



Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Gép- és Terméktervezés Tanszék

Tudományos Diákköri Konferencia dolgozat

DÖRZS-HULLÁMHAJTÓMŰ TERVEZÉSE



Készítette: Kardos Szilárd

Konzulens: Dr. Krisch Róbert

Budapest, 2014.10.20.

Tartalomjegyzék

1.	Bevezetés.....	4
2.	Irodalomkutatás	5
2.1	Tomoszintézis bemutatása [1]	5
2.2	Hullámhajtómű története [2]	6
2.3	Konstruktív megoldások [2].....	8
2.4	Hengerkerekű dörzs-hullámhajtómű működése.....	9
2.5	Nagy áttételű dörzshajtóművek	10
2.5.1	Dörzs-hullámhajtóművek	10
2.5.2	Dörzs bolygóhajtóművek	11
3.	A kísérleti dörzs-hullámhajtómű tervezése	13
3.1	Beépítési környezet.....	13
3.2	Követelményjegyzék	14
3.3	Szorítóerő kialakítása hullámgenerátorral	14
3.3.1	Hullámgenerátor alakja	16
3.3.2	Holtjáték számítása	17
3.3.3	Hullámgenerátor deformációjának véges elemes vizsgálata.....	19
3.3.4	Hullámgenerátor által kifejtett szorító erő	21
3.4	Hullám- és merev kerék.....	23
3.4.1	Elméleti áttétel.....	25
3.4.2	Átvihető nyomaték becslése	26
3.4.3	Hullámkerék véges elemes vizsgálata.....	27
3.5	A hullámgenerátor ágyazása.....	30
4.	Alkatrészek gyártása és anyagválasztás	31
4.1	Hajtómű elkészült alapelemei.....	33
4.1.1	Hullámgenerátor.....	33
4.1.2	Merev kerék.....	33

4.1.3	Hullámkerék	34
5.	Elkészült hajtómű vizsgálata	34
5.1	Valós elméleti áttétel, terheletlenül	34
5.2	Áttétel terhelés alatt, üzemi fordulatszámon	34
5.3	Hajtómű által átvihető nyomaték.....	35
5.4	Hajtómű torziós merevsége	36
5.5	Hullámgenerátor valós deformációja.....	37
5.6	Írányváltási hiba	39
5.7	A mérések tapasztalatai	39
6.	Eredmények hasznosítása, további célkitűzések	41
7.	Köszönetnyilvánítás	41
8.	Szakirodalom.....	42
	Melléklet.....	43

1. Bevezetés

A jó hatásfokkal, és megfelelő kialakítás esetén csendes üzemmel működő általános fogaskerék-hajtóművek hátránya, hogy olyan gépekben, ahol szükséges a holtjátékmentes hajtás, nem használhatóak. Ugyan léteznek holtjátékmentes fogaskerék-hajtások, de azok nehezen vagy csak nagy költségek árán használhatóak nagy áttételű fogaskerék-hajtóművek esetén.

Erre a célra jellemzően fogaskerék-hullámhajtóműveket alkalmaznak, amelyek holtjátéka kismértékű (esetleg holtjátékmentes), és egy lépcsőben nagy áttétel (50-320) megvalósítására képesek. Azonban ezeknek a hajtóműveknek a megfelelő működésükhöz kisméretű és pontos fogazatra van szükség, emiatt gyártásuk jelentős költségekkel jár.

A hullámhajtóművek egy kevésbé ismert típusát a dörzs-hullámhajtóművet kapjuk, ha elhagyjuk a fogazatot és a nyomatékátvitel súrlódó erő segítségével történik. Az ilyen típusú hajtóművek a dörzs- és a hullámhajtás előnyeit egyesítik. Ennek a hajtóműnek az előnye, hogy egy olcsóbb, nagy áttételű játékmentes kapcsolat megteremtését teszi lehetővé. A fogazat elhagyása mellett szükséges egy olyan egyszerű mechanizmus, amely nagymértékű normálerő kifejtésére képes.

Az elmúlt évtizedekben számos szabadalom jelent meg a dörzs-hullámhajtások terén is, de a gyakorlatban nem terjedtek el. Jelen dolgozatom egy ilyen kísérleti dörzs-hullámhajtómű megtervezésével és gyártásával foglalkozik.

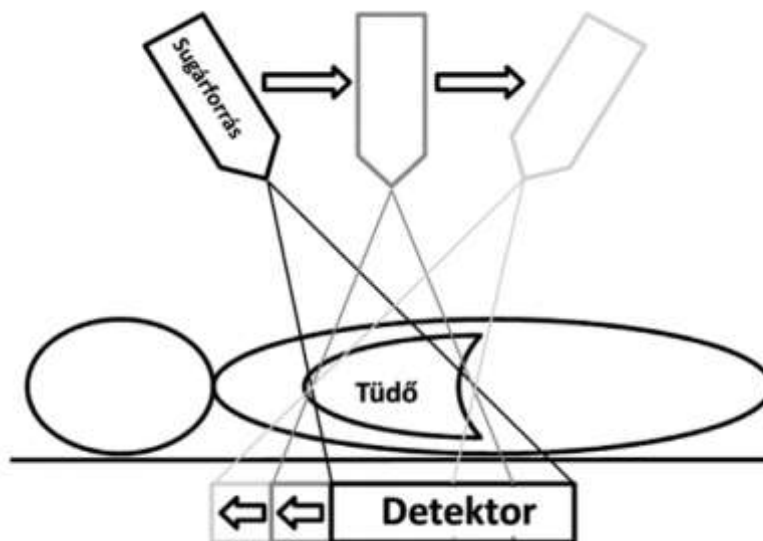
A következőkben bemutatott hajtómű ötlete egy digitális tomoszintézis röntgengép röntgenső-fordító hajtásaként merült fel, mivel a meglévő hajtások nem tudták teljesíteni a kívánt kismértékű holtjátékot.

A tervezés során a hajtómű méreteit egy meglévő konstrukcióhoz illesztettem, a későbbi beépíthetőség miatt. A legyártott hajtómű működési paramétereinek meghatározása és az esetleges továbbfejlesztés céljainak meghatározása érdekében méréseket is végeztem, melyek eredményei szintén bemutatásra kerülnek.

2. Irodalomkutatás

2.1 Tomoszintézis bemutatása [1]

A digitális tomoszintézis során a vizsgált objektumról különböző szögből készítünk felvételeket. A képfelvételi elrendezés egy lehetséges változatát mutatja az 1. ábra. Az ábrán látható, hogy a vizsgált személyről a hagyományos PA felvételhez hasonló módon készítünk felvételeket, azonban egy felvételi eljárás során több vetületi képet készítünk, melyek különböző szögből készülnek, és melyek a detektorból egyenként kiolvasásra és eltárolásra kerülnek. A felvételsorozat közben a vizsgált személy pozíciója nem, míg a sugárforrás helyzete egy vízszintes egyenes mentén a nyilaknak megfelelően változik. Az érzékelő vagy rögzített helyzetű, vagy az ábra szerint a sugárforrással ellenkező irányú mozgást végez. A röntgensugár iránya a függőleges középhezethez képest limitált, általában maximum $\pm 20^\circ$ tartományban változik. A teljes szögtartományon belül különböző sugárirányok mentén mintegy 40-70 felvétel készül. A fenti elrendezésen kívül számos további elrendezés lehetséges. A különböző geometriai elrendezések kisebb-nagyobb mértékben eltérő jellegű képeket eredményeznek.



1. ábra [1]: A tomoszintézis működési vázlata

A tomoszintézis, mint vizsgálati módszer legnagyobb előnye, hogy kis sugárterhelés mellett, rövid idő alatt, gazdaságosan elvégezhetők a daganatos betegségeket megelőzni hivatott szűrővizsgálatok.



2. ábra [1]: Egy tomoszintézisre alkalmas vizsgáló berendezés
(Mediagnost-Innomed együttműködés)

2.2 Hullámhajtómű története [2]

A hullámhajtás nem tekint túl nagy múltra vissza, mindösszesen a múlt század közepén kezdődött története. Alapelvét Clarence Walton Musser (1919-1998) amerikai mérnök fogalmazta meg szabadalmában, 1955-ben. A korábban használatos merev kapcsolódó elemekről tért át egy új megoldásra, az egyik alapelem rugalmas deformációját használta fel mozgásközlésre. Az alapelv mellett megalkotta saját konstrukciós tervét, és létrehozta a máig használatos alapelemeket ezeknek a hajtóműveknek, melyek a rugalmas és merev tagok, illetve a rugalmas elem periodikus deformációját létrehozó hullámgenerátor (3. ábra). A hullámhajtást eleinte a repülőgép iparban és az űrkutatásban hasznosították, de hasznos tulajdonságait hamar felismerték az ipar más területein is. Előnye, hogy kis befoglaló mérete ellenére is nagy áttételt lehet vele megvalósítani jó hatásfokkal, mindezt nagy energiasűrűség mellett. A szabadalmat először a 60-as évek végén egy japán vállalat vásárolta meg, majd a 70-es évek elején német, és amerikai vállalatok közreműködésével létrejött a Harmonic Drive csoport. Ezzel megkezdődött a hullámhajtóművek fejlesztése, sorozatgyártása, majd a piacra történő bevezetése. Ezzel párhuzamosan orosz kutatók írtak számos konstrukciós megoldásról, illetve különböző műszaki paraméterek mellett az alapelemek analitikus vizsgálatáról. A számítások átfogóan kezelték a különböző konstrukciókat, így azok csak közelítették a valós paramétereit egy-egy alkatrésznek (mint például a hullámkerék

deformációit). A számítástechnika alacsony fejlettsége révén az elméleti módszerek mellett csak kísérleti úton volt lehetősége a kutatóknak a hullámhajtás paramétereinek pontosítására.



3. ábra: Hullámhajtómű három szerkezeti alapeleme, balról: hullámgenerátor; hullámkerék; merev kerék (forrás: Harmonic Drive [3])

A számítógéppel segített tervezés a 80-as években jelent meg először a hullámhajtóművek fejlesztésében a Magdeburgi Egyetemen. Az itt elért eredmények nagy része azonban nem került publikálásra. Hazánkban először a 70-es évek második felében kezdődtek kutatások a Miskolci Egyetemen Péter József, illetve a Budapesti Műszaki Egyetemen Házkötő István vezetésével. Eleinte a hajtóművek alkalmazási területeinek feltérképezése, később a kapcsolódó elemek geometriai viszonyainak vizsgálata jelentette a kutatások célját. A fejlődést segítette, hogy a megtervezett hajtóművekből kísérleti hajtóművek kerültek legyártásra. Mindkét egyetem fontos szerepet vállalt a Győri Rekarid Vállalat számára kifejlesztett hajtóműcsaládok megtervezésében. Napjainkban hullámhajtóműveket szinte csak kizárólag a német székhelyű Harmonic Drive AG csoport gyárt sorozatban, mellettük csak néhány kisebb vállalat készít kis sorozatban, gyakorlatilag csak saját felhasználásra. Ezen hullámhajtóművek nagy része hengeres kerek fogazott típusú. A közelmúlt kutatásainak célja a befoglaló méretek minimalizálása, illetve a költségek csökkentése volt. A Harmonic Drive és az Institut für Mikrotechnik Main GmbH közös fejlesztéseként létrehoztak egy mindössze 8 mm átmérőjű, és axiális irányban 1 mm hosszú hajtóművet. A mikrohajtómű létrehozásának további célja a gyártástechnológia fejlesztése volt. Németországban további kutatásokat végeztek alacsony előállítási költségű polimerből készült hullámhajtóművekkel kapcsolatban.



4. ábra: A „legkisebb” hagyományos hullámhajtómű és a mikrohajtómű [4]

2.3 Konstruktív megoldások [2]

A hullámhajtóműveket első sorban a rugalmas elem kialakítása szerint sorolhatjuk csoportokba. Három különböző kialakítás lehetséges, beszélhetünk hengeres kerek, kúpkeres illetve síkkerek konstrukciókról. Emellett létezik egy érdekesebb, ritkán használt megoldás, a csavar-hullámhajtás. Ennek a konstrukciónak a lényege, hogy forgó mozgás helyett lineáris mozgást végeznek az alapelemek, amelyeken fogazat helyett menet található.

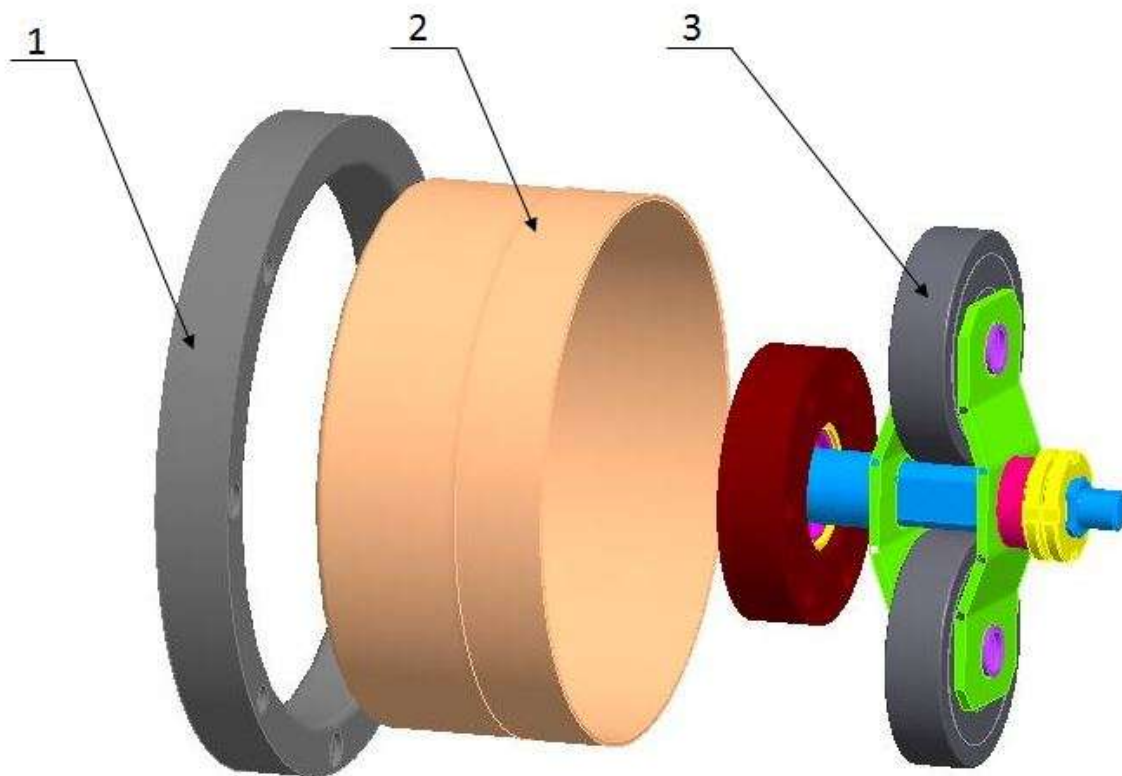
További szempontok a hajtóművek csoportosítására:

- Terhelésátvitel módja szerint két típus:
 - alakkal záró (fogazott elemek)
 - erővel záró (dörzshajtás)
- Áttételezés szerint:
 - egy lépcsős
 - több lépcsős
- Hullámgenerátor típusa lehet:
 - egyszeres
 - kettős hullámgenerátor

A különböző csoportokba tartozó egyes hajtómű kialakításokat sokféleképpen kombinálták, de a legelterjedtebb típus napjainkig a hengerkeres, fogazott alapelemekkel szerelt egy lépcsős hullámhajtómű. Az eddigi kutatások nagy része is ennek a konstrukciónak a fejlesztésével foglalkozott.

2.4 Hengerkerekűes dörzs-hullámhajtómű működése

A vizsgált dörzs hullámhajtómű működési elve nem különbözik a hullámhajtás alapelvétől, tulajdonképpen fogazat nélküli (vagy végtelen fogszámú) hengerkerekűes hullámhajtómű. A 4. ábrán láthatók a hajtómű alapelemei, mely hullámkerékből (2), merevkerékből (1) és hullámgenerátorból (3) áll. A konstrukció lényeges eltérése a hagyományos hengeres kerekű fogaskerék hullámhajtóművekhez képest az, hogy a szerkezeti alapelemek közötti nyomtatékvitelhez a hullámgenerátort nem csupán deformálni kell, hanem radiális irányban a merev kerék belső felületéhez kell szorítani. A későbbiekben bemutatásra kerülő görgős hullámgenerátor funkciója tehát a hajtáshoz szükséges normálerő létrehozása. A 4. ábrán látható hullámgenerátor két futógörgőből, annak csapjaiból illetve két „kalap” alakú lemezből áll. A hullámgenerátor lemezeinek tengely irányú összenyomásával érhető el a nyomtatékvitelhez szükséges előfeszítő erő.

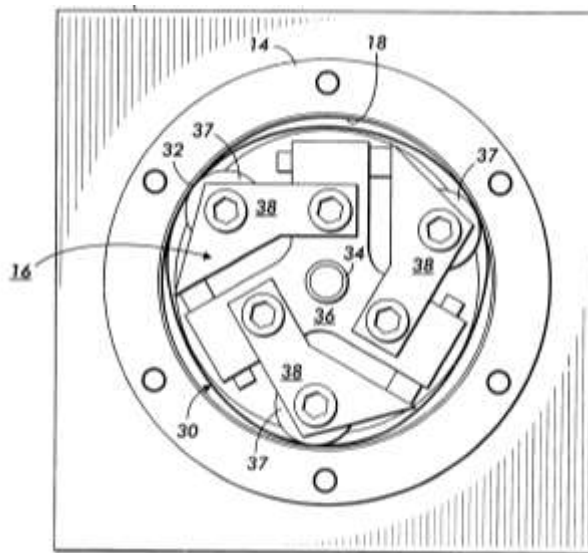


4. ábra: Dörzs-hullámhajtómű alapelemei

2.5 Nagy áttételű dörzshajtóművek

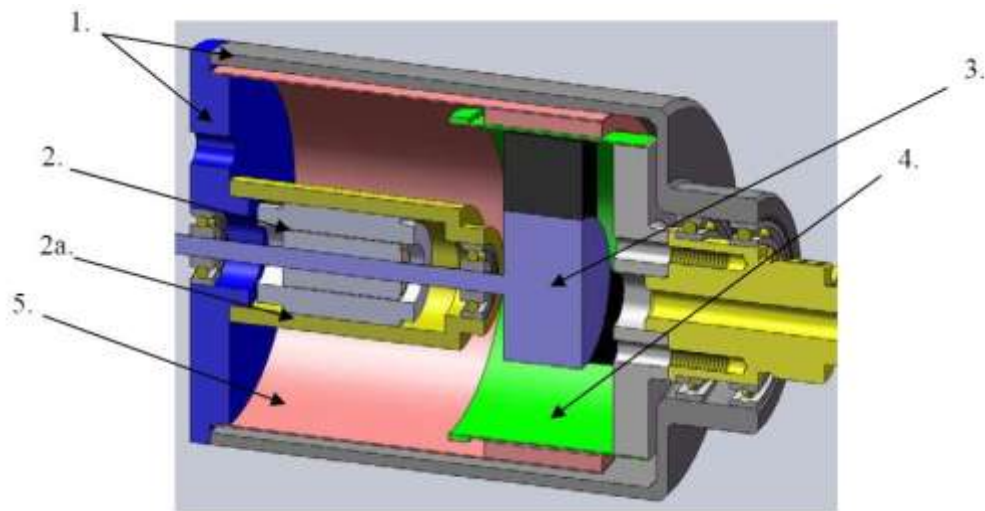
2.5.1 Dörzs-hullámhajtóművek

Számos szabványban fogalmaznak meg olyan hullámhajtóműveket, amelyeknél a nyomaték átvitel nem fogazott felületek, hanem súrlódással kapcsolódó felületek között valósul meg. Ilyen hullámhajtómű az 5. ábrán látható David G. Duff által szabadalmaztatott hajtómű, amely egy háromgörgös hullámgenerátorral ellátott dörzs-hullámhajtómű. A hullámgenerátor háromágú alaplapjához csuklósan csatlakoznak a görgő tartókarok. A tartókarok szabad végén elhelyezett rugók feszítik a görgőket a hullámkeréknek, amelyet deformálva a merevkeréknek szorítanak, így teremtve nyomatékátvitelre alkalmas súrlódó kapcsolatot.



5. ábra: David G. Duff által szabadalmaztatott hajtómű [5]

A svéd Royal Institute of Technology egyetem egykori tanulója, Erik Ladufjäll diplomamunkájában egy mágneses dörzs hullámhajtóművet tervezett, amely elrendezése a 6. ábrán látható. A merevkerék (4) a hullámkeréken (5) belül található, amely a házhoz (1) mereven csatlakozik. A merevkerék a kihajtó tengelyhez kapcsolódik, így el tud fordulni. A hullámkereket a három állandó mágnessel ellátott hullámgenerátor (3) „ráhúzza” a merevkerékre, így teremtve súrlódó kapcsolatot a két felület között. A hullámgenerátor mágnesei és a merevkerék között nincs érintkezés, így a mágneses tér forgatása révén valósul meg a nyomatékátvitel. A hajtómű befoglaló mérete 100mm és áttétele 1:100. Szimulációk szerint a tervezett hajtóművel 1,5 Nm nyomaték átvitele lehetséges, ami elmarad a diplomamunkában célul kitűzött 5Nm-től.

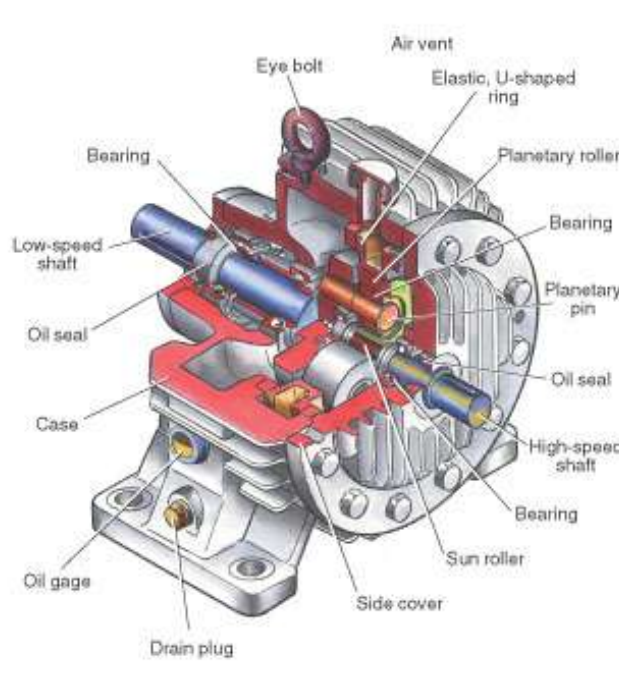


6. ábra: Mágneses dörzs-hullámhajtómű [6]

2.5.2 Dörzs bolygóművek

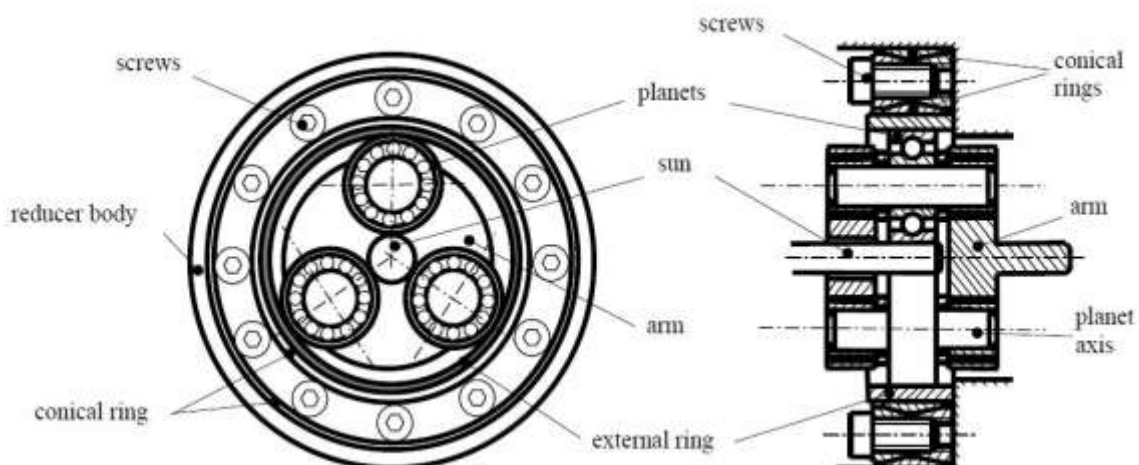
Bár a dörzs bolygóművekben nem található rugalmasan deformált alkatrész, mint a hullámhajtóművekben, de a nyomaték átvitelhez szükséges normálerőt ezekben a hajtóművekben is biztosítani kell, ezért ezek tanulmányozása is hasznos információval szolgálhat.

A japán Mitsubishi Heavy Industries [7] által kifejlesztett és forgalmazott dörzs bolygómű az 7. ábrán látható. A kifejlesztett bolygómű család nemcsak játékmentes hajtás biztosít, hanem a vállalat honlapja szerint akár 6000 Nm nyomaték átvitelére is képes. A megfelelő szorító erő az U-keresztmetszetű külső gyűrű összeszorításával állítható elő. További információ a bolygókerekek alakjáról illetve ágyazásáról nem található a gyártó honlapján.



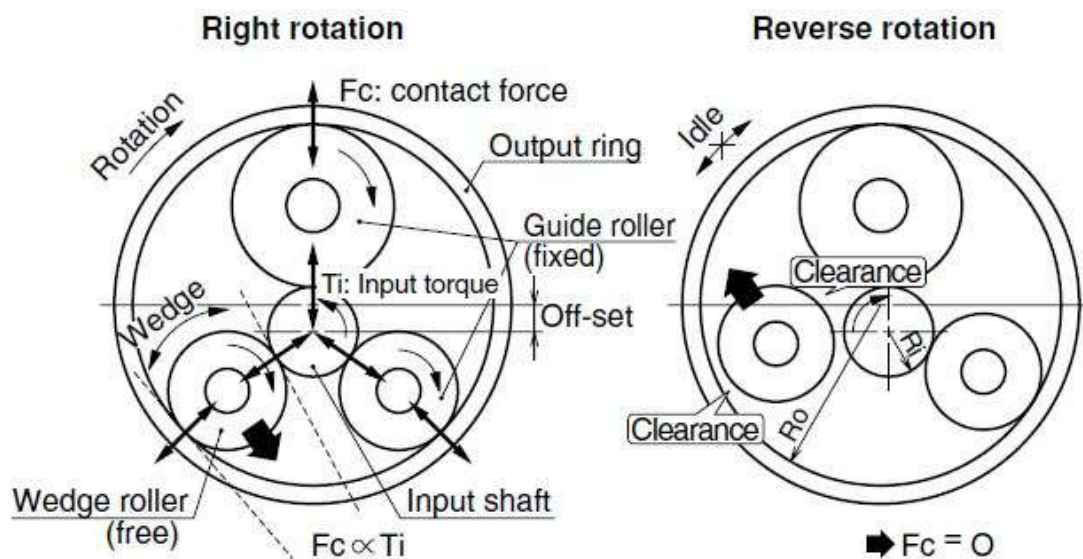
7. ábra: Mitsubishi Heavy Industries dörzs bolygóműve [8]

A saó paolói műszaki egyetem munkatársai, az előzőhöz hasonló elrendezésű, kétlépcsős bolygóművet vizsgáltak. A bolygómű áttétele 1:81 és befoglaló mérete 80mm. Az általuk tervezett bolygómű konstrukciójáról részletesebb információkat közölnek, amelynél szintén a külső gyűrűn keresztül állítható az összeszorító erő, de azt egy kúpos szorítóhüvely segítségével szorítja rá a bolygókerekre. Mivel a bolygókerek ágyazása megengedi a sugár irányú elmozdulást, így a külső gyűrű összenyomásával a bolygókerek és a napkerék között is kialakul a nyomatékátvitelhez szükséges súrlódó kapcsolat.



8. ábra: Két lépcsős dörzs bolygómű [9]

Az előző bolygóművektől lényegesen eltérő hajtóművet forgalmaz a japán NSK, amelynek működési elve az 9. ábrán látható, lényegében egy görgős szabadonfutó és egy dörzshajtómű ötvözése. A behajtó tengely a kihajtó gyűrűhöz képest excentrikusan van ágyazva. A bolygókerek közül egy eltérő méretű és két bolygókerek csapjának elmozdulása gátolt, míg a harmadik bolygókerék csapja szabadon mozoghat. Az ékhatás miatt, megfelelő irányú hajtás esetén, a szabad csapos bolygókerék nyomaték átvitelt valósít meg a behajtó tengely és a kihajtó gyűrű között. Fordított forgásirány esetén a hajtómű szabadonfutóként viselkedik.

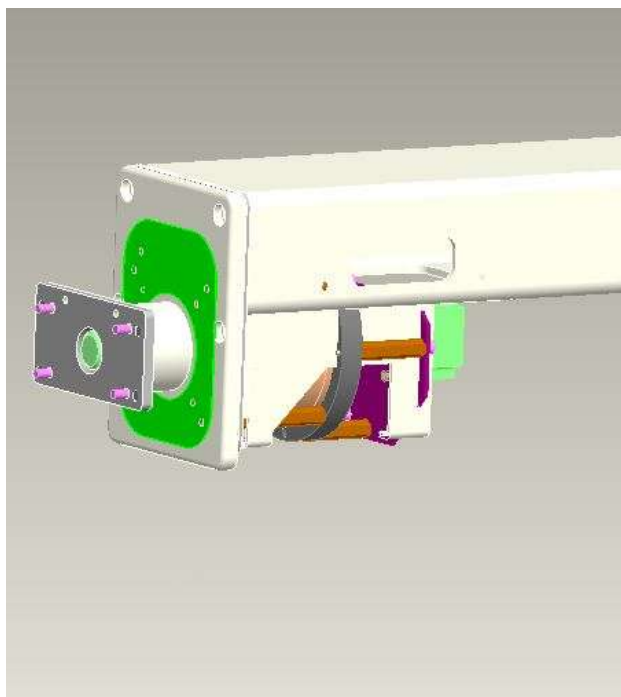


9. ábra: NSK dörzshajtóműve [10]

3. A kísérleti dörzs-hullámhajtómű tervezése

3.1 Beépítési környezet

A megtervezendő kísérleti hajtóműnek a további vizsgálatok céljából a 10. ábrán látható konstrukcióba célszerű illeszkednie. A röntgenső fordító hajtómű a vízszintes zártszelvény végén helyezkedik el és egy mágneses féken keresztül kapcsolódik a fordító tengelyhez. Biztonsági okokból el kell látni fékkel. A röntgenső forgató tengely lehetőség szerint a vízszintes zártszelvényt lezáró hegesztett előlapon ágyazható kell, hogy legyen.



10. ábra: Röntgengép csőtartó karja, mint lehetséges beépítési környezet

3.2 Követelményjegyzék

A hajtóművel szemben támasztott követelményjegyzék a következő:

Méret:	150x200mm
Nyomaték:	10 Nm kiható tengelyen
Élettartam	7000 üzemóra
Szögsebesség:	$> 90^\circ/10 \text{ mp}$
Írányváltási hiba:	10°
Tervezett áttétel:	$i = 180 (+/-15\%)$

A röntgenső fordító egységbe szerelendő hajtóművet egy léptetőmotor hajtaná, melyet a röntgenső fordítótengelyének szöghelyzete vezérelne. Emiatt a dörzs-hullámhajtómű áttétele az elméletileg meghatározott értéktől eltérhet $\pm 15\%$ -kal. Ez azért fontos, mert az alapelemek gyártási tűrései az áttételt jelentősen befolyásolják.

3.3 Szorítóerő kialakítása hullámgenerátorral

A hajtómű konstrukcióját tekintve az egyik legmeghatározóbb kérdés, hogy a nyomatékátvivő felületek közti összeszorító erőt hogyan állítjuk elő. Az irodalomkutatás alapján elmondható, hogy a szükséges normálerőt az alapelemek megfelelő kialakításával elő lehet állítani.

A dörzs-bolygóművek esetén egyszerűbben megoldható, ha a külső gyűrűn keresztül feszítjük elő a hajtóművet, illetve ez a megoldás bolygóművek esetén nem okoz jelentős

áttételváltozást a feszítőerő változtatása esetén. Azonban nagy áttételű dörzs-hullámhajtóműveknél a hullámkerék és a merevkerék átmérője csak kismértékben különbözik, ezért ha a merev keréken keresztül feszítjük elő a hajtóművet, akkor a feszítés mértékétől függően a merevgyűrű átmérője csökken, ezáltal az áttétel jelentősen változhat. Emiatt a hajtómű tervezése során a hullámgenerátorral való előfeszítést részesítem előnyben. A hullámgenerátorral szemben az alábbi követelményeket fogalmaztam meg:

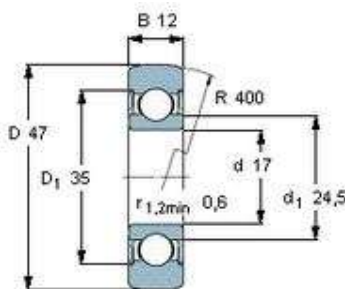
- Megfelelő deformáció létrehozása
- Megfelelő feszítő erő létrehozása
- Ne okozzon kiegyensúlyozatlanságot
- Állítási tartomány legyen nagyobb az alkatrészek tűrésénél
- Lehetőleg kevés alkatrészből álljon
- Az áttétel jelentősen ne változzon

Ez alapján olyan hatáselvet kerestem, amely jól illeszkedik a fent támasztott követelményeknek. Az egyszerűség miatt az erővel záró mechanizmusokat vizsgáltam meg, és figyelmen kívül hagytam olyan hatáselveket, mint például a hidraulika, pneumatika, mágnesesség.

A modern, kereskedelemben kapható fogaskerék-hullámhajtóműveknél jellemzően hajlékony gördülőcsapággal szerelt, büttyös hullámgenerátort használnak. Az ilyen típusú konstrukció átalakítása, hogy alkalmas legyen feszítésre, elég körülményes.

A kedvezőtlen fogkapcsolódás miatt a görgős hullámgenerátorok kevésbé használatosak fogaskerék-hullámhajtóműveknél, azonban szerkezetük egyszerűbb, így ezt a konstrukciót egyszerűbb feszítésre alkalmassá tenni. Ezért egy ilyen hullámgenerátor tervezését mutatom be az alábbiakban.

A hullámgenerátor görgőknek SKF 361203 R típusú görgőt választottam, amelynek külső felülete futófelületként használható (11. ábra). A görgő kiválasztásánál lényeges szempont volt, hogy a lehető legnagyobb kerüljön beépítésre, így csökkentve az ébredő Hertz feszültségeket.



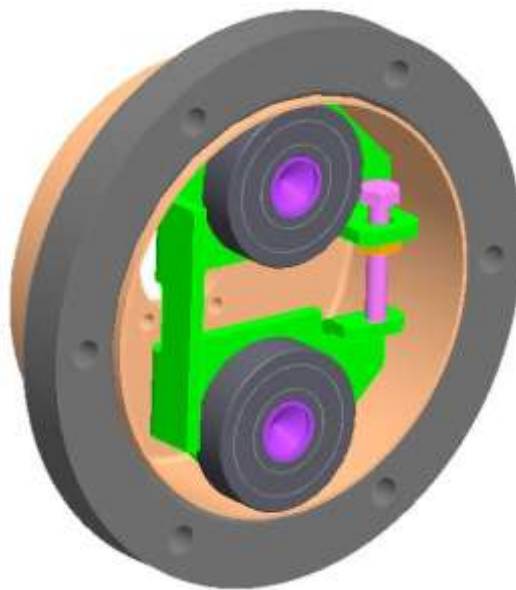
11. ábra: SKF 361203 futógörgő [11]

3.3.1 Hullámgenerátor alakja

A hullámgenerátor konstrukciós kialakítására két változatot is vizsgáltam. Az első megoldásnál arra törekedtem, hogy a hullámgenerátor hosszanti tengelyével párhuzamos irányú erővel lehessen az előfeszítést állítani. Ezen elgondolás alapján terveztem az 12. ábrán látható hullámgenerátort. A két görgő tengelye konzolosan van rögzítve egy középen kivágott lemezhez. A kivágott lemez két elkülönített részét az egyik oldalon csavar távolítja el egymástól, így kialakítva a szükséges súrlódó erőt.

A konstrukció előnye az alacsony gyártási költség, azonban számos hátránya is van, ezek a következők:

- a görgők tengelyének merevsége csökken a konzolosság miatt
- nehezen megoldható, hogy a súlypont a forgástengellyel egybeessen
- a behajtó tengely és a generátor közötti kapcsolat nehezen megoldható



12. ábra: Kivágott lemezes hullámgenerátor

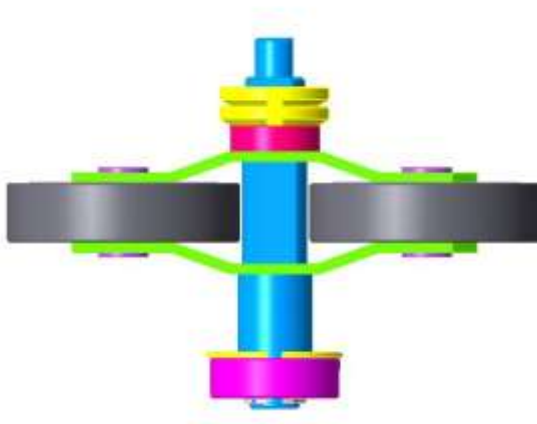
A fenti hátrányok miatt megvizsgáltam, hogyan lehetséges-e úgy eltolni a görgők tengelyét, hogy az erő iránya merőleges legyen a hullámgenerátor hosszanti tengelyére.

Úgy találtam, hogy a trapéz autóemelőkhöz hasonló elven működnek. A négycsuklós mechanizmusnál, ha két szembe lévő csuklót közelítünk egymáshoz, akkor a másik két csukló szükségszerűen eltávolodik egymástól.



13. ábra: Trapéz autóemelő [12]

Mivel a hullámkerék és a merevkerék átmérője csak néhány tized milliméterrel különbözik, ezért elegendő, ha a hullámgenerátor hosszának változása tized milliméteres nagyságrendű. Emiatt úgy találtam, hogy egy trapéz autóemelővel megegyező négycsuklós mechanizmus feleslegesen bonyolult hullámgenerátort eredményezne. Ezért a hullámgenerátor feszítésére a lehető legegyszerűbb csukló nélküli, rugalmasan deformálódó „kalap” alakú lemezpárt terveztem, amelynek oldalnézete a 14. ábrán látható.



14. ábra: Hullámgenerátor „kalap” alakú lemezzel

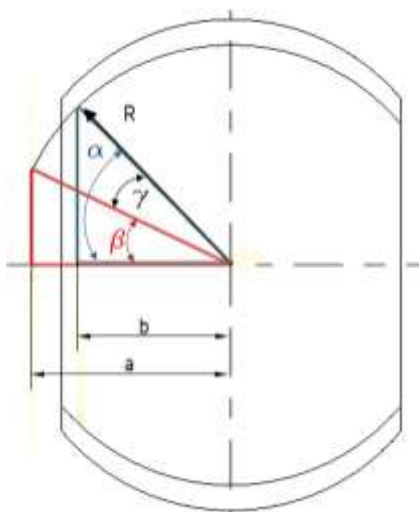
3.3.2 Holtjáték számítása

Az így kialakított hullámgenerátor lemezeit a behajtó tengelyen keresztül csavarral tudjuk összeszorítani. A csavarral szemben lévő lemez a tengely vállán támaszkodik fel. A hullámgenerátor és a behajtó tengely közötti nyomaték átvitel alakzárással történik, amely a 15. ábrán látható. A behajtó tengely két oldala lelapolt és a hullámgenerátor lemezeinek forgástengelyében hosszlyuk található. Ez a kapcsolat megengedi, hogy a hullámgenerátor elmozduljon a lelapolás síkjában, így biztosítva annak önbeállítását.



15. ábra: Hullámgenerátor és a behajtó tengely kapcsolata

Ez a kapcsolat azonban a tűrések miatt holtjátékot eredményez a behajtó tengely és a hullámgenerátor között. A holtjáték számítása során a legkedvezőtlenebb esetet vizsgáltam, azaz amikor a lemez hosszlyuka a tűrés felső határán és a tengely lelapolása a tűrés alsó határán készül el.



16. ábra: Hullámgenerátor játéka

A hullámgenerátor lemez és a behajtó tengely névleges mérete 10mm . A hosszlyuk tűrésének felső értéke $10,2\text{mm}$, míg a tengely lelapolásának alsó értéke $9,9\text{mm}$.

Ez alapján, az 16. ábrán látható értékek a következők:

$$a = 5,1\text{mm}$$

$$b = 4,95\text{mm}$$

$$R = 6,5\text{mm}$$

A fenti értékek alapján kiszámolható a 16. ábrán látható szögek, ahol az α és a β különbségéből kiszámolható a γ holtjáték nagysága.

$$\gamma = \alpha - \beta$$

$$\gamma = \cos^{-1}\left(\frac{b}{R}\right) - \cos^{-1}\left(\frac{a}{R}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{4,95mm}{6,5mm}\right) - \cos^{-1}\left(\frac{5,1mm}{6,5mm}\right)$$

$$\gamma = 40,399^\circ - 38,315^\circ$$

$$\gamma = 2.085^\circ$$

A fent számolt érték a hullámgenerátor és a behajtó tengely közötti kapcsolat holtjátéka. A kihajtás holtjátékát (γ') úgy kapjuk meg, ha az előbb számolt holtjátékot megszorozzuk az áttétellel, amelynek értéke: $i = 1/183,33$ (Lásd 3.4.1 fejezet)

$$\gamma' = \gamma \cdot i$$

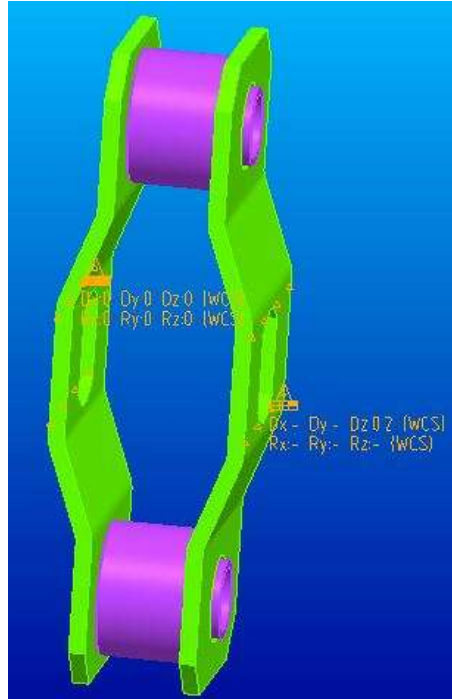
$$\gamma' = 2.085^\circ \cdot \frac{1}{183,33} = 0,0114^\circ$$

$$\gamma' = 0,6824'$$

Az így kapott 0,6824'-es érték megfelel a követelményeknek!

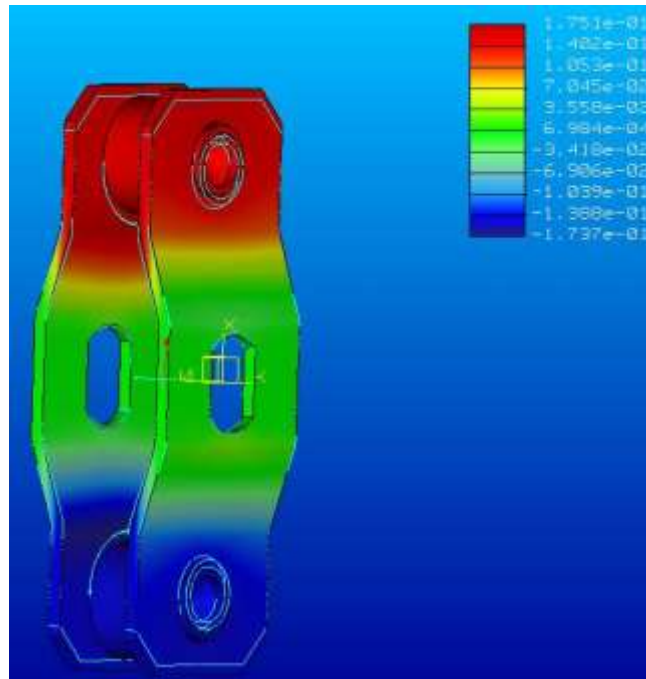
3.3.3 Hullámgenerátor deformációjának végeselemes vizsgálata

Végeselemes vizsgálatokat végeztem, hogy meghatározzam a tengely irányában összeszorított lemezek milyen mértékben tolják el hosszirányban a görgők tengelyeit. A vizsgálatot ProEngineer WF 4.0 programcsalád Mechanica moduljában végeztem el. A végeselemes modell a 17. ábrán látható.



17. ábra: Hullámgenerátor végeleemes modellje

A hullámgenerátor bal oldali lemezének a tengellyel érintkező felületén gátolt az elmozdulása illetve a jobb oldali részen adott mértékű tengely irányú elmozdulás kényszerrel terheltem. Az elmozdulás mértékét 0.2mm -ként növeltem egészen 1mm -es elmozdulásig. Minden lépésnél megvizsgáltam a hullámgenerátor hosszirányú változását (18. ábra).



18. ábra: Hullámgenerátor hosszirányú elmozdulása 1mm tengely irányú nyomás hatására

A mért értékek a táblázatban láthatóak. Mivel a végeelemes modell koordináta rendszere a tengelyen helyezkedik el a hosszirányú elmozdulás a hullámgenerátor két végén eltérő előjelű.

Lemezek összenyomása [mm]	Tengelyek hosszirányú elmozdulása [mm]
1	± 0.175
0.8	± 0.14
0.6	± 0.105
0.4	± 0.07
0.2	± 0.035
0	0

1. táblázat

Hogy a kapott eredménye ke később könnyebben össze lehessen hasonlítani az valós hullámgenerátor alakváltozásával (lásd 5.5 fejezet; 37. o), így az előbbi táblázat alapján elkészítettem a hullámgenerátor tengelyirányú és hosszirányú befoglaló méretének táblázatát is.

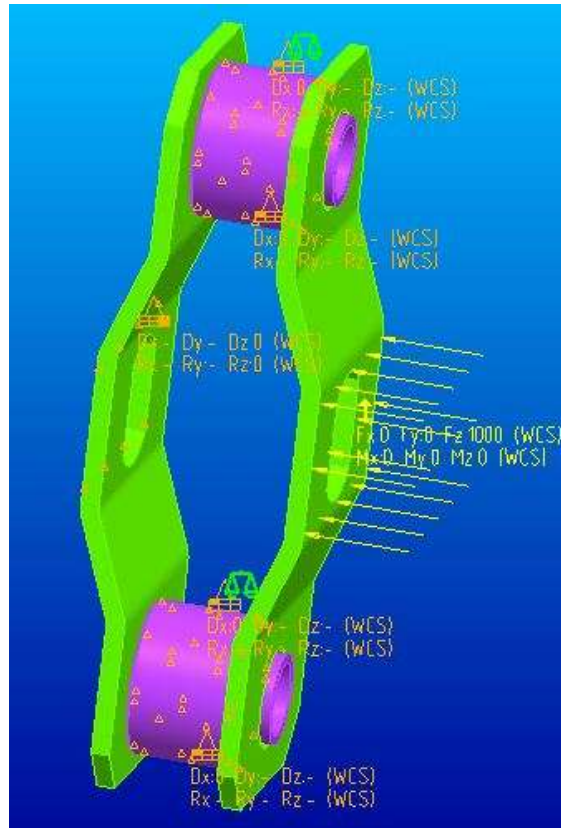
Hullámgenerátor befoglaló mérete tengely irányban (VEM) [mm]	Hullámgenerátor hosszának befoglaló mérete (VEM) [mm]
23.65	108.15
23.85	108.08
24.05	108.01
24.25	107.94
24.45	107.87
24.65	107.8

2. táblázat

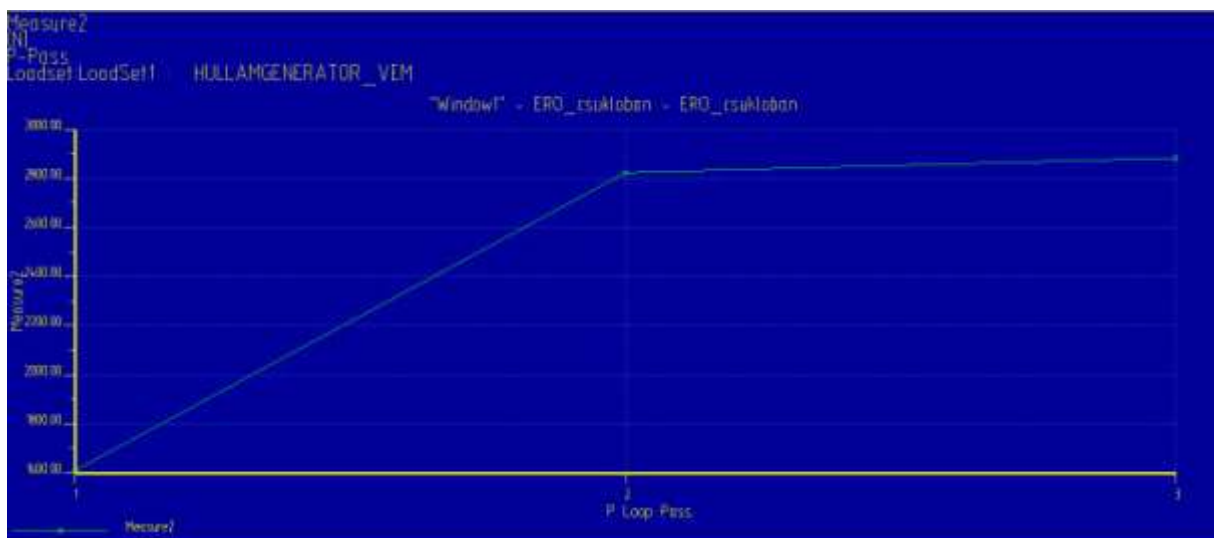
3.3.4 Hullámgenerátor által kifejtett szorító erő

Hogy a hajtómű által átvihető nyomatékot megbecsülhessem, meg kell becsülnöm a hullámgenerátor által kifejtett szorító erőt. Ezt szintén végeelemes vizsgálattal határoztam meg. A szorító erő meghatározásához használt végeelemes modell a 19. ábrán látható. A Görgők tengelyeinek hosszirányú elmozdulása illetve a baloldali lemez tengelyirányú elmozdulása gátolt. A jobb oldali lemez tengely irányú erővel terhelt.

A görgők tengelyeinek kényszerében ható reakció erő meghatározható a program segítségével (20. ábra).

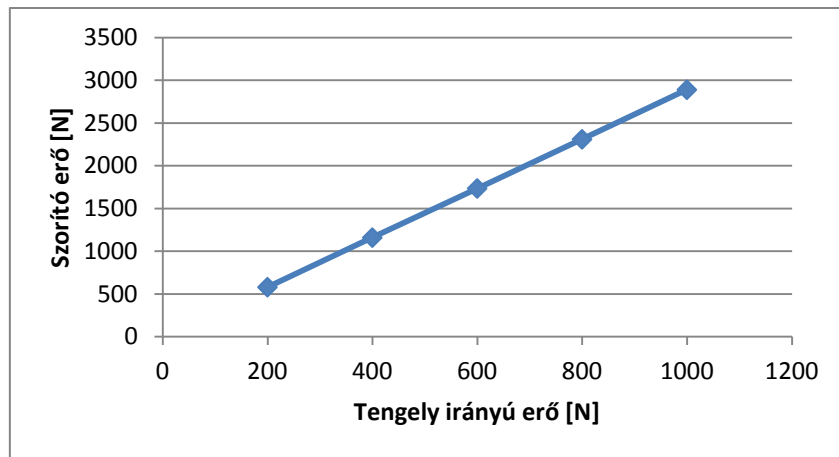


19. ábra: Erőmérésére használt VEM modell



20. ábra: A reakció erő iterációs lépései 1000N tengely irányú erő esetén

A tengely irányú erőt 200N-os lépésenként növelve elkészítettem öt végeelemes számítást, melyeknek eredménye a 1. diagramon látható. A vizsgált modell alapján megállapítható, hogy a tengelyirányú erő növelésével lineárisan nő a tengelyek által kifejtett szorító erő. Továbbá megállapítható, hogy a hullámgenerátoron egységnyi tengelyirányú erő $\sim 2,9$ -szeres szorító erőt fejt ki.



1. diagram: Szorító erő a tengelyirányú erő függvényében

3.4 Hullám- és merev kerék

Ahogy a fogaskerék-hullámhajtóműveknél a hullámkerék és a merevkerék közötti kis fogszám különbség biztosítja a nagy áttétel megvalósítását, úgy a dörzshullámhajtóműveknél a két elem közti kis átmérő különbség biztosítja.

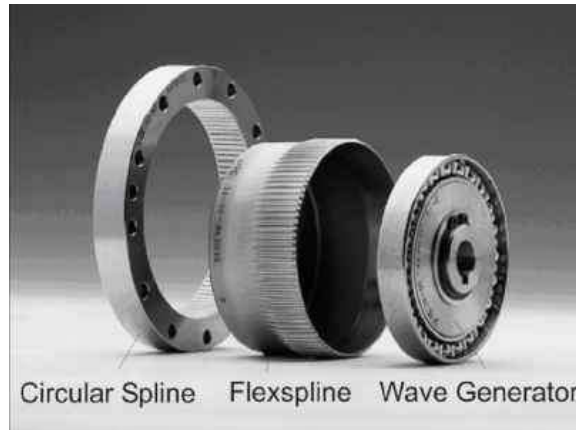
A hajtóművel átvihető nyomaték növelésének legegyszerűbb módja a merevkerék átmérőjének növelése, ennek azonban korlátot szab a rendelkezésre álló hely. Hogy a dörzshajtásból származó bizonytalanságokat lecsökkentsem, a merev kerék méreteit a beépíthető legnagyobbra választottam. Így a merev kerék méretei a következőképpen határoztam meg:

Külső átmérő: $D = \varnothing 131mm$

Belső átmérő: $d = \varnothing 110mm$

Szélessége: $b = 15mm$

A hullámkerék méretének lényeg jellemzője hossz/átmérő viszony. Egy hosszú hullámkerékkel ($l/d \approx 0,6$) rendelkező hajtómű hatásfoka nagyobb, mint egy rövid hullámkerékkel ($l/d \approx 0,2$) ellátott hajtómű hatásfoka, mivel a rövid hullámkerék esetén a relatív elmozdulás értéke nagyobb, így a hullámkerék deformációja nagyobb veszteséggel jár. Ezzel szemben minél rövidebb a hajtómű hullámgenerátorra annál nagyobb a torziós merevsége. Az általam tervezett hullámkerék tervezésekor megvizsgáltam, hogy a kereskedelemben kapható fogaskerék-hullámhajtóművek milyen hossz/átmérő viszonytal rendelkeznek. A Harmonic Drive AG. által forgalmazott hullámhajtómű hullámkerékének (21. ábra) hossz/ átmérő viszonya 0,4.



21. ábra: Harmonic Drive Ag. által forgalmazott hullámhajtómű [3]

Így az általam tervezett hullámkerék méreteinek megválasztásakor törekedtem arra, hogy ezzel az értékkel közel azonos hossz/átmérő viszonyt kapjak.

A hajtómű elméleti áttétele a következő egyenlettel írható le:

$$i = \frac{D}{D - d}$$

Látható, hogy a hullámkerék külső átmérőjének kismértékű változtatásával nagymértékben változtatható az elméleti áttétel. Emellett minél kisebb a merevkerék belső átmérőjének és a hullámkerék külső átmérőjének különbsége annál kisebb a relatív elmozdulása, emiatt a hullámkerékben a deformációból adódó feszültségek is kisebbek lesznek.

Ezért a hullámkerék külső átmérőjét úgy határoztuk meg, hogy egy viszonylag nagy áttételű hajtás kapjuk, ezzel csökkentve a hullámkerékben ébredő feszültségeket.

A hullámkerék belső átmérőjét és falvastagságát, úgy határoztam meg, hogy az átfedésben legyen a hullámgenerátor feszítetlen hosszával, de még elférjen a hullámgenerátor és a merevkerék belső átmérője között (22. ábra). Így a hullámgenerátort kisebb mértékben kell deformálni a kívánt normál erő elérése érdekében.

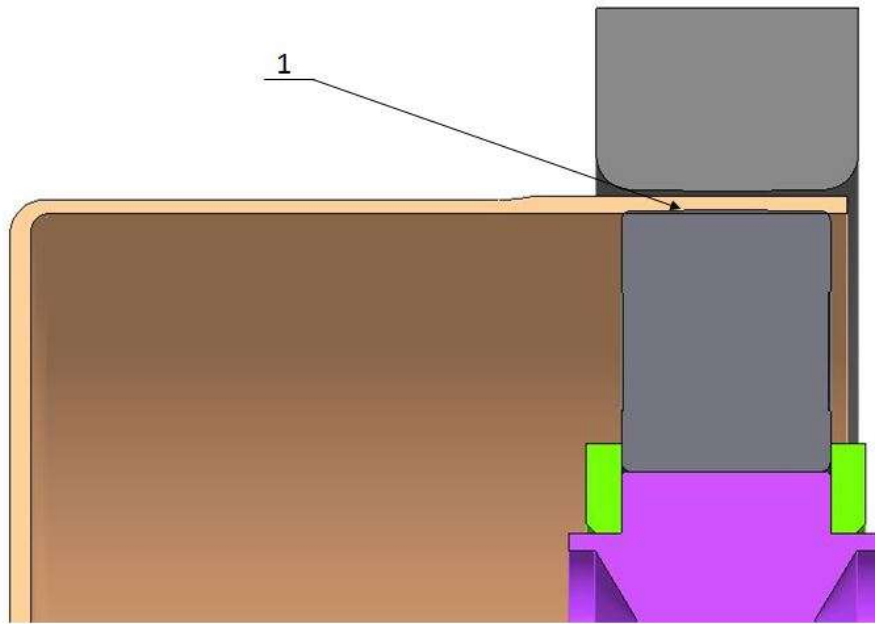
A fentiek alapján a hullámkerék méreteit a következőképpen határoztam meg:

Külső átmérő: $D = \varnothing 109,4mm$

Belső átmérő: $d = \varnothing 107,4mm$

Hossza: $l = 48mm$

Hossz/átmérő: $l/d = 0,439$



22. ábra: Hullámgenerátor túlfedése

3.4.1 Elméleti áttétel

Az előbbieken meghatározott méretek alapján meghatározható a hajtómű elméleti áttétele.

$$i = \frac{D}{D - d} = \frac{110\text{mm}}{110\text{mm} - 109,4\text{mm}}$$

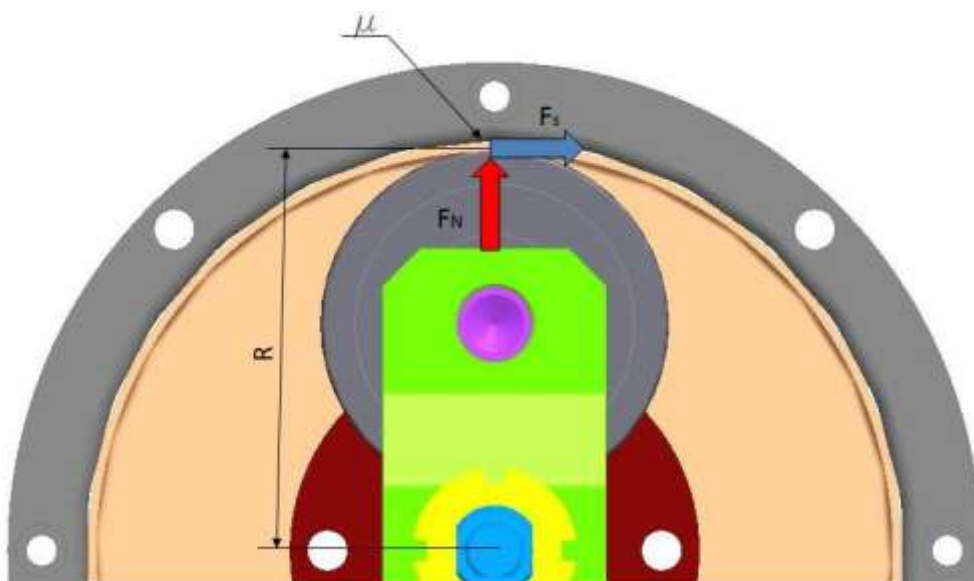
$$i = 183,33$$

3.4.2 Átvihető nyomaték becslése

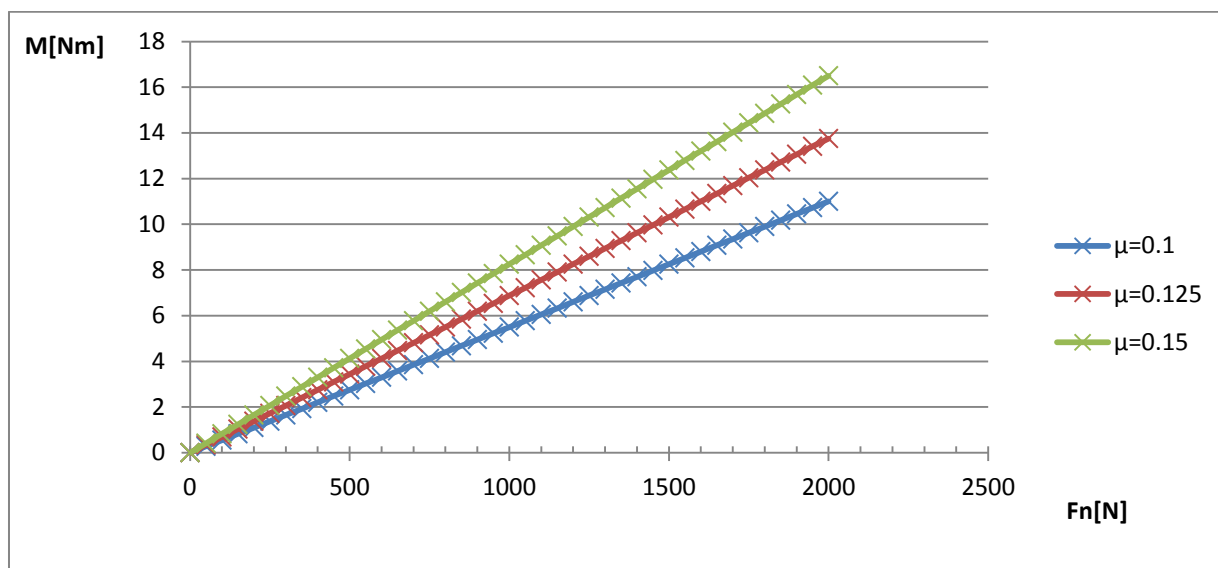
A hajtómű által átvihető forgató nyomaték a következő egyenlet szerint számolható

$$M = \mu \cdot R \cdot F_N$$

Az egyenletben szereplő F_N értéke a hullámgenerátor előfeszítésétől függ, ezért a forgató nyomaték-normál erő függvényét az 2. diagramon ábrázoltam, három különböző tapadási súrlódási tényező értéket feltételezve [13]. A diagram illetve a 3.3.4-es fejezetben számolt szorító erő alapján megállapítható, hogy a hajtómű a képes a követelményjegyzékben megállapított 10Nm forgató nyomaték átvitelére.



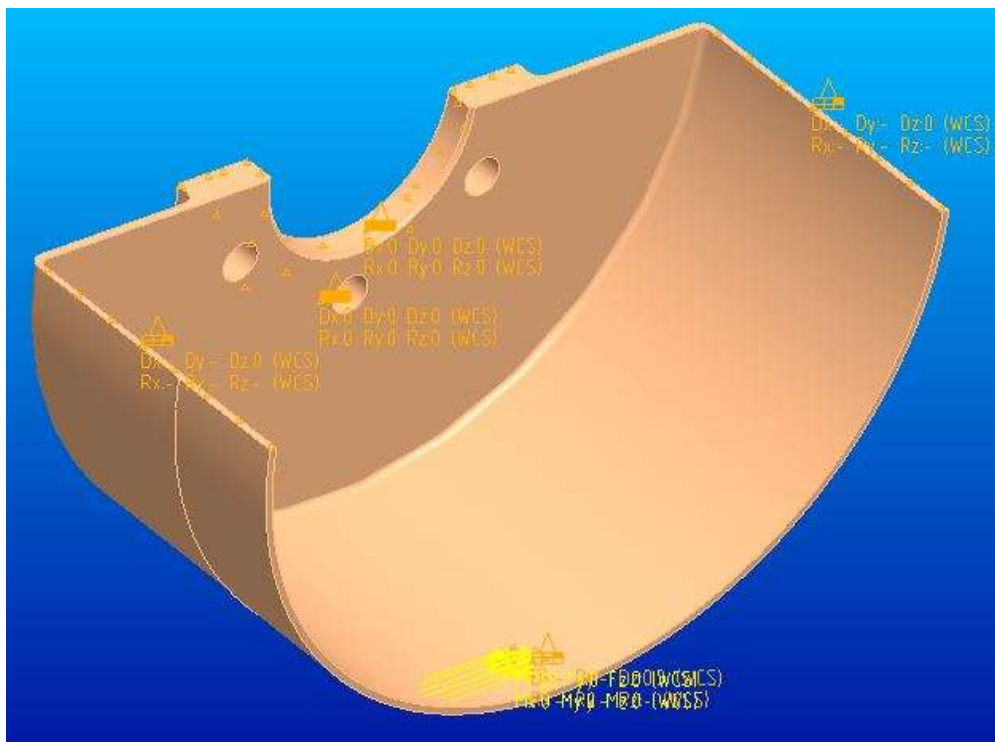
23. ábra: Átvihető forgató nyomaték



2. diagram: Forgató nyomaték normálerő függvényében.

3.4.3 Hullámkerék végelelemes vizsgálata

Mivel a hullámkerék fárasztó igénybevételnek van kitéve, ezért fontos meghatározni mekkora feszültségek ébrednek az üzemszerű használta során. A hullámkerék szimmetriáját kihasználva a hullámkerék fél modelljét vizsgáltam. Az alkatrész VEM modellje a 24. ábrán látható. A kihajtó tengelyhez csatlakozó felület elmozdulásai gátoltak, míg a görgő érintkezési felületénél a hullámgenerátort $0,3\text{mm}$ elmozdulás kényszerrel, illetve 50N tangenciális erővel terheltem (a tervezett 10Nm -t helyettesíti) terheltem. A szimmetria síkban a modell felületét a megfelelő kényszerrel terheltem. Az érintkezési felületet 6mm átmérőjűnek feltételeztem és az érintkezési kör középpontja a rögzített végtől 40mm található. Továbbá az érintkezési pont környezetében 1mm -es maximális elemméretet írtam elő.



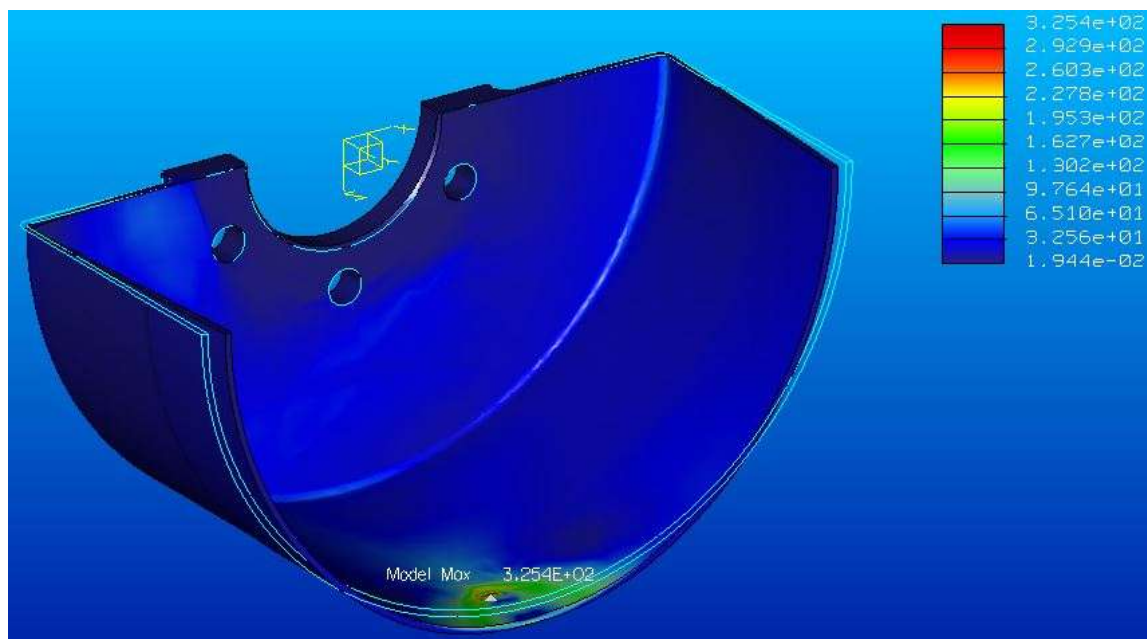
24. ábra: Hullámkerék VEM modellje

A vizsgált modell Von Mises egyenértékű feszültségének eloszlása 25. ábrán látható. Az érintkezési felület szélén található kimagasló feszültségű tartomány. Ennek a maximális értéke 325MPa .

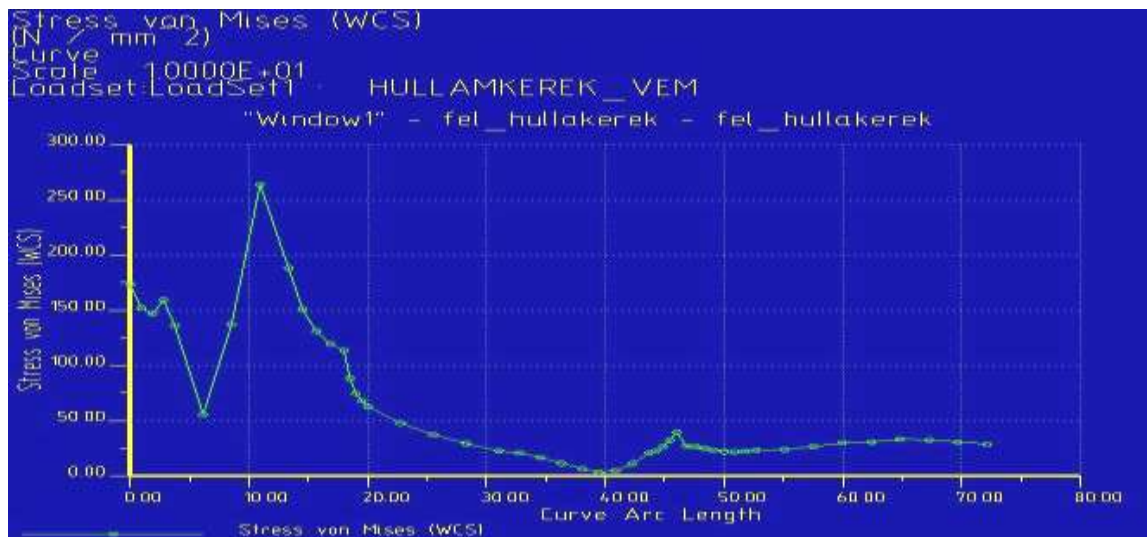
A kifáradást tekintve fontos megvizsgálni mekkora feszültségek ébrednek a hullámkerék sarkában, mivel ez a rész feszültséggyűjtő hatása miatt kritikus lehet. A 26-28. ábrákon láthatóak a különböző vonalak mentén készített Von Mises feszültség változások.

A vonalak mindegyike a hullámkerék szabad végétől indul és a rögzített vég pereméig tart. Mindhárom ábrán megfigyelhető, hogy a lekerekítés környezetében ($\sim 45\text{mm}$) megnő a

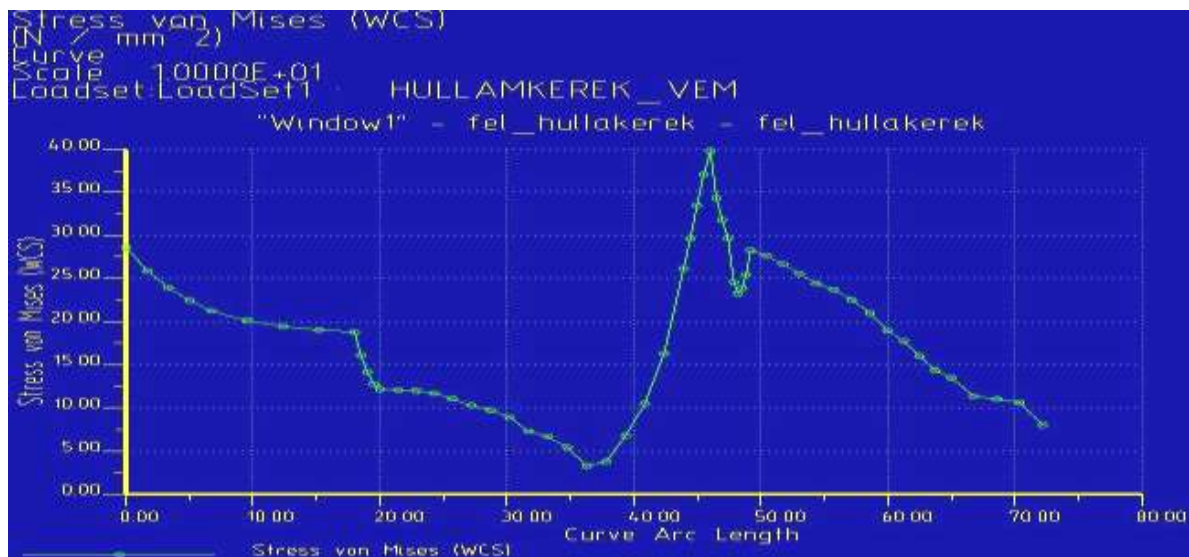
feszültség. Ennek a legnagyobb értéke a szimmetria sík belső oldalán mérhető (28. ábra), amelynek érték $\sim 58\text{MPa}$. A 26. ábra kezdeti szakaszán az érintkezési felületről származó feszültségek láthatóak



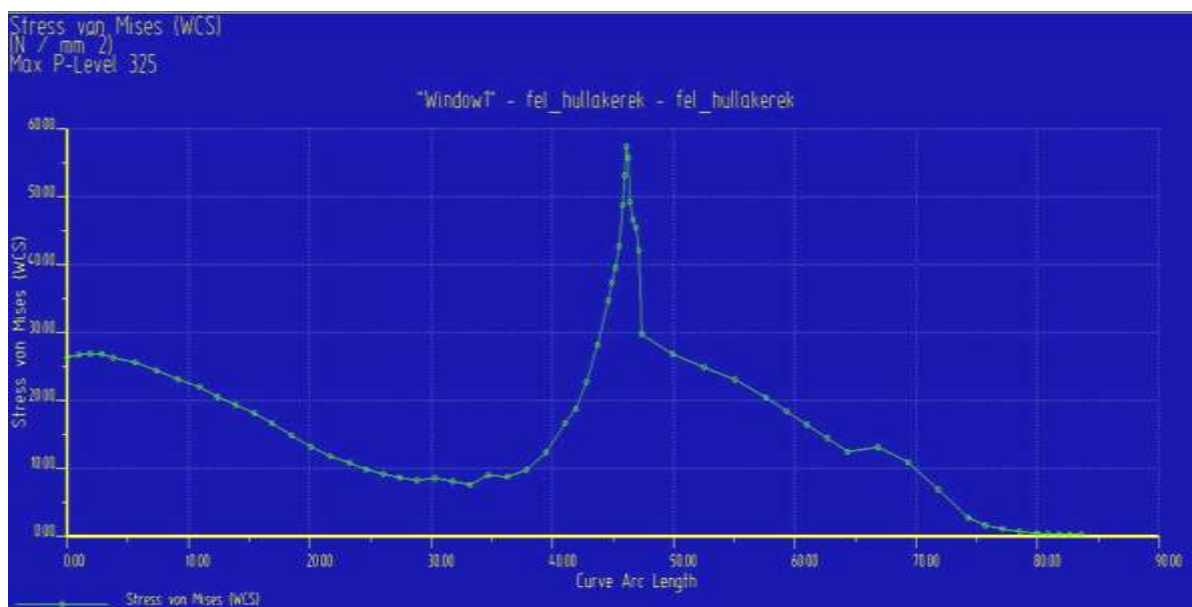
25. ábra: Hullmkerék VEM eredménye



26. ábra: Von Mises feszültség az érintkezés vonalában a külső felület mentén



27. ábra: Von Mises feszültség a szimmetria síkban a külső felület mentén



28. ábra: Von Mises feszültség a szimmetria síkban a belső felület mentén

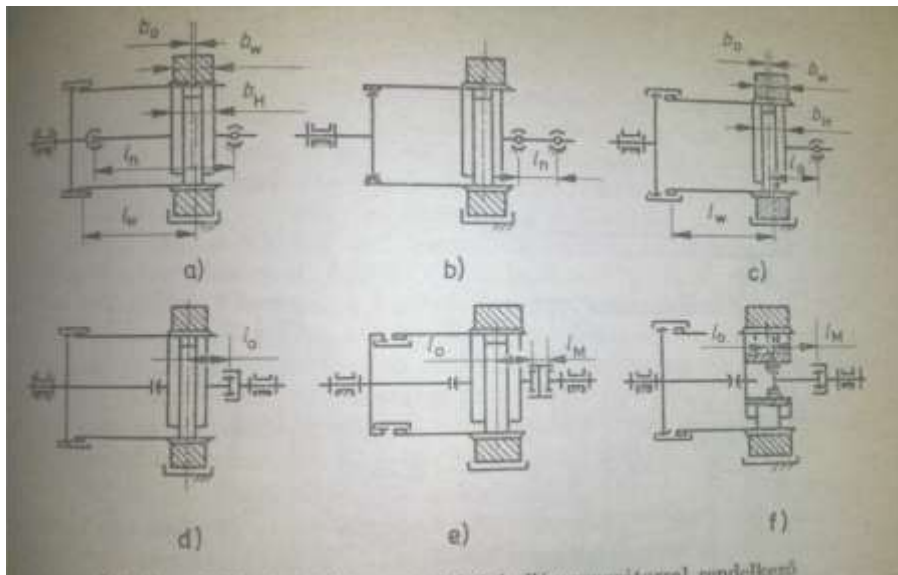
A hullámkerék anyaga 42CrMo4 (lásd 4. fejezet), melynek a kifáradási határa: $\sigma_A = 398\text{MPa}$ [14] Ez az érték lényegesen magasabb, mint a hullámkerék sarkában ébredő feszültségnél, de még az érintkezési felületben ébredő 325MPa-t is meghaladja. Ez alapján megállapítható, hogy a hullámkerék a fárasztó igénybevétellel szemben megfelel.

3.5 A hullámgenerátor ágyazása

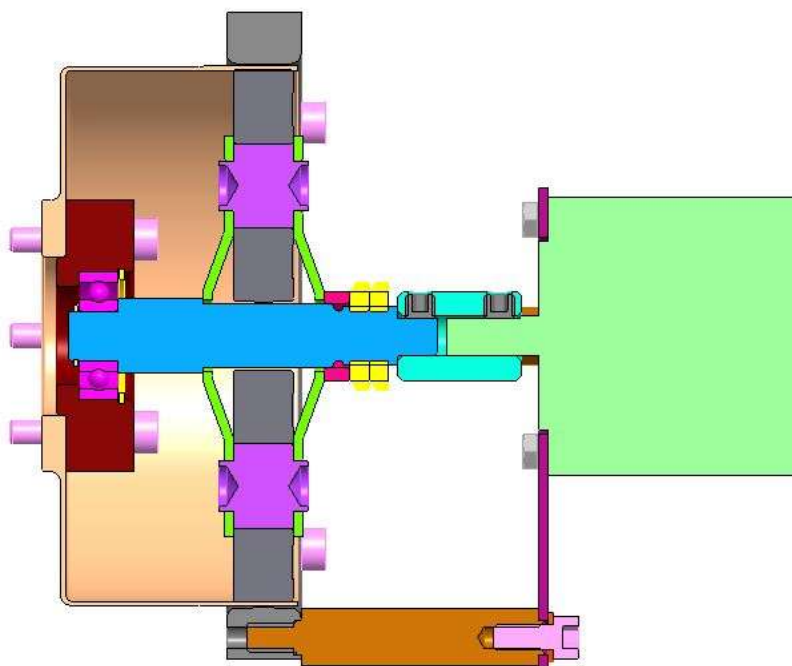
„A fogaskerék-hullámhajtóművekben viszonylag nagy a gyorsan forgó, ill. térbeli mozgást végző elemek tömege és tehetetlenségi nyomatéka. Ez azzal függ össze, hogy a hullámgenerátor gyors mozgású elemeinek a terhelése elég nagy, és a szilárdságtani feltételekből adódóan viszonylag nagyok a méreteik is. A $d > 0.3m$ átmérőjű hullámkerékkel rendelkező hajtóműben a hullámgenerátor súlya és a dinamikus kiegyensúlyozatlanságból származó tömegezők nagyságrendje azonos a hullámkapcsolódásban fellépő kerületi erőkkel. Az említett erők a kapcsolózónákban fellépő terhelések eloszlásában jelentős egyenlőtlenégeket okozhatnak, növelhetik a hullámkerékben ébredő feszültségeket, és a zaj, ill. rezgések növekedését okozhatják. Ezeknek a káros jelenségeknek a fellépése vízszintes elrendezésű hullámhajtóművekben a legvalószínűbb, ahol a hullámgenerátor súlyereje és a tömegezők összegződnek.” [15]

A dörzs hullámhajtómű elemeinek központosítása és kiegyensúlyozása a fogaskerék-hullámhajtóművekhez hasonló problémákat vet fel. Hogy a gyártási hibákból származó egytengelyűség hibák és szögeltérések ne okozzanak kapcsolódási problémákat, ezért a hajtómű szerkezeti elemeinek biztosítani kell az önbeállítását.

Továbbá az is igaz, hogy: „A széles tárcsákkal rendelkező hullámgenerátor ($b > 0,2d$) teljes mértékben központosítható a hullámkerékkel és nem kell kiegészítő radiális ágyazásokat beépíteni.”



29. ábra: Fogazott-hullámhajtóművek ágyazása [15]



30. ábra: A tervezett dörzs-hullámhajtómű ágyazása

A megtervezett konstrukcióban a hullámgenerátor tengelye egyik oldalon a hullámkerék agyában, másik oldalon a meghajtó léptetőmotorban csapágyazott. A meghajtó motor helyzetét szereléskor meghatározza az alapelemek egymáshoz képesti helyzete, így a hullámgenerátor tengelyének pozíciója. A meghajtómotor nyomatékát a motor és a hullámgenerátor tengelyének lelapolt vége között egy hüvelyes tengelykapcsoló viszi át két hernyócsavarral.

4. Alkatrészek gyártása és anyagválasztás

Alkatrészek anyagainak meghatározásánál gyárthatósági és a terhelési szempontokat vettem elsősorban figyelembe. A legnagyobb igénybevételnek kitett alkatrészek a hullámkerék és a merev kerék, mivel az érintkező felületeken ébredő Hertz feszültségek könnyen felületi kifáradáshoz vezetnek. A felületi kifáradás elkerülése érdekében az előbb említett alkatrészeket edzett anyagból terveztem legyártatni, így azonban a gyártás költségei túlságosan megnöttek. Az alkatrészek anyagválasztása a következő felsorolásban látható.

- Hullámkerék: A alkatrész meghatározó igénybevétele a felületi kifáradás és a nagyciklusú kifáradás. Anyagának kiválasztásánál támpontot adott egy Harmonic Drive AG. által forgalmazott fogaskerék-hullámhajtómű hullámkerékének vizsgálata. Az említett hajtómű hullámkeréknek anyaga 32 HRC keménységgel rendelkezik. Ilyen keménységgel rendelkező acél megmunkálása nem jelent jelentős többletköltséget és a nagyobb acélkereskedések előnemesített állapotban ezzel megegyező keménységű ötvöztött acélokat kínálnak [16].
További támpontot adott egy kutatás [17], amely különböző acélok mechanikus felületi kezelését vizsgálta. Ez alapján az 1.7225 (42CrMo4) acél görgőzés hatására a kifáradással szembeni ellenállása jelentősen megnő.
Mivel a hullámgenerátor a görgőzéssel hasonló igénybevételnek teszi ki a hullámkerekeket, célszerűnek találtam az előbb említett anyagot választani.
- Merev kerék: A merevkerék anyagának 1.2842-es (K720-M1) hidegalakító acélt választottam, mivel ez az acél kiváló nyomószilárdsággal rendelkezik, és lágyított állapotban könnyen forgácsolható [16].
- Hullámgenerátor lemez: Hullámgenerátor lemez anyagának választásakor elsősorban az egyszerű gyárthatóság volt szempont, ezért olyan lemezanyagot választottam, gyakran használatos, egyszerűen beszerezhető. Így a DIN 1541 szerinti hidegen hengerelt finomlemezt választottam.
- Behajtó tengely: Az alkatrész előnemesített állapotú acélból készül.
- Hullámgenerátor görgő csapok: A csapokat a hullámgenerátor lemezre peremezéssel rögzítik, ezért ezek az alkatrészek hidegen is jól alakítható rozsdamentes acélból készülnek, ilyen például a 1.4301 (KO-33Ti) rozsdamentes acél.
- Egyéb forgácsolt alkatrészek: Egyéb forgácsolt alkatrészeket könnyen forgácsolható automata acélból 9SMN28K, illetve szintén könnyen forgácsolható rozsdamentes acélból 1.4305 (KO-36S) készülnek.

4.1 Hajtómű elkészült alapelemei

4.1.1 Hullámgenerátor



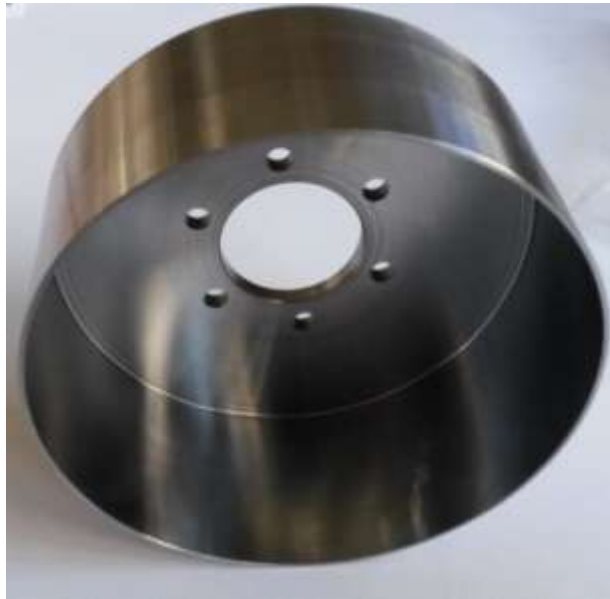
31. ábra: Szerelt hullámgenerátor

4.1.2 Merev kerék



32. ábra: Legyártott merevkerék

4.1.3 Hullámkerék



33. ábra: Legyártott hullámkerék

5. Elkészült hajtómű vizsgálata

A mérések során megvizsgáltam, hogy az elkészült hajtómű teljesíti-e a 3.2 fejezetben előírt követelményeket.

5.1 Valós elméleti áttétel, terheletlenül

Az elkészült merev- és hullámkerék átmérőjét megmérve kiszámoltam a valós elméleti áttételt.

Merev kerék átmérője: $D = 109,99mm$

Hullámkerék átmérője: $d = 109,43mm$

Ezek alapján a valós elméleti áttétel értéke:

$$i = \frac{D}{D - d} = \frac{109,99mm}{109,99mm - 109,43mm}$$
$$i_{ve} = 196,41$$

5.2 Áttétel terhelés alatt, üzemi fordulatszámon

A valós elméleti áttétel kiszámítása után meghatároztam a terhelés alatti áttételt, mivel a terhelés hatására várhatóan változik a hajtómű áttétele. A mérés során a hajtómű kihajtó tengelyére egy excentrikus súlyt rögzítettem, amely vízszintes helyzetben 10Nm nyomatékkal terheli a kihajtó tengelyt (33. ábra). A behajtó tengelyt egy LEADSHINE 22HHS22-056-8W-F8-2,2 típusú léptető motorral hajtottam meg.

Motor fordulatszáma: $n_1 = 400 \frac{1}{min}$

Kihajtótengely fordulatszáma: $n_2 = 1,875 \frac{1}{min}$

Terhelés alatti áttétel: $i_{t\ddot{u}} = \frac{N}{n} = \frac{400}{1,875}$

$$i_{t\ddot{u}} = 213.3$$



34. ábra: A motorral összeszerelt hajtómű



35. ábra: Hajtómű áttételének mérése terhelés alatt

5.3 Hajtómű által átvihető nyomaték

A hajtómű által átvihető nyomaték vizsgálata a 34. ábrán látható. A hajtómű kihajtó tengelyét rögzítettem, így az merev kerék fordítja az előlapot, amelynek furatába egy rugós erőmérőt helyeztem. A hajtómű lassú forgatása közben az erőmérővel ellentartottam és rögzítettem a megállás pillanatában az erőmérő értékét.

Többszöri mérés alapján az erőmérő rendre $F = 140N$ -t mutatott, amikor a hajtómű már nem tudta fordítani az előlapot.

A rugós erőmérő furata és a forgástengely közötti távolság $l = 100mm$

Ezek alapján a hajtóművel átvihető nyomaték

$$M = F \cdot l$$

$$M = 140N \cdot 100mm = 14000Nmm$$

$$\mathbf{M = 14Nm}$$



36. ábra: Hajtómű által átvihető maximális nyomaték mérése

5.4 Hajtómű torziós merevsége

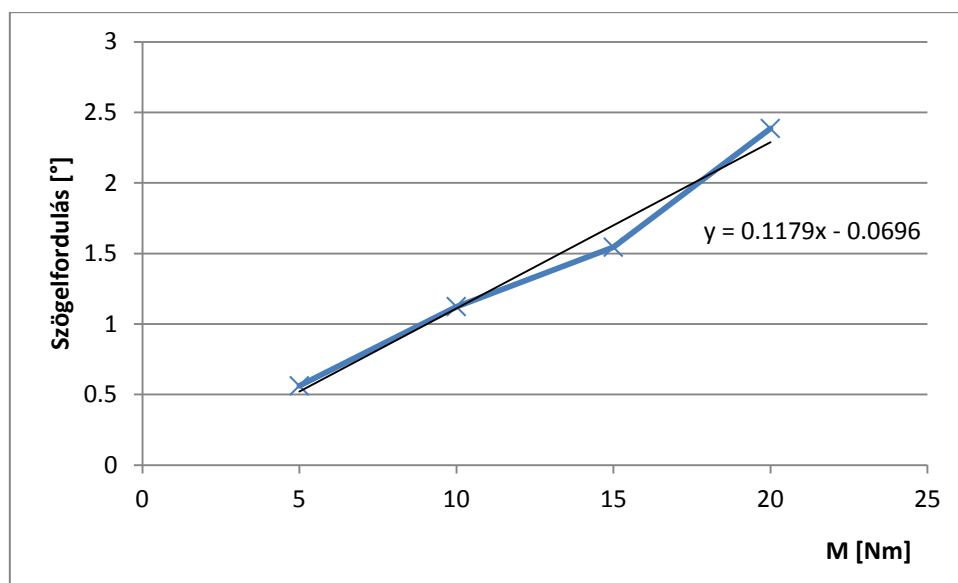
A követelményjegyzékben nincs meghatározva a torziós merevség kívánt értéke, de a hullámhajtóműveknek fontos jellemzője, ezért ezt a mérés is elvégeztem.

A hajtómű torziós merevségét statikus helyzetben vizsgáltam, szintén a 34. ábra elrendezése szerint. A hajtóműre egy lézer mutatót rögzítettem, amely egy távoli sík falra mutatott. A síkfal és a hajtómű forgástengelyének távolsága $4080mm$. Az erőmérő az rögzítése megegyezik az előző pontban leírtakkal. Az erőmérő meghatározott értékre állítása után, megmértem a lézerpont elmozdulását a falon. A lézerpont elmozdulása a következő táblázat szerint alakult.

M [Nm]	l [mm]	φ [°]
5	40	0.561705
10	80	1.123303
15	110	1.544365
20	170	2.385944

3. táblázat

A táblázat jobboldali oszlopában a számított szögértékek találhatók, amelyeket a 3. diagramban a forgatónyomaték függvényében ábrázoltam.



3. diagram: Szögelfordulás forgatónyomaték függvényében

Ezzel a mérés elrendezéssel a teljes fordító szerkezet torziós merevségét mértük. A hajtómű torziós merevsége a kapott értéknél nagyobb.

5.5 Hullámgenerátor valós deformációja

A 3.3.3-as fejezetben végeselemes program segítségével megvizsgáltam a hullámgenerátor deformációját tengelyirányú összenyomásra. Ezt a mérést valós hullámgenerátoron is. A hullámgenerátor lemezeit egy M12x1-es csavarral szorítottam össze tengelyirányban, és különböző összeszorítás mellett megmértem a hullámgenerátor tengelyirányú és hosszanti befoglaló méretét. A mérések eredménye a 4. táblázatban látható. A hullámgenerátor terheletlen tengely irányú befoglaló mérete 24,10mm és hossza 108,03mm.

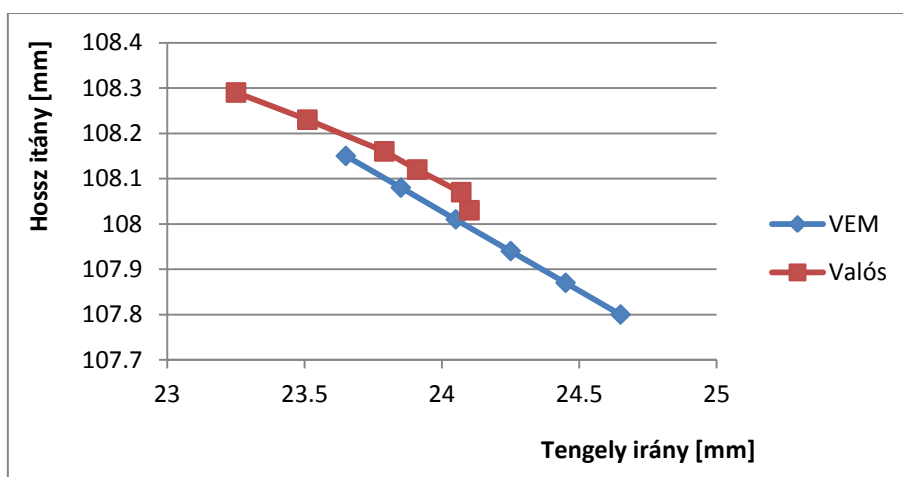


36. ábra: Szerelt hullámgenerátor

Hullámgenerátor befoglaló mérete tengely irányban (valós) [mm]	Hullámgenerátor hosszának befoglaló mérete (valós) [mm]
23.25	108.29
23.51	108.23
23.79	108.16
23.91	108.12
24.07	108.07
24.10	108.03

4. táblázat

A 4. diagramban összehasonlítottam a 3.3.3 fejezetben kapott értékeket (2. táblázat; 21. o) a fenti 4. táblázat valós értékeivel. Látható, hogy a gyártott hullámgenerátor terheletlen méretei kismértékben eltérnek az elméleti mérettől, de a VEM modell jól közelíti a valós eredményeket, mivel a két görbe meredeksége közel azonos.



4. diagram: Hullámgenerátor deformációjának valós és számított értéke

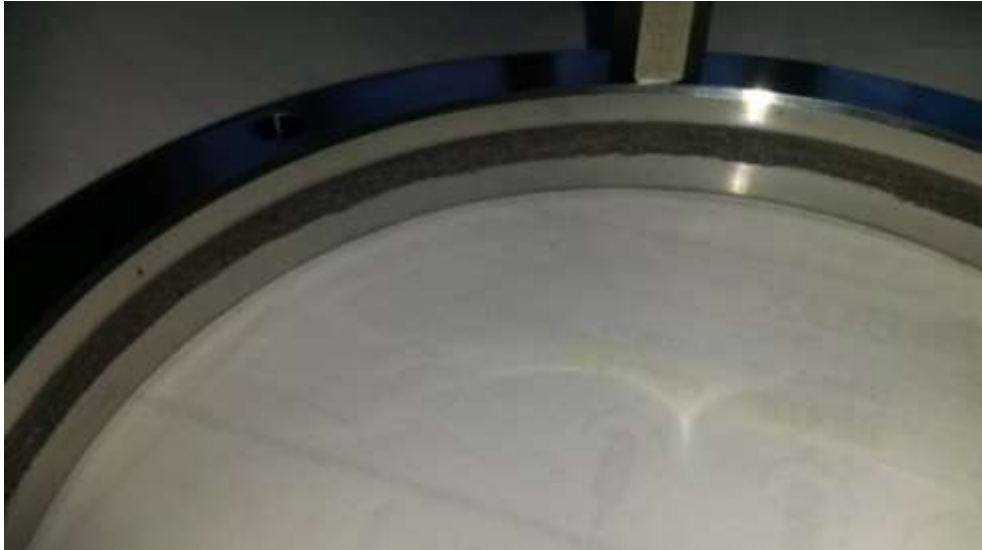
5.6 Irányváltási hiba

Mivel az irányváltási hiba értéke rendkívül kismértékű, ezért annak mértékét nem állt módomban megmérni.

5.7 A mérések tapasztalatai

A kísérleti dörzs hullámhajtóművön elvégzett mérések tapasztalatai a következők:

- A legyártott alapelemek gyártási pontossága megfelelő, az alkatrészek valós geometriájából adódó hajtómű áttétel nem különbözik jelentős mértékben az elméletileg számítottól.
- A léptetőmotorral meghajtott és üzemszerűen terhelt dörzs-hullámhajtómű áttétele nem különbözik jelentős mértékben az elméletileg számítottól, tehát a dinamikus hatások csak kis mértékben módosítják (növelik) a hajtómű áttételét.
- A hajtómű mind a követelményjegyzékben foglalt terhelő nyomaték átvitelére, mind a szükséges áttétel megvalósítására képes.
- A hajtómű torziós merevsége és játékmentessége megfelelő.
- A merev kerék működő felületén a rövid idejű bejáratási ciklust követően a kifáradás nyomai jelentkeztek (36. ábra). Ennek oka, hogy a gyártás során a merev kerék keménysége nem lett megfelelő. Az utólagos keménységmérés alapján az alkatrész 22HRC keménységgel rendelkezett. Hogy a méréseket folytatni lehessen, a merev kereket újra gyártották.
- *Megjegyzés: A tönkremenetel alapján megmérhető a kontaktfelület szélessége, amelynek értéke ~5,6mm*



*38. ábra: Merevkerék felületén megjelenő pitting
próbajáratás után*



39. ábrán: Hullámkerék próbajáratás után

6. Eredmények hasznosítása, további célkitűzések

További célkitűzés a tapasztalatok felhasználásával a hajtómű által átvihető nyomaték és élettartamának növelése. Esetleges konstrukciós változtatások a hajtómű költséghatékonyabb gyártása érdekében.

Tervek között szerepel a hajtómű alapelemeinek felületi feszültségváltozások vizsgálata az érintkezési tartományban.

További vizsgálat tárgyát képezi, hogy a kenőanyagok miként befolyásolják a hajtómű tulajdonságait.

7. Köszönetnyilvánítás

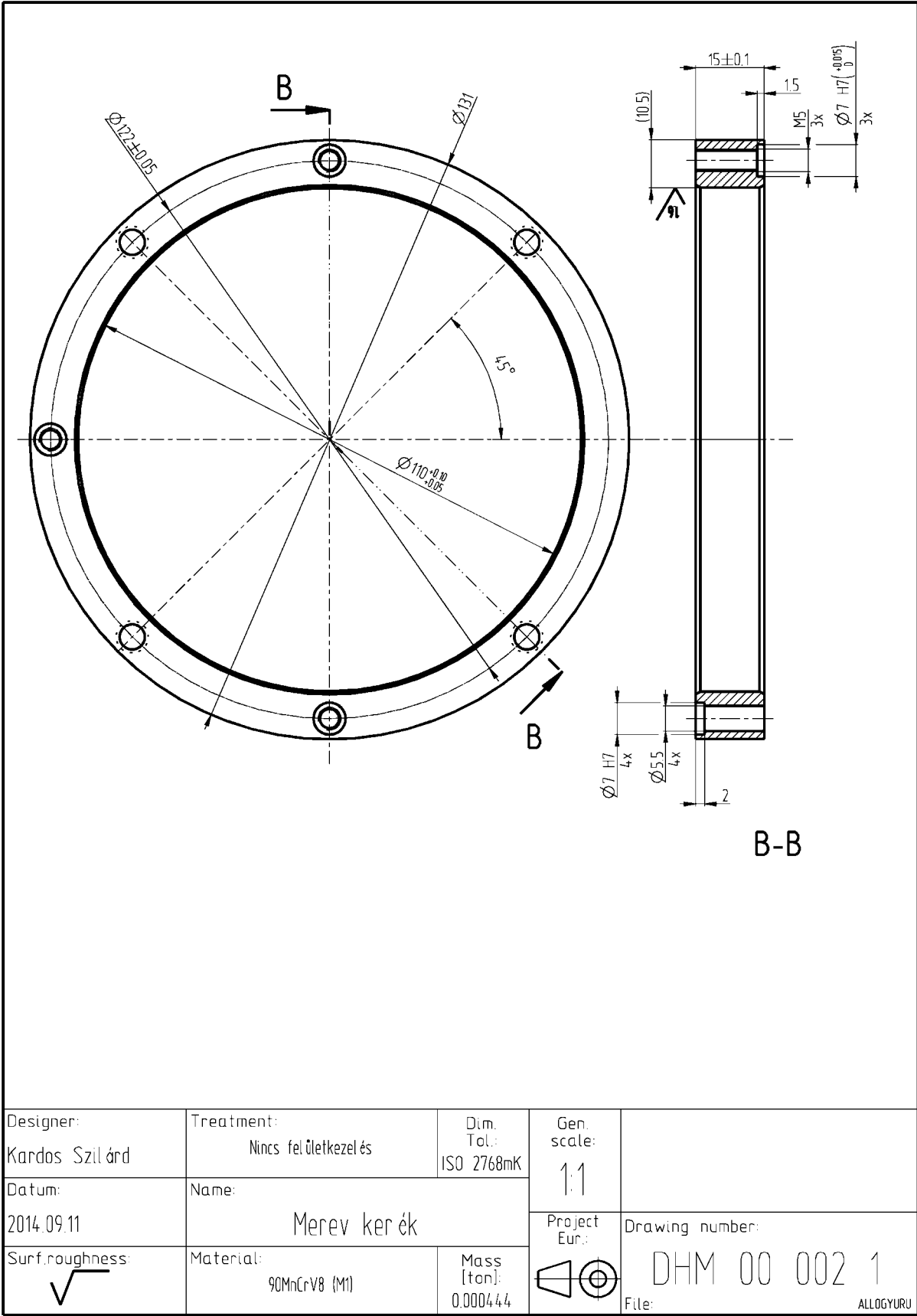
Köszönettel tartozom konzulensemnek Dr. Krisch Róbertnek, hogy megtisztelt bizalmával és felajánlotta ennek a hajtóműnek a megtervezését.

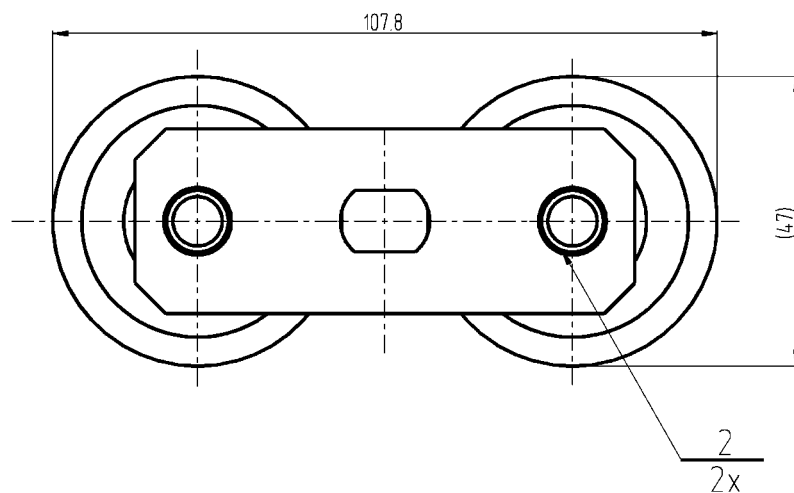
Köszönöm Medgyesi Györgynek, Kiss Gyulának és Barnavári Attilának, hogy építő jellegű észrevételeiket megosztották velem. Észrevételeik nagymértékben hozzá járultak ahhoz, hogy munkám végleges alakot öltjön. Hálás köszönetem a Mediagnoszt Kft.-nek és a K&F Design Kft.-nek, hogy biztosították a tervezett alkatrészek gyártását. Ezáltal szerzett tapasztalat jelentősen hozzájárultak szakmai fejlődésemhez.

8. Szakirodalom

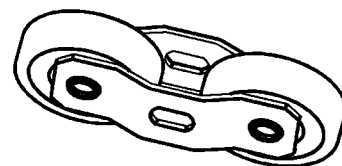
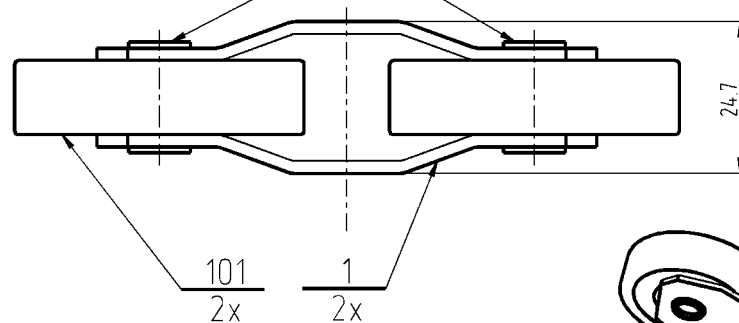
1. Dr. Horváth Gábor, Czétényi Benjámín, Hadházi Dániel, Varga Róbert, Horváth Ákos: Mellkas tomosztézis: egy régi-új elv és lehetőségei a tüdődiagnosztikában; http://www.imeonline.hu/article/2099/76_80.pdf
2. Göncfalvi Balázs: Síkkerekes hullámhajtómű alapelemeinek vizsgálata, TDK dolgozat, 2013.
3. Harmonic Drive AG; <http://www.harmonic-drive.com/>
4. Micromotion GmbH; <http://www.micromotion-gmbh.de/>
5. Duff David G., *Harmonic Friction Drive*, United States Patent, US 6,439,081 B1.
6. Erik Ladufjäll: Evaluation of a Magnetic Harmonic Traction Drive; Master of Science Thesis MMK 2008:63 MKN 007; Stockholm KTH Industrial Engineering and Management.
7. Mitsubishi Heavy Industries;
https://www.mhiglobal.com/products/detail/planetary_traction_drive_unit.html
8. Machine Design; <http://machinedesign.com/archive/eliminating-gears-makes-traction-drive-more-accurate>
9. Eduardo Lobo Lustosa Cabral, Fabrício Sunahara Nagahashi, Marcos Costa Hunold: Design, constuction ans test of a two-stage planetary traction speed reducer; Escola Politécnicna da Sao Paolo.
10. NSK Technical Journal Motion & Control No.14 May 2003; p. 25
<http://www.bearing.co.il/E4202.pdf>
11. SKF; <http://www.skf.com/>
12. <http://autoalkatreszwebaruhaz.hu/fotok/JPG/999/42364.jpg>
13. Simon Vilmos-Kozma Mihály-Molnár László-Karsai Géza-Nguyen H. Hoang-Király Csaba: Gépelemek 2. Műegyetemi Kiadó, 2008; p 348.
14. *L. Susmel, Frattura ed Integrità Strutturale, 16 (2011) 5-17; DOI: 10.3221/IGF-ESIS.16.01*
15. D. P. Volkov-A.F. Krajnev: Hullámhajtóművek, Műszaki Könyvkiadó Bp. 1984.
16. Böhler Kereskedelmi Kft.: Szerszámacélok, Nemesacélok Katalógus.
17. Dariusz Wierzchowski, Alfred Ostertag, Lothar Wagner: Fatigue Performance of the Mechanically Surface Treated Steels 42CrMo4 and 54SiCr6: Shot Peening vs. Roller-Burnishing; 2002

Melléklet





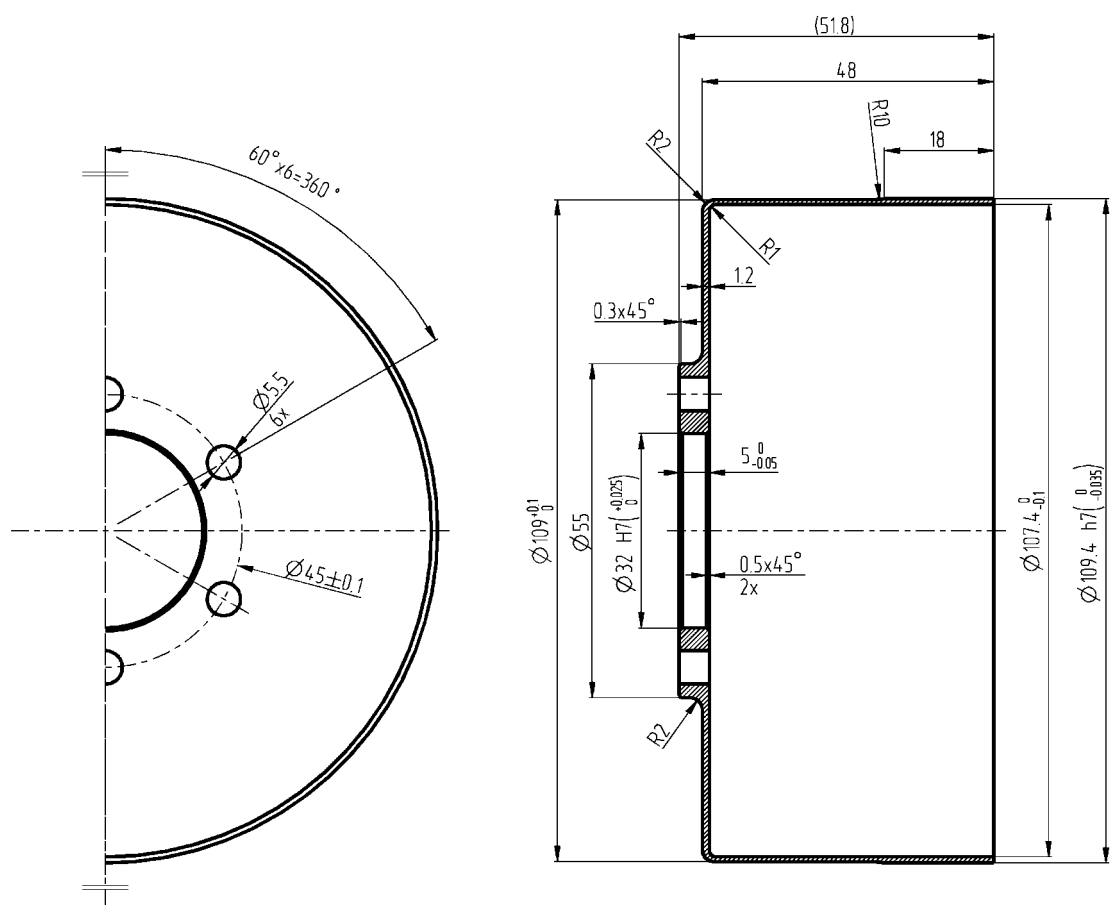
Peremmezve mindkét oldalon



1:2

101 SKF 361203 R	2		MANIFOLD SOLID BREP 14767	KERARU
2 Görgőtengely 2	2	DHM 04 042 1	GÖRGŐ TENGEY	
1 Feszítő lemez	2	DHM 04 041 1	TENGELY VEZETŐ LEMEZ	
TételMegnevezés	Db	Rajzszám	FájlNév (ass/part)	

Designer: Kardos Szilárd	Treatment: Nincs felületkezelés	Dim. Tol.: ISO 2768mK	Gen. scale: 1:1	
Datum: 2014.09.11	Name: Szerelt hullámgenerátor		Project Eur.:	Drawing number: DHM 04 040 1
Surf.roughness: √	Material:	Mass [ton]: 0.000395	File:	HULLAMGENERATOR



Designer: Kardos Szilárd	Treatment: Nincs felületkezelés	Dim. Tol.: ISO 2768mK	Gen. scale: 1:1	
Datum: 2014.09.11	Name: Hullámkerék		Project Eur.:	Drawing number: DHM 00 003 1
Surf.roughness: 	Material: 42CrMo4 előnemesített	Mass [ton]: 0.000231		File: HULLAMKEREK