# Tűzoltás és nagyjavítás helyett

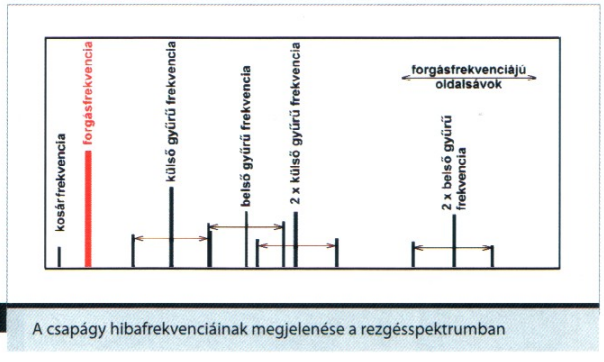
## Állapotfüggő karbantartás rezgésdiagnosztikával (XII.)

**A golyós és hengergörgős csapágyak sérülései különböző okokra vezethetők vissza: hibás szerelés, technológiai hibák a tengelyelemek szerelésénél, gőz hatása, túlterhelés, túl nagy fordulatszám, rossz vagy hiányzó kenés, anyag- és gyártási hibák. De alapvetően a csapágy üzemszerű terhelése önmagában is – a csapágy élettartamának függvényében – előbb-utóbb anyagelfáradáshoz, aztán először kisebb, majd rohamosan egyre nagyobb sérülésekhez vezet.**

**Ha megsérül egy csapágy,** rezgések keletkeznek, és ezek frekvenciája attól függ, melyik csapágyalkotó elemen következett be a meghibásodás. A hibafrekvenciák – gyakran csapágyfrekvenciáknak, illetve csapágy-hibafrekvenciáknak is nevezett frekvenciák – könnyen kiszámíthatók, ha a csapágy bizonyos alapvető geometriai méretei ismertek. A következő adatokat kell tudni a hibafrekvenciák kiszámításához: › D a görgők középpontja gördülőpályának (futáspálya) átmérője › d a görgők átmérője › Q az erőátviteli szög (az erőátvitel iránya a belső gyűrűről a külső gyűrűre) › Z a görgők száma › N a tengely fordulatszáma (fordulat/perc egységben).

### Leggyakoribb csapágyhibák

A következő csapágy-hibafrekvenciák (alapsávú csapágyfrekvenciák) léteznek: › FTF kosárfrekvencia (Fundamental Train Frequency) › BPFO külsőgyűrű-frekvencia (Ball Pass Frequency, Outer race) › BPFI belsőgyűrű-frekvencia (Ball Pass Frequency, Inner race) › BSF görgőfrekvencia (Ball Spin Frequency). A leggyakoribb csapágyhiba a külső gyűrű sérülése, mivel a legtöbb esetben a külső gyűrű áll, és a terhelés (például a forgórész súlya) a görgőkön keresztül mindig a külső gyűrű egy ugyanazon pontján hat. A hibafrekvenciák kiszámítását attól függően kell elvégezni, hogy a csapágy belső vagy a külső gyűrűje forog.




**1** A csapágy hibafrekvenciáinak megjelenése a rezgésspektrumban

Az egyes gépekben fellépő axiális erőhatások miatt nem a csapágyspecifikációban megadott érintési szögben történik meg az erőátvitel. Az érintési pont minimálisan eltolódik oldalra, és így a tényleges érintési szög megváltozik. Ez kihatással van a számítással kapott várható hibafrekvenciákra. A gyakorlatban leginkább nagy axiális terhelés esetén fordul elő, ekkor az axiális erők megnövelik az érintési szöget, és ez befolyásolja a hibafrekvenciák alakulását. Ennek hatása meglehetősen kicsi, legfeljebb 2 százalék, de a kalkulált hibafrekvenciák már ekkor sem fedik pontosan a valóságban mért frekvenciákat.

A legtöbb szokásos esetben (belső gyűrű forog, külső gyűrű áll) a csapágyhibákra jellemző rezgésfrekvenciák ±20 százalék pontossággal becsülhetők meg a következő egyenletek alapján: › kosárfrekvencia FTF=0,4×N/60 › külsőgyűrű-frekvencia BPFO=0,4×N/60×Z › belsőgyűrű-frekvencia BPFI=0,6×N/60×Z › görgőfrekvencia BSP=0,23×N/60×Z (Z < 10), illetve 0,18×N/60×Z (Z≥10).

### Számítási példa

A tengely fordulatszáma 2940 fordulat/perc, ami megfelel 49 Hz-nek, a csapágy külső gyűrűje áll, a belső gyűrűje forog. A csapágy golyóinak száma Z=8, a golyók átmérője d=6,75 mm, a futáspálya átmérője D=28,5 mm, az érintési szög Q=0 fok.

$$BPFO_{Hz} = \frac{8}{2} \times \frac{2940}{60} \times \left(1 - \frac{6{,}75}{28{,}5} \times \cos 0\right) = 149{,}58 \text{ Hz}$$

$$BSF_{Hz} = \frac{28{,}5}{2 \times 6{,}75} \times \frac{2940}{60} \times \left(1 - \left[\frac{6{,}75}{28{,}5} \times \cos 0\right]^2\right) = 97{,}64 \text{ Hz}$$

$$FTF_{Hz} = \frac{2940}{2 \times 60} \times \left(1 - \frac{6{,}75}{28{,}5} \times \cos 0\right) = 18{,}70 \text{ Hz}$$

$$BPFI_{Hz} = \frac{8}{2} \times \frac{2940}{60} \times \left(1 + \frac{6{,}75}{28{,}5} \times \cos 0\right) = 242{,}42 \text{ Hz}$$

Az **1** ábra a példában szereplő csapágy hibafrekvenciáinak spektrumbeli megjelenését mutatja egyszerűsített (sematikus) formában. A külső gyűrű hibafrekvenciái (BPFO) valamivel vastagabban vannak szedve, hogy meg lehessen különböztetni őket a belső gyűrű hibafrekvenciáitól (BPFI). A csapágyproblémák frekvenciaspektrumbeli megjelenése annak függvényében változik, hogy enyhe (kezdődő) hibajelenségről vagy kialakult (súlyos) hibáról van-e szó. Ennek megfelelően további elméleti szempontokkal kell foglalkoznunk.

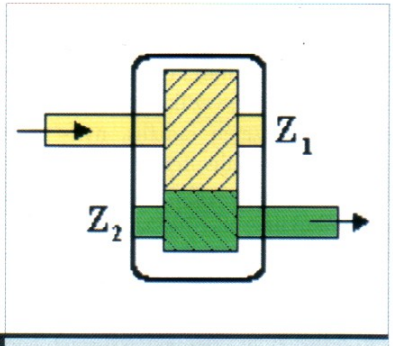
### A csapágy hibafrekvenciáinak előfordulása

A kosárfrekvencia csak nagyon ritkán lép fel dominánsan. Kosársérülések gyakran jelentkeznek a többi csapágyfrekvencia (görgő, belső, illetve külső gyűrű frekvenciája) körül fellépő kosárfrekvenciájú moduláció formájában. Ha a csapágy sérü-

lésein való átgördülés folyamatosan változó terheléssel megy végbe, esetenként a fordulatszám csapágy-hibafrekvenciájú modulációi figyelhetők meg.

Egy ép gép működése közben a csapágy alapfrekvenciái a legtöbb esetben nincsenek jelen. A csapágy kezdődő sérülése a csapágy-hibafrekvenciák magasfrekvenciás többszöröseivel jelentkezik, a sérülés súlyosbodása folyamán a csapágy alapfrekvenciái egyre jobban felerősödnek. A csapágysérülés esetén fellépő periodikus ütésgerjesztések

2 Fogaskerék kitöredezett fogakkal




3 Egyfokozatú fogaskerekű hajtás

mindig az ütésfrekvencia (esetünkben a csapágy alapfrekvenciáinak) többszöröseit is eredményezik. Ha viszont egy tisztán szinuszos gerjesztés lép fel (például kiegyensúlyozás eredetű erők esetén), csupán a gerjesztőerő alapfrekvenciája jelenik meg a spektrumban.

Ha például megfeszülés miatt a csapágykomponensek deformálódtak, szinuszos erőhatások várhatók a görgők legördülése során. Ez nem ritkán javítások után túl kis hézaggal szerelt feszítőhüvelyek esetén, illetve erősen megterhelt, deformálódott csapágyülésű gépegységeknél (például szíjhajtás) figyelhető meg. Ilyenkor csak a csapágyhibák alapfrekvenciája jelenik meg a spektrumban.

Túl kis csapágyhézag esetében elsősorban a külső gyűrű hibafrekvenciája válik láthatóvá. A megterhelt csapágyalkatrész valójában a kosár, aminek oka a következő: a túl kis hézag miatt bekövetkező csapágyfeszültséget a kosárnak kell állnia, mivel neki kell a görgőket a legkisebb hézagú résen átpréselni. Ezért végül is a kosárhiba alapfrekvenciájának kellene megjelennie, de ez a legtöbb esetben nem igaz. Ennek oka az, hogy a kosárnak mindegyik görgőt egyenként át kell préselnie a szűk keresztmetszeten keresztül, így a kosárfrekvencia többszöröse lép fel, pontosan a kosárfrekvencia és a görgők számának szorzata. Ez pedig a külső gyűrű hibafrekvenciája.

## Zajok és rezgések fogaskerekű hajtásoknál

A fogaskerekű hajtások nem teljesen lineárisan viszik át az erőket. Bár a forgatónyomaték továbbadása csúszásmentes, mégis minden egyes foglegördülés esetén minimális fordulatszám-ingadozás (torziós pulzáció) lép fel, ami az erőátvitelben is pulzációhoz vezet. Ez ép fogazatoknál is pulzációs erőket ébreszt, ebből fakadnak a „szokásos" zajok és rezgések. Hogy milyen erősen lépnek fel ezek a pulzáló erők, ez különböző tényezőktől függ: › a terhelléstől › a fogazás típusától (egyenes, ferde) › a fogak felületi tulajdonságaitól (érdesség, kopás, kitörések) › a fogkialakítástól (evolvensfogazat, hibridfogazat stb.).

A hajtások és fogazatok állapotának meghatározásához gyakran adottnak tekintjük a konstrukciós paramétereket (fogazás típusa és fogkialakítás), valamint az üzemi körülményeket (terhelés). A fő hangsúlyt a fogak felületi tulajdonságaira szokás fektetni. Ehhez a következőkben részletezett ok-okozati összefüggéseket lehet kihasználni.

## Ütésimpulzusok a fogak érintkezésekor

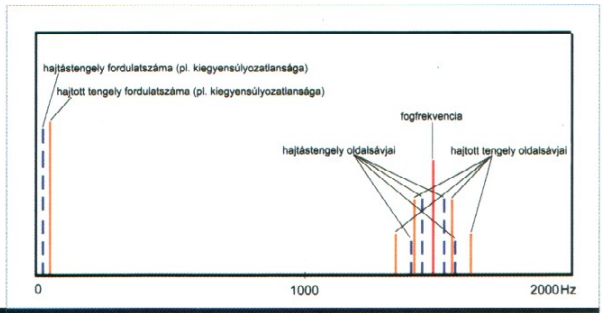
Két fog összeérésekor keletkezik az úgynevezett fogérintkezési ütés. Ez a természetes erőhatás minden fogérintkezésnél létrejön. Erőssége a terhelés nagyságától, ferde fogazat esetén a fogátfedéstől és magától a fogformától függ. Ép fogazat esetén majdnem tiszta szinuszos gerjesztés lép fel, amely a spektrumban fogérintési frekvenciaként jelenik meg.

A gyakran fogfrekvenciának is nevezett fogérintési frekvencia (gear mesh frequency) kiszámolható a következő egyenlet alapján: › $F_f=n1/60\times Z1=n2/60\times Z2$, ahol $F_f$ a fogfrekvencia, n1az 1-es tengely fordulatszáma, Z1 az 1-es tengely fogaskerekének fogszáma, N2 a 2-es tengely fordulatszáma, Z2 az 2-es tengely fogaskerekének fogszáma. A fogérintési frekvencia megfelel az egy másodperc alatt egymással érintkező fogak számának. A fogfrekvenciájú rezgés a fogaskerekű áttételek természetes (tehát meg nem szüntethető) sajátossága.

### Ütésimpulzusok a fogazat sérülései miatt

Ha egy vagy több fogon sérülések vannak, a „természetes" fogfrekvencián túl további ütésgerjesztések lépnek fel akkor, amikor ezeken a hiányos helyeken megy végbe az „átgördülés." Mivel így foganként általában több ütés keletkezik, elsősorban a fogfrekvencia többszörösei jelentkeznek, annak ellenére, hogy itt szinuszos erőhatásról nem lehet szó. A gyakorlati tapasztalat az, hogy egy vagy kevés fogon fellépő kisebb sérülés esetén a fogfrekvencia többszöröseinek értékei megnőnek.

**Fogismétlési frekvencia** Ha mindkét egymással érintkező fogaskerék esetében fellelhető egy vagy több hibás fog, a fogfrekvencia és annak modulációin túl még a fogismétlési frekvencia is megjelenik, amennyiben egy olyan fogpáros létezik, amely összeérintkezésekor különösen nagy rezgésimpulzus




4 Sematikus frekvenciaspektrum egyfokozatú fogaskerékhajtás esetén

keletkezik. A fogismétlési frekvencia a fogaskerekek fogszámainak legnagyobb közös osztójának szorzata, osztva az egymással érintkező fogaskerekek fogszámainak szorzatával.

Megjegyzendő, hogy az áttételek tervezése során minden gyártó arra törekszik, hogy – az egyenetlen kopás kiküszöbölése érdekében – ugyanazok a fogak minél ritkábban találkozzanak egymással. Ehhez a két fogaskerék fogszáma legkisebb közös osztójának minél nagyobbnak kell lennie, ami prím fogszámok alkalmazásával érhető el.

**Torziós rezgések a fogazaton található kitörések miatt** Valamennyi fogaskerekű hajtás torziós rezgéseket mutat. Ez az áttétel hajtott tengelyei fordulatszámának lengésében nyilvánul meg. Oka a nem 100 százalékosan lineáris erőátvitel és a gyártási technológiából adódó fogfelület-érdesség. A torziós rezgések egy ép foghajtás esetén igen kicsik. Ha viszont több fog sérült meg, az előbb leírt ütésimpulzusokon és az ebből adódó fogfrekvencia-oldalsávokon túl a torziós rezgések növekedése figyelhető meg. A torziós rezgések fogfrekvencia-változást okoznak, tehát a fogak nem egyforma időközönként érnek egymáshoz.

Ez a jelenség frekvenciamoduláció formájában jelentkezik a rezgésspektrumban: a fogfrekvencia (fogérintési frekvencia) modulálva („keverve") lesz a sérült fogaskerék forgásfrekvenciájával. A moduláció a fogfrekvencia forgásfrekvencia-távolságú oldalsávjainak formájában válik láthatóvá.

A frekvenciaspektrum a 4 ábra szerint nézhet ki (sematikusan ábrázolva). Sajnos nem egészen ilyen egyszerű a helyzet: mivel a fogak a – a példánkban is feltüntetett – kiegyensúlyozatlanságból, illetve tengelybeállítási hibából eredő erőhatásokat is átviszik, ez is torziós rezgéseket kelt, és ezáltal itt is megjelenik a fogfrekvencia modulációja a két tengely forgásfrekvenciájával. Tehát csak akkor utalnak a torziós rezgésekből adódó oldalsávok egyértelműen súlyos foghibákra, ha maga a foghajtás nincs torziós igénybevételnek kitéve.

### Hibadiagnosztika rezgésanalízis alapján

Egyfokozatú hajtások esetén az említett frekvenciákat és azok oldalsávjait kell megvizsgálni. Többfokozatú fogaskerekű hajtások esetén egymás után számítjuk ki az egyes fokozatok által keltett frekvenciákat: mindig az előző fokozat hajtott tengelyének (kimeneti) forgásfrekvenciája a következő fokozat hajtásoldali (bemeneti) forgásfrekvenciája. Ezek alapján a leírt módszerrel az összes fokozatra meghatározható a fogfrekvencia és annak modulációi. (Az oldalsávok sokasága viszont nagyon megnő, mivel még az utolsó fokozat is az első fokozat fogfrekvenciáját és annak modulációit „látja". Ez az utolsó fokozathoz tartozó fogfrekvenciának – a hajtásoldali és a hajtott tengelytől származó hatásokon túl – további modulációját jelenti.)

Magától értődő, hogy a fenti frekvenciák felfedezésére és szétválasztására csak elég nagy felbontású és frekvenciaszélességű rezgésanalizáló műszerrel van esélyünk. Minél több fokozat van a hajtásban, annál nagyobb felbontásra (3200, 6400 vagy akár 12 800 vonalas spektrumokra) lesz szükségünk.

Egyenes fogazatú áttételek esetén radiális, nyíl- vagy evolvensfogazatú hajtások esetén axiális, ferdefogazatú szerkezeteken pedig mindkét irányban keressük a fogfrekvenciájú rezgéseket és azok harmonikusait, valamint az oldalsávként megjelenő frekvenciamodulációikat. Az oldalsávok távolsága (frekvenciája) a hibatípust és -helyet jellemzi, például a hajtó, közbenső vagy hajtott tengely fordulatszámával arányos frekvenciájú moduláció ezekkel az elemekkel összefüggő problémákra, más frekvenciájú modulációk esetleges fordulatszám- vagy terhelésingadozásokra, míg a fogfrekvenciákat moduláló frekvencia a foghibák gyakoriságára jellemző.

A szorosan a fogfrekvenciák körül csoportosuló oldalsávok többnyire a fogaskerék hibás köralakjára utalnak. A „széles" (nagyfrekvenciájú) oldalsávok impulzusszerű, véletlen ütések vagy hirtelen terhelésváltozások által okozott rezgésekre utalnak, amelynek okai például törött fogak lehetnek. Egynél több hiba esetén intermodulációs oldalsávok is fellépnek, amelyek a hibamodulációs frekvenciák összegeiből, illetve differenciáiból adódnak.

*Rahne Eric*

pim@pim-kft.hu
www.pim-kft.hu, www.gepszakerto.hu