

Kiss Attila: Rezgésdiagnosztikai szakértői rendszerek alkalmazásának korlátjai turbina-generátor gépegységek rezgésdiagnózisánál.

Aki forgógépet üzemeltet, javít vagy csak egyszerűen rezgésdiagnosztikával foglalkozik, jól ismeri a tendenciát, hogy olyan műszerek jelennek meg a piacon, melyek a rezgésdiagnosztikai jelfeldolgozáson túl a legvalószínűbb géphibákat szövegesen is képesek kijelezni. Meglévő műszerek mellé is olyan rendszerek kaphatóak, melyek feleslegessé teszik a rezgésekhez és a gépekhez alaposan értő szakértők közreműködését a géphibák feltárása során, kvázi a gépismeret és a diagnosztikai tudás a műszerbe, a szoftverbe van beépítve. A műszergyártók szerint a fenti rendszerekbe épített tudás sokszor értékesebb, szerteágazóbb és gazdagabb, mint amit bárki hosszú évek alatt megszerezhet.

Az kétségtelen, a szakértői rendszereké a jövő, a világ arra halad, hogy mindenütt igyekeznek spórolni mind a képzetlen, mind a kvalifikált munkaerővel. A műszergyártók a rezgésmérést szeretnék megkönnyíteni, és amit lehet, emberektől, szubjektív ítélettől mentessé igyekeznek tenni, így a diagnózist is. Fenti szempontok és törekvések tökéletesen érthetőek, elfogadhatóak.

A címben és bevezetőben említett rendszerek kezdenek teret nyerni Magyarországon is, de hol tartunk valójában, illetve mit is várhatunk ezektől a rendszerektől, különös tekintettel a nagyteljesítményű turbina-generátor gépegységek vonatkozásában?

A szakértői rendszerek - alapuljanak azok akár időszakos, akár folyamatos rezgésméréseken - általában rezgésspektrumokat dolgoznak fel. Jól ismertek azok, az alapvetően a műszergyártók által kiadott anyagok, amelyek a kezdő felhasználót igyekeznek segíteni abban, hogy mi a gépe baja. A rezgés frekvenciája alapján lehet a legalapvetőbb következtetéseket megtenni.

| frekvencia | Lehetséges hiba | megjegyzés |
|--------------------|--------------------------------------|---|
| 1-szeres összetevő | Egyensúlyhiba | Állandó, az érzékelőt követő fázis. Terhelésváltozás, anyagfelrakódás illetve kavitáció is okozhatja. |
| | Tengelyvonal hiba vagy ferde tengely | Magas axiális rezgésszint, közel 180° fok fáziskülönbség a tengelyvégeken lévő csapágyakon. Rendszerint magas 2-szeres összetevő. |
| | Feszülés, deformáció | Ház vagy alap deformáció, esetleg a kapcsolódó rendszerek (pl: csővezetékek) okozzák. |
| | Lazaság | Irányított – az érzékelő helyzettel változik. Rendszerint magas harmónikus tartalom és ingadozó fázis. |
| | Rezonancia | A fordulatszámától erősen függő rezgés. |
| | Elektromos hiba | Törött kalicka rúd az aszinkron motorba, gyakran kétszeres slip frekvenciájú oldalsávokkal. |
| 2-szeres összetevő | Tengelyvonal hiba vagy ferde tengely | Magas szintű axiális rezgések. |
| Harmónikusok | Lazaság | Impulzusszerű illetve csonkított rezgés-idő függvények, nagyszámú harmónikusok |
| | Besúrolás | A tengely a gépházzal érintkezik. |
| Szub-harmónikusok | Olajfilm rezonancia | Ttipikusan 0,42÷0,48-szor forgási frekvencia, instabil fázis. |
| | Csapágy kosár | A rezgési frekvencia geometriai adatokból és fordulatszámából számítható. |

| | | |
|----------------------------|---|---|
| N-szeres összetevő | Hajtómű | Fogkapcsolódási frekvencia (fogsám x fordulatszám), rendszerint a hibás kapcsolat forgási frekvenciájával modulálva van. |
| | Lapát | Lapátszám x fordulatszám, mely gyakran a normál gépen is jelentkezik, de a harmónikusok rendszerint jelzik a problémát. |
| | Szj | Szj x fordulatszám és kétszeres fordulatszám |
| | Gördülőcsapágy | A rezgési frekvencia geometriai adatokból és fordulatszámból számítható. A rezgési frekvenciák rendszeresen az alappfrekvencia modulációval jelentkeznek. |
| N-szer hálózati frekvencia | Elektromos hiba | Zárlatos állórész, törött vagy excentrikus rotor. |
| Rezonancia | Számos ok, úgymint tengely, ház, alap és kapcsolódó részek. A frekvencia egyenesen arányos a merevséggel és fordítottan arányos a tömeggel. | |

Ha a táblázatunkat bővítjük és fejlesztjük (bele vesszük a rezgés irányát, fázisszögét stb...), mint ahogy azt a következő ábrán is látjuk (a teljes táblázat a mellékletben látható), és a lehető legpontosabban igyekszünk is a hibához egyértelműen hozzárendelni a rezgési jelenséget, láthatjuk, hogy nagyon sok esetben nem lehet határozottan diagnosztizálni a hiba okát.

IRD Mechanalysis, Inc.
Vibration and Noise Identification Chart
Causes of Vibration
(Relative Probability Ratings: 1 thru 10)

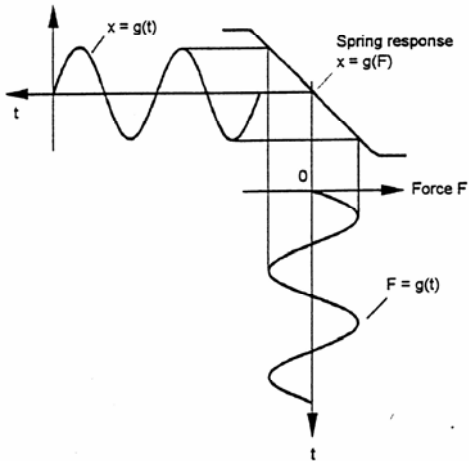
| | | PREDOMINANT FREQUENCIES | | | | | | | | | | DIRECT | | | | | | |
|--|----------------------------------|-------------------------|--------|---------|---------|---------|------------------|---------|---------|-----------------|-----------------|-----------------|------------|----------|-------|---------------|----------|------|
| | | C-40% | 40-50% | 50-100% | 1 X RPM | 2 X RPM | Higher Multiples | 1/2 RPM | 1/4 RPM | Lower Multiples | Odd Frequencies | Very High Freq. | Horizontal | Vertical | Axial | Rotor (Shaft) | Bearings | Case |
| UNBALANCE | Initial Unbalance | | | 10 | | | | | | | | 5 | 4 | 1 | 9 | 1 | | |
| | Shaft Bow-Lost Parts | | | 10 | | | | | | | | 5 | 4 | 1 | 9 | 1 | | |
| MISALIGNMENT LOOSENESS AND DISTORTION | Misalignment | | | 4 | 5 | 1 | | | | | | 3 | 2 | 5 | 8 | 1 | 1 | |
| | Mechanical Looseness | | | | 8 | 1 | | | 1 | | | 5 | 4 | 1 | | 3 | 2 | |
| | Clearance Induced Vibration | 1 | 8 | 1 | | | | | | | | 5 | 4 | 1 | 7 | 1 | 1 | |
| | Foundation Distortion | | 2 | | 5 | 2 | | | | 1 | | 5 | 4 | 4 | 3 | 1 | 1 | |
| | Case Distortion | ←1 | | | 8 | 1/2 | 1/2 | | | | | 5 | 4 | 1 | 9 | 1 | | |
| | Seal Rub | 1 | 1 | 1 | 2 | 1 | 1 | | | 1 | 1 | 4 | 3 | 3 | 8 | 1 | 1 | |
| | Rotor Rub (Axial) | ←2 | | | 3 | 1 | 1 | | | 1 | 1 | 4 | 3 | 3 | 7 | 1 | 2 | |
| Piping Forces | | | | 4 | 5 | 1 | | | | | 3 | 2 | 5 | 8 | 1 | 1 | | |
| BAD BEARINGS AND JOURNALS | Journal & Bearing Eccentric | | | 8 | 2 | | | | | | | 5 | 4 | 1 | 9 | 1 | | |
| | Radial Brg. Damage | 1 | | | 4 | 2 | | | | 2 | | 4 | 3 | 3 | 7 | 2 | 1 | |
| | Thrust Brg. Damage | 9 | | | | | | | | 1 | | 3 | 2 | 5 | 6 | 2 | 2 | |
| | Bearing Excited Vibration | ←10 | | | | | | | | | | 5 | 4 | 1 | 5 | 2 | 2 | |
| | Unequal Brg. Stiff. Horiz & Vert | | | | | 9 @ CR | | | | | | 5 | 4 | 1 | 4 | 3 | 3 | |
| GEARING AND COUPLINGS | Gear Inaccuracies | | | | | 2 | | | 2 | 6 | | 5 | 3 | 2 | 8 | 1 | 1 | |
| | Coupling Inaccuracies | | | | 1 | 8 | 1 | | | | | 4 | 3 | 3 | 7 | 2 | | |
| CRITICALS | Critical Speed | | | 10 | | | | | | | | 5 | 4 | 1 | 6 | 4 | | |
| | Rotor & Brg. Sys. Critical | | | 10 | | | | | | | | 5 | 4 | 1 | 7 | 3 | | |
| | Coupling Critical | | | 10 | | | | | | | | 4 | 2 | 4 | 1 | 1 | | |

A táblázatok tanulmányozásával világossá válhat, vannak olyan hibák, melyek egyértelműen, míg mások csak bizonyos valószínűséggel diagnosztizálhatók.

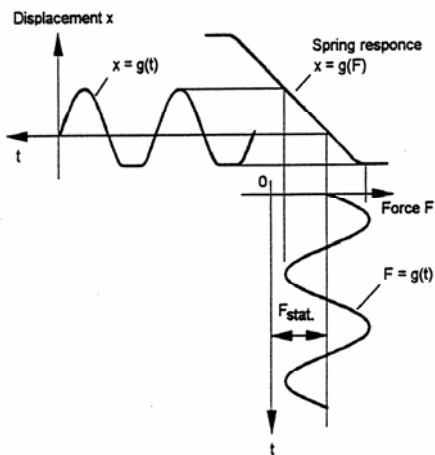
Az egyértelmű hibák azok, melyek frekvenciája határozottan elválasztható más hiba frekvenciáktól. Ezek

az olajfilm instabilitások, a fogaskerék hajtások hibái, a szíjhajtások hibái, és bizonyos esetekben a gördülőcsapágy hibák, illetve az áramlási eredetű hibák.

Linear relationship



Non-linear relationship



A nehezen, vagy nehezebben diagnosztizálható csoportba tartoznak az egytengelyűség különböző természetű hibái, a különböző lazaságok, a rezonanciák, különösen ha azok bizonyos kombinációban és egyensúlyozatlansággal együtt vannak jelen. Sajnos, a siklócsapágyakkal ágyazott turbina-generátor gépegységben ez utóbbi hibák a leggyakoribbak!

A nehézséget az okozza, hogy a nehezen azonosítható kategóriába sorolt hibák a gép nemlineáris viselkedését, és egyben hasonló rezgésspektrumokat produkálnak.

Addig, amíg csak kismértékű egyensúlyozatlanság van jelen gépünkben, és a csapágyak is csak a lineáris rugókarakterisztikájú szakaszon vannak terhelve, a szinuszos belső erőkre szinuszos rezgés válasz keletkezik.

Amikor azonban - például tengelyvonal hiba miatt - nagy statikus előterhelés is jelentkezik, a csapágy már a rugókarakterisztika nemlineáris részén terhelődik. Következésképpen pusztán szinuszos belső erőkre is torz szinuszos rezgés válasz képződik, vagyis a spektrumokban megjelennek a felharmónikusok.

Hasonló természetű, nemlinearitást okozó jelenség a lazaság, mely esetben közönséges, a még elfogadható mértékű egyensúlyhiba fellazulással kombinálva szintén torz szinuszos jelet ad, így harmónikusokban gazdag spektrumot produkál.

Bármilyen természetű fellazulás a turbina-generátor gépegységeknél – mivel azok kritikus fordulatszámuk felett üzemelnek - együtt jár a rezonancia frekvenciák megváltozásával is, de ezek a sajátfrekvencia változások csak a folyamatos méréseket végző berendezéseken észlelhetők. Ha csak időszakos méréseket végzünk, a harmónikusokban gazdag spektrumokból kell megállapítani és elkülöníteni a fellazulásokat, a tengelyvonal hibát és az egyensúlyhibát. Ha mindhárom hiba bizonyos szinten együttesen van jelen, szakértő legyen a talpán, aki a fő hiba okot megnevezni képes. És ezzel a feladat még mindig nincs megoldva. Meg kell mondani, hogy hol keletkezett a baj, a forgórészen, ráadásul melyiken, a tengelykapcsolón, a csapágyon, a házon, a csapágybakon, esetleg az alapozáson...

Hogyan képesek megbirkózni a fenti problémával a szakértői rendszerek? Két példát tudok ismertetni, ahol rendszeres időközönként elvégzett kézi rezgésméréssel, a rezgésmérések adatait automatikusan elemző szakértői rendszerrel felügyelik – hatalmas számú géppark mellett - az üzemben telepített Láng turbinákat.

A turbinák egyházasak, 3,5 MW teljesítményű, ellennyomású gépek. Az első turbinán 2004 áprilisában, az alábbi automatikus üzenetet generálva, „SÚLYOS” hibát diagnosztizált a szakértői rendszer:

On 4/19/2004 at 10:57 AM the machine F DGF1 Turbina1
(in area 1, 512) was checked by the expert system and found to be
in the condition: SÚLYOS
The machine's condition was previously: KÖZEPES

The results are as follows:

F DGF1 Turbina1

Jelentés készítve: 4/19/2004 10:57 AM

Mintavételezve: 4/16/2004 01:40 PM 1xT = 3000 f/min Átlagok: 1

Hiba-tényező = 437.

Maximum szint 1.7784 (+0.7783) mm/s nél 1xT on 4T Alacsony tartományban

JAVASLATOK:

FONTOS: ELLENORIZZÉK A TURBINA FORGÓRÉS Z HÉZAGBEÁLLÍTÁSÁT ÉS LAPÁTOK
ÉPSÉGÉT.

DIAGNÓZIS:

SÚLYOS TURBINA LAPÁT SERÜLÉS VAGY FORGÓRÉS Z HÉZAG PROBLÉMA

A riasztás után magunk is végeztünk méréseket a turbinán, és semmilyen lapát problémát nem észleltünk. Ezzel szemben az első csapágycsoporthoz tartozó olajszivattyú és regulátor fogaskerék hajtása volt egy kissé megkopva. A talált hibával még nagyon hosszú ideig tudott volna a turbina üzemelni.

A második gépen 2004 augusztusában, egy javítás utáni állapotot értékelt ugyancsak „SÚLYOSNAK” a szakértői rendszer:

On 12/8/2004 at 04:44 PM the machine F DGF2 Turbina2
(in area 2, 513) was checked by the expert system and found to be
in the condition: SÚLYOS

The machine's condition was previously: KÖZEPES

The results are as follows:

F DGF2 Turbina2

Jelentés készítve: 12/8/2004 04:44 PM

Mintavételezve: 12/6/2004 10:42 AM 1xT = 3000 f/min Átlagok: 0

Hiba-tényező = 71.

Maximum szint 6.3098 (+5.9936) mm/s nél 2xT on 4A Alacsony tartományban

JAVASLATOK:

FONTOS: VIZSGÁLJÁK MEG A GENERÁTOR SZABAD VÉG CSAPÁGY KOPÁSÁT ÉS
HÉZAGBEÁLLÍTÁSÁT.

KÍVÁNATOS: EGYENSÚLYOZZÁK KI A HELYSZÍNEEN A GENERÁTOR T, ÁLLÍTSÁK BE A
GÉPET.

DIAGNÓZIS:

SÚLYOS GENERÁTOR SZABAD VÉG CSAPÁGY BEÁLLÍTÁSI HIBA
KÖZEPES GENERÁTOR KIEGYENSÚLYOZATLANSÁG

Fenti riasztás után a generátor hátsó csapágycsoporthoz tartozó kétszeres forgási frekvenciájú, 4mm/s nagyságú rezgést

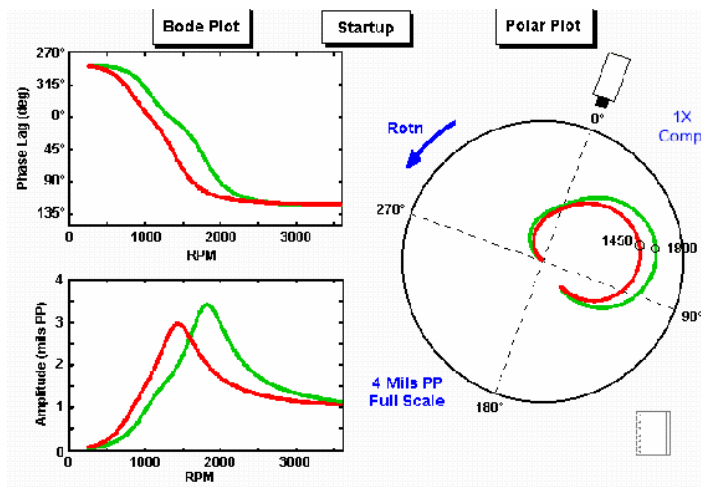
mértünk. A hiba valóban a csapágyban volt, de nem kopás, és nem hégzagbeállítás okozta a bajt. A generátort nem kellett kiegyensúlyozni, a gépet sem kellett újra beállítani. Ezzel szemben a hőmérőszák szerelésekor a csapágyat megfeszítették, bebillentették, ami végül is egytengelyűségi problémát okozott. Fenti állapotban a gép, az adott rezgésszinten még hosszú évekig üzemelhetett volna gond nélkül.

Ez utóbbi esetben a diagnózis közelebb állt a valósághoz, de a szakértői rendszer egyrészt a hiba veszélyességét eltúlozta, másrészt a konkrét hibát nem tudta megnevezni. Olyan javaslatokat adott, ami főleg és rendkívül költséges beavatkozásokat jelentett volna, ha azokat ész nélkül végre is hajtjuk.

Tanúságként megfogalmazható, hogy a szakértői rendszereket egyrészt jól fel kell készíteni, jól be kell táplálni a gépek adatait (lapátszámok, fogaskerék fogsók, stb...), másrészt a riasztási szinteket műszaki megfontolások és a tapasztalatok alapján esetleg felül kell bírálani. Túlságosan alacsony rezgésszintnél tett beavatkozások megdrágítják a karbantartást, és éppen azt a célt nem érjük el, hogy a rezgésdiagnosztika alkalmazásával a karbantartási költségeket csökkentjük.

Amíg az időszakos kézi rezgésmérésen alapuló szakértői rendszerektől csak a fentiek szerinti általánosságokat kapjuk, vagyis egy, a lehetséges okokat bizonyos valószínűséggel tartalmazó listát, addig az nem több, mintha elővinnénk az ős öreg hibaaazonosító táblázatokat. Egyetlen előnye van a fenti rendszernek, hogy nagy számú mérésből automatikusan ráirányítja a figyelmünket a magasabb rezgésekkel üzemelő gépekre és a lehetséges hibahelyekre, de a kapott eredményeket semmiképpen nem szabad kritika nélkül kezelni és a javításokat csak a szakértői rendszer ajánlásai alapján elvégezni.

Mit lehet tenni, hogy jobb legyen a végeredmény? Először is az olyan létfontosságú gépekre, mint a turbógenerátorok, folyamatos rezgés-felügyeleti és diagnosztikai rendszert kell telepíteni. Turbógenerátorok esetében a rezgéselemelkedés gyakran csak időszakosan, bizonyos technológiai paraméterek estén jelentkezik, így kézi rezgésméréssel és elemzéssel nagy az esély rá, hogy egy-egy fejlődő hiba időben felderítetlen maradjon.



Tehát folyamatos, gyors mérés kell, amely nem csak névleges fordulaton, de a gépek felfutása és kifutása alatt is működik.

A nagyon gyors, de multiplexeléssel dolgozó rendszerek a változó fordulatu szakaszokon nem mérnek elegendő sebességgel, így a rezonancia frekvenciák változásait sem tudják érzékelni. Az ábra fellazulásra mutat példát. Az eredeti állapotban mért kifutástól (zöld görbe) alacsonyabb rezonancia frekvencia a gép engedékenyebb viselkedését egyértelműen mutatja, míg a csupán rezgésspektrumokat előállító rendszerek ezt a hibát nem tudják egyértelműen azonosítani.

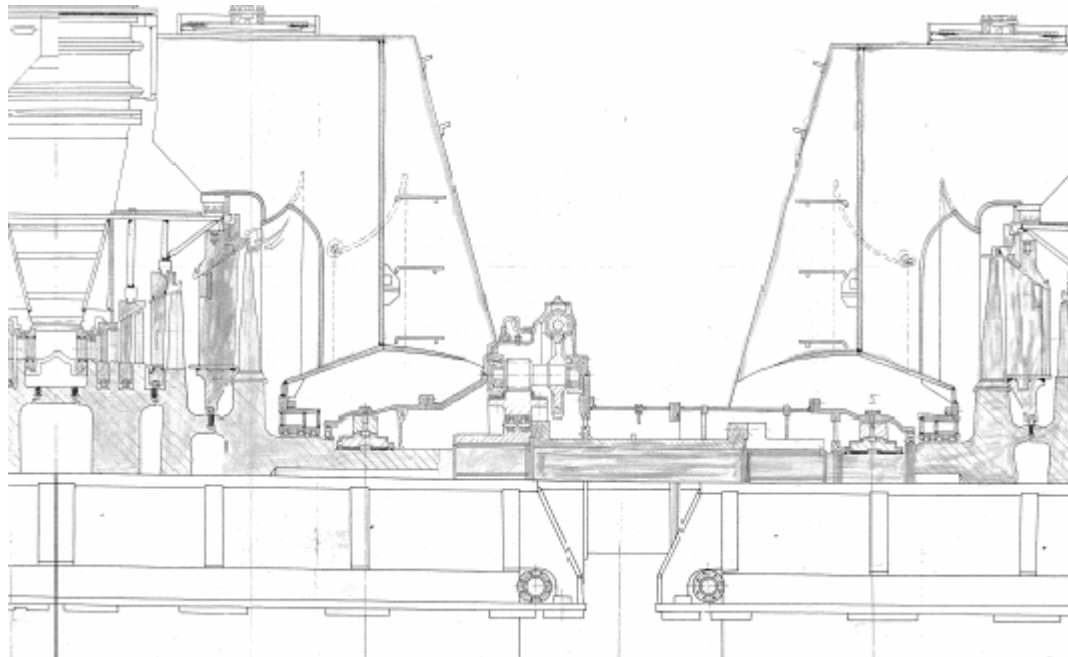
További lehetőségként rendelkezésünkre áll a tengelyrezgés mérés. A csapágyanként párban, egymásra merőlegesen beépített érzékelők jeleiből kirajzolható az a pálya, ahogy a csap a csapágyon belül mozog. Kirajzolható továbbá az a pálya, ahogy a csap felúszik az olajfilmre, detektálható a csapközép csapágyhoz viszonyított helyzete. A két érzékelő jeléből képezhető az u.n. teljes spektrum is, amelyben a frekvencia tengelyen a negatív frekvenciáknak is fizikai jelentése van.

Fenti módszerek lényegesen megnövelik a diagnózis pontosságát, a kiadott hibafeltáró jelentés – akár

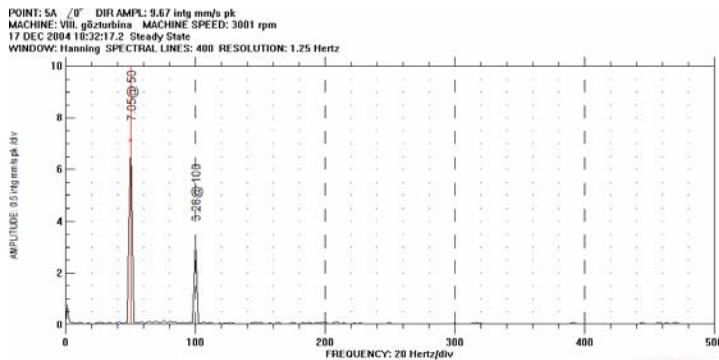
automatikusan készült, egy szakértői rendszer segítségével, akár manuálisan – természetesen megbízhatóbb, mint a tengelyrezgés mérés nélkül készített elemzés. Nem a fenti tényt próbálom igazolni, hanem éppen azt, hogy még a fenti alapossággal készült rezgésdiagnosztikai szakértői jelentés is nagyon sokszor kevés a hiba kijavításához egy-egy turbina-generátor gépegység esetében. A gép alapos ismerete nélkül azok a kérdések maradnak megválaszolatlanul, hogy mihez kell hozzányúlni, hol, milyen mértékben kell beavatkozni?

Lássunk néhány példát:

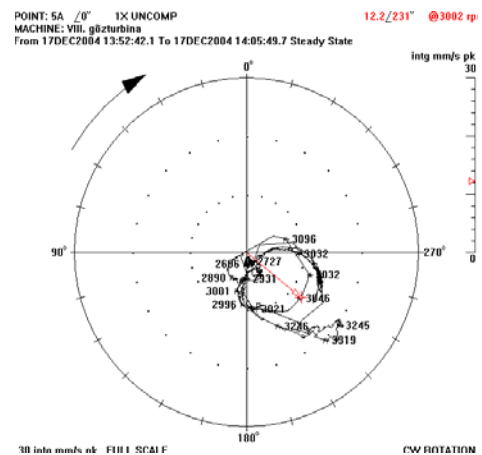
220 MW-os turbina 5. csapágyának axiális irányú rezgése okozta a gondot az üzemeltetőnek.



A rezgés alapvetően forgási frekvenciájú volt, de a 100 Hz-es komponens is jelentős. Az adott rezgés erősen csillapítatlan, rezonanciás jellegűnek mutatkozott. Ha csak az alábbi spektrumok és a fordulatszám függvényében vett csapágyrezgések (Nyquist illetve Bode diagramok) álltak volna rendelkezésre, ebből az eredményből még a legkiválóbb szakértő vagy a legkiválóbb szakértői rendszer sem tudott volna határozott véleményt formálni. A jelentésben nyilvánvalóan több hibát is meg kellett volna említeni, mindet különböző valószínűséggel.

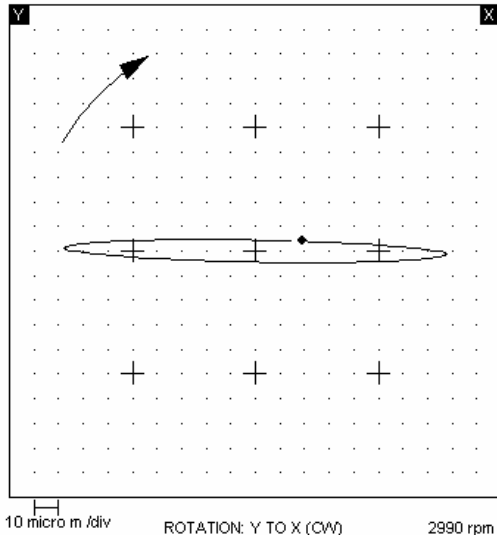


| PEAKS | FREQ (HZ) | AMP(intg mm/s pk) | ORDER (X) |
|-------|-----------|-------------------|-----------|
| 1 | 50 | 7.055 | 1.0X |
| 2 | 100 | 3.275 | 2.0X |

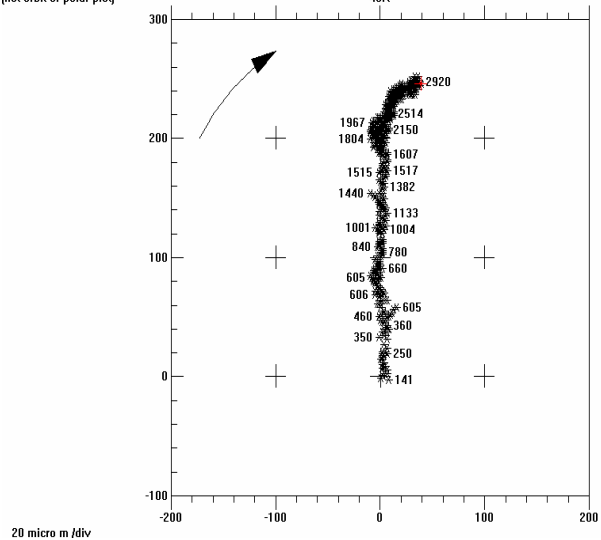


A tengelyrezgés mérési eredmények közelebb vittek a megoldáshoz, az eredmény megbízhatóbb lett.

Y: 5Y /45° Left VECTOR: 112 micro m pp/262°
 X: 5X /45° Right VECTOR: 108 micro m pp/175°
 MACHINE: VIII. gőzturbina
 17DEC2004 13:34:47.1 Steady State 1X UNCOMP
 45R



POINT: 5Y /45° Left REF: -12.8 Volts
 POINT: 5X /45° Right REF: -13.3 Volts
 MACHINE: VIII. gőzturbina
 From 17DEC2004 12:59:20.0 To 17DEC2004 13:34:36.7 Steady State
 [not orbit or polar plot]
 45R
 1.16
 1.59
 (38.8, 247) 2949



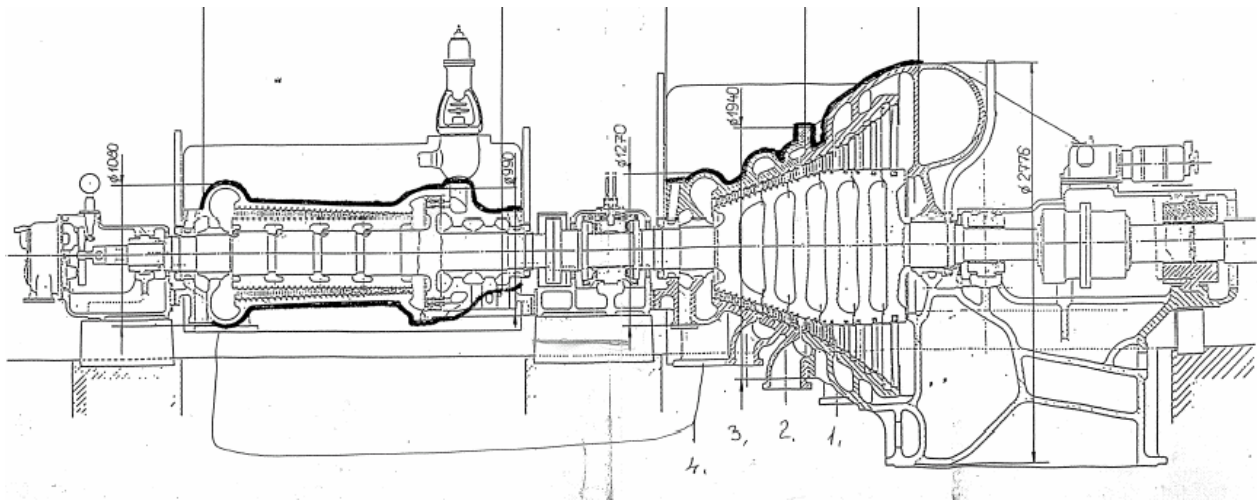
Az orbit erősen torzult, lapos volt. A csapközép nem a normális pozícióban volt (tengelyrezgés mérés a szomszédos csapágyakba nincs telepítve, tehát még mélyrehatóbb következtetésekre nem volt lehetőség). A gép felfutásakor, már az üresjárat fordulatszám elérésekor magas rezgések keletkeznek. Tehát határozottan megfogalmazhattuk, hogy egytengelyűségi probléma okozta a magas rezgéseket.

A mérési eredményeket jelen esetben nem egy szakértői rendszer dolgozta fel, a diagnózis hagyományos módon született. Feltételezzük, hogy egy jól konfigurált, jól működő szakértői rendszer ugyanazt az eredményt adta volna, mint az ember, vagyis megállapította volna, hogy egytengelyűségi hiba okozza a magas rezgést. Ezzel azonban még nincs megoldva a probléma.

Ilyen diagnózis után a legegyszerűbb esetben a gépet csak tisztességgel be kellene állítani. Jelen esetben azonban ez már többször is megtörtént, a beállítást igazoltan ugyanúgy végezték, mint a többi turbinán, ugyanazoknak a tűréseknek a betartásával. Sőt, az első rezgésemelkedés óta a gépet már kétszer, ismételtelen felbontották és ellenőrizték, a beállítást egyre pontosabban végezték el, de a rezgések az óta sem szűntek meg.

Hol az a szakértői rendszer, amely ilyen esetben megoldást ad? Csak a gép alapos ismerete, segíthet. Turbina szakértők tudnak csak választ adni, az egytengelyűségi hiba milyen hatásmechanizmussal jött létre, és hogyan lehet megszüntetni.

Nézzünk egy másik példát. egy 32 MW-os Láng turbina-generátor esetét.



A csapágyrezgések üresjárástól 25 MW-ig megfelelőek voltak, mégsem lehetett a gépet teljesen felterhelni.

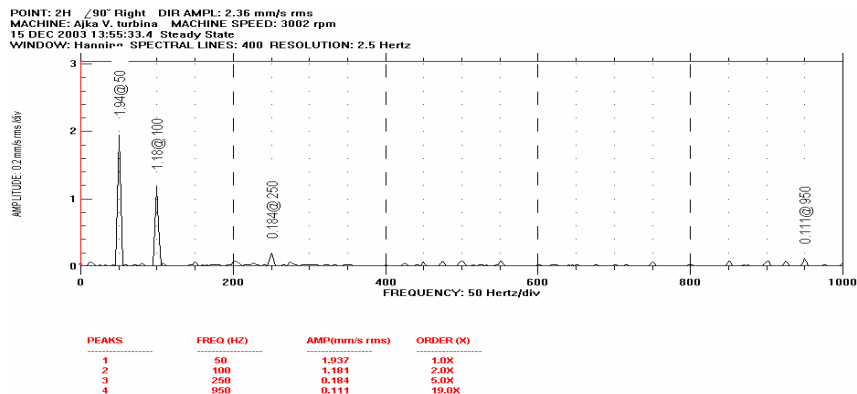
A csapágyrezgések 25 MW-nál:

| csapágy | irány | Széles sávú szint | „1X” forgási frekvenciájú rezgésebség | | „2X” forgási frekvenciájú rezgésebség | |
|---------|-------|-------------------|---------------------------------------|------|---------------------------------------|------|
| | | | mm/s (eff.) | fok | mm/s (eff.) | fok |
| 1. | H. | ---- | 0,74 | 177° | 1,42 | 260° |
| 1. | V. | 3,09 | 0,15 | ---- | 0,11 | ---- |
| 2. | H. | 1,02 | 0,33 | 276° | 0,76 | 349° |
| 2. | V. | 0,61 | 0,41 | 355° | 0,24 | ---- |
| 2. | A. | 0,70 | 0,33 | 186° | 0,37 | 246° |
| 3. | H. | 1,62 | 0,17 | ---- | 1,29 | 160° |
| 3. | V. | 1,83 | 1,59 | 342° | 0,57 | 122° |
| 4. | H. | 4,23 | 0,79 | 191° | 3,95 | 120° |
| 4. | V. | 1,57 | 1,0 | 51° | 0,98 | 53° |
| 4. | A. | 1,59 | 1,4 | 317° | 0,44 | 261° |

Tengelyrezgés mérés a gépen nincs, egyedül a 2. csapágy melletti tengelykapcsoló fedélbe van beépítve egy relatív elmozdulás érzékelő pár, aminek a jele a sérült felület és a csapágytól mért viszonylag nagy távolság miatt csak korlátozottan volt használható.

Itt egy szakértői rendszer bizonyosan nem tudná megállapítani a hibát, hiszen a probléma nem is megemelkedett csapágyrezgésekben, hanem a szabályozó szelepek magas rezgésében mutatkozott.

A rezgésspektrumok semmi különöset nem mutattak, példaként álljon itt a 2. csapágy horizontális irányú rezgésebség spektruma:



Többszöri vizsgálattal bebizonyosodott, a 2. csapágy teljesen fellazult, a csapágy nem volt képes a neki szánt fix pont funkció betöltésére. Az alöntést epoxi habarccsal javítani kellett, de még ez sem oldotta meg a rezgési gondokat.

Újabb vizsgálatokkal, és a gép szétszerelésével is igazolódt, az alapozás hibája mellett besúrolás is keletkezett. Az adott esetben, ha egy szakértői rendszer képes is lenne a besúrolás tényének azonosítására, akkor sem lenne képes a hiba okát megmondani, nem lenne képes megmondani, mit kell tenni a szeleprezgések megszüntetésére.

A besúrolás általában, de jelen esetben is csak következmény. A valódi ok lehetne akár egyensúlyhiba, akár laza csapágy, szűk gyártási hézag, ház deformáció, egytengelyűségi hiba, vagy alapozási hiba. A sok lehetséges hiba közül a valódit megtalálni csak egyéb megfontolásokkal, legfőképpen a turbina alapos, mélyreható ismeretével, esetleg számos egyéb vizsgálattal (külső gerjesztés, animáció, lézeres deformáció mérések...) együtt lehet.

Fenti esetekkel azt szeretnénk példázni - anélkül, hogy szakértői rendszereket valóban részletesen ismernénk -, hogy a szakértői rendszerek nem jelenthetnek teljes körű megoldást a turbina-generátor gépegységek rezgésdiagnosztikai problémáinak kezelése során. Segítenek a lehetséges hibák kiszűrésében, jelzést adhatnak, hogy mikor kell komolyan venni egy-egy rezgési eseményt, a mérési eredmények alapján megadnak egy valószínűsíthető hibasort, de nem helyettesíthetik sem a szakértők munkáját, sem a gépeket legjobban ismerő szakcégeket. Egy turbina gyártó, és javító cég ismeretei, tapasztalatai elengedhetetlenek a legtöbb hiba feltárásánál és a szükséges beavatkozási lépések meghozatalánál.

IRD Mechanical, Inc. Vibration and Noise Identification Chart

Causes of Vibration
(RELATIVE PROBABILITY RATINGS: 1 THRU 10)

| UNBALANCE | PREDOMINANT FREQUENCIES | | | PREDOMINANT AMPLITUDE | | | REMARKS |
|---|--|---|--|-------------------------------|-----------------|--------------------|---|
| | DIRECT PROBABLE LOCATION | | | PROBABLE NOISE | | | |
| | 40-50% 1 X RPM 2 X RPM 5 RPM 10 RPM Lower Multiples Very High Freq. Horizontal Vertical Axial | 50-100% 1 X RPM 2 X RPM 5 RPM 10 RPM Lower Multiples Very High Freq. Horizontal Vertical Axial | 100-500% 1 X RPM 2 X RPM 5 RPM 10 RPM Lower Multiples Very High Freq. Horizontal Vertical Axial | Phase (No of Reference Marks) | Low Freq. "Hum" | High Pitch "Whine" | |
| Initial Unbalance Shaft Bow—Lost Paris | 10 | 10 | 10 | (1) | 8 2 | 8 2 | Most common cause of vibration whose amplitude is proportional to the amount of unbalance. May be aggravated by or may produce complications such as seal rub, bearing failures or resonances. (Overhung rotors may show relatively high Axial Vibration). |
| Misalignment | 4 5 1 | 1 8 1 | 1 8 1 | (1) (2) (3) | 4 4 2 | 4 4 2 | Positive appears as a large axial vibration. Use dial indicators or other methods for misalignment. May produce friction or deflection forces which can be severe. Looseness creates many problems. Small amount may allow violent vibration. Looseness in bearings produces a "chatter" sound compared to resonance and/or misalignment. Diaphragm causes vibration indirectly by forcing alignment of shaft. Diaphragm causes vibration in piping. Piping Forces & Foundation Distortion often cause the spectrum problems. Ribs are characterized by the presence of many frequencies all over the spectrum often ultra-sonic. Produce "Hot spots" resulting in bent shaft, bearing cavitation and resonances. |
| Mechanical Looseness | 1 8 1 | 1 8 1 | 1 8 1 | (1) (2) (3) | 4 4 2 | 4 4 2 | In the case of Anti-friction Bearings failures, very high frequencies will be noted with the bearing responsible being the one at the point of the lowest high frequency vibration. Journal eccentricity relating to gears appears largest in line with gear centers. On rotors or generators vibration disappears when power is turned off. On pumps and blowers, improvement may be accomplished by balancing. Velocity measurements are recommended when analyzing for Anti-friction bearing failures. |
| Clearance Induced Vibration | 2 5 2 | 2 5 2 | 2 5 2 | Erratic | 6 1 1 | 6 1 1 | Misalignment is prime cause of bearing failures. Pitting, scuffing & fractures from non-uniform loading results. Couplings are susceptible to be both misalignment and torsional forces. Friction whirl/low damping also contribute. |
| Foundation Distortion | 1 8 1/2 | 1 8 1/2 | 1 8 1/2 | Erratic | 6 1 1 | 6 1 1 | For practical purposes, the terms "Natural Frequency", "Resonance" and "Critical Speed" are synonymous. Minor unbalances cause large shaft deflections due to centrifugal force and "lock". Shifts from resonant condition in the shaft to non-resonant condition. Shaft will bend rather than fall from fatigue as in the case of resonance. A critical may be improved by balancing. Resonance may be improved by internal damping. |
| Case Distortion | 1 1 1 2 1 | 1 1 1 2 1 | 1 1 1 2 1 | Erratic | 2 5 1 | 2 5 1 | Resonance—Only amplifies vibrations from other sources, cannot generate vibration. Can create highly dangerous situations by amplifying normal vibration in rotating machines or from pulsations in piping. May cause rotors or bearing abnormalities such as Resonant Whirl. Torsional Vibration is not usually noticeable externally since motion is superimposed on the rotation similar to the action of a spinning machine against. Failures occur at high frequencies. Special transducers usually required. Torsional Resonant frequencies coinciding with electrical frequencies can become very serious. |
| Seal Rub | 1 1 1 2 1 | 1 1 1 2 1 | 1 1 1 2 1 | Erratic | 2 5 1 | 2 5 1 | Bad Belts—Smth light will freeze faulty belt. Cure is matched belt sets, equal tension & correct alignment. Recip. Forces—Inherent in reciprocating machines—can only be reduced by design changes or isolation. Aero-Hydr Forces—Occur usually at 1/2 of impeller blades X RPM. Random Pulses may produce related resonances. Friction Whirl—Sometimes called "Hysteresis Whirl". Rare but violent. Cause: Rotor passes thru critical; angle between wheel & shaft "High Spot" swings 180° with friction damping also 180° out of phase. Frequency of vibration always at actual rotor critical speed. Oil Whirl—Caused by shaft being pulled around in bearing clearance by oil pressure waves. Frequency 1/2 shaft speed less 24-5% due to friction effects. |
| Rotor Rub (Axial) | 4 5 1 | 4 5 1 | 4 5 1 | Erratic | 6 1 1 | 6 1 1 | "Phase an synchronous frequency. Electrical causes of vibration will show up at 60 & 120 Hz (1 & 2 X line frequency) and disappear quickly when power is turned off. A "Slip-beat" vibration may occur at slip speed times number of poles. Bent Rotor—Frequency of vibration higher than one rotating at normal speed. Defective Bar—Bent bar for connection, energize one phase with the voltage and turn rotor by hand. Current surge will indicate broken bar. Check air gaps. |
| Piping Forces | 1 1 1 2 1 | 1 1 1 2 1 | 1 1 1 2 1 | Erratic | 6 1 1 | 6 1 1 | Inertive—Created by the forceful contact of one body or element with another such as the noise produced by a dropped hammer or a shudder clip, sonic boom, etc. Tooth impact in gearing may be similar. Impact noise may occur so rapidly that special high speed recording techniques may be used to distinguish the periodic impact from the unpredictable transient. Areas with many impact generators will have a steady state "Drone" resulting from the |
| Journal & Bearing Eccentric | 8 2 | 8 2 | 8 2 | (1) | 1 9 | 1 9 | |
| Radial Bar Damage | 1 4 2 | 1 4 2 | 1 4 2 | Erratic | 2 4 1 | 2 4 1 | |
| Torsion Bar Damage | 9 | 9 | 9 | Erratic | 8 1 1 | 8 1 1 | |
| Bearing Eccentricity | 10 | 10 | 10 | Erratic | 6 1 1 | 6 1 1 | |
| Unequal Brg. Str. Hoist Vert | 10 @ CR | 10 @ CR | 10 @ CR | Changing | 1 6 2 | 1 6 2 | |
| Gear Inaccuracies | 2 | 2 | 2 | Erratic | 2 1 1 | 2 1 1 | |
| Coupling Inaccuracies | 1 8 1 | 1 8 1 | 1 8 1 | Erratic | 5 3 2 | 5 3 2 | |
| Critical Speed | 10 | 10 | 10 | 180° Chg | 5 3 2 | 5 3 2 | |
| Rotor & Brg. Sys. Critical | 10 | 10 | 10 | Changing | 2 4 2 | 2 4 2 | |
| Coupling Critical | 10 | 10 | 10 | Changing | 5 4 1 | 5 4 1 | |
| Overhung Critical | 10 | 10 | 10 | Changing | 5 4 1 | 5 4 1 | |
| Resonant Vibration | 10 | 10 | 10 | Erratic | 4 3 3 | 4 3 3 | |
| Sub-Harmonic Resonance | 10 | 10 | 10 | Erratic | 4 3 3 | 4 3 3 | |
| Harmonic Resonance | 10 | 10 | 10 | Rocking | 8 | 8 | |
| Casing Resonance | 8 1 1 | 8 1 1 | 8 1 1 | — | 2 2 6 | 2 2 6 | |
| Support Resonance | 8 1 1 | 8 1 1 | 8 1 1 | — | 2 2 6 | 2 2 6 | |
| Foundation Resonance | 8 1 1 | 8 1 1 | 8 1 1 | — | 1 8 1 | 1 8 1 | |
| Torsional Resonance | 4 2 2 | 4 2 2 | 4 2 2 | — | 1 2 2 | 1 2 2 | |
| Bad Drive Belts | 10 | 10 | 10 | (1)-(2) | 1 1 3 | 1 1 3 | |
| Reciprocating Forces | 3 5 2 | 3 5 2 | 3 5 2 | Erratic | 8 2 | 8 2 | |
| Aero/Hydr. Forces | 2 6 | 2 6 | 2 6 | Multiple | 3 2 1 | 3 2 1 | |
| Friction Induced Whirl | 8 1 1 | 8 1 1 | 8 1 1 | Erratic | 6 2 2 | 6 2 2 | |
| Oil Whirl | 10 | 10 | 10 | Erratic | 6 1 3 | 6 1 3 | |
| Resonant Whirl | 10 | 10 | 10 | Erratic | 6 2 2 | 6 2 2 | |
| Dry Whirl | 10 | 10 | 10 | Erratic | 6 2 2 | 6 2 2 | |
| Rotor Not Round | 10 | 10 | 10 | (1)* or | 8 2 | 8 2 | |
| Rotor/Stator Misalignment | 10 | 10 | 10 | Rotating | 5 2 3 | 5 2 3 | |
| Elliptical Stator Bore | 10 | 10 | 10 | Double | 6 2 2 | 6 2 2 | |
| Defective Bar | 10 | 10 | 10 | Mark | 6 2 2 | 6 2 2 | |
| Bent Rotor Shaft | 10 | 10 | 10 | (1) | 8 2 | 8 2 | |
| Rotor Not Elect. Centered | 10 | 10 | 10 | (1) | 3 3 4 | 3 3 4 | |

Mechanical and Electrical Defects are noise sources which appear with the motor and are later transferred into air-borne noise. Mechanical Noise: Alignment; Duct and Panel Vibration; Bearing Noise; Flange of dampers, blades, vanes, tubes and support as well as structural vibration. Electrical Noise—may be due to Electrical Energy transformation: 1) Magnetic Forces—A function of flux densities, number and

Aerodynamic—May be related to vortex shedding, pressure pulsations, windage, etc., and create both broad and narrow band noise. Mechanical Noise: Mechanical Resonance; Integral fans, belts, slots, etc. c) Along changes in direction of flow or cross-section of ducts (Rumble). Differing flow velocities in adjacent sections—flow separations such as boundary layer effects, compression effects, etc. Name Band—A Resonance—Oscillation effects.

Inertive—Created by the forceful contact of one body or element with another such as the noise produced by a dropped hammer or a shudder clip, sonic boom, etc. Tooth impact in gearing may be similar. Impact noise may occur so rapidly that special high speed recording techniques may be used to distinguish the periodic impact from the unpredictable transient. Areas with many impact generators will have a steady state "Drone" resulting from the