

**MISKOLCI EGYETEM**  
**GÉPÉSZMÉRNÖKI ÉS INFORMATIKAI KAR**



**KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREK SPECIÁLIS TERVEZÉSI**  
**KÉRDÉSEINEK KUTATÁSA**

PHD ÉRTEKEZÉS

Készítette:

**Marada Imre**  
okleveles gépészmérnök

**SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA**  
**GÉPEK ÉS SZERKEZETEK TERVEZÉSE TÉMATERÜLET**  
**GÉPEK ÉS ELEMEIK TERVEZÉSE TÉMACSOPORT**

Doktori iskola vezető:

**Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella**  
egyetemi tanár

Témacsoport vezető:

**Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella**  
egyetemi tanár

Témavezető:

**Dr. Bihari János**  
egyetemi docens

**Miskolc**  
**2026**



## TARTALOMJEGYZÉK

<b>TARTALOMJEGYZÉK</b> .....	<b>I</b>
<b>TÉMAVEZETŐI AJÁNLÁS</b> .....	<b>III</b>
<b>JELÖLÉSEK- ÉS RÖVIDÍTÉSEK JEGYZÉKE</b> .....	<b>IV</b>
<b>1. BEVEZETÉS</b> .....	<b>6</b>
1.1. <i>A kisméretű műanyag fogaskerekek</i> .....	6
1.2. <i>A kutatási célkitűzések</i> .....	7
<b>2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS</b> .....	<b>8</b>
2.1. <i>A fogaskerekek</i> .....	8
2.2. <i>A fogaskerekek pontosságának méréses ellenőrzésére használható paraméterek</i> .....	8
2.2.1. <i>A fogvastagság</i> .....	8
2.2.2. <i>Az osztás</i> .....	9
2.2.3. <i>A fogmagasság és a fejmagasság</i> .....	9
2.3. <i>A műanyagok alkalmazása fogaskerekek anyagaként</i> .....	10
2.4. <i>A kisméretű műanyag fogaskerekek gyártása</i> .....	10
2.5. <i>A 3D nyomtatás</i> .....	11
2.6. <i>A műanyag fogaskerekek tönkremenetelének okai</i> .....	12
2.7. <i>A kisméretű műanyag fogaskerekek hibái</i> .....	13
2.8. <i>A kisméretű műanyag fogaskerekek hibáinak vizsgálata az átforgatási nyomaték mérésével</i> .....	14
2.9. <i>A fogtőfeszültség és a felületi Hertz-feszültség számítása műanyag fogaskerekek esetén</i> .....	15
2.9.1. <i>A fogtőfeszültség</i> .....	15
2.9.2. <i>A felületi feszültség</i> .....	16
2.10. <i>A műanyag fogaskerekek üzem közbeni hőmérsékletének és melegedésének meghatározására szolgáló képletek bemutatása</i> .....	17
<b>3. A 3D NYOMTATOTT KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKEK PONTOSSÁGA</b> .....	<b>21</b>
3.1. <i>A nyomtatáshoz használt geometria előállítás</i> .....	21
3.2. <i>A használt nyomtatási paraméterek</i> .....	21
3.3. <i>A vizsgálatokhoz használt eszközök</i> .....	22
3.4. <i>A vizsgált paraméterek</i> .....	23
3.4.1. <i>A fog alakja</i> .....	24
3.4.2. <i>A fogvastagság</i> .....	26
3.4.3. <i>Az osztóköri osztás</i> .....	27
3.4.4. <i>A fogmagasság és a fejmagasság</i> .....	29
<b>4. AZ ÁTFORGATÁSI NYOMATÉK MÉRÉSE</b> .....	<b>31</b>
4.1. <i>Új berendezés fejlesztése</i> .....	31
4.2. <i>A mérésekhez használt fogaskerekek ellenőrzése</i> .....	33
4.3. <i>A hibák méréseinek alapjai</i> .....	38
4.4. <i>A fogvastagság hibáinak vizsgálata az átforgatási nyomaték mérésével</i> .....	39
4.5. <i>Az osztás hibáinak vizsgálata</i> .....	43
4.6. <i>Az excentricitás hibáinak vizsgálata</i> .....	48

---

<b>5.</b>	<b>A HIBÁK HATÁSA A FOGAKON ÉBREDŐ FESZÜLTSEGEKRE .....</b>	<b>51</b>
5.1.	<i>A végeselemes modell felépítése.....</i>	<i>51</i>
5.2.	<i>A feszültségek számítása műanyag fogaskerekek esetén .....</i>	<i>51</i>
5.3.	<i>A végeselemes modell validálása .....</i>	<i>52</i>
5.4.	<i>A fogvastagsághibák hatásai.....</i>	<i>53</i>
5.5.	<i>A fog alakhibáinak hatása.....</i>	<i>55</i>
5.6.	<i>A tengelytáv hibáinak hatásai .....</i>	<i>56</i>
<b>6.</b>	<b>A KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKMELEGEDÉSÉNEK VIZSGÁLATA .....</b>	<b>59</b>
6.1.	<i>Melegedés mérése .....</i>	<i>59</i>
6.1.1.	<i>Első mérés.....</i>	<i>61</i>
6.1.2.	<i>Második mérés .....</i>	<i>63</i>
6.1.3.	<i>Harmadik mérés.....</i>	<i>65</i>
6.1.4.	<i>Negyedik mérés.....</i>	<i>66</i>
6.1.5.	<i>Ötödik mérés.....</i>	<i>68</i>
<b>7.</b>	<b>TÉZISEK – ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK.....</b>	<b>71</b>
7.1.	<i>1. tézis 71</i>	
7.2.	<i>2. és 3. tézis .....</i>	<i>71</i>
7.3.	<i>4. tézis 72</i>	
7.4.	<i>5. tézis 72</i>	
<b>8.</b>	<b>THESES – NEW SCIENTIFIC RESULTS.....</b>	<b>74</b>
8.1.	<i>1. thesis 74</i>	
8.2.	<i>2. and 3. thesis.....</i>	<i>74</i>
8.3.	<i>4. thesis 75</i>	
8.4.	<i>5. thesis 75</i>	
<b>9.</b>	<b>ÖSSZEFOGLALÁS .....</b>	<b>76</b>
<b>10</b>	<b>. SUMMARY.....</b>	<b>78</b>
	<b>KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS .....</b>	<b>80</b>
	<b>IRODALOMJEGYZÉK.....</b>	<b>81</b>
	<b>ÁBRAJEGYZÉK.....</b>	<b>84</b>
	<b>TÁBLÁZATJEGYZÉK.....</b>	<b>86</b>
	<b>A DISSZERTÁCIÓHOZ KAPCSOLÓDÓ PUBLIKÁCIÓK.....</b>	<b>88</b>

**TÉMAVEZETŐI AJÁNLÁS**

Marada Imre 2015 szeptemberében kezdte meg a BSc gépészmérnöki tanulmányait a Miskolci Egyetemen. Hallgatóként kiemelkedő érdeklődést mutatott a szakma finomságai iránt, az érdeklődési köre messze meghaladta a tananyag kereteit, folyamatosan a tanulmányi kötelezettségeit messze meghaladó teljesítményt nyújtott. Aktívan vett részt hallgatóknak kiírt versenyeken, ezek során folyamatosan fejlődött a tudomány iránti érdeklődése. A versenyekkel kapcsolatos munkájának bemutatásával több TDK-n is sikeresen szerepelt, már hallgatóként is publikált szakfolyóiratokban. Nem meglepő, hogy egy független kutatóintézetben kezdett el részmunkaidősként dolgozni.

Ezután keresett meg azzal, hogy szeretne gépészeti területen PhD tanulmányokat folytatni, majd 2021-ben nyert felvételt a Sályi István Gépészeti Tudományok Doktori Iskolába. A kutatási területétül a kiméretű műanyag fogaskerekek tervezési problémáinak feltárását választotta, így a témavezetője én lettem.

A doktori tanulmányit lelkiismereten végezte, közben oktatóként részt vállalt a Gép- és Terméktervezési Intézet munkájában is.

A kutatásait a rá jellemző nagyfokú önállósággal végezte, mindig csak iránymutatásokat kért, nem volt szükség hosszú magyarázatokra és levezetésekre, mert mindig képes volt megszerezni a következő lépéshez szükséges tudást. Nem csak elméleteket állított fel és vizsgált meg, hanem kitartó munkával megtervezte és fejlesztette azokat az eszközöket is, amelyekre az eredmények eléréséhez szüksége volt, így kísérletekkel is igazolni tudta a feltételezéseit, vagy éppen fel tudta ismerni a zsákutcákat.

Ennek a munkának köszönhetően véleményem szerint jelentősen hozzá tudott járulni a kisméretű műanyag fogaskerekek tervezésének tudományához, összesen 20, nagyrészt idegen nyelvű publikáció jelent meg a kutatásaival kapcsolatban.

Korlátozott eszközkészlettel is sikeresen hozott létre olyan speciális eszközöket és gépelemeket, amelyek nélkül nem lehetett volna feltárni a hibakeresési módszerként használt átforgatásnyomaték-mérés újabb lehetőségeit.

Megállapította, hogy a kisméretű műanyag fogaskerekek esetén a fogazatok geometriai és pozícióhibái a fogaskerekek területén alaposabb ismeretekkel rendelkező szakemberek feltételezéseit is messze meghaladó mértékben befolyásolják a Hertz-feszültség és a fogtőfeszültség értékét. Ez a tudás alapvetően befolyásolhatja a korrekciós tényezők meghatározását a tervezéskor. Új képletet javasolt a melegedés számításához.

A munkája és eredményei alapján feltétel nélkül támogatom a PhD-eljárás lefolytatását és a fokozat odaítélését.

Miskolc, 2026. január 12.

Dr. Bihari János  
egyetemi docens

**JELÖLÉSEK- ÉS RÖVIDÍTÉSEK JEGYZÉKE**

**GÖRÖG BETŰK**

$\alpha_{wt}$ kapcsolószög	$\mu$ a súrlódási tényező
$\beta$ a fogferdeségi tényező	$\nu$ a Poisson-tényező
$\beta_b$ a fogferdeségi szög az alapkörön	$\sigma_f$ a fogtőfeszültség
$\varepsilon_i$ a fogaskerek részleges kapcsolószáma	$\sigma_{FP}$ a fogtónél vett hajlítófeszültség
$\varepsilon_\alpha$ a kapcsolószám	$\sigma_{HC}$ a felületi Hertz-feszültség
$\varepsilon_\beta$ az átfedési kapcsolószám	$\sigma_{lim}$ a fogaskerék anyagának megengedett hajlítófeszültsége
$\vartheta_{1,2}$ a fog felületi hőmérséklete	$\psi$ a fogvastagság félszöge
$\vartheta_k$ a környezet hőmérséklete	$\psi'$ az osztás félszöge
$\kappa$ a párosított fogaskerek anyagát figyelembe vevő tényező	

**LATIN BETŰK**

A a hajtómű belső felülete	h a fogmagasság
$A_G$ a hajtómű belső felülete	$h_a$ a fejmagasság
b a fogszélesség	$h_a'$ a foghúrméret mérési magassága
d az osztókörátmérő	$h_f$ a lábmagasság
$d_a$ a fejkörátmérő	$H_v$ a fog veszteségi foka
$d_b$ alapkörátmérő	i az áttétel
$d_f$ a láb körátmérő	$k_2$ az anyagtényező
E a rugalmassági modulus	$k_3$ a hajtómű tényező
ED a relatív terhelési ciklus	$K_F$ a fogtő terhelési tényező
f a hajtómű szakaszos üzemét figyelembe vevő tényező	$K_H$ a fogfelületi terhelési tényező
$F_t$ a tangenciális erő a fogon	$k_9$ a hőátadási tényező
	m a modul

P	a hajtó motor teljesítménye	$Y_M$	a fogaskerék párjának anyagát figyelembe vevő tényező
p	az osztóköri osztás	$Y_{NT}$	az élettartam tényező
p'	az osztóhúrméret	$Y_{Sa}$	a feszültségkorrekciós tényező
r	az osztókör sugár	$Y_\beta$	a fogferdeségi tényező
$r_v$	a normál keresztmetszet virtuális osztóköri sugara	$Y_{\Delta\theta}$	a hőmérséklet növekedési tényező
$R_{\lambda,G}$	a hajtómű tényező	$Y_{\varepsilon\alpha}$	a kapcsolószám tényező
s	a fogvastagság	$Y_\theta$	a környezeti hőmérséklet tényezője
s'	a foghúrméret	z	a fogsám
u	a fogsámviszony	$Z_E$	a rugalmassági tényező
v	a tangenciális sebesség	$Z_H$	a felületi forma tényező
$Y_{Fa}$	az alaktényező	$Z_\beta$	a fogferdeségi tényező
$Y_L$	a kenési tényező	$Z_{\varepsilon\alpha}$	a kapcsolószám tényező

**RÖVIDÍTÉSEK**

CAD	computer-aided design	POM	polioximetilén
FDM	fused deposition modeling	SLA	sztereolitográfia
PA	poliamid	SLS	selective laser sintering
PLA	politejsav	TPLA	Tough PLA, a politejsav egy módosított változata

## 1. BEVEZETÉS

### 1.1. A kisméretű műanyag fogaskerekek

A kisméretű műanyag fogaskerekek alatt ebben a disszertációban az olyan evolvens profilú, egyenes fogú, külső fogazatú fogaskerekeket értek, melyeknek modulja nem nagyobb 0,5 mm-nél, az alapanyaguk pedig valamilyen műanyag, általában POM vagy PA [1].

Kisméretű műanyag fogaskerekkel a modern ipar szinte minden területén találkozhatunk. Legtöbbször nem teljesítményhajtásoknál használják őket, hanem valamilyen kinematikai művelet végrehajtására. A járműipar például a visszapillantó tükrök állítására vagy a légkondicionáló rendszerek terelőlemezeinek mozgatására alkalmazza őket [2]. De használják őket irodai gépekben, például nyomtatókban fejmozgatásra, különböző mérőeszközökben, pozicionáló hajtóművekben, vagy olyan alkalmazásokban is, mint például a játékipar mozgásokat megvalósító játécai [3] [4].

A műanyag fogaskerekek megbízható kialakításához szükséges számításokhoz nem áll rendelkezésre nemzetközi szabvány, hanem csak régióként elfogadott, nemzeti szintű vagy egyes cégeken belüli irányelveket használnak [5]. Így lényegében minden nagyobb műanyag fogaskerékgyártónak megvan a maga számítási módszere és segédlete. Ez a helyzet nagy akadályt jelent a műanyag fogaskerék-ipar számára, mivel akadályozza a tervezési ismeretek és információk egyszerű cseréjét [6] [7] [8].

A nyugat-európai országokban a műanyag fogaskerekek egyetlen általánosan elfogadott irányelve a német VDI 2545 irányelv volt, amelyet 1996-ban visszavontak, mivel a melegedésre vonatkozó számítások és tapasztalatok elavulttá váltak. Csaknem 20 év után a VDI 2014-ben új irányelvet tett közzé, a VDI 2736 jelűt. Másrészt 2013-ban megjelent a japán JIS B 1759 szabvány a műanyag fogaskerekek hajlító terhelhetőségének kiszámítására [6] [9].

A két irányelv meglehetősen hasonlít egymásra, mivel a VDI 2736 a DIN 3990-ra és a JIS B 1759 az ISO 6336-re épül, ez utóbbi számos téren azonos a DIN 3990 szabvánnyal. Mindazonáltal mind a DIN 3990, mind az ISO 6336 csak a fém fogaskerekekre vonatkozik, és így a VDI 2736 irányelvben, illetve a JIS B 1759 szabványban számos kiigazítás történt a műanyag fogaskerék geometriájának és az anyagok különleges jellemzőinek figyelembevételével. Ez több ponton eltérésekhez vezet. Emellett mindkét irányelvnek vannak korlátjai [6] [10] [11] [12].

A VDI megközelítése nem minden anyagra alkalmazható megfelelően, illetve a tervezési és gyártási technológiák fejlődését nem minden esetben veszi teljesen figyelembe [6]. Azonban a

JIS B 1759-nek is vannak korlátjai. Az egyik, hogy a megengedett hajlítófeszültségről nem nyújt megfelelő információt. Emellett a fogtőhajlításon kívül a fogaskerekek más károsodási formáit nem veszi figyelembe, illetve nem foglalkozik külön a melegedés hatásaival [13].

## 1.2. A kutatási célkitűzések

A nemzetközi szabvány hiánya és az egyes irányelvek hiányosságai vezettek arra, hogy ezzel a témakörrel behatóbban is foglalkozzak. A kutatással az volt a célom, hogy a minél több olyan kérdésre tudjak választ adni, amelyek a nemzetközi szabványok hiánya miatt egyre gyakrabban merülnek fel. Ezek közül azokat helyeztem előtérbe, amelyek a legnagyobb problémákra adhatnak megoldást, illetve amelyeket a rendelkezésemre álló idő és eszközök felhasználásával reálisan meg tudok oldani.

Elsőként a kisméretű műanyag fogaskerekeken megjelenő gyártási és szerelési problémákkal akartam foglalkozni. Bár a hajtóművek hibáinak vizsgálatára gyakran szokták alkalmazni az átforgatási nyomaték vizsgálatát, magával a hiba okával és kimutathatóságával nem szoktak foglalkozni. Ezért célomul tűztem ki, hogy az átforgatási nyomaték jelleggörbéjének vizsgálatával kimutassam nemcsak az egyes fogaskerekeken található hibákat, de azok fajtáját és nagyságát is. Mivel ez jelentős megtakarítást eredményezhetne a gyártási folyamatokban. Például egy fröccsöntési hibás fog felismerésekor azonnal ki lehetne vonni a problémás alkatrészeket a gyártásból, kevesebb lenne a selejt hajtómű, így nem veszne el annyi összeszerelésbe és ártalmatlanításba fektetett energia.

Az előző problémához egy olyan gyártási módszert kellett találnom, amivel a rendelkezésemre álló forrásokból, kis mennyiségben, megfelelő pontossággal tudok hiba nélküli, illetve általam a fogaskerek-geometrián elhelyezett hibákat tartalmazó fogaskerekeket gyártani. A kisméretű műanyag fogaskereket többnyire fröccsöntéssel hozzák létre. Azonban ez csak nagy gyártási volumenek esetén gazdaságos. Ezért célomul tűztem ki, hogy megvizsgáljam a 3D nyomtatási módszereket, hogy melyikkel lehetséges a rendelkezésemre álló technológiával és paraméterekkel a vizsgálatokhoz szükséges minőségű és mennyiségű fogaskerek gyártása.

A kisméretű műanyag fogaskerekeken lévő hibák kimutatása azért is szükséges, mert ezek befolyásolhatják a fogakon ébredő fogtőfeszültségeket és felületi Hertz-feszültségeket is. A hibákból származó túl nagy mértékű feszültségek a műanyag fogaskerekek leggyakoribb tönkremeneteli okai közé tartoznak. Ezért végeselemes módszer segítségével akartam vizsgálni, hogy az egyes hibák milyen hatással vannak a fogaskerekeken ébredő feszültségekre.

Végezetül célom volt a kisméretű műanyag fogaskerekek melegedésével is foglalkozni. Kisméretű műanyag fogaskerekek esetén ugyanis a túlzott melegedés nemcsak a szilárdsági jellemzőkre van negatív hatással, hanem a foghézag eltűnésével is járhat, ami fogtöréshez vezethet. A műanyag fogaskerekek melegedésének számítására használt képleteket normál méretű fogaskerekekre hozták létre. Ezért akartam mérések segítségével megvizsgálni, hogy a kis modulok esetén a képletek mutatnak-e eltérést a mért értékekhez képest.

## 2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

Dolgozatom ezen részében a témához kapcsolódó hazai és nemzetközi szakirodalmat mutatom be, különösen előtérbe helyezve az azokhoz a problémákhoz kapcsolódó ismereteket, amelyekkel kutatásom során foglalkoztam.

### 2.1. A fogaskerekek

A fogaskerék olyan gépelem, amit már évszázadok óta használnak és fogalma azalatt nem változott. A fogaskerék hajtás egymáshoz viszonylag közel lévő tengelyek között viszi át a teljesítményt a fogaskerékpár fogai közötti kényszerkapcsolattal [14] [15] [16].

### 2.2. A fogaskerekek pontosságának méréses ellenőrzésére használható paraméterek

Ebben az alfejezetben azokat a paramétereket mutatom be, melyeknek mérésével meg lehet határozni, hogy a fogaskerekek legyártott fogai mennyire pontosak.

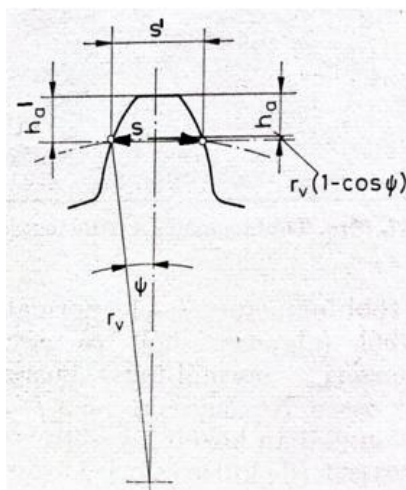
#### 2.2.1. A fogvastagság

Erney a fogvastagságot a fog két ellentétes profilja között, az osztókörön mért távolságként értelmezi ívhosszban kifejezve. Ezt közvetlenül azonban nem tudjuk mérni, ezért más, mérhető méretekkkel szokták ellenőrizni a fogvastagságot [17].

Ezek közül az egyik leggyakrabban alkalmazott eljárás a foghúrméret mérése. Erney szerint a foghúrméret, a fogvastagsághoz hasonlóan, szintén a fog két ellentétes profilján megjelenő pontok közötti távolságot jelenti, de nem ívhosszban, hanem ez a pontokat összekötő egyenes szakasz hossza, így könnyen mérhető [17].

A foghúrmérés során egy erre a célra kialakított mérőműszert, egy úgynevezett foghúrmérőt használnak. A foghúrmérésnél nem csak a foghúrméret meghatározása fontos, hanem a mérési magasság pontos beállítása is, hiszen enélkül pontatlanságot lehet bevinni a mérésbe [17].

Az 1. ábra a fogvastagság és a foghúrméret kapcsolatát, illetve a mérési magasságot mutatja.



1. ábra: A különbség a fogvastagság ( $s$ ) és a foghúrméret ( $s'$ ) között,  $r_v$  a normál keresztmetszet virtuális osztóköri sugara,  $\psi$  a fogvastagság félszöge,  $h_a$  a fejmagasság,  $h_a'$  a foghúrméret mérési magassága [17]

Ha a foghúrméretet az osztókörön mérjük, az 1. ábra által mutatott az  $r_v$  egyenlő lesz az  $r$  osztókör sugarával. Zsáry szerint a foghúrméret az osztókörön az (1) egyenlet segítségével számítható ki [18].

$$s' = 2r \sin \psi \quad (1)$$

Ahol  $s'$  a foghúrméret,  $r$  az osztókör sugara és  $\psi$  a fogvastagság félszöge. Az  $s$ -sel jelölt fogvastagság értéke úgy aránylik az osztókör kerületéhez, mint a fogvastagság félszögének kétszerese a teljes kör  $360^\circ$ -ához. Ebből az arányosságból kiszámítható a fogvastagság félszöge.

### 2.2.2. Az osztás

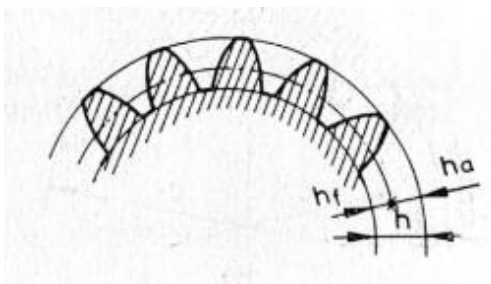
A szomszédos fogak egyoldali fogfelületeinek távolságát az osztókörön ívhosszban értve fogosztásnak vagy röviden osztásnak nevezzük [17].

Ez azt jelenti, hogy a fogvastagsághoz hasonlóan ezt a méretet sem tudjuk egyszerűen mérni. Emellett bár az osztás fogalma szorosan összekapcsolódik az osztókör fogalmával, az osztáshiba nem szokott olyan szoros összefüggésben lenni vele. Ennek az oka, hogy a méréskor nem tudják a tapintót pontosan a fogfelületek osztóköri pontjaira beállítani. Ezért általában megelégszenek azzal, hogy az osztókör közelében, egy azzal egytengelyű úgynevezett mérőkörön értelmezik az osztáshibát. Ráadásul az osztáshiba vizsgálatokor egyenes hosszt mérnek, mivel a körívben értendő osztás és az egyenes szakaszon mért hossz közötti eltérést elenyészőnek tekintik [17].

### 2.2.3. A fogmagasság és a fejmagasság

A fogmagasság a fog a lábkör és a fejkör közötti, a fogfelületre merőlegesen elhelyezkedő szakaszának a mérete. A fejmagasság a fogmagasságnak a fejkör és az osztókör közötti szakasza [17] [19].

A fogmagasságot és a fejmagasságot a 2. ábra mutatja.



2. ábra: A fogmagasság ( $h$ ), a fejmagasság ( $h_a$ ) és a lábmagasság ( $h_f$ ) [17]

A fogmagasságot és a fejmagasságot általában nem szokták ellenőrizni. Azonban a fogvastagsággal és az osztással ellentétben, ezek könnyen mérhetőek, hiszen ezek egyenes szakaszok hosszai.

### 2.3. A műanyagok alkalmazása fogaskerekek anyagaként

A polimerek olyan hosszú molekulák, amelyek kicsi kémiai egységek ismétlődéséből állnak. Eredetüket tekintve a polimerek lehetnek természetes polimerek, vagy mesterségesen előállított műanyagok [20].

Műanyagokkal manapság már az élet minden területén találkozhatunk. Rendkívül széleskörű a mérnöki célú felhasználásuk [21]. Az iparban már régóta használnak műanyag fogaskerekeket, például Dudley és társai könyvükben már az 1960-as években POM-ból készült fogaskerekek használatáról írnak [22].

Számos előnyük közé tartozik kedvező zaj- és rezgéscsökkentés, ami a nagy belső csillapításuknak köszönhető. A műanyagoknak kicsi a sűrűsége és így a tömege is. A sűrűségükhöz és tömegükhöz viszonyítva jó a teherbírásuk. Száraz súrlódás esetén jók a siklási tulajdonságaik. Emellett jó a korrózió- és vegyi ellenálló képességük [23] [24] [25].

De természetesen vannak hátrányos tulajdonságaik is. Bár a tömegükhöz képest jó a teherbírásuk, de a fémekhez képest a teherbírásuk általánosan még mindig kisebb. A mechanikai és alakváltozási tulajdonságaik erősen függenek a hőmérséklettől, hőtágulási tényezőjük nagy, hővezetési képességük rossz [26] [27]. Emellett ezen tulajdonságaik függenek az időtől is [28]. Egyes műanyagok a nedvesség felvételére vagy leadására nagy méretváltozást szenvednek el [24] [25].

A leggyakrabban használt fogaskerék-anyagok közé tartozik a poliamid (PA) és a polioximetilén (POM) [24] [29].

### 2.4. A kisméretű műanyag fogaskerekek gyártása

A kisméretű műanyag fogaskerekek lehetséges gyártási technológiáit a VDI 2731 irányelv alapján 1. táblázat foglalja össze. A táblázat megmutatja, hogy a gyártási idő és volumen ismeretében elméletben melyik technológia mennyire alkalmas kis-, közép- és nagy sorozatgyártásra.

1. táblázat: A kisméretű műanyag fogaskerekek gyártási technológiái VDI 2731 alapján [30]

Csoport	Technológia	Kis széria/prototípus gyártására alkalmas-e?	Közepes széria gyártására alkalmas-e?	Nagy széria gyártására alkalmas-e?
Öntési technológiák	Fröccsöntés	alkalmazható	alkalmazható	jól alkalmazható
	Fröccsprézelés	nem alkalmazható	jól alkalmazható	jól alkalmazható
Forgácsolási technológiák	Ultraprecíziós többtengelyű marás	jól alkalmazható	nem alkalmazható	nem alkalmazható
	Lefejtőmarás	jól alkalmazható	jól alkalmazható	jól alkalmazható
	Lefejtő gyalulás	jól alkalmazható	jól alkalmazható	jól alkalmazható

A felsorolt technológiák közül a fröccsöntés szokott a leggyakrabban használt technológia lenni, mivel gyakorlatilag hulladékmentes feldolgozást biztosít, rendkívül termelékeny és jól automatizálható [31] [32]. Bár a fröccsöntés kis- és közepes széria gyártására is alkalmas, érdemes megjegyezni, hogy költséges szerszám tervezését és gyártását igényli, amely sok esetben csak nagy széria gyártása esetén éri meg a befektetett időt és költséget [33].

## 2.5. A 3D nyomtatás

A 3D nyomtatás additív gyártási folyamat, mely során egy geometria modellből fizikai tárgyat hozunk létre anyag folyamatos hozzáadásával. A hagyományos gyártási eljárásokkal szemben a 3D nyomtatásnak számos előnye van. Rendkívül összetett és változatos geometriák előállítására alkalmas, átlépve egyes gyártási technológiák korlátait. A 3D nyomtatás olyan összetett geometriák és belső szerkezetek létrehozását teszi lehetővé, amelyek hagyományos módszerekkel nem állíthatóak elő. Mivel az eljárások többségében a berendezés a folyamat során az anyagot folyamatosan adagolja a készülő darabhoz, ezért csak a gyártáshoz szükséges anyagmennyiséget használja fel, így a gyártási anyagveszteség minimális. Akár kis sorozat, akár egyedi, akár prototípus gyártásról van szó, a 3D nyomtatás gyártási költségei viszonylag stabilak maradnak, és nem emelkednek jelentősen a drága szerszámok vagy a folyamatok összetettsége miatt [34] [35] [36] [37].

A 3D nyomtatók az utóbbi években az iparban is elterjedt gyártási eszközökké váltak, így egyre több és több műanyag alkatrész készül ilyen módszerrel [38] [39].

A legelterjedtebb 3D nyomtatási eljárás az FDM (Fused Deposition Modeling). Az FDM eljárás hőre lágyuló műanyagokat használ fel, úgynevezett filamentek formájában. A filament

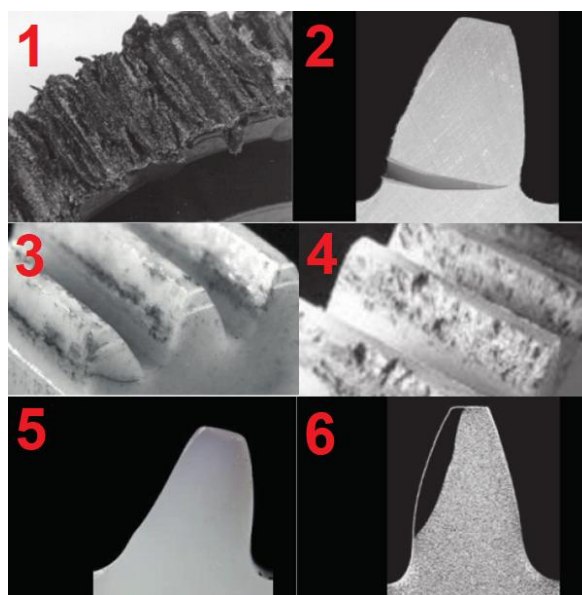
egy feltekereszt, meghatározott vastagságú polimer szál. A nyomtatás során a 3D nyomtató megolvasztja a vékony szálakat, majd egy nyomtatófej rétegenként a tárgyasztalra helyezi, ahol megszilárdul és létrejön a végleges 3D nyomtatott tárgy [34] [40].

A technológia előnye az egyszerűsége, a költsége és az alkalmazható anyagok sokfélesége. Hátránya, hogy a nyomtatási paraméterekre nagyon érzékeny, a mechanikai tulajdonságai viszonylag gyengék, erősen korlátozott a felbontása és a nyomtatott felületek nem minden alkalmazáshoz optimálisak [34] [40].

Egy másik gyakran alkalmazott módszer az SLA (sztereolitográfia), ami egy folyékony gyantászerű fotopolimer alapanyagot használ. A fotopolimer olyan polimer, mely az UV-fény hatására megváltoztatja fizikai tulajdonságait. A folyamat során vagy egy lézer végig pásztázza a megszilárdítani kívánt kontúr, vagy egy digitális kijelző rétegről rétegre megvilágítja a fotopolimert. Az UV-fény hatására a polimer megszilárdul és elnyeri végleges formáját. Ez az eljárás általánosan nagyobb felbontású, izotróp és vízzáró tulajdonságokkal rendelkező alkatrészek gyártását teszi lehetővé, illetve az így létrehozott test akár utólag megmunkálható is [34] [36] [40].

A harmadik gyakran használt eljárás az SLS (Selective Laser Sintering), ami porolvasztásos eljárás. Az eljárás por formájú polimer alapanyagot használ. A gyártási folyamat során egy lézer a porított anyagot megolvasztja, ami ezután szilárduláskor összekapcsolódik, miközben a 3D geometria által meghatározott térbeli pontokra irányul. Előnye, hogy nagyméretű, nagy szilárdságú és merevségű alkatrészeket tud gyártani [34] [41] [42].

## 2.6. A műanyag fogaskerekék tönkremenetelének okai



3. ábra: A műanyag fogaskerekék tönkremenetelének okai VDI 2736 szerint (1: a fog megolvadása, 2: a fogtő törése, 3: a fog oldalának törése, 4: a pitting, 5: a fog deformációja, 6: a fog kopása) [43]

A polimerek tönkremeneteli karakterisztikája eltér a fémekétől, mivel az anyagtulajdonságaik is teljesen eltérőek [44].

A VDI 2736 hatféle tönkremeneteli okot nevez meg a műanyag fogaskerekek esetén. Ezek a fog megolvadása, a fogtő törése, a fog oldalának törése, a pitting, a fog kopása és a fog deformációja. Ezeket a tönkremeneteli formákat a 3. ábra mutatja [43].

A fog megolvadását a fogfelület túlmelegedése okozza [43][45]. Mivel a műanyagok szilárdsági és alakváltozási tulajdonágai a fémeknél nagyobb mértékben változnak a hőmérséklet hatására, ez egy elég gyakori tönkremeneteli ok [46]. Antal Miklósék ehhez még hozzáteszik, hogy hőre lágyuló fogaskerekek esetén nagy sebességű ismétlődő igénybevétel hatására fellépő belső súrlódás belső hőfejlődést is okoz. Ennek hatására a fogak teljes keresztmetszetükben felmelegedhetnek, és ez is a fogak meglágyulásához és tönkremeneteléhez vezethet [24]. Emellé még az is társul kisméretű műanyag fogaskerekeknél, hogy a melegedés okozta hőtágulás a foghézag eltűnéséhez vezethet. Ez pedig fogtörést okozhat.

A fogtő törését a fogtőnél előforduló túl nagy hajlító terhelés okozza. A fogoldal törését és a pittinget is a túlzott Hertz-feszültség okozza a fog oldalán. Gyakorlatilag ez a kettő össze is függ bizonyos esetekben, mivel a pittingből kialakulhatnak repedések, amik a fog töréséhez vezetnek [43].

A kopást a nem megfelelő kopási ellenállás és a rosszul megválasztott, túlzottan abrazív ellenkerék okozza. A megengedettnél nagyobb deformációt pedig az olyan a megengedettnél nagyobb feszültség okozza, ami deformáció kialakulásához szükséges határ átlépéséhez vezet [43].

Ezek közül a károsodási formák közül Antalék és a VDI 2736 is a fog melegedéséből származó tönkremenetelt, a fogtő tönkremenetelét és a fogfelület túlzott Hertz-feszültség hatására bekövetkező tönkremenetelét tartják a leggyakoribbnak [24][43].

## **2.7. A kisméretű műanyag fogaskerekek hibái**

A kisméretű műanyag fogaskerekek gyártásakor és szerelésekor előfordulhatnak hibák. Ezek a hibák a fogaskerék vagy a hajtómű deformációjából, a hőmérséklet és a nedvességtartam változásából származhatnak. A VDI 2736 szerint a hibák méret-, alak- és helyzeteltérésekben nyilvánulhatnak meg [43].

Méretbeli eltérés lehet például az egyik fog vastagságának megváltozása, amit okozhat a nem megfelelő gyártás, a hőmérséklet jelentős megváltozása a fog környezetében, vagy poliamid fogaskerekeknél, amik jó nedvességszívó tulajdonságokkal rendelkeznek, a nedvességfelvételtől adódó duzzadás. Alakbeli eltérés származhat a nem megfelelően pontos gyártásból, ha az elkészült fogprofil nem evolvens. Helyzetbeli eltérés lehet például a hajtómű deformációjából származóan a tengelytáv változása, vagy ha gyártás közben az egyik fog tangenciális irányban a szabványostól eltérő helyen kerül kialakításra.

Ezek az eltérések befolyásolhatják a fogaskerekek futási karakterisztikáját. Emellett erősen befolyásolhatják a fogakon ébredő feszültségeket, különösen gondolva itt a fogtőfeszültségre és az érintkező fogoldalokon kialakuló Hertz-feszültségre.

## 2.8. A kisméretű műanyag fogaskerekek hibáinak vizsgálata az átforgatási nyomaték mérésével

Az átforgatási nyomaték alatt azt a nyomatékot értjük, ami ahhoz szükséges, hogy a hajtóművet az egyik tengelyénél terhelés nélkül forgatva legalább egy teljes fordulatnyival átforgassuk.

Mivel az átforgatási nyomaték arányos a hajtómű belső súrlódásával, a mérése ellenőrzési módszerként régóta alkalmazott eljárás, különösen nagyméretű, kúpkeres hajtóművek esetén. A módszert kisméretű hajtóművek esetén is szokták alkalmazni, mert az ilyen hajtóműveknél az elvárt gyártási költségek és a gyártott tömeg jellemzően nem teszik lehetővé alaposabb minőségellenőrzési eljárások alkalmazását. Azonban jellemzően csak a hajtómű maximális átforgatási nyomatékát hasonlítják össze a megfelelőséghez tartozó legnagyobb értékkel. Ha átlépi ezt az értéket, akkor a hajtóművet nem megfelelőnek ítélik, a hiba okát és hatását nem vizsgálják [47].

Korábban az átforgatási nyomaték vizsgálatával, témavezetőm, Dr. Bihari János foglalkozott. A Bihari-féle nyomatékmérő berendezést a 4. ábra mutatja. Az 1. jelű vázhoz van 2. jelű PCE TM-80 statikus nyomatékmérő tengely, illetve a 3. jelű csapágybak rögzítve. A 4. jelű befogóba voltak rögzítve a vizsgált fogaskerekeket tartalmazó hajtóművek. Az 5. jelű egység egy tengelykapcsoló volt, ami a meghajtást biztosító motorhoz volt kapcsolva. A 6. pedig a nyomatékmérőhöz tartozó felvevőegység [3].



4. ábra: A Bihari-féle nyomatékmérő berendezés [3]

Mint, ahogy azt a 4. ábra mutatja, a berendezés nem a fogaskerekeket, hanem a hajtóművet forgatja és a hajtómű bemenő tengelye, ami a vizsgálat során nem mozgott, volt a nyomatékmérő tengelyhez csatlakoztatva. Az, hogy a vizsgálat során nem a fogaskerék tengelyét, hanem a hajtóművet forgatják a kisméretű hajtóművek ellenőrzésénél gyakori [3].

Az ezzel a berendezéssel végzett vizsgálatok során Bihari néhány példán keresztül bemutatta, hogy a kisméretű műanyag fogaskerekkel szerelt hajtóműveknek vannak olyan hibái, amelyek az átforgatási nyomaték minimális vagy maximális értékének mérésével nem lehet kimutatni, a nyomatékmérés jelleggörbéje alapján azonban felismerhetőek és értékelhetőek a hatásaik [3] [48].

Azonban ez a berendezés csak a jelenségek mérhetőségének bizonyítására volt alkalmas. Nagyon korlátozottan volt alkalmas arra, hogy adatokat lehessen gyűjteni a nagyobb pontosságú hibaelemzéshez. Emellett a vizsgálatok során nem állt rendelkezésre olyan technológia, amivel gazdaságosan, gyorsan és megfelelő pontossággal lehetett volna olyan fogaskerekeket gyártani, amelyek egy-egy adott hibát tartalmaztak volna [3].

## 2.9. A fogtőfeszítés és a felületi Hertz-feszítés számítása műanyag fogaskerek esetén

Ebben az alfejezetben a műanyag fogaskerek fogain megjelenő fogtőfeszítés és felületi Hertz-feszítés számítására használt képleteket mutatom be. Ezekre a VDI 2736 irányelv képleteit szokás alkalmazni. Azonban VDI 2545 és egyes alapanyaggyártók is a VDI 2736 irányelvhez hasonló képleteket alkalmaznak ezen feszültségek számításához [7] [8] [49] [50].

### 2.9.1. A fogtőfeszítés

A fogtőfeszítés számítására a (2) egyenletet alkalmazzák [50].

$$\sigma_f = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_\beta \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{\varepsilon\alpha} \cdot Y_{Sa} \cdot K_F \quad (2)$$

A (2) egyenletben szereplő paraméterek [50]:

- $F_t$ , a tangenciális erő a fogon, ami ebben az esetben a fejkörön hat
- $b$ , a fogszélesség,
- $m$ , a modul,
- $Y_\beta$ , a fogferdeségi tényező, a (3) egyenletből számítható ki,
- $Y_{Fa}$ , az alaktényező, a VDI 2736 irányelv diagrammjából állapítható meg,
- $Y_{\varepsilon\alpha}$ , a kapcsolószám tényező, az (4) egyenletből számítható ki,
- $Y_{Sa}$ , a a feszültségkorrekciós tényező, a VDI 2736 irányelv diagrammjából állapítható meg,
- $K_F$ , a fogtő terhelési tényező, a VDI 2736 alapján 1 és 1,25 közötti értéket vesz fel.

A fogferdeségi tényező a (3) egyenletből számítható ki a  $\beta$  fogferdeségi szög és az  $\varepsilon_\beta$  átfedési kapcsolószám felhasználásával [50].

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\varepsilon_{\beta} \cdot \beta}{120^{\circ}} \quad (3)$$

A kapcsolószám tényező a (4) egyenletből számítható ki az  $\varepsilon_{\alpha}$  kapcsolószám segítségével [50].

$$Y_{\varepsilon\alpha} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}} \quad (4)$$

### 2.9.2. A felületi feszültség

A felületi Hertz feszültséget az (5) egyenlet alapján lehet kiszámítani [50].

$$\sigma_{HC} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\beta} \cdot Z_{\varepsilon\alpha} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (5)$$

Az (5) egyenletben szereplő paraméterek [50]:

- $F_t$ , a fogra ható tangenciális erő, ami ebben az esetben az osztókörön hat
- $b$ , a fogszélesség,
- $d_1$ , a hajtó oldali fogaskerék osztókörátmérője,
- $u$ , a fogsámviszony,  $u=z_2/z_1$ ,
- $K_H$ , a fogfelületi terhelési tényező, a VDI 2736 alapján az értéke 1 és 1,25 közötti,
- $Z_E$ , a rugalmassági tényező, számítása a (6) képlet alapján történik,
- $Z_H$ , a felületi forma tényező, a DIN 3990-ben szereplő diagrammból állapítható meg,
- $Z_{\varepsilon\alpha}$ , a kapcsolószám tényező, a (7) képlet alapján számítható ki,
- $Z_{\beta}$ , a fogferdeségi tényező, egyenes fogú fogaskerék esetén  $Z_{\beta}=1$ .

A rugalmassági tényező számításához az  $E$  rugalmassági modulus-t és a  $\nu$  Poisson-tényezőt használjuk fel, számítása a (6) képlet alapján történik [50].

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (6)$$

A kapcsolószám tényezőt a (7) egyenlet felhasználásával történik, az egyenletben az  $\varepsilon_{\alpha}$  kapcsolószám és az  $\varepsilon_{\beta}$  átfedési kapcsolószám jelenik meg [50].

$$Z_{\varepsilon\alpha} = \sqrt{\left(\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}\right)} \quad (7)$$

## 2.10.A műanyag fogaskerek üzem közbeni hőmérsékletének és melegedésének meghatározására szolgáló képletek bemutatása

A műanyag fogaskerek melegedésének meghatározására műanyag fogaskerek tervezését segítő szabványok és irányelvek vagy számításos módszert, vagy kísérletek és számítások kombinációját használják.

Európában a műanyag fogaskerek tervezésének alapjául sokáig a VDI 2545 irányelv szolgált. Ez az irányelv 1981-ben jelent meg, és 1996-ban vonták vissza. Mivel a visszavonása után nem állt rendelkezésre más hasonló irányelv, a gyakorlatban egészen a VDI 2736 irányelv 2014-es megjelenéséig általában ezt használták, a mai napig fontosnak számít.

A VDI 2545 irányelv szerint a műanyag fogaskerek üzem közbeni hőmérsékletét a (8) egyenlettel lehet kiszámítani, ahol a melegedést a  $\vartheta_k$ -hoz hozzáadott tag adja meg [24] [49].

$$\vartheta_{1,2} = \vartheta_k + 136 \cdot P \cdot \mu \cdot \frac{1 + u}{z_2 + 5} \cdot \left( \frac{17100}{b \cdot z_{1,2}} \cdot \frac{k_2}{(v \cdot m)^x} + 6,3 \cdot \frac{k_3}{A} \right) \quad (8)$$

A (8) képletben szereplő mennyiségek [24] [49]:

- $\vartheta_k$ , a környezet hőmérséklete [°C],
- P, a hajtás teljesítménye [kW],
- $\mu$ , a súrlódási tényező,
- u, a fogsámviszony,
- z, a fogsámok,
- b, a fogszélesség [mm],
- v, a fogaskerék gördülőköri sebessége [m/s],
- m, a modul [mm],
- A, a hajtómű belső felülete [m<sup>2</sup>],
- $k_2$ , az anyagtényező, értékét a VDI 2545-ben szereplő táblázat alapján lehet megállapítani,
- $k_3$ , a hajtómű tényező [m<sup>2</sup>K/W], értékét a VDI 2545-ben szereplő táblázat alapján lehet megállapítani,

- $\kappa$ , a párosított fogaskerek anyagainak veszi figyelembe, értékét a VDI 2545-ben szereplő táblázat alapján lehet megállapítani.

Mivel évekig nem állt rendelkezésre általánosan elfogadott módszer a számításához, több alapanyaggyártó is kidolgozott olyan segédanyagokat, amelyek jól alkalmazhatóak adott határokon belül. Ezek közül a Licharz cég módszere a VDI 2545 egy tapasztalati adatok alapján módosított változata. Ezt a (9) egyenlet mutatja be [7].

$$\vartheta_{1,2} = \vartheta_k + 136 \cdot P \cdot \mu \cdot f \cdot \frac{1+i}{z_{1,2} + 5 \cdot i} \cdot \left( \frac{17100}{b \cdot z_{1,2}} \cdot \frac{k_2}{(v \cdot m)^{\frac{3}{4}}} + 7,33 \cdot \frac{k_3}{A} \right) \quad (9)$$

A (9) képletben szereplő mennyiségek [7]:

- $\vartheta_k$ , a környezet hőmérséklete [ $^{\circ}\text{C}$ ],
- $P$ , a hajtás teljesítménye [kW],
- $\mu$ , a súrlódási tényező,
- $z$ , a fogsámok,
- $b$ , a fogszélesség [mm],
- $i$ , az áttétel,
- $v$ , a fogaskerék gördülőköri sebessége [m/s],
- $m$ , a modul [mm],
- $A$ , a hajtómű belső felülete [ $\text{m}^2$ ],
- $k_2$ , anyagtényező, értékét táblázat alapján lehet megállapítani,
- $k_3$ , a hajtómű tényező [ $\text{m}^2\text{K/W}$ ], értékét táblázat alapján lehet megállapítani,
- $f$ , a hajtómű szakaszos üzemét figyelembe vevő korrekciós tényező, értékét diagramból lehet meghatározni.

2014-ben aztán végül megjelent a VDI 2736 irányelv. A VDI 2736-ban szereplő képletet Hachmann és Strickle 1966-os munkássága alapján hozták létre [51]. Emellett hőkamerás méréseket hajtottak végre normál méretű modullal rendelkező műanyag fogaskerekre. A mérések során a fogaskereket kenés nélkül folyamatosan, megszakítások nélkül járatják, ahol azt a kvázi-stacionárius állapotot keresték, ahol hőegyensúly áll be, azaz a fogaskerek nem melegednek tovább. Ezt tapasztalatok alapján 20 és 45 perc közötti időtartam esetén érték el [52].

Manapság ezt a képletet használják leggyakrabban a számításra. Az üzemi közbeni hőmérséklet VDI 2736 szerinti számítási módszerét a (10) egyenlet tartalmazza, a melegedést itt is a  $\vartheta_k$ -hoz hozzáadott tag adja meg [50].

$$\vartheta_{1,2} = \vartheta_k + H_v \cdot P \cdot \mu \cdot \left( \frac{k_\vartheta}{b \cdot z \cdot (v \cdot m)^{\frac{3}{4}}} + \frac{R_{\lambda,G}}{A_G} \right) \cdot ED^{0,64} \quad (10)$$

A (10) képletben szereplő mennyiségek [50]:

- $\vartheta_k$ , a környezet hőmérséklete [ $^{\circ}\text{C}$ ],
- $P$ , a hajtás teljesítménye [ $\text{W}$ ],
- $\mu$ , a súrlódási tényező,
- $z$ , a fogsámok,
- $b$ , a fogszélesség [ $\text{mm}$ ],
- $v$ , a fogaskerék gördülőkörü sebessége [ $\text{m/s}$ ],
- $m$ , a modul [ $\text{mm}$ ],
- $A_G$ , a hajtómű belső felülete [ $\text{m}^2$ ],
- $k_\vartheta$ , a hőátadási tényező [ $\text{K}(\text{m/s})^{0,75} \text{mm}^{1,75}/\text{W}$ ], értékét táblázat alapján lehet megállapítani,
- $R_{\lambda,G}$ , a hajtómű tényező [ $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$ ], értékét táblázat alapján lehet megállapítani,
- $ED$ , a relatív terhelési ciklus, azt állapítja meg, hogy a hajtómű folyamatos vagy szakaszos üzemű-e,
- $H_v$ , a fog veszteségi foka, a (11) egyenlettel lehet kiszámítani.

A veszteségi fokot a (11) képlettel lehet kiszámítani [50]:

$$H_v = \frac{\pi \cdot (u + 1)}{z_2 \cdot \cos \beta_b} \cdot (1 - \varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad (11)$$

A (11) egyenletben szereplő paraméterek [50]:

- $\beta_b$ , a fogferdeségi szög az alapkörön,
- $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$ , a fogaskerek részleges kapcsolószáma, amit a (12) egyenlettel lehet kiszámítani.

A részleges kapcsolószám a (12) egyenlettel számítható ki [50].

$$\varepsilon_i = \frac{z_i}{2 \cdot \pi} \cdot \left( \sqrt{\left(\frac{d_{ai}}{d_{bi}}\right)^2 - 1} - \tan \alpha_{wt} \right) \quad (12)$$

A (13) egyenletben szereplő paraméterek [50]:

- $d_a$ , a fejkörátmérő,
- $d_b$ , az alapkörátmérő,
- $\alpha_{wt}$ , a kapcsolószög.

Említést érdemel még a japán JIS B 1759 szabvány. Bár ebben a szabványban nem szerepel külön számítás a műanyag fogaskerek melegeedésére, a szabvány a hőmérséklet hatását a fogaskerék anyagának fogtónél vett megengedett hajlítófeszültségénél veszi figyelembe. Ezt a (13) egyenlet mutatja be [13].

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\theta} \cdot Y_{\Delta\theta} \cdot Y_L \cdot Y_M \quad (13)$$

Ahol [13]:

- $\sigma_{Flim}$ , a fogaskerék anyagának megengedett hajlítófeszültsége, amit tesztekkel lehet meghatározni
- $Y_{NT}$ , az élettartam tényező
- $Y_M$ , a fogaskerék párjának anyagát figyelembe vevő tényező
- $Y_L$ , a kenési tényező
- $Y_{\theta}$ , a környezeti hőmérséklet tényezője
- $Y_{\Delta\theta}$ , a hőmérséklet növekedési tényező

A (13) egyenletben a melegeedést a  $Y_{\theta}$  a környezeti hőmérsékleti tényező és a  $Y_{\Delta\theta}$  a hőmérséklet növekedési tényező veszi figyelembe. Mindkettőnél a szabvány alapján méréseket kell végezni etalon paraméterekkel és ezeket az eredményeket kell összehasonlítani a tényleges paraméterekkel. Így a JIS B 1759 szabvány módszeréről elmondható, hogy nagy mértékben különbözik a VDI irányelvekben használt módszerektől, hiszen a JIS B 1759 módszerében a tényezők nagy része nem korábbi adatokat tartalmazó táblázatokból és diagramokból származik, hanem leírja, hogyan lehet olyan méréseket végezni, hogy a szilárdságot befolyásoló tényezőket megkapjunk [13].

### 3. A 3D NYOMTATOTT KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKEK PONTOSSÁGA

Az átforgatási nyomaték vizsgálatához egy olyan gyártási módszert kellett találnom, amivel a rendelkezésemre álló forrásokból, kis mennyiségben, megfelelő pontossággal tudok hiba nélküli, illetve általam a fogaskerék-geometrián elhelyezett hibákat tartalmazó fogaskerekeket gyártani. Ebben a fejezetben az általam elérhető 3D nyomtatási technológiákkal gyártott fogaskerekek pontosságát vizsgáltam.

#### 3.1. A nyomtatáshoz használt geometria előállítása

A 3D nyomtatáshoz először szükség volt 3D modellek előállítására. A fogaskerékgeometriát 0,5 mm modullal generáltam a KISSSoft szoftverével. A vizsgálatokhoz kétféle fogszámot választottam, ezek  $z=30$  és  $z=50$  voltak. A generált fogazatok 3D modelljét az 5. ábra mutatja.



5. ábra: A 3D modellek fogai (balra:  $z=30$ , jobbra:  $z=50$ )

#### 3.2. A használt nyomtatási paraméterek

Háromféle technológiával végeztem méréseket. Ezek a 2.5 fejezetben bemutatott FDM, az SLA és az SLS voltak.

Az SLA nyomtatáshoz egy Phrozen Sonic Mini 8k s nyomtatót használtam, illetve a Phrozen Rock Black Stiff nevű anyagát. Az ehhez használt nyomtatási paramétereket a 2. táblázat tartalmazza.

2. táblázat: Az SLA nyomtatóval használt paraméterek

Paraméter	Phrozen Snic Mini 4k s
Alapanyag	Phrozen Rock Black Stiff
Rétegvastagság	0,05 mm
Megvilágítási idő	4 s

Az FDM nyomtatáshoz kétféle nyomtatót használtam: egy Raise3D Pro3 Plus-t és egy Ultimaker S5-öt. A nyomtatási paramétereket a 3. táblázat tartalmazza.

3. táblázat: Az FDM nyomtatókkal használt nyomtatási paraméterek

Paraméter	Raise3D Pro3 Plus	Ultimaker S5
Alapanyag	PLA	TPLA
Fúvóka méret	0,4	0,4
Rétegvastagság	0,1	0,1
Kitöltés	100%	100%
Asztal hőmérséklete	60 °C	60 °C
Extruder hőmérséklete	210 °C	210 °C
Nyomtatási sebesség	15 mm/s	15 mm/s

Mivel az SLS nyomtatók nagy építési térrel rendelkeznek és az ipari 3D nyomtatók közül is a drágábbak közé tartoznak, ezért a fogaskerekek nyomtatását a Technoplast Group Kft. végezte el. A gyártáshoz 0,1mm szemcseátmérőjű poliamid alapanyagot használtak. Mivel a fogaskerekeket nem én gyártottam le, a pontos nyomtatási paramétereket nem ismerem.

### 3.3. A vizsgálatokhoz használt eszközök

A vizsgálatok során a geometriák ellenőrzéséhez és a méréséhez egy Keyence VHX-950F optikai mikroszkópot használtam, ennek a képét a 6. ábra mutatja.

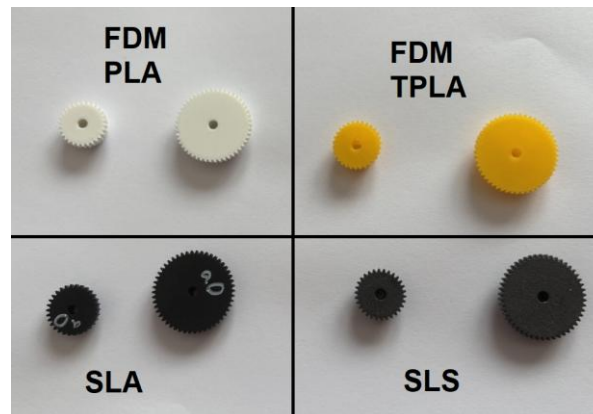


6. ábra: A mikroszkóp

Bár a fogazatok pontosságának mérésére általában egyéb, nem optikai méréseken alapuló vizsgálatokat szoktak alkalmazni, én ezeket azért váltottam ki optikai mikroszkópos mérésekkel, mert ilyen kis méretek esetén ez könnyebb és pontosabb megoldás. Például egy foghúrmérő használatakor ilyen kis modul esetén nehezebb a műszer mérőfelületeit pont a megfelelő mérési pontra illeszteni. Emellett nem is könnyű olyan mérőeszközöket találni, amelyek ilyen kis méreteket is képesek megfelelő pontossággal kezelni.

A vizsgálatokhoz speciális mérősablonokat terveztem és gyártottam le SLA nyomtatással. A sablonok két hengerből álltak össze, a kisebb átmérőjű, hosszabb hengeres rész a fogaskerék

furatába helyezhető, így pozícionálva a sablont. A nagyobb átmérőjű rész vastagsága 1,5 mm volt, ez szolgált a mérési pontok megtalálásának egyszerűsítésére. Minden fogaskerékhez két ilyen sablont készítettem, az egyik az osztókör, a másik a lábkör átmérőjével rendelkezett. A sablonok méreteit a nyomtatás után ellenőriztem mikrométer segítségével és megfelelőnek találtam őket a mérésekhez. A nyomtatott fogaskerekeket a 7. ábra, sablonokat a 8. ábra mutatja.



7. ábra: A nyomtatott fogaskerekek



8. ábra: A sablonok

### 3.4. A vizsgált paraméterek

A mikroszkóp felhasználásával öt paramétert vizsgáltam. Ezek a fog alakja, a fogvastagság, az osztás, a fogmagasság és a fejmagasság voltak. A fog alakját egy-egy fogon, a többi paraméter esetén méréseket 40 darab, véletlenül kiválasztott fogon végeztem el.

A nyomtatott fogaskerekeket a rendelkezésemre álló fröccsöntött fogaskerekekkel hasonlítottam össze, mivel olyan fogaskerekekkel akartam a vizsgálatokat elvégezni, amelyeknek a pontossága legalább ezeknek a fröccsöntött kerekeknek a pontosságát elérte. A fröccsöntött kerekek modulja és fogszáma megegyezett a nyomtatáshoz generált fogaskerekekével. Ezeket a fröccsöntött kerekeket a 9. ábra mutatja.

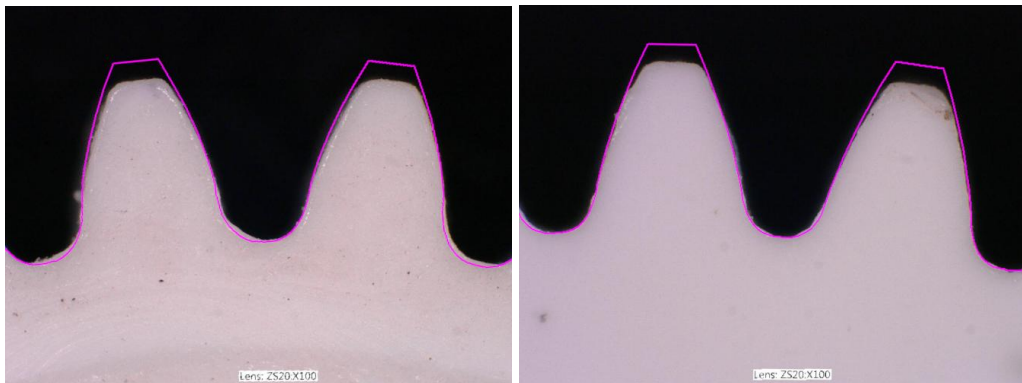


9. ábra: Az összehasonlításhoz használt fröccsöntött fogaskerekek

### 3.4.1. A fog alakja

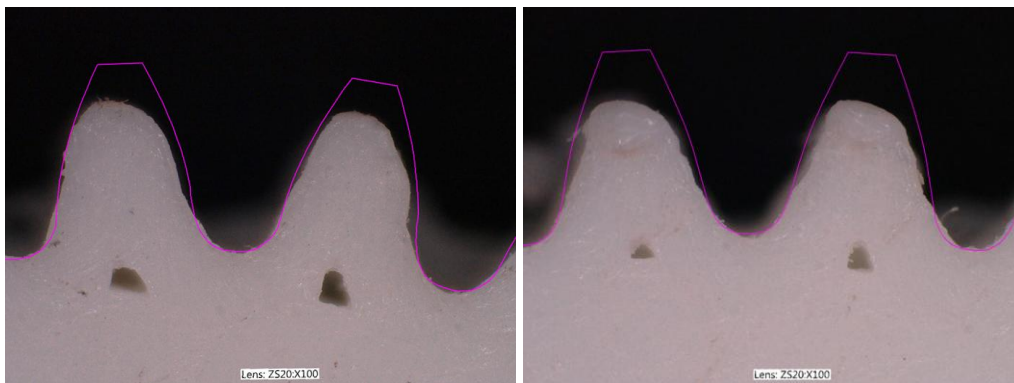
A fogak alakját nem csupán szemrevételezés alapján hasonlítottam össze, hanem mindegyiket összevettem a kiindulási geometria fogprofiljával is. Ehhez a mikroszkópi képeket bemásoltam a Solid Edge CAD tervezőszoftver 2D rajzolómoduljába háttérként és erre igazítottam rá a fogaskerekek profilját. A mikroszkóppal készített képek százszoros nagyítással készültek.

Elsőként a fröccsöntött fogaskerekek fogait vizsgáltam meg, hogy legyen egy viszonyítási alapom. Ezeknek a fogaknak a képét a 10. ábra mutatja.



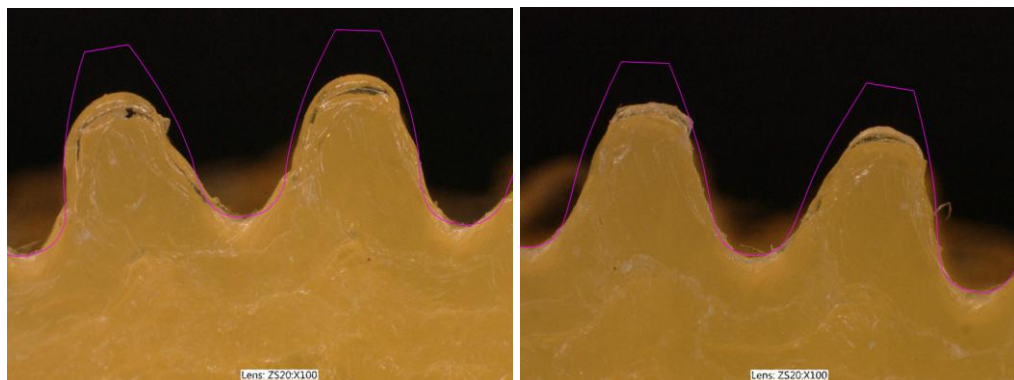
10. ábra: A fröccsöntött fogaskerék profiljának összehasonlítása a KISSSoft-ban generált fogazattal (balra:  $z=30$ , jobbra:  $z=50$ )

A 11. ábra az FDM nyomtatott fogaskerekek közül a PLA alapanyagból készült darabok fogait mutatja. A felvételeken jól látható, hogy a fogprofilok szinte egyáltalán nem hasonlítanak a 3D modellek fogprofiljaihoz. Emellett megfigyelhető az összes fog közepén egy-egy üreg is. Ezt az üreget a nyomtatási technológia korlátjai okozzák. Kialakulása, elhelyezkedése és mérete a nyomtató pontosságától is függ, de leginkább a fogak mérete, az extruder átmérője és a választott szeletelési irány, valamint a nyomtatás során megtett út (amelynek elsődleges paramétere a falvastagság) befolyásolja ezeket a jellemzőket. A felhasznált nyomtatók és szeletelőszoftverek esetében a legkedvezőbb üzemeltetési és nyomtatási helyzetekben ebben a mérettartományban minden fogon megjelenik egy-egy ilyen üreg.



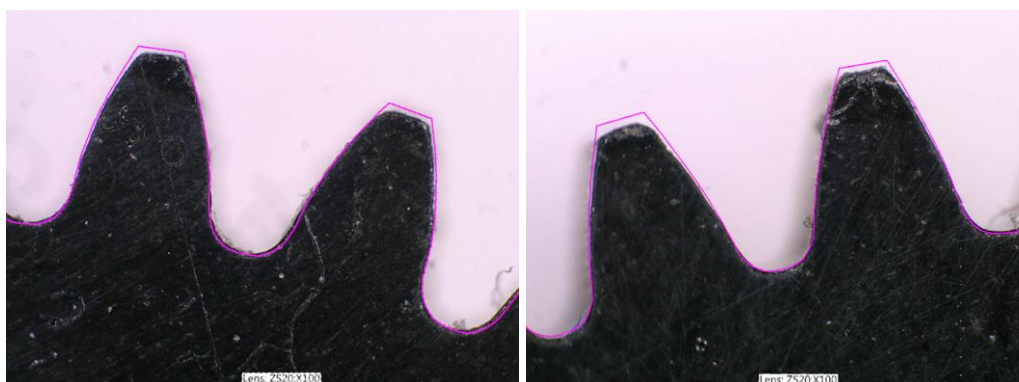
11. ábra: Az FDM-PLA fogaskerék profiljának összehasonlítása a kiindulási geometriával (balra:  $z=30$ , jobbra:  $z=50$ )

A 12. ábra az FDM nyomtatással készült darabok közül a TPLA anyagú fogaskerekeket mutatja. Bár a fogak közepén található üregek eltűntek, ami pontosabb gyártást jelent, maga a fogprofil még mindig csak nagyon kicsit hasonlít a 3D modellek fogaihoz.



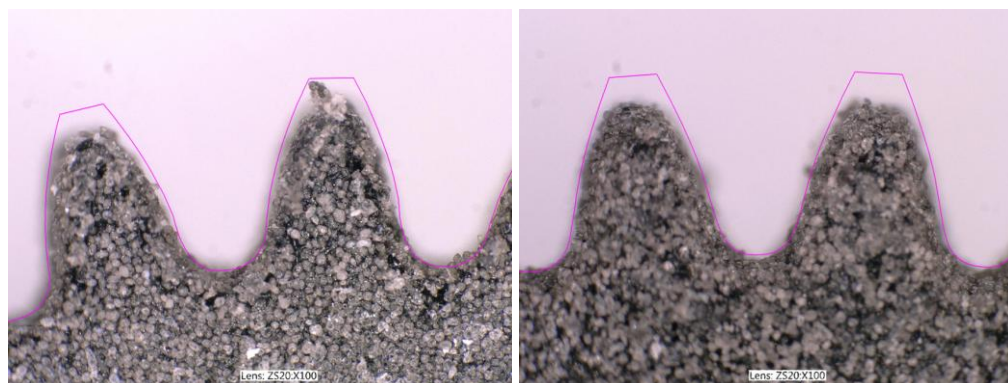
12. ábra: Az FDM-TPLA fogaskerék profiljának összehasonlítása a kiindulási geometriával (balra:  $z=30$ , jobbra:  $z=50$ )

A 13. ábra az SLA technológiával nyomtatott fogaskerekek fogait mutatja. A mikroszkóppal készült felvételeken jól látszik, hogy a nyomtatott fogprofilok jól követik a KISSSoft-ban generált fogak profilját.



13. ábra: Az SLA fogaskerék profiljának összehasonlítása a kiindulási geometriával (balra:  $z=30$ , jobbra:  $z=50$ )

Az SLS nyomtatással gyártott fogaskerek mikroszkopikus képét 14. ábra mutatja. Az látható, hogy az így gyártott fogaskerek jobban hasonlítanak a kiindulási geometriához, mint az FDM nyomtatással készültek, azonban az SLA technológiához képest észrevehető némi pontatlanság. Ez az SLS technológia alapelvéből következhet, hiszen, ahogy az a mikroszkopikus képeken is látszik, a fogaskerek műanyag szemcsékből épülnek fel, ezért itt egy szemcsés szerkezet figyelhető meg, ellentétben az SLA tömörségével.



14. ábra: Az SLS fogaskerék profiljának összehasonlítása a kiindulási geometriával (balra:  $z=30$ , jobbra:  $z=50$ )

### 3.4.2. A fogvastagság

Mivel a fogaskerek generálásakor a KISSSoft szoftver megadja a fogvastagság értékét, amely mindkét esetben  $718 \mu\text{m}$ , megkapjuk, hogy a fogvastagság félszöge  $z=30$  esetén  $2,74^\circ$  és  $z=50$  esetén  $1,64^\circ$ . Az (1) egyenlet segítségével kiszámítható, hogy a foghúrméret  $z=30$  esetén  $716,16 \mu\text{m}$  és  $z=50$  esetén  $717,14 \mu\text{m}$ . A mikroszkóppal mért értékeket így ezzel a két értékkel kellett összevetnem. A 4. táblázat a különböző fogaskerekeken mért foghúrméreteket tartalmazza. A

5. táblázat pedig a mért maximum, minimum, illetve az átlagos értékek kiindulási geometriához képesti eltérését mutatja.

4. táblázat: A foghúrméretetek legnagyobb, legkisebb és átlagos értékeinek összehasonlítása

Fogaskerék	Maximum [ $\mu\text{m}$ ]	Átlag [ $\mu\text{m}$ ]	Minimum [ $\mu\text{m}$ ]
$z=30$ , fröccsöntött	770,3	723,48	674,85
$z=50$ , fröccsöntött	770,13	720,31	672,89
$z=30$ , FDM-PLA	790,12	734,86	631,71
$z=50$ , FDM-PLA	814,53	737,19	672,7
$z=30$ , FDM-TPLA	796,07	720,99	648,81
$z=50$ , FDM-TPLA	795,94	724,7	652,62
$z=30$ , SLA	757,91	727,4	698,8
$z=50$ , SLA	753,08	727,19	706,73
$z=30$ , SLS	826,74	748,73	670,39
$z=50$ , SLS	869,3	771,96	670,39

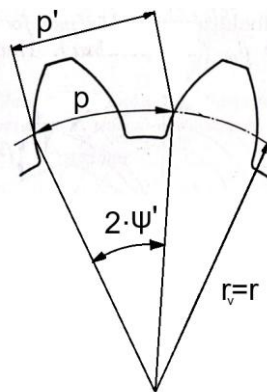
5. táblázat: A foghúrméreték maximumának, minimumának és átlagának eltérése a kiindulási geometriához képest  $\mu\text{m}$ -ben és százalékban

Fogaskerék	A maximum és a kiindulási geometria különbsége [ $\mu\text{m}$ ]	Az átlag és a kiindulási geometria eltérése [ $\mu\text{m}$ ]	A minimum és a kiindulási geometria különbsége [ $\mu\text{m}$ ]
$z=30$ , fröccsöntött	54,14 (7,6%)	7,32 (1%)	41,31 (5,8%)
$z=50$ , fröccsöntött	52,99 (7,4%)	3,17 (0,4%)	44,25 (6,2%)
$z=30$ , FDM-PLA	73,96 (10,3%)	18,7 (2,6%)	84,45 (11,8%)
$z=50$ , FDM-PLA	97,39 (13,6%)	20,05 (2,8%)	44,44 (6,2%)
$z=30$ . FDM-TPLA	79,91 (11,2%)	4,83 (0,7%)	67,35 (9,4%)
$z=50$ . FDM-TPLA	78,93 (11%)	7,56 (1,1%)	64,52 (9%)
$z=30$ , SLA	41,75 (5,8%)	11,24 (1,6%)	17,36 (2,4%)
$z=50$ , SLA	35,94 (5%)	10,05 (1,4%)	10,41 (1,5%)
$z=30$ , SLS	110,58 (15,4%)	32,57 (4,5%)	45,77 (6,4%)
$z=50$ , SLS	152,16 (21,2%)	54,82 (7,6%)	46,75 (6,5%)

A mért eredmények alapján megállapítható, hogy a sztereolitográfia messze a legpontosabb eljárás, hiszen a legnagyobb eltérés is 6% alatti és a referenciaként használt fröccsöntött kereknek nemcsak elérni, de meghaladni is sikerült a pontosságát az SLA-val.

### 3.4.3. Az osztóköri osztás

Az osztás hibáinak vizsgálatakor is fogvastagsághibákhoz hasonlóan jártam el. Egyrészt nem tekintettem el az osztás köríven és egyenes szakaszon mért méretei közötti különbségtől. Ezért a továbbiakban az egyenes szakaszon mért távolságot  $p'$  jelöléssel láttam el és osztóhúrméretnek neveztem el.



15. ábra: Az osztóhúrméret meghatározása

Itt is elmondható ugyanaz, mint a foghúrméretnél, hogy a 15. ábra által mutatott  $\psi'$  szög úgy aránylik egy teljes kör  $360^\circ$ -jához, mint a körívben mért osztás fele az osztókör kerületéhez. Így,

ha átalakítom az (1) egyenletet, megkapom az osztóhúrméretet, amit a (14) egyenlettel számolhatunk ki.

$$p' = 2r \sin \psi' \quad (14)$$

Így kapjuk meg, hogy az osztóhúrméret 30 fognál 1567,93 μm, 50 fognál pedig 1569,76 μm. A mikroszkópon mért értékeket pedig ezekkel az értékekkel kell összehasonlítani. Az eredményeket a 6. táblázat és a 7. táblázat mutatják.

6. táblázat: Az osztóhúrméretetek legnagyobb, legkisebb és átlagos értékeinek összehasonlítása

Fogaskerék	Maximum [μm]	Átlag [μm]	Minimum [μm]
z=30, fröccsöntött	1599,58	1571,6	1541,56
z=50, fröccsöntött	1601,79	1573,71	1541,67
z=30, FDM-PLA	1639,39	1565,17	1526,47
z=50, FDM-PLA	1643,51	1565,09	1528,61
z=30. FDM-TPLA	1655,65	1570,85	1522,57
z=50. FDM-TPLA	1664,84	1568,32	1525,6
z=30, SLA	1586,66	1569	1553,16
z=50, SLA	1589,47	1569,97	1548,8
z=30, SLS	1608,5	1571,56	1493,25
z=50, SLS	1617,19	1571,87	1497,59

7. táblázat: Az osztóhúrméretetek maximumának, minimumának és átlagának eltérése a kiindulási geometriához képest μm-ben és százalékban

Fogaskerék	A maximum és a kiindulási geometria különbsége [μm]	Az átlag és a kiindulási geometria eltérése [μm]	A minimum és a kiindulási geometria különbsége [μm]
z=30, fröccsöntött	31,65 (2%)	3,67 (0,2%)	26,37 (1,7%)
z=50, fröccsöntött	32,03 (2%)	3,95 (0,3%)	28,09 (1,8%)
z=30, FDM-PLA	71,46 (4,6%)	2,76 (0,2%)	41,46 (2,6%)
z=50, FDM-PLA	73,75 (4,7%)	4,67 (0,3%)	41,15 (2,6%)
z=30. FDM-TPLA	87,72 (5,6%)	2,92 (0,2%)	45,36 (2,9%)
z=50. FDM-TPLA	95,08 (6,1%)	1,44 (0,1%)	44,16 (2,8%)
z=30, SLA	18,73 (1,2%)	1,07 (0,1%)	14,77 (0,9%)
z=50, SLA	19,71 (1,3%)	0,21 (0,07%)	20,96 (1,3%)
z=30, SLS	40,57 (2,6%)	3,63 (0,2%)	74,68 (4,8%)
z=50, SLS	47,43 (3%)	2,11 (0,1%)	72,17 (4,6%)

A mért értékek itt is azt mutatják, hogy a sztereolitográfia a legpontosabb eljárás, hiszen a legnagyobb eltérés 1,3%, ami megint kisebb, mint a fröccsöntött fogaskerekeken mért legnagyobb eltérés.

### 3.4.4. A fogmagasság és a fejmagasság

A fogmagasság szabványos értéke 0,5 mm modul esetén 1125  $\mu\text{m}$ , a fejmagasságé 500  $\mu\text{m}$ . A mért fogmagasságokat a 8. táblázat tartalmazza, az eléréseket a kiindulási geometriától pedig a 9. táblázat. A fejmagasságokra ezeket az értékeket a 10. táblázat és a 11. táblázat mutatja.

8. táblázat: A fogmagasságok legnagyobb, legkisebb és átlagos értékeinek összehasonlítása

Fogaskerék	Maximum [ $\mu\text{m}$ ]	Átlag [ $\mu\text{m}$ ]	Minimum [ $\mu\text{m}$ ]
z=30, fröccsöntött	1126,56	1063,07	1005,83
z=50, fröccsöntött	1129,58	1075,74	1000,06
z=30, FDM-PLA	1081,89	991,3	877,56
z=50, FDM-PLA	1076,7	987,3	878,41
z=30. FDM-TPLA	1129,74	1004,12	895,03
z=50. FDM-TPLA	1131,67	1008,37	887,7
z=30, SLA	1150,31	1124,51	1098,59
z=50, SLA	1153,81	1124,47	1104,18
z=30, SLS	1143,43	1076,79	985,81
z=50, SLS	1142,9	1082,31	989,01

9. táblázat: A fogmagasságok maximumának, minimumának és átlagának eltérése a kiindulási geometriához képest  $\mu\text{m}$ -ben és százalékban

Fogaskerék	A maximum és a kiindulási geometria különbsége [ $\mu\text{m}$ ]	Az átlag és a kiindulási geometria eltérése [ $\mu\text{m}$ ]	A minimum és a kiindulási geometria különbsége [ $\mu\text{m}$ ]
z=30, fröccsöntött	1,56 (0,1%)	61,93 (5,5%)	119,17 (10,6%)
z=50, fröccsöntött	4,58 (0,4%)	49,26 (4,4%)	124,94 (11,6%)
z=30, FDM-PLA	43,11 (3,8%)	133,7 (11,9%)	247,44 (22%)
z=50, FDM-PLA	48,3 (4,3%)	137,7 (12,2%)	246,59 (21,9%)
z=30. FDM-TPLA	4,74 (0,4%)	120,88 (10,7%)	229,97 (20,4%)
z=50. FDM-TPLA	6,67 (0,6%)	116,63 (10,4%)	237,3 (21,1%)
z=30, SLA	25,31 (2,2%)	0,49 (0,04%)	26,41 (2,3%)
z=50, SLA	28,81 (2,6%)	0,53 (0,05%)	20,82 (1,9%)
z=30, SLS	18,43 (1,6%)	48,21 (4,3%)	139,19 (12,4%)
z=50, SLS	17,9 (1,6%)	42,69 (3,8%)	135,99 (12,1%)

## A 3D NYOMTATOTT KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKEK PONTOSSÁGA

Az eredmények azt mutatják, hogy a legpontosabb ebben az esetben is az SLA eljárás a maximálisan 2,6%-os eltéréssel. Az SLS esetén ez már 12% feletti, az FDM nyomtatás esetén pedig akár a 22%-ot is elérheti a különbség.

10. táblázat: A fejmagasságok legnagyobb, legkisebb és átlagos értékeinek összehasonlítása

Fogaskerék	Maximum [ $\mu\text{m}$ ]	Átlag [ $\mu\text{m}$ ]	Minimum [ $\mu\text{m}$ ]
z=30, fröccsöntött	501,21	442,36	380,23
z=50, fröccsöntött	503,56	449,82	372,13
z=30, FDM-PLA	451,7	368,3	253,54
z=50, FDM-PLA	449,92	369,4	258,69
z=30. FDM-TPLA	506,53	374,98	258,54
z=50. FDM-TPLA	506,4	378,23	258,54
z=30, SLA	527,05	499,46	473,94
z=50, SLA	528,21	499,7	473,02
z=30, SLS	517,56	457,13	362,14
z=50, SLS	519,38	457,73	360,26

11. táblázat: A fejmagasságok maximumának, minimumának és átlagának eltérése a kiindulási geometriához képest  $\mu\text{m}$ -ben és százalékban

Fogaskerék	A maximum és a kiindulási geometria különbsége [ $\mu\text{m}$ ]	Az átlag és a kiindulási geometria eltérése [ $\mu\text{m}$ ]	A minimum és a kiindulási geometria különbsége [ $\mu\text{m}$ ]
z=30, fröccsöntött	1,21 (0,2%)	57,64 (11,5%)	119,77 (23,9%)
z=50, fröccsöntött	3,56 (0,7%)	50,18 (10%)	127,87 (25,6%)
z=30, FDM-PLA	48,3 (9,7%)	131,7 (26,3%)	246,46 (49,3%)
z=50, FDM-PLA	50,08 (10%)	130,6 (26,1%)	241,31 (48,3%)
z=30. FDM-TPLA	6,53 (1,3%)	125,02 (30,4%)	235,4 (47,1%)
z=50. FDM-TPLA	6,4 (1,3%)	121,77 (24,4%)	241,46 (48,3%)
z=30, SLA	27,05 (5,4%)	0,54 (0,1%)	26,06 (5,2%)
z=50, SLA	28,21 (5,6%)	0,3 (0,06%)	26,98 (5,4%)
z=30, SLS	17,56 (3,5%)	42,27 (8,5%)	137,86 (27,6%)
z=50, SLS	19,38 (3,9%)	42,87 (8,6%)	139,74 (27,9%)

A mért eltérések a névleges értékekhez képest  $\mu\text{m}$ -ben majdnem egyezők a fogmagasságnál mért eltérésekkel. A minimális különbséget a mért fogak kiválasztásának véletlensége adja, hiszen nem biztos, hogy ugyanazokat a fogakat sikerült kiválasztani mindkét mérésnél.

Mindent összevetve a mérések alapján sztereolitográfia volt a legalkalmasabb arra, hogy a további vizsgálatokhoz felhasználjam.

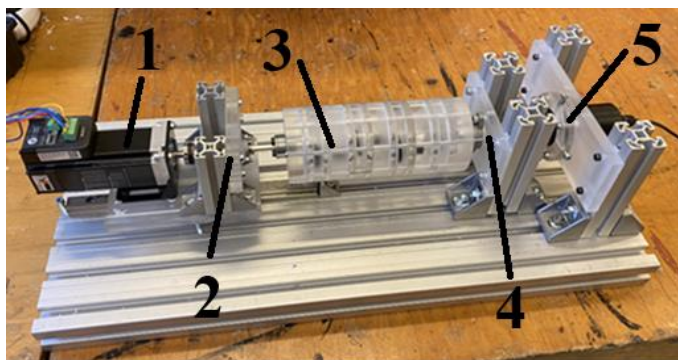
## 4. AZ ÁTFORGATÁSI NYOMATÉK MÉRÉSE

### 4.1. Új berendezés fejlesztése

A 2.8 fejezetben bemutatott módszernek a módosítását tűztem ki célomnak, olyan módon, hogy a nyomatékgörbe vizsgálatából megállapítható legyen nem csak az, hogy a hajtómű hibás fogaskerekeket tartalmaz, hanem a hiba okára is lehessen következtetéseket levonni.

Mivel behatóbban szerettem volna foglalkozni a hibák hatásaival és kimutathatóságával, ezért új berendezést kellett fejlesztenem, amivel jobb és pontosabb méréseket tudtam végezni. Mivel a 2.8 fejezetben említett PCE TM-80 statikus nyomatékmérő tengely rendelkezésemre állt, viszont forgó nyomatékmérő nem, ezért kezdetben a Bihari-féle berendezés alapelvét követtem én is a tervezésnél.

A tervezés során több prototípust is gyártottam és vizsgáltam. Végül egy, az eddigiektől teljesen eltérő kialakítást választottam. Ez egy hengeres házba szerelt egység-hajtóművel felszerelt berendezést, amit a 16. ábra mutat. Az 1. jelölt motor a 2. jelű csapágyozáson keresztül kapcsolódott a 3. számú hajtóműhöz, ami a 4. jelű csapágyazással volt a másik oldalról is megtámasztva. Az itt csapágyazott tengely egy csőtengely volt, amin keresztül a hajtómű behajtó tengelye kilógott. Ez a behajtó tengely kapcsolódott az 5. jelű nyomatékmérőhöz.

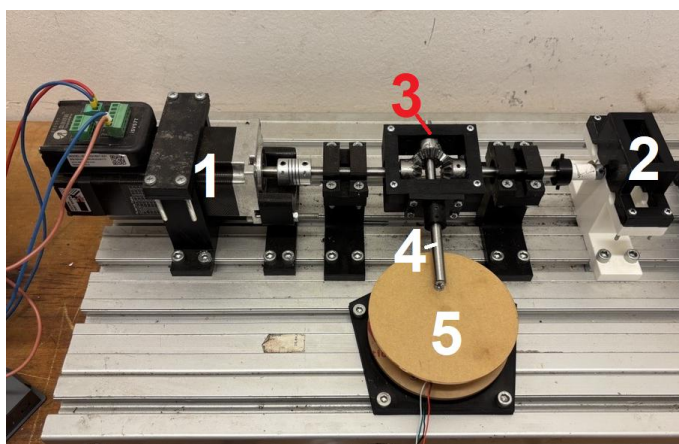


16. ábra: A statikus nyomatékmérőt tartalmazó berendezés

Ennek a berendezésnek azonban számos hibája és hiányossága volt. Az első és legfontosabb az volt, hogy hiába tudtam én is bizonyítani mérésekkel, hogy a fogaskerekek hibái kimutathatóak az átforgatási nyomaték jelleggörbéjének vizsgálatával, azonban pontosabb vizsgálatokat ezzel a berendezéssel nem tudtam végezni. A berendezéssel kimutattam, hogy ha a fogaskerekek összes foga egy bizonyos hibát tartalmaz, akkor van eltérés a hiba nélküli esethez képest, azonban nem voltam képes olyan fogaskerekeket vizsgálni, amelyeknek csak egy foga tartalmazott hibát. Erre rátett az is, hogy a nyomatékmérő mintavételi ideje 1 s volt, ami lassúnak

bizonyult. Illetve másik hátrány, hogy egy-egy mérés előkészítése, illetve az egység-hajtóművek beszerelése és beállítása órákat vett igénybe. Ez azért volt előnytelen, mivel a mérés időtartama ezzel szemben csak 1 perc volt.

Ezért más megoldást kellett kitalálnom. A probléma gyökerét a statikus nyomaték-mérő tengely használatában láttam, mivel túl sok kötöttséget és kompromisszumot követelt a tervezés során. Forgó nyomaték-mérő azonban nem állt a rendelkezésemre és a forgó nyomaték-mérők ára a statikusokhoz képest sokkal nagyobb. Ezért egy differenciálmű elvén terveztem egy dinamikus nyomaték-mérőt. A berendezést a 17. ábra mutatja.



17. ábra: A dinamikus nyomaték-mérő berendezés

Az 1. jelű motor biztosítja a meghajtást, ami a 3. jelű egység egyik kúpkerékéhez kapcsolódik. Az egység egy másik kúpkeréke a 2. jelű hajtóműhöz van kapcsolva. Ez a hajtómű tartalmazza a mérni kívánt fogaskerekeket. A 3. jelű egységben van egy harmadik kúpkerék is, ami a másik kettőt köti össze. Ez a kúpkerék szabadon el tud fordulni és a kúpkerékeket körülvevő keretben van csapágyazva. A terhelés hatására ez a kúpkerék megbillenti a keretet, aminek a végén található a 4. jelű mérőtengely. A mérőtengely, bár egytengelyű a szabadon elfordulni tudó kúpkerékkel, azzal nem kapcsolódik és a mérés során nem forog. Ez a mérőtengely nyomja meg a mérés során a terhelésnek megfelelően az 5. jelű mérőszenzort.

Az 5. jelű szenzor egy 1 kg-os Hx711 mérőcella, amely tömegmérésre alkalmas. A mérőcella pontossága 0,02%. A mérőcella által mért adatokat a vele összekötött Raspberry Pi 400 dolgozza fel. A mérés időtartama 1 perc és a mintavételezési idő 0,3 s. A terhelést a Raspberry grammban rögzíti. Ezt a gravitációs gyorsulás értékével szorozva megkapjuk a terhelés értékét Newtonban, amit az erőkarral megszorozva pedig az átforgatási nyomaték értékét lehet megkapni.

A berendezés pontosságát úgy ellenőriztem, hogy nem kapcsoltam kisméretű műanyag fogaskerekeket tartalmazó hajtóművet hozzá, azaz „üresen” futtattam. Az így mért értékek 0,01 Nmm-en belül voltak, ami azt jelenti, hogy ekkora a berendezés pontossága. Minden nyomaték-mérés elején van egy néhány másodperces szakasz, ahol az értékek nullát vesznek fel.

Ez annak a következménye, hogy a mérés elején nagyon rövid ideig a mérőtengelyt el kell választani a szenzortól, hogy a 0 értéket biztosan megtalálja és felvegye.

A berendezésnek van egy további előnye a korábbiakban bemutatott berendezésekhez képest. Ezzel a berendezéssel bármilyen kialakítású hajtómű vizsgálható, mivel a vizsgálatok során a hajtómű egésze nem mozog. Ezért csak azt kell biztosítani, hogy a vizsgálat során a hajtómű ne tudjon elmozdulni. A hajtóműveket a berendezés alapját képző alumíniumprofilok hornyaihoz kapcsolódó rögzítési pontokon, vagy lefogókkal lehet rögzíteni, ami tovább növeli az alkalmazhatóság rugalmasságát.

#### 4.2. A mérésekhez használt fogaskerekek ellenőrzése

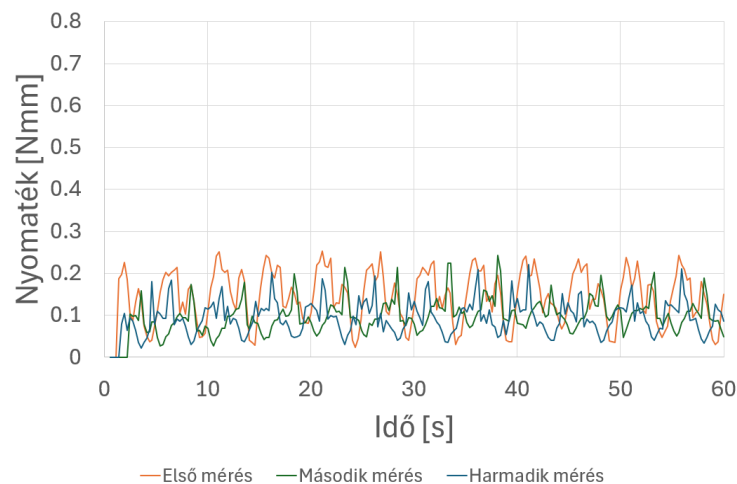
Annak megerősítésére, hogy a 3D nyomtatási technológiák közül az SLA megfelelő ezekhez a vizsgálatokhoz, átforgatási nyomaték vizsgálatokat is végeztem mindhárom nyomtatási eljárásra, illetve a fröccsöntött kerekre is.

Minden esetben olyan fogaskerékpárokat vizsgáltam, amelyek egyik tagja sem tartalmazott általam a CAD szoftverben létrehozott hibát, így csak a nyomtatási technológiák hibái befolyásolták az átforgatási nyomaték értékét.

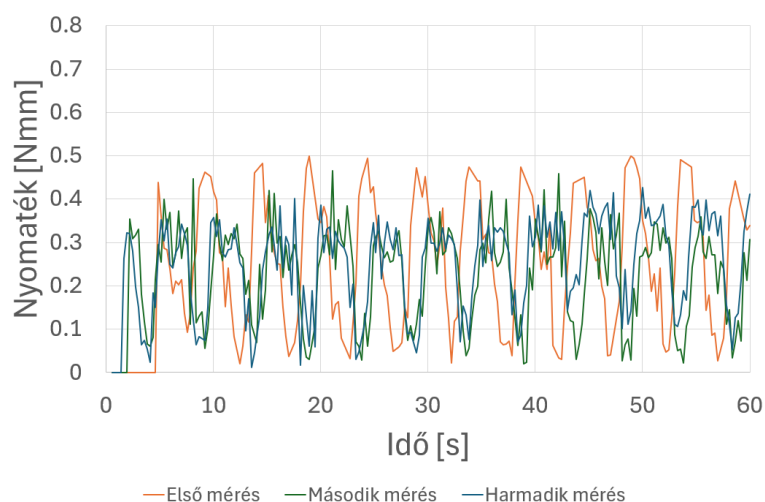
A méréseket két esetre hajtottam végre. Az egyik esetben a fogaskerékpár mindkét tagja  $z=30$  fogszámmal rendelkezett, a második esetben pedig  $z=50$  volt mindkét fogaskerék fogszáma. Ezen belül minden fogaskerékpárra 3-3 egymástól független mérést végeztem el. A fogaskerekeket a meghajtó motor 12 1/min fordulatszámmal forgatta.

Egy fogaskerékpár pontossága annál jobb, minél közelebb van egymáshoz a maximum és a minimum értéke az átforgatási nyomaték jelleggörbéjén.

Először a fröccsöntött fogaskerekeken végeztem méréseket, hogy ezekkel hasonlíthassam össze a nyomtatott fogaskerekek görbéit. Az eredményeket a 18. ábra és a 19. ábra mutatják, illetve a 12. táblázat. Az ábrákon a függőleges, nyomatékot mutató tengely skálázását azért így választottam meg, hogy könnyebben összehasonlítható legyen a többi technológiával.



18. ábra: Az átforgatási nyomaték görbéje fröccsöntött fogaskerékpároknál  $z=30$  esetén

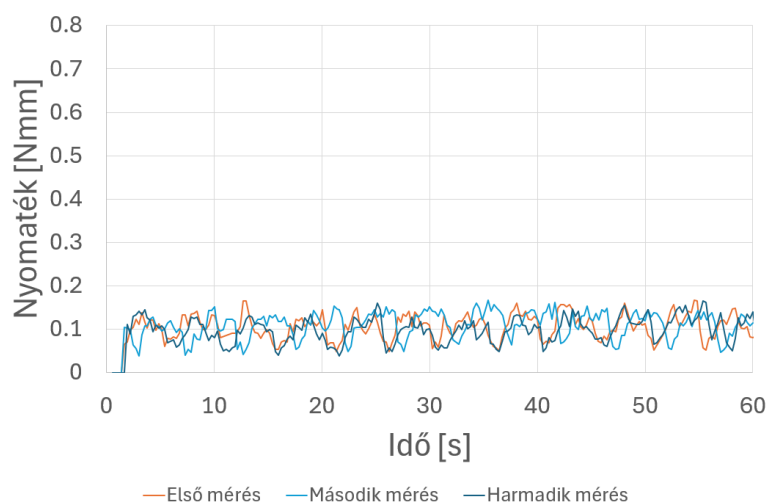


19. ábra: Az átforgatási nyomaték görbéje fröccsöntött fogaskerékpároknál z=50 esetén

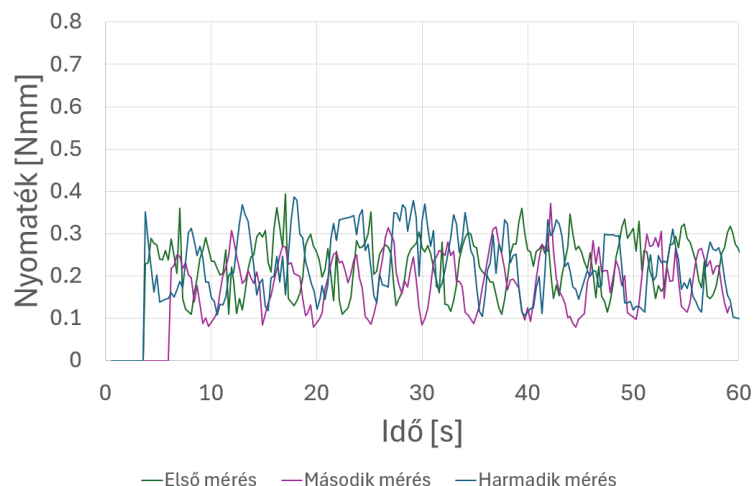
12. táblázat: A fröccsöntött fogaskerekeken mért értékek

Fogaskerék	Mérés	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
z=30, fröccsöntött	1. mérés	0,2524	0,1462	0,0243
	2. mérés	0,2421	0,1	0,0264
	3. mérés	0,2207	0,0951	0,0221
z=50, fröccsöntött	1. mérés	0,4991	0,2603	0,0196
	2. mérés	0,4647	0,2311	0,0196
	3. mérés	0,4267	0,2536	0,011

Mivel a 3D nyomtatási technológiák közül a sztereolitográfia tűnt magasan a legbiztosabbnak, azzal kezdtem a vizsgálatokat. Az eredményeket a 20. ábra és a 21. ábra mutatják, illetve a 13. táblázat foglalja össze a mért értékek maximumát, minimumát és átlagát.



20. ábra: Az átforgatási nyomaték görbéje SLA eljárással nyomtatott fogaskerékpároknál z=30 esetén

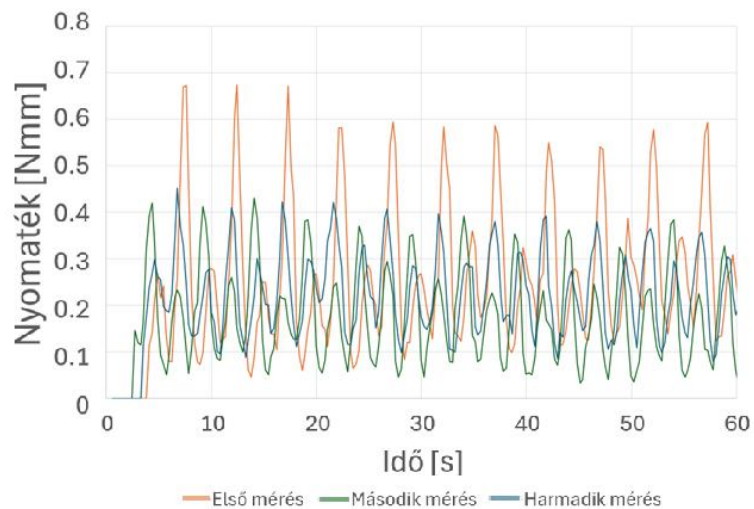


21. ábra: Az átforgatási nyomaték görbéje SLA eljárással nyomtatott fogaskerékpároknál  $z=50$  esetén

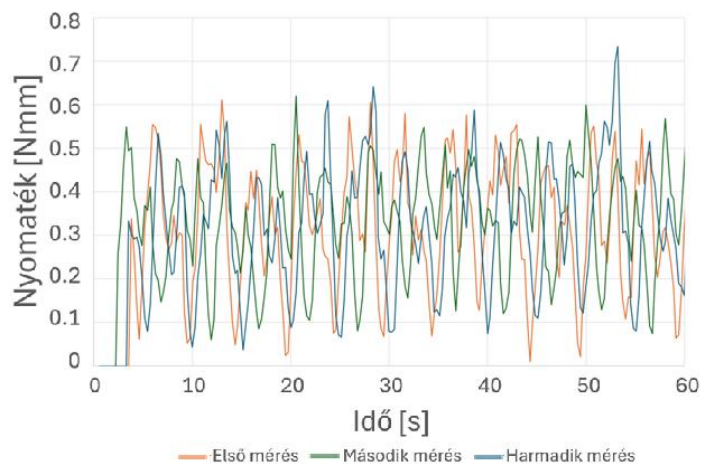
13. táblázat: A sztereolitográfiával gyártott fogaskerekeken mért értékek

Fogaskerék	Mérés	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
$z=30$ , SLA	1. mérés	0,167	0,1104	0,0383
	2. mérés	0,167	0,1062	0,0485
	3. mérés	0,1655	0,0989	0,0389
$z=50$ , SLA	1. mérés	0,3936	0,2317	0,1091
	2. mérés	0,3716	0,1924	0,0797
	3. mérés	0,3875	0,2288	0,0981

Az SLS technológiával gyártott fogaskerekek diagrammjait a 22. ábra és a 23. ábra mutatják. Ebben az esetben is összefoglaltam az eredményeket egy táblázatban, ez a 14. táblázat.



22. ábra: Az átforgatási nyomaték görbéje SLS eljárással nyomtatott fogaskerékpároknál  $z=30$  esetén

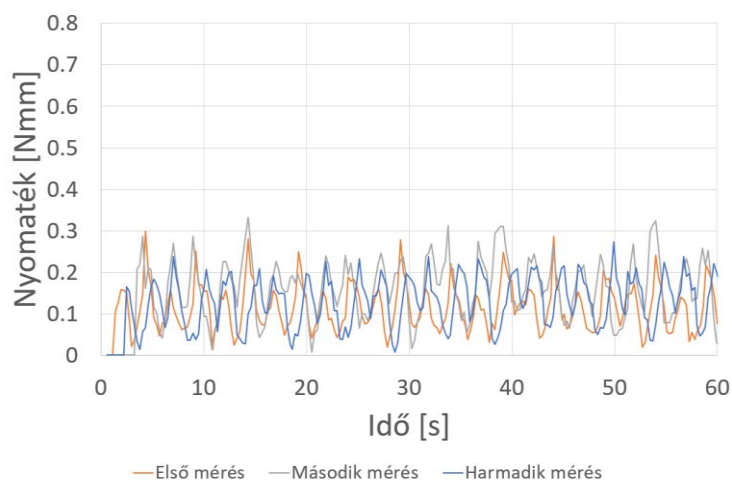


23. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje SLS eljárással nyomtatott fogaskerékpároknál z=50 esetén

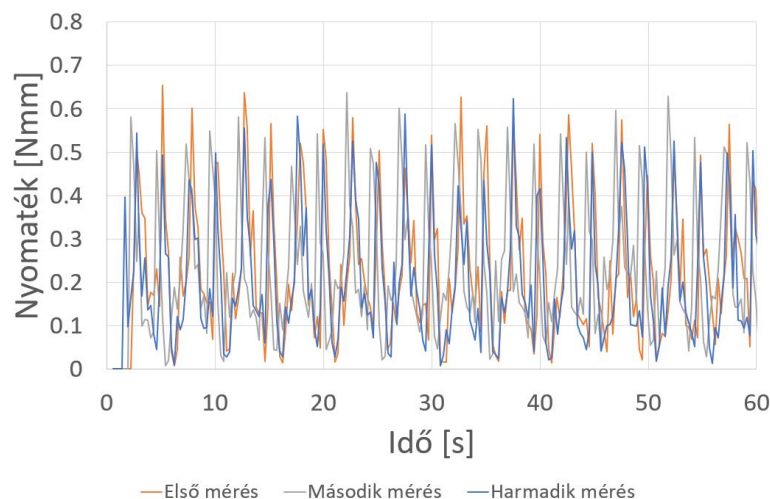
14. táblázat: Az SLS technológiával gyártott fogaskerékpárokon mért értékek

Fogaskerék	Mérés	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
z=30, SLS	1. mérés	0,6739	0,2667	0,0464
	2. mérés	0,4311	0,1802	0,0287
	3. mérés	0,4517	0,2291	0,0795
z=50, SLS	1. mérés	0,6119	0,3232	0,0098
	2. mérés	0,6205	0,3391	0,0601
	3. mérés	0,7345	0,3254	0,0367

A Raise3D Pro3 Plus FDM nyomtatóval PLA alapanyagból nyomtatott fogaskerekek átfogatási nyomatékának jelleggörbéit a 24. ábra és a 25. ábra mutatja. Az eredményeket a 15. táblázat foglalja össze.



24. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje FDM eljárással PLA alapanyagból nyomtatott fogaskerékpároknál z=30 esetén

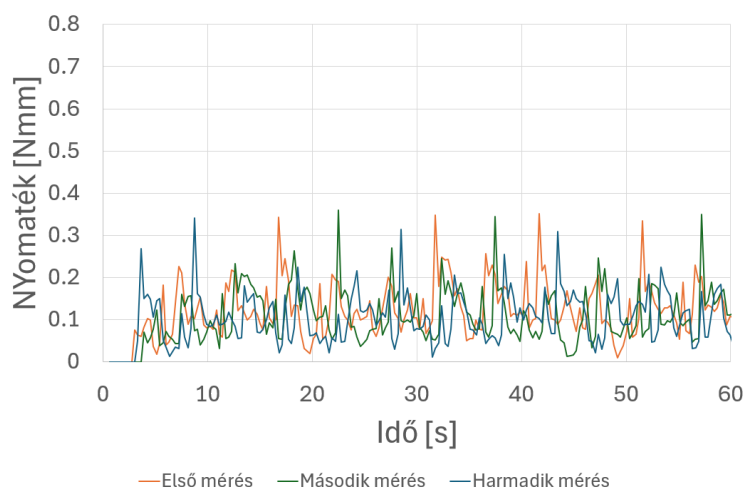


25. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje FDM eljárással PLA alapanyagból nyomtatott fogaskerékpároknál  $z=50$  esetén

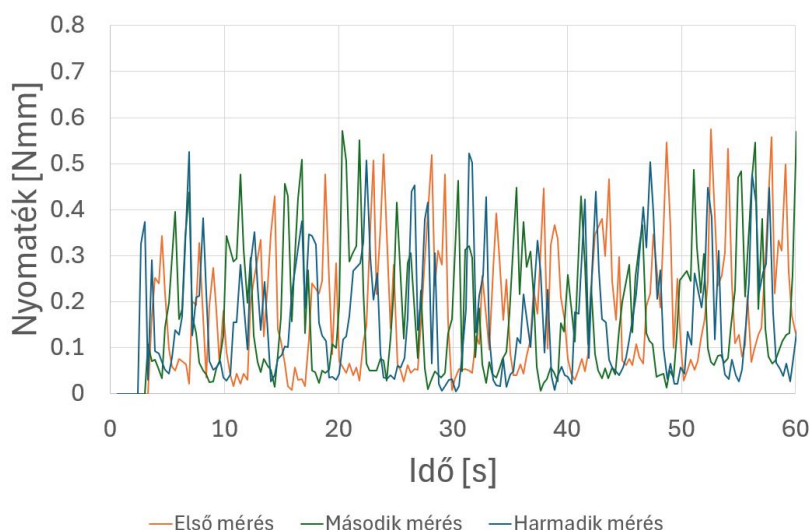
15. táblázat: A PLA-ból gyártott fogaskereken mért eredmények összefoglalása

Fogaskerék	Mérés	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
$z=30$ , PLA	1. mérés	0,299	0,1149	0,0121
	2. mérés	0,3331	0,1630	0,0082
	3. mérés	0,2728	0,1319	0,0079
$z=50$ , PLA	1. mérés	0,6536	0,2309	0,0074
	2. mérés	0,6377	0,2369	0,0074
	3. mérés	0,6242	0,2087	0,0074

Az Ultimaker S5 nyomtatóval TPLA alapanyagból nyomtatott fogaskerekek átfogatási nyomatékának görbéit a 26. ábra és a 27. ábra mutatja. Az eredményeket a 16. táblázat foglalja össze.



26. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje FDM eljárással TPLA alapanyagból nyomtatott fogaskerékpároknál  $z=30$  esetén



27. ábra: Az átforgatási nyomaték görbéje FDM eljárással TPLA alapanyagból nyomtatott fogaskerékpároknál  $z=50$  esetén

16. táblázat: A TPLA-ból gyártott fogaskereken mért eredmények összefoglalása

Fogaskerék	Mérés	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
$z=30$ , TPLA	1. mérés	0,3517	0,1262	0,0103
	2. mérés	0,3598	0,1123	0,0132
	3. mérés	0,3407	0,1079	0,011
$z=50$ , TPLA	1. mérés	0,5738	0,178	0,0074
	2. mérés	0,5708	0,1737	0,0055
	3. mérés	0,5248	0,1646	0,0049

Az átforgatási nyomaték eredményeiből, illetve a mikroszkópos vizsgálatok eredményeiből egyértelműen látszik, hogy a sztereolitográfia messze a legpontosabb 3D nyomtatási technológia a három közül. Mivel a technológiák közül csak az SLA nyomtatás felel meg a további vizsgálatokhoz elvárt minőséghez, ezért az átforgatási nyomaték mérésével folytatott további vizsgálataimhoz ezzel a technológiával gyártott fogaskerekeket használtam és referenciaértékként a 13. táblázat értékeit használtam fel.

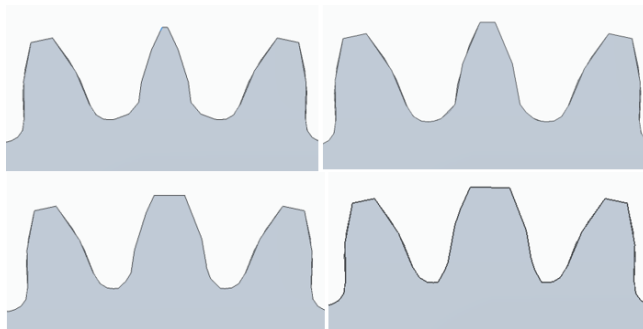
### 4.3. A hibák méréseinek alapjai

A hibák kimutathatóságának méréseit minden esetben két esetre hajtottam végre. Az egyik esetben a fogaskerékpár mindkét tagja  $z=30$  fogszámmal rendelkezett, a második esetben pedig  $z=50$  volt mindkét fogaskerék fogszáma. Ezen belül minden fogaskerékpárra 3-3 egymástól független mérést végeztem el. Minden esetben csak a fogaskerékpár egyik tagja tartalmazott hibát, a másik nem.

A fogaskereket minden esetben 12 1/min fordulatszámmal forgatta a motor. Ez azt jelenti, hogy a hibás fog az egy perces mérés során tizenkétszer érintkezett. Ez alapján a jelleggörbéken 12 olyan ciklikusan elhelyezkedő pontnak kell lennie, ahol a nyomaték értéke eltér a referenciamérések értékétől. Kivételt képeznek az olyan mérések, ahol a 12 pont egyike abba a szakaszba esik bele, ami a görbék elején lévő 0 értéket felvevő szakaszban van. Itt értelemszerűen csak 11 ilyen pont jelenik meg a görbén, de a ciklikusságból látszik, hogy hol lenne a 12. pont.

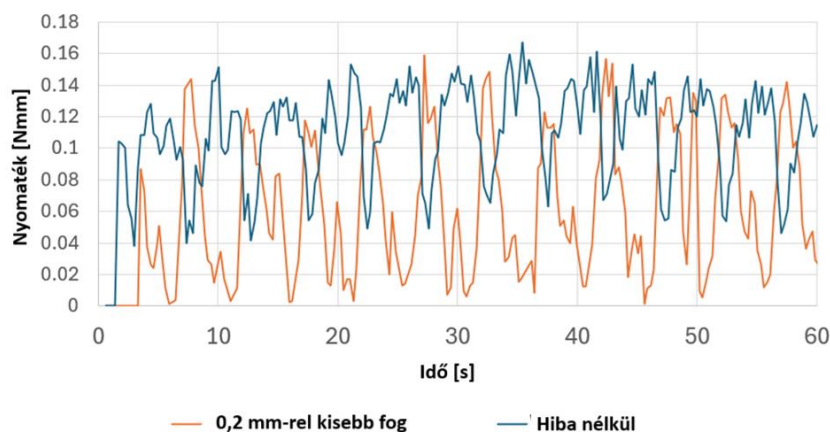
#### 4.4. A fogvastagság hibáinak vizsgálata az átforgatási nyomaték mérésével

Elsőként a kisméretű műanyag fogaskerekek fogvastagsághibáival foglalkoztam, mivel a korábbi kutatások utaltak arra, hogy ezeket a hibákat ki lehet mutatni ezzel a módszerrel. Ehhez olyan fogaskerekekre volt szükségem, ahol az egyik fog vastagsága más, mint a többié. Ehhez a Solid Edge CAD szoftver segítségével módosítottam egy fogat a generált geometrián. Mivel korábban meghatároztam az SLA technológia pontosságát, olyan mértékű változtatásra volt szükségem, ami bármilyen esetben kimutatható és a nyomatékgörbén nem téveszthető össze a technológia korlátjaiból adódó hatásokkal. Ezért 0,1 és 0,2 mm eltérést választottam. Négyféle esetet vizsgáltam. A módosított fog az első esetben 0,2 mm-rel kisebb, a másodikban 0,1 mm-rel kisebb, a harmadikban 0,1 mm-rel nagyobb, a negyedikben pedig 0,2 mm-rel nagyobb volt a szabványos értéktől. Az így módosított fogazatok 3D modelljének képét a  $z=30$  esetre a 28. ábra mutatja.

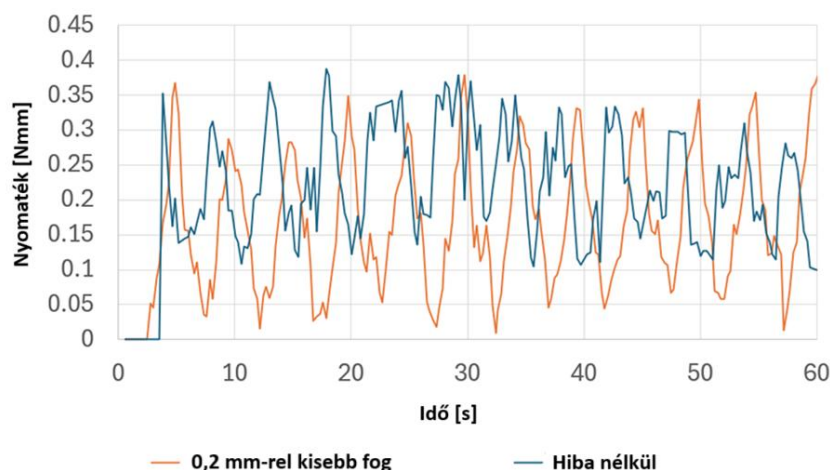


28. ábra: A  $z=30$  fogaskerekek módosított fogazata (balra fent: 0,2 mm-rel csökkentett fog, jobbra fent: 0,1 mm-rel csökkentett fog, balra lent: 0,1 mm-rel növelt fog, jobbra lent: 0,2 mm-rel növelt fog)

A 29. ábra és a 30. ábra azt az esetet mutatják, amikor a fogvastagságot 0,2 mm-rel csökkentettem. A diagrammokon jól láthatóak azok a ciklikusan ismétlődő helyek, ahol az átforgatási nyomaték értéke jelentősen lecsökken a referenciaértékhez képest. Az is látható, hogy ezeket a helyeket leszámítva az összes többi érték a hiba nélküli fogaskerékpárokhoz tartozó értékeket veszi fel.



29. ábra: Az átforgatási nyomaték görbéje  $z=30$  esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,2 mm-rel kisebb a többinél

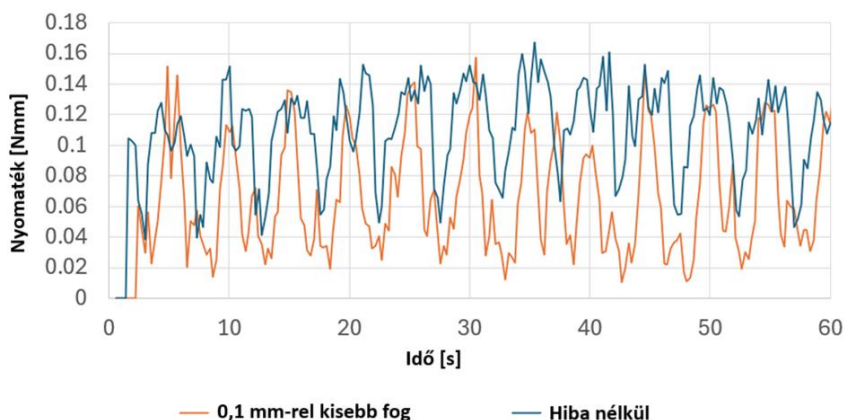


30. ábra: Az átforgatási nyomaték görbéje  $z=50$  esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,2 mm-rel kisebb a többinél

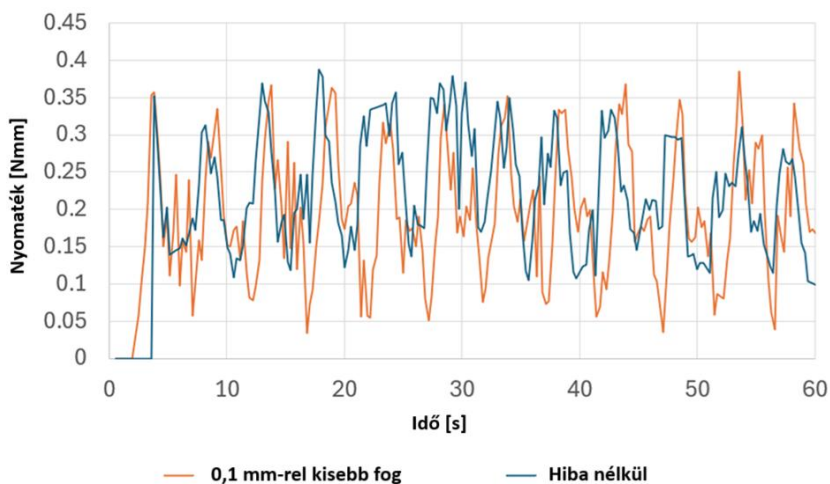
17. táblázat: A nyomatékgörbén a hiba nélküli esethez képest eltérő pontok legnagyobb, legkisebb és átlagos értéke 0,2 mm-rel kisebb fogvastagsághiba esetén

Fogsám	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
$z=30$	0,01839375	0,008353079	0,00073575
$z=50$	0,06744375	0,028092273	0,0073575

A 31. ábra és a 32. ábra a 0,1 mm-rel csökkentett fogú fogaskerekkel végzett vizsgálatok eredményeit mutatja. Az eredmények azt mutatják, hogy ilyenkor is feltűnik a ciklikusan megjelenő hely, ahol a nyomaték lecsökken. Azonban mivel a hiba kisebb, így a nyomatékcsökkenés mértéke is kisebb, mint a 0,2 mm-es hiba esetén.



31. ábra: Az átforgatási nyomaték görbéje  $z=30$  esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,1 mm-rel kisebb a többinél

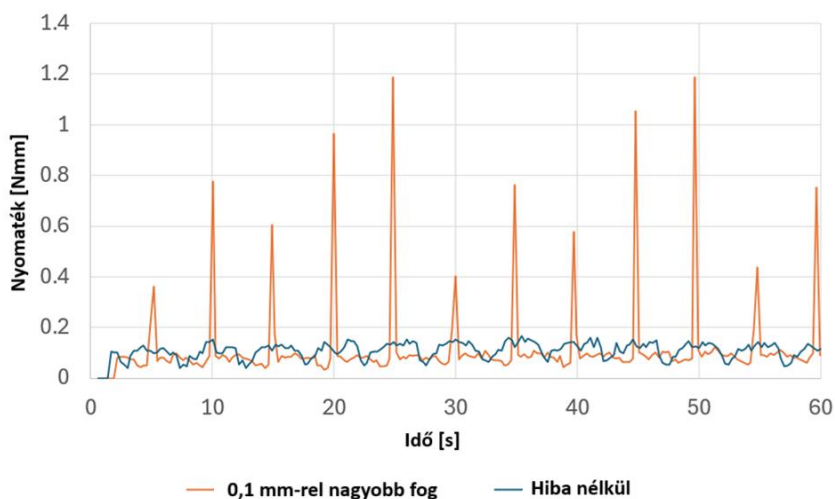


32. ábra: Az átforgatási nyomaték görbéje  $z=50$  esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,1 mm-rel kisebb a többinél

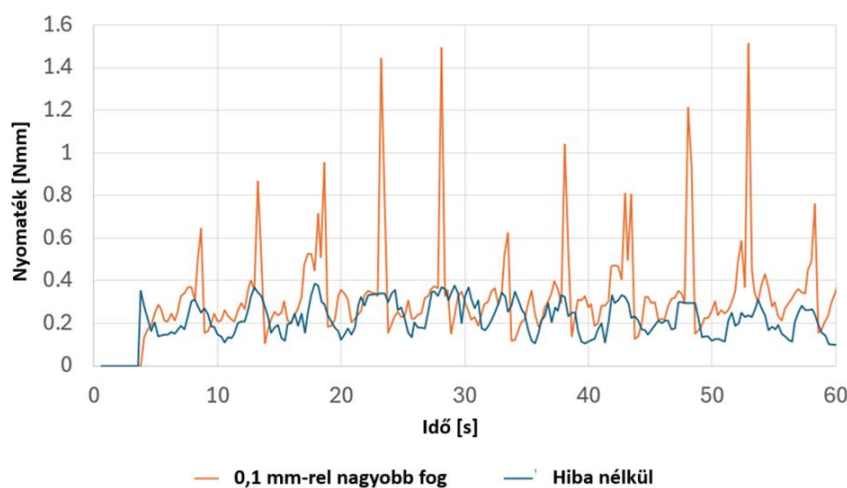
18. táblázat: A nyomatékgörbén a hiba nélküli esethez képest eltérő pontok legnagyobb, legkisebb és átlagos értéke 0,1 mm-rel kisebb fogvastagsághiba esetén

Fogszám	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
$z=30$	0,0309015	0,017457498	0,00809325
$z=50$	0,0858375	0,057577734	0,03310875

A 33. ábra és a 34. ábra azokat az eseteket mutatja, amikor a hibás fog 0,1 mm-rel nagyobb a többinél. Mint a diagrammokon látható, mikor a hibás fog lép kapcsolódásba, a nyomaték jelentősen megnő, egyébként viszont a nyomaték értéke a hiba nélküli eset értékeit veszi fel.



33. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje  $z=30$  esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,1 mm-rel nagyobb a többinél

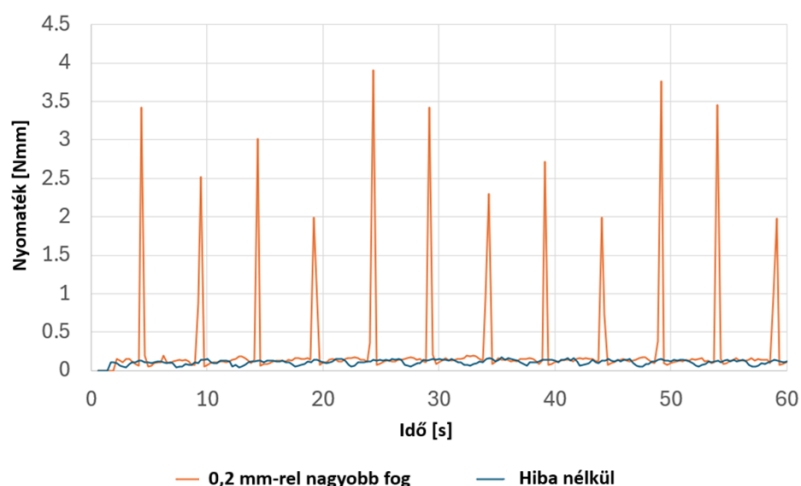


34. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje  $z=50$  esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,1 mm-rel nagyobb a többinél

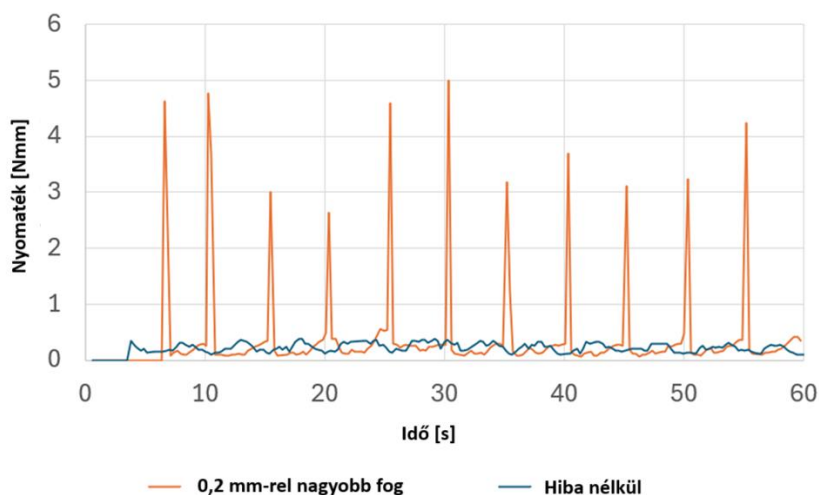
19. táblázat: A nyomatékgörbén a hiba nélküli esethez képest eltérő pontok legnagyobb, legkisebb és átlagos értéke 0,1 mm-rel nagyobb fogvastagsághiba esetén

Fogszám	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
$z=30$	1,1875005	0,681010979	0,28767825
$z=50$	1,71307125	1,131593382	0,6204825

A 35. ábra és az 36. ábra a 0,2 mm-re nagyobb fogakat tartalmazó fogaskerékpárok nyomatéki görbéjét mutatja. Itt a 0,1 mm-rel nagyobb esethez hasonló folyamat játszódik le, tehát a hibás fog érintkezésekor a nyomaték jelentősen megnő, azonban mivel ebben az esetben a hiba nagyobb, ezért az eltérés is nagyobb ezeknél a helyeknél.



35. ábra: Az átforgatási nyomaték görbéje  $z=30$  esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,2 mm-rel nagyobb a többinél



36. ábra: Az átforgatási nyomaték görbéje  $z=50$  esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,2 mm-rel nagyobb a többinél

20. táblázat: A nyomatékgörbén a hiba nélküli esethez képest eltérő pontok legnagyobb, legkisebb és átlagos értéke 0,2 mm-rel nagyobb fogvastagsághiba esetén

Fogszám	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
$z=30$	3,94141275	2,66233841	1,26033975
$z=50$	5,84553375	3,790858826	1,603935

Az eredmények bebizonyították, hogy ez a módszer alkalmas arra, hogy a fogvastagsághibákat kimutassam.

#### 4.5. Az osztás hibáinak vizsgálata

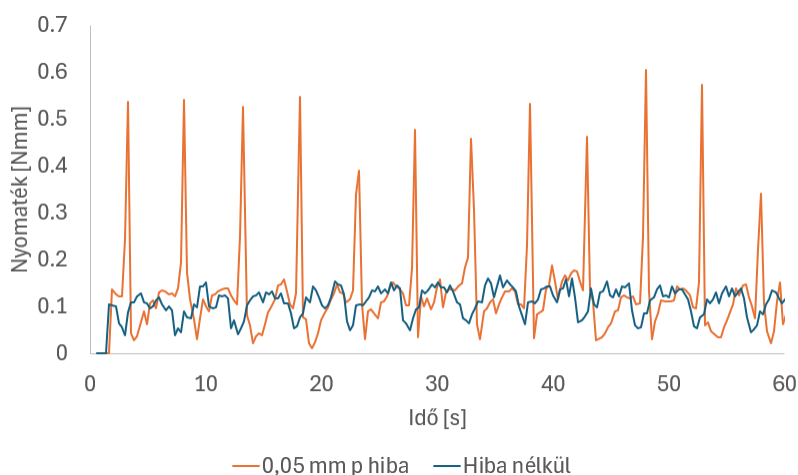
A következő általam vizsgált hiba a kisméretű műanyag fogaskerekek osztóköri osztásának hibája volt. Ebben az esetben a Solid Edge CAD tervezőszoftverrel az osztáshibát úgy hoztam

létre, hogy a fogaskerék egyik fogát elforgattam a fogaskerék tengelye körül. A hibás fogat úgy forgattam el, hogy az osztás egyik esetben 0,05, másik esetben 0,1 mm-rel változzon a szabványoshoz képest. Ezt az 37. ábra szemlélteti. Az ábrán a fekete nyíl jelöli az elforgatás irányát. Az ábrán található egy I. jelölésű fehér nyíl is. Ez arra szolgál, hogy a továbbiakban megkülönböztessem a hibás fogaskerék két forgásirányát. A nyíl által mutatott iránynak megfelelő forgásirányt a továbbiakban I. jelöléssel, a nyíl irányával ellentéteset II.-vel fogom jelölni.



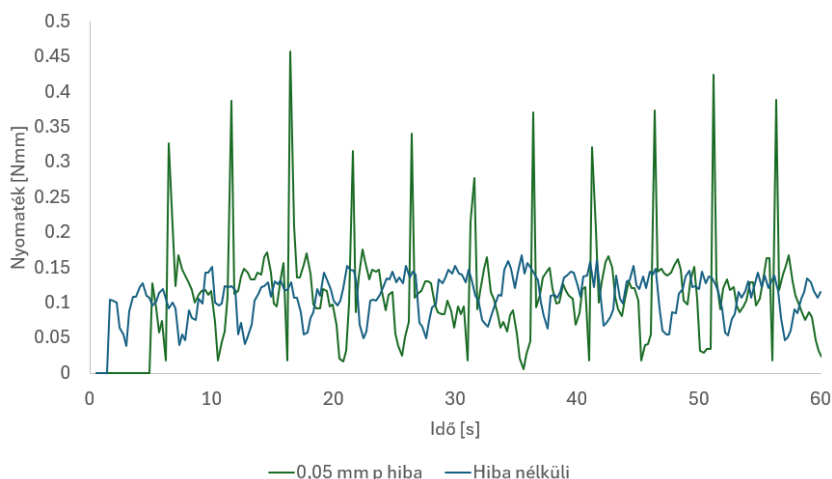
37. ábra: Az osztás hibájának szemléltetése

A  $z=30$  fogszám esetén a 0,05 mm-es osztáshibánál, ha a hibás fogaskerék az I. forgásirányban forog, azt tapasztaltam, hogy amikor a hibás fog lép kapcsolatba, a nyomaték jelentősen megnő, majd hirtelen lecsökken. Ez azzal magyarázható, hogy a csökkentett osztású résznél a foghézag is lecsökken a szabványoshoz képest, míg a fog másik oldalán a foghézag a szabványos érték fölé kerül. Az ehhez tartozó nyomatékgörbét a 38. ábra mutatja.



38. ábra: A nyomatéki görbe  $z=30$ , 0,05 mm osztáshiba és I. forgásirány esetén

II. forgásirány diagrammját a 39. ábra mutatja. Ebben az esetben az I. forgásiránnyal ellentétes folyamat zajlik le. A nyomaték jelentősen lecsökken, majd megnő. A kiugró értékek nagysága nagyjából megegyezik az I. forgásirány esetén tapasztalttal. Ezeket a referenciaértékektől eltérő nyomatékokat a 21. táblázat foglalja össze.

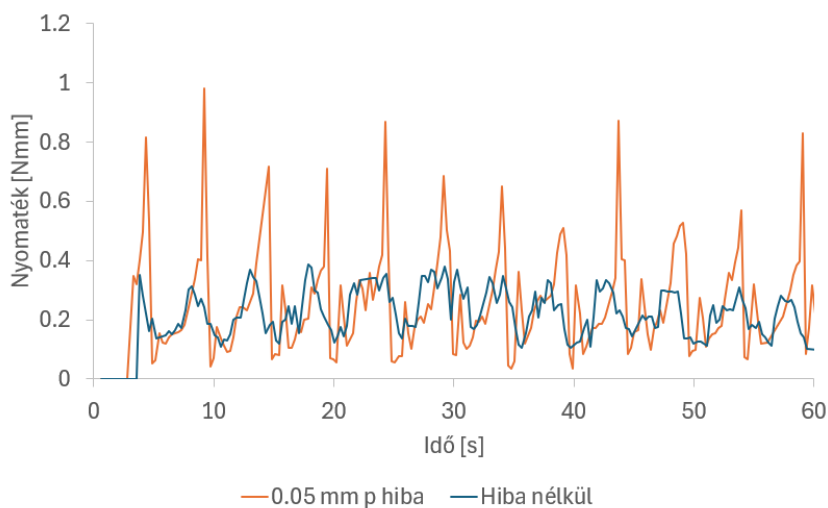


39. ábra: A nyomatéki görbe  $z=30$ , 0,05 mm osztáshiba és II. forgásirány esetén

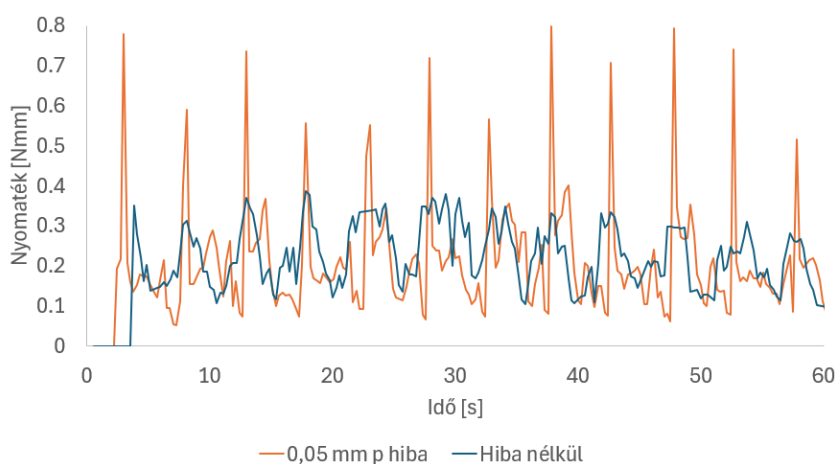
21. táblázat: Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,05 mm osztáshiba esetén,  $z=30$  fogszerű fogaskerékpárokra

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

A  $z=50$  és 0,05 mm osztáshiba esetén is ugyanaz figyelhető meg, mint  $z=30$  esetén. A különbség csak a hibás fognál tapasztalható nyomaték nagyságában van. Ezeket az értékeket a 22. táblázat tartalmazza. Az I. forgásirányt a 40. ábra, a II. forgásirányt a 41. ábra mutatja.



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

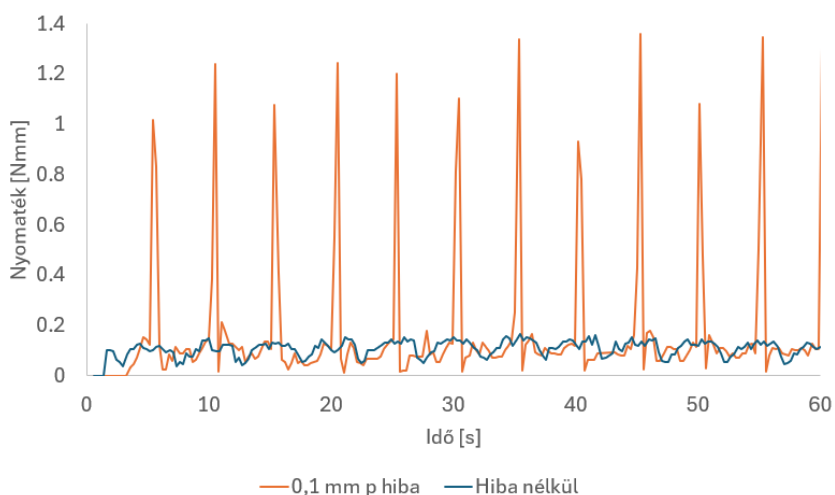


41. ábra: A nyomatéki görbe  $z=50$ , 0,05 mm osztáshiba és II. forgásirány esetén

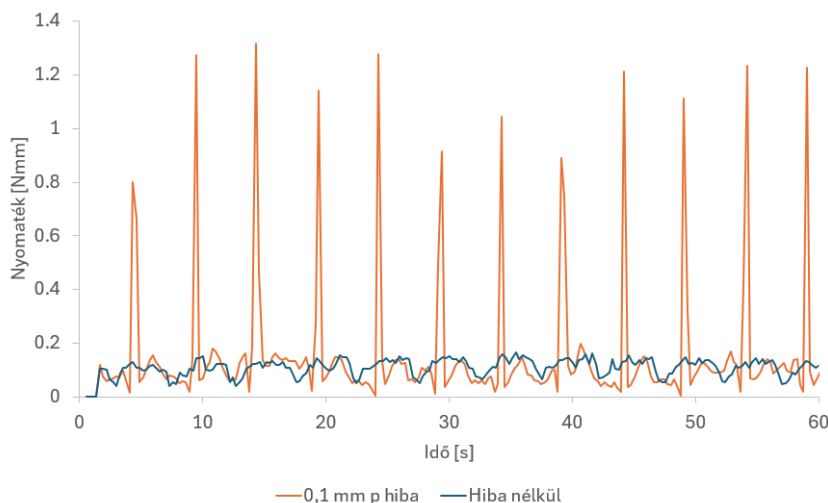
22. táblázat: Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,05 mm osztáshiba esetén,  $z=50$  fogszerű fogaskerékpárokra

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

A  $z=30$  és 0,1 mm osztáshibával rendelkező fogaskerek esetén ugyanazt a jelenséget tapasztaltam, mint 0,05 mm-es hiba esetén. Azonban mivel itt az osztáshiba nagyobb volt, így a hibás fog kapcsolódásakor mért nyomatékok és a referenciaértékek különbsége is nagyobb lett. Ezeket az értékeket a 23. táblázat tartalmazza. A nyomatékgörbét a 42. ábra és a 43. ábra mutatja.



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

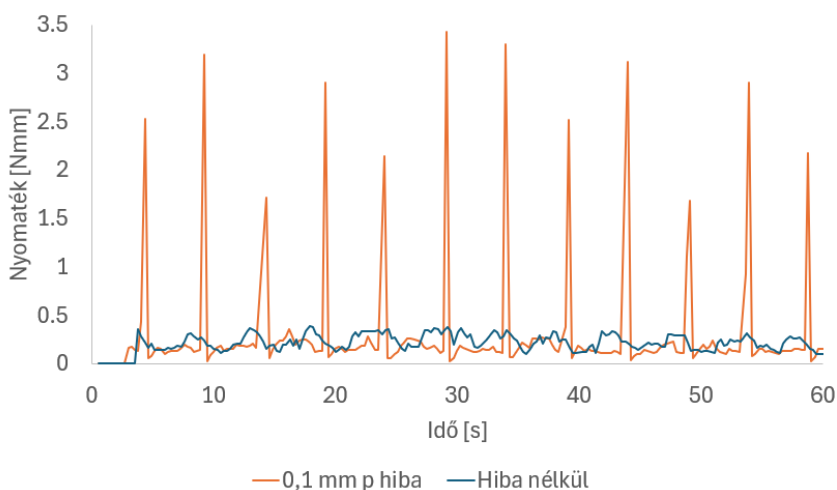


43. ábra: A nyomatéki görbe  $z=30$ , 0,1 mm osztáshiba és II. forgásirány esetén

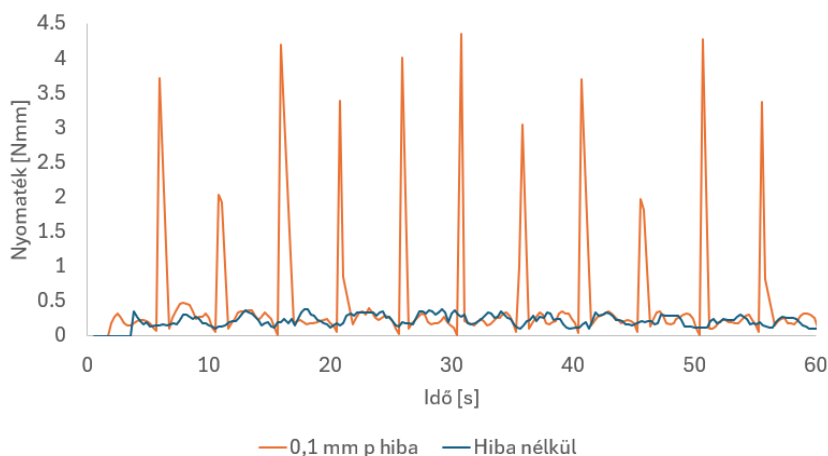
23. táblázat: Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,1 mm osztáshiba esetén,  $z=30$  fogszerű fogaskerékpárookra

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

A  $z=50$  fogszerű és a 0,1 mm-es osztáshiba esetében is ugyanazt tapasztaltam, mint a hasonló fogszerű és kisebb osztáshibás méréseknél. Annyi a különbség ismét, hogy a hiba növekedésével a referenciaértékektől eltérő értékek különbsége is nagyobb a referenciaértékekhez képest, mint kisebb hiba esetén. Ezeket az értékeket a 24. táblázat foglalja össze. A mérések nyomatékgörbéit a 44. ábra és a 45. ábra mutatja be.



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



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

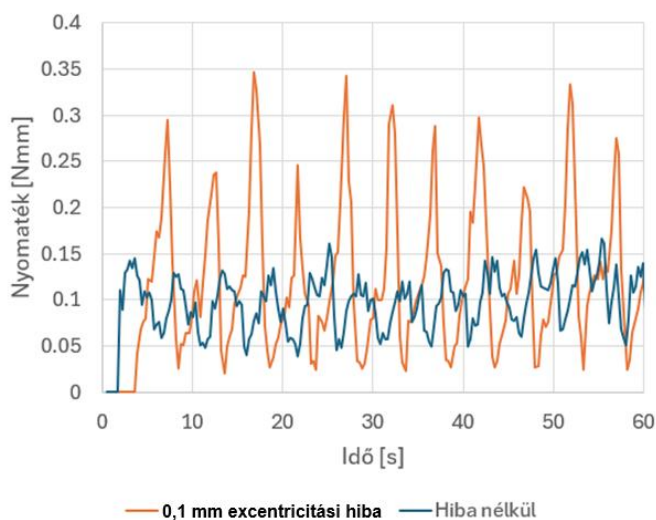
24. táblázat: Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,1 mm osztáshiba esetén,  $z=50$  fogszámú fogaskerékpárokra

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

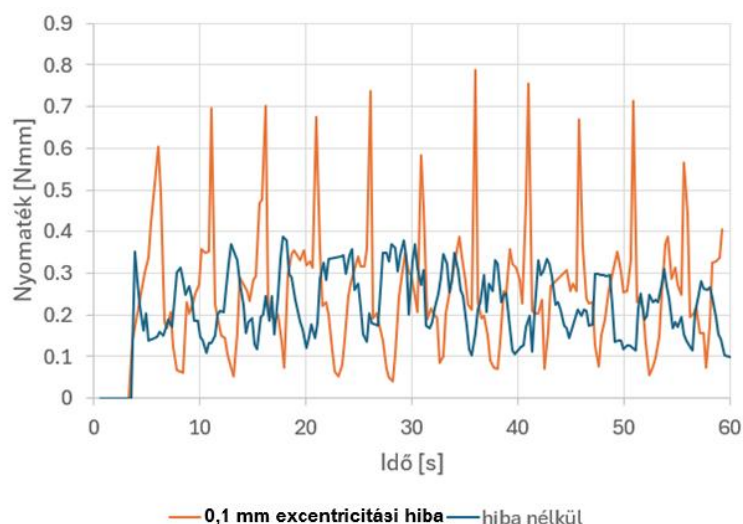
A mérési eredmények megmutatták, hogy ez a módszer az osztáshibák vizsgálatára is alkalmas.

#### 4.6. Az excentricitás hibáinak vizsgálata

Az excentricitás hibáinak vizsgálatához olyan fogaskerekeket készítettem, amiknek a tengelye 0,1, illetve 0,2 mm excentricitással el volt mozgatva a szabványoshoz képest. A módosításokat ebben az esetben is a Solid Edge CAD szoftverrel végeztem el. A 0,1 mm hibák hatásait az átfogatási nyomaték görbéjén a 46. ábra és a 47. ábra mutatják.



46. ábra: Az excentricitás hibáinak hatása 0,1 mm hiba és  $z=30$  esetén



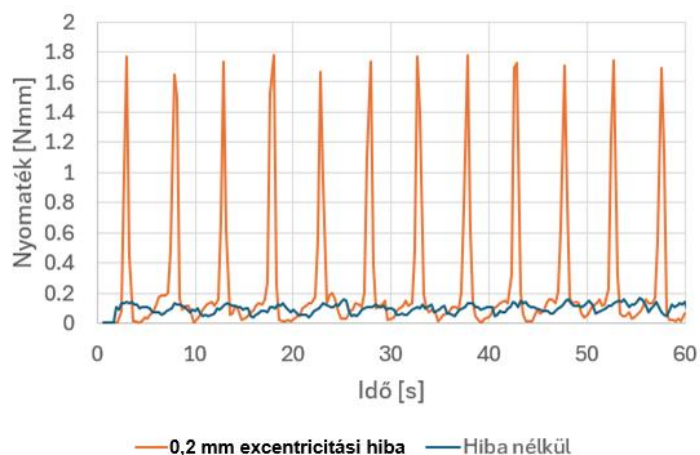
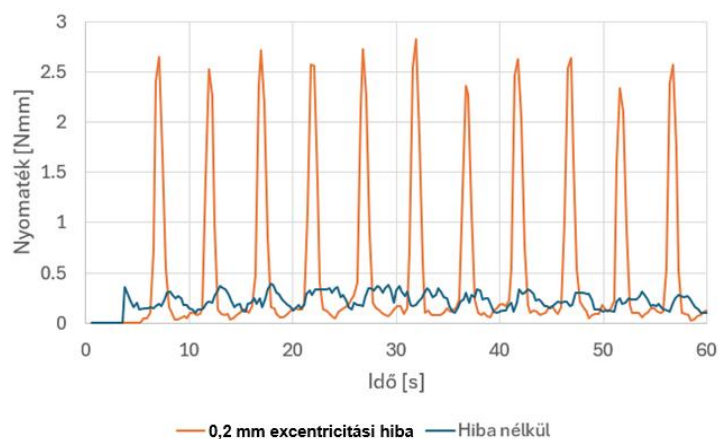
47. ábra: Az excentricitás hibáinak hatása 0,1 mm hiba és  $z=50$  esetén

A diagrammokon az látszik, hogy a nyomaték folyamatosan növekszik egy ciklikusan megjelenő maximum pontig, majd csökken egy szintén ciklikusan megjelenő minimum pontig. Ez azzal magyarázható, hogy a vizsgálat során a két fogaskerék fogai folyamatosan közelednek és távolodnak egymáshoz képest. Közelítéskor a fogak közötti foghézag lecsökken, így a nyomaték megnő, míg a távolításkor a nyomaték a foghézag növekedése miatt lecsökken. Azokban a pontokban, ahol a fogaskerekek a szabványos távolságban kapcsolódnak, ott nyomaték értéke a hiba nélküli fogaskerékpárhoz képest mért értéket veszi fel. A 25. táblázat a ciklikusan megjelenő maximum és minimumpontok legnagyobb, legkisebb és átlagos értékeit tartalmazza.

25. táblázat: Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,1 mm tengelytáv hiba esetén

Fogszám	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
$z=30$ , -0,1 mm tengelytáv	0,031	0,026	0,021
$z=30$ , +0,1 mm tengelytáv	0,347	0,274	0,2
$z=50$ , -0,1 mm tengelytáv	0,072	0,06	0,042
$z=50$ , +0,1 mm tengelytáv	0,798	0,652	0,506

A 48. ábra és a 49. ábra a 0,2 mm tengelytávhiba hatásait mutatja az átfogatási nyomaték görbéjére. A diagrammok ugyanazt mutatják, mint 0,1 mm hiba esetén, azzal a különbséggel, hogy mivel a hiba nagysága is nagyobb lett, ezért a ciklikusan megjelenő maximum és minimum értékek is nagyobb mértékben térnek el a hibamentes esethez képest. Ezeknek a maximum és minimum értékeknek a legnagyobb, legkisebb és átlagos értékeit a 26. táblázat tartalmazza.


 48. ábra: Az excentricitás hibáinak hatása 0,2 mm hiba és  $z=30$  esetén

 49. ábra: Az excentricitás hibáinak hatása 0,2 mm hiba és  $z=50$  esetén

26. táblázat: Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,2 mm tengelytáv hiba esetén

Fogszám	Maximum [Nmm]	Átlag [Nmm]	Minimum [Nmm]
$z=30$ , -0,2 mm tengelytáv	0,02	0,011	0,002
$z=30$ , +0,2 mm tengelytáv	1,879	1,753	1,652
$z=50$ , -0,2 mm tengelytáv	0,049	0,034	0,023
$z=50$ , +0,2 mm tengelytáv	2,823	2,56	2,311

Mindent összevetve elmondható, hogy az átfogatási nyomaték mérésnek módszerével az excentricitási hibák is kimutathatóak.

## 5. A HIBÁK HATÁSA A FOGAKON ÉBREDŐ FESZÜLTSÉGEKRE

A 4. fejezetben tárgyalt hibák nem csak az átforgatási nyomatéokra lehetnek hatással, hanem kihathatnak a kapcsolódáskor a fogakon ébredő feszültségekre is. Ebben a fejezetben a felületi- és a fogtőfeszültségekre gyakorolt hatásokat vizsgáltam végelelemes módszer segítségével.

### 5.1. A végelelemes modell felépítése

A végelelemes analízishez az Ansys nevű szoftvert használtam. A szoftverben felépített modell két fogaskerékből állt. Mindkét fogaskerék modulja 0,5 mm, fogszélessége 2,5 mm, fogszáma pedig 30 volt. A fogaskerek anyaga az Ansys anyagadatbázisába beépített PA6 típusú poliamid volt, melyet gyakran használnak műanyag fogaskerek alapanyagaként. A választott anyag anyagparamétereit a 27. táblázat tartalmazza. A vizsgálatokat háromféle tangenciális erő esetére végeztem el, ezek 1 N, 0,75 N és 0,5 N voltak. A terheléseket nyomatékként adtam rá az egyik fogaskerék tengelyére úgy, hogy ezek a tangenciális erők a (3) és (6) egyenleteknek megfelelő helyeken léptek fel, illetve a kapcsolódás helye is oda került. Ez fogtőfeszültségeknél a fejkör, felületi feszültségeknél az osztókör volt.

27. táblázat: A PA6 anyagjellemzői

Anyagparaméter megnevezése (jele)	Értéke
Rugalmassági modulus (E)	1111 MPa
Poisson-tényező ( $\nu$ )	0,3499

### 5.2. A feszültségek számítása műanyag fogaskerek esetén

Ahhoz, hogy a szimulációval kapott eredményeket validálhassam, össze kellett hasonlítanom a szakirodalomban szereplő feszültség számító képletekkel. A feszültségek számítását a VDI 2736 irányelv alapján végeztem el. A fogtőfeszültséget a (3) egyenlettel számoltam ki. A kiszámított feszültség értékeket a 28. táblázat tartalmazza, a képletben szereplő paraméterek értékét a 29. táblázat.

28. táblázat: A VDI 2736 képletével számított fogtőfeszültségek

Terhelés [N]	Fogtőfeszültség [MPa]
1 N	2,48738
0,75 N	1,86554
0,5 N	1,24369

29. táblázat: A (3) egyenletben szereplő paraméterek értékei

b	m	$Y_{\beta}$	$Y_{Fa}$	$Y_{\epsilon\alpha}$	$Y_{Sa}$	$K_F$
2,5 mm	0,5 mm	1	2,6	0,703	1,7	1

A felületi Hertz feszültséget a (6) egyenlettel számoltam ki. A kiszámított felületi feszültség értékeket a 30. táblázat, a képletben szereplő paraméterek értékeit 31. táblázat tartalmazza.

30. táblázat: A VDI 2736 képletével számított felületi feszültségek

Terhelés [N]	Felületi feszültség [MPa]
1 N	7,24712
0,75 N	6,27618
0,5 N	5,12448

31. táblázat: A (6) egyenletben szereplő paraméterek értékei

b	m	$K_H$	$Z_E$	$Z_H$	$Z_{\epsilon\alpha}$	$Z_{\beta}$
2,5 mm	0,5 mm	1	14,19	2,5	0,88	1

### 5.3. A végeelemes modell validálása

A modell felállításának egyik legfontosabb része a végeelemes háló elemméretének meghatározása volt. Ennek érdekében hiba nélküli fogaskerékpárok esetére is elvégeztem szimulációkat. A validáláshoz a szimuláció eredményeit a 28. táblázat és a 30. táblázat értékeivel hasonlítottam össze és a durvább hálóméretektől indultam el és addig finomítottam az elemek nagyságát, amíg mindhárom terhelés esetén kisebb lett az eltérés, mint 0,1%. Az egyes elemméretekhez tartozó feszültségértékeket a 32. táblázat és a 33. táblázat tartalmazza.

32. táblázat: A felületi feszültségek változása az elemmérettel összefüggésben

Elem mérete [µm]	Feszültség 1 N esetén [MPa]	Százalékos eltérés 1 N esetén [%]	Feszültség 0,75 N esetén [MPa]	Százalékos eltérés 0,75 N esetén [%]	Feszültség 0,5 N esetén [MPa]	Százalékos eltérés 0,5 N esetén [%]
4	7,2482	0,01	6,2705	0,09	5,1247	0,004
5	7,2022	0,62	6,2338	0,68	5,0588	1,28
6	7,1619	1,18	6,1844	1,46	5,0306	1,83
7	7,1414	1,46	6,1607	1,84	4,95	3,49
8	7,0674	2,48	6,0627	3,4	4,8386	5,58
9	7,0203	3,13	6,0138	4,19	4,8313	5,72
10	6,9752	3,75	6,0127	4,2	4,7552	7,21
11	6,9422	4,21	5,9177	5,71	4,6897	8,48
12	6,9003	4,63	5,8884	6,24	4,6361	9,53
13	6,9116	4,78	5,8475	6,83	4,6315	9,62
14	6,8263	5,81	5,8256	7,18	4,5955	10,32

33. táblázat: A fogtőfeszültségek változása az elemmérettel összefüggésben

Elem mérete [μm]	Feszültség 1 N esetén [MPa]	Százalékos eltérés 1 N esetén [%]	Feszültség 0,75 N esetén [MPa]	Százalékos eltérés 0,75 N esetén [%]	Feszültség 0,5 N esetén [MPa]	Százalékos eltérés 0,5 N esetén [%]
4	2,4851	0,09	1,8635	0,1	1,2424	0,1
5	2,4845	0,12	1,8629	0,14	1,2423	0,11
6	2,4843	0,12	1,8628	0,15	1,242	0,14
7	2,4838	0,14	1,8623	0,17	1,2417	0,16
8	2,4834	0,16	1,8619	0,2	1,2417	0,16
9	2,4833	0,16	1,8619	0,2	1,2416	0,17
10	2,4799	0,3	1,8614	0,22	1,2415	0,18
11	2,4797	0,31	1,861	0,24	1,2412	0,2
12	2,4786	0,35	1,8586	0,37	1,2412	0,2
13	2,4785	0,36	1,8584	0,38	1,2404	0,26
14	2,4764	0,44	1,8572	0,45	1,2393	0,35

Mint azt a 32. táblázat és a 33. táblázat mutatja, a 4 μm nagyságú háló felel meg a feltételeknek. Az ehhez tartozó hálót az 50. ábra mutatja. A továbbiakban az egyes hibák által generált feszültségeket ezekkel az értékekkel hasonlítottam össze.



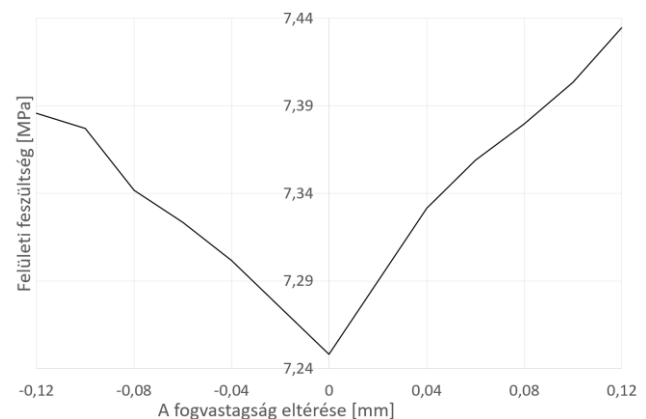
50. ábra: A szimulációkhoz használt 4 μm-es háló

#### 5.4. A fogvastagsághibák hatásai

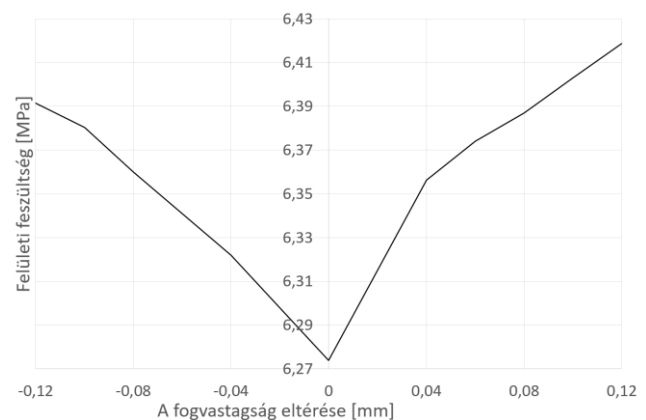
A méreteltérések hatásának szemléltetésére fogvastagsághibákat használtam. Ehhez olyan eseteket vizsgáltam, amikor a két érintkező fogaskerék egyikének fogvastagsága kisebb vagy nagyobb volt a szabványosnál.

A fogvastagsághibák hatását az felületi feszültségre az 51. ábra, az 52. ábra és az 53. ábra mutatja. Az ábrák azt mutatják, hogy minél jobban eltér a fogvastagság értéke a szabványostól,

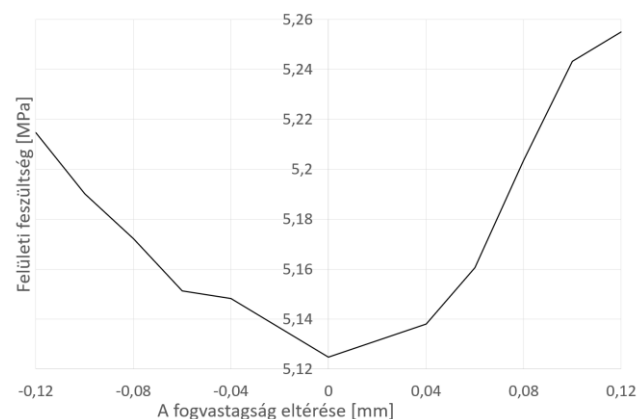
akár negatív, akár pozitív az eltérés, annál jobban nő a felületi feszültség a kiindulási értékhez képest.



51. ábra: A fogvastagsághibák hatása a felületi feszültségre 1 N esetén



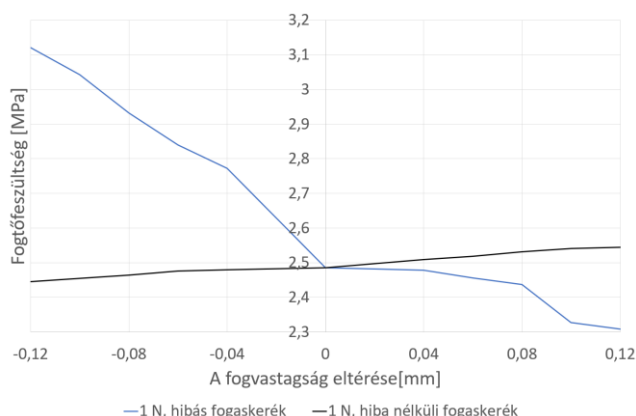
52. ábra: A fogvastagsághibák hatása a felületi feszültségre 0,75 N esetén



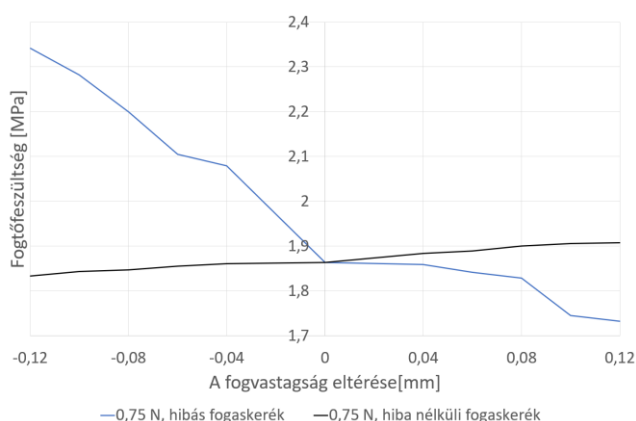
53. ábra: A fogvastagsághibák hatása a felületi feszültségre 0,5 N esetén

A fogvastagsághibák hatását a fogtőfeszültségre az 54. ábra, az 55. ábra és az 56. ábra mutatja. A fogtőfeszültségek esetén látható, hogy minél kisebb a hibás fog vastagsága, annál nagyobb lesz rajta a fogtőfeszültség, de minél nagyobb lesz a fog vastagsága, annál kisebb lesz a fogtőfeszültség a hibás fagon. Ezzel szemben minél nagyobb a hibátlan foghoz kapcsolódó fog,

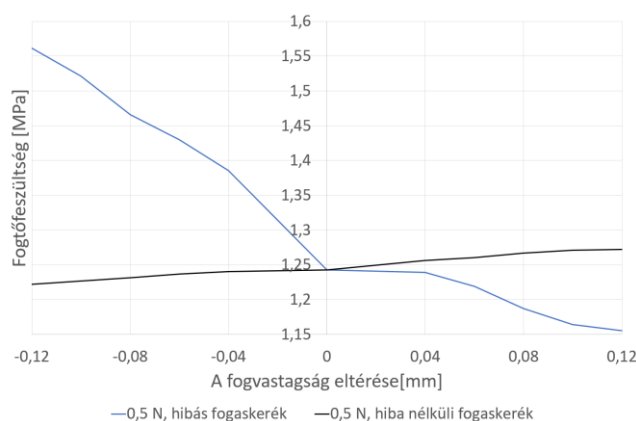
annál nagyobb a fogtőfeszítés a hiba nélküli fogaskeréken. Ha a hibátlan fog egy kisebb vastagságú foggal érintkezik, akkor a fogtőfeszítés is csökken a fogán.



54. ábra: A fogvastagsághibák hatása a fogtőfeszítésre 1 N esetén



55. ábra: A fogvastagsághibák hatása a fogtőfeszítésre 0,75 N esetén

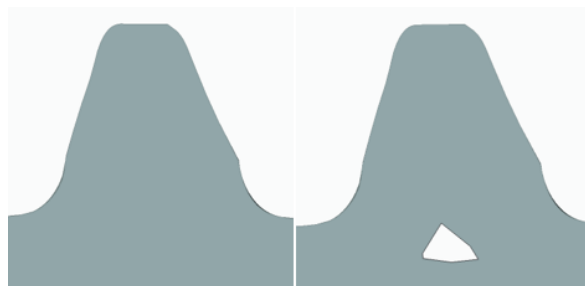


56. ábra: A fogvastagsághibák hatása a fogtőfeszítésre 0,5 N esetén

## 5.5. A fog alakhibáinak hatása

Az alakhibáknál az FDM technológiával gyártott fogaskerek esetét vizsgáltam. Ez azért kiemelkedően fontos, mert az ilyen fogaskerekknél nem csak külső, hanem belső alakhibák is jellemzőek, ezek üregek a fogak belsejében. A 11. ábra mutatta ennek a mikroszkópi képét

Raise3D Pro3 Plus nyomtató és FDM alapanyag esetén, 12. ábra Ultimaker S5 nyomtató és TPLA anyag esetén. Ezért CAD szoftver segítségével újraalkottam a PLA-ból készült fogaskerék fogait. Ezekkel két esetet vizsgáltam. Az elsőnél csak a profilt alkottam újra, a fogaknál megjelenő üregeket nem. A másikonál a profil mellett az üregeket is létrehoztam. Mindkét esetben mindkét érintkező fogaskerék ugyanazt a hibát tartalmazta. A CAD szoftverben létrehozott fogakat az 57. ábra mutatja. A kapott feszültségeket a 34. táblázat tartalmazza.



57. ábra: A CAD szoftverrel létrehozott fogak (balra: üreg nélkül, jobbra: üreggel)

34. táblázat: Az alakhibák hatása a feszültségekre

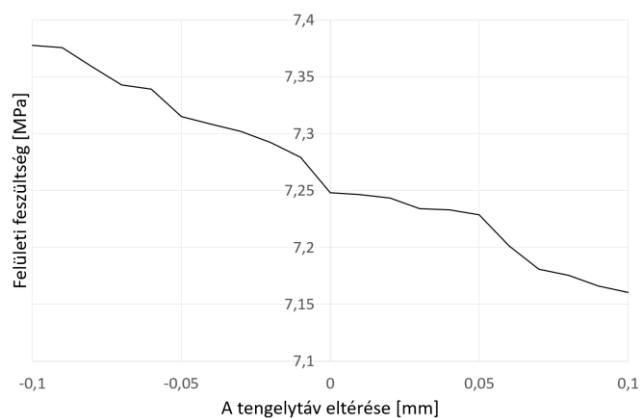
	Hiba nélküli [MPa]	Hibás, üreg nélkül [MPa]	Hibás, üreggel [MPa]
Felületi feszültség, 1 N terhelésnél	7,2482	13,663	13,664
Fogtőfeszültség, 1 N terhelésnél	2,4851	3,0512	3,0815
Felületi feszültség, 0,75 N terhelésnél	6,2739	11,756	11,761
Fogtőfeszültség, 0,75 N terhelésnél	1,8633	2,2882	2,3111
Felületi feszültség, 0,5 N terhelésnél	5,1247	9,4141	9,438
Fogtőfeszültség, 0,5 N terhelésnél	1,2424	1,5233	1,5385

Az eredményekből az látszik, hogy már az üreg nélküli esetben is jelentősen megnőtt a feszültség a hiba nélküli esethez képest. Azonban a második esetben, mikor az üregek is elhelyezésre kerültek a geometrián, a feszültségértékek kis mértékben még tovább nőttek.

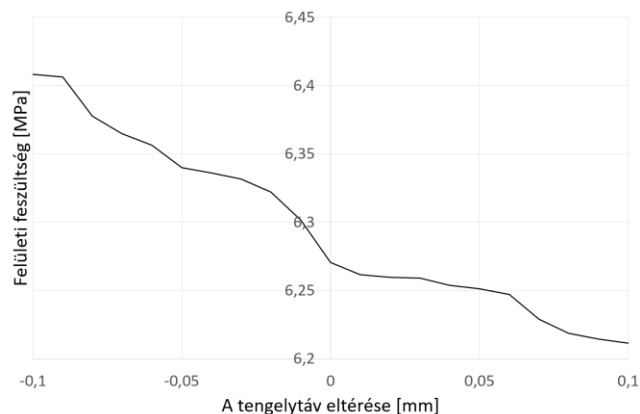
## 5.6. A tengelytáv hibáinak hatásai

A helyezethibák közül a fogaskerekek tengelytávjának hibáját választottam. Ezekben a vizsgálatokban a fogaskerekek közötti tengelytávot úgy változtattam, hogy a két fogaskerék a szabványos tengelytávhoz képest közelebb vagy távolabb került egymástól. A fogaskerekek geometriáját ezekhez a vizsgálatokhoz nem változtattam meg.

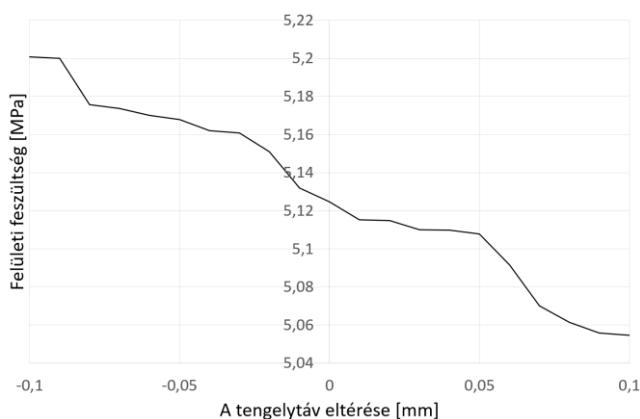
A tengelytáv változásának hatását a felületi feszültségre az 58. ábra, az 59. ábra és a 60. ábra mutatja. Az ábrák azt mutatják, hogy a tengelytáv csökkenésével nő a felületi feszültség, és a tengelytáv növekedésével pedig csökken az érintkezési felületen ébredő feszültség.



58. ábra: A tengelytáv hibáinak hatása a felületi feszültségre 1 N esetén



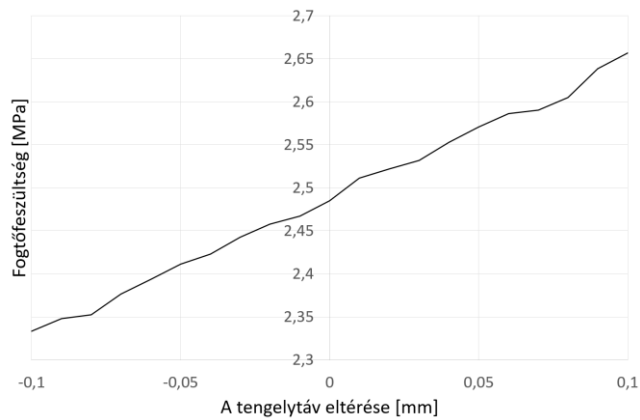
59. ábra: A tengelytáv hibáinak hatása a felületi feszültségre 0,75 N esetén



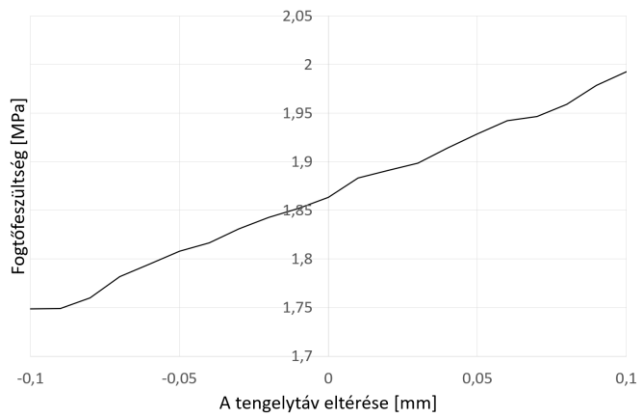
60. ábra: A tengelytáv hibáinak hatása a felületi feszültségre 0,5 N esetén

A tengelytáv hibáinak hatását a fogtőfeszültségre a 61. ábra, a 62. ábra és a 63. ábra mutatja. Amint az ábrákon látható, a fogtőfeszültségnél az ellentétes folyamat játszódik le, mint a felületi feszültségnél. Ahogy nő a tengelytávolság, úgy nő a távolság a fogtő és fogra ható tangenciális

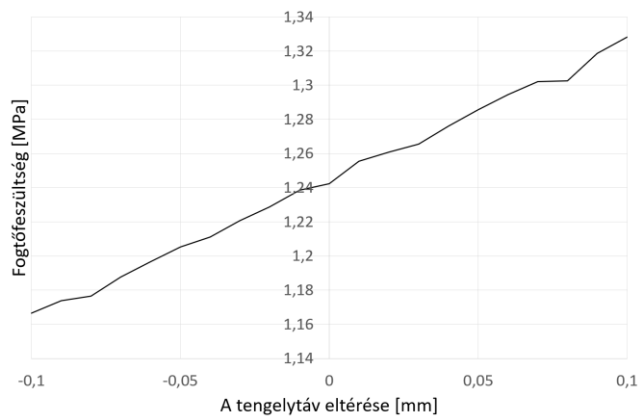
erő között, és így nő a fogtőfeszültség is. És ahogy a tengelytáv csökken, úgy csökken a fogtőfeszültség is.



61. ábra: A tengelytáv hibáinak hatása a fogtőfeszültségre 1 N esetén



62. ábra: A tengelytáv hibáinak hatása a fogtőfeszültségre 0,75 N esetén

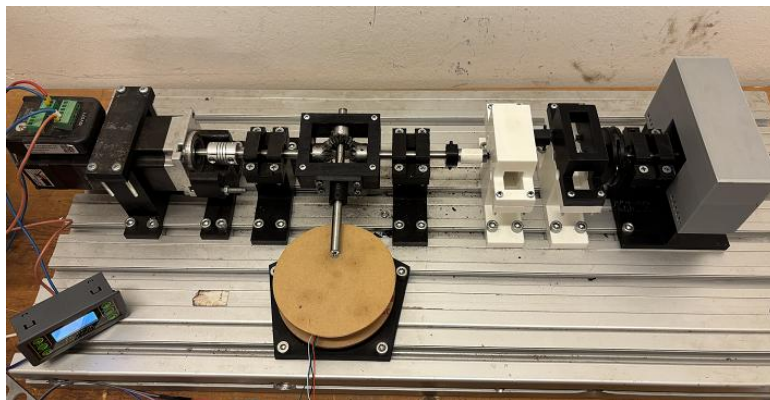


63. ábra: A tengelytáv hibáinak hatása a fogtőfeszültségre 0,5 N esetén

## 6. A KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREK MELEGEDÉSÉNEK VIZSGÁLATA

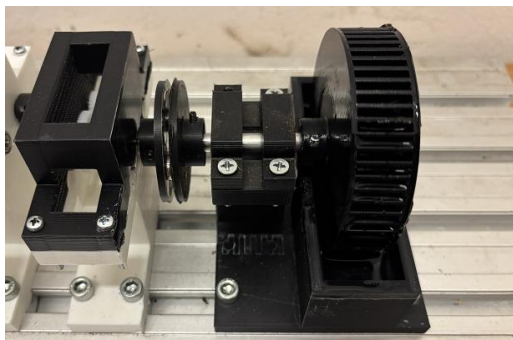
### 6.1. Melegedés mérése

A melegedés méréséhez az átforgatási nyomaték méréséhez is alkalmazott berendezést használtam. A különbség annyi volt, hogy a vizsgált fogaskerekre terhelést is adtam. Ezt a kiegészített berendezést a 64. ábra mutatja.



64. ábra: A melegedés méréséhez használt berendezés

A terhelést egy általam tervezett terhelőegység adta, amely egy folyadékba merülő vízkerékből állt, ezt a 65. ábra mutatja. Az ellenállást a mérések közben a kerék vízbe merülő lapátjai biztosítják. A terhelést a mérés során a nyomatékmérő berendezéssel mértem.



65. ábra: A terhelést adó vízkerék

A fogaskerek melegedésének méréshez egy Testo 872 hőkamerát használtam, mivel a VDI 2736 képletének meghatározásához is hőkamerával végeztek méréseket. A mérést a 66. ábra mutatja. Mivel a mérések során a külső hőmérsékletet nem tudtam szabályozni, ezért annak mérésére és ellenőrzésére egy egyszerű digitális hőmérséklet mérőt használtam.



66. ábra: A melegedés mérése

Minden mérés esetén két  $m=0,5$  mm modulú fogaskereket mértem. A hajtott oldali fogaskerék fogszáma 30, a másiké 50 volt. A fogaskerek fogszélessége 3 mm volt, anyaguk POM. A fordulatszám és a terhelés is minden mérés esetén más és más volt. Emellett, mivel a méréseket különböző napokon végeztem el, hogy egy mérés után legyen ideje a berendezésnek lehűlni, ezért a környezeti hőmérséklet is különbözött az egyes mérések során. Így végeztem el öt mérést, amit a 2.10 fejezetben bemutatott képletekből kapott eredményekkel vettem össze.

A méréseket úgy végeztem el, hogy első körben mértem 30 percet, aztán 30 percig nem leállítva magára hagytam a berendezést, majd újabb 10 percet mértem, ezt követően újabb 30 percre hagytam a berendezést futni, végül egy újabb 10 percig mértem a hőmérséklet változását. A mérések során a hőkamerát beállítottam, hogy az úgynevezett „hot spot”-ot mérje, azaz a legmelegebb pontot, mely a fogaskerek érintkezési pontjának környezetében volt. Az így mért értékeket értékeltem ki öt szakaszban. Az I. szakasz a mérés kezdeti 10 percét jelenti, a II. szakasz a következő 10 percet, a III. szakasz pedig a harmadik 10 percet. A IV. szakasz az első 30 perces mérés nélküli futás utáni 10 percet jelöli, az V. szakasz pedig az utolsó 10 perces hőmérsékletmérést.

A mérések paramétereit a 35. táblázat tartalmazza. Az egyes képletekkel való számításhoz használt mennyiségeket a 36. táblázat, 37. táblázat és 38. táblázat, a képletekkel számított hőmérséklet értékeket a 39. táblázat mutatja. A súrlódási tényező értékét a szakirodalom és a gyártói katalógusok alapján határoztam meg.

35. táblázat: A mérések paramétereit

Mérés	Tangenciális erő a fogon [N]	A kiskerék fordulatszáma [1/min]	A külső hőmérséklet [°C]
1. mérés	0,0413	273,73	25,1
2. mérés	0,7284	660	22,8
3. mérés	0,3991	500	22,1
4. mérés	0,114	360	21,6
5. mérés	0,2615	600	21,3

36. táblázat: A (8) képletben alkalmazott mennyiségek

$\mu$	u	$z_1$	$z_2$	b	m	$k_2$	$\kappa$	$k_3$
0,28	1,67	30	50	3 mm	0,5 mm	7	0,4	0

37. táblázat: A (9) képletben alkalmazott mennyiségek

$\mu$	i	$z_1$	$z_2$	b	m	$k_2$	$k_3$	f
0,28	0,6	30	50	3 mm	0,5 mm	10	0	1

38. táblázat: A (10) képletben alkalmazott mennyiségek

$\mu$	$z_1$	$z_2$	b	m	$k_9$	$R_{\lambda,G}$	ED	$H_V$
0,28	30	50	3 mm	0,5 mm	9000	0	1	0,126

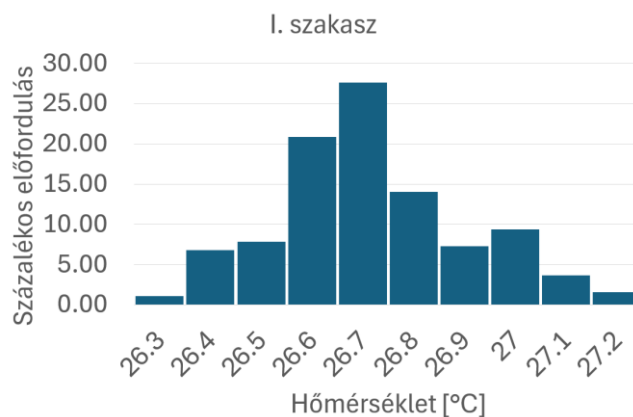
39. táblázat: A képletekkel kapott eredmények az egyes mérési esetekre

Mérés	VDI 2545 [°C]	Licharz [°C]	VDI 2736 [°C]
1. mérés	25,15	25,27	25,27
2. mérés	24,39	26,45	26,46
3. mérés	22,84	23,96	23,97
4. mérés	21,77	22,09	22,09
5. mérés	21,84	22,58	22,58

### 6.1.1. Első mérés

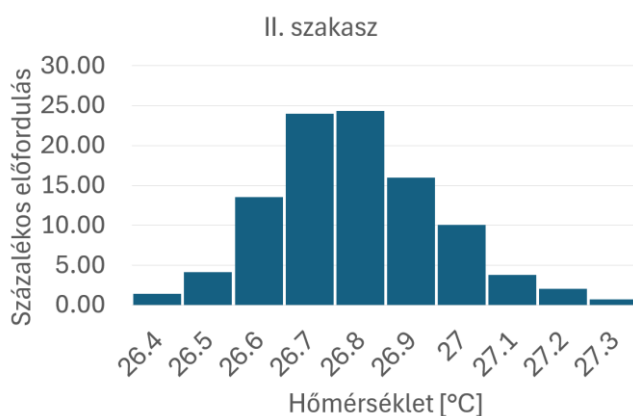
Az első mérés során az öt szakasznál mért hőmérsékletek százalékos eloszlását a 67. ábra, a 68. ábra, a 69. ábra, a 70. ábra és a 71. ábra mutatja.

A mérések azt mutatták, hogy az I. szakaszban a hőmérséklet 26,3 és 27,2 °C között változott, 26,7 °C-os átlaggal. Látható, hogy már a mért hőmérsékletek minimuma is több, mint 1°C-kal volt melegebb, mint a képletekkel számított hőmérsékletek.



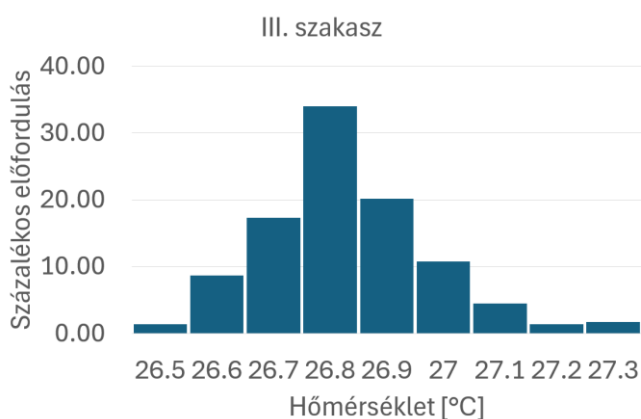
67. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az első mérés I. szakaszán

A II. szakaszban a mért hőmérséklet minimuma és maximuma is 1 °C-kal nőtt. Az átlaghőmérséklet ebben a szakaszban 26,8 °C volt. A maximum a mérés további szakaszaiban már nem nőtt tovább, megállt 27,3 °C-on.



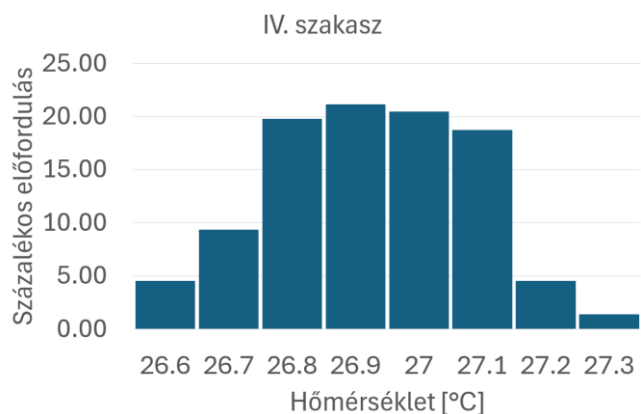
68. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az első mérés II. szakaszán

A III. szakaszban tovább növekedett a mért értékek minimuma, ismételten 1 °C-kal. A III. szakaszban mért hőmérsékletek átlaga 26,8 °C volt.



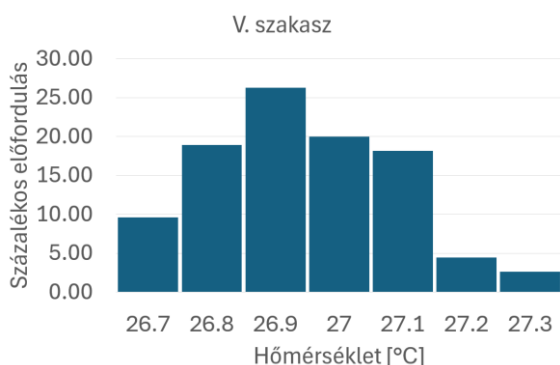
69. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az első mérés III. szakaszán

A minimum érték a IV. szakaszban is 1 °C-ot nőtt. Az átlagérték itt 26,9 °C volt.



70. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az első mérés IV. szakaszán

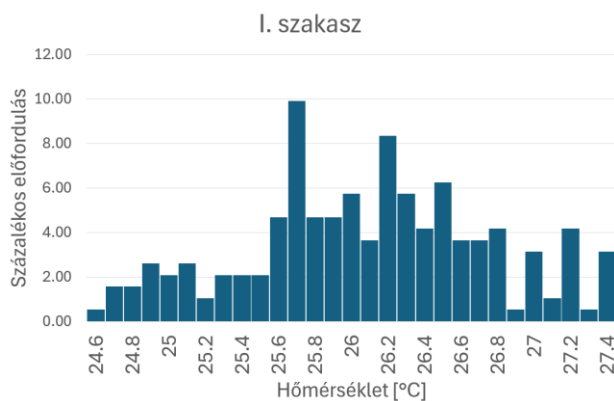
A minimum értékének 1 °C-os növekedése az V. szakaszban is folytatódott. Az átlagérték itt is 26,9 °C volt.



71. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az első mérés V. szakaszán

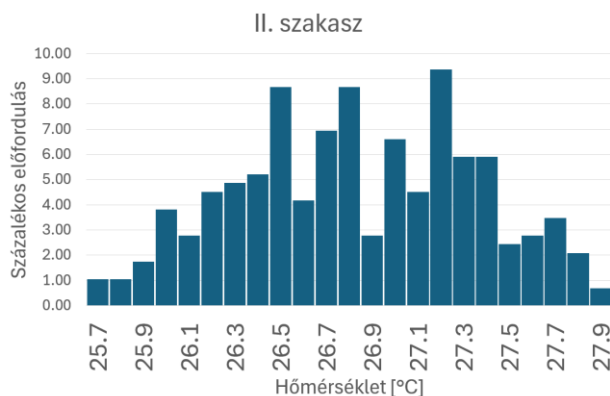
### 6.1.2. Második mérés

A második mérés öt szakaszát a 72. ábra, a 73. ábra, a 74. ábra., a 75. ábra és a 76. ábra mutatja. Az I. szakaszban a hőmérséklet 24,6 és 27,4 °C között mozgott. Az átlaghőmérséklet ebben a szakaszban 26,1 °C volt. Bár a minimum érték a VDI 2545-öt leszámítva kisebb, mint a képletekkel számítottak, a maximum értéke mindet túllépi.



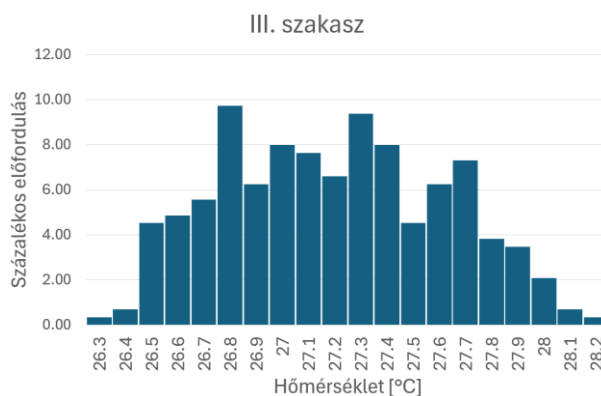
72. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a második mérés I. szakaszán

A II. szakaszban a hőmérséklet 25,7 és 27,9 °C között változott, 26,8 °C-os átlaggal.



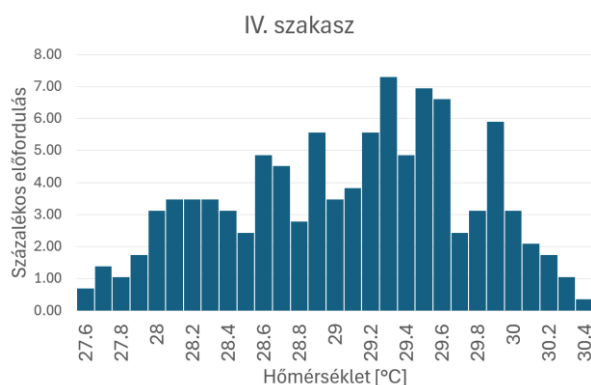
73. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a második mérés II. szakaszán

A III. szakaszban tovább folytatódott a maximum és minimum érték növekedése. Előbbi 28,2, utóbbi 26,3 °C lett. A mért hőmérsékletértékek átlaga is növekedett, ez 27,2 °C lett.



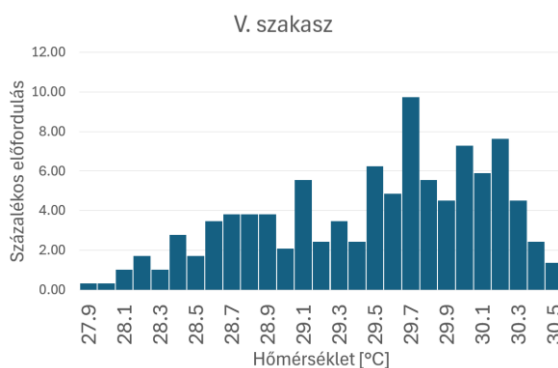
74. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a második mérés III. szakaszán

A IV. szakasz már jelentős hőmérsékletnövekedést mutat, mivel ez a mérés történt a III. szakasz utáni 30 perces mérés nélküli futtatás után. A minimum értéke, ami 27,6 °C volt, minden esetben meghaladta a képletekkel számolt hőmérsékletet. A maximum értéke 30,4 °C volt. A IV. szakaszban mért értékek átlaga 29,1 °C.



75. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a második mérés IV. szakaszán

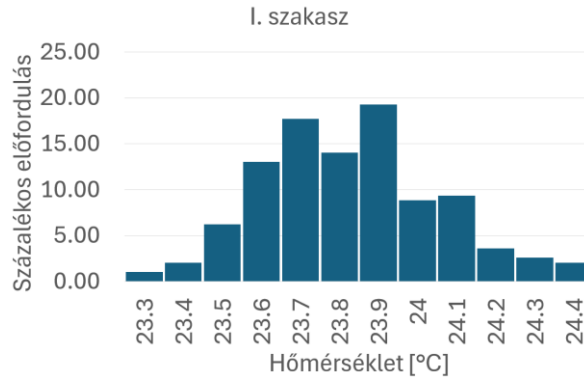
Az V. szakaszban a minimum értéke 27,9 °C-ra növekedett. A maximum értéke már csak 0,1 °C-ot nöött, 30,5 °C-ra. Ez azt jelentheti, hogy a maximum értéke már további futás esetén sem növekedne jelentősen. Az átlagérték az V. szakaszban 29,5 °C volt.



76. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a második mérés V. szakaszán

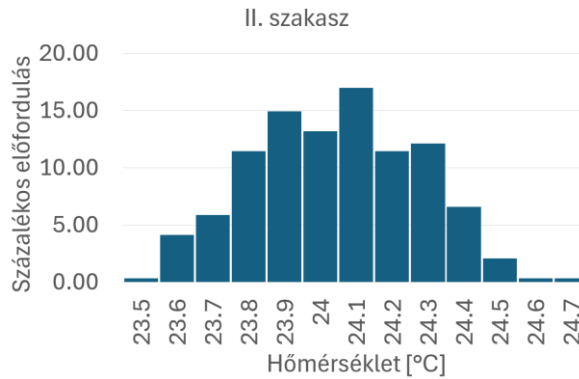
### 6.1.3. Harmadik mérés

A harmadik mérés szakaszait a 77. ábra, a 78. ábra, a 79. ábra, a 80. ábra és a 81. ábra mutatja. Az I. szakaszban a hőmérséklet 23,3 és 24,4 °C közötti értékeket vesz fel, 23,8 °C-os átlaggal. A Licharz és a VDI 2736 képleteivel kapott eredmény ebbe a tartományba esik, de a maximumnál kisebb. A VDI 2545 szerint számolt érték már ezt a tartományt sem éri el.



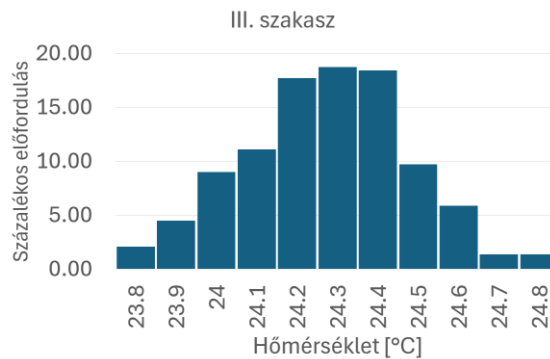
77. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a harmadik mérés I. szakaszán

A II. szakaszban a minimum értéke 23,5 °C-ra, a maximum értéke 24,7 °C-ra növekedett. Az átlagérték 24 °C volt.



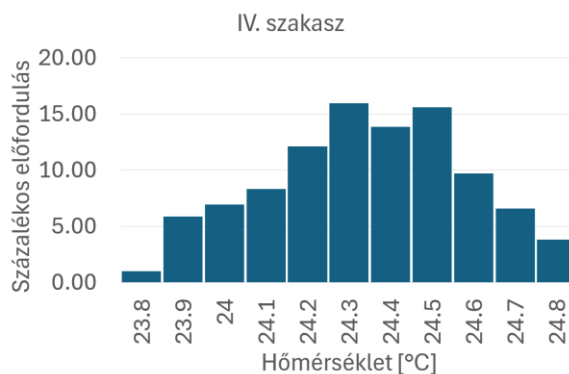
78. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a harmadik mérés II. szakaszán

A III. szakaszban a hőmérséklet 23,8 és 24,8 °C közötti értékeket vett fel. Az átlag ebben a szakaszban 24,3 °C volt.

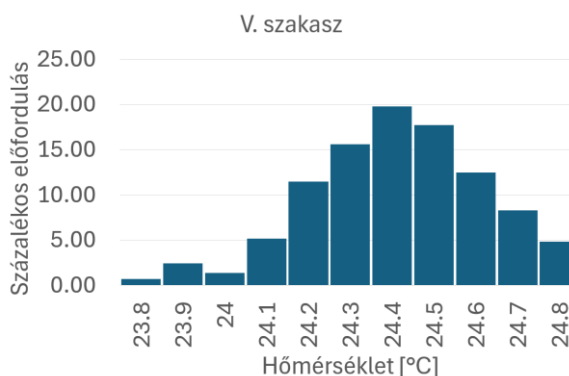


79. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a harmadik mérés III. szakaszán

A maximum és minimum értéke már a IV. és V. szakaszra sem változott. Elmondható így tehát, hogy a képletekkel számított értékek a Licharz és a VDI 2736 esetén körülbelül 0,1°C-kal voltak nagyobbak a mért értékek minimumától, a maximumot azonban nem érték el. A IV. szakaszban az átlag 24,3 °C volt, az V. szakaszban 24,4 °C.



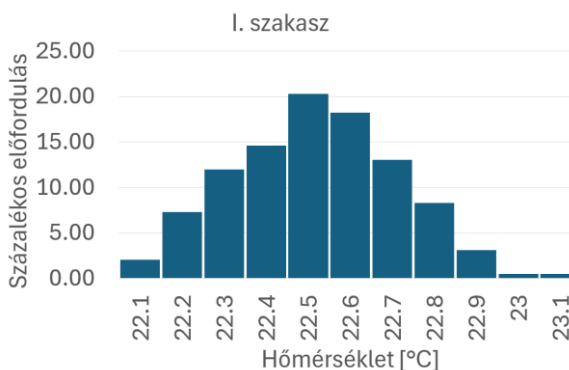
80. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a harmadik mérés IV. szakaszán



81. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a harmadik mérés V. szakaszán

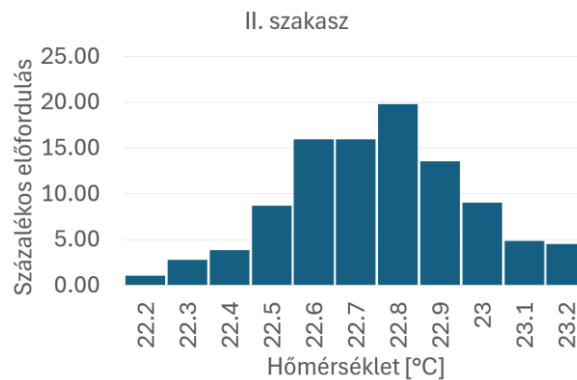
#### 6.1.4. Negyedik mérés

A negyedik mérés öt szakaszán mért hőmérséklet értékek százalékos előfordulását a 82. ábra, a 83. ábra, a 84. ábra, a 85. ábra és a 86. ábra mutatja. Az I. szakaszban a legkisebb mért hőmérséklet 22,1 °C volt, ami 0,01 °C-kal nagyobb, mint a képletekkel kapott legnagyobb érték. A mért értékek maximuma 23,1 °C volt. Az I. szakaszban mért értékek átlaga 22,5 °C volt.



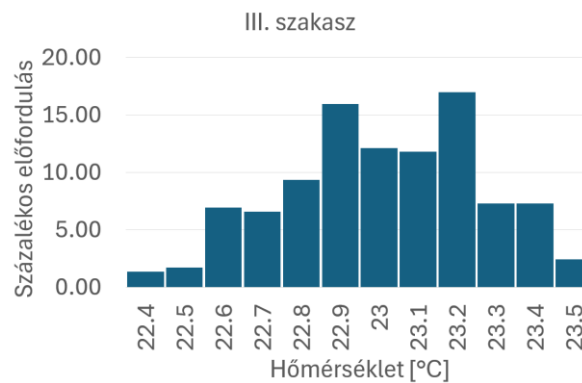
82. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a negyedik mérés I. szakaszán

A II. szakaszban a minimum és a maximum értéke is 0,1 °C-kal nőtt. Az átlag értéke 22,8 °C lett.



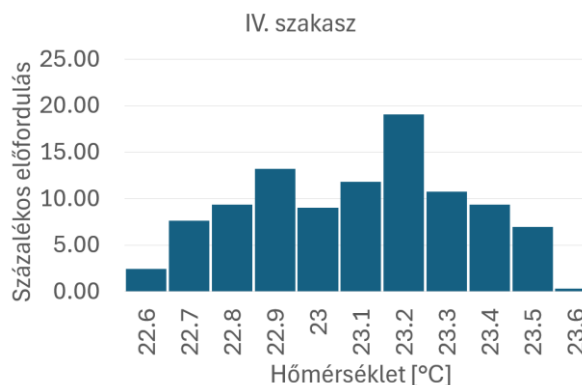
83. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a negyedik mérés II. szakaszán

A III. szakaszban a minimum 22,4, a maximum 23,5 °C értéket vett fel. A mért hőmérsékletek átlagos értéke 23 °C volt.



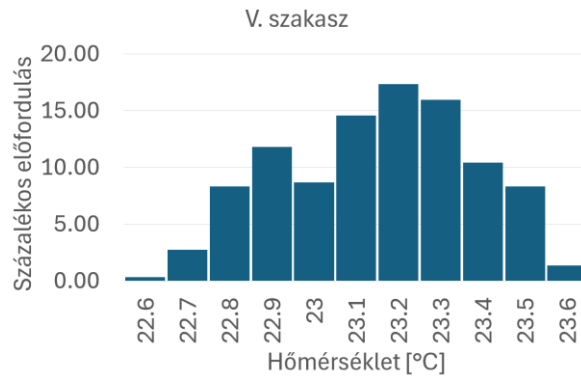
84. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a negyedik mérés III. szakaszán

A IV. szakaszban a legkisebb mért hőmérséklet 22,6 °C volt, a legnagyobb pedig 23,6 °C. Az átlag 23,1 °C lett.



85. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a negyedik mérés IV. szakaszán

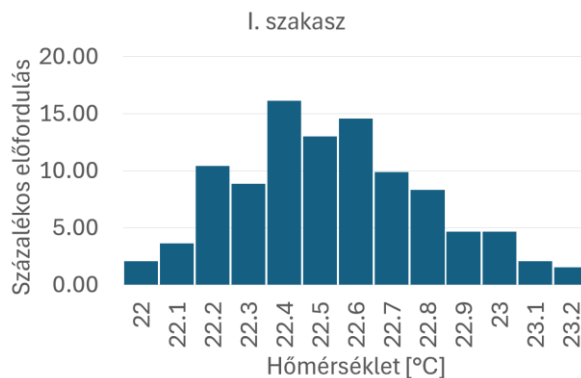
Az V. szakaszban sem a minimum, sem a maximum értéke nem változott. Az átlag 0,1 °C-kal növekedett a IV. szakaszhoz képest.



86. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a negyedik mérés V. szakaszán

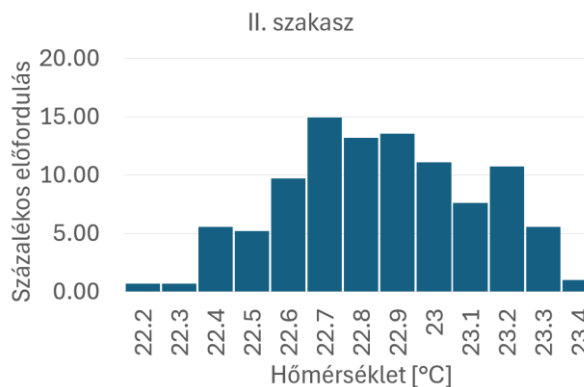
### 6.1.5. Ötödik mérés

Az ötödik mérés szakaszait a 87. ábra, a 88. ábra, a 89. ábra, a 90. ábra és a 91. ábra mutatja. Az I. szakaszban a legkisebb mért hőmérséklet 22 °C volt. Ezt az értéket a VDI 2545 képletből számított érték nem érte el, a másik kettő képletéből számított hőmérséklet azonban igen. Azonban egyik számított eredmény sem érte el a maximum értékét, ami 23,2 °C volt. A mért értékek átlaga ebben a szakaszban 22,5 °C volt.



87. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az ötödik mérés I. szakaszán

A II. szakaszban a maximum és a minimum értéke is 0,2 °C-kal nőtt. Az átlagos érték ebben a szakaszban 22,8 °C volt.



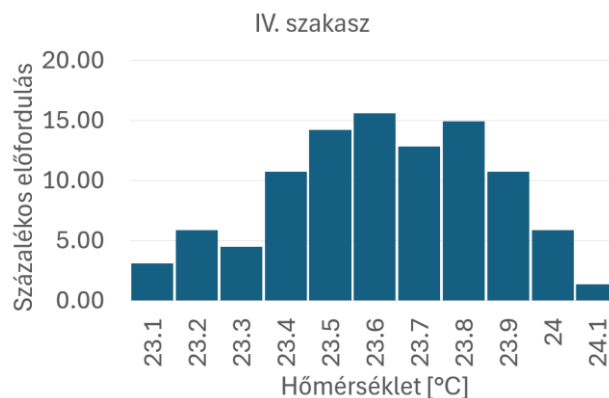
88. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az ötödik mérés II. szakaszán

A III. szakaszban újabb 0,2 °-kal nőtt a maximum és a minimum értéke. Az átlagos érték itt már 23,1 °C volt.



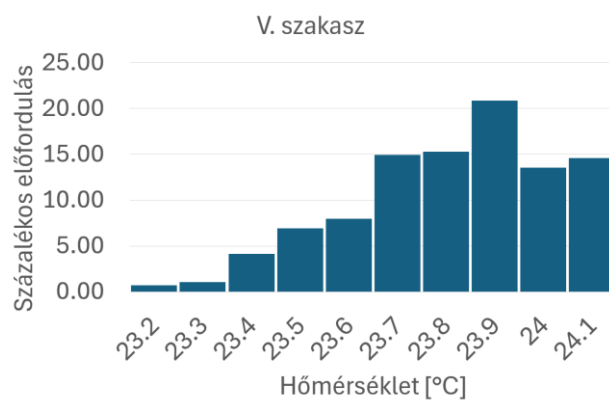
89. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az ötödik mérés III. szakaszán

A IV. szakaszban mind a maximum, mind a minimum értéke jelentősen megnőtt. A legkisebb mért érték 23,1 °C volt, ami már meghaladja az összes számított értéket. A legnagyobb mért érték pedig 24,1 °C volt. A mért értékek átlaga 23,6 °C volt.



90. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az ötödik mérés IV. szakaszán

Az V. szakaszra a maximum értéke nem változott, a minimumé azonban még 0,1 °C-kal nőtt. Az átlagos érték 0,2 °C-kal nőtt 23,8 °C értékre.



91. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az ötödik mérés V. szakaszán

Összességében elmondható, hogy a mért értékek maximuma minden mérésnél jelentősen meghaladta a képletekből számított mennyiséget. A Licharz és a VDI 2736 szerinti képletekből kapott eredmények egyes esetekben a mért tartományokon belül voltak, míg a VDI 2545 esetében ez sohasem következett be. Azonban a kisméretű műanyag fogaskerékek melegedésének szempontjából nem elég, ha a melegedés számítására használt képletek beleesnek a mérési tartományba. A maximum értékének minél jobb megközelítése lenne a céljuk, ugyanis a műanyagok esetében a hőmérsékletnek nagyobb a hatása a szilárdsági és alakváltozási jellemzőkre, mint a fémeknél. Emellett ilyen kis méretek esetén a melegedés okozta hőtágulás a foghézag eltűnéséhez és ezáltal a fog töréséhez vezethet. Ezért nem mindegy, hogy mi az a legnagyobb hőmérséklet, amire működés közben a fogaskerékek felmelegednek. Ezért egy új képlet meghatározása lenne javasolt. Erre sajnos jelenleg nem állnak rendelkezésemre megfelelő eszközök.

Arra a tartományra, amelyre a méréseket elvégeztem, módosítottam a VDI 2736 szerinti összefüggést, melyet a (15) egyenlet mutat be. Ezzel a képlettel 0,8619 korrelációval határozható meg a melegedés maximuma a  $\vartheta_k = 21,3...25,1$  °C,  $n_1 = 273,73...600$  1/min és  $F_t = 0,0413...0,2615$  N tartomány, illetve  $m = 0,5$  mm,  $z_1 = 30$ ,  $z_2 = 50$  és  $b = 3$  mm paraméterek esetén.

$$\vartheta_{1,2} = \vartheta_k + \left[ H_v \cdot P \cdot \mu \cdot \left( \frac{k_\vartheta}{b \cdot z \cdot (v \cdot m)^{\frac{3}{4}}} + \frac{R_{\lambda,G}}{A_G} \right) \cdot ED^{0,64} \right] \cdot \left[ \left( \frac{\vartheta_k}{21} \right)^3 \cdot (105,89 \cdot P^2 - 53,754 \cdot P + 6,8883) \right] \quad (15)$$

## 7. TÉZISEK – ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK

### 7.1. 1. tézis

A kisméretű műanyag fogaskerekek átforgatási nyomatékának vizsgálatához olyan fogaskerekre volt szükségem, amelyekben célzottan el tudtam helyezni hibákat, majd megfelelő pontossággal a rendelkezésemre álló eszközökből és forrásokból kis darabszámban gazdaságosan le tudtam gyártani. Ehhez összehasonlítottam a rendelkezésre álló, hiba nélküli fröccsöntött fogaskerekeket a rendelkezésemre álló 3D nyomtatási technológiákkal és a rendelkezésemre álló paraméterekkel nyomtatott fogaskerekkel. A fog profiljának összehasonlítása a kiindulási geometria fogprofiljával kimutatta, hogy az SLA technológia kis eltéréssel, jó közelítéssel hasonlít az elvárt profilhoz. Az FDM technológia ezzel szemben jelentősen különbözött a szabványos profiltól. Az SLS eljárással gyártott fogaskerek profilja a kettő közötti pontosságot ért el. Fogvastagság tekintetében az SLA eljárásnál 5,8% volt a legnagyobb eltérés, az FDM-nél és az SLS-nél már jelentősen több, mint 10%. Az osztóköri osztásnál az SLA 1,3%-os pontosságú volt, a másik két eljárás ezzel szemben 4% feletti hibát mutatott. Fogmagasság tekintetében az SLA legnagyobb eltérése 2,6% volt, az SLS eljárásé 10% feletti, az FDM technológiáé 20% feletti. A fejmagasságok esetén az eltérés  $\mu\text{m}$ -ben hasonló nagyságú volt, mint a fogmagasságé.

- T1. A kisméretű műanyag fogaskerekek átforgatási nyomatékának vizsgálatához a 3D nyomtatási eljárások közül a sztereolitográfiával (SLA) Phrozen Mini 8k S nyomtató esetén, 0,05 mm rétegvastagság és 4 s megvilágítási idő mellett, Phrozen Rock Black Stiff alapanyag használatával a vizsgálatokhoz megfelelő pontosságú kisméretű műanyag fogaskerekeket lehet gyártani.**

Kapcsolódó publikáció: S1, S2, S3, S4

### 7.2. 2. és 3. tézis

Az átforgatási nyomaték jelleggörbéjének segítségével vizsgáltam a kisméretű műanyag fogaskerekek hibáinak kimutathatóságát. Terveztem egy nyomatékérésre alkalmas berendezést. A berendezéssel vizsgáltam a fogvastagság hibáit, mint méretbeli eltérést. Kimutattam, hogy ezzel a módszerrel kimutatható a fogvastagsághibák jelenléte és nagysága is. A gyártás során megjelenő helyzetbeli eltérések közül az osztóköri osztás hibáit vizsgáltam a berendezéssel. Kimutattam, hogy a módszer az ilyen típusú hibák kimutatására is alkalmas. Szereléskor megjelenő helyzetbeli hibaként az excentricitási hibák hatását vizsgáltam. Kimutattam, hogy a módszerrel az ilyen típusú hibák is kimutathatóak. Azt is kimutattam, hogy az eddig felsorolt hibák nem csak felismerhetőek a jelleggörbéken, de el is különíthetőek egymástól. Emellett az egyes 3D nyomtatott fogaskerekek átforgatási nyomatékainak jelleggörbéit is összehasonlítottam, mely alakbeli eltérésnek tekinthető. A jelleggörbék is ugyanazt a pontossági sorrendet mutatták, mint a mikroszkópos vizsgálatok. Az eredmények alapján két tézist határoztam meg.

**T2. Az átforgatási nyomaték jelleggörbájének vizsgálatával számos esetben egyértelműen kimutatható a kisméretű műanyag fogaskerekek méret-, alak- és helyzethibáinak jelenléte, típusa és nagysága.**

Kapcsolódó publikáció: S5, S6, S7

**T3. A kisméretű műanyag fogaskerekek hibái hatással vannak az átforgatási nyomaték jelleggörbájére. Fogvastagsághibák esetén, ha a szabványosnál nagyobb fog van kapcsolatban, akkor az átforgatási nyomaték értéke ciklikusan a szabványos mérethez tartozó érték fölé nő, ha a szabványosnál kisebb fog van a kapcsolatban, a nyomaték értéke ciklikusan a szabványos mérethez tartozó érték alá csökken. Osztáshibák esetén az átforgatási nyomaték forgásiránytól függően ciklikusan a szabványos osztáshoz tartozó értékek fölé majd alá csökken vagy fordítva. Excentricitási hibák esetén, minél közelebb vannak egymáshoz a fogak, annál nagyobb az átforgatási nyomaték és minél távolabb, annál kisebb.**

Kapcsolódó publikáció: S8, S9

### 7.3. 4. tézis

Az egyes hibák hatásait a fogakon ébredő fogtőfeszültségek és felületi Hertz-feszültségek értékeire végelemes analízisekkel vizsgáltam. A három lehetséges eltérési típusból választottam egy-egy hibát. A méreteltérések hatásának vizsgálatára a fogvastagsághibákat használtam. Kimutattam, hogy a felületi feszültség annál nagyobb, minél nagyobb a fogvastagság eltérése bármelyik irányban a szabványoshoz képest. A fogtőfeszültség értéke a hibás fogon annál nagyobb, minél kisebb ennek a fognak a vastagsága. Ezzel ellentétesen a nem hibás fog fogtőfeszültsége annál nagyobb, minél vastagabb a vele érintkező fog. A fog alakhibáinak vizsgálatára az FDM technológiával nyomtatott fogaskerekeket használtam. Az eredmények kimutatták, hogy mind a fogtőfeszültség, mint a felületi feszültség jelentősen megnő alakhibás fogak érintkezésekor. A helyzethibák vizsgálatára a tengelytáv hibáit használtam. Az eredmények megmutatták, hogy minél közelebb kerülnek egymáshoz a fogaskerekek a szabványoshoz képest, annál nagyobb lesz a Hertz-feszültség az érintkezési helyen. A fogtőfeszültség ezzel szemben annál nagyobb, minél messzebb kerülnek egymástól a fogaskerekek.

**T4. A kisméretű műanyag fogaskerekek méret-, alak- és helyzethibái jelentősen befolyásolják a fogtőfeszültséget és/vagy a felületi feszültséget a fogakon, ezért fontos ezeknek a hibáknak a felismerése és elkerülése.**

Kapcsolódó publikáció: S10

### 7.4. 5. tézis

Kidolgoztam a terhelés alatt működő kisméretű műanyag fogaskerekek hőmérsékletének és terhelésének mérésére alkalmas mérőberendezést az átforgatási nyomaték mérésére alkalmas rendszerem továbbfejlesztésével. Összehasonlítottam az ismert hőmérsékletszámítási képletek eredményeit mérési eredményeimmal, melyből azt a következtetést vontam le, hogy a képletek kisebb hőmérsékletet adnak, mint a mérési eredmények. Indokolttá válik új számítási képlet megalkotása vagy az ismeretek pontosítása. A mérési tartományra meghatároztam egy új képletet.

- T5. A műanyag fogaskerekek melegedésének számítására leggyakrabban használt képletek kisméretű műanyag fogaskerekek esetén a valóságostól eltérő eredményeket adnak, és a  $\vartheta_k=21,3...25,1$  °C,  $n_1=273,73...600$  1/min és  $F_t=0,0413...0,2615$  N tartomány esetén,  $m=0,5$  mm,  $z_1=30$ ,  $z_2=50$  és  $b=3$  mm paraméterek esetén 0,8619 korrelációval az alábbi képlettel lehet meghatározni az üzem közbeni hőmérsékletet:

$$\vartheta_{1,2} = \vartheta_k + \left[ H_v \cdot P \cdot \mu \cdot \left( \frac{k_\vartheta}{b \cdot z \cdot (v \cdot m)^{\frac{3}{4}}} + \frac{R_{\lambda,G}}{A_G} \right) \cdot ED^{0,64} \right] \cdot \left[ \left( \frac{\vartheta_k}{21} \right)^3 \cdot (105,89 \cdot P^2 - 53,754 \cdot P + 6,8883) \right]$$

Kapcsolódó publikáció: S11, S12, S13, S14

## 8. THESES – NEW SCIENTIFIC RESULTS

### 8.1. 1. thesis

To test the recirculation torque of small plastic gears, I needed gears in which I could deliberately place faults and then manufacture in small quantities with sufficient accuracy using the tools and resources at my disposal. To do this, I compared the available, fault-free injection-moulded gears with gears printed using the 3D printing technologies and parameters available to me. A comparison of the tooth profile with the tooth profile of the initial geometry showed that SLA technology closely resembles the expected profile, with only a small deviation. In contrast, FDM technology differed significantly from the standard profile. The profile of the gear manufactured using the SLS process achieved a level of accuracy between the two. In terms of tooth thickness, the maximum deviation was 5.8% for the SLA process, while for FDM and SLS it was well over 10%. In terms of pitch, SLA had an accuracy of 1.3%, while the other two processes showed deviations of over 4%. In terms of tooth height, the maximum deviation for SLA was 2.6%, while for SLS it was over 10% and for FDM technology it was over 20%. In the case of the addendum, the deviation in  $\mu\text{m}$  was similar to that of tooth height.

- T1. **To test the recirculation torque of small plastic gears, of the 3D printing processes, using stereolithography (SLA) with the Phrozen Mini 8k S printer, a layer thickness of 0.05 mm and an exposure time of 4 s, and Phrozen Rock Black Stiff material, small plastic gears with sufficient accuracy for testing can be produced.**

Related publications: S1, S2, S3, S4

### 8.2. 2. and 3. thesis

I used the characteristic curve of the recirculation torque to investigate the detectability of defects in small plastic gears. I designed a torque measuring device. I used the equipment to investigate tooth thickness errors as dimensional deviations. I have shown that this method can detect both the presence and magnitude of tooth thickness faults. Among the positional deviations that occur during production, I used the equipment to investigate the faults in the pitch. It has been shown that the method can also detect this type of faults. As positional deviations occurring during assembly, I investigated the effect of centre distance faults. I have shown that the method can be used to detect these types of faults. I have also shown that the faults listed so far are not only detectable on the characteristic diagrams, but can also be separated from each other. In addition, I compared the characteristic curves of the recirculation torque of each 3D printed gear, which can be considered as a form deviation. The characteristic curves also showed the same order of accuracy as the microscopic tests. Based on the results, I have formulated two theses.

- T2. **By examining the characteristic curve of the recirculation torque, it is possible in many cases to detect the presence, type, and magnitude of dimensional, form, and positional faults in small plastic gears.**

Related publications: S5, S6, S7

- T3. Faults in small plastic gears affect the recirculation torque characteristic curve. In the case of tooth thickness defects, if a tooth larger than the standard size is in contact, the torque value cyclically increases above the value corresponding to the standard size; if a tooth smaller than the standard size is in contact, the torque value cyclically decreases below the standard value. In the case of pitch faults, depending on the direction of rotation, the torque cyclically increases above and then falls below the values corresponding to the standard pitch, or vice versa. In the case of eccentricity faults, the closer the teeth are to each other, the greater the torque, and the further apart they are, the smaller the torque.**

Related publications: S8, S9

### 8.3. 4. thesis

I investigated the effects of individual faults on the values of the root stresses and surface stresses on the gear using finite element analyses. I selected one of each of the three possible types of deviations. I used tooth thickness faults to investigate the effect of dimensional deviations. I showed that the greater the deviation of tooth thickness in either direction from the standard, the greater the surface stress. The value of the root stress on the defective tooth is greater the smaller the thickness of that tooth is. In contrast, the greater the thickness of the tooth in contact with the non-faulty tooth, the greater the root stress on the non-faulty tooth. To investigate tooth deviations, I used gears printed using FDM technology. The results showed that both the root stress and the surface stress increase significantly when defective teeth are in contact. To investigate the positional deviations, I used the centre distance faults. The results showed that the closer the gears are to each other compared to the standard, the higher the Hertz stress at the contact point will be. In contrast, the root stress is higher the further away the gears are from each other.

- T4. The dimensional, shape, and positional faults of small plastic gears significantly influence the root stress and/or surface stress on the teeth, so it is important to recognize and avoid these faults.**

Related publications: S10

### 8.4. 5. thesis

I developed a measuring device suitable for measuring the temperature and load of small plastic gears operating under load by further developing my system suitable for measuring rotational torque. I compared the results of known temperature calculation formulas with my measurement results, from which I concluded that the formulas give lower temperatures than the measurement results. It is necessary to create a new calculation formula or to refine the knowledge. I defined a new formula for the measurement range.

- T5. The formulas most commonly used to calculate the heating of plastic gears give results that differ from reality in the case of small plastic gears, and in the range of  $\vartheta_k=21.3...25.1$  °C,  $n_1=273.73...600$  1/min and  $F_t=0.0413...0.2615$  N, with parameters  $m=0.5$  mm,  $z_1=30$ ,  $z_2=50$  and  $b=3$  mm, the operating temperature can be determined with a correlation of 0.8619 using the following formula:**

$$\vartheta_{1,2} = \vartheta_k + \left[ H_v \cdot P \cdot \mu \cdot \left( \frac{k_g}{b \cdot z \cdot (v \cdot m)^{\frac{3}{4}}} + \frac{R_{\lambda G}}{A_G} \right) \cdot ED^{0.64} \right] \cdot \left[ \left( \frac{\vartheta_k}{21} \right)^3 \cdot (105,89 \cdot P^2 - 53,754 \cdot P + 6,8883) \right]$$

Related publications: S11, S12, S13, S14

## 9. ÖSSZEFOGLALÁS

Kisméretű műanyag fogaskerekekkel szinte minden területen találkozhatunk. Megbízható kialakításukhoz azonban nem áll rendelkezésre nemzetközi szabvány, hanem csak regionális, nemzeti vagy cégen belüli irányelvek. Ezért ebben a kutatásban a kisméretű műanyag fogaskerekek legfontosabb tervezési kérdéseit vizsgáltam.

Ehhez első lépésként azt vizsgáltam, hogy a kisméretű műanyag fogaskerekek hibáit lehetséges-e az átforgatási nyomaték jelleggörbéjének használatával kimutatni és elkülöníteni egymástól. Ez azért volt fontos, mert ezek a hibák elősegíthetik a fogaskerekek túl hamar történő tönkremenetelét.

Emellett összehasonlítottam a három leggyakrabban használt 3D nyomtatási technológiát a rendelkezésemre álló fröccsöntött fogaskerekekkel, hogy megtudjam, melyikkel lehet megfelelő pontossággal olyan fogaskerekeket gyártani, amelyekbe általam elhelyezett hibákat tudjak vizsgálni. A vizsgálatokhoz optikai mikroszkópot és mérési sablonokat használtam. Vizsgáltam a fog alakját, a fogvastagságot, az osztást, a fogmagasságot és a fejmagasságot. Ezek alapján az SLA technológia volt messze a legpontosabb és az egyetlen a három közül, amivel lehetséges kisméretű műanyag fogaskerekeket megfelelő pontossággal gyártani.

Következő lépésként terveztem és építettem egy mérőberendezést, amivel lehetséges az átforgatási nyomaték mérése. A berendezéssel először a háromféle 3D nyomtatási technológiával gyártott fogaskereket vizsgáltam. Itt ugyanazt kaptam pontosság tekintetében, mint az optikai mikroszkópos mérések esetén. Ezután vizsgáltam a kisméretű műanyag fogaskerekek fogvastagság-, osztás- és tengelytávhibáit. Az eredmények megmutatták, hogy mindhárom hiba kimutatható és hatásaik jól megkülönböztethetőek a nyomatékgörbéken.

Ezután végeeselemes modell segítségével vizsgáltam, hogy az egyes hibák milyen hatással vannak a fogakon ébredő felületi Hertz-feszültségre és fogtőfeszültségre. Első lépésként validáltam a modellt. Ezután a fogvastagsághibák hatását vizsgáltam, mint mérethibákat. Kimutattam, hogy a felületi feszültség annál nagyobb, minél nagyobb a fogvastagság eltérése bármelyik irányban a szabványoshoz képest. A fogtőfeszültség értéke a hibás fogon annál nagyobb, minél kisebb ennek a fognak a vastagsága. Ezzel ellentétesen a nem hibás fog fogtőfeszültsége annál nagyobb, minél vastagabb a vele érintkező fog. A fog alakhibáinak vizsgálatára az FDM nyomtatott fogaskerekeket vizsgáltam. Az eredmények kimutatták, hogy mind a fogtőfeszültség, mint a felületi feszültség jelentősen megnő alakhibás fogak érintkezésekor. Végül a tengelytáv hibáit vizsgáltam, mint helyzethiba. Az eredmények

megmutatták, hogy minél közelebb kerülnek egymáshoz a fogaskerek a szabványoshoz képest, annál nagyobb lesz a felületi feszültség az érintkezési helyen. A fogtőfeszültség ezzel szemben annál nagyobb, minél messzebb kerülnek egymástól a fogaskerek.

Végezetül a kisméretű műanyag fogaskerek melegedését vizsgáltam. Ehhez először bemutattam a leggyakrabban használt képleteket, amiket a melegedés számítására használnak. Ezután hőkamerával öt, egymástól független mérést végeztem, amiknek az eredményét összevetettem a képletekkel kapott melegedéssel. Mivel minden esetben nagyobb hőmérsékletet mértem, mint amit a képletekből kaptam, ezért arra a következtetésre jutottam, hogy a képletek nem megfelelőek kis méretek esetén. Ezért új képlet felállítását javaslom kifejezetten kisméretű műanyag fogaskerek esetére. A mérésekhez használt tartományra meghatároztam egy képletet, amellyel pontosabban meg lehet határozni a melegedést.

## 10. SUMMARY

Small plastic gears can be found in almost every field. However, there are no international standards for their reliable design, only regional, national or company guidelines. Therefore, in this research I have investigated the most important design issues for small plastic gears.

As a first step, I investigated whether it is possible to detect and separate the faults in small plastic gears using the characteristic curve of the recirculation torque. This was important because these defects can contribute to gears failing faster than they should.

In addition, I compared the three most commonly used 3D printing technologies with the injection moulded gears at my disposal to find out which one could be used to produce gears with sufficient accuracy to test the faults I had placed in them. For the tests I used an optical microscope and measurement templates. I examined tooth shape, tooth thickness, pitch, tooth height and addendum. Based on these, SLA technology was by far the most accurate and the only one of the three that could produce small plastic gears with sufficient accuracy.

Next, I designed and built a measuring device to measure the recirculation torque. I first used the equipment to test gears manufactured using the three different 3D printing technologies. Here I obtained the same accuracy as for the optical microscope measurements. I then examined the tooth thickness, pitch and centre distance faults of the small plastic gears. The results showed that all three errors are detectable and their effects are well distinguishable on the torque curves.

I then used a finite-element model to investigate the effect of each fault on the surface Hertzian stress and root stress on the teeth. As a first step, I validated the model. I then investigated the effect of tooth thickness faults as dimension deviation. I showed that the greater the deviation of tooth thickness in either direction from the standard, the greater the surface stress. The value of the root stress on the faulty tooth is greater the smaller the thickness of this tooth. Conversely, the greater the thickness of the tooth in contact with the non-faulty tooth, the greater the tooth stress on the non-faulty tooth. FDM printed gears were used to test the form deviations of the tooth. The results showed that both the root stress and the surface stress increase significantly when deformed teeth are in contact. Finally, I investigated centre distance faults as a positional deviation. The results showed that the closer the gears are to each other compared to the standard, the higher the surface stress at the contact area will be. In contrast, the root stress is higher the further the gears are from each other.

Finally, I investigated the heating of small plastic gears. To do this, I first presented the most commonly used formulas to calculate the heating. Then, using a thermal imaging camera, I made five independent measurements and compared the results with the heating obtained using the

equations. Since in all cases I measured temperatures higher than those obtained from the equations, I concluded that the equations are not appropriate for small sizes. I therefore suggest a setting up of a new formula specifically for small plastic gears. I have defined a formula for the range used for measurements, which allows for more accurate determination of heating.

## KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ezúton szeretnék köszönetet mondani mindazoknak, aki támogattak a tanulmányaim és az értekezésem elkészítése során.

Köszönettel tartozom témavezetőmnek, Dr. Bihari Jánosnak, aki már BSc-s éveim óta támogatja tanulmányaimat. A PhD értekezésem mellett a pneumobil versenyeken, TDK és OTDK dolgozataim során, illetve szakdolgozatom és diplomamunkám témavezetőjeként is hozzájárult az elért szakmai eredményekhez.

Köszönet illeti a Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézetének minden munkatársát, akik minden felmerülő kérdésben készséggel segítettek, tanácsaikkal és útmutatásaikkal segítették ennek az értekezésnek az elkészülését. Külön köszönet illeti Potyka Attilát, aki számos felmerülő műszaki probléma megoldására adott működőképes javaslatot, emellett a hosszú mérések során tartotta bennem a lelket. Szeretném megköszönni Gere Arankának is, aki a doktori tanulmányaim során minden olyan esetben segített, ami szervezéssel járt. Köszönet illeti Jálics Károlyt is, aki meggyőzött, hogy kezdjem el doktori tanulmányaimat.

Köszönet tartozom a kollégáimnak a Bay Zoltán Alkalmazott Kutatási Közhasznú Nonprofit Kft.-nél, akik lehetővé tették, hogy a munka mellett is lehetőségem legyen elvégezni a kutatásokhoz szükséges méréseket és megírni az értekezést.

Végül szeretném megköszönni szüleimnek és barátaimnak a folyamatos támogatásukat. Köszönöm, hogy mindvégig ösztönöztek a céljaim elérésében és átsegítettek a nehéz időszakokban.

## IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Bihari, J.: Kisméretű műanyag fogaskerekekkel szerelt hajtóművek túrésezési problémái, GÉP 2016/5-6., pp: 14 – 17, 2016.
- [2] Sarka, F., Bihari, J., Takács, Á., Tóbis, Zs.: Test Method for Investigation of Reactive Loads on Gear Drives with Supporting Function, Lecture Notes In Mechanical Engineering 22 pp. 265-272., 8 p. (2021)
- [3] Bihari J., Kisméretű műanyag fogaskerekek tervezési és fejlesztési kérdései, PhD értekezés, Miskolci Egyetem, 2017.
- [4] Bihari J., Kisméretű műanyag fogaskerekekre ható külső hatások vizsgálata, GÉP, vol. 68, no. 3, pp. 15–18, 2017.
- [5] Bihari, J. – Kamondi, L.: Kis méretű műanyag fogaskerekek vizsgálata, GÉP 62:(7-8), pp: 21 – 24, 2011.
- [6] Bae, I. & Kissling, U.: Comparison of strength ratings of plastic gears by VDI 2736 and JIS B 1759 – In vision of building a new international standard, 2019, 10.51202/9783181023556-1267
- [7] LICHAZ GMBH: Designing with engineering plastics. Licharz GmbH, Buchholz, Németország, 2016.
- [8] DuPont: General Design Principles – Module I., Du Pont de Nemours International SA, Genf, Svác, 2003.
- [9] Erhard, G., Strickle, E: Maschinenelemente aus thermoplastischen Kunststoffen, VDI Verlag, Düsseldorf, 1974.
- [10] Moriwaki I., Ueda A., Nakamura M., Yoneda K.: New Japanese Standard JIS B 1759 on load capacity of plastic gears, Proceedings of International Gear Conference 2014, pp. 1172 – 1178, Lyon, France, 2014
- [11] ISO 6336-3, Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 3, 2007.
- [12] DIN 3990 Teil 3, Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern – Berechnung der Zahnfußfähigkeit, 1987.
- [13] JIS B 1759:2019 (JGMA/JSA) Estimation of tooth bending strength of cylindrical plastic gears, Japanese Standards Association, Tokyo, 2020.
- [14] Péter J.: A géptervezés alapjai, Miskolci Egyetemi Kiadó, Miskolc, 2017.
- [15] Szendrő P.: Gépelemek, Mezőgazda Kiadó, Budapest, 2007.
- [16] Terplán Z., Lendvay P.: Általános Géptan, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1979.
- [17] Erney Gy.: Fogaskerekek, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983.
- [18] Zsáry Á.: Gépelemek II., Tankönyvkiadó, Budapest, 1991.
- [19] Terplán Z.: Gépelemek II., Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1964.
- [20] Komócsin M.: Gépipari anyagismeret, COKOM Mérnökiroda Kft., Miskolc, 1995.
- [21] Tisza M.: Az anyagtudomány alapjai, Miskolci Egyetemi Kiadó, Miskolc, 2008.

- [22] Dudley D., Winter H.: Zahnräder – Berechnung, Entwurf und Herstellung nach amerikanischen Erfahrungen, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1961.
- [23] Szota Gy.: Gépelemek IV., Tankönyvkiadó, Budapest, 1981.
- [24] Antal, M.: Műanyagok gépészeti alkalmazása II. kötet, Gépipari Tudományos Egyesület Kiadványszerkesztési és Műszaki Iroda, Budapest, 1987.
- [25] Antal, M.: Műanyagok gépészeti alkalmazása I. kötet, Gépipari Tudományos Egyesület Kiadványszerkesztési és Műszaki Iroda, Budapest, 1987.
- [26] Bihari, J.: Heating behaviour of small plastic gears, Design of machines and structures 2:(1), pp: 5 – 14, Miskolc, 2012.
- [27] Bihari J., Heating behaviour of plastic gears, in Proceedings of the Thirteenth International Conference on Tools, 2012, pp. 323–328.
- [28] AGMA 920-B15 Materials for Plastic Gears, American Gear Manufacturers Association, Virginia, 2015.
- [29] Vörös I.: Gépelemek III., Tankönyvkiadó, Budapest, 1972.
- [30] VDI 2731 Mikrogetriebe, Grundlagen. BeuthVerlag, Berlin, 2009.
- [31] Dunai A., Macskási L.: Műanyagok fröccsöntése, Lexica Kft., Budapest, 2003.
- [32] Tadmor Z., Gogos C.: Principles of polymer processing, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2006.
- [33] Macskási L., Czél Gy., Érseki Cs., Falk Gy., Molnár L.: Műanyagok fröccsöntésének elmélete és gyakorlata, Sunplant Kft., Miskolc, 2024.
- [34] Xu, Y.: Types and applications of 3D printing, Highlights in Science, Engineering and Technology, 119. 697-702., 2024., 10.54097/26ya9h57.
- [35] Ma, J.: The application of 3D printing in mechanical manufacturing, Applied and Computational Engineering, 117. 44-50., 2025., 10.54254/2755-2721/2025.20112.
- [36] N. Shahrubudina, T.C. Leea, R.Ramlana: An Overview on 3D Printing Technology: Technological, Materials, and Applications, 2nd International Conference on Sustainable Materials Processing and Manufacturing, 2019.
- [37] Saptarshi S., Zhou C.: Basics of 3D Printing, 3D Printing in Orthopaedic Surgery, M. Dipaola and F. M. Wodajo, Eds., Elsevier, 2019, pp. 17–30. doi: 10.1016/B978-0-323-58118-9.00002-6.
- [38] Thomas D., Claypole T.: 3-D Printing, Printing on Polymers: Fundamentals and Applications, Elsevier Inc., 2015, pp. 293–306. doi: 10.1016/B978-0-323-37468-2.00018-X.
- [39] Hossain, N., Chowdhury, S., Shuvho, M.: 3D printed objects for multipurpose applications, Journal of Materials Engineering and Performance, 30, 4756-4767., 2021.
- [40] Ntousia M.: 3D Printing Technologies & Applications: An Overview, 243-248, 2019.
- [41] Czvikovszky T., Nagy P., Gaál J.: A polimertechnika alapjai, Műegyetemi Kiadó, Budapest, 2000.
- [42] Jandyal A., Chaturvedi I., Wazir I., Raina A., Haq M., 3D printing – A review of processes, materials and applications in industry 4.0, Sustainable Operations and Computers 3, 33-42, 2022.
- [43] VDI 2736 Thermoplastische Zahnräder, Blatt 1, BeuthVerlag, Berlin, 2016.
- [44] Ghazali, W., Idris, D. & Sofian, A., Siregar, J., Aziz, I.: A review on failure characteristics of polymer gear, MATEC Web of Conferences. 90. 01029., 2017., 10.1051/mateconf/20179001029.

- [45] Jain, M., Patil, S., Ghosh, S.: A review on failure characteristics of polymeric gears, AIP Conference Proceedings, 2148. 030057., 2019. 10.1063/1.5123979.
- [46] Karimpour, M., Dearn, K., Walton, D.: A kinematic analysis of meshing polymer gear teeth, Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part L-journal of Materials-design and Applications - PROC INST MECH ENG L-J MATER. 224. 101-115., 2010., 10.1243/14644207JMDA315.
- [47] Bihari, J.: Kisméretű műanyag fogaskerekes hajtások hibái, GÉP 65:(2), pp: 19 – 22, 2014.
- [48] Bihari, J.- Kamondi, L.: Design grounds of a machine for testing small plastic gears, Advanced Engineering (5), (2011), pp: 15 – 26, 2011.
- [49] VDI 2545 Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen, BeuthVerlag, Berlin, 1981.
- [50] VDI 2736 Thermoplastische Zahnräder, Blatt 2, BeuthVerlag, Berlin, 2014.
- [51] Hachmann, H., Strickle, E.: Polyamide als Zahnradwerkstoffe, Konstruktion 18 (1966) 3, S. 81-94
- [52] VDI 2736 Thermoplastische Zahnräder, Blatt 4, BeuthVerlag, Berlin, 2016.

ÁBRAJEGYZÉK

1. ábra: A különbség a fogvastagság (s) és a foghúrméret (s') között,  $r_v$  a normál keresztmetszet virtuális osztóköri sugara,  $\psi$  a fogvastagság félszöge,  $h_a$  a fejmagasság,  $h_a'$  a foghúrméret mérési magassága [17]. 9

2. ábra: A fogmagasság (h), a fejmagasság ( $h_a$ ) és a lábmagasság ( $h_f$ ) [17]..... 10

3. ábra: A műanyag fogaskerek tönkremenetelének okai VDI 2736 szerint (1: a fog megolvadása, 2: a fogtő törése, 3: a fog oldalának törése, 4: a pitting, 5: a fog deformációja, 6: a fog kopása) [43] ..... 12

4. ábra: A Bihari-féle nyomatókmérő berendezés [3] ..... 14

5. ábra: A 3D modellek fogai (balra:  $z=30$ , jobbra:  $z=50$ ) ..... 21

6. ábra: A mikroszkóp ..... 22

7. ábra: A nyomtatott fogaskerek ..... 23

8. ábra: A sablonok..... 23

9. ábra: Az összehasonlításhoz használt fröccsöntött fogaskerek..... 24

10. ábra: A fröccsöntött fogaskerék profiljának összehasonlítása a KISSSoft-ban generált fogazattal (balra:  $z=30$ , jobbra:  $z=50$ )..... 24

11. ábra: Az FDM-PLA fogaskerék profiljának összehasonlítása a kiindulási geometriával (balra:  $z=30$ , jobbra:  $z=50$ ) ..... 25

12. ábra: Az FDM-TPLA fogaskerék profiljának összehasonlítása a kiindulási geometriával (balra:  $z=30$ , jobbra:  $z=50$ ) ..... 25

13. ábra: Az SLA fogaskerék profiljának összehasonlítása a kiindulási geometriával (balra:  $z=30$ , jobbra:  $z=50$ ) ..... 25

14. ábra: Az SLS fogaskerék profiljának összehasonlítása a kiindulási geometriával (balra:  $z=30$ , jobbra:  $z=50$ ) ..... 26

15. ábra: Az osztóhúrméret meghatározása..... 27

16. ábra: A statikus nyomatókmérőt tartalmazó berendezés ..... 31

17. ábra: A dinamikus nyomatókmérő berendezés..... 32

18. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje fröccsöntött fogaskerékpároknál  $z=30$  esetén ..... 33

19. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje fröccsöntött fogaskerékpároknál  $z=50$  esetén ..... 34

20. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje SLA eljárással nyomtatott fogaskerékpároknál  $z=30$  esetén.. 34

21. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje SLA eljárással nyomtatott fogaskerékpároknál  $z=50$  esetén.. 35

22. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje SLS eljárással nyomtatott fogaskerékpároknál  $z=30$  esetén .. 35

23. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje SLS eljárással nyomtatott fogaskerékpároknál  $z=50$  esetén .. 36

24. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje FDM eljárással PLA alapanyagból nyomtatott fogaskerékpároknál  $z=30$  esetén ..... 36

25. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje FDM eljárással PLA alapanyagból nyomtatott fogaskerékpároknál  $z=50$  esetén ..... 37

26. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje FDM eljárással TPLA alapanyagból nyomtatott fogaskerékpároknál  $z=30$  esetén ..... 37

27. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje FDM eljárással TPLA alapanyagból nyomtatott fogaskerékpároknál  $z=50$  esetén ..... 38

28. ábra: A  $z=30$  fogaskerek módosított fogazata (balra fent: 0,2 mm-rel csökkentett fog, jobbra fent: 0,1 mm-rel csökkentett fog, balra lent: 0,1 mm-rel növelt fog, jobbra lent: 0,2 mm-rel növelt fog) ..... 39

29. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje  $z=30$  esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,2 mm-rel kisebb a többinél..... 40

30. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje  $z=50$  esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,2 mm-rel kisebb a többinél..... 40

31. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje $z=30$ esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,1 mm-rel kisebb a többinél.....	41
32. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje $z=50$ esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,1 mm-rel kisebb a többinél.....	41
33. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje $z=30$ esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,1 mm-rel nagyobb a többinél .....	42
34. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje $z=50$ esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,1 mm-rel nagyobb a többinél .....	42
35. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje $z=30$ esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,2 mm-rel nagyobb a többinél .....	43
36. ábra: Az átfogatási nyomaték görbéje $z=50$ esetén, ha az egyik fogaskerék egyik foga 0,2 mm-rel nagyobb a többinél .....	43
37. ábra: Az osztás hibájának szemléltetése.....	44
38. ábra: A nyomatéki görbe $z=30$ , 0,05 mm osztáshiba és I. forgásirány esetén.....	44
39. ábra: A nyomatéki görbe $z=30$ , 0,05 mm osztáshiba és II. forgásirány esetén .....	45
40. ábra: A nyomatéki görbe $z=50$ , 0,05 mm osztáshiba és I. forgásirány esetén.....	45
41. ábra: A nyomatéki görbe $z=50$ , 0,05 mm osztáshiba és II. forgásirány esetén .....	46
42. ábra: A nyomatéki görbe $z=30$ , 0,1 mm osztáshiba és I. forgásirány esetén.....	46
43. ábra: A nyomatéki görbe $z=30$ , 0,1 mm osztáshiba és II. forgásirány esetén .....	47
44. ábra: A nyomatéki görbe $z=50$ , 0,1 mm osztáshiba és I. forgásirány esetén.....	47
45. ábra: A nyomatéki görbe $z=50$ , 0,1 mm osztáshiba és II. forgásirány esetén .....	48
46. ábra: Az excentricitás hibáinak hatása 0,1 mm hiba és $z=30$ esetén .....	48
47. ábra: Az excentricitás hibáinak hatása 0,1 mm hiba és $z=50$ esetén .....	49
48. ábra: Az excentricitás hibáinak hatása 0,2 mm hiba és $z=30$ esetén .....	50
49. ábra: Az excentricitás hibáinak hatása 0,2 mm hiba és $z=50$ esetén .....	50
50. ábra: A szimulációkhoz használt 4 $\mu\text{m}$ -es háló .....	53
51. ábra: A fogvastagsághibák hatása a felületi feszültségre 1 N esetén .....	54
52. ábra: A fogvastagsághibák hatása a felületi feszültségre 0,75 N esetén .....	54
53. ábra: A fogvastagsághibák hatása a felületi feszültségre 0,5 N esetén .....	54
54. ábra: A fogvastagsághibák hatása a fogtőfeszültségre 1 N esetén .....	55
55. ábra: A fogvastagsághibák hatása a fogtőfeszültségre 0,75 N esetén .....	55
56. ábra: A fogvastagsághibák hatása a fogtőfeszültségre 0,5 N esetén .....	55
57. ábra: A CAD szoftverrel létrehozott fogak (balra: üreg nélkül, jobbra: üreggel) .....	56
58. ábra: A tengelytáv hibáinak hatása a felületi feszültségre 1 N esetén.....	57
59. ábra: A tengelytáv hibáinak hatása a felületi feszültségre 0,75 N esetén.....	57
60. ábra: A tengelytáv hibáinak hatása a felületi feszültségre 0,5 N esetén.....	57
61. ábra: A tengelytáv hibáinak hatása a fogtőfeszültségre 1 N esetén.....	58
62. ábra: A tengelytáv hibáinak hatása a fogtőfeszültségre 0,75 N esetén.....	58
63. ábra: A tengelytáv hibáinak hatása a fogtőfeszültségre 0,5 N esetén.....	58
64. ábra: A melegedés méréséhez használt berendezés.....	59
65. ábra: A terhelést adó vízkerék.....	59
66. ábra: A melegedés mérése.....	60
67. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az első mérés I. szakaszán .....	61
68. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az első mérés II. szakaszán.....	62
69. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az első mérés III. szakaszán .....	62
70. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az első mérés IV. szakaszán .....	62
71. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az első mérés V. szakaszán.....	63
72. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a második mérés I. szakaszán.....	63
73. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a második mérés II. szakaszán .....	63
74. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a második mérés III. szakaszán .....	64
75. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a második mérés IV. szakaszán .....	64
76. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a második mérés V. szakaszán .....	64

77. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a harmadik mérés I. szakaszán .....	65
78. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a harmadik mérés II. szakaszán .....	65
79. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a harmadik mérés III. szakaszán.....	65
80. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a harmadik mérés IV. szakaszán .....	66
81. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a harmadik mérés V. szakaszán.....	66
82. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a negyedik mérés I. szakaszán.....	66
83. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a negyedik mérés II. szakaszán .....	67
84. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a negyedik mérés III. szakaszán .....	67
85. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a negyedik mérés IV. szakaszán.....	67
86. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása a negyedik mérés V. szakaszán .....	68
87. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az ötödik mérés I. szakaszán .....	68
88. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az ötödik mérés II. szakaszán .....	68
89. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az ötödik mérés III. szakaszán.....	69
90. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az ötödik mérés IV. szakaszán .....	69
91. ábra: A mért hőmérséklet százalékos eloszlása az ötödik mérés V. szakaszán.....	69

## TÁBLÁZATJEGYZÉK

1. táblázat: A kisméretű műanyag fogaskerekek gyártási technológiái VDI 2731 alapján [30] .....	11
2. táblázat: Az SLA nyomtatóval használt paraméterek.....	21
3. táblázat: Az FDM nyomtatókkal használt nyomtatási paraméterek .....	22
4. táblázat: A foghúrméreték legnagyobb, legkisebb és átlagos értékeinek összehasonlítása.....	26
5. táblázat: A foghúrméreték maximumának, minimumának és átlagának eltérése a kiindulási geometriához képest µm-ben és százalékban .....	27
6. táblázat: Az osztóhúrméreték legnagyobb, legkisebb és átlagos értékeinek összehasonlítása.....	28
7. táblázat: Az osztóhúrméreték maximumának, minimumának és átlagának eltérése a kiindulási geometriához képest µm-ben és százalékban .....	28
8. táblázat: A fogmagasságok legnagyobb, legkisebb és átlagos értékeinek összehasonlítása .....	29
9. táblázat: A fogmagasságok maximumának, minimumának és átlagának eltérése a kiindulási geometriához képest µm-ben és százalékban .....	29
10. táblázat: A fejmagasságok legnagyobb, legkisebb és átlagos értékeinek összehasonlítása .....	30
11. táblázat: A fejmagasságok maximumának, minimumának és átlagának eltérése a kiindulási geometriához képest µm-ben és százalékban .....	30
12. táblázat: A fröccsöntött fogaskerekeken mért értékek .....	34
13. táblázat: A sztereolitográfiával gyártott fogaskerekeken mért értékek .....	35
14. táblázat: Az SLS technológiával gyártott fogaskerékpárokra mért értékek .....	36
15. táblázat: A PLA-ból gyártott fogaskerekeken mért eredmények összefoglalása .....	37
16. táblázat: A TPLA-ból gyártott fogaskerekeken mért eredmények összefoglalása.....	38
17. táblázat: A nyomatékgörbén a hiba nélküli esethez képest eltérő pontok legnagyobb, legkisebb és átlagos értéke 0,2 mm-rel kisebb fogvastagsághiba esetén .....	40
18. táblázat: A nyomatékgörbén a hiba nélküli esethez képest eltérő pontok legnagyobb, legkisebb és átlagos értéke 0,1 mm-rel kisebb fogvastagsághiba esetén .....	41
19. táblázat: A nyomatékgörbén a hiba nélküli esethez képest eltérő pontok legnagyobb, legkisebb és átlagos értéke 0,1 mm-rel nagyobb fogvastagsághiba esetén.....	42
20. táblázat: A nyomatékgörbén a hiba nélküli esethez képest eltérő pontok legnagyobb, legkisebb és átlagos értéke 0,2 mm-rel nagyobb fogvastagsághiba esetén.....	43
21. táblázat: Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,05 mm osztáshiba esetén, z=30 fogszerű fogaskerékpárokra.....	45

22. táblázat: Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,05 mm osztáshiba esetén, z=50 fogszámú fogaskerékpárokra.....	46
23. táblázat: Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,1 mm osztáshiba esetén, z=30 fogszámú fogaskerékpárokra.....	47
24. táblázat: Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,1 mm osztáshiba esetén, z=50 fogszámú fogaskerékpárokra.....	48
25. táblázat: Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,1 mm tengelytáv hiba esetén .....	49
26. táblázat: Az átfogatási nyomaték referenciaértékektől eltérő értékeinek maximuma, átlaga és minimuma 0,2 mm tengelytáv hiba esetén .....	50
27. táblázat: A PA6 anyagjellemzői .....	51
28. táblázat: A VDI 2736 képletével számított fogtőfeszültségek .....	51
29. táblázat: A (3) egyenletben szereplő paraméterek értékei.....	52
30. táblázat: A VDI 2736 képletével számított felületi feszültségek .....	52
31. táblázat: A (6) egyenletben szereplő paraméterek értékei.....	52
32. táblázat: A felületi feszültségek változása az elemmérettel összefüggésben .....	52
33. táblázat: A fogtőfeszültségek változása az elemmérettel összefüggésben .....	53
34. táblázat: Az alakhibák hatása a feszültségekre.....	56
35. táblázat: A mérések paraméterei .....	60
36. táblázat: A (8) képletben alkalmazott mennyiségek.....	61
37. táblázat: A (9) képletben alkalmazott mennyiségek.....	61
38. táblázat: A (10) képletben alkalmazott mennyiségek.....	61
39. táblázat: A képletekkel kapott eredmények az egyes mérési esetekre .....	61

## A DISSZERTÁCIÓHOZ KAPCSOLÓDÓ PUBLIKÁCIÓK

- S1 Marada I., Csörgő Zs., Kovács S.: FDM nyomtatott PLA és kenderszál erősített PLA fogaskerekek pontosságának vizsgálata, In: Barabás, István OGÉT 2024 - XXXII. Nemzetközi Gépészeti Konferencia: 32nd International Conference on Mechanical Engineering, Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság (EMT) (2024) pp. 236-241., 6 p.
- S2 Marada I., Bihari J.: Measuring the effects of faults for the rotational characteristics of small plastic gears, Journal Of Physics-Conference Series 2848: 1 Paper: 012010 (2024)
- S3 Marada I., Bihari J.: Analysis of small plastic gears manufactured by SLS printing, Multidiszciplináris Tudományok: A Miskolci Egyetem Közleménye 14: 2 pp. 47-54., 8 p. (2024)
- S4 Marada I., Bihari J.: Comparing the Accuracy of 3D Printing Methods for Small Plastic Gears, Journal Of Physics-Conference Series 3142 Paper: 012015, 8 p. (2025)
- S5 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)
- S6 Bihari J., Marada I.: An Improved Equipment for Measuring Heating Caused by Reactive Loads, IOP CONFERENCE SERIES: MATERIALS SCIENCE AND ENGINEERING 1237: 1 Paper: 012006, 8 p. (2022)
- S7 Marada I., Bihari J.: A kisméretű műanyag fogaskerékpárok átforgatási nyomatékának vizsgálatára szolgáló berendezések összehasonlítása, GÉP 74: 4 pp. 106-109., 4 p. (2023)
- S8 Marada I., Bihari J.: Investigation of tooth thickness faults in small plastic gears, Multidiszciplináris Tudományok: A Miskolci Egyetem Közleménye 14: 2 pp. 158-166., 9 p. (2024)
- S9 Marada I., Bihari J.: Kisméretű műanyag fogaskerekek osztáshibáinak vizsgálata, GÉP 75: 3-4 pp. 65-68., 4 p. (2024)
- S10 Marada I., Bihari J.: The Analysis of Stresses on Small Plastic Gears with Finite Element Simulation, Journal Of Physics-Conference Series 3142 Paper: 012009, 8 p. (2025)
- S11 Marada I., Bihari J.: Calculation Methods and Measurement of the Heating of Small Plastic Gears, Lecture Notes In Mechanical Engineering Vehicle and Automotive Engineering 4 pp. 223-236. Paper: Chapter 20, 14 p. (2022)
- S12 Marada I., Bihari J.: Comparison of Methods for Calculating the Heating of Plastic Gears, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 1237: 1 Paper: 012007, 10 p. (2022)
- S13 Marada I.: A kisméretű műanyag fogaskerekek melegedésének számítására szolgáló módszerek összehasonlítása, In: Molnár, Dániel; Molnár, Dóra; Nagy, Adrián Szilárd (szerk.) Tavaszi Szél 2022 / Spring Wind 2022 Tanulmánykötet II., Budapest, Magyarország: Doktoranduszok Országos Szövetsége (DOSZ) 584 p. pp. 297-302., 6 p., (2022)
- S14 Bihari J., Marada I.: A kisméretű műanyag fogaskerekek melegedésének mérése, GÉP 76: 3-4 pp. 23-26., 4 p. (2025)