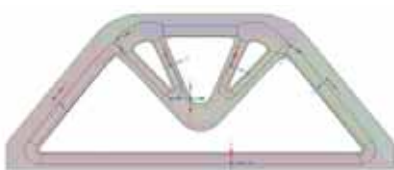


4. ábra: Szálirányszegmentáció

Ezzel a módszerrel a rendszerünk alkalmassá vált a diszkrét szálirányokra alapozó modellelkel való feldolgozásra. Így már a szimulációs környezetben kezelhetővé váltak a rétegeken belül folytonosan irányváltó erősítő szálkötegek. A szimulációhoz az Ansys 2020R2 végeelem szoftvert használtuk.

#### 4.2. Szimuláció

A szálirányok meghatározására lokális koordinátarendszereket használtunk, amelyeket előre definiáltunk a szálszegmentációknak megfelelően.



5. ábra: Koordináta rendszerrel jellemzett szálirány szegmensek

A koordinátarendszerekkel jellemzett unidirekcionális tartományokhoz rendeltük

hozzá az erősítőszálak ortotrop anyagtulajdonságait, így a szoftver külön tudta kezelni a szegmentált tartományokat egymástól (5. ábra). A szimuláció felépítésében azzal az egyszerűsítéssel éltünk, hogy az alternáló erősítőstruktúrát, amelynek a rétegrendjét a 3. ábra mutatja típus szerint a próbatest két oldalára csoportosítottuk, illetve ezeket a struktúrákat rétegszinten össze is vontuk, ahogy ezt a 6. ábra szemlélteti.



6. ábra: Szegmentált szálirányok és a többszített erősítőrétegek

A modell felépítése után a hárompontos hajlításnak megfelelő mechanikai kényszerekkel futtattuk a szimulációt. Az elmozdulási kényszert öt lépcsőben, fél milliméterenként adtuk a próbatestre. Az elmozdulások hatására ébredő reakcióerőket vizsgáltuk, amelyek alapján következtetéseket vontunk le. A szimulációt 0,5 mm élhosszú, Solid 186 típusú elemekből álló tetraéder és hexaéder elemeket vegyesen tartalmazó hálóval futtattuk, amelynek minőségét az 1. táblázat mutatja.

1. táblázat: Az szimulációhoz használt háló minősége

	Min.	Max.	Átlag	Szórás
Torzulás	0,002	0,995	0,344	0,178
Oldalviszony	1,027	23,494	2,067	0,656
Elem minőség	0,115	0,999	0,765	0,113

A posztprocesszási szakaszban az inverz biztonsági tényezőket vizsgáltuk az alkatrészen, amelyekhez a kompozitoknál széles körben elismert és alkalmazott feszültség

és deformációs energia, Puck, Tsai-Wu és Tsai-Hill tönkremeneteli kritériumokat összekapcsolva használtuk [15].

## 5. ALKALMAZOTT ANYAGOK ÉS BERENDEZÉSEK

Ebben a fejezetben a próbatetek gyártásához használt alapanyagok, gyártó-, illetve mérő berendezések kerülnek bemutatásra.

### 5.1. Alapanyag

Mátrixanyag: Onyx (PA6 szén rövidszállal erősítve).

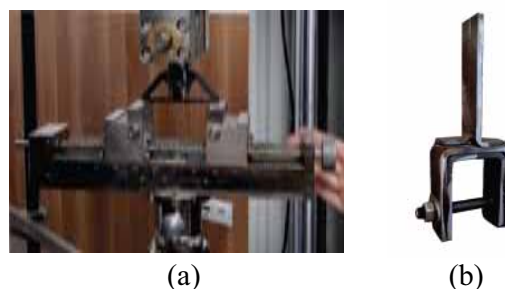
Erősítőanyag: Folytonos szénszál 1K roving (1000 elemi szál alkotja a köteget).

A komponensek anyagtulajdonságait irodalomból vettük [16], ezeket a 2. táblázatban foglaltuk össze.

2. táblázat: A szimulációhoz használt anyagtulajdonságok [16]

Tulajdonság	Irány	Szál köteg	Mátrix
Szakítószilárdság [MPa]	x	808,0	40
	y	38,8	
	z	5,3	
Szakadási nyúlás [%]	x	1,15	25
	y	1,30	
	z	0,83	
Rugalmassági modulus [GPa]	x	20,70	2,4
	y	1,32	
	z	1,54	
Nyomószilárdság [MPa]	x	275	-
	y	72	
	z	80	
Nyomó tönkremeneteli deformáció [%]	x	1,14	-
	y	1,50	
	z	1,05	
Nyírószilárdság [MPa]	xy	45,0	-
	xz	9,5	
	zy	12,8	
Nyíró rugalmassági modulus [GPa]	xy	1,86	-
	xz	0,49	
	zy	1,06	
Nyíró tönkremeneteli deformáció [%]	xy	5	-
	xz	5	
	zy	5	

A 3D-nyomtatást a BME Polimertechnika Tanszék laboratóriumában található Markforged Mark II típusú FFF rendszerű 3D nyomtatójával végeztük. A hajlítóvizsgálatot Zwick Z250 szakítógép segítségével végeztük (7. ábra: (a)), szobahőmérsékleten, 2mm/perc vizsgálati sebességgel. A mérésekhez olyan befogót terveztünk, amely lehetővé tette a nem szabványos próbatest geometria mérését (7. ábra: (b)).



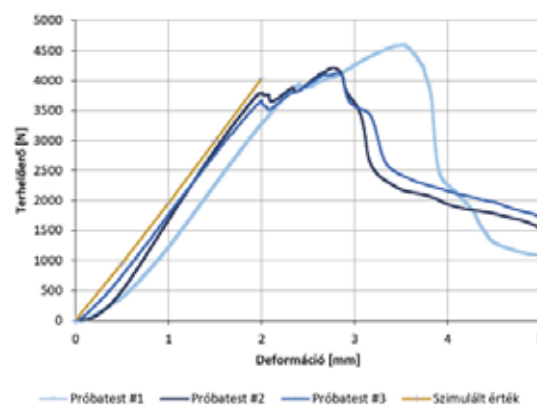
7. ábra: A mérés elrendezése (a), illetve a saját tervezésű és gyártású befogó (b)

## 6. EREDMÉNYEK

Ebben a fejezetben az általunk elvégzett vizsgálatokat és azok eredményeit mutatjuk be.

### 6.1. Merevségi vizsgálat

Az elvégzett szimulációk a hálófüggetlenség elérésével 2,4 %-os pontossággal jelezték előre az adott struktúra merevségét. Ennek a szemléltetésére a 8. ábra összehasonlító diagramja szolgál, míg a pontos merevségi értékeket a 3. táblázat tartalmazza.



8. ábra: Szimulált és mért adatok összehasonlítása

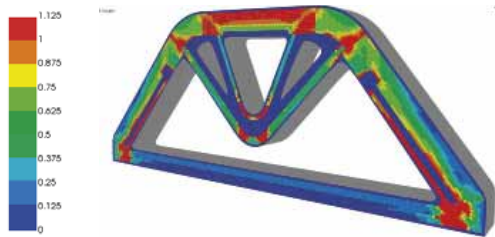
3. táblázat: Mérések összehasonlítása a szimulált eredményekkel

	Merevség [N/mm]	Eltérés [%]	Mesh elemszám
Mért (átlag)	2072 ± 4,2	-	-
Szimulált	2022	-2,4	278593

### 6.2. Tönkremenetel vizsgálata

A szimulációs eredmények piros részei mutatják, hogy hol várható tönkremenetel az alkatrészen belül, az inverz biztonsági tényező értéke ezeken a területeken haladja meg az 1-et. (9. ábra). Ez az előrejelzés a mérések során be is igazolódott. A próbatetek közül kettő az erőbevezetés helyén ment tönkre, ahol átszakadt az erőbevezetés alsó homlokléfelülete (10. ábra (a), piros karika), egy pedig berogyott a jobb

szélső erőfolyam-átvezetési területen (10. ábra (b), piros karika).



9. ábra: Tönkrementeli előrejelzés inverz biztonsági tényezők szemléltetésével (1 fölött tönkrementés)

Az eredmények azt jelzik, hogy a struktúra továbbfejlesztéséhez az adott tönkrementeli helyeken tovább kell erősíteni az alkatrészt.



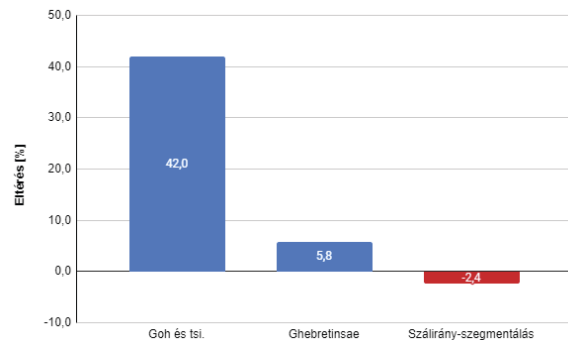
10. ábra: A piros karikák mutatják a próbatestek tönkrementeli helyeit. Átszakadás erőbevezetésnél (a) és berogyás az erőfolyam egyik törési pontjánál (b)

Megállapítható, hogy az általunk elvégzett szálirányszegmentációs szimulációk főleg a vizsgált profil merevségére adtak pontos becslést. Továbbá a tönkrementeli helyek előrejelzésére is alkalmazhatóak voltak, azok tönkrementeli jellegére, kritikus helyeire jó előrejelzést adtak.

## 7. ÖSSZEFOGLALÁS

Munkánkban három fő tervezési paraméter alakulását vizsgáltuk a méréseink és szimulációink során. Ezek az adott konstrukció merevsége, maximális teherbíróképessége, illetve deformációjának és tönkrementelének jellege. Elvégeztük egy topológiai optimalizációval létrehozott alkatrész szálérősítő struktúrájának megtervezését, majd ezt a struktúrát szimulációs módszerrel ellenőriztük. Az erősített geometriát legyártottuk és azon hárompontos hajlítással validációs méréseket végeztünk. A kapott eredményeket összehasonlítottuk a szimulációk eredményeivel. A szimulációkban kitértünk az alkatrész merevségi jellemzőire, tönkrementelére és deformációira. A kapott eredmények alapján kijelenthető, hogy az eddig publikált eredményekkel összehasonlítva [16, 17] pontosabb eljárással sikerült az FFF

technológiával előállított CFRP kompozitok hajlítómerevségét modellezni.



11. ábra: Irodalomban fellelhető hajlító igénybevétel szimulációk pontossága a saját eredményekkel összehasonlítva [16, 17]

## 8. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A cikk megjelenését az NKFIH OTKA K 138472 számú pályázat támogatta.

## 9. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Liu Y., Zwingmann B., Schlaich M.: Carbon fiber reinforced polymer for cable structures-a review. *Polymers*, 7, 2078–2099, 2015.
- [2] Gea H. C.: Topology optimization: A new micro-structure based design domain method. *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference, Part F1678*, 283–290, 1994.
- [3] Hassani B., Hinton E.: A review of homogenization and topology optimization III - Topology optimization using optimality criteria. *Computers and Structures*, 69, 739-756, 1998.
- [4] Chen Y., Ye L.: Topological design for 3D-printing of carbon fibre reinforced composite structural parts. *Composites Science and Technology*, 204, Paper ID: 108644, 2021.
- [5] Youn S. K., Park S. H.: A study on the shape extraction process in the structural topology optimization using homogenized material. *Computers and Structures*, 62, 527–538, 1997.
- [6] Hertlein N., Buskohl P. R., Gillman A., Vemaganti K., Anand S.: Generative adversarial network for early-stage design flexibility in topology optimization for additive manufacturing. *Journal of Manufacturing Systems*, 59, 675–685, 2021.
- [7] Jang S., Yoo S., Kang N.: Generative Design by Reinforcement Learning: Enhancing the Diversity of Topology Optimization Designs. *CAD Computer Aided Design*, 146, Paper ID: 103225, 2022.



- [8] Krish S.: A practical generative design method. CAD Computer Aided Design, 43, 88–100, 2011.
- [9] <http://www.techstorym2m.hu/az-airbus-bionikus-tervezessel-formalja-a-jovo-repuleset.html%20> (2022.10.10.)
- [10] Gebhardt H.: Additive Manufacturing /3D Printing, Hanser, München, 2016.
- [11] Gandhi U. N., Sebastian G., Osswald T. A., Song Y.: Discontinuous Fiber-Reinforced Composites, Hanser, München, 2020.
- [12] Papon E. A., Haque A., Mulani S. B.: Process optimization and stochastic modeling of void contents and mechanical properties in additively manufactured composites. Composites Part B: Engineering, 177, Paper ID: 107325, 2019.
- [13] Dutra T. A., Ferreira R. T. L., Resende H. B., Blinzler B. J., Larsson R.: Expanding puck and schurmann inter fiber fracture criterion for fiber reinforced thermoplastic 3D-printed composite materials. Materials, 13, Paper ID: 1653, 2020.
- [14] Chen Y., Ye L.: Topological design for 3D-printing of carbon fibre reinforced composite structural parts. Composites Science and Technology, 204, Paper ID: 108644, 2021.
- [15] Daniel I. M., Cho J. M., Werner B. T., Fenner J. S.: Mechanical behaviour and failure criteria of composite materials under static and dynamic loading. ICCM International Conferences on Composite Materials. Conference proceeding, p9, 2009.
- [16] Goh G. D., Toh W., Yap Y. L., Ng T. Y., Yeong W. Y.: Additively manufactured continuous carbon fiber-reinforced thermoplastic for topology optimized unmanned aerial vehicle structures. Composites Part B: Engineering, 216, Paper ID: 108840, 2021.
- [17] Ghebretinsae F.: Mechanical Testing And Finite Element Analysis Of 3D Printed Continuous Carbon Fiber Reinforced Onyx® Thermoplastic. Master thesis, Universitetet i Stavanger, Faculty of Science and Technology, 2019.

# A KENÉS HATÁSA CSAVARKÖTÉS CIKLIKUS MEGHÚZÁSA ÉS LAZÍTÁSA ESETÉN

## EFFECT OF LUBRICATION DURING CYCLIC TIGHTENING ON THE BOLT PRELOAD FORCE

Talal Alsardia, PhD student, alsardia@edu.bme.hu  
 Dr. László Lovas, associate professor, lovas.laszlo@kjk.bme.hu  
 BME Department of Railway Vehicles and Vehicle System Analysis

**ABSTRACT** This paper investigates how repeated tightening and loosening affects the generated preload in a bolted joint. Experiments were conducted on a zinc-coated bolt with three different diameter sizes. The torque tension relationship was compared experimentally of four lubrication types based on the torque coefficient factor.

### 1. INTRODUCTION

Threaded fasteners are widely used in many industrial applications due to their advantages. In a mechanical structure, the bolted joint is a typical fastener used to keep two or more mechanical elements together. This semi-permanent connection method is widely used, since it efficiently facilitates assembly/disassembly functionality at a low cost [1], [2]. When the bolt is tightened, the effect of the thread helical geometry generates tension in the bolt. This tension is called the preload force. The primary function of this tension is to prevent the separation of the joint components.

During the design stage, estimating a proper value of the preload force is a critical task to prevent joint failure. For a typical joint shown in Figure 1, Motosh [3] in his approach proposed that the input torque to the turning head has three components:

$$T_{input} = T_{Pitch} + T_{Underhead} + T_{Thread} \quad (1)$$

These components are equivalent to the following:

$$T_{Pitch} = F_{clamping} \left( \frac{P}{2\pi} \right) \quad (2)$$

$$T_{Underhead} = F_{clamping} \left( \frac{\mu D}{2} \right)_{underhead} \quad (3)$$

$$T_{Thread} = F_{clamping} \left( \mu_{Thread} \frac{D_{Thread}}{2 \cos \beta} \right) \quad (4)$$

In this expression the losses from the input torque  $T_{input}$  are to overcome two frictional torque components: the torque under the joint turning head  $T_{Underhead}$  and the torque at the threads level  $T_{Thread}$ . The remaining component  $T_{Pitch}$  is the torque responsible for generating the tension by stretching the bolt. The approximation of the three components are 50%, 40%, and 10%, respectively [2]

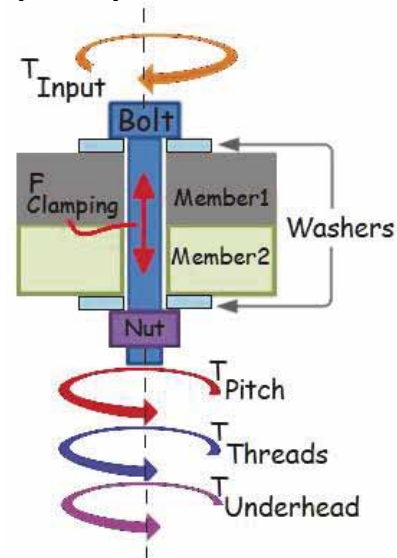


Figure 1. Typical bolted joint

Another representation for the torque-tension relationship, according to the DIN EN ISO 16047 [4] standard, can be given in equations (5) and (6).

$$T = F \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{P+1,154 \cdot \pi \cdot \mu_{th} \cdot d_2}{\pi-1,154 \cdot \mu_{th} \cdot \frac{P}{d_2}} + \mu_b \cdot \frac{D_o+d_h}{4} \right) \quad (5)$$

$$T = K \cdot F \cdot D \quad (6)$$

Equations (7) and (5) are derived based on the bolted joint geometrical and frictional parameters. On the other hand, Equation (6) is a short-form of the torque-preload relationship. It is empirically derived based on the bolt nominal diameter  $D$  and the experimentally measured *torque coefficient*  $K$ , also called the “*nut factor*”. Here,  $K$  is a dimensionless constant that combines the influence of all the variables that affect the preload ( $F$ ), even those not defined or complicated to quantify.

The reasonable preload force range depends on selecting a proper input torque value based on the bolt yield strength. To increase the bolting performance, it is essential to avoid undertightening and overtightening that eventually lead to joint failure, e.g., self-loosening and fatigue. Moreover, for safety reasons, bolt manufacturers prescribe not to reuse the bolt/nut once they are dismantled

This paper investigates the generated preload's behavior in a bolted joint when the same bolt is repeatedly tightened, loosened, and retightened using the same input torque. The test was made under different lubrication conditions. The investigation is considered as a simulation for the case when the fasteners are reused in some industrial applications.

## 2. EXPERIMENTAL SET-UP METHOD AND PRELOAD MEASUREMENT

The tests were conducted on bolt-nut pairs with a zinc-coated surface finish. Three distinct sizes: M6, M8, and M10, were used with a mating nut. Four lubrication cases were considered to simulate the impact of the joint contact surface quality. The preparation of the cases is as follows. The first one is the as-is, representing the out-of-the-box state, with no operation on the surface. For the remaining three cases, the bolts and nuts are cleaned using Loctite SF 7061 to have a surface free of contamination. The second, dry case is the cleaned and not lubricated one. Two types of lubricants were added to the cleaned surfaces, representing the third and fourth cases as follows: solid molybdenum disulphide powder ( $\text{MoS}_2$ ) and engine motor oil (15W-40). Twenty new bolts/nuts are assigned for each lubrication case for each bolt size.

The lubrication was added to the joint contact surfaces: at the threads and under the turning head (nut) only before the first tightening. A thin layer of the solid  $\text{MoS}_2$  powder was applied for the third case, and a few drops of

15W-40 oil were applied for the last case. The measurements and the data collection were realized similarly to that described in a previous paper [5].

Two torque control methods were used. A torque wrench was used for tightening the nut to a specific torque based on the bolt size. After the tightening was complete, a strain gauge with a data acquisition system was used to measure and record the peak force generated in the bolt; then, the nut was released. This process forms one cycle, and this cycle is repeated ten times for each bolt under the same torque value. A total of 240 new bolts/nuts were used in the experiments. Table 1 summarizes the geometrical and technical information and the calculated parameters for the tested bolts.

Table 1. Tested bolt specifications

Size	M6	M8	M10
Torque (N.m)	10	20	40
$d_1$ (mm)	5.188	7.188	9.188
$d_2$ (mm)	9.75	10.75	11.75
Metric thread profile angle, $\beta$ ( $^\circ$ )	60	60	60
computed friction angle $\rho'$ ( $^\circ$ )	6.587		
Thread lead angle $\alpha$ ( $^\circ$ )	4.386	3.168	3.168
Thread pitch (mm)	1.25	1.25	1.25
grade Bolt	8.8		
Nut	8		

## 3. RESULTS

### 3.1. Generated preload

The lubrication condition influences the initially generated preload force, as shown in Figure 2. Each bar in the diagram is labeled with the preload mean of twenty measurements. For the three different bolt sizes, the torque conversion to preload is enhanced when lubrication is added compared to as-is and dry cases. The initial preload is the lowest for the dry case. This means when the contact surface is free of any kind of lubrication, more torque is consumed to overcome friction. The highest preload mean based on the bolt size was for the following lubrication: oiled and  $\text{MoS}_2$  are almost the same for the M6,  $\text{MoS}_2$  for the M8, and oiled for the M10.

Figure 3 shows how the generated preload behaves during the tightening/unscrewing cycles. The following can be concluded:

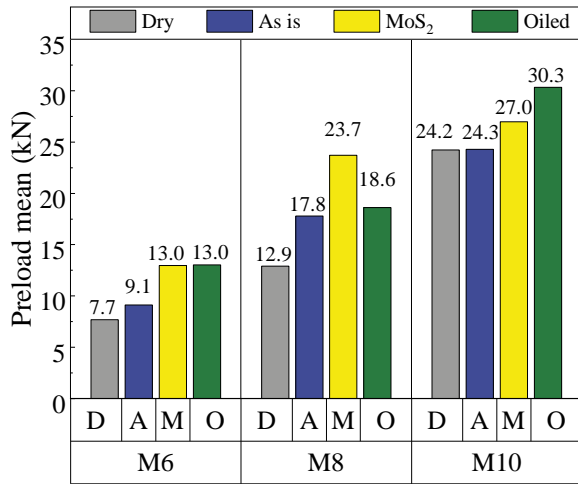


Figure 2. Initially generated preload force for the three diameters under different lubrication cases

1. Among different lubrications for each bolt size, the lowest bolting performance was for the dry case.
2. The generated preload for the as-is case is slightly better than the dry one. In contrast to the M10 size, they are almost identical, which can be related to the surface state of the out-of-the-box was clean surface (no contamination).
3. For the MoS<sub>2</sub> lubrication, the preload is enhanced. However, it keeps decreasing as a function of tightening numbers, in a similar trend to the as-is and dry lubrication.
4. Applying oil film gives the best bolting performance; the generated preload during the repetition for each size is almost stabilized around the first preload value.
5. For all diameters, there was a kind of surface wear-in period in the first 5-6 tightenings, where the successive preload forces decreased quickly. Then the preload force oscillated with a small amplitude around a constant value.

### 3.2. Nut factor $K$

To examine the relationship between the input torque and generated preload, the short-form equation (6) was used. The nut factor was calculated using the rearranged equation (7). The nut factor  $K$  was calculated for every tightening measurement. After that, the nut factor mean was computed for each bolt size under the four lubrication cases for each replication using equation (8).

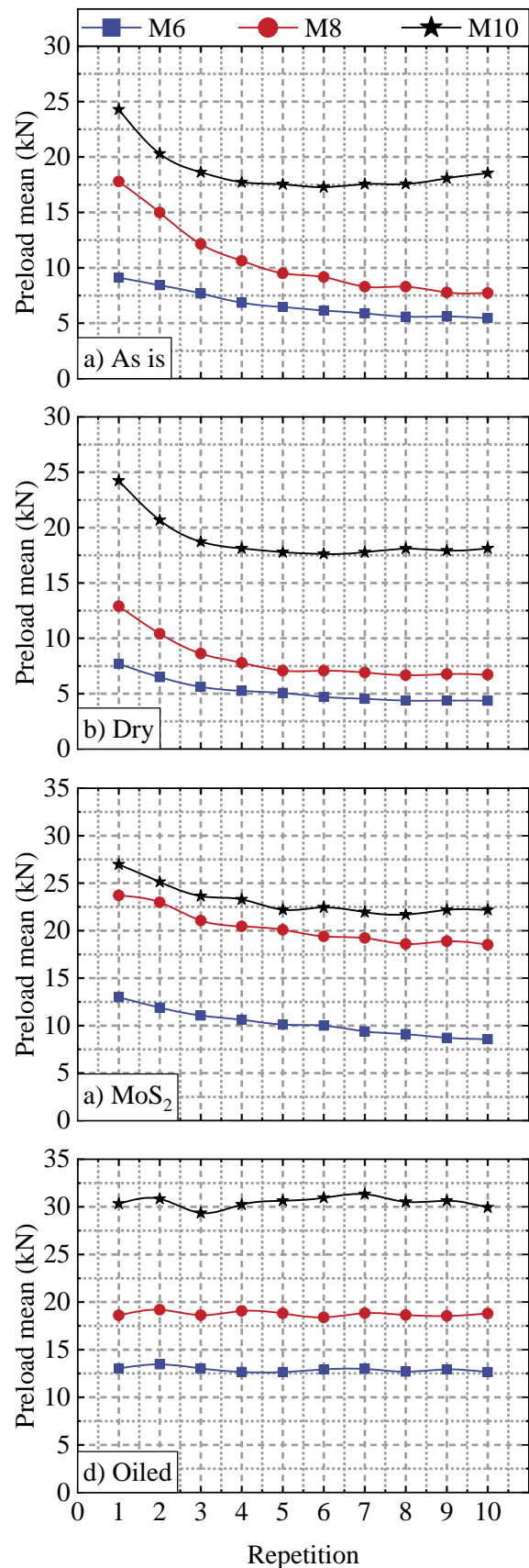


Figure 3. Preload variation during repeated tightening under different lubrication conditions



$$K = \frac{T_{input_D}}{D * F_{Measured_B}} \quad (7)$$

$$K_{Mean_R} = \frac{\sum_{B=1}^N \frac{T_{input_D}}{D * F_{Measured_B}}}{N} \quad (8)$$

In the equations,  $K$  is the nut factor.  $K_{Mean_R}$  represents the nut factor mean indexed by repetition  $R=1, 2, 3 \dots 10$ .  $B$  is the bolt number,  $N=20$  is the total number of tested bolts for each case, and  $D$  is the bolt nominal diameter.  $T_{input, D}$  indicates the input tightening torque for the bolt nominal diameter, and  $F_{Measured B}$  is the experimentally measured preload. In this investigation, the input torque is constant for each bolt size. It is not changed following the lubrication condition. Here, the measured preload and the calculated nut factor are inversely related; a higher nut factor indicates poor bolting performance and vice versa.

The range of the calculated nut factor during the ten repetitions is plotted as a box plot in Figure 4. The nut factor mean is grouped by different lubrication conditions for comparison purposes. The following remark can be made:

1. In the case of as-is lubrication, approximately 50% of the nut factor value is within (0.21-.31) for the size M6 and M8, while for the M10, it is (0.21-0.23).
2. After cleaning joint contact surfaces (dry case), the data spread is similar to the as-is for the M10, with a higher nut factor value such that 75% lies within (0.3-0.4) for M6 and M8
3. When the MoS<sub>2</sub> was used, the nut factor range is reduced (0.16- 0.20) for the M8 and M10, while the M6 was between (0.12-0.135).
4. For the oiled case, the stability of the tightening process during repetition can be seen for the three different bolt sizes; the nut factor data spread is minimal among other lubrications cases,  $K$  almost 0.1 for M6, and 0.135 for M8 and M10,

#### 4. CONCLUSION

The nut factor allows us to experimentally compare the outcomes of the tightening process without increasing the experiment's complexity. This method was used in this work to examine the effect of different joint contact surface states on the bolt preload under cyclic tightening. The type

and presence of lubrication film at the contact surfaces matter for enhancing the surface contact quality. This stabilizes the preload during the repeated tightening /release cycles. Before reusing a bolt/nut in the assembly, it is important to apply lubrication to minimize input torque losses.

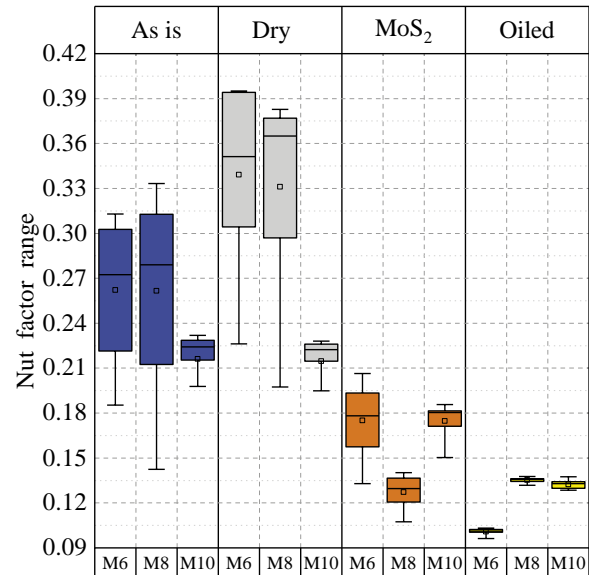


Figure 4 Nut factor range through the ten tightening repetitions

#### 5. REFERENCES

- [1] H. GONG, J. LIU, and H. FENG, "Review on anti-loosening methods for threaded fasteners," *Chinese J. Aeronaut.*, vol. 35, no. 2, pp. 47–61, 2022, DOI: 10.1016/J.CJA.2020.12.038.
- [2] J. H. Bickford, *An Introduction to the Design and Behaviour of Bolted Joints: Non-Gasketed Joints*, Fourth Edi. New York, NY, USA: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2007.
- [3] N. Motosh, "Development of design charts for bolts preloaded up to the plastic range," *J. Manuf. Sci. Eng. Trans. ASME*, vol. 98, no. 3, pp. 849–851, 1976, DOI: 10.1115/1.3439041.
- [4] ISO 16047, "Verbindungselemente – Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch (ISO 16047:2005); Deutsche Fassung EN ISO 16047:2005.," *Beuth Verlag Berlin, Ger.*, 2005.
- [5] T. Alsardía and L. Lovas, "BOLT PRELOAD VARIATION IN CYCLIC TIGHTENING," *GÉP*, vol. LXXII, no. 3–4, pp. 9–12, 2021.

# CNC ÜVEGFESTŐ BERENDEZÉS TERVEZÉSE

## DESIGN OF CNC GLASS PAINTING EQUIPMENT

Váradi Martina, BSc géptervező hallgató, Miskolci Egyetem  
Bihari Zoltán, PhD egyetemi docens, Miskolci Egyetem

### ABSTRACT

The advance of CNC technology in our century offers a wealth of automation and computer control possibilities that were previously unavailable to mankind. Machines are being used in more and more areas of our lives, and the arts are no exception. We can argue about whether the products created by machines can be considered true art, but let us not forget that behind all of them lies the work of the creative artist.

The goal of this publication is to present the design of a computer-controlled glass painting machine. Using this equipment, it is possible to draw the contours of an arbitrary pattern in a predefined colour.

### 1. BEVEZETÉS

A CNC technológia előretörése századunkban számtalan olyan automatizálási, számítógépes vezérlési lehetőséget kínál, amely eddig elérhetetlen volt az emberiség számára. Életünk egyre több területén találkozhatunk a gépek alkotásaival, nem képeznek kivételt ez alól a művészetek sem.

Vita tárgyát képezheti ugyan, hogy tekintendő-e valódi művészetnek a gépek által létrehozott termék, viszont ne felejtjük el azt, hogy ezek mindegyike mögött a kreatív művész munkája is ott van. Csupán az eszközök és az alkotás létrehozásának sebessége változott. Tudomásul kell azonban venni azt is, hogy az egyedi termékek, azok egyedi kézjegyeivel háttérbe szorultak.

Ennek a publikációnak a célja egy számítógéppel vezérelt üvegfestő berendezés megtervezésének bemutatása. A szerkezet működése egy 3D nyomtató berendezéshez nagyon hasonló lesz azzal a különbséggel, hogy egy extruder speciális üvegfestéket fog az üveglapra felvinni, egyetlen rétegben. Ez az ún. kontúr festék ellenáll a kémiai és fizikai hatásoknak egyaránt. Alkalmazásával lehetővé válik egy adott kép vagy minta körvonalának a megrajzolása a betöltött árnyalatú festékkel. A kontúron belüli színezés a száradást követően vékony ecsettel viszonylag gyorsan, esztétikusan elvégezhető.

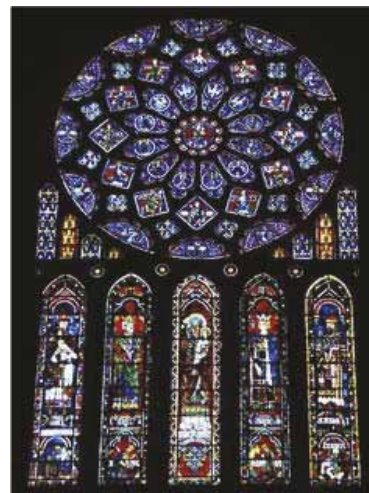
### 2. TÖRTÉNETI VISSZATEKINTÉS

Az üvegfestés egyes technikái már az egyiptomiak számára is ismertek voltak. Egyedi dísz tárgyak az aranyfóliás üvegmuzeumból, amely a legegyszerűbb „üvegfestő technikával” készült. Két áttetsző üveglap közé egy olyan aranyfóliát helyeztek el, ami ábrázolt valamit, így tulajdonképpen nem is került sor az üvegfestésre [3]. Az ókori bizánciak viszont már festett kis méretű üvegdarabokból készítettek falmozaikokat. Egyes darabokat arany vagy ezüst zománcreteggel is bevonják, így mikor átszűrődött rajtuk a napfény, még különlegesebb hatást értek el [3].



1. ábra- Üvegmózaik kép

Az üvegfestés művészete megfigyelhető a 13. századi gótikus katedrálisok üveglapjain is.



2. ábra - Gótikus üveglapok

Itt azonban eltérő üvegfestő technikát alkalmaztak. „Az üveget porrá tört, könnyen olvadó üvegréteggel vonták be, mely felhevítve már oly alacsony hőfoknál olvad, melynél az alapul szolgáló üvegtárgy még nem puhul meg. A színes üveglakok elkészítésének legrégebb módja az volt, hogy a festményt rajz szerint kivágott, színes üvegdarabokból az úgynevezett ablaklómmal illesztették össze.” [3]

Később elkezdtek többféle festékkel is dolgozni és árnyékolni a színeket. A festett ablakok a 19. század végén és a századfordulón éltek virágkorukat.

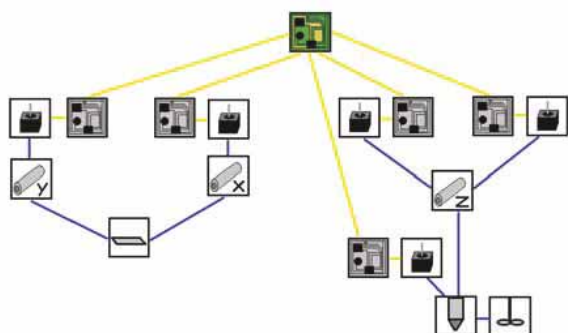
### 3. KONCEPCIONÁLIS TERVEZÉS

#### I. változat

Az első megoldásváltozat esetében a munkaasztal XY (vízszintes) tengelyek mentén mozog. Mind az X, mind az Y irányú mozgás megvalósításához szükség van egy-egy léptetőmotorra és ezek vezérlőegységeire, amelyek egy központi vezérlőegységre vannak kapcsolva. Ez a vízszintes mozgás megvalósítható fogasszíf hajtással és lineáris csúszó - vagy gördülő csapágyakkal.

A festékadagoló fej ebben az esetben a Z (függőleges) tengely mentén mozog. A mozgáshoz szükség van két léptetőmotorra és ezek vezérlőegységeire, amelyek szintén a központi vezérlőegységre kapcsolódnak. Ez a mozgás menetes orsó-anya kapcsolattal megoldható.

A festékadagolás csigás adagolóval és festékkeverő beépítésével valósítható meg. Ebben az esetben is szükség van egy léptetőmotorra és annak vezérlőegységére.

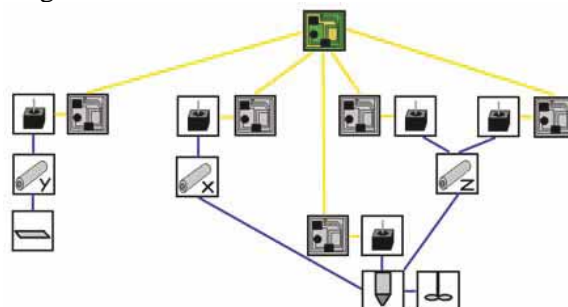


3. ábra - I. megoldásváltozat

#### II. változat

A második megoldásváltozat esetében a munkaasztal csak az Y tengely mentén mozog. Megvalósítása az első megoldásváltozatban leírtak szerint történik.

A festékadagoló fej a X és a Z tengelyek mentén mozog ebben az esetben. Megvalósítása az első megoldásváltozatban leírtakhoz hasonlóan történik. A festékadagolás szintén az első megoldásváltozatban leírtak szerint csigás adagolóval és festékkeverő beépítésével valósítható meg.

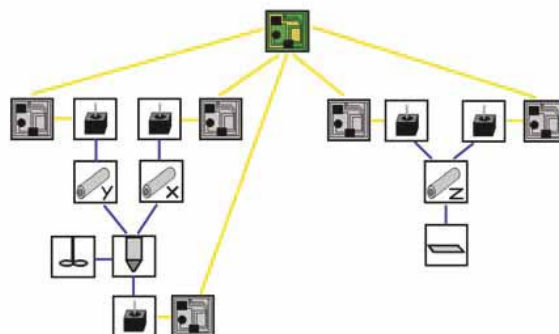


4. ábra - II. megoldásváltozat

#### III. változat

A harmadik megoldásváltozat esetében a munkaasztal a Z tengely mentén mozog. Megvalósításához szükség van két léptetőmotorra és azok vezérlőegységeire. Ez a mozgás a korábbi megoldásokhoz hasonlóan kivitelezhető menetes orsó-anya kapcsolattal, illetve egy-egy tengelykapcsolóval, ami a léptetőmotor nyomatékát továbbítja az orsó tengelyére. A mozgás pontossága, finomsága a menetemelkedés megfelelő megválasztásával befolyásolható.

A festékadagoló fej az X és Y tengelyek mentén mozog. A vízszintes irányú mozgások léptetőmotorral megvalósíthatók. A lineáris mozgás megoldható fogasszíf hajtással és lineáris csúszó vagy gördülő csapágyakkal, amint az első megoldásváltozat esetében az asztal mozgásánál már láhattuk. A festék-adagolás szintén az első megoldásváltozatban leírtak szerint csigás adagolóval és festékkeverő beépítésével történik.

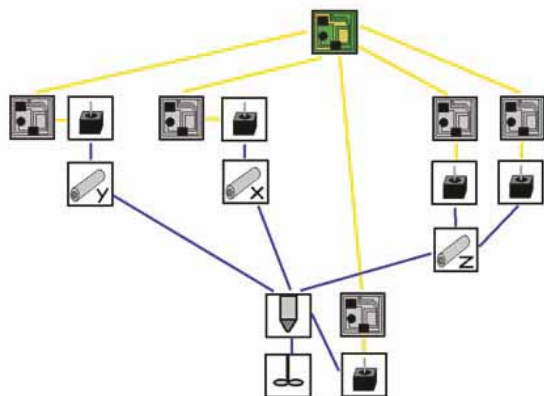


5. ábra - III. megoldásváltozat



#### IV. változat

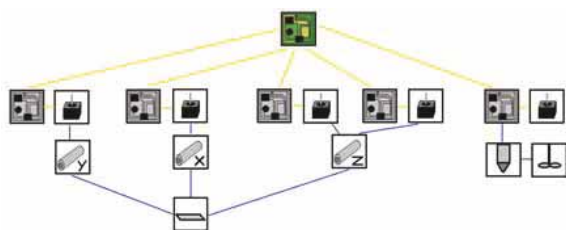
A negyedik megoldásváltozat esetében a munkasztal rögzített, nem végez semmilyen irányú mozgást. A festékadagoló fej végzi az X, Y és Z tengely menti mozgást is. A vízszintes irányú mozgások megvalósítása a korábbi megoldásokban leírtak szerint történik. A festékadagolás szintén az első megoldásváltozatban leírtak szerint csigás adagolóval és festékkerő beépítésével történik.



6. ábra - IV. megoldásváltozat

#### V. változat

Az ötödik megoldásváltozat esetében a festékadagoló fejet rögzítettem, így nem végez semmilyen irányú mozgást. A festékadagolás ebben az esetben is az első megoldásváltozatban leírtak szerinti csigás adagolóval és festékkerő beépítésével történik. Ekkor a munkasztal végzi az X, Y és Z tengely menti mozgást. A vízszintes irányú mozgások megvalósítása a korábbi megoldásokban leírtak szerint történik.



7. ábra - V. megoldásváltozat

#### 4. ÉRTÉKELÉS [1]

Az értékelés a súlyozásos értékelés módszerével történt. A módszer szerint az értékelő szempontokat rangsorolni kell úgy, hogy 0-1 (vagy 0-100) közötti értékekkel minősítsük az egyes szempontokat olyan módon, hogy az így szétosztott pontszámok összértéke nem haladhatja meg az 1-et (vagy 100-at). Az egyes megoldásváltozatokat az

értékelő szempontok szerint 1-5-ig osztályozzuk. Ezután a megoldásokra az egyes szempontok szerint adott pontszámokat megszorozzuk a szempontok előzetesen megállapított értékeivel. Így az ún. súlyozott értékelemzését végezzük el. A módszer részletes bemutatásától terjedelmi korlátok miatt eltekintünk.

##### 4.1. Az értékelés szempontjai

- **Pontosság:** a festés pontosságát kifejező adat
- **Egyszerűség:** a berendezés összetettségét jellemző adat
- **Gazdaságosság:** a berendezés gyártási és összeállítási költségeit kifejező adat
- **Kezelhetőség:** a berendezés használatának, kezelésének a bonyolultságát jellemző adat
- **Karbantarthatóság:** a karbantartás költségeit és gyakoriságát kifejező adat

Az értékelemzés eredménye alapján a negyedik megoldásváltozat bizonyult a leginkább megfelelőnek annál is inkább, mert ebben az esetben nagyobb méretű, fix helyzetű ablaktáblák előfestésére is alkalmas lesz a berendezés.

Az elemzés szerint a IV. változat maximális pontszámot kapott a pontosságra, egyszerűsége és a kezelhetőségre, viszont alacsonyabb pontszámot a gazdaságosságra, illetve a karbantarthatóságra.

#### 5. KONSTRUKCIÓS TERVEZÉS

A konstrukciós tervezés során 4 fő területre javasolt koncentrálni: a festékadagoló fej, a vázszerkezet, mozgásmegvalósító elemek és a vezérlés.

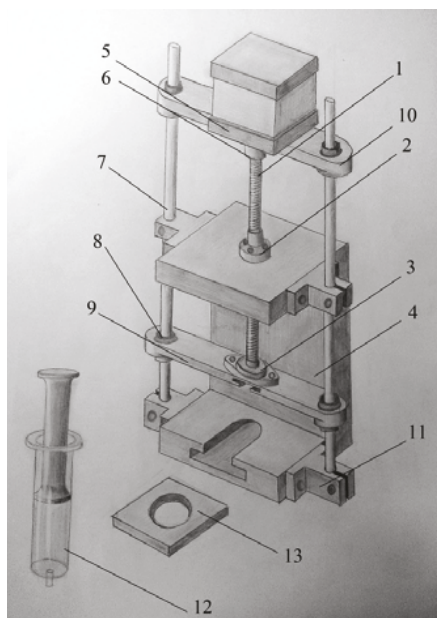
##### 5.1. Festékadagoló

A festékadagoló fej első változatának konstrukciós kialakítása egy szabadkézi vázlat formájában készült el. A festékadagolást egy dugattyús szerkezet (12) végzi, amely egy léptetőmotorra (5) csatlakoztatott trapézmenetes orsó anyá kapcsolattal (1), (2) mozgatható. A megfelelő megvezetésekről a (7) jelű köracél tengelyek, valamint (8) jelű lineáris csapágyak gondoskodnak. A trapézmenetes orsó (1) felső vége egy rugalmas tengelykapcsolóval (6) csatlakozik a léptetőmotor tengelyéhez, az alsó vége pedig egy talpcsapágyban (3) végződik.

A Miskolci Egyetemen működő Prototípusgyártók Öntevékeny Köre támogatásával a

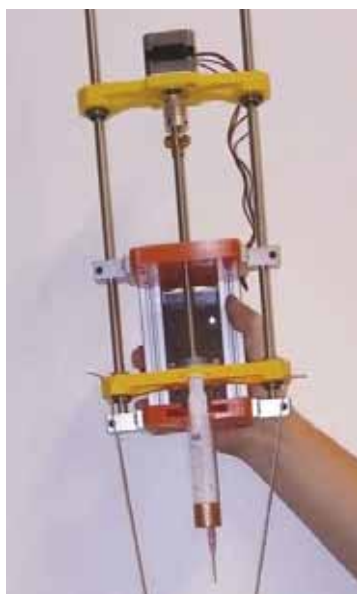


szükséges alkatrészek 3D nyomtatás technológiával készültek el. A megfelelő merevséget 2020 méretű Bosch kompatibilis alumínium gépépítő profilok biztosították. Az alumínium profilok, valamint a 3D nyomtatott műanyag alkatrészek szinte kivétel nélkül feszített kötéssel csatlakoznak egymáshoz, amelyeket belső kulcsnyílású csavarok biztosítanak.



8. ábra - Előzetes szabadkézi vázlat

Az összeszerelt adagoló esetén méréssel, illetve számítással határoztuk meg azt a szükséges erőt és nyomatékot, amely a festék kipréseléséhez szükséges.



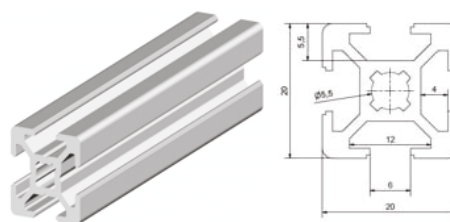
9. ábra – A terhelőerő mérésének folyamata

A mérésre digitális erőmérőt alkalmaztunk, a tervezési nyomaték meghatározásához

az egymás után elvégzett mérések eredményei közül a legnagyobb értéket vettük referenciának. Ez alapján történt a léptetőmotor kiválasztása oly módon, hogy a motor névleges nyomatéka a szükséges terhelő nyomaték legalább háromszorosa legyen. Ezzel biztosítottuk, a különböző viszkozitású festékek használata esetén is az üzembiztos extrudálást.

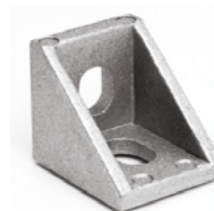
### 5.2. A vázszerkezet

Az üvegfestő berendezés vázszerkezete 20x20 mm-es alumínium profilokból áll. Ez azért előnyös, mert az alumínium profilok rendkívül könnyűek és viszonylag nagy merevség mellett a legjelentősebb tulajdonságuk az egyszerű szerelhetőségük. Ez a rajtuk kialakított szabványos hornyoknak és központi furatnak köszönhető. Anyaguk és geometriájuk miatt könnyen darabolhatók és szükség esetén furatot is létre lehet hozni rajtuk.



10. ábra - Alumínium profil és méretei

A szerelést még is egyszerűbbé teszik a kifejezetten ehhez a profilhoz gyártott kötőelemek. A kereskedelmi forgalomban ezeknek a kötőelemeknek széles választéka megtalálható. A profilok sarkainak összekötésére szolgáló kötőelemek közül többfajta megoldás is létezik. Egyik a derékszögű összekötő elem vagy más néven sarokelem. Ennek többféle funkciója is lehet, azonban a klasszikus, gyártói katalógus által javasolt megoldás alkalmazása nem hoz létre feszített kötést az alumínium profilok között, ezért alkalmazása kerülendő minden olyan esetben, amikor létezik alternatív megoldás, amely az egyes elemeket egymáshoz feszítve erősebb kötést eredményezhet.



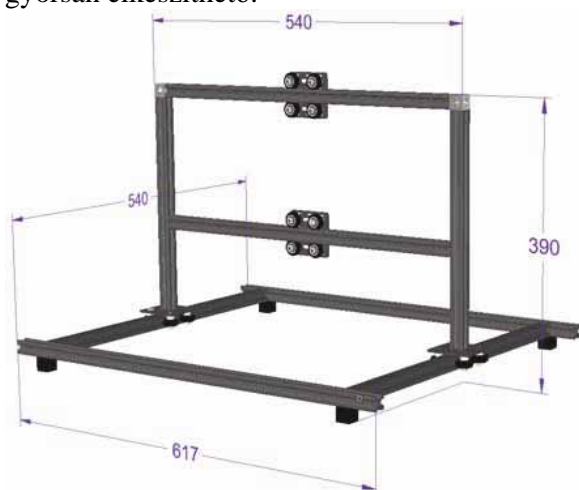
11. ábra – Sarokelem

A sarokelem helyett kedvezőbb tulajdonságokkal rendelkezik az ún. 3D, vagy 2D kocka összekötő. Ez az összekötő elem lehetővé teszi, hogy kettő, vagy akár három alumínium profilt összekössünk.



12. ábra - Kocka összekötő elem és szerelése

A katalógusból választott elemek segítségével a vázszerkezet számítógépes modellje gyorsan elkészíthető.



13. ábra - A vázszerkezet és befoglaló méretei

### 5.3. A mozgások megvalósítása

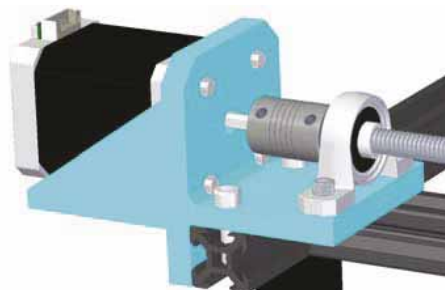
A megtervezett üvegfestő mindhárom irányú mozgását (X, Y és Z) a festékadagoló fej végzi. A vízszintes mozgásokat trapézmenetes orsó és anya kapcsolattal oldottuk meg, amelyeket léptetőmotorok hajtanak meg. A megfelelő megvezetésről KP08 típusú csapágyházba épített 608ZZ számú csapágyak gondoskodnak.



14. ábra - KP08 csapágyház mélyhornyú golyóscsapággal

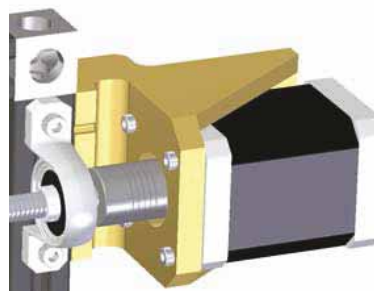
Az orsó forgatásához szükséges nyomatékot léptetőmotor biztosítja. A nyomaték továbbítására, valamint a tengelyhibák kiküszöbölésére rugalmas tengelykapcsolót alkalmaztunk.

A mozgások megvezetését kereskedelmi forgalomban megvásárolható görgő egységek biztosítják (13. ábra). Ezek egy speciális alumínium profil, az ún. V-slot profil hornyában futnak, excenterrel, valamint csavarkötés segítségével holtjáték mentesíthető a két elem kapcsolata.



15. ábra - Léptetőmotor csatlakoztatása

Az Y irányú vízszintes mozgás lényeges részei az előzőekhez hasonlóan egy darab léptetőmotor, egy trapézmenetes orsó, egy anya, egy tengelykapcsoló, egy görgő és egy-egy csapágy.



16. ábra - Léptetőmotor tartó

A nyomatékot biztosító léptetőmotor rögzítéséhez egy egyedi gyártású és 3D nyomtatott tartóelemre volt szükség (16. ábra).



17. ábra - A festékadagoló fej rögzítése

A 17. ábrán a festékadagoló fej csatlakozása látható a görgőkhöz, illetve a vázszerkezethez. Stabilitási problémák miatt dupla sines megoldást kellett alkalmazni. A két görgő egy alumínium lemezzel mereven egymáshoz kötött, a festékadagoló fej pedig ehhez a lemezhez csatlakozik. A kész szerkezet 3D-s modellje a 18. ábrán látható.



18. ábra – Az elkészült modell

## 6. ÖSSZEGZÉS

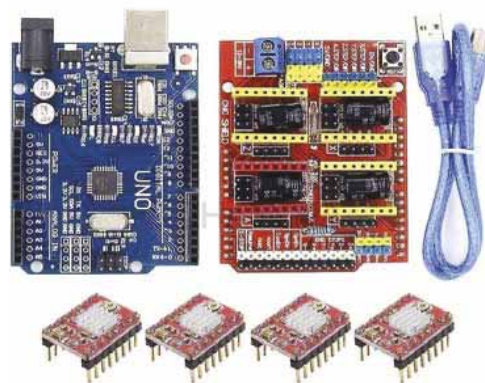
A bemutatott munka egy újszerű, kereskedelmi forgalomban nem kapható üvegfestő robot mechanikai felépítését tartalmazza. A működőképes prototípus megvalósítása folyamatban van (19. ábra).



19. ábra – A megépült prototípus

A használathoz szükséges vezérlés megvalósítható akár egy viszonylag olcsóbb árfekvésű Arduino mikrokontroller alkalmazásával is.

Az elegánsabb megoldás azonban – amely a felhasználóbarát felületet is biztosítja – egy bármilyen típusú 3D nyomtató vezérlője lehet. Az erre telepített nyílt forráskódú Marlin szoftver segítségével a mozgás paraméterei (pozíció, sebesség, gyorsulás) érintőképernyős kezelőfelületen keresztül könnyen beállíthatók, illetve működés közben felülbírálnak, módosíthatók.



20. ábra - Arduino UNO mikrokontroller és motorvezérlők [13]

## IRODALOM

- [1] Kamondi, L.: Tervezélmélet, Phare HU0008-02, Miskolc 2003.
- [2] <https://palyaorientacio.munka.hu/Files/Mappak/uevegfesto.pdf>
- [3] <https://tutigaleria.freewb.hu/az-uevegfestes-tortenete/>
- [4] <https://www.ceglass.eu/hu/festesi-eljarasok>
- [5] [http://moodle.autolab.unipanon.hu/Mecha\\_tananyag/mikrovezerlok\\_programozasa/ch24.html](http://moodle.autolab.unipanon.hu/Mecha_tananyag/mikrovezerlok_programozasa/ch24.html)
- [6] [http://qtp.hu/elektro/leptetomotor\\_mukodese.php](http://qtp.hu/elektro/leptetomotor_mukodese.php)
- [7] [https://variometrum.hu/leptetomotor-kategoria/3Nm\\_Leptetomotor\\_Bipolaris\\_Hibrid](https://variometrum.hu/leptetomotor-kategoria/3Nm_Leptetomotor_Bipolaris_Hibrid)
- [8] <https://cserviktamas.wordpress.com/2019/02/02/csavarkotesek/>
- [9] <https://www.cncworld.hu>
- [10] <https://eur.vevor.com/wood-engraving-machine-c>
- [11] <https://www.3djake.hu/creality-3d-nyomtatok-es-alkatreszek/>
- [12] <https://www.3dprintingmedia.network/mycusini-print2taste-chocolate-3d-printer/>
- [13] <https://www.doitsmart.hu/index.php/termek/cnc-shield-v3-leptetomotor-vezerlo-arduino-uno-hoz/>

## KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ézúton szeretném megköszönni a Fath Kft. eddigi támogatását, valamint a Miskolci Egyetem Terplán Zénó Szakkollégiumának a prototípus legyártásához nyújtott anyagi segítségét.

Ez a cikk a Hallgatói Tudományos Diákköri (TDK) tevékenységhez köthető publikációs pályázat támogatásával készült.



# KÚPKERÉK FOGFELÜLETEK MATEMATIKAI MODELLEZÉSE VÉGESELEMES VIZSGÁLATHOZ

## MATHEMATICAL MODEL OF SPIRAL BEVEL GEARS FOR FINITE ELEMENT ANALYSIS

Várkuli Miklós PhD hallgató, Vadászné Bognár Gabriella DSc, Szente József PhD

### ABSTRACT

Finite element tests are an integral part of gear design. For this tool to be truly effective, an accurate CAD model of gears is needed having mathematical models of theoretical tooth surfaces. The latter task requires accurate modeling of manufacturing with the tools of mathematics. In this study, we perform mathematical modeling of bevel gear tooth surfaces. Theoretical surfaces are given by the points of a surface mesh. We create the tooth surfaces by fitting a surface to the point cloud in CAD software. After further processing in the CAD software, we obtain the model required for finite element tests.

### 1. BEVEZETÉS

A fogaskerék hajtópárok fejlesztésének elengedhetetlen eszközei a végeselemes vizsgálatok (VEM), melyekkel a fogfelületek kapcsolódását, a deformáció hordképre gyakorolt hatását ellenőrizzük, valamint a teherbírás szempontjából mértékadó feszültségeket határozzuk meg.

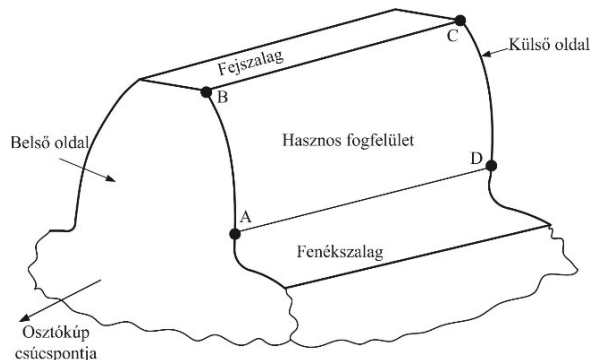
A VEM alapja a fogaskerek CAD modellje, melynek előállításához ismerni kell az elméletileg pontos fogfelületeket. Ezeket a gyártási eljárások matematikai modellezésével tudjuk előállítani. Gyakorlatban a fogfelületeket a VEM számára véges számú pontalhalmazzal, diszkrét értékekkel adjuk meg. A pontok egy felülethálót (grid) adnak. Felmerülhet a kérdés, hogy hány pontra van szükségünk? Kiindulásként tekinthetjük a fogazatok koordináta mérőgépen (CMM) történő mérését, ahol az ellenőrzéshez 45 pontot használnak. Ez a fogoldalak leírására alkalmazható a VEM modellezéshez is, azonban előfordulhat, hogy olyan pontsorozatra van szükségünk, amelyik a fogárok metszeteiként adódik, vagyis a két fogoldal és a fogtőgörbe pontjait is tartalmazza.

A tanulmányban ívelt fogú kúpkerekek fogfelületeinek matematikai modellezését mutatjuk be. A hálópontokat a hasznos fogfelületre

adjuk meg. A felületmodelleket CAD programmal dolgozzuk fel a végeselemes vizsgálathoz.

### 2. A PONTHÁLÓ FELVÉTELE

Egy adott fogaskerék fogfelülete a két fogvég, a fejkúp és a fogtő felület közötti terület. Ez látható az 1. ábrán. A hálópontok felvétele során [1] ajánlását követjük, figyelembe véve, hogy a működés szempontjából hasznos felületet a két fogvég, a saját fejkúp és a kapcsolódó kerék fejkúpja határolja. Utóbbi alkalmazásával a valós fogfelületnél enyhén kisebb felületet jelölünk ki, ugyanakkor a határoló pontok meghatározása egyszerűsödik, kizárólag geometriai adatoktól függ. Ezzel szemben a valós fogfelület behatárolása csak a gyártás matematikai modellezése során lehetséges.



1. ábra. A hasznos fogfelület értelmezése

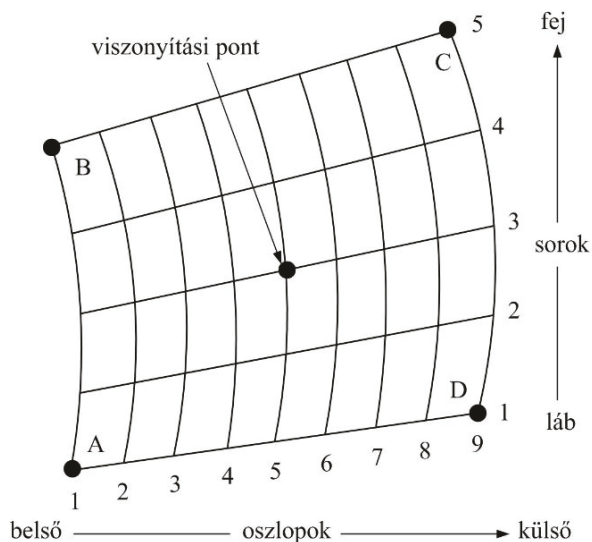
A jelölt területen belül egy 5 sorból és 9 oszlopból álló „mátrixot” alkotnak a pontok a 2. ábrának megfelelően.

### 3. A HÁLÓPONTOK KOORDINÁTÁINAK MEGHATÁROZÁSA

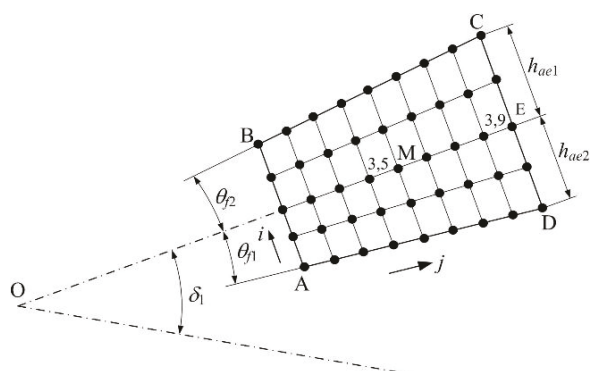
A felülethálót alkotó pontokat poláris koordinátarendszerben fogjuk megadni. A koordinátarendszer origója a kúpkerek osztókúpjának O csücspontja. Az M viszonyítási pont (3,5) az osztókúpalkotón lévő, a középső osztókúphossz-



hoz tartozó pont, melynek sugárirányú koordinátája  $R_{3,5} = R_m \sin \delta_1$ , tengelyirányú koordinátája pedig  $L_{3,5} = R_m \cos \delta_1$ . Az OE távolság az  $R_e$  osztókúphossz. A 3. ábrán  $h_{ae1}$  és  $h_{ae2}$  a fogaskerék-pár fejmagasságai,  $\theta_{f1}$  és  $\theta_{f2}$  a foglábsszögek,  $\delta_1$  a kisebb kúpkerék osztókúpszöge.



2. ábra. A hálópontok sorokba és oszlopokba rendezése



3. ábra. A hálópontok elhelyezése a kisebb kúpkerék fogfelületén

A határoló pontok koordinátái a következők:

$$\begin{aligned} R_C &= R_e \sin \delta_1 + h_{ae1} \cos \delta_1, \\ L_C &= R_e \cos \delta_1 - h_{ae1} \sin \delta_1. \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} R_D &= R_e \sin \delta_1 - h_{ae2} \cos \delta_1, \\ L_D &= R_e \cos \delta_1 + h_{ae2} \sin \delta_1. \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} R_A &= R_D + b(\tan \theta_{f1} \cos \delta_1 - \sin \delta_1), \\ L_A &= L_D - b(\tan \theta_{f1} \sin \delta_1 + \cos \delta_1). \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} R_B &= R_C - b(\tan \theta_{f2} \cos \delta_1 + \sin \delta_1), \\ L_B &= L_C + b(\tan \theta_{f2} \sin \delta_1 - \cos \delta_1). \end{aligned} \quad (4)$$

A hálópontok koordinátáit az alábbi módon számíthatjuk:

$$\begin{aligned} R_{i,j} &= R_A + (i-1)\Delta r_i + \\ &+ \frac{j-1}{8} [R_D - R_A + (i-1)(\Delta r_e - \Delta r_i)], \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} L_{i,j} &= L_A - (i-1)\Delta l_i + \\ &+ \frac{j-1}{8} [L_D - L_A - (i-1)(\Delta l_e - \Delta l_i)]. \end{aligned} \quad (6)$$

Itt

$$\Delta r_i = \frac{R_B - R_A}{4}, \quad \Delta r_e = \frac{R_C - R_D}{4}, \quad (7)$$

továbbá

$$\Delta l_i = \frac{L_A - L_B}{4}, \quad \Delta l_e = \frac{L_D - L_C}{4}. \quad (8)$$

A pontok azonosításához  $i = 1 \dots 5, j = 1 \dots 9$ .

#### 4. A FOGFELÜLET MATEMATIKAI MODELLEZÉSE

A fogaskerék fogfelületek matematikai modellezését Litvin [2, 3, 4] munkái alapozták meg.

A kúpkerék fogfelületek matematikai modellezéséhez a következő adatok, ill. előzetes számítások szükségesek:

- a kúpkerék geometriai adatai
- szerszámadatok: késfejsugár, kések profil-szöge, a két fogoldalt megmunkáló kések egymáshoz viszonyított helyzete
- gépbeállítási adatok: a szerszám és a munkadarab egymáshoz viszonyított helyzete a szerszámgépen
- mozgásvizonyok: a szerszám és a munkadarab összehangolt mozgása a gyártás során.

A Gleason-féle ívelt fogú kúpkerékek gyártásakor a forgácsolás a szerszám (késfej) forgó mozgásából adódik. Ez a mozgás független a fogfelület alakját meghatározó egyéb mozgásoktól. A szerszám forgácsoló élei a forgás során egy forgásfelületet súrolnak, amit származtató felületnek nevezünk. A származtató felület helyvektora két paraméterrel írható le:

$$\mathbf{r}_{ck}(s_k, \theta_k). \quad (9)$$

Mivel a származtató felület más a domború és más a homorú fogoldal esetén, a paraméterek is különbözőek lehetnek, vagyis  $k = d$  a domború és  $k = h$  a homorú fogoldalra.

A származtató felület a viszonylagos mozgásban egy felületsereget eredményez, mely a munkadarabhoz kötött, origójával az osztókúp csúcspontjában elhelyezett koordináta-rendszerben a következő:

$$\mathbf{r}_k(s_k, \theta_k, \psi_k) = \mathbf{M}_k(\psi_k) \mathbf{r}_{ck}(s_k, \theta_k). \quad (10)$$

Itt  $\mathbf{M}_k$  a transzformáció mátrixa,  $\psi_k$  az összehangolt mozgás paramétere.

A fogfelület előállításához kapcsolatot kell találnunk a felületsereg 3 paramétere között. Ennek egyik lehetséges módja a parciális deriváltak előállítása és a következő egyenlet megoldása:

$$\left( \frac{\partial \mathbf{r}_k}{\partial s_k} \times \frac{\partial \mathbf{r}_k}{\partial \theta_k} \right) \cdot \frac{\partial \mathbf{r}_k}{\partial \psi_k} = f(s_k, \theta_k, \psi_k) = 0. \quad (11)$$

Itt a baloldal első, zárójeles tagja a pillanatnyi érintkezési pontbeli normális, a második a relatív sebességgel arányos mennyiség, ugyanabban a pontban.

A (11) egyenlet megoldásából előállított paraméter-kapcsolat felhasználásával a kúpkerék fogfelületének egyenlete az alábbi formában rendelkezésünkre áll:

$$\mathbf{r}_k(\theta_k, \psi_k) = \mathbf{r}_k(s_k(\theta_k, \psi_k), \theta_k, \psi_k). \quad (12)$$

A (9) egyenlet kapcsán tett megjegyzésünknek megfelelően a (12) egyenlet érvényes mindkét fogoldalra azzal a kikötéssel, hogy az egyes paramétereket az aktuális fogoldalnak megfelelően kell figyelembe venni, vagyis  $k = d$  a domború és  $k = h$  a homorú fogoldalra.

## 5. A FOGFELÜLET KOORDINÁTÁI A HÁLÓPONTOKBAN

(12) helyvektor a koordinátákkal megadva a következő:

$$\mathbf{r}_k(\theta_k, \psi_k) = \begin{bmatrix} x_k(\theta_k, \psi_k) \\ y_k(\theta_k, \psi_k) \\ z_k(\theta_k, \psi_k) \end{bmatrix}. \quad (13)$$

A fogfelületen lévő tetszőleges pont helye meghatározható a következő, nem lineáris egyenletrendszer megoldásával.

$$\begin{aligned} [x_k(\theta_k, \psi_k)]^2 + [y_k(\theta_k, \psi_k)]^2 &= R^2, \\ z_k(\theta_k, \psi_k) &= L. \end{aligned} \quad (14)$$

Itt  $R$  a pont távolsága a tengelyvonalától,  $L$  pedig a pont távolsága az origótól, a tengelyvonal mentén.

(14) egyenletrendszer megoldásaként a  $\theta$  és  $\psi$  paraméterek rendelkezésre állnak, így a fogfelületi pont koordinátái meghatározhatók.

Most helyettesítsük (14) egyenletekbe a hálópontok (5) és (6) szerinti koordinátáit.

$$\begin{aligned} [x_k(\theta_k, \psi_k)]^2 + [y_k(\theta_k, \psi_k)]^2 &= R_{i,j}^2, \\ z_k(\theta_k, \psi_k) &= L_{i,j}. \end{aligned} \quad (15)$$

(15) egyenleteket az összes hálópontokra alkalmazva, mindkét fogoldalra 45 egyenletrendszert kell megoldanunk, melynek révén fogoldalanként 45  $\theta$  és 45  $\psi$  értéket kapunk. Ezeket jelölje  $\theta_{di,j}$ ,  $\psi_{di,j}$ ,  $\theta_{hi,j}$ ,  $\psi_{hi,j}$ . A paraméter értékek behelyettesítésével a fogfelületeken lévő hálópontok koordinátái a következők:

$$\begin{aligned} x_{di,j}(\theta_{di,j}, \psi_{di,j}), \quad y_{di,j}(\theta_{di,j}, \psi_{di,j}), \\ z_{di,j}(\theta_{di,j}, \psi_{di,j}) &= L_{i,j}. \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} x_{hi,j}(\theta_{hi,j}, \psi_{hi,j}), \quad y_{hi,j}(\theta_{hi,j}, \psi_{hi,j}), \\ z_{hi,j}(\theta_{hi,j}, \psi_{hi,j}) &= L_{i,j}. \end{aligned} \quad (17)$$

## 6. ALKALMAZÁSI PÉLDA

A bemutatott módszer gyakorlati alkalmazására számpéldát dolgoztunk ki. A vizsgált kúpkerék körív fogirányvonalú ívelt fogú kúpkerék, melynek geometriai adatait az 1. táblázat tartalmazza.

1. táblázat. A vizsgált kúpkerék adatai

Megnevezés	Jel	Adat
Fogszám	$N$	30
Külső homlokmodul, mm	$m_{te}$	4,791
Fogszélesség, mm	$b$	40
Normál profilszög, °	$\alpha_n$	20
Középső foghajlásszög, °	$\beta_m$	30
Külső osztókúphossz, mm	$R_e$	235,01
Középső osztókúphossz, mm	$R_m$	215,01
Osztókörátmérő, mm	$d_{ae}$	143,73
Külső fejmagasság, mm	$h_{ae}$	3,69
Külső lábmagasság, mm	$h_{fe}$	5,16
Késfejsugár, mm	$r_c$	114,3
Késfej fejszalagszélesség, mm	$P_w$	2,286
Osztókúpszög, °	$\delta$	17,8
Fejkúpszög, °	$\delta_a$	17,9667
Lábkúpszög, °	$\delta_f$	17,6333
Foglábszög, °	$\theta_f$	0,1667
Foghajlás iránya		bal

A táblázatban nem szereplő, de a számításokhoz szükséges további adatokat [5] alapján határoztuk meg. A 3. fejezetben bemutatott módszerrel meghatározott hálópontok koordinátáit a 2. és a 3. táblázat foglalja össze.

2. táblázat. A hálópontok sugárirányú koordinátái

$R$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	55.8969	57.4115	58.9261	60.4408	61.9554	63.47	64.9846	66.4993	68.0139
2	57.6767	59.1983	60.7198	62.2414	63.7629	65.2845	66.806	68.3276	69.8491
3	59.4565	60.985	62.5135	64.042	65.5704	67.0989	68.6274	70.1559	71.6844
4	61.2364	62.7718	64.3072	65.8426	67.378	68.9134	70.4488	71.9842	73.5196
5	63.0162	64.5585	66.1008	67.6432	69.1855	70.7278	72.2702	73.8125	75.3548

3. táblázat. A hálópontok tengelyirányú koordinátái

$L$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	186.868	191.633	196.398	201.163	205.928	210.694	215.459	220.224	224.989
2	186.297	191.06	195.822	200.585	205.348	210.111	214.874	219.637	224.4
3	185.725	190.486	195.246	200.007	204.768	209.528	214.289	219.05	223.81
4	185.154	189.912	194.671	199.429	204.187	208.946	213.704	218.463	223.221
5	184.582	189.339	194.095	198.851	203.607	208.363	213.12	217.876	222.632

(15) egyenletrendszer megoldásából a hálópontok domború fogfelületen lévő  $x_d$  és  $y_d$  koordinátáit a 4. és az 5. táblázat, a homorú fogfelületen lévő  $x_h$  és  $y_h$  koordinátáit a 6. és a 7. táblázat tartalmazza. A  $z_d$  és a  $z_h$  koordináták azonosak a hálópontok  $L$  koordinátájával.

4. táblázat. Hálópontokhoz tartozó  $x$  koordináták a domború fogfelületen

$x_d$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	55.5	57.2	58.86	60.44	61.92	63.28	64.48	65.47	66.22
2	57.31	59.02	60.67	62.24	63.71	65.04	66.21	67.16	67.85
3	59.15	60.85	62.48	64.04	65.48	66.78	67.9	68.8	69.43
4	61	62.68	64.3	65.83	67.24	68.5	69.57	70.41	70.96
5	62.85	64.51	66.1	67.6	68.97	70.18	71.2	71.97	72.44

5. táblázat. Hálópontokhoz tartozó  $y$  koordináták a domború fogfelületen

$y_d$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	6.648	4.903	2.886	0.5867	-2.006	-4.904	-8.114	-11.65	-15.52
2	6.453	4.618	2.504	0.1023	-2.599	-5.61	-8.94	-12.6	-16.6
3	6.024	4.109	1.909	-0.5851	-3.385	-6.5	-9.942	-13.72	-17.84
4	5.404	3.414	1.134	-1.448	-4.341	-7.556	-11.1	-14.99	-19.23
5	4.613	2.552	0.1942	-2.471	-5.454	-8.764	-12.41	-16.4	-20.75

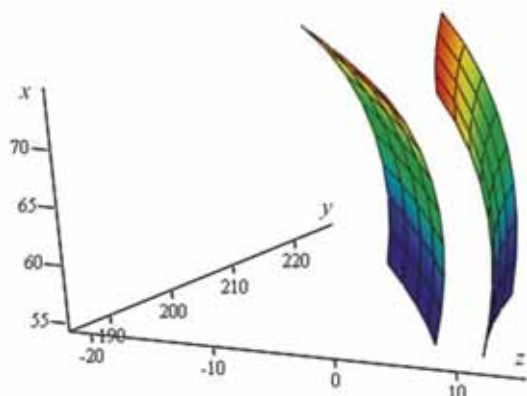
6. táblázat. Hálópontokhoz tartozó  $x$  koordináták a homorú fogfelületen

$x_h$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	54.90	56.73	58.53	60.27	61.92	63.46	64.86	66.08	67.07
2	56.57	58.43	60.26	62.02	63.71	65.28	66.71	67.96	68.98
3	58.19	60.09	61.95	63.76	65.48	67.10	68.57	69.86	70.92
4	59.76	61.70	63.61	65.46	67.24	68.90	70.42	71.76	72.87
5	61.28	63.27	65.23	67.14	68.97	70.69	72.26	73.66	74.83

7. táblázat. Hálópontokhoz tartozó  $y$  koordináták a homorú fogfelületen

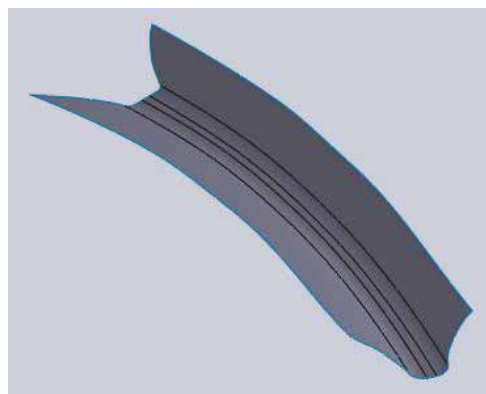
$y_h$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	10.52	8.808	6.827	4.567	2.017	-0.8351	-4	-7.488	-11.31
2	11.24	9.496	7.484	5.187	2.595	-0.3044	-3.522	-7.068	-10.95
3	12.21	10.43	8.375	6.031	3.386	0.4303	-2.849	-6.463	-10.42
4	13.36	11.55	9.444	7.049	4.349	1.331	-2.014	-5.699	-9.734
5	14.68	12.82	10.67	8.22	5.461	2.381	-1.034	-4.793	-8.908

A két fogfelület hálópontok alapján képezett modellje a 4. ábrán látható, a munkadarabhoz kötött koordináta-rendszerben.



4. ábra. A két fogfelület felületmodellje

A pontthalmazként rendelkezésre álló fogfelületeket CAD programmal feldolgozva előállítottuk a fogárok héjmodelljét (5. ábra), majd azt felhasználva a kúpkerék testmodelljét (6. ábra).



5. ábra. A fogárok felületmodellje





6. ábra. A kúpkerék testmodellje

## 7. ÖSSZEFOGLALÁS

Kúpkerékek elméleti fogfelületeinek meghatározására a gyártást leíró matematikai modellt készítettünk. A fogfelületek matematikai modellezése a gyakorlat számára diszkrét pontok megadásával történik. A felületet tetszés szerinti számú ponttal „behálózhatjuk”. A módszer gyakorlatban való alkalmazására számpéldát dolgoztunk ki, egy ívelt fogú kúpkerék adatait felhasználva. Példánkban a hálópontok számát a koordináta-mérőgépeken történő ellenőrzéshez ajánlott 45-re vettük fel. Kijelöltük a hálópontokat és meghatároztuk azok koordinátáit, majd előállítottuk az adott pontokban mindkét fogoldal elméleti fogfelületének koordinátáit. A koordinátákkal jellemzett pontfelhőt CAD szoftverrel feldolgozva megkaptuk a fogfelületek CAD modelljeit, melyek a kúpkerék testmodelljét felépítve a végső elemes vizsgálatokhoz alapul szolgálnak.

## 8. IRODALOM

- [1] ANSI/AGMA 2009-B01: *Bevel Gear Classification, Tolerances, and Measuring Methods*. American Gear Manufacturers Association, 2009. p. 76.
- [2] Litvin., F. L.: *Theory of Gearing*. NASA RP 1212. 1989. p. 490.
- [3] Litvin., F. L.: *Gear Geometry and Applied Theory*. Prentice Hall. 1994. p. 724.
- [4] Litvin., F. L.; Fuentes, A.: *Gear Geometry and Applied Theory*. Second Edition. Cambridge University Press. 2004. p. 818.
- [5] ANSI/AGMA 2005-D03: *Design Manual for Bevel Gears*. American Gear Manufacturers Association, 2006. p. 102.



# CONTENTS

<i>1. Ahmad Dughmi, Prof. Dr. László Kátai:</i> A REVIEW OF THE GENERATIVE DESIGN METHOD .....	5	<i>12. Dr. Ferenc János Szabó:</i> SIGMOID CURVES IN PRODUCT DESIGN .....	52
<i>2. Judit Albert, Dr. Ágnes Takács:</i> OPTIMISATION METHODOLOGY FOR STRUCTURAL DESIGN OF THERMOELECTRIC MODULES .....	11	<i>13. J. Balázs Kriston, Dr. Károly Jálics:</i> VIBRATION SIGNAL BASED INVESTIGATION OF MOTOR VEHICLE TRANSMISSION FAILURE .....	56
<i>3. Sándor Apáti, Dr. György Hegedűs:</i> DESIGN OF EQUIPMENT SUITABLE FOR MEASURING THE NATURAL FREQUENCY OF ROTATING SHAFT .....	15	<i>14. Imre Marada, Dr. János Bihari:</i> EXPERIENCES WITH 3D PRINTING OF SMALL PLASTIC GEARS USING FDM AND SLA METHODS .....	60
<i>4. Ayham Aljawabrah, Dr. László Lovas:</i> DYNAMIC MODELING OF AN ELECTROMECHANICAL GEARSHIFT ACTUATOR .....	19	<i>15. Péter Balaskó, dr. László Ferenczy, László Ferenczy, dr. Rudolf Postásy, Csaba Postásy:</i> DEVELOPMENT OF COMPUTER-INTEGRATED, ROBOTCONTROLLED FLEXIBLE MANUFACTURING CELL FOR SMALL AND MEDIUM PRODUCTION BATCHES .....	66
<i>5. Prof. Dr. István Ecsedi, Dr. Attila Baksa, Dr. Ákos József Lengyel:</i> APPROXIMATE SOLUTION OF SAINT-VENANT TORSION OF CYLINDRICALLY ORTHOTROPIC BAR WITH SQUARE CROSS SECTION .....	23	<i>16. Gyula Szabó, Dr. Károly Váradi:</i> APPLICATION OF THE DISPLACEMENT COUPLING TECHNIQUE FOR MODELLING OF UNIAXIAL TENSION OF A CORD-RUBBER COMPOSITE TUBE SAMPLE .....	76
<i>6. Dr. János Bihari , Imre Fignár, Zsolt Tóbis:</i> IDENTIFICATION AND MANAGEMENT OF RISKS IN THE DESIGN OF MACHINES .....	27	<i>17. Bence Boldizsár Szederkényi, Dr. Tamás Turcsán, Dr. Norbert Krisztián Kovács, Dr. Tibor Czigány:</i> FINITE ELEMENT ANALYSIS OF CONTINUOUS FIBER-REINFORCED COMPOSITES MADE BY ADDITIVE MANUFACTURING .....	82
<i>7. Bálint Csehi, Dr. Zoltán Bihari:</i> 3D PRINTER STRUCTURE ANALYSIS AND IMPROVEMENT OPTIONS .....	31	<i>18. Talal Alsardia, Dr. László Lovas:</i> EFFECT OF LUBRICATION DURING CYCLIC TIGHTENING ON THE BOLT PRELOAD FORCE .....	88
<i>8. Dr. Csaba Dömötör:</i> SPECIAL SOLUTIONS IMPLEMENTING TRIZ PRINCIPLES .....	37	<i>19. Martina Váradi, Dr. Zoltán Bihari:</i> DESIGN OF CNC GLASS PAINTING EQUIPMENT .....	92
<i>9. Dr. Péter Ficzer, Dr. Lajos Borbás:</i> INVESTIGATION OF THE PRESSING PROCESS OF RAILWAY WHEELS USING OPTICAL PHOTOSTRESS ANALYSIS .....	41	<i>20. Miklós Várkuli, Prof. Dr. Bognár Gabriella Vadászné, Dr. József Szente:</i> MATHEMATICAL MODEL OF SPIRAL BEVEL GEARS FOR FINITE ELEMENT ANALYSIS .....	98
<i>10. Prof. Dr. László Kátai, Dr. Péter Gárdonyi:</i> EXAMINATION OF PRELOADED BOLTED JOINT TIGHTENING TORQUE .....	45		
<i>11. Dr. Ferenc Orbán, Sándor Fenyvesi, Gyula Ferenc Vasvári:</i> ECONOMICAL DESIGN OF FLAT ENDS IN PRESSURE VESSELS .....	49		

# GÉP

## INFORMATIVE JOURNAL

for Technics, Enterprises, Investments, Sales, Research-Development, Market of the Scientific Society of  
Mechanical Engineering

Dr. Döbröczöni Ádám

**President of Editorial Board**

Vesza József

**General Editor**

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

**Deputy**

Dr. Barkóczy István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czitán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Szűcs Edit

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

**DEAR READER,**

Allow me to present a brief 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 Tégglás 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. He advised that the evaluation of the construction should also be addressed, as several studies dealing with the design methodology, mainly in West Germany, have been published in recent years. The authors of 15 papers argued for a coherent, productive and efficient construction work in the proceedings of the meeting. After the 1975 event, the Conference of Leading Designers was transformed into the National Seminar of Machine Designers in 1977.

During the last decade of the 20th century, the Hungarian industry was radically transformed; producer and consumer have changed places, the depreciated consumer goods became equal to machines and means of production, and the word product was added to the dictionary of machine designers. The designers recognised that a product is anything that is of interest or interest can be aroused. The organizers of the seminar understood that the engineers at the beginning of their career are also happy to attend regular professional gatherings and would be happy to publish their papers in a reliable place and format, in our case with the support of the Scientific Association for Mechanical Engineering.

The Seminar of Machine Designers and Product Developers took place from the beginning at the Headquarters of the Committee of the Hungarian Academy of Science in Miskolc. The articles are published in printed form on journal GÉP with the support of Gazdász Ltd. Thanks for that.

Allow the Dear Reader a personal voice at the end of the greeting. The organization work of our seminar would not be effective without the support of the managers, lecturers and non-lecturers of the Institute of Machine and Product Design (formerly the Department of Machine Elements) of the University of Miskolc. We are also personally grateful for the encouragement, criticism and work to Professor Dr. Gabriella Bognár, director of the institute, Dr. Ádám Döbröczöni, professor emeritus and Gere Aranka economic administrator.

*Dr. Csaba Dömötör  
Secretary of the Seminar*

Managing Editor: Vesza József. Editor's address: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.

Phone: +36-30/9-450-270 • 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://eshop.posta.hu/storefront/), via e-mail: hirlapelofizetes@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

**The published articles have been reviewed.**

The publication is supported by the National Cultural Fund of Hungary



# Géptervezők és Termékfejlesztők XXXVIII. Szemináriuma

Miskolc, 2022. november 10 (csütörtök) – 11 (péntek)

## – PROGRAM –

- Időpont: 2022.11.10. Csütörtök 10:00-12:00 (Plenáris ülés)**  
**Helyszín: MTA Székház, Miskolc, Erzsébet tér 3., Díszterem (I. emelet)**  
**Elnök: Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella**
- 10:00 - 10:10 Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella egyetemi tanár ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **MEGNYITÓ**
- 10:10 - 10:55 **BOTKA IMRE-DÍJ ÁTADÓ ÜNNEPSÉG**  
Köszöntők  
A Botka Imre-díj története  
Botka Imre életrajzának ismertetése  
A Díjazott életrajzának ismertetése  
A Díj átadása
- 11:00 - 11:40 Dr. habil. Döbröczöni Ádám professor emeritus ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **Nem kapcsolódó, de „összeillő” szakmai emlékek az NME Gépelemek Tanszékének múltjából: „A Dsut-7x63 távkábel pászmasodró gépsor” és a „Fogaskerek-bolygóművek”**
- 11:40 - 12:00 Dr. habil. Horváth Sándor c. egyetemi tanár Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar: **Emlékezzünk a 100 éve elhunyt Bánki Donátra**
- 12:45 - 13:20 Ebéd a szeminárium regisztrált résztvevőinek
- Időpont: 2022.11.10. Csütörtök 14:00-17:00 (1. Szakmai szekció)**  
**Helyszín: MTA Székház, Miskolc, Erzsébet tér 3., Díszterem (I. emelet)**  
**Elnök: Dr. Sarka Ferenc • Társelnök: Dr. Lovas László**
- 14:00 - 14:15 Dr. Sarka Ferenc associate professor University of Miskolc: **Modelling possibilities of bolted joints using finite element method**
- 14:15 - 14:30 Albert Judit PhD student University of Miskolc: **The VIKOR algorithm in material decision support**
- 14:30 - 14:45 Albert Judit PhD student University of Miskolc: **Optimization of the Design process of a Peltier module**
- 14:45 - 15:00 Borsodi Eszter PhD student, Dr. Takács Ágnes associate professor University of Miskolc: **Generative design: an overview and its relationship to Artificial Intelligence**
- 15:00 - 15:15 Ayham Aljawabrah PhD student, Dr. Lovas László associate professor, BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék: **Dynamic modeling of an electromechanical gearshift actuator**
- 15:15 - 15:30 Talal Alwardia PhD student, Dr. Lovas László associate professor, BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék: **Effect of lubrication during cyclic tightening on the bolt preload force**
- 15:30 - 15:45 Alzghoul Mohammad PhD student, Dr. Ferenc Sarka associate professor, Dr. Ferenc János Szabó associate professor University of Miskolc: **A Spindle System Analysis Using Systems Receptance Coupling Approach**
- 15:45 - 16:00 Alzghoul Mohammad PhD student, Dr. Ferenc Sarka associate professor, Dr. Ferenc János Szabó associate professor University of Miskolc: **Analytical and Experimental Techniques for Chatter Prediction, Suppression and Avoidance in Turning - Literature Survey**
- 16:00 - 16:15 Ahmad Yasser Dakhel PhD student, Dr. János Lukács professor Institute of Materials Science and Technology University of Miskolc: **Full-scale tests of transporting pipeline sections - A review and consequences to our investigations**
- 16:15 - 16:30 Ahmad Yasser Dakhel PhD student, Dr. János Lukács professor Institute of Materials Science and Technology University of Miskolc: **Fatigue and burst tests on transporting pipeline sections under internal pressure and external bending**
- Időpont: 2022.11.10. Csütörtök 14:00-17:00 (2. Szakmai szekció)**  
**Helyszín: MTA Székház, Miskolc, Erzsébet tér 3., Deák terem (I. emelet)**  
**Elnök: Dr. Dömötör Csaba**
- 14:00 - 14:15 Dr. Ficzer Péter, egyetemi docens, BME Vasúti Járművek és Járműrendszeranalízis Tanszék, Dr. Borbás Lajos, címzetes egyetemi tanár, EDUTUS Egyetem, Műszaki Intézet: **Vasúti kerekek préselési folyamatának vizsgálata feszültségoptikai analízis segítségével**
- 14:15 - 14:30 Dr. habil. Döbröczöni Ádám professor emeritus ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **Emlékek Terplán Zénó hallgatói múltjából**
- 14:30 - 14:45 Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella egyetemi tanár ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **Nanofolyadékok viszkozitási modelljei Einsteintől napjainkig**
- 14:45 - 15:00 Szabó Gyula tanszéki mérnök, Prof. Váradi Károly professor emeritus BME Gép-és Terméktervezés Tanszék: **Száltekeresztelt kompozit tömlő egytengelyű húzásának végeeselemes mikromodellje**
- 15:00 - 15:15 Szederkényi Bence Boldizsár PhD hallgató, Dr. Kovács Norbert Krisztián egyetemi adjunktus, Dr. Czigány Tibor egyetemi tanár BME Polimertechnika Tanszék, Dr. Turcsán Tamás Szimulációs csoportvezető eCon Engineering Kft.: **Additív gyártástechnológiával készített, folytonos szállal erősített kompozitok szimulációs elemzése**
- 15:15 - 15:30 Dr. Dömötör Csaba egyetemi docens ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **TRIZ alapelveket megvalósító különleges megoldások**
- 15:30 - 15:45 Dr. Bihari János egyetemi docens, Tóbis Zsolt mesteroktató ME Gép- és terméktervezési Intézet, Fignár Imre ügyvezető, HD-Tools Kft: **Kockázatok azonosítása és kezelése a gépészeti tervezésben**
- 15:45 - 16:00 Albert Judit PhD hallgató ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **Csőpótlás anyagválasztási folyamata VIKOR algoritmussal**
- 16:00 - 16:15 Albert Judit PhD hallgató ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **Az MCDM módszer alkalmazása az anyagválasztásban az optimális tervezés érdekében: Áttekintés**
- 16:15 - 16:30 Arvai Tamás BSc géptervező hallgató ME Gép- és Terméktervezési Intézet: **Nagy nyomású légfegyver készítése**
- Időpont: 2022.11.11. Péntek 9:00-12:30 (3. Szakmai szekció)**  
**Helyszín: MTA Székház, Miskolc, Erzsébet tér 3., Díszterem (I. emelet)**  
**Elnök: Dr. Szabó Ferenc János**
- 9:00 - 9:15 Dr. Szabó Ferenc János egyetemi docens ME Gép-és Terméktervezési Intézet: **Szigmoid görbék a terméktervezésben**
- 9:15 - 9:30 Holló Mihály mérnökség vezető, Christophe Barbe projekt mérnök, Szelence Kft: **VOC pontforrások csökkentése tömítésvizsgáló berendezésekkel**
- 9:30 - 9:45 Dr. Ecsedi István professor emeritus, Dr. Baksa Attila egyetemi docens, Dr. Lengyel Ákos adjunktus ME Műszaki Mechanikai Intézet: **Approximate solution of Saint-Venant torsion of cylindrically orthotropic bar with square cross section**
- 9:45 - 10:00 Csehi Bálint MSc géptervező hallgató, Dr. Bihari Zoltán egyetemi docens ME Gép-és Terméktervezési Intézet: **3D nyomtató szerkezeti analízise és fejlesztésének irányai**
- 10:00 - 10:15 Váradi Martina BSc géptervező hallgató, Dr. Bihari Zoltán egyetemi docens ME Gép-és Terméktervezési Intézet: **CNC üvegfestő berendezés tervezése**
- 10:15 - 10:30 Kriston József Balázs PhD hallgató, Dr. Jálics Károly egyetemi docens, ME Gép-és Terméktervezési Intézet: **Gépjármű sebességváltó meghibásodásának rezgésjeleken alapuló vizsgálata**
- 10:30 - 10:45 Marada Imre PhD hallgató, Dr. Bihari János egyetemi docens ME Gép-és Terméktervezési Intézet: **A kisméretű műanyag fogaskerekűk FDM és SLA elven történő 3D nyomtatása során szerzett tapasztalatok**
- 10:45 - 11:00 Pusta Jalalova PhD student, Prof. Dr. Maria Berkes Maros full professor University of Miskolc, Institute of Materials Science and Technology: **Effect of application of advanced complex nitride coatings on the scratch and wear resistance of the X153CrMoV12 tool steel**
- 11:00 - 11:15 Iyad Fawzi Yousef Al-Najjar PhD student, Dr. Jálics Károly associate professor University of Miskolc: **Analytical and Experimental Study of Beam Bending Vibration**
- 11:15 - 11:30 Meknassi Raid Fekreddine PhD student University of Miskolc, Dr. Béres Gábor assistant professor John von Neumann University, GAMF, Dr. Lukács Zsolt associate professor University of Miskolc: **Prediction of strain distribution during the plane strain tensile test based on artificial neural networks**
- 11:30 - 11:45 Prof. Gabriella Vadaszne Bognar full professor, Zainab Ali PhD student University of Miskolc: **CFD Study of the effect of surface roughness on the ship resistance**
- 11:45 - 12:00 Apáti Sándor PhD hallgató, Dr. Hegedűs György egyetemi docens Miskolci Egyetem, Szerszámgépészeti és Mechatronikai Intézet: **Forgó tengely sajátfrekvenciájának mérésére alkalmas berendezés tervezése**
- 12:00 - 12:05 **ZÁRSZÓ**

