Miskolci Egyetem

GÉPÉSZMÉRNÖKI- ÉS INFORMATIKAI KAR

KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKEK TERVEZÉSI ÉS FEJLESZTÉSI KÉRDÉSEI

Ph.D. értekezés

KÉSZÍTETTE:
Bihari János
okleveles gépészmérnök

SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA
GÉPEK ÉS SZERKEZETEK TERVEZÉSE TÉMATERÜLET
TERMÉKFEJLESZTÉS ÉS TERVEZÉS TÉMACSOPORT

DOKTORI ISKOLA VEZETŐ:
Prof. Dr. Tisza Miklós
egyetemi tanár

TÉMACSOPORT VEZETŐ:
Prof. Dr. Döbröczöni Ádám
egyetemi tanár

TÉMAVEZETŐ:
Dr. Kamondi László
címzetes egyetemi tanár

Miskolc, 2016.

Bihari János

KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKEK TERVEZÉSI ÉS FEJLESZTÉSI KÉRDÉSEI

Doktori (Ph.D.) értekezés tézisei

Miskolc, 2016.

BÍRÁLÓ BIZOTTSÁG

Elnök:	**Prof. Dr. Tisza Miklós**, DSc, egyetemi tanár (ME)
Titkár, tag:	**Dr. Marosné Dr. Berkes Mária**, PhD, egyetemi docens (ME)
Tagok:	**Prof. Dr. Eleőd András**, DSc, egyetemi tanár *(BME)*
	Dr. Horák Péter, PhD, egyetemi docens *(BME)*
	Dr. Takács György, PhD, egyetemi docens (ME)
Hivatalos bírálók:	**Prof. Dr. Kalácska Gábor**, DSc, egyetemi tanár *(SZIE)*
	Dr. Tóth István Tibor, CSc, főiskolai docens (SZTE)

Tartalom

1. Bevezetés és motiváció 5
Célkitűzés 5
2. A feladat megoldása 5
A kisméretű műanyag hajtóművek tervezési módszereinek áttekintése, a tervezési módszerek leírása 5
A teszt alapú fejlesztés 9
A teszt alapú fejlesztés problémái 10
A kisméretű műanyag hajtóművek hibáinak kutatása 10
Új minőségellenőrzési rendszer alapjainak kidolgozása 14
Az átforgatási nyomaték mérése, mint ellenőrzési módszer 14
Mérések az átforgatási nyomaték mérési módszerének tökéletesítéséhez 14
A kisméretű műanyag hajtóművek tűrésezési sajátosságai 18
Extrapolált tűrések az ajánlott tűrésrendszerekben 20
A kisméretű műanyag fogaskerekek többfogméret- és tengelytávtűréseinek hatásai 21
A műanyag hajtóművek visszaforgatási nyomatéka 27
Új tervezési módszer a kisméretű műanyag fogaskerekek tervezéséhez 31
3. Összefoglalás 33
3.1 Az elért új tudományos eredmények bemutatása 34
3.2 Továbbfejlesztési irányok és lehetőségek 34
4. Summary 35
4.1 Presentation of the newly reached results 36
5. A disszertáció téziseivel kapcsolatban megjelent folyóiratcikkek 36

1. Bevezetés és motiváció

A hőre lágyuló műanyagok műszaki alkalmazási lehetőségeinek kutatása már a XIX. században kezdődött, a polivinilklorid a legrégebbi mesterségesen előállított anyagok egyike. A gyakorlatban is alkalmazható hőre lágyuló műanyagok a XX. században, az I. világháborút követően kezdtek megjelenni. Ezek közül az értekezésem szempontjából a legfontosabbak a PA6 és PA66 poliamidok, valamint ekkor fedezték fel a polioximetilént is, bár ezt csak néhány évtizeddel később fejlesztették műszaki alkalmazásokban is használható anyaggá. Valószínűleg ez, a fém gépelemekhez képest jelentős időbeli hátrány okozza, hogy a műszaki szakemberek egy része még a mai napig is gyanakvással tekint a műanyag gépelemekre, mintegy alsóbbrendű anyagoknak tekintve a hőre lágyuló műanyagokat. Be kell látnunk, hogy ezek az anyagok mára szerves részei a mindennapi életnek, műanyag alkatrészek milliárdjai teljesítik megbízhatóan a feladataikat szerte a világban hosszú időn át. A műanyagok gépészeti alkalmazása számos új lehetőséget nyitott meg a hajtóművek zajának csökkentésében, a hézagmentesen kapcsolódó hajtások, vagy akár a kenőanyag nélkül üzemeltetett hajtások tervezésének területein. Ezen kívül a mindennapi életben is tapasztalhatjuk, hogy a műanyagokat azért is szívesen alkalmazzák a gyártók, mert a műanyag gépelemek tömeggyártásával széles rétegek számára elérhetővé válhatnak olyan termékek, amelyeket egyébként csak kevesen tudnának megfizetni. Azonban be kell vallanunk azt is, hogy éppen ez a széles körű elterjedés az oka annak, hogy sokan szereznek kellemetlen tapasztalatokat a műanyag alkatrészekkel, és a negatív tapasztalatok mindig nagyobb hírverést kapnak.

A Gépelemek Tanszékén, valamint az utód Gép- és Terméktervezési Intézetben régóta oktatom a Gépelemek II. című tárgyat, amely többek között a fogaskerekek és fogaskerék-hajtóművek tervezésével is foglalkozik. Így hozzászoktam, hogy a fogaskerekek tervezését számos átfogó tervezési segédlet és alaposan kidolgozott szabvány támogatja, amelyek ajánlásainak és előírásainak betartásával mindig biztonságosan működő hajtásokat lehet tervezni. Már a kutatásaim kezdetén felismertem, hogy a hőre lágyuló műanyagokból készült fogaskerekeknél ez nem minden esetben igaz. A szakirodalom ezen a területen nagyon széttagolt, kevés a nagyobb volumenű mű, jellemzően egy-egy adott problémára koncentráló szakcikkek foglalkoznak az ilyen gépelemekkel. Ez kutatóként érdekes kihívás lehet, de tervezőként jelentős akadályt jelent.

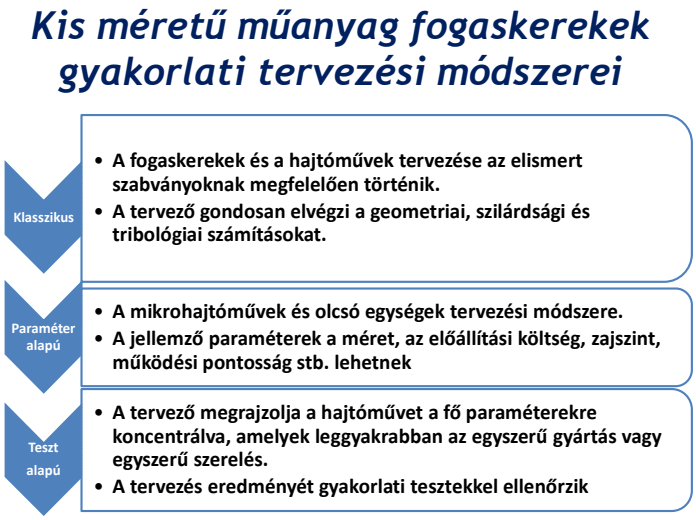
Célkitűzés

A disszertáció célja a klasszikus, valamint a paraméter és teszt alapú tervezés módszereivel megtervezett fogaskerekek problémáinak felkutatása és összefoglalása, a problémák hatásainak feltárása és az eredmények alapján egy olyan tervezési módszer folyamatának kidolgozása, amely az ilyen alkatrészek fejlesztésével foglalkozó mérnökök munkáját segíti.

2. A feladat megoldása

A kisméretű műanyag hajtóművek tervezési módszereinek áttekintése, a tervezési módszerek leírása

A kutatás során a gyakorlatban használt tervezési módszereket a tapasztalatok alapján négy csoportra osztottuk fel, majd ezt a paraméter alapú tervezés és az olcsó egységek tervezésének átfedései miatt háromra csökkentettük [BJ01] (1. ábra).



1. ábra: a kisméretű műanyag fogaskerekek tervezési módszereinek második felosztása.

Ezután áttekintettem, összefoglaltam és kis mértek, valamint a leggyakrabban használt műanyag alapanyagok sajátosságait is figyelembe véve elemeztem a szakirodalomban megtalálható adatokat, javaslatokat és előírásokat [LI01], [VDI01], [GTE01], [GTE02], [GET01]. A kutatás időben több évnyire húzódott el, eközben a már visszavont, de általánosan elterjedten használt VDI2545 utódja, a VDI2736 is megjelent, ezért szükség volt egy olyan összehasonlító kutatásra, amelynek során azt elemeztem, hogy az új irányelv esetleg alapvetően ellentmond-e valamelyik eredményemnek. Az elemzés eredménye kedvező volt olyan szempontból, hogy az általam kutatott területen ez az irányelv sem hozott változást.

A 0,5 és 0,4 mm modulú fogaskerekek tervezését a DIN 58405 szabvány segíti, az ennél kisebb modulokkal készülő fogaskerekekkel szerelt mikrohajtóműveket a VDI 2731 irányelv [VDI03] tárgyalja. Ez az irányelv egy olyan tervezési módszert ír le, amely gyökeresen különbözik a klasszikus tervezési módszerektől, azonban számos olyan problémát tekintetbe vesz, amit azok nem. A VDI 2731 értelmezési tartományának nincs elméleti alsó határa, a gyakorlatban mindig az adott alkatrész gyárthatósága jelenti a korlátot. Az irányelv ajánlásai azonban a megadottnál nagyobb modulok esetén is gyakran érvényesek, mert a műanyag fogaskerekek esetében az egyenesélű szerszámmal gyártott fogaskerekekre vonatkozó határfogszámoknál kisebb fogszámok is biztonságosan megvalósíthatók. Az irányelv abból indul ki, hogy a kis méreteknél a megvalósítás legfőbb korlátai nem a szilárdsági jellemzők, hanem a gyártási lehetőségek.

Ezt azonban nem fejti ki, mindössze két mondatban említi. Ezért fel kellett kutatnom és össze kellett foglalnom a kisméretű műanyag fogaskerekek jellemző gyártási módszereit, felhasználási területeit és egyéb, tervezési szempontból lényeges paramétereit. Kis méreteknél leggyakrabban a rendelkezésre álló hely, a megvalósítandó tengelytáv, áttétel, vagy szerelhetőség a fő tervezési paraméterek. A makrotartományokban a tervezés alapjául szolgáló szilárdsági jellemzők vagy olyan paraméterek, mint a hatásfok, itt másodlagos jelentőségűek. A tervezéskor mindent annak kell alárendelni, hogy a hajtómű működőképes legyen. Ez a klasszikustól alapvetően eltérő gondolkodásmódot követtel, valamint a módszer alkalmazásának alapvető feltétele a tervező, a gyártó és a minőségbiztosításért felelős szervezetek közötti aktív kommunikáció. Gyakran elengedhetetlen a paraméterek betarthatóságának kísérleti ellenőrzése. Ezt a módszert paraméter alapú tervezési módszernek

nevezem az értekezés keretein belül. Az eredményeket egy táblázatban foglaltam össze, ennek kivonatát mutatja be az 1. táblázat.

Felhasználási terület	Alkalmazások	Teljesítmény-hajtás?	Lényeges paraméterek	Fogaskerekek gyártási módszere
Járműipar	Tükörállítás	Nem	Helyigény (térfogat), működési környezet, zaj, gyors összeszerelés, előállítási költség	FÖ
	Készülékek mozgatása (pl. monitor)	Nem	Előállítási költség, helyigény (térfogat), tengelytáv, zaj, skálázhatóság	FÖ
Irodai gépek	Fejmozgató	Nem	Előállítási költség, tömeg, helyigény (térfogat), pontosság, zaj	FÖ
	Mérőfej-pozicionáló	Nem	Helyigény, pontosság, sebesség (kis tehetetlenség), tömítettség, élelmiszeripari kenőanyag, magas hőmérséklet	UPM és LM
Gyógyszeripar	Keverőgép	Nem	Lúgos környezet, stabil sebességtartás, helyigény (térfogat)	LM
Játékipar	Távirányítós jármű hajtómű	Nem	Élettartam, előállítási költség, univerzális használhatóság	FÖ

1. táblázat: a kisméretű műanyag fogaskerekek néhány felhasználási területe. A rövidítések jelentése: FÖ – fröccsöntés; FP – fröccspréselés; LM – lefejtőmarás; UPM – ultraprecíziós marás.

Tervezési szempontból rendkívül fontos információ, hogy egy hajtómű teljesítményhajtás-e. Amennyiben nem az, akkor a finommechanika témakörébe tartozik, ahol a szilárdsági számítások kevésbé fontosak, mint az egyéb működési paraméterek. Ezt a motor leadott teljesítménye és a fogak fogtőszilárdsága alapján értékeltem. A motor leadott teljesítménye azért fontos, mert az ilyen tartományokban használható méretű motorok választéka erősen korlátozott a nagyobb méretű társaikhoz képest.

A fogtőszilárdságot az (1) egyenlet alapján vettem figyelembe.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{eff} * m} * Y_F * Y_\varepsilon \qquad (1)$$

A táblázatban szereplő hajtóművek fogaskerekei mind egyenes fogazatú, profileltolás nélkül készült fogaskerekek, ezért az Y_β, fogferdeségre vonatkozó tényező értéke 1, így ez a tényező nem szerepel az egyenletben.

A fogtőszilárdságra vonatkozó biztonsági tényező [VDI01]:

$$S_F = \frac{\sigma_{FN}}{\sigma_f} > S_{Fmin} \qquad (2)$$

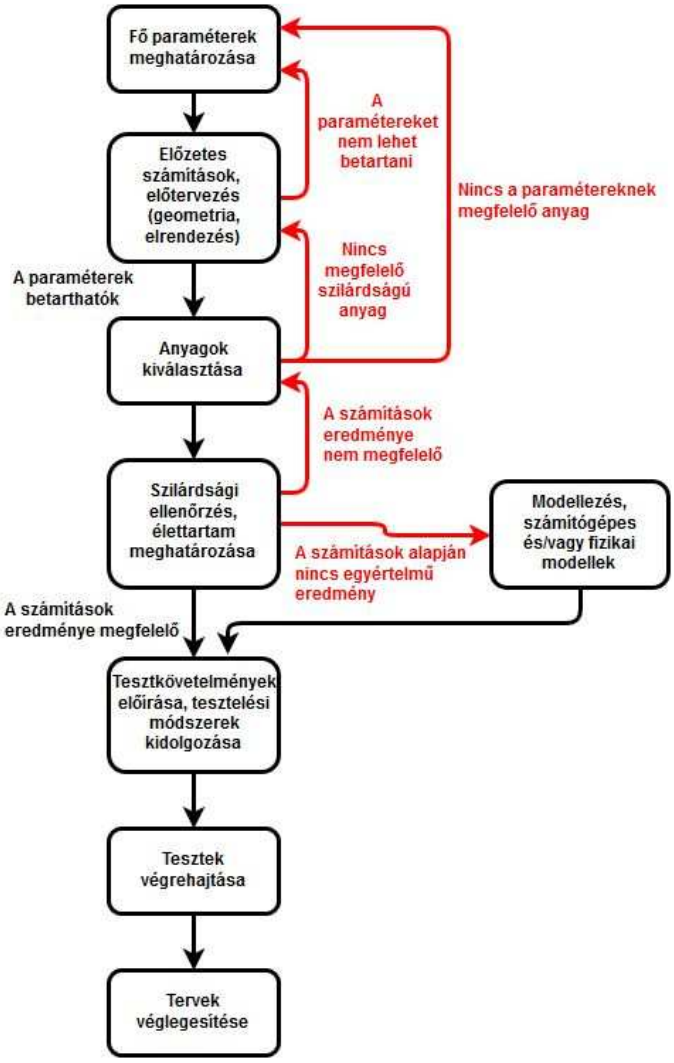
A σ_{FN} megengedett legnagyobb feszültség értékére a műanyagoknál nincsenek egzakt adatok. Ezeket diagramokból lehet kiolvasni, amihez ismerni kell az anyagot, a terhelési ciklusszámot és a hőmérsékletet. Az 1. táblázatban felsorolt hajtóművek esetén az anyagok egyes esetekben nem voltak ismertek, ezekben az esetekben a rendelkezésre álló adatok közül a legkisebb szilárdságú anyagokat

választottam az ellenőrzéshez. A hőmérsékletet az adott alkalmazási területen jelentkező maximális környezeti hőmérséklet értékével vettem figyelembe. Teljesítményhajtásoknál az S_{Fmin} tényező értékét a szakirodalom 1,25 és 2 közötti értékre javasolja felvenni [VDI01], [VDI02], [VDI03]. Így azokat a hajtóműveket, amelyeknél az S_{Fmin} értéke nagyobb volt, mint 3,5, nem teljesítményhajtásként jelöltem meg.

A hajtóművek lehetséges paraméterei

A paraméter alapú tervezés első lépése mindig a legfontosabb paraméterek meghatározása. Ahogy az 1. táblázatban is látható, ezek jellemzően nem a bemenő teljesítmény és az áttétel, mint a klasszikus módszernél. A paraméterek sokfélesége miatt a tervezés a paraméterek egymásra hatásainak vizsgálatán alapul. Ezért felsoroltam és elemeztem azokat a paramétereket, amelyek alapvetően befolyásolhatják a hajtómű tervezési folyamatát.

A paraméterek sokfélesége miatt erre a módszerre közelítőleg sem lehet általánosan érvényes, részletes folyamatábrát felrajzolni. A 2. ábra egy lehetséges folyamatot mutat, azonban meg kell jegyezni, hogy a folyamat egyes lépései még ebben az esetben is nagyon sok tényezőtől függhetnek. A számítógépes modellezés általában elkerülhetetlen, a fizikai modellek használata nagyban növeli a tervezési folyamat biztonságosságát.



2. ábra: a paraméter alapú tervezés egy lehetséges folyamata.

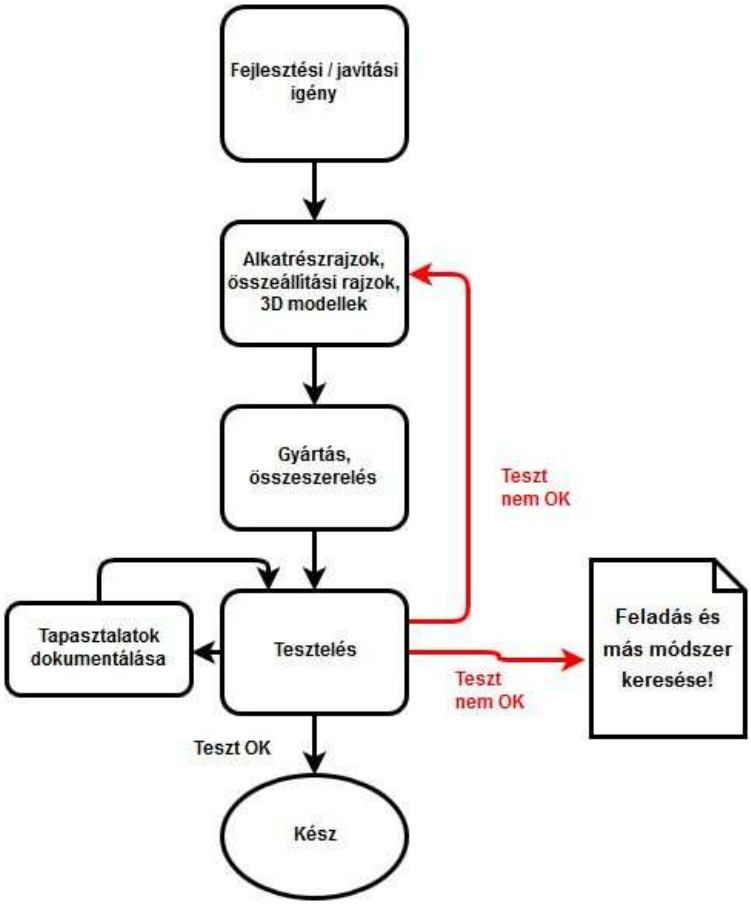
Tapasztalataim szerint a paraméter alapú tervezés a legjobban használható tervezési módszer a kisméretű műanyag hajtóművek tervezéséhez. Ilyenkor a tervező olyan, ezekre a gépelemekre jellemző tulajdonságokat is figyelembe tud venni, amelyeket a klasszikus tervezési módszer alkalmazásakor az üzemi tényezők nem tartalmaznak. Amennyiben az irodalom által ajánlott üzemi tényezőkben szerepel egy tulajdonság, akkor sem biztos, hogy a megfelelő súlyozással vették figyelembe az adott esetben a hajtómű működését alapvetően befolyásoló paramétereket.

A teszt alapú fejlesztés

Ez az iparban egy általánosan alkalmazott gyakorlat a fejlesztési, vagy hibajavítási folyamat rövidítésére. A lényege az, hogy ha túl sok az ismeretlen tényező, vagy nagyon kevés a rendelkezésre álló idő, akkor az adott egységet a tervezési folyamat méretezési részének teljes átugrásával meg kell rajzolni, prototípusokat kell gyártani, és ki kell próbálni a végeredményt.

Ezt a módszert az ipari gyakorlatban ritkán használják teljesen új termékek létrehozására, inkább a meglévő termékek módosítására alkalmas. Kombinálható a klasszikus módszerrel és a teszt alapú fejlesztéssel is, de önálló módszerként is alkalmazható. A leginkább elterjedt felhasználási területe a hibák javítása, de gyakran alkalmazzák akkor is, ha gyorsan kell reagálni valamilyen ügyfelektől érkező igényre. Ilyen igények lehetnek például a kis mértékben módosított áttétel, a szerelés egyszerűsítése, vagy a zajcsökkentés.

. Nagyon fontos, hogy ha ezzel a módszerrel nem sikerül rövid idő alatt elérni a megfelelő eredményt, akkor az előnyei elvesznek. Ilyenkor fel kell adni a teszt alapú fejlesztést és az előzőekben ismertetett két módszer egyikével kell elvégezni a fejlesztési folyamatot. A folyamatot mutatja a 3. ábra.



3. ábra: a teszt alapú fejlesztés folyamata.

A tervezési módszerek áttekintése után kutattam és összegeztem az egyes tervezési módszerek problémáit. Arra kerestem a választ, hogy vannak-e olyan tényezők, amelyek alapvetően befolyásolhatják az eredményt, de valamiért nem kezeljük őket a fontosságuknak megfelelően.

Következtetés a klasszikus módszerrel kapcsolatban

A klasszikus tervezési módszer használatakor ezeknél a gépelemeknél az irányelvek és szabványok előírásait pontosan követve sem minden esetben kapunk olyan eredményt, ami valóban egyértelműen garantálja a megbízható működést. Szükség lehet számítógépes modellezésre, vagy kísérletekre.

A tartó funkciót is ellátó fogaskerékpároknál mindig meg kell vizsgálni, hogy a tartott alkatrész vagy egység hogyan hathat vissza a fogaskerekekre.

Következtetés a paraméter alapú tervezési módszerrel kapcsolatban

A paraméter alapú tervezési módszer jól alkalmazható a kisméretű műanyag fogaskerekek tervezéséhez, igazán innovatív megoldásokhoz vezethet. Ezt a módszert követve számos olyan tényezőt is figyelembe lehet venni a folyamat során, amelyeket a klasszikus módszernél csak a számítások elvégzése után veszünk figyelembe, vagy amelyeket nem is veszünk figyelembe. Azonban a paraméterek egymásra hatását mindig alaposan meg kell vizsgálni, ami számos hiba lehetőségét rejti magában, ezért ez a módszer csak megfelelő tapasztalattal használható jól.

A teszt alapú fejlesztés problémái

Az ismeretlen problémaforrások száma függ a tesztelt egységek számától. Ez azt jelenti, hogy jó eredményt csak nagyszámú teszttel lehet elérni. Nem csak a fogaskereket kell a végleges gyártási módszerrel gyártani, hanem a hajtómű összes elemét.

A disszertáció elemző részében bemutattam, hogy kis méreteknél a melegedés nem számítható biztonságosan a szakirodalom ajánlásai alapján, így ez minden tervezési módszer közös problémája.

A kisméretű műanyag hajtóművek hibáinak kutatása

A értekezés következő részében kutattam és összefoglaltam a kisméretű műanyag hajtóművek az alapanyagokkal és a kis méretekkel összefüggő hibáit és értékeltem a hibák kockázatait.

A kutatás során feltárt különböző hibák nem mindig okozzák a hajtómű működésképtelenségét, a kis méretek az arányosan nagy tűrések és az alapanyagok rugalmassága miatt ezek a hajtóművek kritikus hibákkal is működhetnek, ami nagyon megnehezíti a minőségellenőrzést. A műanyagok jó rezgéselnyelő tulajdonságai tovább bonyolítják a helyzetet, mert a rezgések és a zajok mérése sem vezet mindig jó eredményre. A kisméretű műanyag fogaskerekek és hajtóművek hibái jellemzően nem figyelmetlenségre, hanem a korlátozottan rendelkezésre álló információkra vezethetők vissza, ezért az ilyen hibák esélye jelentősen nagyobb, mint a nagyobb méretű acél fogaskerekekkel készült hajtóművek esetén. Ez nem csak a fogaskerekekre, hanem a csapágyakra és a hajtóműházakra is igaz. A hibák keletkezésének megértéséhez összefoglaltam az ilyen hajtóművek tervezési, gyártási és szerelési sajátosságait. A legveszélyesebbként azokat a hibákat értékeltem, amelyek a tengelytáv változásait okozzák. Ezek származhatnak gyártási és szerelési pontatlanságokból is, de ezen a területen nagyon gyakori, hogy már a tűrések előírásakor is betervezik a hibákat. Ezért olyan módszert kerestem, amellyel ezek az összeszerelt hajtóműveken felismerhetők. Erre a célra végül az átforgatási nyomaték mérését választottam.

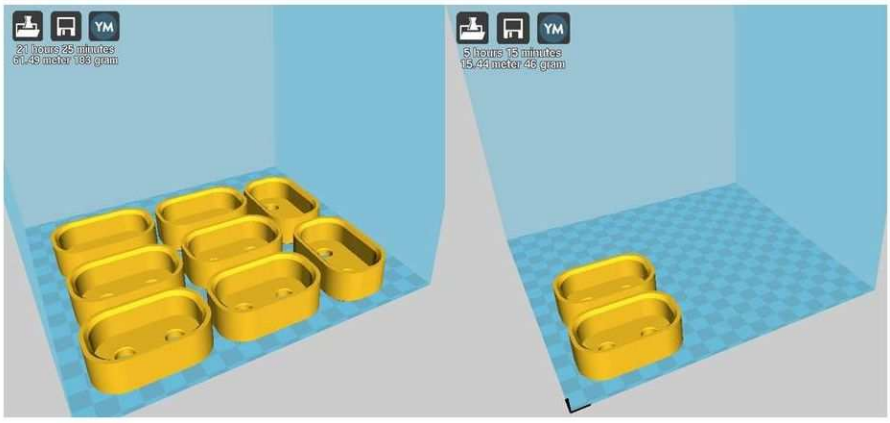
A jellemző beépítési területeiken a hajtóművekre olyan igénybevételek hathatnak, amelyeket a szokásos tervezési módszerek nem vesznek figyelembe. A kutatásaim során különösen veszélyesnek találtam a visszaható erőket és a visszaforgatási nyomatékot. A visszaható erők a tartó funkciót ellátó

hajtóművek utolsó lépcsőire a tartott elemről visszaható erők. A visszaforgatási nyomaték akkor léphet fel, amikor a hajtóműhöz olyan elemek csatlakoznak, amelyekkel akarattal vagy véletlenül visszafelé lehet forgatni a hajtóművet a kihajtó oldalon. A műanyag hajtóművek viszonylagosan nagyobb tűréseiből és a kis méreteknél alkalmazott egyszerűbb csapágyazási megoldásokból származó nagyobb belső ellenállások miatt több lépcsős hajtóműveknél ez a nyomaték jelentősen meghaladhatja a behajtó oldal felől tervezett láncban fellépő nyomatékokat.

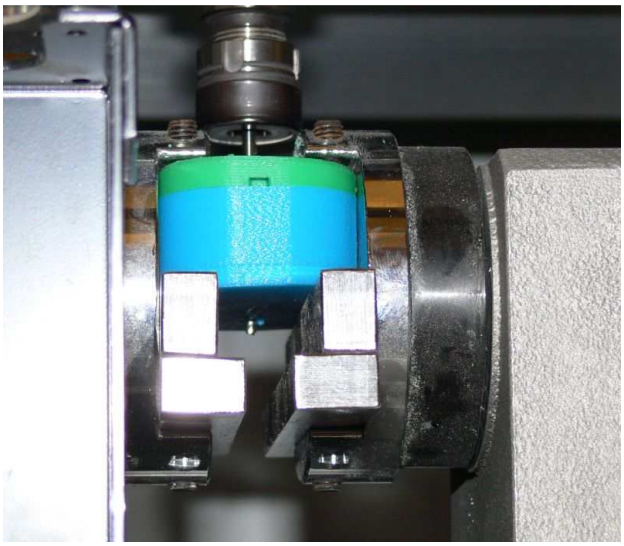
A visszaható erők, a visszaforgatási nyomatékok és az átforgatási nyomaték méréséhez többféle mérőberendezést is terveztem, ezek értékelése után úgy döntöttem, hogy a visszaható erők és az átforgatási nyomaték méréséhez egységhajtóműveket használok. Az egységhajtóművek 1:1 áttételűek, 0,5 mm modulú, 50 fogú fogaskerékpárokat tartalmaznak. A hajtóműházak többszöri módosítások után nyerték el a végleges formájukat. A házak 3D-nyomtatással készültek, a csapágyazások furatait utraprecíziós marással készítettük el bennük. Kétféle kivitelben készültek, csúszó- és gördülőcsapágyakkal. A hajtóműházak tengelytávolsága is különböző volt, valamint készült ferde tengelyű is, a bepattanó kötésekkel szerelt hajtóművek egyik tipikus hibájának szimulálásához. A 2. táblázat néhány hajtómű adatait tartalmazza. A 4. ábra a nyomtatott alkatrészek pontosságának optimalizálását mutatja be.

Típus	Tengelytáv	Megjegyzés
1	25,1 mm	
2	25 mm	
3	24,9 mm	
4	24,85 mm	
5	24,8 mm	Az egyik furat 3° dőléssel készült

2. táblázat: az egységhajtóművek házainak tengelytávjai



4. ábra: az alkatrészek jelentős hibát eredményező elrendezése a tárgyasztalon, valamint az ideális elrendezés.

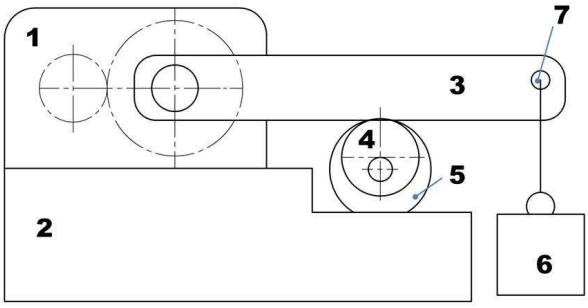


5. ábra: a nyomtatott házak precíziós megmunkálása.

A visszaható terhelések vizsgálatára szolgáló mérőberendezés és az elvégzett mérések

A visszaható terhelések hatását vizsgáló kísérletet mindenképpen szerettem volna alaposabban bemutatni, a későbbiekben szeretném megvizsgálni azt is, hogy a különböző áttételek és egyéb paraméterek hogyan befolyásolják a fogaskerekek viselkedését ilyen esetekben. Ezért először ehhez terveztem egy teljesen új próbapadot.

A 6. ábra mutatja a visszaható terhelések vizsgálatához tervezett elrendezést. A hajtómű (1) kihajtó tengelyére közvetlenül csatlakozik egy kar (3). Az alapon (2) van rögzítve a hajtómű (1) és a meghajtást biztosító motor (5). A motor tengelyén egy excentertárcsa (4) van rögzítve, erre a tárcsára támaszkodik a kar. Ha a motor forog, felemeli a kart, ez az állapot látható az ábrán. Amikor az excentertárcsa elfordul, a kar terheli a fogaskerekeket. A terhelést a kar végére függesztett súly (6) biztosítja. A súly egy csuklóval (7) van a karra függesztve. A kar szögelfordulása a motor helyzetének állításával állítható be. A terhelések száma így motorfordulatonként egy, a terhelések időegységenkénti száma a motor fordulatszámától függ. A terhelés nagyságát a súly tömege határozza meg.



6. ábra: tesztpad a visszaható terhelések szimulálásához.

A végleges tesztpad nem lett teljesen önálló szerkezet. Amikor a tartószerkezet megtervezésén gondolkodtam, felismertem, hogy a nagyon kicsi erők miatt nincs szükség külön tartószerkezetre, ezt a mérést egyszerű satukban is össze lehet állítani, kihasználva azok arányosan nagy tömegét. A mérés elrendezését mutatja a 7. ábra.

7. ábra: a visszaható terhelések miatt keletkező hőfejlődés mérésének elrendezése.

A fogaskerekeket egy egységhajtómű fogadja (1), a ház golyóscsapágyas, a fedél csúszócsapágyas kivitelű. A fedelet úgy gyártottam le, hogy a közepén kialakítottam egy nyílást, amelyen keresztül a fogaskerekek hőmérsékletét lehet mérni. A hőmérséklet méréséhez egy SKF lézeres és tapintós hőmérőt (3) használtam. A terhelést egy 5 mm vastagságú acéllemez biztosítja, ez 50 gramm tömegű. A terhelés megszüntetését egy 120 1/min maximális fordulatszámú hajtóműves motor (2) és egy excenterkerék biztosítja, ahol az excenterkerék felemeli, majd elengedi a kart. A motor áramellátását egy finoman szabályozható laboratóriumi tápegység (4) biztosítja, a feszültség módosításával lehet a fordulatszámot beállítani. A hőmérő lézeres érzékelővel 0,1 ° C pontosságú, a tapintós érzékelővel 0,05°C pontosságú. A tapintós érzékelő használatához az excenter hajtását le kell állítani, így a fogaskerekek valamennyit hűlnek az alatt az idő alatt, míg az érzékelőt bevezetjük a nyíláson és eltaláljuk vele az érintkezési hely környezetét. Ezért ezt a funkciót nem használtam, minden mérést a hajtás leállítása nélkül végeztem el.A mérési eredmények kivonatát a 3. táblázat tartalmazza.

Sorszám	Frekvencia, 1/s	Kezdő hőmérséklet, ° C	Hőmérséklet 5 perc után, ° C
1	0,5	21,9	22,3
2	0,5	21,8	22,0
3	1	21,8	23,8
4	1	21,8	24,1
5	2	21,9	27,2
6	2	21,8	28,8
7	2	21,8	28,1

3. táblázat: a hőmérsékletek változása a frekvenciától függően.

A táblázat adataira vonatkozóan meg kell jegyeznem, hogy a lézeres hőmérővel mért adatokat nem szabad tizedes pontossággal figyelembe venni, mert ez a mérés eléggé bizonytalan a lézermutató átmérőjének nagysága miatt. Ezért az adatok inkább csak 0.5 °C értékre kerekítve értelmezhetők. Így látszik, hogy a legkisebb frekvenciánál a fogazatok melegedése elhanyagolható, a növekedés akár abból is származhat, hogy a mozgás zavarja a mérést. A közepes frekvenciánál enyhe melegedés tapasztalható, ez semmiképpen sem befolyásolja a tűréseket vagy a szilárdságot. A nagy frekvenciánál azonban kb. 6 °C hőmérséklet-emelkedést mértem. Ez az osztókörátmérőre nézve 0,027 mm hőtágulást jelent [VIS01], ami viszont már jelentős lehet.

Új minőségellenőrzési rendszer alapjainak kidolgozása

A kisméretű műanyag hajtóművek minőségének ellenőrzése a tömeggyártásban meglehetősen bonyolult feladat. Ennek az a fő oka, hogy a hajtóművek darabonkénti értéke a legtöbb alkalmazás esetén kifejezetten alacsony. Így a hagyományos ellenőrzési módszerekkel, mint a mesterkerekekkel végzett legördítési vizsgálatok, a többfogméret mérése, a mérőcsapos ellenőrzések és a 3D-mérőgéppel végzett mérések, nem lehet minden példányt megvizsgálni. További probléma, hogy az összeszerelt hajtóművekbe nem lehet belátni, így a szerelési hibákból és a házak feszüléséből származó deformációk nem láthatóak. Néhány hajtóművet meg lehet vizsgálni röntgenkészülékkel, azonban a jellemzően gyártott mennyiségekhez képest így csak nagyon kis mintával lehet dolgozni, ezért ez a módszer csak a nullaszériák ellenőrzésénél használatos.

Ezért egy olyan ellenőrzési módszert kezdtem el kidolgozni, ami az átforgatási nyomaték mérésében rejlő jelenségeket aknázza ki jobban.

Az átforgatási nyomaték mérése, mint ellenőrzési módszer

Az átforgatási nyomaték mérése régóta ismert eljárás nagyméretű hajtóművek karbantartási vagy javítási célú szét- és összeszerelési munkák utáni ellenőrzésére. Elsősorban a kúpkerekes hajtóműveknél alkalmazzák, ahol a szerelés közbeni hézagolás nem csak a hordképre, hanem a csapágyak előfeszítésére is hatással van. Mivel maga az eljárás nagyon egyszerű, műhelykörülmények mellett, egyszerű eszközökkel is könnyen elvégezhető az ellenőrzés.

Ez a mérés egy relatív mérés, azaz az eredmény értékeléséhez ismernünk kell, hogy ha a hajtómű állapota és beállítása tökéletes, akkor mekkora értékeket kell mérnünk.

Az alkalmazott módszer problémái a kisméretű fogaskerék-hajtóműveknél

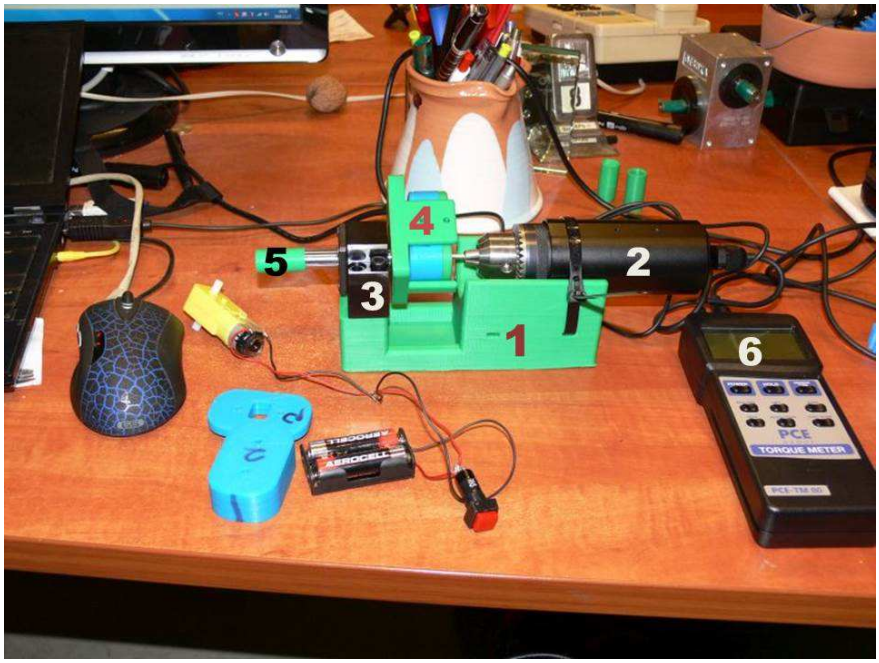
A működő rendszer hátrányait egy szakcikkben már ismertettem [BJ02], a munkám jobb áttekintésének érdekében röviden összefoglalom őket itt is.

Ez a rendszer csak egy maximális nyomatékra reagál, nem keresi a probléma okát. Néhány hajtóműtípusnál nagyon sok a téves selejtezés. Ezeknek alapvetően két oka van, mind a két okban fontos tényező, hogy a vizsgálat ideje 0,8 – 1 mp, mert az elvárt és gazdaságos ütemidőbe több nem fér bele.

Mérések az átforgatási nyomaték mérési módszerének tökéletesítéséhez

Az előzmények ismeretében azt feltételeztem, hogy a kizárólag a forgatónyomaték maximális értékének megállapítását célzó mérés helyett ugyanazzal a rendszerrel több információhoz is juthatunk megközelítőleg ugyanannyi idő alatt, ha a maximális érték helyett az értékek változásaira koncentrálunk.

A mérőberendezés



8. ábra: az átforgatási nyomaték méréséhez épített berendezés.

A berendezés részei a 8. ábra tételszámaival:

1. A berendezés váza. Ez FDM 3D-nyomtatással készült, mert másként nem tudtuk megfelelően stabilra kialakítani a nyomatékmérő tengely (2) felfekvő felületét. A váz a nyomatékmérő tengelyen kívül még egy csapágybakot (3) fogad, a nyomatékmérő tengelyt szorítóheveder rögzíti, a csapágybakot csavarok.
2. A PCE TM-80 nyomatékmérő tengely. Ehhez egy kiértékelő egység tartozik (6), ami RS232-USB kapcsolattal csatlakozik a számítógéphez. A nyomaték mérési tartománya 0 - 150 Ncm, a felbontás 0,1 Ncm.
3. Csapágybak, 2 darab speciális mélyhornyú golyóscsapággyal, 12 mm átmérőjű tengelyt fogad.
4. A hajtóművek befogója. Ez a végleges változat, FDM 3D-nyomtatással készült. Több változatot készítettünk belőle precíziós marással, de végül azért döntöttem ilyen kivitel mellett, mert ez az elem belül üreges, így mindössze 11 gramm a tömege. Így a centrifugális erő, valamint a vízszintes elrendezésből származó tömegerők nem befolyásolják a mérést. A 12 mm átmérőjű tengelyre ragasztással rögzítettem.
5. Tengelykapcsoló a meghajtást biztosító hajtóműves motorhoz. Ez szoros illesztéssel van a tengelyre rögzítve, biztonsági tengelykapcsolóként is szolgál, túlterhelés esetén megcsúszik. Több különböző kivitel is készült belőle, a különböző hajtást biztosító egységek kimenő tengelyeihez illeszkedő csatlakozásokkal.

Alapvetően kétféle kivitelű hajtóműves motorral kísérleteztem, a visszaható terhelések vizsgálatához is használt 120 1/min maximális fordulatszámúval, valamint a 41. ábrán láthatóval, ennek 30 1/min a kimenő fordulatszáma 3 V feszültségnél. A végleges mérésekhez ezt használtam, mert a nagyobb fordulatszámokhoz tartozó gyors jelváltozásokat a mérőműszer szoftvere nem tudta kezelni.

A szimulált hibák és a létező rendszerben mérési hibát okozó tényezők

A mérések során a következő hibákkal rendelkező hajtóműveket vizsgáltam:

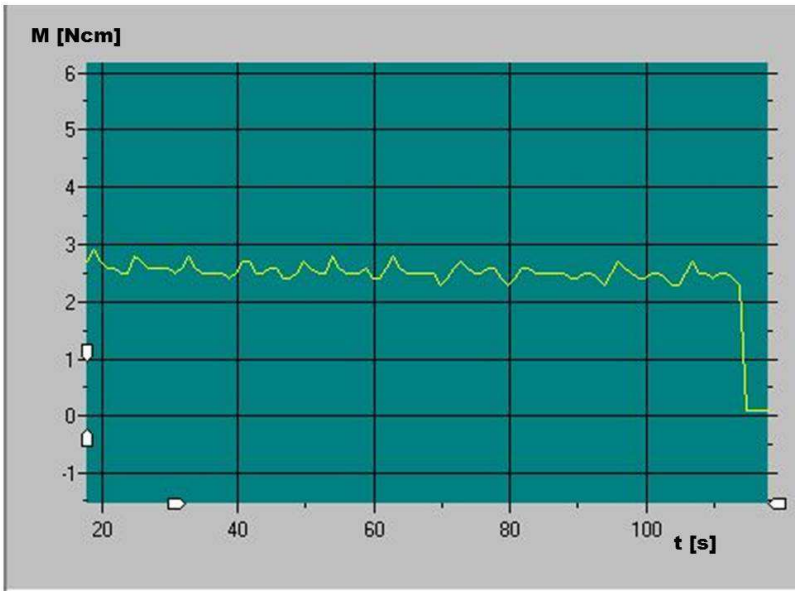
1. Túl kicsi tengelytávú hajtómű, de a tengelytáv az ajánlott tűrés minimumán van.

2. Túl nagy tengelytávolság, de a fogaskerekek még kapcsolódnak.
3. A hajtómű egyik tengelye ferde, így csökkenti a tengelytávot, egyidejűleg a kapcsolódás is romlik.
4. A hajtómű egyik fogaskereke excentrikusan van rögzítve a tengelyen.

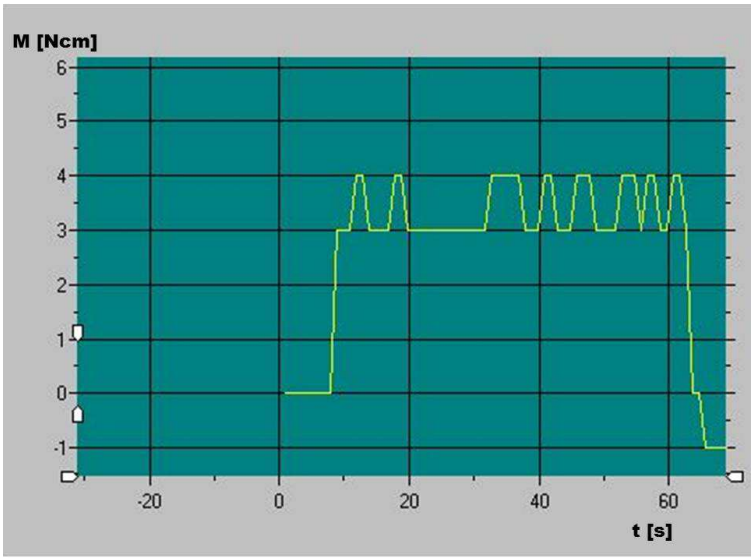
A mérések során a következő, az átforgatási nyomaték átmeneti növekedését, így mérési hibát okozó jellegzetességeket vizsgáltam:

1. Nagy viszkozitású kenőanyag egy tömegben beadagolása a hajtóműbe, amit a fogazatok hordanak fel a kenési helyekre.
2. Sorjás fogaskerekek beépítése.

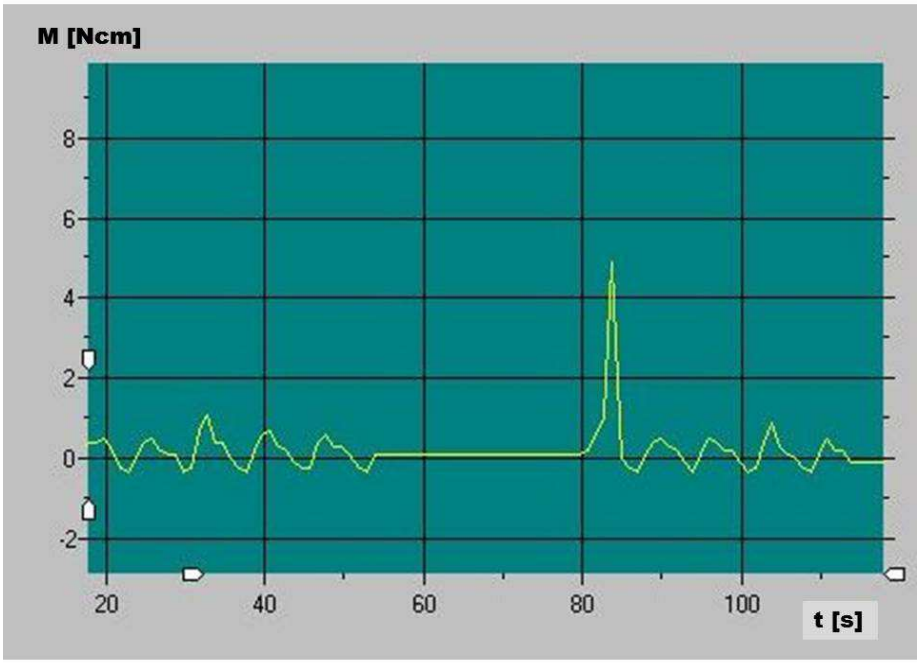
A következő ábrák néhány mérési eredményt mutatnak be.



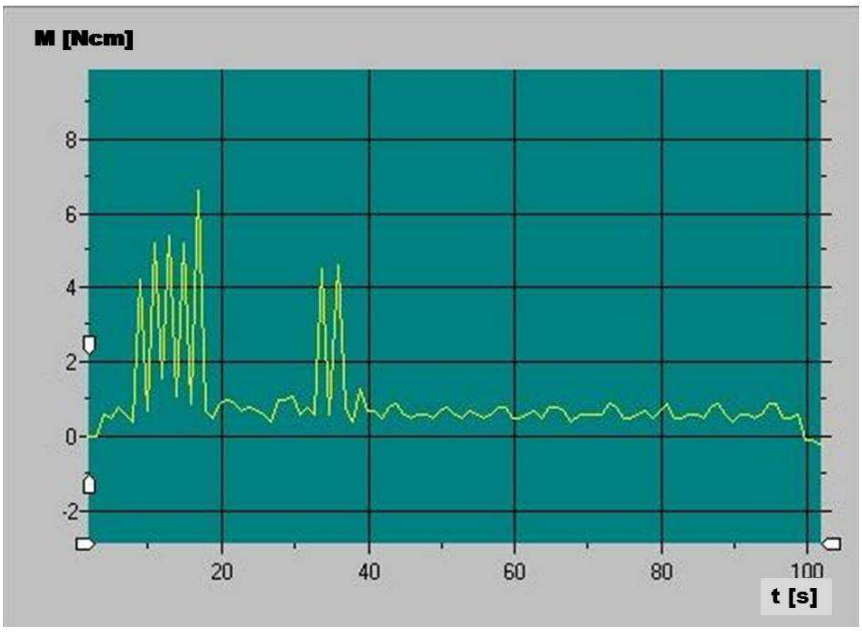
9. ábra: az átforgatási nyomaték értéke a tengelytáv minimumánál a gördülőcsapágyas ház esetén.



10. ábra: az átforgatási nyomaték értéke a tengelytáv minimumánál a csúszócsapágyas ház esetén.



11. ábra: a kenőanyag pontszerű adagolásának hatása az átforgatási nyomatékra.



12. ábra: a sorja leválásának mérési görbéje csúszócsapágyas háznál.

A mérések alapján levonható következtetések

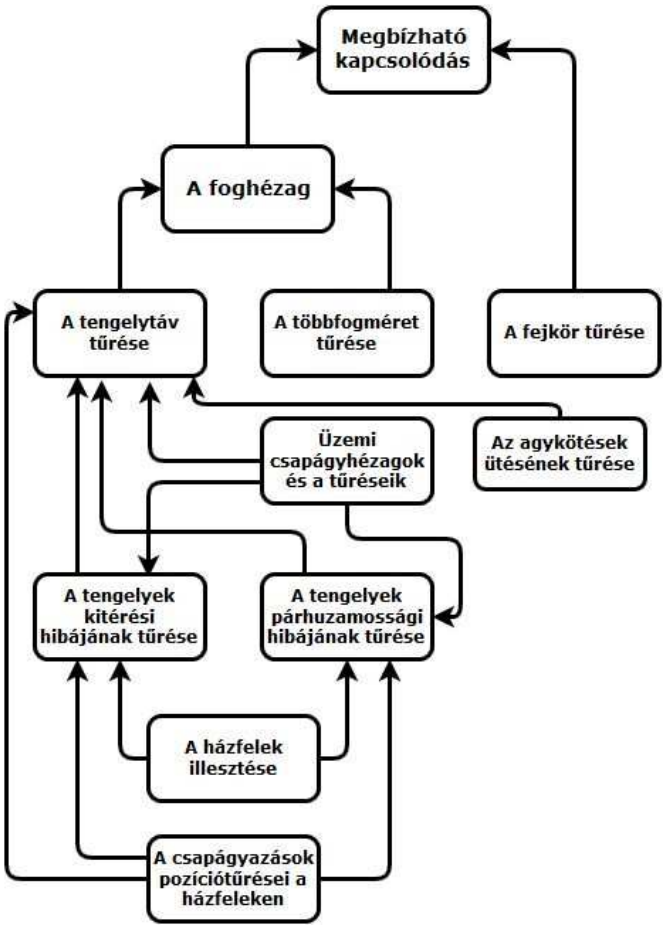
A mérések alapján ki lehet jelenteni, hogy az átforgatási nyomaték tartós mérése és a mérési görbe jellegének vizsgálata alapján egyes hibák elkülöníthetőek a termelés során fellépő, azonban a hajtómű működését és élettartamát nem befolyásoló jellegzetességektől és hatásoktól. Bár az általam végzett mérések közvetlenül nem integrálhatók a gyártási folyamatba a mérési idők hosszúsága miatt, a piacon elérhetők nagyobb felbontású és nagyobb érzékenységű műszerek is, amelyekkel a mérési idő a töredékére csökkenthető, a hibák pedig már a tervezési fázisban is szimulálhatók az egyre elterjedtebb rapid prototyping módszerekkel. Ilyen eszközök pl. a nagy felbontású és érzékenységű nem

statikus fogatónyomaték-mérő tengelyek, valamint az ezekhez kapcsolható nagy számítási teljesítményre képes, nagy és gyors háttértárakkal rendelkező adatrögzítő egységek.

A kisméretű műanyag hajtóművek tűrésezési sajátosságai

A fogaskerék-hajtóművek tervezésének elmaradhatatlan és rendkívül fontos lépése a tűrések meghatározása és előírása.

A kisméretű műanyag fogaskerék-hajtóművek tervezésekor elsősorban arra kell törekedni, hogy a hajtómű működőképes legyen. A hajtómű működőképességét elsősorban a foghézagot befolyásoló tényezők határozzák meg, ezek a többfogméretek tűrései és a tengelytáv tűrése. A tengelytávot azonban a tervezési sajátosságok miatt itt a szokásosnál nagyobb mértékben befolyásolja a tengelypárhuzamossági hiba és a tengelykitérési hiba, valamint nagymértékben befolyásolják a csapágyazások tűrései és üzemi hézagai is. A 13. ábra bemutatja, hogy hogyan hatnak egymásra a leglényegesebb méretek tűrései a kisméretű fogaskerék-hajtóművek esetén.



13. ábra: A tűrések és üzemi hézagok hatása egymásra és a helyes kapcsolódásra.

Nem lehet figyelmen kívül hagyni, hogy a hajtóművek pontossága és az előállítási költségek szorosan összefüggenek. Mivel a költségek alacsonyan tartása gyakran fontos tényező, a tűrések meghatározásakor figyelembe kell venni azt is, hogy egy adott tűrés vagy tűrésrendszer előírása mennyire befolyásolja az előállítási költségeket.

A műanyag alkatrészek tűréseinek előírásakor figyelembe kell venni az alapanyagok speciális tulajdonságait. A műszaki műanyagok hőtágulása viszonylag nagy, és egyes műanyagok

kondicionálás nélkül jelentős mértékű dagadásra is képesek a levegő páratartalmának felvétele miatt. Ezért az üzemi körülmények a fémeknél szokásosnál nagyobb mértékben befolyásolják a tűréseket.

A szakirodalom [DU01], [LI01], [NIE01], [REN01], [VDI02], [VDI03] jellemzően a következő tűrésrendszereket ajánlják a műanyag fogaskerekekhez és alkatrészekhez:

- ISO 286 / VSM 58400 a tengelyek és agyak tűrésezett méreteihez,
- DIN 7168 / SN 58440 a nem tűrésezett méretekhez,
- DIN 16901 a fröccsöntött alkatrészekhez, a nem tűrésezett méretekhez a leggyakoribb műanyagoknál (poliamdok, POM) 130A, a tűrésezett méretekhez 120B vagy 110B, illetve kis méreteknél a finommechanikai sorozatokat,
- DIN 3967,
- DIN 58405,
- AGMA 390.03.

A felsorolt források közül a VDI 2731 nem tartalmaz konkrét ajánlásokat, de felhívja a figyelmet arra, hogy a kis méreteknél a szabványos tűrések jelentősen befolyásolhatják a geometriát és így a szilárdságot is.

A tervező tehát ezekből a tűrésrendszerekből választhatja ki a számára megfelelő tűréseket, ami első pillantásra egyszerű feladatnak tűnik. Azonban gyakran szembesülünk azzal, hogy ebben a tartományban a tűréstáblázatok számos mérethez nem tartalmaznak már tűréseket, vagy a tűrések alkalmazhatósága kétséges.

Mivel a tűrésezés már a kutatás kezdetétől központi kérdés volt, nagyon sok fogaskerék és fogaskerékpár lehetséges tűréseit vizsgáltam meg. A tapasztalataim alapján mindig a kiskerék tűrésezése a problémásabb, ezért szemléltetésként készítettem egy táblázatot, amelyben összegyűjtöttem 30 fogaskerék tűrésezési szempontból lényegesebb méreteit. Ennek kivonatát mutatja be a 4. táblázat.

1	C	0,5	18	2	2,34	3	8,457	10	7,75
2	D	0,5	18	2	2,34	3	8,457	10	7,6
3	58400fflm	0,5	18	2	2,34	3	8,475	10	7,5
4	C	0,5	10	2	2,284	3	4,698	6	3,75
5	D	0,5	10	2	2,284	3	4,698	6	3,6
6	58400fflm	0,5	10	2	2,284	3	4,698	6,1	3,5
10	C	0,4	10	2	1,827	2	3,759	4,8	3
11	D	0,4	10	2	1,827	2	3,759	4,8	2,88
12	58400fflm	0,4	10	2	1,827	2	3,759	4,8	2,8
22	C	0,2	10	2	0,914	1	1,879	2,4	1,5
23	D	0,2	10	2	0,914	1	1,879	2,4	1,44
24	58400fflm	0,2	10	2	0,914	1	1,879	2,4	1,4
25	C	0,1	18	2	0,468	1	1,691	2	1,55
26	D	0,1	18	2	0,468	1	1,691	2	1,52
27	58400fflm	0,1	18	2	0,468	1	1,691	2,02	1,5

4. táblázat: különböző fogaskerekek tűrésezési szempontból lényeges méretei.

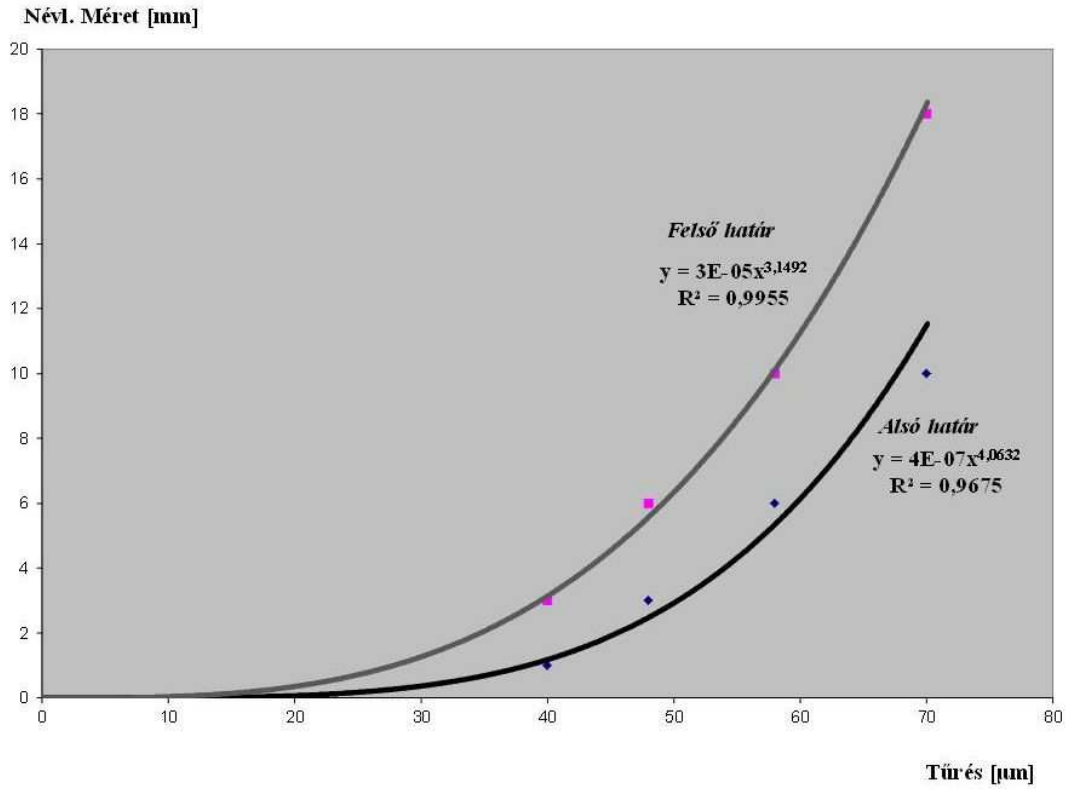
A táblázatban a piros számok, a piros alapon fehér számok, valamint a lila alapon fehér számok jelölik a valamilyen szempontból biztosan kritikus értékeket. A piros számokhoz a legtöbb tűrésrendszer nem tartalmaz adatokat, a piros alapon fehér számok esetén az ajánlott tűrések kritikusan befolyásolhatják a

keréktest vastagságát, a lila alapon fehér számok esetén pedig a fejkör tűrése kritikusan befolyásolhatja a fogak tényleges magasságát. Első közelítésben a kritikus érték az, amikor a tűrés legalább 4% eltérést enged meg a névleges mérethez képest, vagy amikor a tűrésmező valamelyik határának elérése esetén a fogaskerék darabokra esne.

A 4. táblázat csak egy kis minta a kisméretű műanyag fogaskerekek világából, de látszik, hogy nagyon könnyű elérni olyan értékeket, amelyek nem szerepelnek a táblázatokban, így vizsgálni sem tudjuk a tűrések alkalmazhatóságát. Azonban ilyen esetekben is elő kell írni a tűréseket, ehhez a VDI 2731 az extrapolált tűrések használatát javasolja megoldásként.

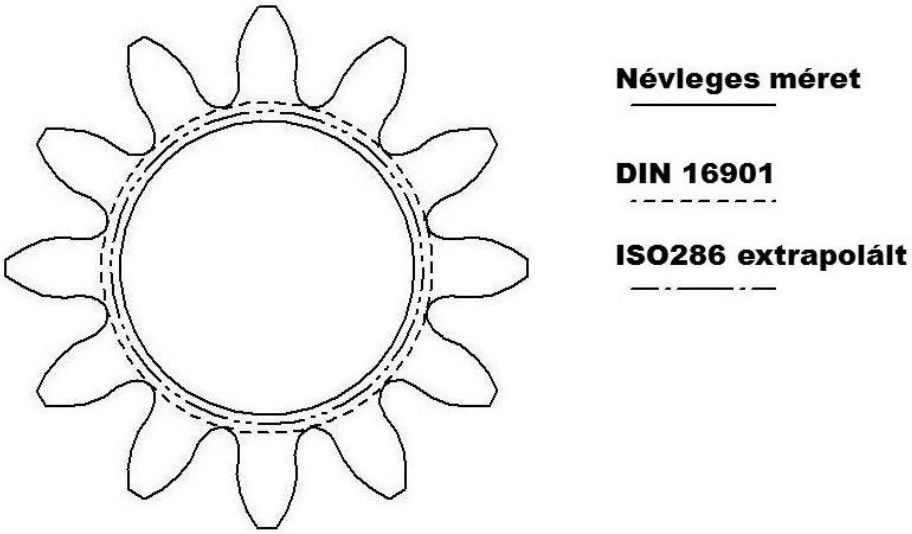
Extrapolált tűrések az ajánlott tűrésrendszerekben

Az extrapolált tűrések számításához meg kell határozni az tűrésmezők határait. Ehhez a nagyobb tartományokhoz használatos értékeket közelítettük hatványfüggvényekkel több tűrésrendszer esetén is. Egy ilyen közelítést mutat a 14. ábra.



14. ábra: az ISO 286 IT 10 pontossági fokozat határértékeinek közelítő görbéi.

Az extrapolálással kapott tűréseket a későbbi modellezési folyamatban használtam fel.
Joggal merül fel a kérdés, hogy miért van értelme a tűrések extrapolálásával foglalkozni, hiszen a DIN 16901 szabvány az 1 mm alatti tartományban is tartalmaz tűréseket, és ezek kifejezetten a fröccsöntött műanyag alkatrészekhez ajánlott tűrések.
A 15. ábra bemutatja, hogy a mikromotoroknál szokásos 0,8 mm-es tengelyméret esetén hogyan befolyásolhatja az agyfurat méretét az ajánlott és az extrapolált tűrések alkalmazása. Ahogyan az ábrán is látható, mindkét tűrés felső értékénél kritikusan vékony az agykoszorú.



15. ábra: különböző tűrések hatása egy 0,8 mm átmérőjű furat esetén.

Ez a felismerés vezetett rá arra, hogy a tűrések előírása ezen a területen sokkal nagyobb problémát jelent a megszokottnál, ezért vizsgálni kezdtem, hogy a többfogméret és a tengelytáv tűrései hogyan befolyásolják a hajtóművek működését.

A kisméretű műanyag fogaskerekek többfogméret- és tengelytávtűréseinek hatásai

A tűrések hatásainak vizsgálatához elsőként találni kellett egy olyan módszert, amellyel a hatásokat modellezni lehet. A fröccsöntött fogaskerekek esetén nagyon nehezen kiszámítható a geometriák viselkedése a tűréseken belül, ezért úgy döntöttem, hogy a forgácsolt fogaskerekeken mutatom be a tűrések hatásait.

A tűrésekből származó eltérések modellezése

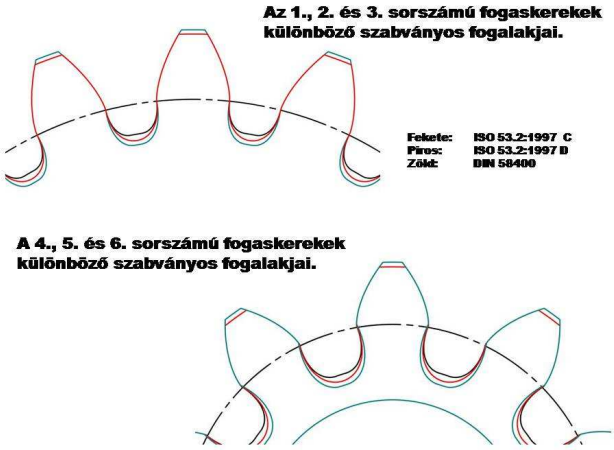
Itt fel kell hívnom arra a figyelmet, hogy a következőkben bemutatott munka elvégzését szintén a modern technológia tette lehetővé, mert amíg korábban csak hónapokig tartó szerkesztéssel, vagy hibás beállítással gyártott modellek gyártásával lehetett volna ezeket a műveleteket elvégezni, addig a modern számítógépes modellező szoftverekkel néhány hét alatt véleményem szerint megalapozott következtetések levonására alkalmas eredményre jutottam.

A kutatásaim során nagyon sok fogaskereket vizsgáltam meg és modelleztem, az így szerzett tapasztalatok alapján a disszertációban már olyanokat szerettem volna bemutatni, amik jól szemléltetik a problémákat és a lehetséges megoldási módot is. Ezért összesen 30 fogaskerék ilyen szempontból fontos adatait gyűjtöttem össze egy táblázatban, amelynek kivonatát az 5. táblázat mutatja be.

Sorszám	Fogalak	Modul	Fogszám	k	Többfogméret	Furat	Alapkör	Fejkör	Lábkör
23	D	0,2	10	2	0,914	1	1,879	2,4	1,44
24	58400	0,2	10	2	0,914	1	1,879	2,4	1,4
25	C	0,1	18	2	0,468	1	1,691	2	1,55
26	D	0,1	18	2	0,468	1	1,691	2	1,52
27	58400	0,1	18	2	0,468	1	1,691	2,02	1,5
28	58400	0,1	10	2	0,457	0,5	0,94	1,22	0,7

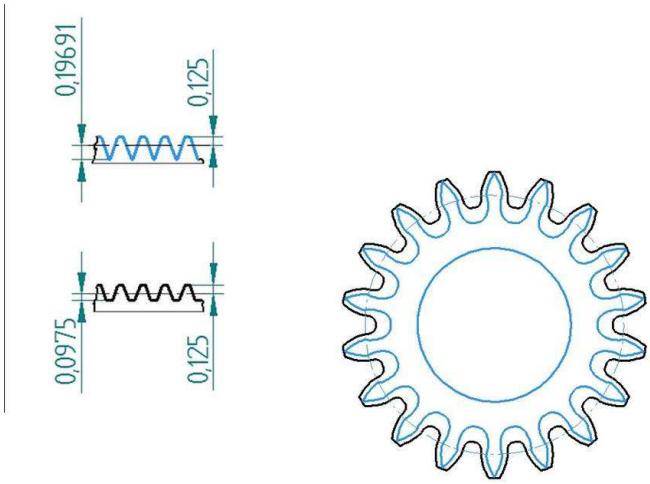
5. táblázat: fogaskerekek adatai a tűrések hatásainak modellezéséhez.

Ebben a mérettartományban a fogalak kiválasztása nem csak a hajtómű jóságát, hanem a működőképességét is befolyásolhatja. Az 1., 2., és 3., valamint a 4., 5. és 6. fogaskerék névleges fogalakja közötti különbségeket a 16. ábra mutatja.



16. ábra: különböző fogalakok 0,5 mm modulú fogaskerekek esetén.

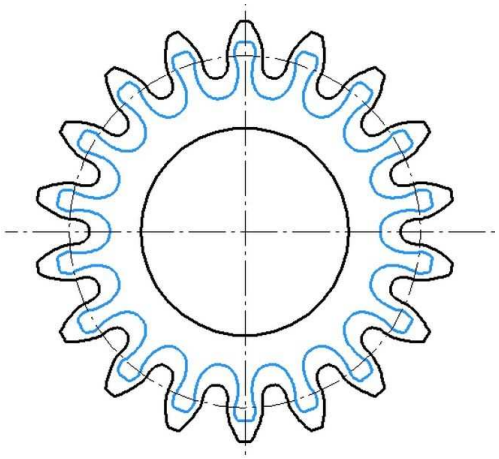
A gyártási eltéréseket a szerszám és a megmunkálógép pontossági és mozgáshibái okozzák. A tűrésekkel azt adjuk meg, hogy az eltérések milyen határok között elfogadhatóak. Ennek alapján a szerszámot módosítottam úgy, hogy a tűrésnek megfelelő mértékben módosítsa a lefejtett görbét. A 17. ábra egy példát mutat be a modellezési folyamatra.



17. ábra: a 25. sorszámú fogaskerék névleges méretű és többfogméret tűrésével módosított szerszáma és a lefejtett fogaskerekek. A névleges méretet fekete, a tűrésezett méretet kék szín jelöli.

Ezután minden fogaskerékhez elkészítettem a névleges mérethez tartozó geometria rajzát és modelleztem a különböző tűréseket. A fogazatokhoz ajánlott tűrésrendszerek közül a DIN 58405 tűrései adták a legjobb eredményeket, de ez alatt azt kell érteni, hogy a fogaskerekek többsége még megtervezhető volt a tűrésekkel, nem azt, hogy ezek az eredmények optimálisak voltak.

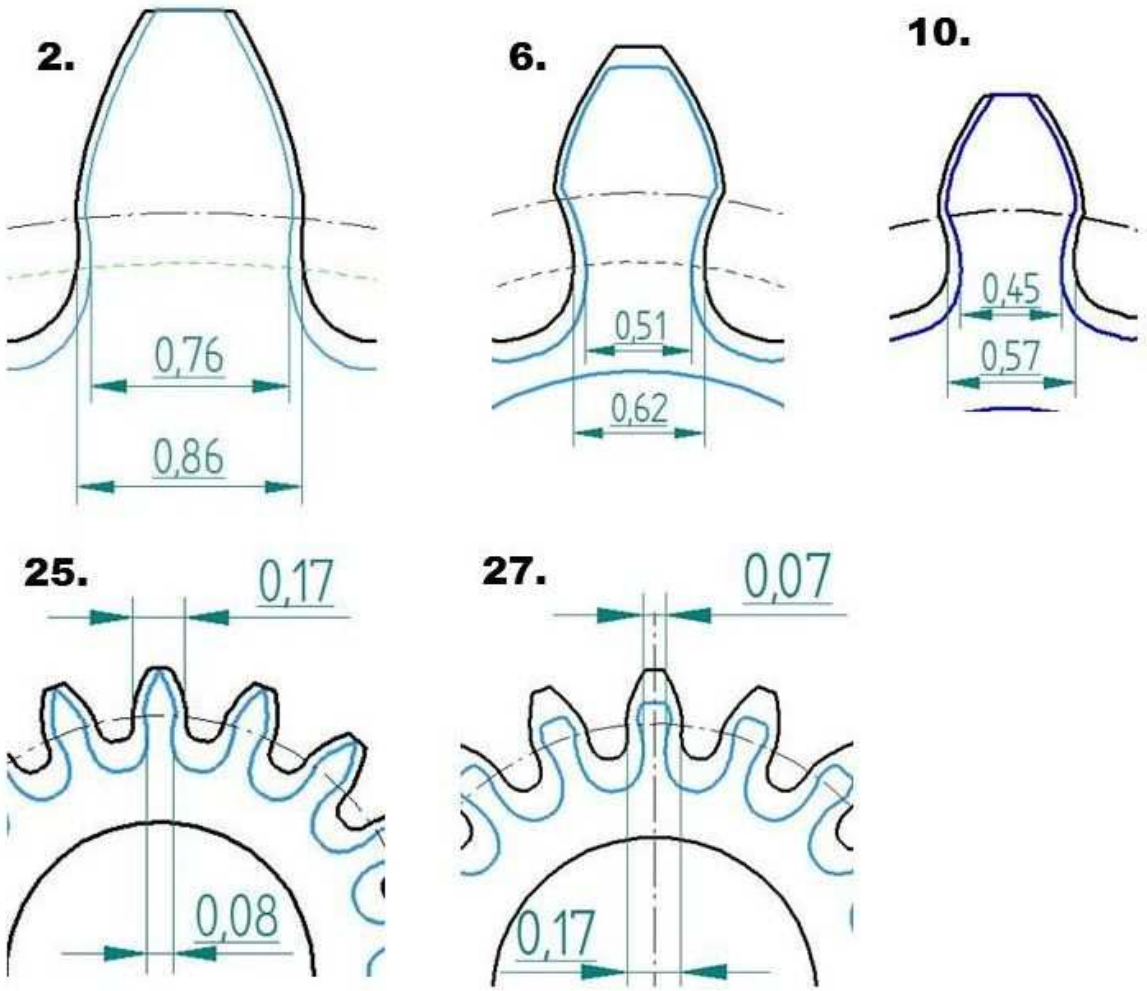
A példaként itt bemutatott 18. ábrán is feltűnő, hogy a többfogméret tűrése itt nem csak a működéshez szükséges hézagot határozza meg, hanem alapvetően befolyásolja a fogaskerék fogazatának geometriáját. Ennek felismerése után azt kerestem, hogy milyen mértékben befolyásolja a geometriát a többfogméret tűrése.



18. ábra: a 27. számú fogaskerék névleges és tűrésezett geometriája. A névleges geometriát a fekete, a tűrésezett geometriát a kék vonal mutatja.

Az ábrák jól mutatják, hogy a vizsgált tartományokban a többfogméret tűrése hatással van a fogtőgörbe alakjára és a fogtő keresztmetszetére is, azaz befolyásolhatja a fogtőszilárdságot. A fogfejlemetszéssel készült fogazatoknál a többfogméret tűrése meghatározza a fejkör tűrését is, így befolyásolhatja a kapcsolódást.

Mivel a fogtő keresztmetszete ilyenkor változik, meg kellett határozni, hogy ez mikor kritikus értékű. Itt abból indultam ki, hogy az ilyen hajtások nem teljesítményhajtások, ezért a fogaskerekek fogtőszilárdságra többszörösen túlméretezettek. A méretezés alapegyenleteiben szereplő Y_F fogalaktényező ugyanis annak a feltételezésével választható ki pl. a DIN 3990 szabvány diagramjaiból, hogy a fog S_{Fa} vastagsága megközelítőleg megegyezik a névleges mérettel, hiszen a diagramokban az Y_F fogalaktényező csak a modul, a fogszám és a profileltolási tényező függvénye. A 19. ábra bemutatja, hogy az S_{Fa} méret hogyan változik a tűrésekkel.



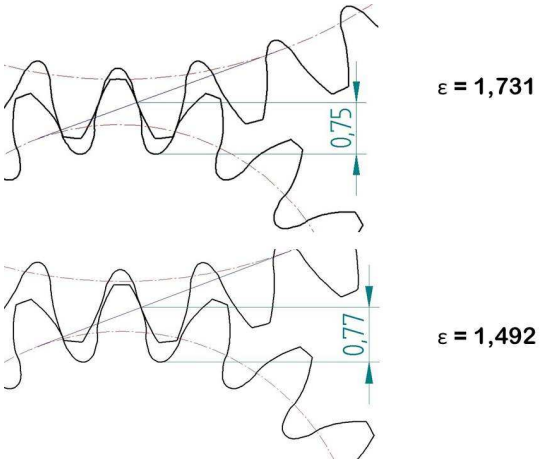
19. ábra: az S_{Fa} méret a névleges és a tűrésezett méretek esetén. A fekete számok a fogaskerekek sorszámai az 5. táblázatban.

Ettől a vizsgálattól azt vártam, hogy legalább közelítőleg javaslatot tudok tenni az eredmények alapján arra, hogy milyen modultól és fogszámtól érdemes ezt a hatást figyelembe venni. Az értékek viszont azt mutatják, hogy teljesítményhajtások esetén minden esetben figyelembe kell venni, de ha a fogtőszilárdság S_F biztonsági tényezője legalább 3, akkor 0,3 mm modulig az általam megvizsgált fogaskerekeknél a DIN 58405 tűrései nem veszélyeztetik a fogazat szilárdságát. 0,3 mm modul alatt azonban legalább szerkesztéssel ellenőrizni kell a fogtő keresztmetszetének változását akkor is, ha nem teljesítményhajtásról van szó.

A következő lépésben a tengelytáv tűrésének hatásait vizsgáltam. Ehhez az 5. táblázat 18 fogú fogaskerekeihez 32 fogú fogaskerekeket párosítottam. A kiindulási helyzet minden esetben a játékmentes helyzet volt. Ezután a DIN 58405 műanyag fogaskerekek esetén a tengelytáv tűréséhez ajánlott 10J sorozatának tűréseivel módosítottam a tengelytávokat. Ekkor két információt rögzítettem, az egyik a kapcsolószám volt, a másik pedig a fogárok alsó pontja, valamint a fogkontúrgörbe és a kapcsolóegyenes metszéspontja közötti távolság. Arra voltam kíváncsi, hogy a tengelytáv tűrése befolyásolhatja-e a kapcsolódást, és amennyiben igen, akkor milyen mértékben. Továbbá azt is

vizsgáltam, hogy a fogtőhajlítást okozó erő jelentősen nagyobb karon hathat-e, mint a játékmentes esetben.

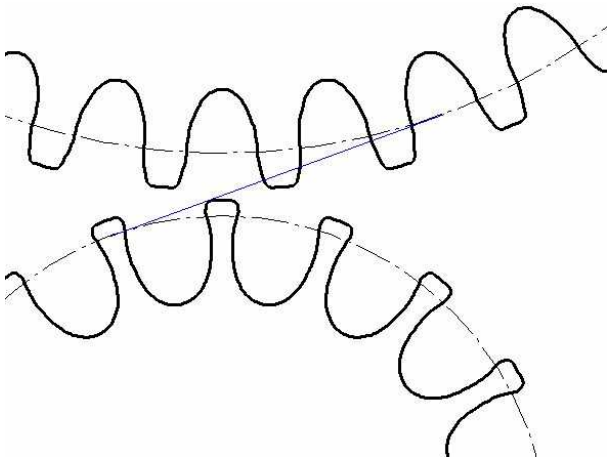
Példaként a 20. ábra mutatja a tengelytáv tűrésének hatását 0,4 mm-es modul esetén, az összehasonlító ábra elkészítéséhez az 5. táblázat 9. fogaskerekét használtam fel.



20. ábra: példa a kapcsolószám változására a tengelytáv tűrésének függvényében 0,4 mm modul esetén.

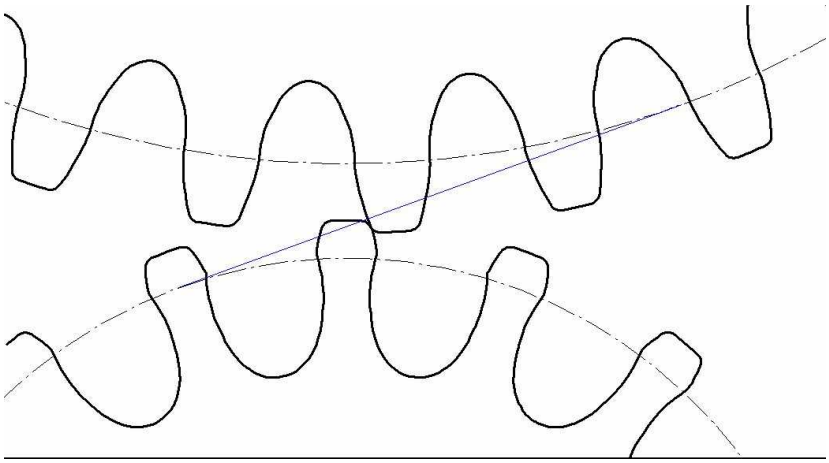
Ezt a vizsgálatot minden fogaskerékpár esetére elvégeztem, majd a többfogméret tűréseinek hatásait és a tengelytáv tűrésének hatásait egyszerre is vizsgáltam. Azt tapasztaltam, hogy 0,5 és 0,4 mm-es modulnál már ajánlott vizsgálni a tűrések hatását, 0,3 mm-es és kisebb modulok esetén pedig feltétlenül szükség van a vizsgálatok elvégzésére.

Ezután a tengelytávot a névleges értéken tartottam, és csak a többfogmérethez adtam meg a szakirodalomban ajánlott DIN 58405 10e szerinti tűréseket. Az egyik eredményt a 21. ábra mutatja.



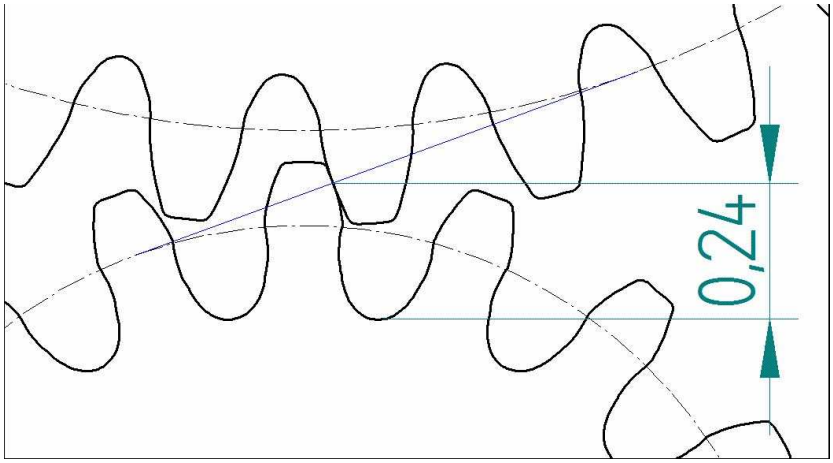
21. ábra: 0,1 mm modulú fogaskerékpár kapcsolódása a többfogméret ajánlott tűrésének minimumánál.

Ahogy a 21. ábrán látható, ebben az esetben nincs kapcsolódás. Ezért elkezdtem csökkenteni a tűrésmezők méretét, azt az állapotot keresve, ahol a kapcsolószám már legalább 1. A 22. ábra azt az állapotot mutatja, ahol a tűrések minimumánál is van már kapcsolódás, azonban itt a kapcsolószám még csak 0,28. Ha ebben a helyzetben a tengelytáv tűrése is nagyobb, mint a névleges méret, a kapcsolódás megszűnik.



22. ábra: a többfogméret ajánlott tűréséhez képest kisebb tűrésmező megadásának 1. lépése

Ezután még több tűrést vizsgáltam, míg megtaláltam azt az állapotot, amikor a tengelytáv és a többfogméret tűréseinek legkedvezőtlenebb összeállítása esetén is 1 a kapcsolószám. Ezt mutatja a 23. ábra.



23. ábra: a kapcsolódás és a hajlítás karja 0,1 mm-es modulnál abban az esetben, mikor a tűrések hatását figyelembe véve legalább 1 a kapcsolószám értéke.

Ebben az esetben azonban figyelembe kell venni két fontos tényezőt. A hajlítás karja jelentősen nagyobb, mint a névleges méretek esetén, valamint a tűrések sokkal kisebbek, mint a műanyag alkatrészekhez ajánlott tűrések, ugyanis ehhez az állapothoz a DIN 58405 6c sorozat tűréseit kellett használni. Ezek a tűrések pedig finoman megmunkált fém alkatrészekhez ajánlott tűrések, ez a tény pedig eleve kérdésessé teszi a fogaskerekek gyárthatóságát, valamint az alkalmazási hőmérsékletük változásait is nagyon szűk határok közé szorítja, azaz korlátozza az alkalmazások körét.

A fent bemutatott folyamatokkal analóg módon táblázat összes fogaskerekére elvégzett vizsgálatok eredményeinek összegzése:

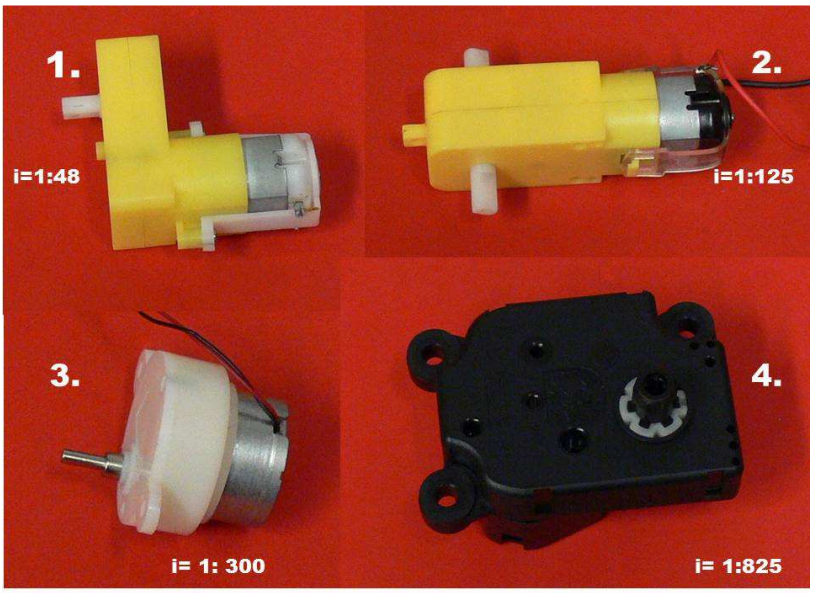
- 0,3 mm-es és annál kisebb modulok esetén a többfogméret tűrése alapvetően befolyásolhatja a fogtőszilárdságot.
- 0,3 mm-es és annál kisebb modulok esetén a tengelytáv tűrése jelentősen befolyásolhatja a fogtőszilárdságot.
- 0,3 mm-es és annál kisebb modulok esetén a többfogméret tűrése alapvetően, a tengelytáv tűrése jelentősen befolyásolhatja a fogazatok kapcsolódását.

- 0,3 mm-es és annál kisebb modulok esetén modellezéssel jól megállapítható, hogy milyen tűréseket lehet még használni, hogy a fogazatok megfelelő kapcsolódása biztosított legyen, azonban a műanyagokhoz ajánlott tűrések itt gyakran nem használhatók, ezért minden esetben egyeztetni kell a gyártóval, valamint meg kell vizsgálni az üzemeltetési körülmények hatásait a hőmérsékletre.
- A tengelytáv és a többfogméret tűréseinek modellezéses ellenőrzése a 0,5 és 0,4 mm modulú fogaskerekeknél is ajánlott, mert ez alapján pontosabban határozható meg a fogtőszilárdság számításához használt keresztmetszet.
- A tűrések meghatározásának minden esetben meg kell előznie a szilárdsági számításokat.

A műanyag hajtóművek visszaforgatási nyomatéka

A visszaforgatási nyomaték a visszaható terhelések egy speciális formája, amikor a hajtóművet folyamatosan ható forgatónyomaték terheli az eredeti energialánc irányával ellentétes irányban, azaz a hajtómű valamilyen szögsebességgel elfordul. Ez különösen veszélyes lehet a kisméretű műanyag hajtóművek esetében. Ennek az oka, hogy a hajtógépek viszonylag kis választéka miatt az áttételek nagyok, az ilyen hajtóművek tervezésekor a hatásfok pedig nem fontos szempont, azaz a hajtómű belső ellenállásai is nagyobbak, mint a nagyobb méretek esetén. Továbbá ezek a hajtóművek gyakran mozgatnak viszonylag kis tömegű, de nagyméretű alkatrészeket, amelyeket könnyű megfogni és így könnyű rajtuk jelentős visszaható forgatónyomatékot létrehozni. Ez a fajta terhelés azért is veszélyes, mert a hajtóművek fő alkalmazási területein gyakran előfordulhat. Ezért ezt a hatást minden olyan esetben ellenőrizni kell a kisméretű műanyag hajtóművek esetén, amikor az üzemeltetési körülmények lehetővé teszik az ilyen terhelést létrehozó ésszerűen előre látható hibás használatot, vagy ha a hajtóművek ki lehetnek téve egyéb okból ilyen forgatónyomatékot létrehozó hatásoknak.

A visszaforgatási nyomaték hatásának megítéléséhez először különböző hajtóműveken végeztem méréseket. Arra voltam kíváncsi, hogy mekkora ez a nyomaték különböző áttételek és kialakítások esetén. Először négy különböző hajtóművet vizsgáltam meg.



24. ábra: a visszaforgatási nyomaték méréséhez használt hajtóműves motorok.

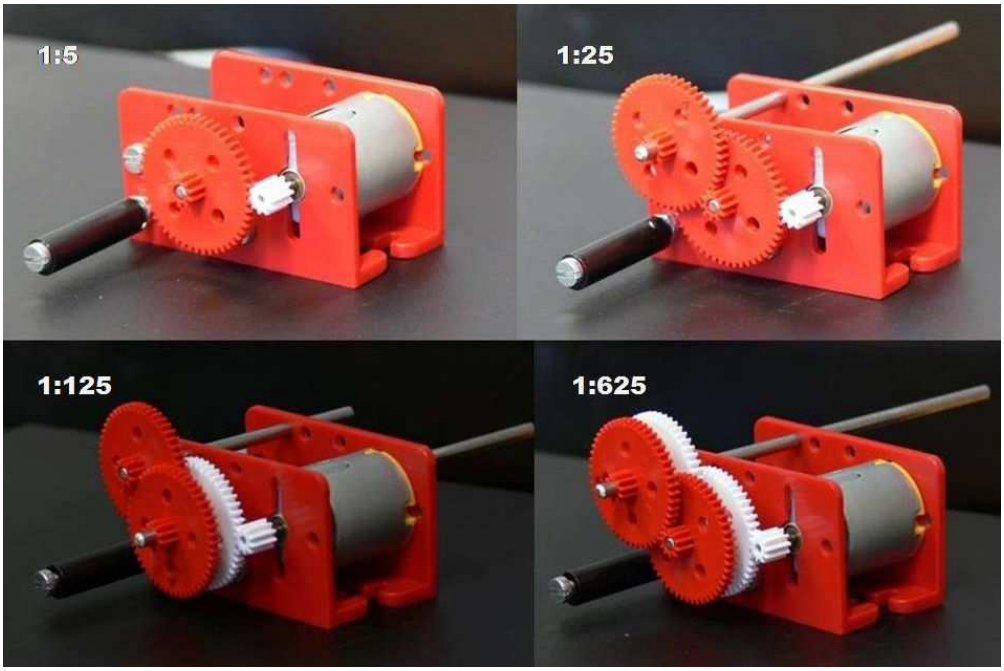
Sorszám	Áttétel	M motor	M hajtómű	M motor+hajtómű
1.	1 : 48	< 0,1 Ncm	0,5 Ncm	2 Ncm
2.	1 : 125	< 0,1 Ncm	0,7 Ncm	5,2 Ncm
3.	1 : 300	< 0,1 Ncm	1,5 Ncm	16,8 Ncm
4	kb. 1: 825[1]	0,1 Ncm	8,3 Ncm	114 Ncm

6. táblázat: a visszaforgatási nyomaték első mérésének eredményei.

A táblázat értékeiből látható, hogy a hajtóművek visszaforgatásához szükséges nyomaték a 3. és a 4. hajtómű esetén jelentősnek mondható, a 3. hajtóműnél előfordult a fogazatok törése is.

Az elvégzett mérésekből azonban még nem célszerű messzemenő következtetéseket levonni, mert a hajtóművek kialakítása és megmunkálási pontossága nem azonos, az utóbbi nem is ismert. Azt azonban jól mutatták ezek a mérések, hogy a nagy áttételeknél a hajtómű ellenállása jelentős lehet. Ez különösen feltűnő a 4. hajtóműnél, ahol a motor beszerelése után a hajtómű belső ellenállásai jelentős mértékben megnőnek.

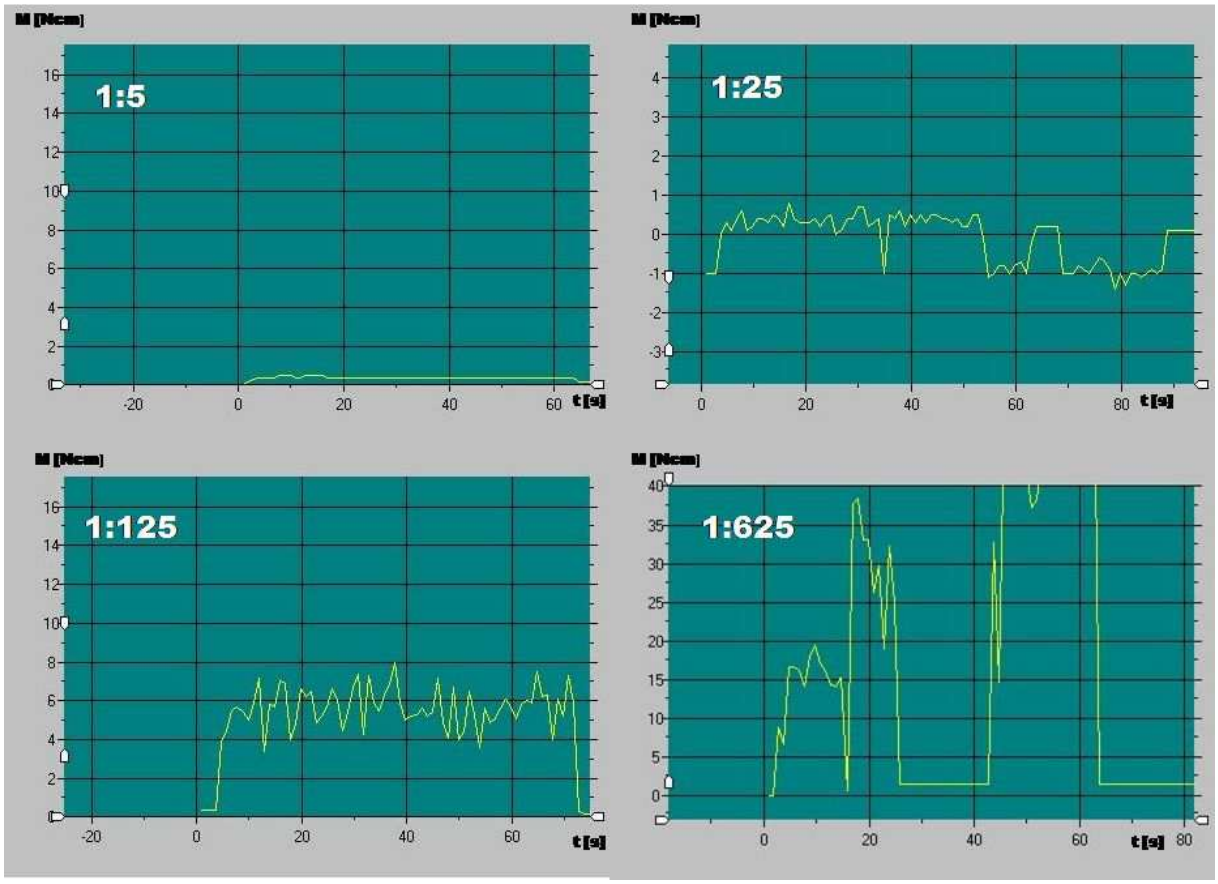
Ezért még egy méréssorozatot végeztem, amelyhez a már ismert, az egységhajtóművekben is használt 10/50 fogú, 0,5 mm modulú csoportkerekeket használtam, valamint egy 10 fogú, 0,5 modulú fogaskereket, amelyet egy motor tengelyére rögzítettem. Kihasználva, hogy a piros fogaskerekek szilárdan illeszthetők egy 3 mm átmérőjű tengelyre, a fehérek pedig a laza illesztésnek köszönhetően elforognak rajta, több áttétel is létrehozható ugyanolyan elemekből. Kivételt képez a motor fogaskereke, amely szilárdan illeszkedik a motor 1 mm átmérőjű tengelyére. A hajtóművek összeállításához készen kapható építőkészlet elemeit használtam, a különböző összeszerelési helyzeteket és az áttételeket a 24. ábra mutatja.



24. ábra: különböző hajtóművek a visszaforgatási nyomaték méréséhez.

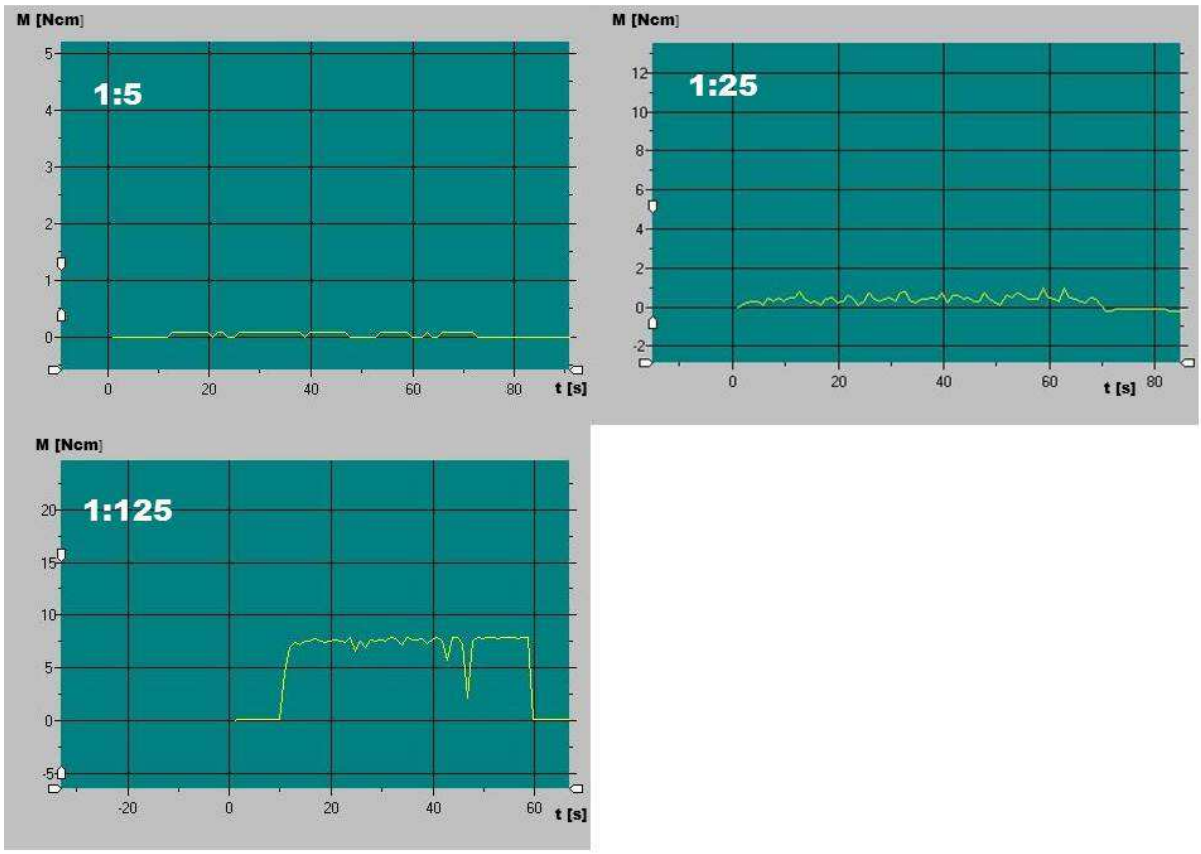
[1)] A visszaforgatáskor a behajtó fogaskerék fordulatszámának mérésével meghatározott érték, a hajtómű roncsolás nélkül nem bontható szét.

Az összeszerelt hajtóműveken elvégzett méréseket nem csak maximális értékre végeztem el, hanem több fordulaton keresztül regisztráltam. Ennek eredményeit mutatja a 25. ábra.



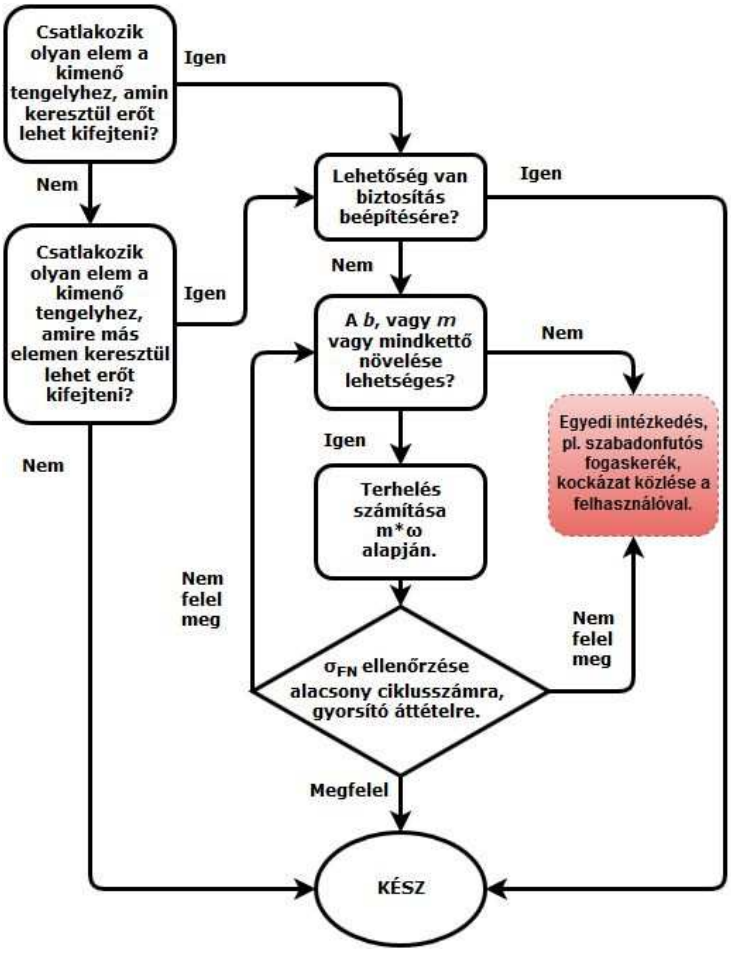
25. ábra: a visszaforgatási nyomaték mérési eredményei különböző áttételeknél.

A mérések eredményeit áttekintve azt láthatjuk, hogy nem kizárólag a motor ellenállása fékezi a hajtást az energialánc megfordításakor, hanem az egyes lépcsők veszteségei is egyre nagyobb szerepet játszanak a visszaforgatáshoz szükséges nyomaték értékében. Az 1:25 áttételnél a különböző irányú forgatás látható eltérést ad, ezért került az ábrába ilyen görbe. A többi esetben nem volt jelentős eltérés az irányok között. Az 1:625 áttételű hajtóművet nem lehetett visszafelé forgatni, a 40 Ncm alatti értékek abból származnak, hogy a tengely megcsúszott a tokmányban. Ezeket a vizsgálatokat elvégeztem úgy is, hogy a motor helyett egy tengelyre rögzített 10 fogú fogaskerekeket szereltem be a hajtóművekbe. A mérések azt mutatták, hogy a motor tehetetlenségének hatását a többi tengelyénél jelentősen precízebb csapágyazása kiegyenlíti, ugyanis az eredmények hasonló, néhány esetben valamivel nagyobb visszaforgatási nyomatékot mutattak ebben az esetben (26. ábra). Az 1:625 áttételnél nem lehetett megmérni a visszaforgatási nyomatékot, a hajtómű nem fordult át az utolsó lépcső károsodása nélkül.



26. ábra: A motort helyettesítő tengellyel végzett kísérletek eredményei.

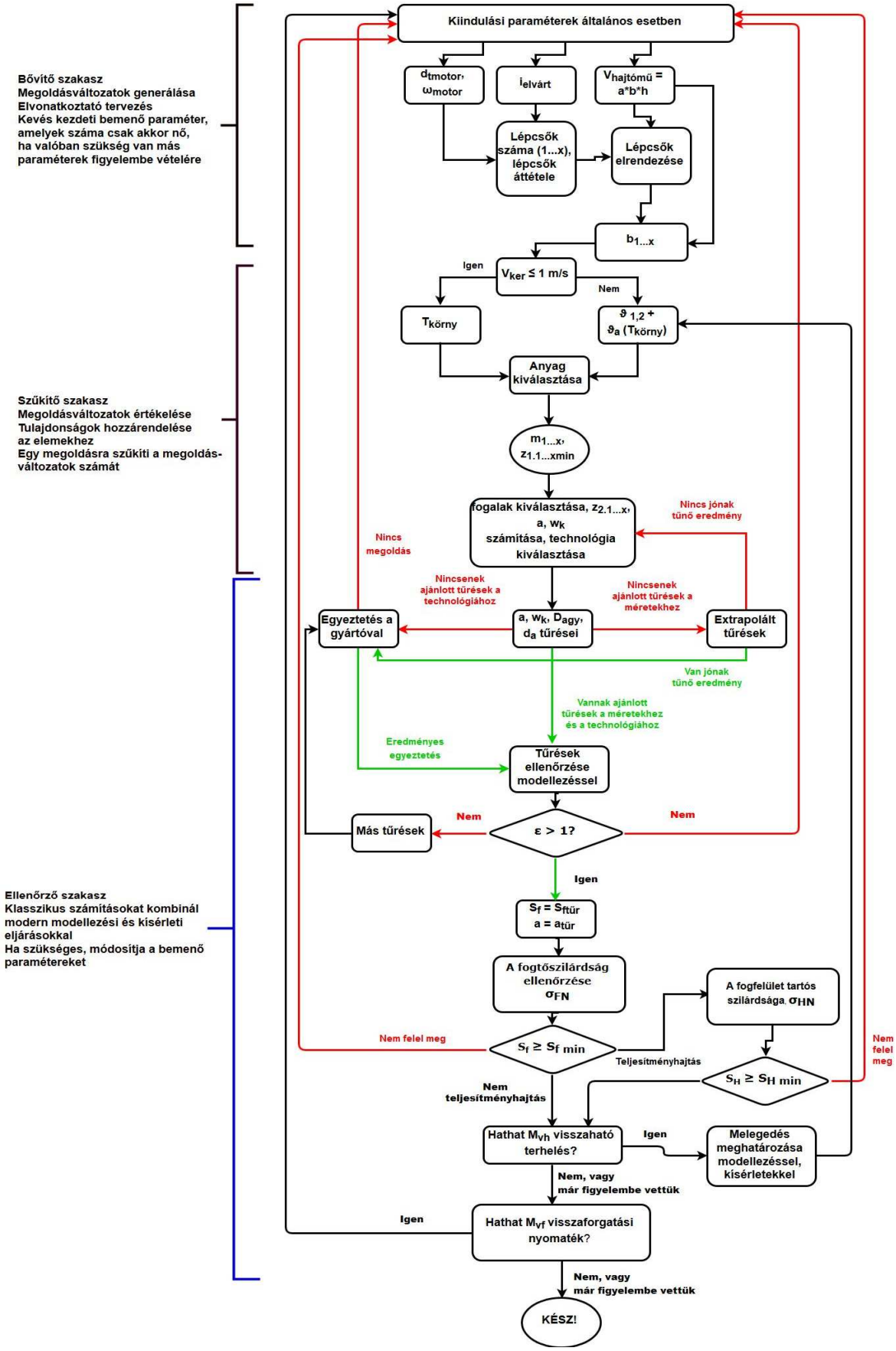
A kísérletek eredményeit áttekintve kijelenthető, hogy az energialánc megfordításának hatásával számolni kell akkor, ha a hajtómű a felhasználási területén az ilyen jellegű hatásoknak ki lehet téve. Ugyanakkor az is látható, hogy a hajtómű ellenállásának mértéke nem csak az áttételtől és a motor által kifejtett ellenállástól függ, hanem a hajtómű elrendezésétől és belső hatásfokától, súrlódási viszonyaitól is. Az energialánc megfordulását okozó hatás mértéke pedig a hajtómű beépítési jellegzetességeinek függvénye. Ha a külső erő (jellemzően a felhasználó) nagy, biztonságos fogást nyújtó karon tudja visszafelé forgatni a hajtóművet, akkor a normál irányú energialánc teljesítményéhez képest jelentősen nagyobb teljesítményt tud kifejteni, ilyenkor az utolsó, vagy utolsó két lépcsőt ennek megfelelően kell megtervezni. Ezért ezeket az eseteket mindig egyedileg kell vizsgálni, véleményem szerint általános számítási módszer a probléma megoldására nem javasolható. A 27. ábra egy lehetséges elemzési és megoldási módszer folyamatát mutatja be. Hangsúlyoznom kell, hogy ez sem általános érvényű.



27. ábra: a visszaforgatási nyomaték veszélyességének megítélése és lehetséges kezelése.

Új tervezési módszer a kisméretű műanyag fogaskerekek tervezéséhez

A kutatás során összegyűjtött információk alapján kidolgozott tervezési folyamatot a 28. ábra mutatja be. A tervezési folyamatot egy diszkurzív, és egy klasszikus számítási, valamint modern modellezési feladatokat tartalmazó tervezési folyamat alkotja. Ez azt jelenti, hogy a folyamat során a tervező kötött sorrendben halad, de a jó eredmény elérésében jelentős az intuíció szerepe. Mivel az intuíció a tapasztalaton alapul [KTS01], a folyamat felépítése olyan, hogy minél több hajtóművet tervez meg a tervező a segítségével, annál jobban átlátja már a folyamat elején, hogy milyen méretekkel és elrendezésekkel nem érdemes kísérleteznie olyan esetekben, amelyekkel már találkozott. A folyamat elején el kell vonatkoztatni a fogaskerekektől, a feladat gyakorlatilag egy meghatározott tér kitöltése olyan hengeres testekkel, amelyek átmérőinek aránya egy adott áttételi viszonyt eredményez. Így viszonylag rövid idő alatt nagy számú megoldásváltozatot lehet generálni, ezért ez a tervezési folyamat bővítő szakasza. A szűkítő szakaszban a megoldásváltozatok számát egyre kell leszűkíteni, az ellenőrzési szakaszban pedig ezt a megoldást kell ellenőrizni. Az ellenőrzési szakasz tartalmazza a kisméretű műanyag fogaskerekek tervezésére jellemző speciális paramétereket, amelyeket azonban csak adott feltételek nem teljesülése esetén kell figyelembe venni, ekkor a kiindulási paraméterek számát bővítik, de egyúttal korlátozzák is a megoldásváltozatok számát.



28. ábra: a kutatás eredményei alapján kidolgozott tervezési folyamat.

A tervezési folyamat ellenőrzési szakaszának számításai számítógéppel gyorsan elvégezhetők, így a tervező gyors visszajelzést kap az előző két szakaszban hozott döntéseinek eredményeiről. Ez pedig gyorsítja a tapasztalatszerzést, azaz gyorsan javítja a tervezési folyamat biztonságát, miközben a tervezésre fordított idő csökken.

3. Összefoglalás

A kisméretű műanyag fogaskerék-hajtóművek életünk számos területén jelen vannak és a jelentőségük egyre nő. A műanyag hajtóművek tervezéséhez kevesebb és kevésbé átfogó szakirodalom áll a tervező rendelkezésére, mint a fémből készült hajtóművek esetén. A kis méretek pedig külön tervezési problémát jelentenek, mert a rendelkezésre álló gyártási eljárások megkötik a tervező kezét. A disszertációban a 0,5 mm-es és annál kisebb modulú fogaskerekeket és az ilyen fogaskerekeket tartalmazó hajtóműveket vizsgáltam, a célom egy olyan tervezési folyamat kidolgozása volt, amely egyszerre veszi figyelembe a kis méretek és a műanyag alapanyagok sajátosságait. A disszertáció első részében bemutattam a kisméretű műanyag fogaskerék-hajtóművek gyakorlatban is használt tervezési módszereit, majd elemeztem az egyes módszerek előnyeit és hátrányait, valamint feltártam a tervezési módszerek alkalmazhatóságának korlátait. A továbbiakban kutattam a műanyag fogaskerék-hajtóművek jellemző hibáit, bemutattam az előzetes kutatás során feltárt hibákat. A tartó funkciót is ellátó hajtóművekre visszaható terhelések miatt bekövetkező hibák tipikusan az általam vizsgált hajtóművekre jellemzőek. Ezek hatását mérésekkel is vizsgáltam, a mérésekkel kimutattam, hogy az ilyen terhelések hatására a foghőmérséklet nőhet, azaz a tervezéskor ezeket a terheléseket figyelembe kell venni. A kisméretű műanyag fogaskerék-hajtóművek hibáihoz kapcsolódik a hibák felismerése a kész hajtóműveken. Mérésekkel kimutattam, hogy az átforgatási nyomaték tartós mérése és a mérési görbe jellegének vizsgálata alapján egyes hibák elkülöníthetőek a termelés során fellépő, azonban a hajtómű működését és élettartamát nem befolyásoló jellegzetességektől és hatásoktól. A fogaskerék-hajtóművek működését alapvetően befolyásolják tűrések. A szakirodalom alapján bemutattam a hajtóművek tűrésezésének alapjait, majd a kutatás addigi eredményeit is figyelembe véve meghatároztam, hogy mely tűrések befolyásolják alapvetően a kisméretű műanyag fogaskerék-hajtóművek működését, valamint elkészítettem a tűrések egymásra hatását bemutató ábrát. Ezután meghatároztam 30 különböző, 0,5 mm és 0,1 mm közötti modulú, ISO 53.2:1997 B vagy C fogprofilú [VDI01], illetve DIN 58400 szerinti fogprofilú fogaskerék működési szempontból lényeges méreteit. Az eredményeket táblázatba foglaltam és megvizsgáltam, hogy a szakirodalom ajánlásai szerint milyen tűréseket lehet használni az egyes méretekhez. Mivel az ajánlások között szereplő ISO 286 szabvány a táblázatban szereplő méretek közül néhányhoz nem ad meg értékeket, egy kollégám segítségével kidolgoztunk egy hatványgörbék használatával közelítő módszert, amely alkalmas a határértékek meghatározására az extrapolált tűrések számításakor. A többi ajánlott tűrésrendszer tartalmaz adatokat a vizsgált tartományban, az ezekkel végzett vizsgálatoknál ezeket a szabványos értékeket használtam. A következő lépésben a tűrések hatásait vizsgáltam a fogak alakjára, valamint a fogak kapcsolódására. A vizsgálatokhoz számítógéppel készített modelleket használtam. Megállapítottam, hogy a vizsgált mérettartományokban a szakirodalom által ajánlott tűrések jelentősen, illetve alapvetően befolyásolhatják a fogaskerekek szilárdságát, valamint a fogaskerékpárok kapcsolódását, így a tűrések 0,3 mm-es modul alatt a fogalak modellezésével határozhatók meg. A kisméretű műanyag fogaskerék-hajtóművek felhasználási területein gyakran jelent veszélyt a hajtóműre az energialánc megfordítása. Mérésekkel igazoltam, hogy több lépcsős hajtóműveknél az ilyen esetekben ható visszaforgatási nyomaték a hajtómű utolsó lépcsőinek túlterhelését és akár végzetes károsodást okozhatja. Kidolgoztam egy olyan módszert, amellyel tervezéskor megítélhető a fordított energialánc kialakulásának veszélye, valamit a módszer ajánlásokat is tartalmaz arra az esetre, ha a hajtóműre hathat visszaforgatási nyomaték. A kutatás során elért

eredmények alapján kidolgoztam egy olyan tervezési folyamatot, amelynek segítségével az eddig ismerteknél nagyobb biztonsággal lehet kisméretű műanyag fogaskerék-hajtóműveket tervezni.

3.1 Az elért új tudományos eredmények bemutatása

Az értekezés új tudományos eredményeit a következő tézisek foglalják össze.

T1. A tartó funkciót ellátó fogaskerékpárokra a tartott elemről visszaható terhelések hatásának vizsgálatához próbapadi méréseket végeztem [BJ01] [BJ02]. A próbapadi vizsgálatok alapján javaslatot tettem arra, hogy ezt a hatást a tervezéskor minden tartó funkciót ellátó fogaskerékpárnál figyelembe kell venni a kisméretű műanyag fogaskerekek esetén. A tartó funkció vizsgálata mellett vizsgáltam a piacon kapható motorok és a hajtómű belső ellenállásainak hatását arra az esetre, ha az energialánc fordított irányban működik. Javaslatot tettem arra, hogy a fordított irányú energialánc hatásait már a tervezéskor figyelembe kell venni minden olyan esetben, amikor ilyen helyzet kialakulhat.

T2. Próbapadi vizsgálatok segítségével kutattam az átforgatási nyomaték mérésének alkalmazhatóságát minőségbiztosítási célokra [BJ03]. Kimutattam, hogy több olyan hiba is létezik, amit az átforgatási nyomaték minimális és maximális értékének mérésével nem lehet pontosan értékelni, azonban a nyomatékmérés jelleggörbéjének elemzése alapján ezek a hibák felismerhetők és elkülöníthetők a problémákat nem okozó sajátosságoktól.

T3. Számítógépes és fizikai modellezés segítségével kutattam a kisméretű műanyag fogaskerék-hajtóművek tűrésezésének sajátosságait [BJ04]. Kimutattam, hogy az ajánlott tűrések a makrotartományokban megszokotthoz képest sokkal nagyobb mértékben, gyakran alapvetően befolyásolhatják a hajtóművek működési és szilárdsági jellemzőit. Táblázat segítségével összefoglaltam, hogy a modulok és fogszámok alapján az értekezésben tárgyalt tartományon belül mekkora tartományban használhatók a szakirodalomban ajánlott tűrések, és mely tartományokban kell modellezéssel megállapítani a tűrések hatásait.

T4. A kutatások során feltárt problémák figyelembevételével létrehoztam egy olyan új tervezési módszer folyamatát, amely figyelembe veszi a kisméretű műanyag fogaskerék-hajtóművek esetén mind a kis méretekből fakadó sajátosságokat, mind a műanyag alapanyagok használatának sajátosságait. Ezt egy ábrán szemléltettem.

3.2 Továbbfejlesztési irányok és lehetőségek

A kutatásaim során és a disszertáció készítése közben elsősorban azokat a sajátosságokat vagy problémákat szerettem volna feltárni, amelyek miatt a széles körben ismert tervezési módszerekkel nem lehet megfelelően biztonságos eredményt elérni. A munkám során több olyan sajátossággal és problémával foglalkoztam, amiket véleményem szerint érdemes alaposabban kutatni és elemezni, eddig azonban a rendelkezésemre álló eszközök, vagy a rendelkezésemre álló idő korlátai miatt erre nem került sor.

A visszaható terhelések vizsgálatával a továbbiakban is foglalkozni szeretnék. A disszertációban csak annyit tudtam bizonyítani, hogy a jelenség veszélyes lehet, a tervezés biztonságának növeléséhez lényeges lenne azt is tudni, hogy az idő függvényében pontosan hogyan alakul a melegedés folyamata, és azt milyen egyéb tényezők, pl. a fogszélesség, kapcsolószám, modul stb. milyen mértékben befolyásolhatják. A vizsgálatokat eddig csak egyetlen anyaggal végeztem, érdekes kérdésnek tartom azt is, hogy mekkora különbség lehet a különböző anyagok között, ha ilyen terheléseknek vannak kitéve. A továbblépéshez szükséges mérőberendezés tervezését már elkezdtem.

Néhány példán sikerült bemutatnom, hogy az átforgatási nyomaték mérése több különböző hiba felismerésére is alkalmas, ha nem csak a maximális értéket, hanem a mérési görbe jellegét is figyelembe vesszük. Meggyőződésem azonban, hogy nagyobb felbontású és pontosságú, statikus helyett forgó nyomatékmérő tengely alkalmazásával az eddig felderítetteknél több hiba is azonosítható ezzel a módszerrel.
A tűrésezés változatlanul nagyon kényes kérdés a kisméretű fogaskerekek esetén, az általam bemutatott módszer pedig minden olyan esetben, amikor a megmunkálás nem egyenesélű szerszámmal történik, csak közelítő eredményt ad, azaz csak a működésképtelenség lehetőségét igazolja, a kapcsolószám tekintetében pontatlan. Célszerűnek tartom egy olyan modellezési eljárás kidolgozását, amellyel más gyártási módszerek esetén is meghatározható a kapcsolószám értéke.

4. Summary

The small and miniature plastic gear-drives are present in many fields of our life and their importance is constantly growing. When designing plastic gear-drives, here are fewer and less comprehensive technical literatures available for designers than in the case of gear-systems made from metals. The small dimensions mean additional designing problems, because the present manufacturing makes the processes more difficult for the hands of the designer. In the dissertation I analyzed gears with 0,5 mm and smaller modules, and drives containing such gears. My purpose was to develop a designing process which takes into consideration the characteristics of the small dimensions and plastic raw materials.

In the first part of the dissertation I presented the designing methods of the small dimensional plastic gear-drives used in practice, then the advantages and disadvantages of the methods were analyzed and the boundaries of the method's applicability were also revealed. I was researching the typical failures of the plastic gear-drives, and demonstrated the failures that had been disclosed during the preliminary research. The occurred failures, because of the reactive loads of gear-drives with bearing function, are representatively typical for those drives which were investigated by me. I inspected their effects with measurements and demonstrated that the cog-temperature might increase under these loads, thus they must be considered during designing. The detection of the failures on finished gear-drives are connected to the failures of the small dimensional plastic gear-drives.

It was shown with measurements that according to the constant measuring of the turn-back torque and the inspection of the measuring curve some failures can be isolated from the characteristics and effects appearing during the manufacturing process, but influencing the lifetime and working of the gear. The operation of the gear-drives is basically influenced by tolerances. I presented the basis of the drive tolerances according to the technical literature considering the results of the research, I determined, which tolerances influence essentially the operation of the small dimensional plastic gear-drives. I also prepared a figure about the interfering tolerances.

Then I defined 30 different gear dimensions important from operation's point of view, according to the ISO 53.2:1997 B or C profile [VDI01], and to the DIN 58400 with modules between 0,5 mm and 0,1 mm. The results were put into a table and I examined which tolerances may be used for the specific dimensions based on the technical literature. Since the ISO 286 standard from the recommendations does not give values for every dimension from the table, I and one of my colleagues worked out an approximation method using exponential curves, which is capable of defining limits for calculating extrapolated tolerances.

The other recommended tolerance system contains values in the examined range, and I used these standard values for the inspections. In the next step I have examined the effects of the tolerances on the form and connection of the cogs. For the investigations I used CAD models. It was laid down, that recommended tolerances of the technical literature in the investigated range can significantly and fundamentally affect the strength of gears and gear connections. In this manner the tolerances under 0,3 mm module can be determined by modeling the tooth form.

In the application fields of small plastic gear-drives, reversing the energy chain often presents a danger. I confirmed with measures, that in such cases the acting turn-back torque by multiple-stage drives can cause overload or fatal damage on the last stage of a drive. I worked out a method for estimating the risk of an occurring reversed energy-chain during the design phase, furthermore, the method also gives recommendations for cases when turn-back torque can act on the drive. In the course of the research I worked out a design process for developing small sized plastic gear-drives with higher reliability than using currently know methods.

4.1 Presentation of the newly reached results

The new scientific results of the dissertations are summarized in the following theses.

T1. Investigating the effect of reactive loads from the fixed part on gear-drives with supporting function I conducted test-bench measurements [BJ01] [BJ02]. Based on the test-bench investigations I proposed, that during the design of small dimensional plastic gear-drives, this effect must be considered in all gear-pairs with supporting function. Other than the load supporting functions, I examined the effects of the commercially available motors and the internal resistances of the drive units in cases of reversed energy chains. I made a proposal that the effects of the reversed energy-chain must be taken into consideration during the designing process for all cases, when such situation can occur.

T2. With the help of test-bench examinations I researched the measurement applicability of the turn-back torque for quality purposes [BJ03]. I have shown out that multiple failures exist that cannot be accurately evaluated with the measurement of the minimal and maximal values of the turn-back torque, however according to the analysis of the characteristic curve of the torque measurement, these failures can be recognized and separated from the specialties which are not causing problems.

T3. With computer aided and physical modeling I researched the tolerancing specialties of small dimensional plastic gear-drives [BJ04]. I demonstrated that the recommended tolerances in the macro range considerably and often fundamentally can influence the operating and static features of the drives. I created a table, that summarizes, that based on the modules and the number of teeth what is the range where the tolerances are recommended in technical literature can be applied and in which range modelling tasks are required to be able to identify the effect of tolerances.

T4. Considering the revealed problems during the research I created a new designing process, which takes into consideration the specialty of small dimensions and the specialty of plastic

5. A disszertáció téziseivel kapcsolatban megjelent folyóiratcikkek

[BJ01] Bihari, J.: Heating behaviour of small plastic gears, *Design of machines and structures 2*:(1), pp: 5 – 14, Miskolc, 2012.

[BJ02] Bihari, J.- Kamondi, L.: Design grounds of a machine for testing small plastic gears, *Advanced Engineering (5)*, (2011), pp: 15 – 26, 2011.

[BJ03] Bihari, J.: Kisméretű műanyag fogaskerekes hajtások hibái, *GÉP 65*:(2), pp: 19 – 22, 2014.

[BJ04] Bihari, J. – Kamondi, L.: Kis méretű műanyag fogaskerekek vizsgálata, *GÉP 62*:(7-8), pp: 21 – 24, 2011.

[BJ05] Bihari, J.: Kisméretű műanyag fogaskerekekkel szerelt hajtóművek tűrésezési problémái, *GÉP 2016/5-6.*, pp: 14 – 17, 2016.

FELHASZNÁLT IRODALOM

[DU01] DuPont: *Allgemeine Konstruktionsprinzipe – Modul I.*, Du Pont de Nemours International SA, Genf, Svác, 2003.

[DU02] http://www.dupont.com/products-and-services/plastics-polymers-resins/thermoplastics/articles/delrin-100-series.html, letöltés dátuma: 2016. 02. 11.

[FRA01] *Frascati kézikönyv, Javaslat a kutatás és kísérleti fejlesztés felméréseinek egységes gyakorlatára*, OECD, 2002.

[FR01] Fraulob, S.: Miniaturisierte Kunststoffzahnradgetriebe für Automotive, szakmai napon elhangzott előadás, TU Dresden, Németország, 2010.

[GET01] Ungár, T., Vida, A.: *Segédlet a Gépelemek I – II. kötetéhez*, 6. kiadás, Nemzeti Tankönyvkiadó, 1996.

[GTE01] *Műanyag gépelemek tervezése és méretezése*. A Gépipari Tudományos Egyesület tanfolyami kiadványa, PP: 73 – 78, PP: 271 – 272, Budapest, 1978.

[GTE02] Antal, M.: Műanyag fogaskerekek, *Műanyagok gépészeti alkalmazása* II. kötet, pp: 482 – 584. Gépipari Tudományos Egyesület Kiadványszerkesztési és Műszaki Iroda, Budapest, 1986.

[KG01] Kalácska G.: *Polimer gépelem-anyagok tribológiai jellemzése*, MTA doktori értekezés, 2012.

[KI01] Kies, T.: *Herstellung von Zahnräder in Spritzgussverfahren – Möglichkeiten und Grenzen*. Martin-Luther Universität Halle, 2016.

[KIS01] *Theorie und praktische Anwendung von Festigkeits- und Lebensdauerberechnung von Kunststoff-Zahnräder*. KISSsoft AG., Svác, 2015.

[KTS01] Kamondi, L., Takács, Á., Sarka, F.: *Fejlesztés-módszertani ismeretek*, Nemzeti Tankönyvkiadó, 2009. digitális kiadás, letöltés dátuma: 2016. szeptember 20.

[LI01] LICHARZ GMBH: *Konstruieren mit technischen Kunststoffe*. Licharz GmbH, Buchholz, Németország, 2016.

[LT01] L-TECH: *Technische Unterlage: Konstruktionshilfe*, 2. Ausgabe. L-Tech AG, Jona, Svájc, 2003.

[LOC01] Loctite 640 műszaki adatlap, http://tds.henkel.com/tds5/Studio/ShowPDF/640-DE?pid=640&format=MTR&subformat=REAC&language=DE&plant=WERCS, letöltés dátuma: 2016. június 2.

[NFG01] 16/2008 (VIII. 30.) NFGM rendelet a gépek biztonsági követelményeiről és megfelelőségének tanúsításáról

[NIE01] NIEMANN, G.: *Maschinenelemente Band 2*., Springer Verlag Berlin, 1983.

[REN01] *Toleranzen spanend hergestellter Kunststoff-Fertigungsteile*, RENOLD (Switzerland) GmbH, http://www.renold-gmbh.ch/Products/Plastics/Plastics_Index_Page.asp, letöltés dátuma: 2016.03.12.

[SCM01] Schuck, M.: *Kompatibilitätsprinzipen beim Montagespritzgießen*. PhD doktori értekezés, FAU, Erlangen-München, 2008.

[SF01] SARKA F.: *Fogaskerekes hajtóművek környezetszempontú tervezése*, PhD értekezés, Miskolc, 2014.

[VDI01] *VDI 2545 Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffe*. VDI Verlag, Düsseldorf, 1981.

[VDI02] Erhard, G.,Strickle, E: *Maschinenelemente aus thermoplastischen Kunststoffen*, VDI Verlag, Düsseldorf, 1974.

[VDI03] *VDI 2731 Mikrogetriebe*, Grundlagen. BeuthVerlag, Berlin, 2009.

[VIS01] http://www.vision-doctor.de/bv-system-berechnungen/thermischer-ausdehnungskoeffizient-laengenausdehnuung.html, letöltés dátuma: 2016. 09