



MISKOLCI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI ÉS INFORMATIKAI KAR



TUDOMÁNYOS DIÁKKÖRI DOLGOZAT

Gördülőcsapágyak rezgésdiagnosztikai vizsgálata

Tóth Dániel

II. éves gépészmérnök hallgató

Konzulens:

Dr. Szilágyi Attila

egyetemi docens

Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke

Miskolc, 2013



Tartalomjegyzék

Tartalomjegyzék	2
I. Bevezetés.....	3
II. Jellegzetes gördülőcsapágy hibafrekvenciák.....	4
III. Statisztikai módszerek bemutatása.....	7
IV. A csapágyvizsgáló berendezés	9
IV.1. A berendezés főbb gépészeti és villamos alkatrészeit.....	9
IV.2. A mérőkör ismertetése	10
V. FAG gyártmányú, 6303 típusú golyóscsapágy fárasztási és mérési vizsgálata	15
V.1. A vizsgált csapágy műszaki adatai és élettartama	15
V.2. Statisztikai jellemzők értékelése	17
V.3. Spektrumanalitikus kiértékelés.....	21
VI. Összefoglalás.....	25
Irodalomjegyzék	26



I. Bevezetés

A gépek túlnyomó többségében a csapágyak az egyik legfontosabb alkatrészek közé tartoznak, így a megbízhatóságuknak és teherbírásuknak eleget kell tenniük egzakt követelményeknek is. Ezért természetes, hogy a gördülőcsapágyak kimagasló fontosságúak és évek óta kiterjedt kutatások tárgyai. Valójában, a gördülőcsapágyak kutatása a tudomány egy különleges ágává fejlődött. Ezen kutatás hasznai közé tartozik az a képesség, hogy a csapágyak élettartamát nagy pontossággal ki lehet számítani, ami lehetővé teszi a kérdéses gép élettartamának összevetését a csapágy élettartamával. Sajnos előfordul néha, hogy a csapágy nem éri el kiszámított névleges élettartamát **[1]**. Ennek oka lehet például a számítottnál nagyobb terhelés, a nem elegendő vagy nem megfelelő kenés, a gondatlan kezelés, a rossz hatásfokú tömítés vagy a túl szoros illesztések, melyek elégtelen belső csapágyhézagot eredményeznek.



II. Jellegzetes gördülőcsapágy hibafrekvenciák

A sérült csapágyalkatrészek rezgéseket gerjesztenek. Ezek frekvenciája attól függ, hogy a csapágy mely alkatrészén következett be a sérülés. A csapágy bizonyos alapvető geometriai méreteinek ismeretében ezek a csapágy-hibafrekvenciák könnyen kiszámíthatók, ezzel mintegy alapot teremtve a műszeres vizsgálatoknak. Az alábbi adatokat kell ismernünk a számításokhoz [2]:

- ▶ az érintési szög, azaz az erőátvitel iránya a belső gyűrűről a külső felé: Q ,
- ▶ a görgők száma: Z ,
- ▶ a tengely fordulatszáma: N ,
- ▶ a golyók vagy görgők gördülópályájának átmérője: $\varnothing D$,
- ▶ a görgők vagy golyók átmérője $\varnothing d$.

A következő csapágyfrekvenciák számíthatóak:

- ▶ külső gyűrű frekvencia: $BPFO$,
- ▶ belső gyűrű frekvencia: $BPFI$,
- ▶ görgőfrekvencia: BSF ,
- ▶ kosárfrekvencia: FTF .

A leggyakoribb csapágyhiba a külső gyűrű sérülése, mivel a külső gyűrű áll, és a terhelés – például a tömeg – a görgőkön vagy a golyókon keresztül a külső gyűrű mindig ugyanazon pontjára hat. A csapágyfrekvenciák számításánál mindig olyan gördülőcsapágys veszünk figyelembe, amelyek esetén a külső gyűrű áll, a belső gyűrű pedig forog. Ilyenkor a fenti jellemzők az alábbiak szerint számítandók [3]:

$$BPFO = \frac{Z}{2} \frac{N}{60} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \varphi \right), \quad (2.1)$$

$$BPFI = \frac{Z}{2} \frac{N}{60} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \varphi \right), \quad (2.2)$$



$$BSF = \frac{D}{2d} \frac{N}{60} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cos \varphi \right)^2 \right), \quad (2.3)$$

$$FTF = \frac{N}{2 * 60} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \varphi \right). \quad (2.4)$$

A csapágyban kialakuló erőátvitel nem a megadott érintkezési szögben történik axiális hatások fellépte esetén. Ennek a következtében az érintkezési pont oldalra tolódik, így a tényleges érintkezési szög is más lesz. És ez a hibafrekvenciák értékeire is hatással van. Ez a hiba igen nagy axiális erő esetén érzékelhető. A számított és a valós frekvenciák eltérése mindössze 2%, a számított és mért frekvenciák mégsem fedik egymást hajszálpontosan. Az alábbiak szerint becslést tehetünk [3]:

$$BPFO = 0,4 * \frac{N}{60} * Z, \quad (2.5)$$

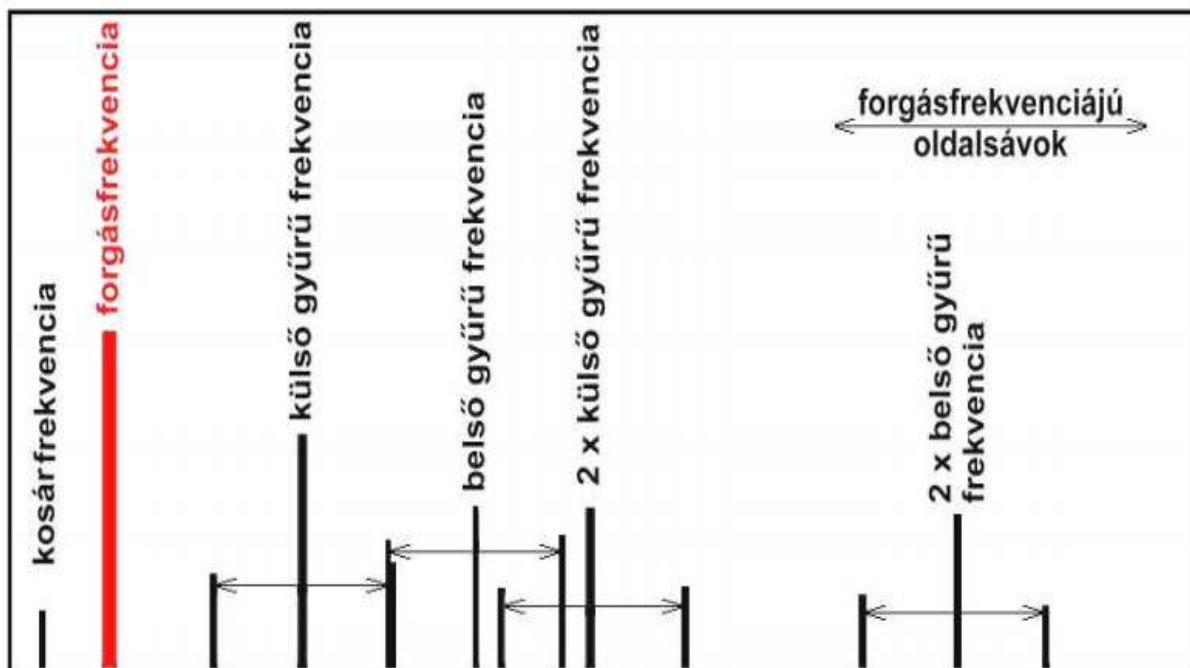
$$BPFI = 0,6 * \frac{N}{60} * Z, \quad (2.6)$$

$$BSF = 0,23 * \frac{N}{60} * Z \quad (Z < 10), \quad (2.7)$$

$$BSF = 0,18 * \frac{N}{60} * Z \quad (Z \geq 10), \quad (2.8)$$

$$FTF = 0,4 * \frac{N}{60}. \quad (2.9)$$

A számítás eredményeként $\pm 20\%$ -os bizonytalansággal az 1. ábrán látható spektrumdiagram állítható elő.



1. ábra

A gördülőcsapágy hibafrekvenciáinak megjelenése a rezgésspektrumban [3]

A csapágy belsejében a gördülő testek által szélessávú zaj és rezgés keletkezik. Ez a zaj vagy rezgés a csapágy tönkremenetelének következtében csak fokozódik. A rezgés vagy a zaj különösen az elégtelenné váló kenés, a túlterheltség (nem megfelelő tengelybeállítás), illetve a futófelületek és gördülőelemek felületeinek tönkremenetele következtében fokozódik. Mivel az előzőekben ismertetett hibafrekvencia értékek csapágyanként és fordulatszámoként is eltérő értéket eredményeznek, ezért konkrét hibaspektrumot definiálni lehetetlen. Azért is lehetetlen a gép állapotát jellemző szűk frekvenciasávot vagy éles frekvenciát definiálni, mert a mérést effektív értékeket kijelző mérőműszerrel végezzük, és a zaj, valamint a rezgések spektruma igen széles [4].

III. Statisztikai módszerek bemutatása

Még manapság is jelentős kihívás elé állítja a kutatókat a gördülőcsapágyak élettartamának hatékony és elfogadható pontosságú megítélése. Nem létezik egyértelmű kritérium rendszer, amely alapján a remanens élettartamra vonatkozó jellemzők megítélhetők. A tönkremeneteli szint – ezzel együtt a remanens élettartam – becslésére számos, sztochasztikus jellegű, úgynevezett tönkremeneteli index használata terjedt el. Ezek az indexek a gördülőcsapágyak remanens élettartamának statisztikai módszerekkel történő megítélése kapcsán alakultak ki. A statisztikai módszerek olyan véletlenszerű rezgések esetén alkalmazhatók, ahol determinisztikus jelek esetén alkalmazott jelanalizáló módszerek egyébként alkalmatlanok. A statisztikai módszerek ráadásul egyszerűek és gyors adatkezelést és számítást tesznek lehetővé. Egyetlenegy mérőszámmal – tönkremeneteli index – jellemezhető a sztochasztikus jellegű rezgésminta. Gördülőcsapágyak remanens élettartamának megítélése során mindig felmerül a statisztikai tönkremeneteli index típusának megválasztásával kapcsolatos probléma [5].

Amennyiben egy sztochasztikus minta valószínűségi-sűrűség-eloszlása a

$$P [x \leq x(t) \leq x + d] = p(x)dx \quad (3.1)$$

alakban ismert, úgy az $x(t)$ függvény legvalószínűbb értéke, vagyis az átlaga az

$$E[x] = \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{\infty} x(t)dt = \int_{-\infty}^{\infty} p(x)dx \quad (3.2)$$

összefüggésből számítható. Az imént kiszámított átlag alapján az átlag ($\bar{x}$) körüli r -ed rendű momentum az

$$E[\{x - E(x)\}^r] = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \bar{x})^r p(x)dx \quad (3.3)$$

integrál segítségével számítható. Az (3.2), (3.3) összefüggésekben előforduló $\bar{x}$ vagy $E(x)$ a fentiek alapján tehát az x sztochasztikus változó elsőrendű momentuma. A RMS (négyzetes középérték) a másodrendű momentum négyzetgyöke, míg a σ^2 szórásnégyzet a másodrendű centrális momentum [6].

Az átlagérték az x változó legvalószínűbb értékét, az RMS annak intenzitását, a szórá pedig az átlagértéktől való eltérést adja meg.



Amennyiben a sztochasztikus változó diszkrét adathalmaz formájában ismert, úgy az r -ed rendű momentum az

$$M_r = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (x_k - \bar{x})^r \quad (3.4)$$

alakban írható fel, ahol N az adathalmaz számossága. Az alábbiakban ismertetem a gyakori sztochasztikus indexek folytonos és diszkrét adathalmazra vonatkozó kiszámítási módját. A négyzetes középérték a

$$RMS = \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} x^2 p(x) dx}, \quad RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (x_k)^2} \quad (3.5)$$

a standard szórás a

$$\sigma = \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} (x - \bar{x})^2 p(x) dx}, \quad \sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (x_k - \bar{x})^2} \quad (3.6)$$

a ferdeség (skewness) a

$$S_k = \frac{M_3}{\sigma_3} \quad (3.7)$$

a kurtosis vagy laposság (amely megmutatja, hogy a valószínűségi változó sűrűségfüggvényének "csúcsossága" vagy "lapossága" hogyan viszonyul a normális eloszláséhez) a

$$K = \frac{M_4}{\sigma_4} \quad (3.8)$$

a CREST-tényező pedig a sisaktényező reciproka, a

$$C = \frac{\max(AMPL.)}{RMS} \quad (3.9)$$

kifejezéssel definiálható [6].



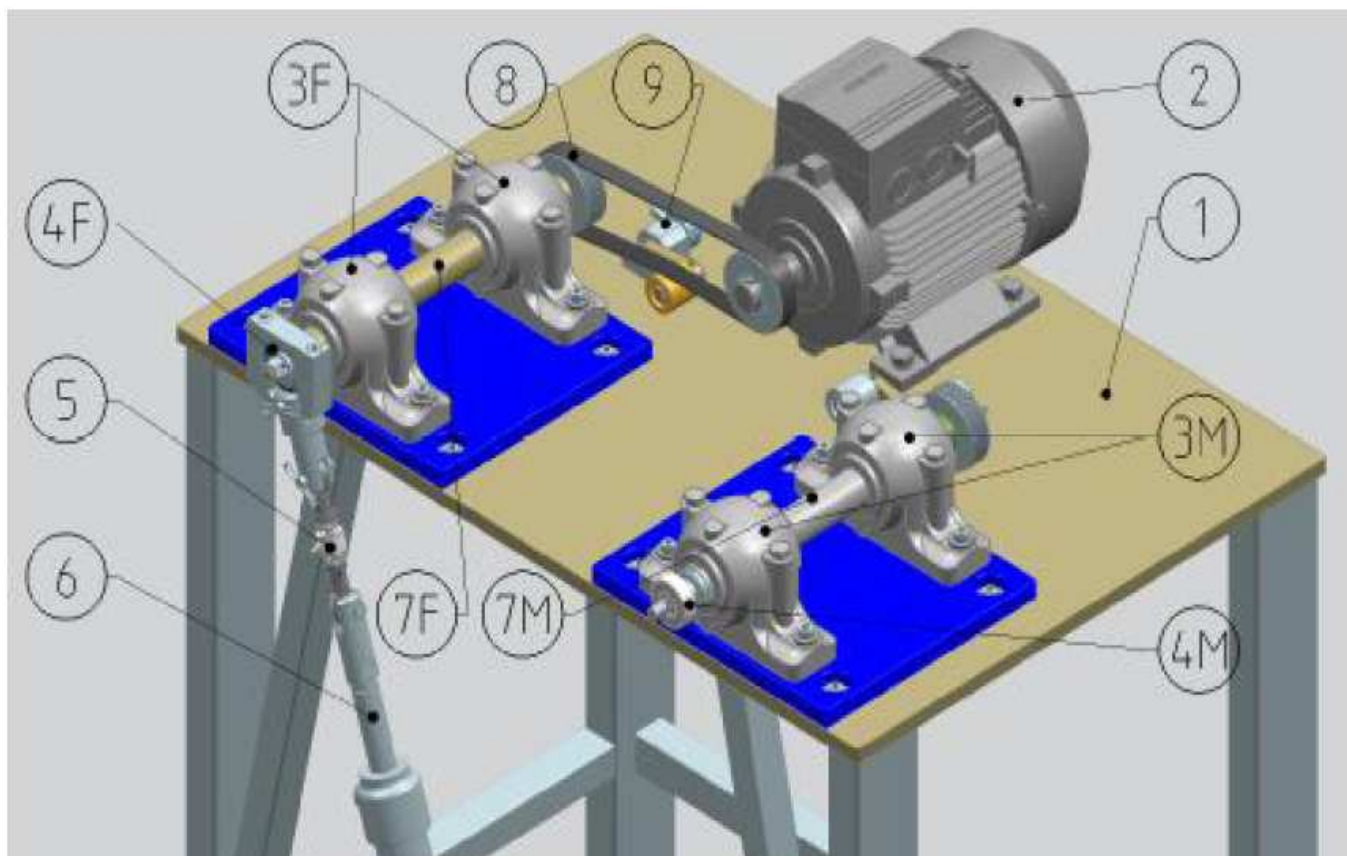
IV. A csapágyvizsgáló berendezés

Egy csapágyvizsgáló berendezés található a Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékén, mely lehetővé tette jelen Tudományos Diákköri munkám létrejöttét. Ez a szerkezet alkalmas csapágyak fárasztására és mérésére egyaránt. A berendezés működése úgy néz ki, hogy a gördülőcsapágy fárasztásakor a központi hajtásról működtethető a fárasztógép a fárasztó mozgás funkción keresztül, a rezgés leválasztási funkción át, miközben a fárasztani kívánt csapágy adott terhelőerővel terhelhető. A terhelőerő mértéke erőmérővel mérhető. A fárasztási funkció esetén csak a fárasztógép tengelye forog. Meghatározott ideig történő fárasztás után a csapágy a mérőgépre átszerelhető és ekkor a központi energiaforrásról csak mérőgép tengelye van forgatva, ahol rezgésmérés végezhető adott terhelőerő mellett. A két különálló tengely forgatási funkcióit a hajtás leválasztási funkciók helyes megválasztásával lehet elérni.

IV.1. A berendezés főbb gépészeti és villamos alkatrészeit

A 2. ábra mutatja a berendezés főbb gépészeti és villamos alkatrészeit. Az egyes rövidítések és jelölések jelentése a következő:

- ▶ 1: Merevített asztal a környezet zavaró rezgései, valamint a hidraulikus terhelésből adódó deformáció kiküszöbölésére
- ▶ 2: SIEMENS 1LA7106-2AA10 típusú háromfázisú szinkron motor, teljesítmény, fordulatszám és nyomaték 50Hz-en: $P = 3 \text{ kW}$, $n = 2890 \text{ min}^{-1}$, $M = 9,9 \text{ Nm}$
- ▶ 3F: Fárasztókészülék szerelt csapágyazása
- ▶ 3M: Mérőkészülék szerelt csapágyazása különleges siklócsapágyazással a mérési eredményt károsan befolyásoló csapágyrezgések eliminálására
- ▶ 4F: Fárasztandó csapágy
- ▶ 4M: Mérendő csapágy
- ▶ 5: Erőmérő a hidraulikus terhelés beállításához
- ▶ 6: ORSTA kettősműködésű hidraulikus munkahenger
- ▶ 7F: Fárasztókészülék tengelye
- ▶ 7M: Mérőkészülék tengelye
- ▶ 8: Hosszbordázott szíjhajtás a villamos motor és az egyes készülékek tengelyei közötti teljesítmény átvitelére
- ▶ 9: Szíjfeszítő készülék a hosszboardázott szíjhajtás előfeszítéséhez.

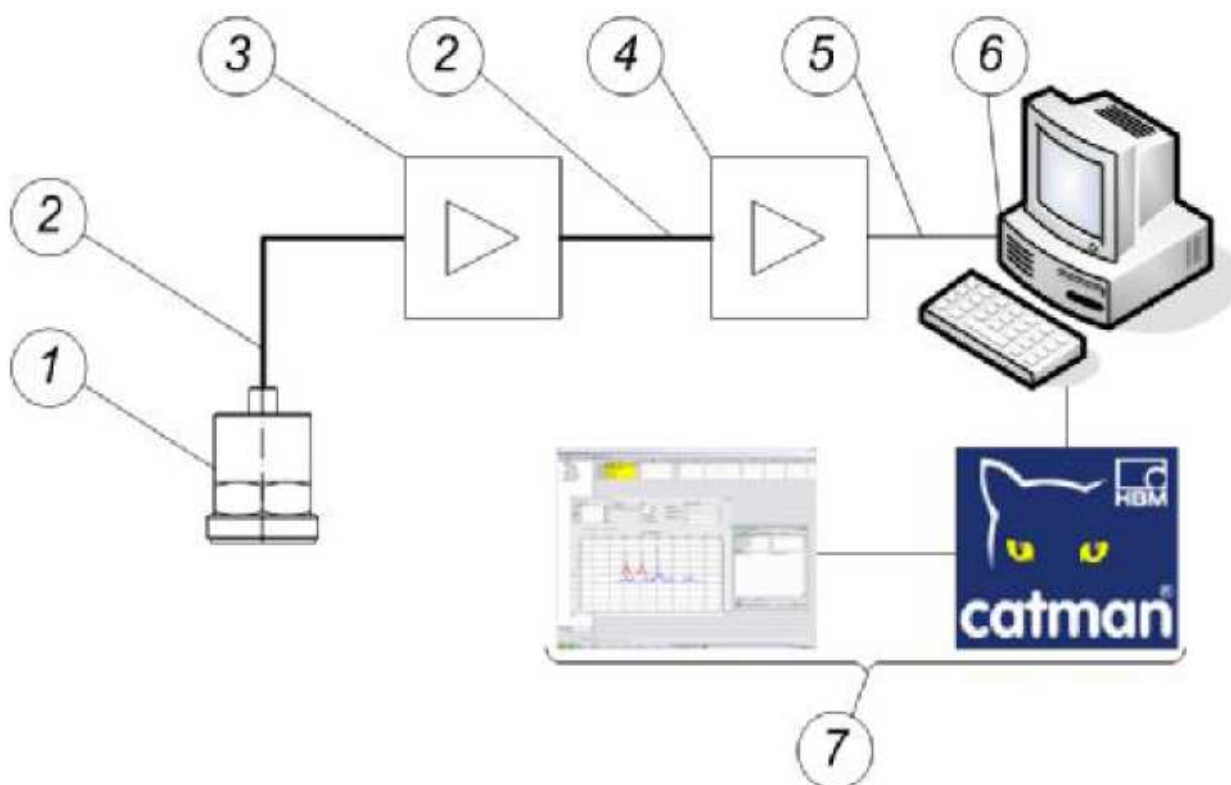
**2. ábra**

A berendezés főbb gépészeti és villamos alkatrészei

IV.2. A mérőkör ismertetése

A rezgésvizsgálat során alkalmazott mérőláncot a 3. ábra szemlélteti. A következő elemekből áll össze:

- ▶ 1: Rezgésgyorsulás mérő: B&K 4370,
- ▶ 2: Csatlakozó kábel töltéserősítő felé: teflonszigetelésű
- ▶ 3: Töltéserősítő: KISTLER 5011 típusú
- ▶ 4: Mérőerősítő: HBM SPIDER8
- ▶ 5: Csatlakozás PC felé: Párhuzamos kábel (LPT porton keresztül)
- ▶ 6: Megjelenítő, kiértékelő egység: Fujitsu-Siemens számítógép
- ▶ 7: Kiértékelő szoftver: HBM CATMAN 4.0

**3. ábra*****A rezgésvizsgálat során alkalmazott mérőlánc***

Az alkalmazott, BRÜL & KJAER gyártmányú, 4370 típusjelű gyorsulásérzékelő a standard pontosságú és érzékenységű érzékelők közé tartozik, üzemi körülmények között is megfelelően alkalmazható. Pontossága ennek a típusnak a legkisebb, azonban a vizsgálatok során trendfelvételre megfelelő. Ebben az esetben a mért adatok pontos abszolút értékei annyira nem fontosak, hanem inkább a trend jellege érdekes. Másrészt kereskedelmi áru, és ezért gazdaságilag is a legkedvezőbb megoldás. Ráadásul ebből a típusból több is található a Szerszámgépek Tanszéken, így hiba eliminációra is hatékonyan fel lehetett használni őket. A gyorsulásérzékelő a 4. ábrán látható.

Az érzékelők érzékelési iránya szinte kivétel nélkül mindig a középtengelyükkel esik egybe. A helyes méréshez biztosítani kellett, hogy az érzékelő minél jobban kövesse a mérőpont (tehát a gépelem felületének) mozgását a mérni kívánt irányban.

**4. ábra****BRÜL & KJAER 4370 gyorsulásmérő**

Az érzékelő rögzítésének megoldására a mágneses rögzítő talpak (tartó mágnesek) alkalmazása vált be, mivel ismételt mérések esetén is egyforma mérési körülményt biztosítanak. Továbbá gyorsan lehetett velük dolgozni, és a mérés közben nem kellett az érzékelőt manuálisan a mérőponton tartani az adatok felvétele alatt. A mágneses rögzítést szemlélteti az 5. ábra. Az érzékelő-, illetve a műszergyártók által szállított mágnesek - helyes kezelést feltételezve - akár évekig is a megfelelő tartóerővel bírnak ahhoz, hogy ipari körülmények között elég erős kapcsolatot biztosítsanak az érzékelő és a mérőfelület között. A gyorsulásmérő és az töltéserősítő közötti kábel teflon szigetelésű, rövid kábel, mely előnye, hogy szinte semennyire sem befolyásolja a kábelkapacitást.

**5. ábra****Szenzor mágneses mérőtalppal**

Az alkalmazott KISTLER gyártmányú, 5011 típusjelű töltéserősítőt az alábbi ábra mutatja. Az erősítő mérési tartománya $\pm 10\text{-}999000$ [pC], az érzékenysége pedig $0.01\text{-}9990 \left[\frac{\text{pC}}{\text{m/s}^2} \right]$.



6. ábra

KRISTLER 5011 töltőerősítő

Mérőerősítő egység használatára is szükség volt, mivel az előerősítőt nem lehetett közvetlenül csatlakoztatni a mérőszoftvert hordozó számítógépre. Másfelől a mérőszoftver kizárólag a mérőerősítővel kommunikál.

Mérőerősítőként egy HBM gyártmányú, általános mérési célú SPIDER8 típusú berendezés lett használva, amely gyorsulásmérés mellett egyéb mechanikai, illetve hőmérsékleti jellemzők regisztrálására is alkalmas. Főbb jellemzői a folyamatos adatgyűjtés, a nagy mintavételezési frekvencia, a 16 bites felbontás, a digitális szűrés, a kalibrált bemenetek, a könnyű használat, a hőmérséklet kompenzáció. A mérőerősítő soros RS232-es vagy printer porton csatlakozik a számítógéphez.

Az alkalmazott SPIDER 8 mérőerősítőt a 7. ábra mutatja.



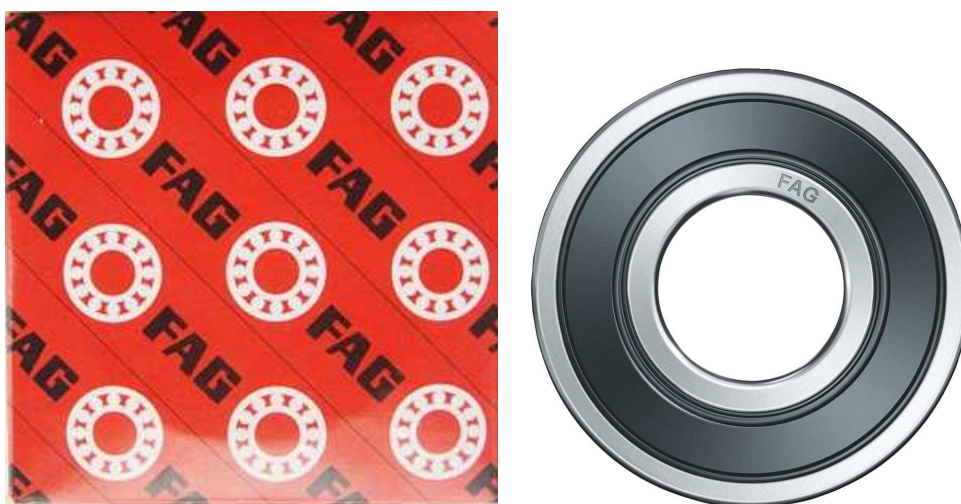
7. ábra

SPIDER 8 mérőerősítő

Kiértékelő szoftverként a HBM által gyártott és forgalmazott CATMAN 4.0 verziót alkalmaztam. A működéséhez telepíteni kellett a SPIDER8 mérőerősítő illesztő szoftverét. A CATMAN szoftver segítségével végeztem az adatgyűjtést, a megjelenítést és a tárolást. A rezgésvizsgálat során mindig az „Express” változatát alkalmaztam, mivel ez a verzió optimális opciót nyújt a vizsgálatok megjelenítéséhez, a rezgésjelleg megváltozásának nyomon követéséhez és az adatrögzítéshez.

V. FAG gyártmányú, 6303 típusú golyóscsapágy fárasztási és mérési vizsgálata

Az előző fejezetben bemutatott csapágyvizsgáló berendezés segítségével végeztem vizsgálatokat, az FAG – mely márkanév egyet jelent a világszínvonalon előállított, kiváló minőségű csapágyak fejlesztésével és gyártásával - német cég által gyártott, 6303-2RSR típusú, egysoros, mélyhornyú golyóscsapágyon. Az említett csapágy az alábbi ábrán látható:



8. ábra

FAG golyóscsapágy [8]

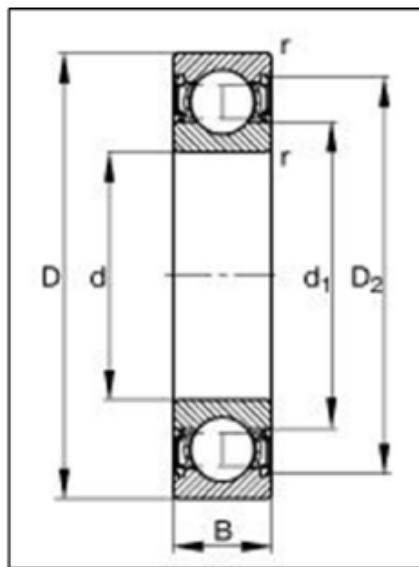
V.1. A vizsgált csapágy műszaki adatai és élettartama

Az FAG cég honlapján megtalálhatóak a 6303-2RSR típusú csapágy műszaki adatai, melyek a csapágy élettartamának számításánál lesznek lényegesek. Az adatok a 9. ábra alapján egyértelműek.

A csapágy műszaki adatai [7]:

- $d=17$ [mm]
- $D=47$ [mm]
- $B=14$ [mm]
- $D_1=37,9$ [mm]
- $d_1=26,2$ [mm]

- $r_{\min}=1$ [mm]
- Dinamikus alapterhelés (radiális): $C_r=14400$ [N]
- Statikus alapterhelés (radiális): $C_{0r}=6500$ [N]



9. ábra

FAG 6303-2RSR típusú csapágy [7]

Egy gördülőcsapágyak nem foroghatnak örökké. Hacsak nincsenek ideális üzemi körülmények és a kifaradásos terhelési határértéket nem érjük el, az anyagkifaradás előbb-utóbb bekövetkezik. Az az időtartam, amíg az anyagkifaradás első jele megjelenik függvénye a csapágy megtett fordulatainak és a terhelés nagyságának [1].

Az összefüggés a névleges élettartam, a dinamikus alapterhelés és a csapágyterhelés között [9]:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (5.1)$$

ahol:

- L_{10} : névleges élettartam, millió fordulatban kifejezve;
- C : dinamikus alapterhelés [N];
- P : ekvivalens dinamikus csapágyterhelés [N];
- p : az élettartam kitevőhatásfok, tapasztalati képlet alapján
 - o golyóscsapágyakra $p = 3$
 - o görgőscsapágyakra $p = \frac{10}{3}$ [9].



A névleges élettartamot meg lehet kapni üzemórákban is [9]:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10} \quad (5.2)$$

ahol:

- L_{10h} : az élettartam [h];
- n : a fordulatszám [1/min];
- L_{10} : az élettartam, millió körülfordulás.

A csapágyak vizsgálata során a rezgésmérések mellett, fárasztást is végeztem, meggyorsítva ezzel a statisztikai jellemzők összegyűjtését. A csapágyakra a hidraulikus terhelőkör segítségével 6000 [N] terhelés lett beállítva, 1500 [1/min] fordulatszám mellett. Így a csapágy névleges élettartama a következőképpen fog alakulni:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1500} \left(\frac{14400}{6000} \right)^3 = 153,6 [h]$$

Tehát egy FAG 6303-2RSR típusú golyóscsapágy várható néveleges élettartama megközelítőleg 153 üzemóra.

V.2. Statisztikai jellemzők értékelése

Az előzőekben említett FAG 6303-2RSR golyóscsapágy típusból egy példány fárasztási és mérési vizsgálatát végeztem el. Összesen 20 különböző fárasztási- és mérési ciklust végeztem el, amely mintegy 120 üzemórát vett el a csapágy életéből (ez nagyjából a becsült élettartam 80%-ának megfelelő időtartam). A fárasztások során határozott idejű fárasztási ciklusokat követően rezgésmintát vettem a csapágyról, és a mintavételezett értékek alapján statisztikai indexeket (peak-to-peak, négyzetes középérték, laposság, ferdeség, Crest tényező) számítottam a *Maple 15®* matematikai szoftver segítségével. A vizsgált csapágy élettartamgörbéit statisztikai indexek segítségével ábrázolom.

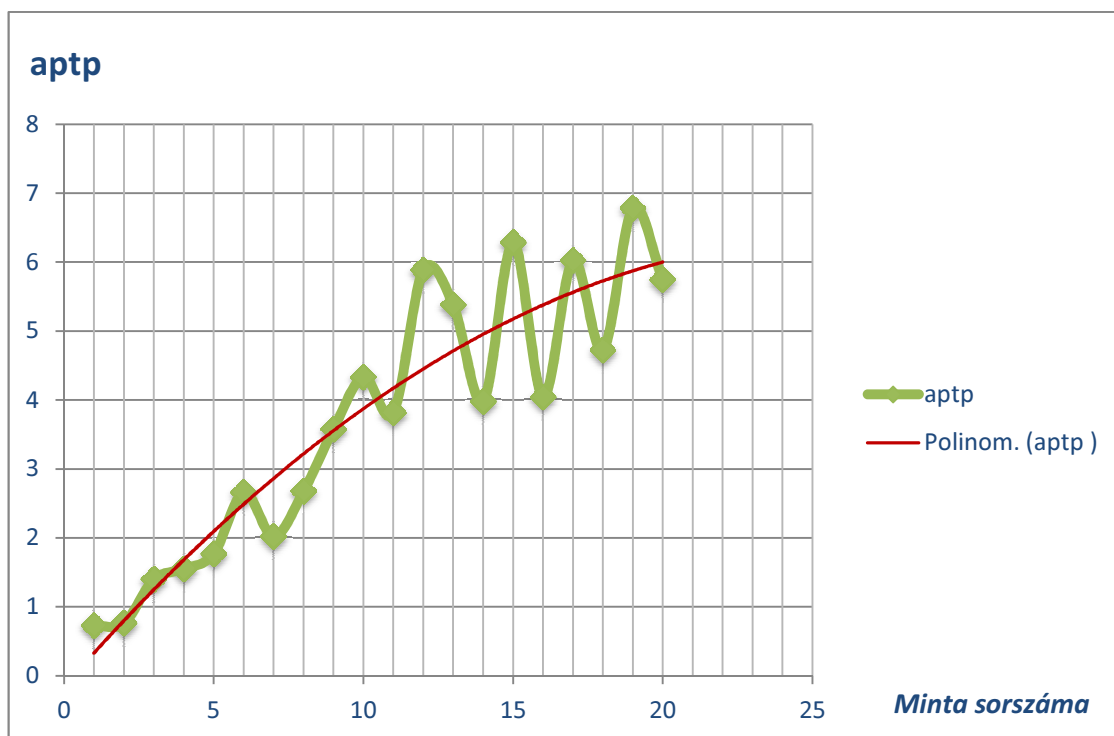
A következő táblázat a 3-as fejezetben ismertetett statisztikai jellemzők mérésekből számított értékeit mutatja.

**1. táblázat****A statisztikai jellemzők változása**

Minta sorszáma	aptp	rms	curt	skew	crest
1.	0,73	0,09	3,18	1,07	1,23
2.	0,76	0,1	3,59	0,91	2,55
3.	1,4	0,19	3,64	0,92	2,62
4.	1,55	0,17	5,33	1,2	4,54
5.	1,77	0,18	4,3	1,03	3,89
6.	2,66	0,14	4,45	1,1	4,46
7.	2,02	0,16	4,27	1,07	4,17
8.	2,68	0,17	3,91	0,59	3,71
9.	3,58	0,49	5,44	1,25	4,32
10.	4,33	0,41	7,18	1,47	5,30
11.	3,82	0,34	3,76	1,91	3,68
12.	5,89	0,68	8,01	2,43	3,53
13.	5,38	0,41	4,09	1,56	3,39
14.	3,98	0,39	6,44	1,47	4,29
15.	6,29	0,62	8,07	2,36	4,89
16.	4,04	0,55	6,00	2,62	4,79
17.	6,03	0,44	4,89	2,16	5,89
18.	4,72	0,53	4,72	2,10	4,45
19.	6,78	0,91	4,13	2,02	4,65
20.	5,75	0,80	5,46	2,74	5,42

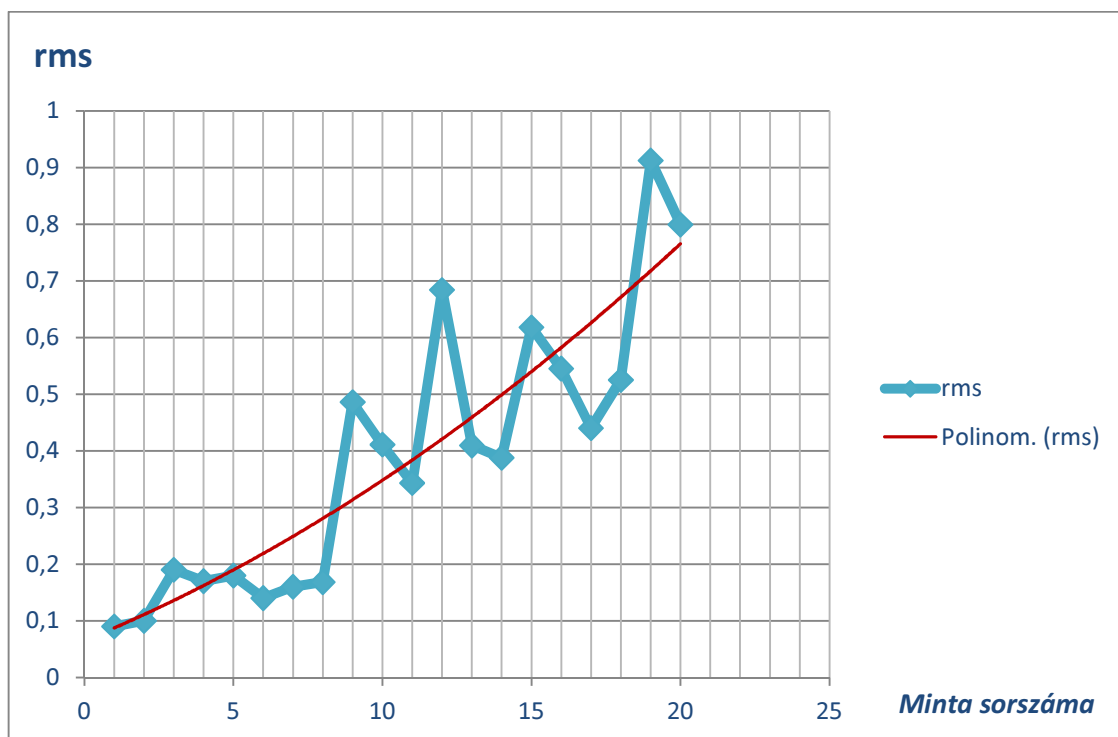
A mérések adataiból kirajzolt élettartam görbéknél, a legjelentősebb változást a négyzetes középérték, valamint a csúcstól-csúcsig értékei mutatják. Ezen jellemzők szemügyre vételével látható, hogy a csapágy kezdeti üzemében a statisztikai adatok az új csapágyakra jellemző értékekkel rendelkeznek, majd növekvő tendenciát mutatnak a csapágy öregedésével párhuzamosan.

A következő ábrákon a csúcstól-csúcsig, valamint a négyzetes középértéket ábrázolom, a polinomiális görbéjükkel együtt. Ezek a görbék jól korrelálnak, nagymértékű egyezést mutat a két diagram.



10. ábra

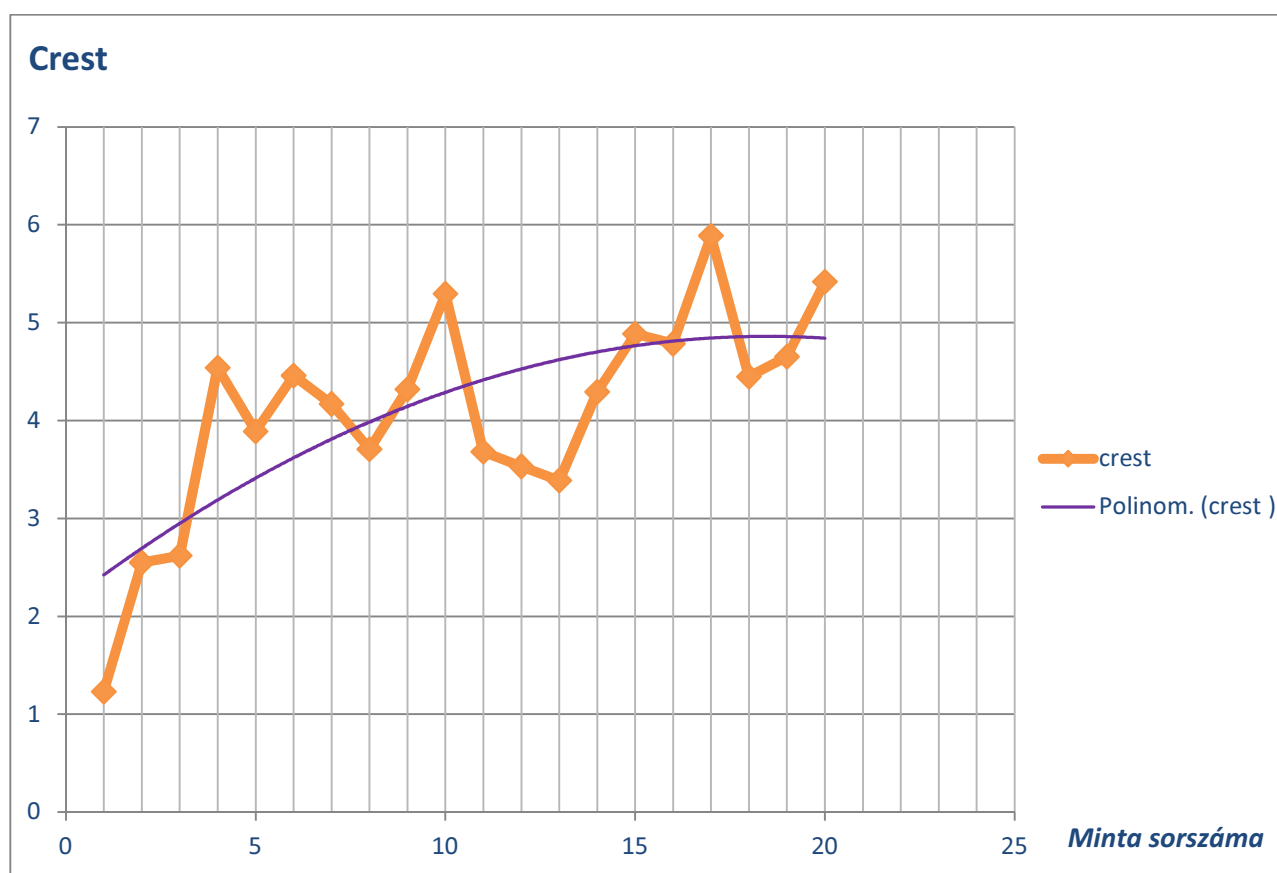
A Peak-to-peak érték változása a csapágy öregedésével



11. ábra

A négyzetes középérték alakulása a csapágy vénülésével

A Crest tényező kifejezetten a csapágiban megjelenő defektusok kimutatására használt index. Egyes szerzők – például [10] – szerint, amennyiben a Crest-tényező meghaladja az 5 értéket, nagy a csapágyon belüli defektus előfordulásának az esélye. Esetünkben a 10-es, 17-es és a 20-as fárasztás után is meghaladta ezt az értéket a csapágy, tehát nagyjából a 100. üzemóra után nagy lett az esélye, hogy előfordul a csapágyon belüli defektus. A Crest tényező is növekvő tendenciát mutat a csapágy öregedésével párhuzamosan, akárcsak a négyzetes középérték. A 12. ábra szemlélteti a Crest tényezőt, a polinomiális görbéjével együtt.



12. ábra

A Crest tényező változása a csapágy öregedésével

V.3. Spektrumanalitikus kiértékelés

Az előző fejezetben alkalmazott statisztikai indexek látványosan tükrözték a mérőjel statisztikai jellegét, azonban információt sem a defektus méretéről, sem pedig annak pontos elhelyezkedéséről nem nyújtanak. Amennyiben a defektus rezgésképre gyakorolt hatásának – a statisztikus jellemzőkön keresztül detektált – fokozódása figyelhető meg, úgy a spektrumanalízis nyújtotta lehetőségekre támaszkodva érdemes a jelanalízist elvégezni. Ennek során képet kaphatunk a rezgés jellegéről (összetevőiről), a hibák csapágyon belüli elhelyezkedéséről, azok relatív nagyságáról.

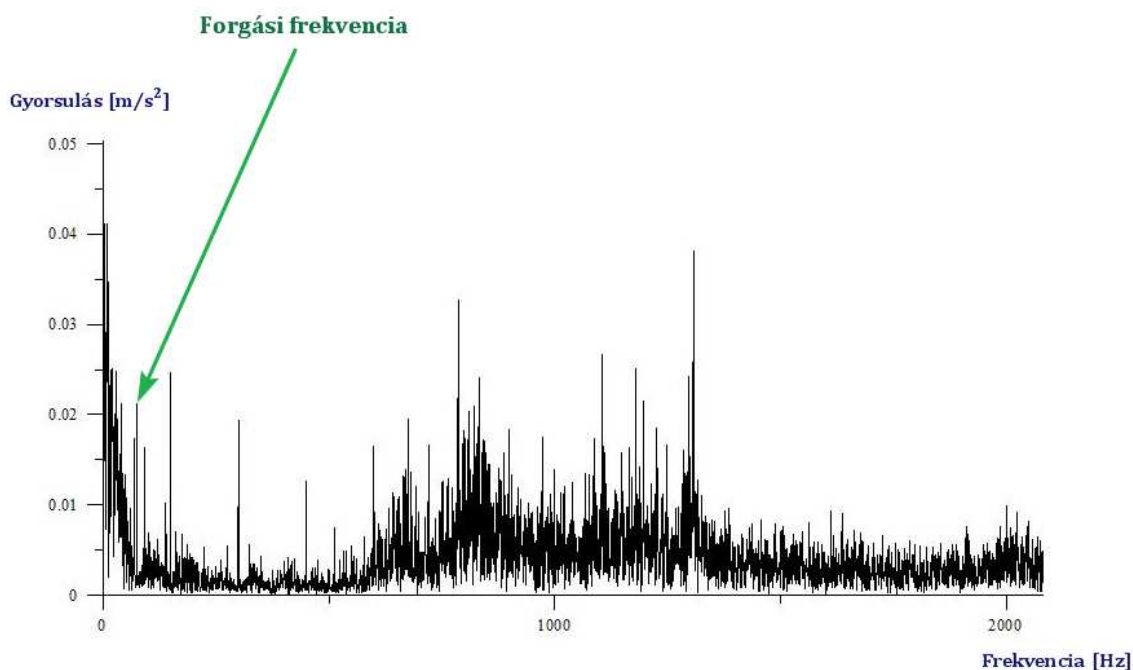
Ahogy a 2-es fejezetben már szó volt róla, a károsodott csapágyalkatrészek különböző frekvenciájú rezgéseket gerjesztenek attól függően, hogy a sérülés a csapágy mely alkatrészén következett be. Az FAG cég, a 6303-2RSR típusú csapágy hibafrekvenciáira - az általam végzett megegyező üzemelési körülményekre - a 2. táblázatban összefoglalt értékeket adta meg. A csapágy forgási frekvenciája 22,85 [Hz].

2. táblázat

A vizsgált csapágy hibafrekvenciái

Hibafrekvencia neve	Rövidítése	Egyéni rövidítés	Értéke	Forgási frekvenciával osztott értéke
Belső gyűrű frekvencia	BPFI	I	101,1 [Hz]	4,425
Gördülőtest frekvencia	BSF	G	40,21 [Hz]	1,76
Gördülőtest hibafrekvencia	RDF	GH	80,42 [Hz]	3,519
Kosárfrekvencia	FTF	K	8,4 [Hz]	0,368
Külső gyűrű frekvencia	BPFO	O	58,84 [Hz]	2,575

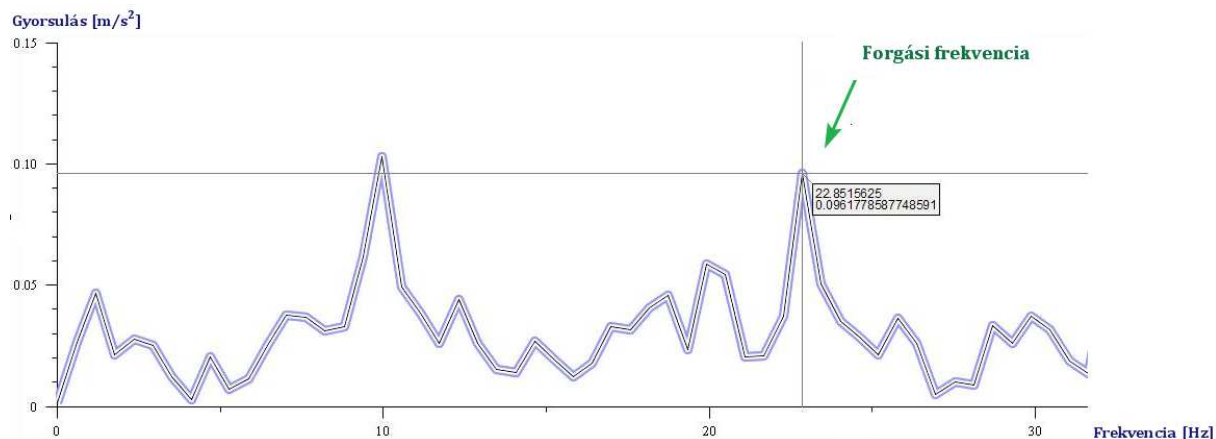
Ezen hibafrekvenciák egész számú többszörösei is megjelenhetnek a spektrumban, ez a későbbiekben szemléletes ábrákon keresztül be is lesz mutatva. A 13. ábrán látható egy teljes spektrumkép, amelyet a *Maple 15®* és *Matlab 7®* programrendszerben megírt Fourier transzformáció segítségével kaptam meg. Ezzel meghatározható az egyszerre fellépő különböző típusú rezgések frekvenciái.



13. ábra

A forgási frekvencia megjelenése a spektrumban

Mint látható, ezen a spektrumképen nem egyszerű a frekvencia teljesen pontos beazonosítása. Ránagyítással meggyőződhetünk róla, hogy valóban 22,85 [Hz] ez a frekvencia:

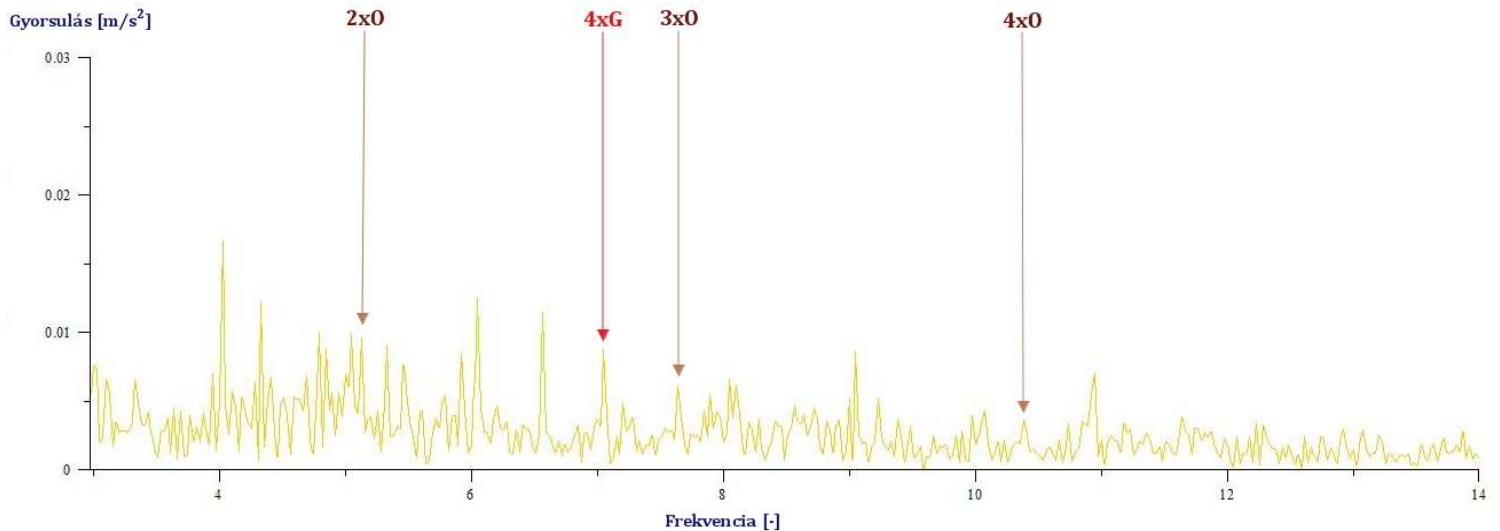


14. ábra

A forgási frekvencia beazonosítás

Ennél egy gyorsabb módját alkalmaztam a hibafrekvenciák megkeresésének, mégpedig ha a vízszintes tengelyt (miután megbizonyosodtunk a forgási frekvencia pontos helyéről), beosztjuk a forgási frekvencia értékével, az így kapott diagramon lényegesen könnyebb a frekvenciák felkutatása.

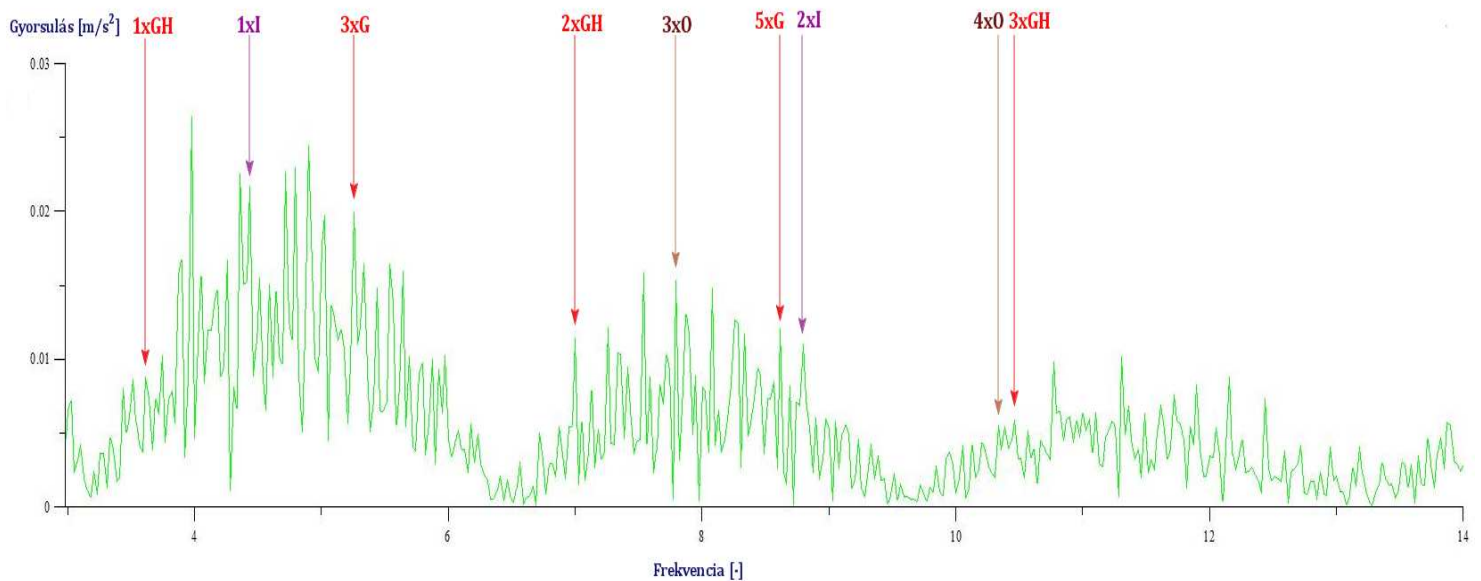
A forgási frekvenciával osztott spektrumon, jól beazonosíthatóak a hibafrekvenciák bizonyos felharmonikusai. Így a vízszintes tengelyen egy dimenziótlan frekvenciát kapunk. A következő ábrákon a csapágy korai-, és késői életszakaszából állítottam elő spektrumokat.



15. ábra

Hibafrekvenciák a csapágy korai életszakaszából (42 üzemóra futás után készült spektrum)

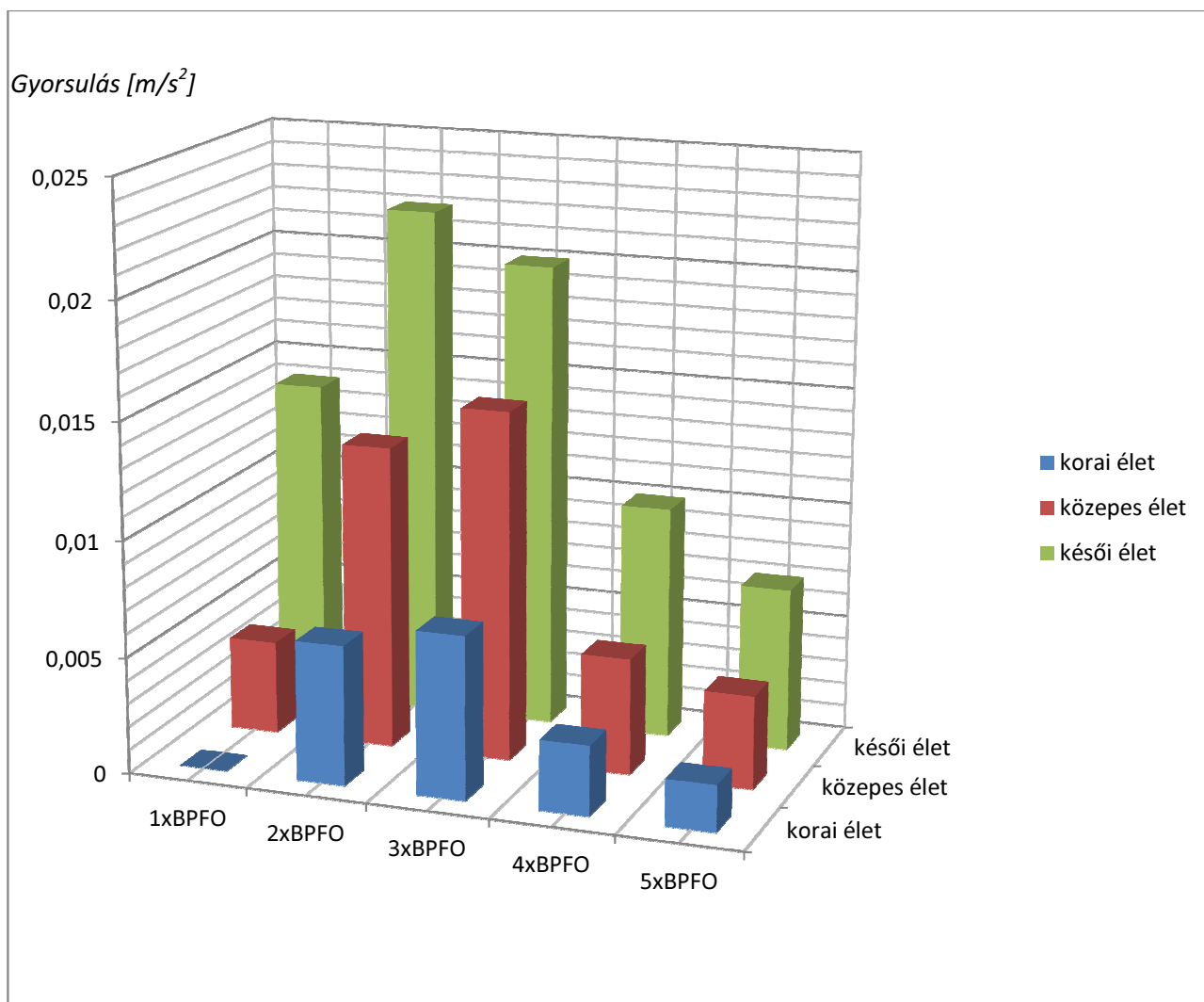
Látható, hogy a csapágy korai életszakaszában jelentősen kevesebb csapágyhiba jelent meg, és ezek értékei is alacsonyabbak, mint a csapágy későbbi életszakaszában lévők.



16. ábra

Hibafrekvenciák a csapágy későbbi életszakaszából (78 üzemóra futás után készült spektrum)

Ezt követően tovább kutattam a hibafrekvenciákat, és arra a megállapításra jutottam, hogy a csapágy öregedésével párhuzamosan egyre több hibafrekvencia jelenik meg, s ezek értékei exponenciálisan nőnek. A legszemléletesebb változást a külső gyűrű frekvencia felharmonikusai adták, mely változásokat, a csapágyöregedéssel együtt térhatású diagramon mutatok be:



17. ábra

Külső gyűrű frekvencia változása a csapágyöregedéssel



VI. Összefoglalás

Jelen dolgozat keretei között az egyik legelterjedtebb gördülőcsapágy, az egysoros, mélyhornyú golyóscsapágy vizsgálatával foglalkoztam. A csapágyak a rezgésdiagnosztikai vizsgálatok során mindenhol kiemelt szerepet játszanak, mivel olyan meghibásodási sorozatot indíthat el a csapágyazás hibája a berendezésekben, amelyek akár több nagyságrenddel meghaladhatják a csapágycsere, illetve a diagnosztikai vizsgálat költségeit. A dolgozatom első felében konstruktőrök számára is fontos összefüggéseket közöltem a jellegzetes csapágy hibafrekvenciák elkerülése végett, valamint bemutattam néhány statisztikai módszert csapágyélettartam meghatározásra. Ezt követően egy konkrét vizsgáló berendezést ismertettem, majd szemléletes ábrákon keresztül értékeltem, a berendezés segítségével kapott élettartamgörbéket, valamint gördülőcsapágy spektrumképeket.



Irodalomjegyzék

- [1] <http://www.skf.com/files/343743.pdf> Letöltés dátuma: 2013.11.01.
- [2] Dr. Nagy István: Rezgésdiagnosztika. Paks, Delta-3N Kft., 2006.
- [3] http://www.pim-kft.hu/5szakmai_anyagok/08_spektrumanalيزis_6.pdf Letöltés dátuma: 2013.11.01.
- [4] <http://www.rezgesanalيزis.hu/1elmelet/elm-spektrum2.htm> Letöltés dátuma: 2013.11.01.
- [5] <http://rs1.szif.hu/~szauder/rendszertechnika.pdf> Letöltés dátuma: 2013.11.01.
- [6] <http://www.kfki.hu/chemonet/hun/eloado/stat/stat2.html> Letöltés dátuma: 2013.11.01.
- [7]
<http://www.lonne.com/?webpartid=ProductDetails.cx&ItemId=163214&Path=5637146076:5637146092:5637146094&ProductGroupId=bearings2&filterschemaid=35-1> Letöltés dátuma: 2013.11.01.
- [8] http://www.motors-direct.co.uk/index.php?_a=product&product_id=877 Letöltés dátuma: 2013.11.01.
- [9] Dr. Szenté József: Gördülőcsapágyak élettartam-számítása, Oktatási segédlet, 2007.
- [10] WILLIAMS, T. - RIBADENERIA, X. - BILLINGTON, S. - KURFESS, T.: Rolling element bearing diagnostics in run-to-failure lifetime testing, MSSP 2001; 15(5): 979 – 93.