

Járműelemekre ható véletlenszerű gerjesztések szilárdságtani hatásai

Marton Ádám, Veress Árpád, Palkovics László

Széchenyi István Egyetem, H9026 Győr, Egyetem tér 1.

Absztrakt: A tanulmányban végeselemes számítások és mérési technikák segítségével vizsgáljuk a mechatronikai gépkomponensek viselkedését és megbízhatóságát véletlenszerű rezgések hatására. A végeselem módszernek köszönhetően viszonylag pontos képet kaphatunk az adott szerkezet mechanikai viselkedéséről és annak várható élettartamáról ismert gerjesztés esetén. Először a virtuális modell számításai és a valós szerkezet mérési eredményeinek validációja történik meg a sajátfrekvenciák és a lengések összehasonlításán keresztül. Ezek egyezése esetén már valószínűsíthető modellünk helyessége. A rendszer csillapítása, a felhasznált anyagok kimerési paraméterei, valamint a gerjesztési profil (PSD (Power Spectral Density – Teljesítmény sűrűség spektrum)) ismeretében megbecsülhető annak élettartama is. Steinberg módszerét felhasználva, a véletlenszerűen előforduló feszültség amplitúdókat három sávba sorolva halmozódó károsodás elmélettel összegezhethetők a kapott eredmények és viszonylag pontos képet kapunk a modell várható élettartamáról.

1. BEVEZETÉS

Az alkatrészek fejlesztésekor, az optimális struktúra kialakítására egyre jobban terjednek a gyakorlati mérések mellett a numerikus módszerek. A szimulációk előnyei – többek között – a fejlesztési folyamat kezdeti fázisában jelentkeznek. A legfőbb hasznuk abban áll, hogy lecsökkentik a tesztmérések számát, mert a numerikus számítási módszerek segítségével az alkatrészek különféle változatait előzetesen már optimalizáltuk.

A közlekedés- és gépészmérnöki gyakorlatban a tervezés során egyre nagyobb jelentőségű az alkatrészben megengedett feszültség minél pontosabb meghatározása. A számítógépes módszerek használatával egyre nagyobb segítséget kapunk, már a fejlesztés korai szakaszában, a dinamikus terhelte alkatrészek statisztikailag helyes élettartam-becslésére. Az elsődleges cél a költséges élettartam mérések számának lecsökkentése a szükséges minimálisra [1].

2. REZGÉSEKRŐL ÁLTALÁBAN

Rezgőmozgásról akkor beszélünk, ha egy testet az egyensúlyi helyzetéből kimozdítunk, és ennek köszönhetően a test két szélső helyzet között periodikus mozgást végez.

Ilyen módon mozog a kerékfelfüggesztés, így változik a mozgásban lévő inga és számos más test helyzete is. A lengőrendszer állapota különféle jellemzőkkel határozható meg: pl. a tömegnek a nyugalmi helyzetétől való kitérésével, sebességével, gyorsulásával.

A rezgőmozgás maximális kitérését vizsgálva kétféle mozgástípust különböztetünk meg:

1. Csillapítatlan rezgőmozgás: Időben állandó a maximális kitérés (idealizált eset).
2. Csillapított rezgőmozgás: A maximális kitérés időben csökken.

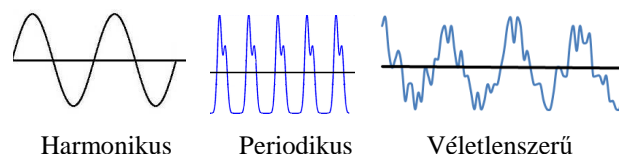
A lengés lehet periodikus, mint például egy inga esetén, vagy rendezetlen, véletlenszerű, mint például egy gépkocsikerék mozgása a karosszériához képest, göröngyös úton. A rezgés és lengés szavak fizikai tartalma azonos, a magyar szakirodalomban a gyors lengéseket rezgésnek szokás mondani, a lassúak a lengések.

A rezgés esetenként kívánatos lehet. Ilyen például a hangvilla, vagy a nyelvsíp rezgése fúvós hangszerek vagy harmonika esetén, ezeknek az eszközöknek működéséhez elengedhetetlen a rezgésük.

Más esetekben azonban a rezgés elkerülendő, mivel energia-vesztést és nemkívánatos hangot, zajt okoz. Így például gépek, motorok vagy bármely mechanikus eszköz működésekor általában károsak a rezgések. A rezgéseket okozhatja a forgórészek kiegyensúlyozatlansága, súrlódás, rosszul illeszkedő, kopott alkatrészek, stb. A gondos tervezés és kivitelezés a nemkívánatos rezgéseket általában minimálisra csökkenti [2].

3. LENGÉSEK TÍPUSAI

A lengések alapvetően három fő csoportba oszthatók, amelyek a következők: harmonikus, periodikus és véletlenszerű (lásd 1. ábra).



1. ábra: Lengések fajtái időbeni lefutásuk szerint

Harmonikus rezgés:

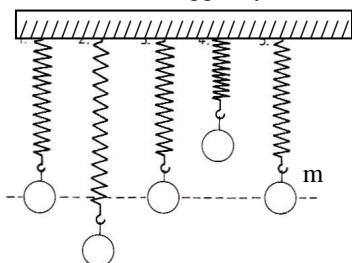
A rugóra függesztett testet, ha egyensúlyi helyzetéből kimozdítjuk, akkor két szélső helyzet között periodikus mozgást

végez. Hasonló mozgást végez egy fonálra függesztett test, vagy a víz tetején lévő habzivacs, ha egyensúlyi helyzetéből kizökkentjük.

Rezgőmozgás leírását segítő mennyiségek:

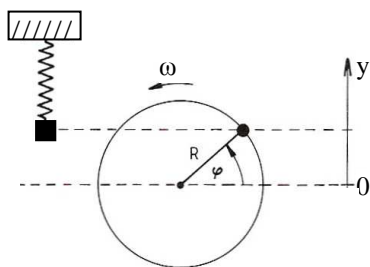
- Periódus: A mozgás egy periódusának nevezzük a pályának azt a szakaszát, amikor a test a pálya egy pontjából elindul, a két szélső helyzetet érinti, és visszatér a kiindulási pontba.
- Periódusidő: Egy periódus megtételéhez szükséges idő.
 Jele: T $[T] = s$
- Frekvencia: 1 s alatt megtett periódusok száma.
 Jele: f $[f] = 1/s$ (Hz)
- Amplitúdó: Az egyensúlyi helyzethez viszonyított maximális kitérés.
 Jele: A $[A] = m$

Ha egy rugóra függesztett test rezgését vizsgáljuk, és azonos időközönként megfigyeljük a kitérést, akkor azt tapasztaljuk, hogy a kitérés az idő szinuszos függvénye lesz.



2. ábra: Rugóra függesztett test kitérése különböző időpillanatokban

Az olyan rezgőmozgást, ahol teljesül, hogy a kitérés az idő szinuszos függvénye harmonikus rezgőmozgásnak nevezzük. Ha az egyenes körmozgást végző test mozgását a síkjából vizsgáljuk, akkor egy olyan rezgőmozgást látunk, ahol a kitérés az időnek szinuszos függvénye. Az egyenes körmozgást végző test pillanatnyi helyzetének függőleges irányú komponense a harmonikus rezgőmozgás kitérésével egyezik meg.



3. ábra: Rugóra függesztett test kitérése különböző időpillanatokban ($\varphi = \omega t$)

Referencia körnek nevezzük annak az egyenes körmozgást végző testnek a pályáját, amelynek sugara megegyezik a vizsgált rezgőmozgás amplitúdójával, fordulatszáma a rezgőmozgás frekvenciájával.

- Rezgőmozgás esetén: $R = A$ (1)
- Kitérés: $y = A \cdot \sin(\omega \cdot t)$ (2)
- Sebesség: $v = A \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t)$ (3)
- Gyorsulás: $a = -A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t)$ (4)

A rezgőmozgást végző test gyorsulása akkor maximális, ha:

$$|\sin \alpha| = 1 \rightarrow |a_{\max}| = A \cdot \omega^2 \quad (5)$$

A rezgőmozgást végző test gyorsulása szélső helyzetekben maximális, és egyensúlyi helyzetben nulla [2].

Periodikus rezgés:

Az olyan mechanikai rezgés, amely ugyanazt a mozgásszakaszt folyamatosan ismételteti, periodikus mozgásnak nevezzük. A periodikus mozgás, tehát szabályos rezgés.

Véletlenszerű rezgés:

A véletlenszerű rezgés egy olyan dinamikus mozgás, melynek pillanatnyi értékei nem írhatók le az idő függvényében, a gerjesztések értékei önkényesen következnek be. Ennél fogva a rezgés karakterisztikáját statisztikai módszerekkel írjuk le az ún. teljesítménysűrűség-spektrum és az amplitúdó normál eloszlása alapján.

Egyszabadságfokú rendszer véletlenszerű gerjesztés hatására annak sajátfrekvenciáján fog rezegni [3].

Szabad rezgés alakul ki, ha egy mechanikai rendszert kezdeti állapotból kitérítünk, majd engedjük, hogy szabadon rezegjen. Ennek példája lehet egy hangvilla, melyet megütünk és hagyjuk zengeni. A mechanikai rendszer ekkor rezgéseket fog végezni egy vagy több sajátfrekvenciájával, majd a rezgés csillapodik, és végül megáll.

Gerjesztett rezgés során a mechanikai rendszerre alternáló erő vagy mozgás hat. Példa erre egy rosszul kiegyensúlyozott mosógép rázkódása, a közlekedés okozta rezgés (melyet elhaladó teherautó okoz) vagy egy épület rezgése földrengés folyamán.

A gerjesztett rezgés során a rezgés frekvenciája a gerjesztés frekvenciájától függ, de erőssége szoros összefüggésben van a mechanikai rendszer jellemzőivel [4].

4. SAJÁTFREKVENCIA

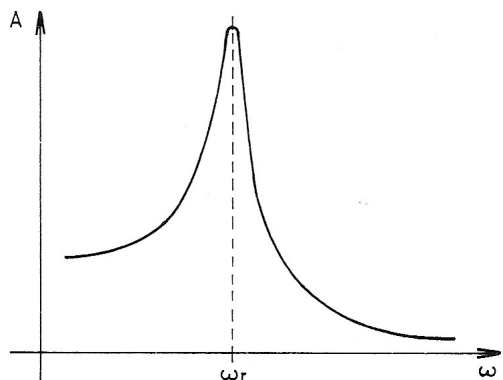
Minden szerkezetnek létezik egy vagy több a mozgására jellemző frekvenciája, amelyen gerjesztve lényegesen nagyobb választ ad, mint más frekvenciákon. Ezeket a frekvenciákat sajátfrekvenciáknak hívjuk.

Egy lengőrendszernek végtelen sok sajátfrekvenciája van, viszont ezek közül a legtöbb elhanyagolható, mivel vagy csak a szerkezet kis részére hatnak, vagy nagyon magas frekvenciákon jelennek meg. Ráadásul ezek a magas frekvenciás rezgések sokkal hamarabb csillapodnak le, mint az alacsonyabak. A gyakorlatban az első sajátfrekvenciák a legveszélyesebbek, ezekre adja a szerkezet a legnagyobb választ.

5. REZONANCIA

Ha egy testet kitérítünk az egyensúlyi helyzetéből, akkor egy sajátfrekvenciával rezgőmozgást fog végezni. Ezt a frekvenciát a test tömege és a rugóállandók határozzák meg. Ha a testet állandó frekvenciával kezdjük el mozgatni, akkor az rövid időn belül ugyanezzel a frekvenciával fog mozogni. A kényszerrezgés speciális formája a rezonancia. Rezonancia

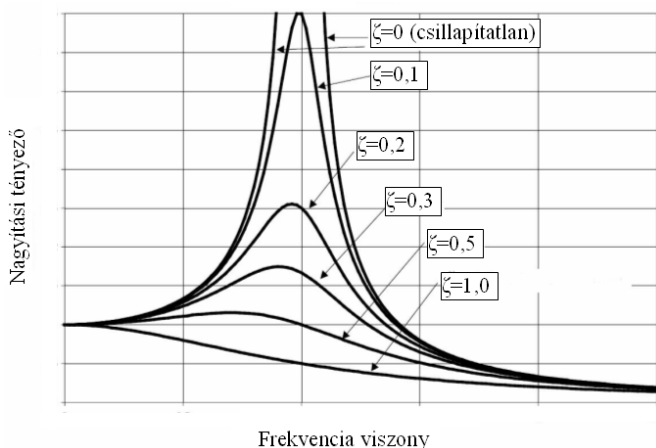
akkor következnek be, ha a gerjesztő frekvenciája megegyezik a rezgőképes rendszer saját frekvenciájával. Ilyenkor a rezgő rendszer megfelelő ütemben kap energiaadagokat, amely az amplitúdó növekedésében figyelhető meg (lásd 4. ábra).



4. ábra: Rezonancia görbe [2]

Ennek okán gyengén csillapított rendszereknél igen nagy rezgés-amplitúdó léphet fel. A rendszer sajátfrekvenciáját gyakran rezonancia-frekvenciának is hívják.

A mechanikai rendszerekben fellépő rezonancia igen káros lehet, esetleg a rendszer meghibásodásához is vezethet. Ezért, a rezgésanalízis egyik fő oka az, hogy meghatározzuk, hol léphet fel rezonancia, és milyen tervezési specifikációkat kell kidolgozni, hogy elkerüljük fellépését. Az 5. ábrán látható amplitúdó-frekvencia diagram jól mutatja, hogy a rendszer csillapítását növelve érezhetően csökkenthető a rezgés erőssége. Hasonlóképpen csökkenthető rezgésereőség, ha a sajátfrekvenciáját jelentősen megnöveljük a gerjesztés frekvenciájához képest megváltoztatva a rendszer merevségét, geometriáját vagy például a tömegét. Ezt a műveletet nevezik elhangelésnek. Ha a rendszert nem lehet megváltoztatni, esetleg a gerjesztés frekvenciáján lehet változtatni (például megváltoztatni a gerjesztést létrehozó gép fordulatszámát) [4].



5. ábra: Rezonancia görbe különböző mértékű csillapítással

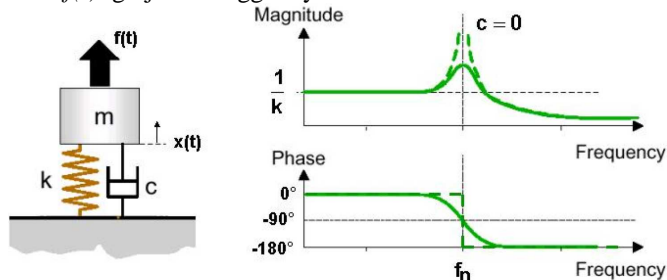
6. EGYSZABADSÁGFOKÚ LENGŐRENDSZER

Egyszabadságfokú rendszert az alábbi mozgásegyenlettel lehet leírni:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (6)$$

amelyben:

m : tömeg
 c : csillapítás
 k : merevség
 $f(t)$: gerjesztő függvény



6. ábra: Egyszabadságfokú rendszer [5]

A csillapítatlan sajátfrekvencia (f_n) a következő egyenletből számolható:

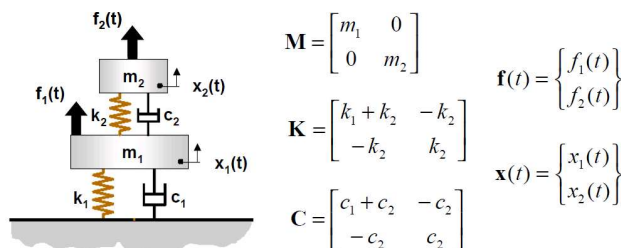
$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (7)$$

$c=0$ esetében csillapítatlan rendszerről beszélünk [5].

7. TÖBB SZABADSÁGFOKÚ LENGŐRENDSZER

Több szabadságfokú rendszert az alábbi mozgásegyenlettel lehet leírni [5]:

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \quad (8)$$



7. ábra: Több szabadságfokú rendszer [5]

amelyben:

M : tömeg mátrix
 C : csillapítási mátrix
 K : merevségi mátrix
 $f(t)$: gerjesztő függvény

8. CSILLAPÍTÁS

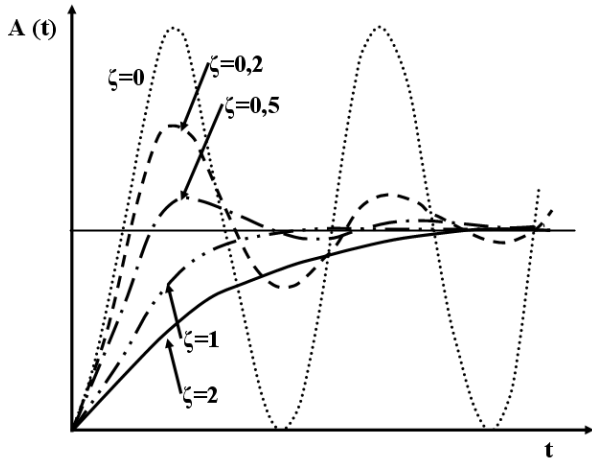
A mindennapi életben megfigyelhető, hogy a rezgő testek kitérései egyre kisebbek lesznek. A csillapítás a rezgések amplitúdójának az energiavesztések miatt bekövetkező időbeni csökkenését jelenti. Mértéke függ a szerkezet tömegétől, merevségétől, anyagától és a rezgés frekvenciájától.

Egy mechanikai rendszer lehet:

- alulcsillapított ($0 < \zeta < 1$): lengő rendszer
- kritikus csillapított ($\zeta = 1$): az az állapot, amikor a kitérített rendszer átlendül az egyensúlyi állapotban, de len-

gés már éppen nem alakul ki és a rendszer beáll egyensúlyi állapotba

- túlcillapított ($\zeta > 1$): a rendszer lengés nélkül tér vissza egyensúlyi állapotba, annál lassabban, minél nagyobb a Lehr-féle csillapítási tényező (ζ) értéke



8. ábra: Csillapítási arány hatása a lengésekre

A Lehr-féle csillapítási tényező a teljes rendszerre érvényes csillapítás és a kritikus csillapítás arányát fejezi ki:

$$\zeta = \frac{c}{c_0} \quad (9)$$

amelyben:

- c : rendszer csillapítása
- c_0 : kritikus csillapítás

A csillapítás hatással van a sajátfrekvenciák értékére is, viszont elhanyagolható mértékben csökkenti azokat.

Ez alapján a csillapított sajátfrekvencia:

$$f_D = f_n \cdot \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (10)$$

A csillapítás leggyakoribb formája a Rayleigh csillapítás, melynek paraméterei pontosan meghatározhatók a csillapítási arány ismeretében.

$$\zeta = \frac{\alpha}{2\omega} + \frac{\beta}{2} \cdot \omega \quad (11)$$

ahol:

- ω saját körfrekvencia ($\omega = 2\pi f_n$)
- α tömegből eredő csillapítás
- β : merevségből adódó csillapítás

9. MÉRÉSI MÓDSZEREK

Mint minden végelelemes szimulációnál, rezgések esetében is szükség van a számítások validációjára mérések segítségével. Erre a célra a leggyakrabban használt eljárások a rázópad és az ütés-impulzus vizsgálat. Mindkét módszerrel meghatározhatóak mind a sajátfrekvenciák, mind a teljes rendszer csillapítása.

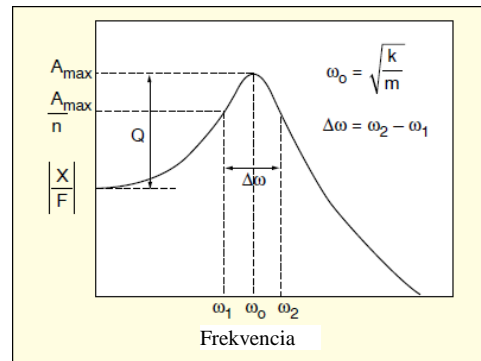
Rázópadi mérés:

A rázópad egy olyan eszköz, amely adott bemenő jellel gerjeszti a vizsgált szerkezetet. Számos jel előállítható, mégis az adott frekvencia-tartományban söprő szinuszos, valamint a véletlenszerű jelek a leggyakrabban használt jelek a vibrációs méréseknél.



9. ábra: Rázópad

A sajátfrekvenciákat keresve egy konstans szinuszos gyorsulás-amplitúdóval gerjesztjük a szerkezetet az adott frekvencia tartományban, miközben a vizsgálandó alkatrészen gyorsulásérzékelő segítségével mérjük az arra adott választ. Azok a frekvenciák, amelyeken lényegesen nagyobb választ mérünk, mint a bemenő jelünk, azok lesznek az alkatrész sajátfrekvenciái. Ezeket az értékeket egy diagramban ábrázolva jól láthatók a sajátfrekvenciák (lásd 10. ábra).



10. ábra: Frekvencia-válasz diagram

A csillapítás értéke nem olvasható le közvetlenül az ábráról, viszont következtethető belőle. Erre két módszert alkalmaznak leggyakrabban:

- 3dB sáv szélesség módszerrel
- Nagyítási tényezős módszer (Q)

3dB sáv szélesség módszer: a diagramon 3dB értékenél (a maximum érték $2^{1/2}$ -ed részénél) húzunk egy vízszintes egyenest, és a kettő pontot ahol elmetszi a válaszfüggvényt levétítjük a vízszintes tengelyre. Az így kapott frekvenciákból az alábbi képlettel számítható a csillapítás:

$$\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_2 + \omega_1} \quad (12)$$

Nagyítási tényezős módszer: a nagyítási tényezőt (Q) a maximális mért gyorsulás és a gerjesztő gyorsulás aránya adja.

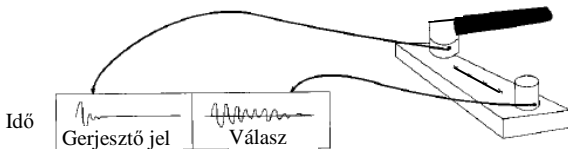
Ebből az alábbi képlettel számítható a csillapítás:

$$\zeta = \frac{1}{2Q} \quad (13)$$

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{2\pi^2 + \delta^2}} \quad (16)$$

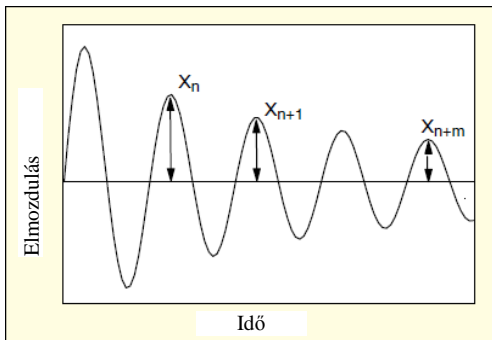
Ütés impulzus mérés:

Egy mereven befogott szerkezet az azt érő pillanatnyi gerjesztés (ütés) hatására szabad lengéseket végez annak sajátfrekvenciáin. Az ideális gerjesztés egy impulzus, amelynek ideje végtelenül kicsi (Dirac-delta). Ezt a valóságban csak közelíteni tudjuk, ezért a gerjesztés időtartama meghatározza a gerjesztés sávszélességét. Minél rövidebb ideig tart az ütés, annál szélesebb frekvencia tartományban tudjuk vizsgálni a sajátfrekvenciákat. A mérés elrendezési vázlata a 11. ábrán látható:



11. ábra: Ütés impulzus mérés vázlata

Az alkatrészen elhelyezett gyorsulásmérő jelét időben rögzítve egy lengésképet kapunk, melyből kiszámíthatók a sajátfrekvenciák és a csillapítás is.



12. ábra: Ütés hatására létrejövő lengéskép

Ahogy csillapodik a rendszer (lásd 12. ábra), a maximális kitérések exponenciálisan csökkennek, míg végül a lengés megszűnik. A csillapítás az egymást követő amplitúdók arányaiból számolható, amihez az első lépés a logaritmikus dekrementum meghatározása:

$$\delta = \ln\left(\frac{X_n}{X_{n+1}}\right) \quad (14)$$

Ennek a paraméternek a pontosabb meghatározása érdekében viszont célszerű több, egymást követő lengés átlagából számolni:

$$\delta = \frac{1}{n} \cdot \ln\left(\frac{X_n}{X_{n+m}}\right) \quad (15)$$

A logaritmikus dekrementum ismeretében az alábbi képlet segítségével meghatározható a lengőrendszer szerkezeti csillapítása [6]:

Egy túlnyomóan fém alkatrészekből felépülő, csavarkötésekkel szerelt szerkezet csillapítása körülbelül 2-5 % tartományba esik. Mivel a csillapítás nagy része az alkatrészek egymással való kapcsolódási helyén (csavarkötéseknél, csuklóknál) keletkezik, ez az érték hegesztett kötéseknel általában alacsonyabb, míg nagyobb csillapítású anyagok alkalmazásával (pl. gumi) akár 8-10% is lehet.

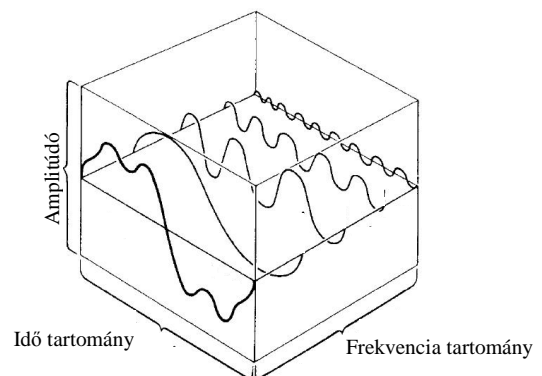
A csillapítás kizárólag mérés segítségével állapítható meg és annak értéke nagymértékben befolyásolja a végelemes számítások pontosságát a valósághoz képest.

A lengésképből közvetlenül nem olvashatók le a sajátfrekvenciák, viszont a jel Fourier transzformáltja (FFT) segítségével előállítható frekvencia-spektrumon igen.

10. TELJESÍTMÉNYSŰRÜSÉG SPEKTRUM (PSD)

A járműipari mechatronikai rendszereknél a gyakorlatban legtöbbször előforduló igénybevételek olyan véletlenszerű gerjesztések, amelyek az út vagy a motorgerjesztés, illetve ezek kombinációjából adódnak. Az ismertetett gerjesztések meghatározása érdekében mérésre van szükség, amely leggyakrabban gyorsulásérzékelők segítségével történik az idő függvényében az alkatrész beépítési helyén. Az időtartamtól és a legkisebb feldolgozandó frekvenciától függő megfelelő mintavételezés több tíz/százezer mérési pontot is jelenthet. Ezt az óriási adatmennyiséget sem számítógépes szimulációkban sem pedig mérésekben nem célszerű alkalmazni, e helyett inkább az idő-tartományt frekvencia-tartományra alakítjuk. A módszer lényegesen kevesebb adat megadásával képes reprodukálni az adott gerjesztést, éppen ezért szabványokban is ebben a formában fogunk a véletlenszerű gerjesztésekkel találkozni.

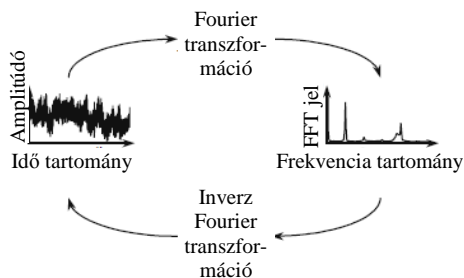
A módszer alapja, hogy bármely véletlenszerű jel különböző frekvenciájú és amplitúdójú szinusz hullámokból épül fel egymáshoz képest megfelelő fázisszöggel eltolva (lásd 13. ábra).



13. ábra: Véletlenszerű jel idő- és frekvenciatartományban ábrázolva

Ezeket a jeleket Fourier transzformációval harmonikus jelekké bonthatjuk szét, mely lehetővé teszi, hogy a frekvencia függvényében ábrázolhassuk az amplitúdókat (lásd 14. ábra).

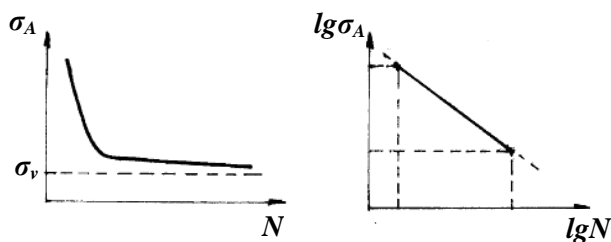
A művelet visszafelé is elvégezhető, az átalakítás során ugyan elveszítettük fázisinformációt, azonban az eredetivel szinte megegyező, egyenértékű időbeni jelet kaphatunk vissza véletlenszerű fázisinformáció generálásával.



14. ábra: Fourier transzformáció

11. ÉLETTARTAM BECSLÉS

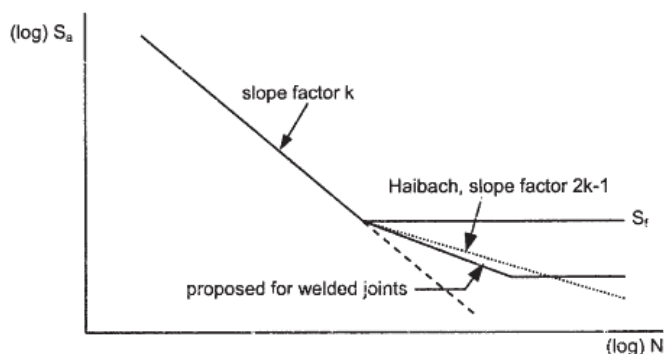
Amikor egy szerkezet élettartamát vizsgáljuk, az esetek többségében nagy ciklusú fárasztásnak van kitéve az adott anyag. Ez azt jelenti, hogy az alkatrész anyagának az alkalmazott gerjesztés hatására több mint 1000 lengést kell kibírnia károsodás nélkül. A felhasznált anyagban keletkező lengő feszültség ismeretében meg tudjuk becsülni annak várható élettartamát. Ehhez azonban szükségünk van egy olyan görbére, amely tartalmazza az adott feszültség szintekhez tartozó igénybevételi ciklusok számát, amelyek töréshez vezetnek. Ezt nevezzük az anyag kifáradási (Wöhler) görbéjének, melyet próbatestek fárasztó vizsgálatával lehet meghatározni (lásd 15. ábra).



15. ábra: Wöhler görbe

A görbén megállapítható egy pont, amely után egy közel vízszintes szakasz következik. Ezt a pontot nevezzük kifáradási határnak, amelyhez tartozó lengő feszültség értéke alatt az anyag élettartama jó közelítéssel végtelennek tekinthető. A végtelen élettartam az anyag típusától függően más-más ciklusszámot jelent. Acéloknál, ha az adott terhelés hatására $2 \cdot 10^6$ lengési ciklust túléli a szerkezet, akkor nagy valószínűséggel magasabb terhelési ciklust is kibír, tehát élettartama végtelennek tekinthető.

Alumínium esetében már bonyolultabb a helyzet, mivel nincsen olyan egyértelműen meghatározható kifáradási határa, mint az acéloknak. Akármilyen kis feszültség hatására is hajlamos kifáradásra véges sok ciklus után. Ennek ellenére, közelítésképpen, 10^7 terhelési ciklus használatos alumíniumok kifáradási határaként. Mivel az alumíniumok e határ után is hajlamosak a tönkremenetelre, ezért Haibach elmélete szerint, egy módosított meredekségű egyenessel érdemes korrigálni a görbét (lásd 16. ábra és 16. fejezet).



16. ábra: Haibach elmélete [7]

12. ÉLETTARTAM BECSLÉS HARMONIKUS GERJESZTÉS ESETÉN

Általában a lehető legveszélyesebb esetet vizsgáljuk, amikor is a vonatkozó szabványok által előírt frekvencia tartományon belül, adott elmozdulás vagy gyorsulás amplitúdóval a rendszer sajátfrekvenciáin gerjesztjük a szerkezetet. A gerjesztés hatására ezeken a frekvenciákon kapjuk a legnagyobb válaszokat, tehát a legmagasabb feszültségek is itt fognak kialakulni. Ezeket a feszültségeket az anyag Wöhler-görbéjén ábrázolva kapunk egy ciklusszámot, amelyet meghaladva az alkatrész tönkremenetele valószínűsíthető. A kapott ciklusszámot a vizsgált sajátfrekvenciával elosztva megkaphatjuk másodpercben is a szerkezet anyagfáradásra vonatkoztatott élettartamát. A folyamatot a 17. ábra szemlélteti.



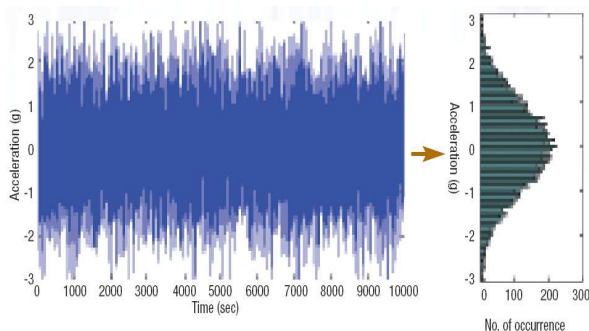
17. ábra: Élettartam becslés folyamatábrája harmonikus gerjesztés esetén

13. ÉLETTARTAM BECSLÉS VÉLETLENSZERŰ GERJESZTÉS ESETÉN

Ebben az esetben már nem tekinthető konstansnak a gerjesztés amplitúdója, ráadásul a frekvencia is véletlenszerűen változik.

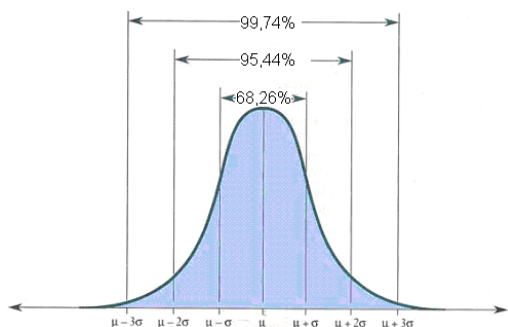
Ha időben rögzítjük egy véletlenszerű gyorsulás gerjesztés jelét, akkor megfigyelhető, hogy az amplitúdók értékei Gauss normál-eloszlását követik (lásd 18. ábra). Az alacsony gyorsulás értékek sokszor fordulnak elő, de csak viszonylag magas ciklusszám után okoznak kifáradást. A kiugróan magas gyorsulások nagyon hamar okoznának tönkremenetelt, viszont ezek csak elvétve fordulnak elő. A jelentős számú jel miatt PSD görbét kell képezni a rendelkezésre álló jelekből, ami a végeles számítás bemenő peremfeltétele lesz.

A számítás során a program végig söpri a megadott frekvenciatartományt, melynek eredményei valószínűségi feszültség-eloszlások lesznek.



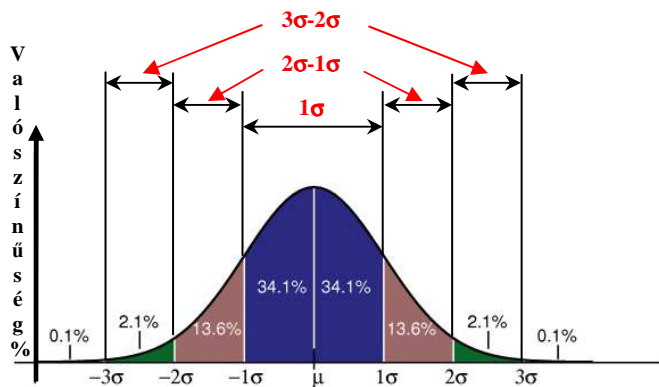
18. ábra: Rezgés-amplitúdók eloszlása [8]

A 19. ábra a valószínűség százalékában mutatja meg, hogy mekkora esélye van annak, hogy az adott feszültségnél nagyobb érték ne forduljon elő.

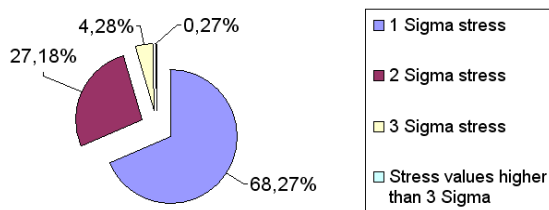


19. ábra: Gauss eloszlásfüggvény

Más megközelítésben megállapíthatjuk, hogy egy adott feszültség érték mekkora valószínűséggel fordul elő a teljes élettartama alatt. Dave Steinberg közelítésében 3 sávra osztja szét a lehetséges feszültség értékeket (1σ , 2σ , 3σ) lásd 20. ábra.



20. ábra: Adott terhelésszintek előfordulási valószínűsége



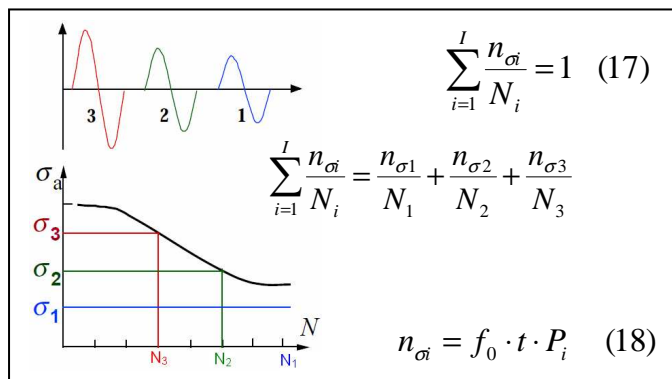
21. ábra: Terhelések egymáshoz viszonyított aránya

A 20. ábra alapján:

- 1σ feszültségek (1σ) 68,27% valószínűséggel fordulnak elő (lásd 21. ábra)
- 2σ feszültségek ($2\sigma-1\sigma$) 27,18% valószínűséggel fordulnak elő (lásd 21. ábra)
- 3σ feszültségek ($3\sigma-2\sigma$) 4,28% valószínűséggel fordulnak elő (lásd 21. ábra)

Miután a végeelem számításból megkaptuk ezeknek a feszültségeknek az értékeit, a Wöhler görbébe behelyettesítve minden egyes feszültséghez-amplitúdóhoz tartozni fog egy élettartam, melyet a Palmgren-Miner féle halmozódó károsodás elmélet segítségével tudunk összegezni. Lényege, hogy a különböző terhelések hatását külön-külön vizsgáljuk, majd összegezzük ezeket (lásd 22. ábra).

Eredményként egy arányszám adódik, amihez szükséges még a vizsgálati időtartam is. Bizonyos anyagok esetében, ha ez az érték meghaladja az 1-et, az azt jelenti, hogy az adott terhelés tönkremenetelt okoz. A vizsgálati időtartamot ezzel a számmal leosztva megkapjuk a tényleges élettartamot.

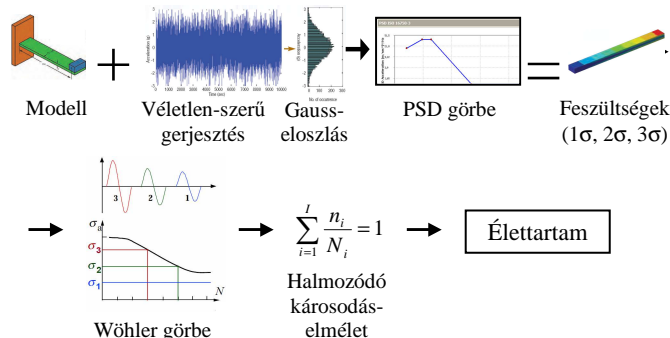


22. ábra: Palmgren-Miner szabály [9]

A 22. ábrán szereplő paraméterek jelentése a következő:

- n_{σ_i} : adott terhelési esethez tartozó valószínűsíthető ciklusszám
- N_i : adott feszültséghez tartozó élettartam
- f_0 : rendszer domináns sajátfrekvenciája
- t : vizsgálati időtartam
- P_i : adott terhelés előfordulási valószínűsége

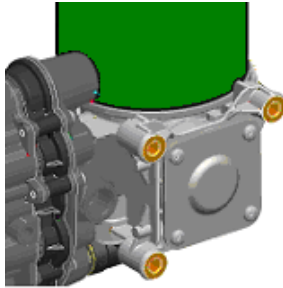
Élettartam becslés folyamatábrája véletlenszerű gerjesztés esetén a 23. ábrán látható.



23. ábra: Élettartam becslés folyamatábrája véletlenszerű gerjesztés esetén

14. A VIZSGÁLT MECHATRONIKAI RENDSZER GEOMETRIÁJA

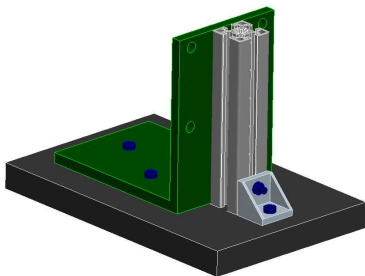
A vizsgált modell egy tehergépjármű légfékrendszerének szűrő egysége, mely a munkaközeget hivatott megtisztítani a nem kívánt olajtól és nedvességtől.



24. ábra: Légfékrendszer szűrő egységének virtuális modellje

A modellen található feliratok és kis lekeresetési sugarak ($r < 0,2$) a későbbi végelem számításokban már nem szerepelnek, ugyanis jelentősen növelik mind a végelem háló elemszámát, mind a számítási időt. A modell belsejében található rugók és egyéb kisméretű, de bonyolult geometriájú alkatrészek egyszerűbb, de hasonló inerciájú, tömegű és térfogatú geometriákkal lettek helyettesítve.

A számításhoz mérések is készülnek, ezért a virtuális modellnek pontosan meg kell egyeznie a mérésben szereplő alkatrészsel, hogy a kettő összehasonlítható legyen egymással. Mivel az egységet nem lehet közvetlenül a rázópadra szerelni, szükség van egy tartószerkezetre, melynek virtuális modelljét a 25. ábra szemlélteti.



25. ábra: Mérésben és számításban használt tartószerkezet modellje

15. ANYAGTULAJDONSÁGOK

A számítás megkezdéséhez elengedhetetlen a felhasznált anyagok mechanikai tulajdonságainak ismerete.

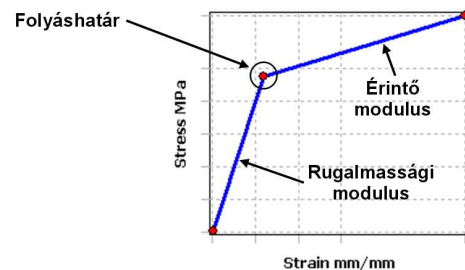
A szűrő egység többnyire fém alkatrészekből épül fel, az öntvények alumíniumból, a csavarok 10.9 minőségű acél csavarokból készültek. Az egység belsejében elhelyezkedő szelepek nagy része a rugókon kívül szálerezített polimerből áll.

Az alkalmazott anyagok listáját és a számításhoz fontos anyagtulajdonságokat a következő táblázat foglalja össze:

Anyag	Sűrűség [kg/m ³]	Rugalmassági modulus [MPa]	Poisson tényező	Folyáshatár [MPa]	Shakító-szilárdság [MPa]
AlSi12(Cu)	2770	71000	0,33	140	220
Polietilén	1150	1100	0,42	-	33
PA66 GF30%	1370	7000	0,42	-	124
Szerkezeti acél	7850	200000	0,3	250	350
10.9 acél	7850	200000	0,3	900	1000

26. ábra: A felhasznált anyagok fontosabb tulajdonságai

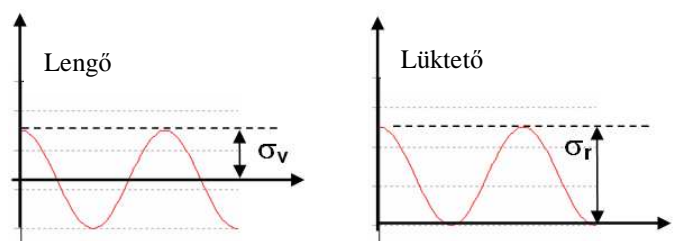
Fémek terhelésre való viselkedése (feszültség-nyúlás) a folyáshatárig lineárisnak tekinthető, azonban a felett ez már nem mondható el. A felhasznált anyagok szakító vizsgálatához szükséges próbatestei nem álltak rendelkezésre, ezért a pontos szakítógörbék helyett a folyáshatár feletti görbe egy módosított meredekségű szakasszal lett helyettesítve. Ez a folyáshatárig terjedő lineáris szakasz meredekségének az 1/10 részére lett felvéve.



27. ábra: Bilineáris anyagtulajdonság fémek esetében

A kutatási téma fő célja, hogy kidolgozzunk egy olyan számítási eljárást, amellyel hatékonyan lehet modellezni mechatronikai rendszerek élettartamát véletlenszerű gerjesztések hatására. Ehhez azonban szükség van kifaradási adatokra, amelyeket AlSi12 esetén a következőkre vettünk fel a rendelkezésre álló mérési adatok hiányában (lásd 28. ábra):

- $\sigma_1 = 210 \text{ MPa}$ (10^1 ciklushoz tartozó kifaradás)
- $\sigma_v = 65 \text{ MPa}$ (10^7 ciklushoz tartozó kifaradás lengő igénybevételre)
- $\sigma_r = 90 \text{ MPa}$ (10^7 ciklushoz tartozó kifaradás lüktető igénybevételre)



28. ábra: Lengő és lüktető igénybevételek

16. KIFÁRADÁSI GÖRBE

A Wöhler görbe ábrázolásához Haibach elméletét felhasználva meghatároztuk a görbe első szakaszának meredekségét (lásd 29. ábra).

Így tehát a kifáradási határig terjedő szakasz meredeksége:

$$k = \frac{\log 10^7 - \log 10^1}{\log \sigma_1 - \log \sigma_v} = \frac{\log 10^7 - \log 10^1}{\log 210 - \log 65} = 11,78 \quad (19)$$

Haibach által javasolt meredekség a kifáradási határ után:

$$k' = 2k - 1 = 22,56 \quad (20)$$

Lengő feszültség 10^8 ciklusnál:

$$k' = \frac{\log 10^8 - \log 10^7}{\log \sigma_v - \log \sigma_v'} \Rightarrow \sigma_v' = 58,7 \text{ MPa} \quad (21)$$

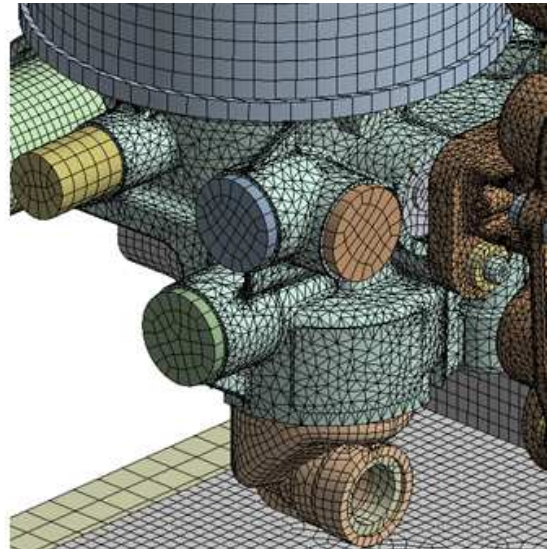
amelyben:

k : kifáradási görbe meredeksége

k' : kifáradási görbe módosított szakaszának meredeksége

17. VÉGESELEM HÁLÓ

A háló a felhasznált szoftver automatikus háló-generálója segítségével készült, azok paramétereinek megadásával. A cél egy kellően sűrű háló készítése maximum 600-700 ezer elemből, amely torz és egymáshoz képest aránytalan elemektől mentes. A kritikus alkatrészekben célszerű sűrűbb hálót használni a pontosabb végeredmény érdekében, valamint a legveszélyesebbnek vélt keresztmetszetekben lokális sűrítéseket alkalmazni.



30. ábra: A végeselemes háló

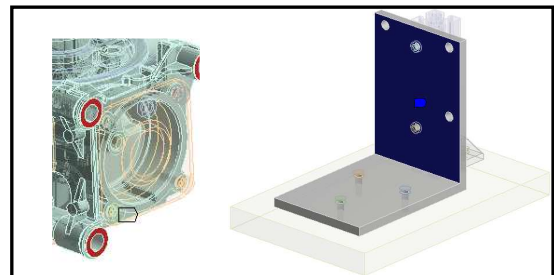
A hexaéder hálóelemek pontosabb eredményt biztosítanak, mint a tetraéder, ráadásul kevesebb elemből képesek felépíteni a geometriát, ezért ha lehetséges érdemes ezt a típust alkalmazni. Viszont vannak esetek, amikor alkalmazásuk nem javasolt. Ilyenek a bonyolult geometriájú öntvények, ahol a hexaéder hálótípus nem, vagy csak nehézkesen és sok eltorzult elemmel képes leírni a geometriát. Ekkor javasolt a tetraéder alkalmazása, amely pontosabban követi le a geometriát.

A modell kb. 500000 hálóelemből épül fel, a csomópontok száma pedig 1000000 körülire adódott.

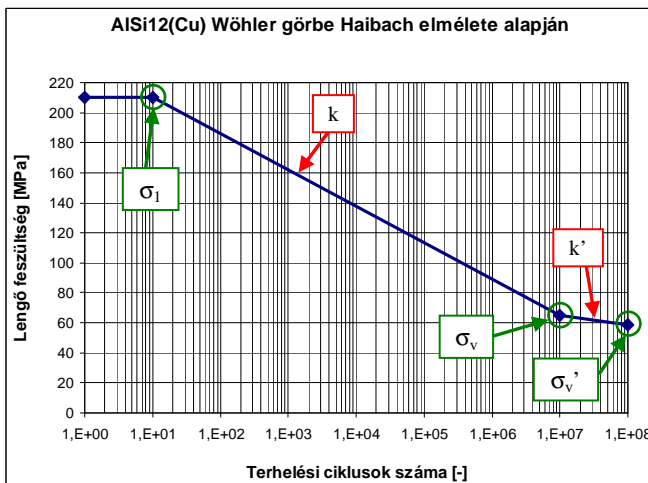
18. KONTAKT KAPCSOLATOK

A modell alkatrészei közötti kapcsolatot kontaktok biztosítják. Ezek lehetnek lineáris, ragasztott kötések, melyek merev kapcsolatot jelentenek a kontaktfelületek között, vagy nem lineáris (súrlódásos, súrlódásmentes) kötések melyek akár elmozdulhatnak, elválhatnak, és esetleg ütközhetnek is egymással.

Csavarkötések által összeszorított alkatrészek között súrlódásos kontaktokat célszerű alkalmazni, ezzel figyelembe véve a csavarok merevségét. Ahogy a valóságban is, nagy terhelés hatására ezek a felületek akár el is tudnak válni egymástól, ha nem elég nagy az összeszorító erő. Tipikus súrlódásos kontakt-definíciók láthatók a 31 és 32. ábrákon.

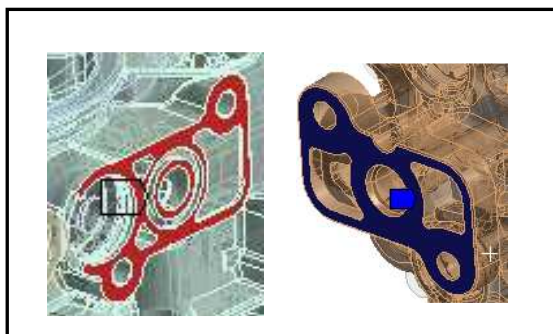


31. ábra: Alkatrészek közti súrlódásos kontaktok



29. ábra: A felhasznált alumínium öntvény módosított kifáradási görbéje

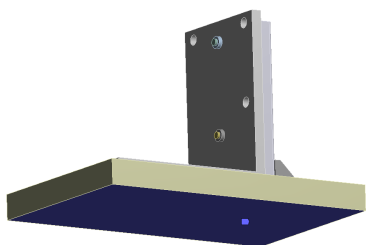
A végeelem hálót 10 csomópontos tetraéder és 20 csomópontos hexaéder elemek alkotják.



32. ábra: Alkatrészek közti súrlódásos kontaktok

19. PEREMFELTÉTELEK

A peremfeltételeknek szintén meg kell felelniük a valóságban lejátszódó folyamat körülményeinek. A rázópad acéllapjára, amelyre hat a terhelés, fix megfogást definiáltunk (lásd 33. ábra).



33. ábra: Fix peremfeltétel

Az ábrán látható megfogás mind a statikus, mind pedig az erre épülő modális és véletlenszerű vibráció számításra érvényes, azzal a különbséggel, hogy az utóbbi kettőnél az adott koordináta-rendszerre hatnak a terhelések, amelyben az alkatrész fixen rögzítve lett.

20. STATIKUS SZÁMÍTÁS

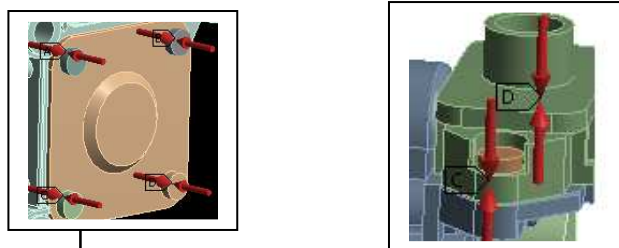
Modális számítás előfeltételeként a legtöbb esetben érdemes egy statikus számítást is elvégezni, ahol előfeszítjük a modellt, megváltoztatva ezzel a merevségét. Nagyobb tömegű modell, vagy nagyobb gerjesztések esetén jelentősen változhat a modális számítás eredménye és a valósághoz közelebbi eredményeket kapunk.

TERHELÉSEK:

Jelen számításban az alkatrész összeszereléséből adódó terhelések érik csak a komponenseket, az üzemszerű működésből adódó belső nyomások el lettek hanyagolva, azok érdemlegesen nem változtatnának a merevségen.

ELŐFESZÍTÉSEK HATÁSA:

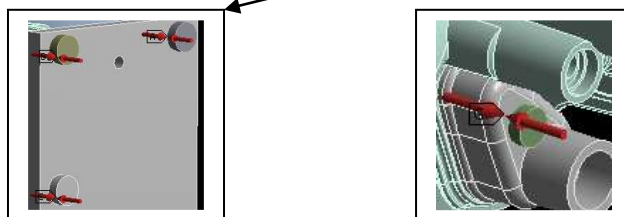
Az alább közölt feszültség-eloszlás és deformáció eredmények a csavarok meghúzásából adódnak. Tipikus csavar előfeszítés definíciók láthatók a 34. ábrán. A későbbi sajátfrekvencia- és vibráció-számításnál az itt kapott feszültségek értékei nincsenek figyelembe véve, mindössze a rendszer megváltozott merevsége játszik szerepet a további számításokban. Ennek ellenére érdemes ellenőrizni az összeszerelés során ébredő feszültségeket, ugyanis a kötőelemek nem megfelelő előfeszítései akár még a szerelés alatt is törést vagy repedéseket okozhatnak.



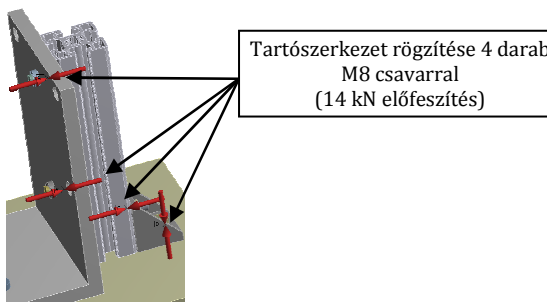
Szelep fedél rögzítése az öntvényhez 4 darab M6 csavarral (6 kN előfeszítés)

Nyomássonzor rögzítése 2 darab M6 csavarral (2 kN előfeszítés)

Egység rögzítése a tartószerkezethez 3 darab M12 csavarral (38 kN előfeszítés)



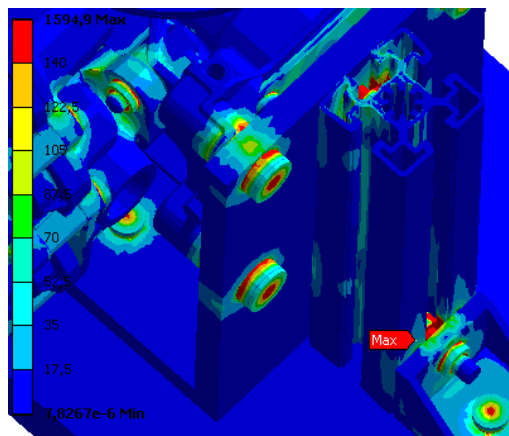
Műagyag kupak rögzítése a tartószerkezethez M6 csavarral (2 kN előfeszítés)



Tartószerkezet rögzítése 4 darab M8 csavarral (14 kN előfeszítés)

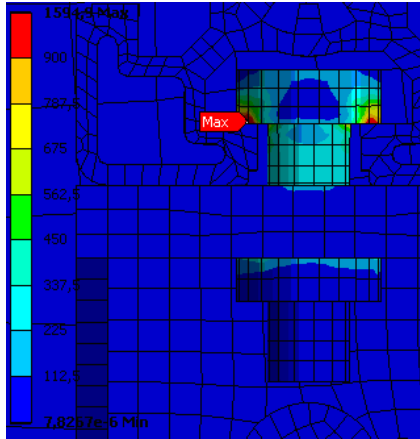
34. ábra: Csavar előfeszítések

A 35. ábrán az alumínium öntvények kritikus keresztmetszeiteinek könnyű láthatósága érdekében a feszültség skála azok folyáshatárában lett maximálva.



35. ábra: HMH egyenértékű feszültség eloszlás

Statikus terhelés hatására az alumínium öntvény felfogatásánál adódtak kevéssel a folyáshatár feletti feszültségek (155-159 MPa, lásd 35. ábra). Csavarok közeli környezetében nem ritka a jelenség, különösebb figyelmet akkor célszerű rá fordítani, ha értéke megközelíti a szakítószilárdság értékét, vagy az adott közép feszültségen jelentős mértékű lengő feszültség superponálódik rá.



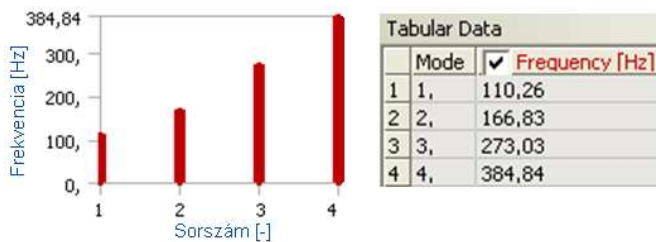
36. ábra: HMH egyenértékű feszültség eloszlás (csavarra)

A maximális feszültség a tartószerkezet egyik csavarjában ébred, értéke meghaladja az alkalmazott 10.9 minőségű csavar szakítószilárdságát (lásd 36. ábra). A magas feszültség oka részben a csavarfej nem egyenletes felfekvése, a kiugróan magas 1594,9 MPa pedig egyetlen csomópontban ébredő lokális feszültségcsúcs, kellően sűrű háló alkalmazásával pontosítható lenne az értéke.

21. SAJÁTFREKVENCIA SZÁMÍTÁS

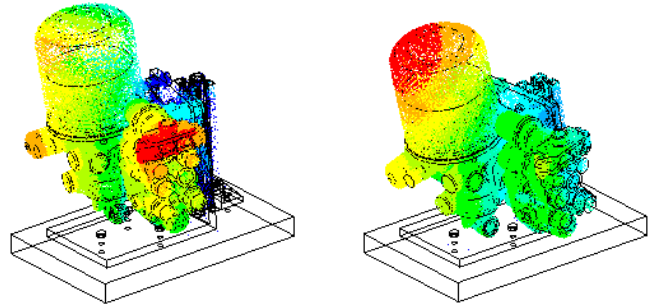
A modális analízis meghatározza az adott szerkezet rezgésének karakterisztikáját. Az eredményként kapott frekvenciák és lengésképek fontos paraméterei a dinamikus terhelések kitétt gépkomponenseknek.

A számítás során az 500 Hz alatti sajátfrekvenciák lettek kiértékelve, melyből összesen 4 darab van (lásd 37. ábra).



37. ábra: Sajátfrekvenciák

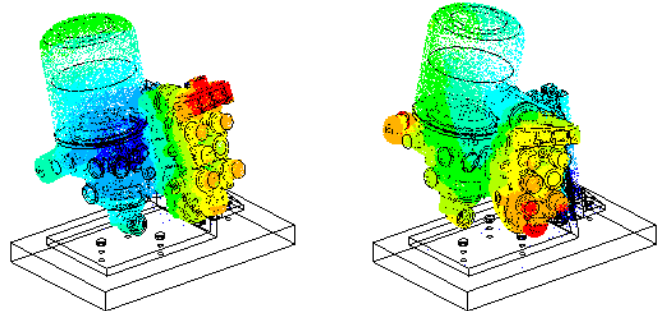
Az esetek többségében az első, egyben legalacsonyabb sajátfrekvenciák lesznek a legveszélyesebbek rezonancia szempontjából. Ez részben azért van, mivel a járművön magasabb gerjesztő frekvenciák csak a motor és váltó közvetlen környezetében fordulnak elő, ráadásul magasabb frekvenciák esetében a csillapítás értéke is nagyobb, azok hamarabb lecsengenek ezért is kevésbé hajlamosak rezonanciára. Az első négy lengéskép a 38. és 39. ábrán látható.



110,26 Hz

166,83 Hz

38. ábra: 1. és 2. lengéskép



273,03 Hz

384,84 Hz

39. ábra: 3. és 4. lengéskép

22. SAJÁTFREKVENCIA MÉRÉS

Mérésekre egyrészt a kapott eredmények validálása miatt van szükség, másrészt pedig a csillapítás meghatározására, amely a szilárdságtani fontos bemenő paramétere. Egy mérés, számítás, vagy szimuláció eredményéből önmagában nem lehet megbízható következtetéseket levonni, ezekből legalább két-tőnek egyeznie kell. Vibráció esetében élettartamot csak költséges roncsolásos vizsgálatokkal lehet mérni, viszont a sajátfrekvenciák egyezése esetén végeselemes szimulációval jó közelítéssel lehet élettartamot becsülni.

MÉRÉS RÁZÓPADON:

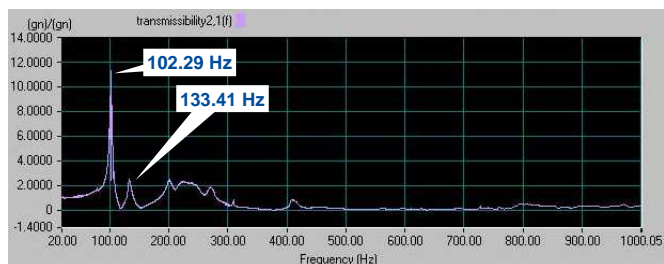
Mérés során a rázópadhoz rögzített modult 1g gyorsulás-amplitúdóval 0-1000 Hz frekvenciatartományban végigsöpörve kapunk egy frekvencia átviteli függvényt, mely rámutat a sajátfrekvenciákra és következtethetünk belőle a csillapítás értékére.



40. ábra: Mérőberendezés

A modul végén elhelyezett szenzor azon a frekvencián adja majd a legnagyobb gyorsulás választ, amely annak a részegy-

ségnak a sajátfrekvenciája, de az átviteli függvényben a többi sajátfrekvencia is meg fog jelenni (lásd 41. ábra).



41. ábra: Frekvencia átviteli függvény

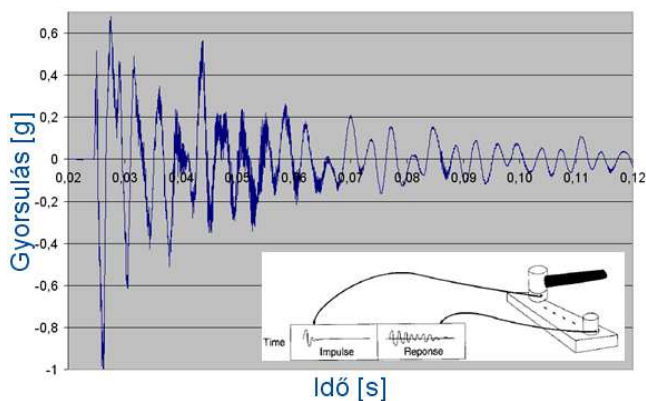
A függőleges irányú gerjesztés hatására a 102,29 Hz-es frekvencián lesz az egység a legnagyobb mértékben gerjesztve, a bemenő jelhez képest közel 12-szeres nagyítást produkál a többi frekvencia körülbelüli 2-szeres nagyításával szemben. Adott frekvenciákon a csillapítások értéke is ezekből a nagyítási tényezőkből számolható.

ÜTÉS IMPULZUS MÉRÉS:

A ütésimpulzus teszt során a mérőberendezés összeállítása megegyezik a korábban használttal, a mérésben két lényeges különbséggel.

Az egyik a gerjesztés helye, amely rázás során a tartószerkezetet érte, az ütésimpulzus viszont magát az egységet érte a szenzor közelében. Ennek hatására hasonló frekvenciáknak kell megjelennie a másik méréshez képest, viszont a gerjesztés helyének változása miatt esetleg más frekvenciára adhatja a legnagyobb választ.

A másik a mért gyorsulásadatok rögzítése. Rázás közben a végcsöpört tartomány minden egyes frekvenciáján átlaggyorsulást ábrázolunk, az ütés impulzus teszt során pedig a gyorsulás gerjesztés időbeni lefutását, tehát egy adott pont lengésképét kapjuk.

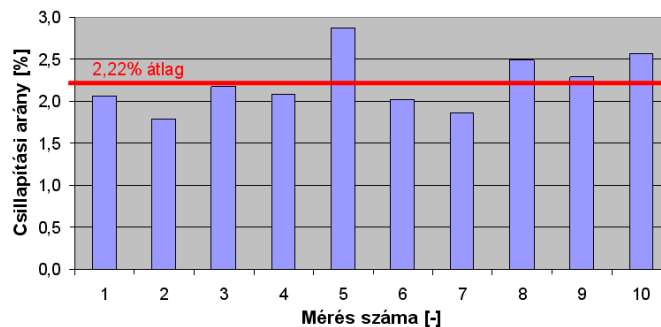


42. ábra: Lengéskép

A lengésképben benne van a szerkezet összes gerjesztett sajátfrekvenciája, és az is látható, hogy a legmagasabb frekvenciák már a vizsgált időtartam elején lecsengenek, és az elsők maradnak csak meg.

Ebből közvetlenül nem olvasható le adat, viszont pár egyszerű számítással meghatározható a csillapítás és a sajátfrekvenciák is. A csillapítás az egymást követő lengéshullámok amplitúdójából számítható ki a 9. fejezetben leírtak alapján. 10

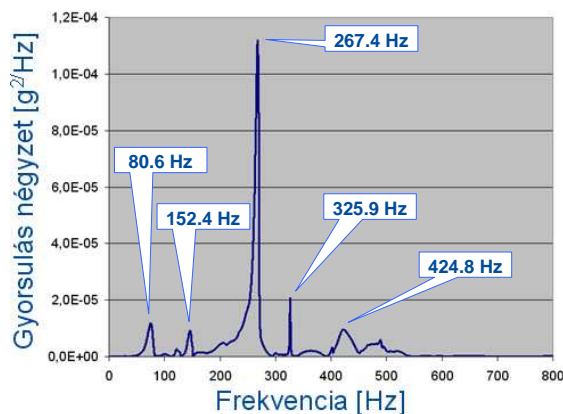
mérés átlagából 2,22%-os csillapítást definiáltunk a további számítások bemenő paramétereiként (lásd 43. ábra)



43. ábra: Csillapítások

A mérés végrehajtása mindössze pár tizedmásodpercet vesz igénybe, viszont korántsem egyszerű feladat, mivel a mérések többsége nem használható, és a jól sikerült mérések eredményei akár 50 %-ot is szórhatnak.

A mért lengésképet Fourier transzformáció (FFT (Fast Fourier Transformation)) segítségével frekvencia-spektrummá alakíthatjuk át, melyből már látszódnak a rezonancia frekvenciák (lásd 44. ábra).



44. ábra: Frekvencia spektrum

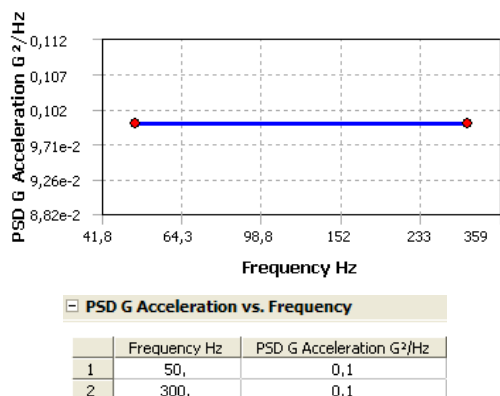
A mérések és a szimuláció eredményeit összegző táblázat a 45. ábrán látható. Némelyik frekvencia csak egyes mérésekben jelenik meg, viszont a többi, a dominánsabb frekvenciák mindegyik mérésben/számításban megtalálhatók kisebb-nagyobb eltéréssel.

VEM Számítás	Mérés Rázópadon	Eltérés (VEM-hez képest)	Ütés Teszt	Eltérés (VEM-hez képest)
110,26 Hz	102,29 Hz	7,8 %	80,6 Hz	36,8 %
166,83 Hz	133,41 Hz	25,5 %	152,4 Hz	9,5 %
-	201,21 Hz	-	-	-
-	226,09 Hz	-	-	-
273,03 Hz	273,18 Hz	0,05 %	264,7 Hz	3,1 %
-	-	-	325,9 Hz	-
384,84 Hz	408,09 Hz	5,7 %	424,8 Hz	9,4 %

45. ábra: Sajátfrekvenciák eredményeinek összehasonlítása

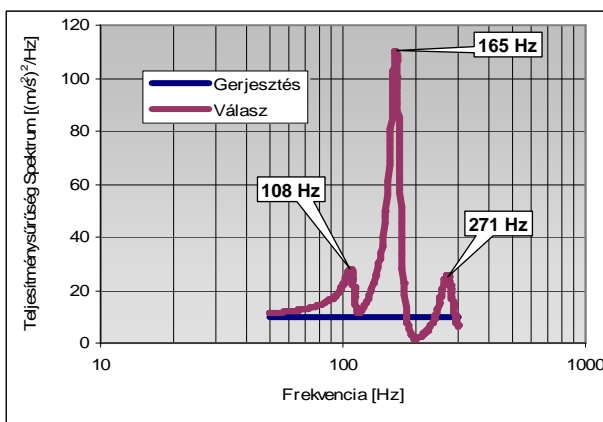
23. VÉLETLENSZERŰ VIBRÁCIÓ SZÁMÍTÁS

A számítás bemenő paramétere egy, az adott felületre definiált PSD gerjesztés függvény (ezek általában megtalálhatóak a vonatkozó szabványokban vagy elérhetők az autógyártók által mérésrel meghatározott terhelésprofil alapján). Jelen esetben egy tetszőleges specifikáció alapján definiáltuk a terhelést, amely 50-300 Hz-es gerjesztő frekvencia tartományt jelent konstans $0,1g^2/Hz$ teljesítmény spektrumon. Az előforduló maximum gyorsulás értéke 10 g, a teszt időtartama pedig 50 óra.

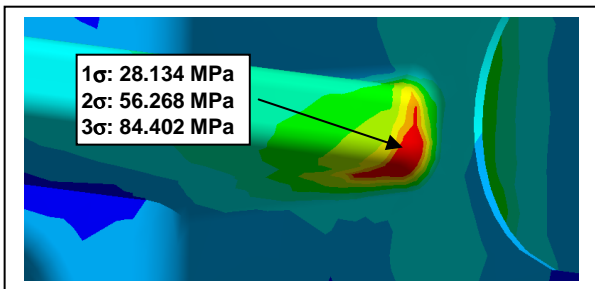


46. ábra: PSD gerjesztés profil

A megadott terhelésre a mérésben is elhelyezett gyorsulás szenzor helyén lett kiértékelve a rendszer válasza (lásd 47. ábra).



47. ábra: Rendszerválasz véletlenszerű PSD gerjesztésre VEM számítás alapján



48. ábra: HMH egyenértékű feszültség a legkritikusabb helyen

A kritikus keresztmetszetben kialakuló feszültség értékek a 48. ábrán láthatók. Az 1σ , 2σ , 3σ feszültségek egymás többszörösei és a Gauss-normáloszlás függvény szerint mindegyiknek megvan az előfordulási valószínűsége (68,27%, 27,18% és 4,28%). Ezek alapján súlyozva kiszámítható a halmozódó terhelések összegzett hatása.

Bármely szerkezet véletlenszerű gerjesztéssel terhelve annak sajátfrekvenciáin fog rezegni. Ugyan ebben az összes sajátfrekvencia szerepel, viszont az esetek nagy többségében elmondható, hogy tönkremenetel szempontjából az első módus a legveszélyesebb. E frekvencia és a teszt teljes időtartamának ismeretében (50 óra) meghatározható az egységet érő összes lengési ciklus száma:

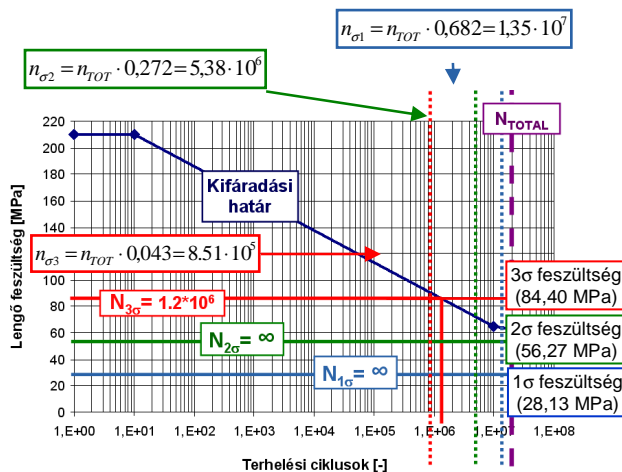
$$n_{TOTAL} = f_0 \cdot t = 110,26[Hz] \cdot 50[óra] \cdot 3600[mp] = 1,98 \cdot 10^7 \quad (22)$$

amelyben:

- n_{TOTAL} : vizsgálati időtartam közbeni lengési ciklusok száma
- f_0 : első sajátfrekvencia
- t : vizsgálati időtartam

Így a teszt időtartama alatt összesen 19,8 millió lengési ciklus éri a modult különböző amplitúdójú értékekkel, melyeket 3 sávba sorolunk közelítésképpen Dave Steinberg javaslata alapján.

a



49. ábra: Kifáradási szintek

A különböző valószínűségekhez tartozó terhelési ciklusszámok és feszültség-amplitúdók értékei a 49. ábrán láthatók, amelyben:

- $N_{1\sigma}$: adott feszültség amplitúdó esetén várható élettartam,
- $n_{\sigma i}$: adott feszültség amplitúdó valószínűsíthető előfordulásának száma.

Az 1σ és 2σ feszültségek esetén az élettartam végtelennek tekinthető, 3σ feszültség esetén 1,2 millió lengés után az anyag elfáradna, viszont ekkora amplitúdó csak a vizsgált időtartam 4,28%-ában fordul elő.

Annak ellenére, hogy egyes terhelési esetekre külön-külön végtelen élettartamot kapunk azok összegzett hatása még

okozhat tönkremenetelt. Ennek ellenőrzésére használatos a Palmgren-Miner féle halmozódó károsodásmélt. Az elmélet egyfajta megfogalmazása alapján, az összes terhelési esetet figyelembe véve a (23) arány összegének kisebbnek kell lennie 1-nél a károsodás elkerülése érdekében. Fontos azonban megjegyezni, hogy az egyes tagok értéke sem haladhatja meg a ráső hányad maximumát (pl. 0,33-at jelen esetben).

$$\sum_{i=1}^l \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_{\sigma 1}}{N_{1\sigma}} + \frac{n_{\sigma 2}}{N_{2\sigma}} + \frac{n_{\sigma 3}}{N_{3\sigma}} \leq 1 \quad (23)$$

$$\sum_{i=1}^l \frac{n_i}{N_i} = \frac{8,51 \cdot 10^5}{1,2 \cdot 10^6} + \frac{5,38 \cdot 10^6}{\infty} + \frac{1,35 \cdot 10^7}{\infty} = 0,71 \leq 1$$

Valószínűsíthető, hogy a szerkezet tehát mindenféle károsodás nélkül túléli az 50 órás vibráció tesztet 71%-os anyagkihasználtság mellett.

Ez alapján a teljes élettartam üzemórában kifejezve:

$$t_{TELJES} = \frac{t}{0,71} = 70,5 \text{ üzemóra} \quad (24)$$

amely a 46. ábrán szereplő terhelési profilra vonatkozik.

24. ÖSSZEFOGLALÁS

A tanulmány a véletlenszerű dinamikus rezgések a várható élettartamra gyakorolt hatását mutatja be. Az elmúlt évtizedekben számos baleset forrása volt a vizsgált alkatrészek élettartam vizsgálatainak hiánya. A fentiekben bemutatott eljárás segítségével viszonylag egyszerűen és megbízhatóan számítható egyes gépalkatrészek vibrációs gerjesztésre adott válasza és várható élettartama.

A számítás első lépéseként az előfeszített rendszer jellemző frekvenciáit határoztuk meg, melyek a szerkezet tönkremenetelét okozhatják, valamint információt adnak a lengésképekről és ezáltal a veszélyes keresztmetszetek kiszűrésében adhat segítséget.

Mivel önmagában egyetlen számítás sem állja meg a helyét, a kapott eredmények tesztpadon végzett mérésekkel lettek validálva. A kétféle mérési technika kisebb eltéréssel hasonló eredményt adott a frekvenciák tekintetében, viszont az eltérő módszer és a gerjesztés helyének változása más-más frekvencián gerjeszt jobban vagy éppen kevésbé. A mérések eredményei ugyan kis mértékben szórnak, ennek ellenére jó egyezést mutatnak a számításokkal.

Véletlenszerű gerjesztés esetében mind a rezgések amplitúdója, mind pedig azok frekvenciája véletlenszerűen váltakozik időben és szuperponálódik egymásra. A vizsgált alkatrész annak sajátfrekvenciáin fog rezegni, melyek közül, az esetek

többségében, az első legdominánsabb frekvencia fog uralkodni. Ennek oka, hogy kisebb frekvenciákon jellemzően nagyobb amplitúdójú gerjesztéseket fog elszorvedni, magasabb frekvenciák csak a jármű motorja felől fognak érkezni kisebb amplitúdóval, ráadásul az alacsonyabb frekvenciák lassabban is csengenek le.

A véletlenszerű gerjesztések által okozott igénybevételek gyakorlati bemutatása céljából PSD számítást végeztünk el egy tehergépjármű légfékrendszerének szűrő egységével kapcsolatban. A számítás rámutat a kritikus keresztmetszetekre, az előforduló feszültség amplitúdókat három sávba sorolva, majd a kifáradási görbével összevetve és azokat valószínűség számítási alapon kiértékelve megkaptuk a szerkezet várható élettartamát. A kapott eredmény ugyan közel van a kritikus határhoz, azonban még az elfogadható határon belül van.

25. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

TAMOP-4.2.1/B-09/1/KONV-2010-0003: Mobilitás és környezet: Járműipari, energetikai és környezeti kutatások a Közép- és Nyugat-Dunántúli Régióban.

A projekt a Magyar Állam és az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

26. FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] Eichlseder, Wilfried - Kerekes Ervin - Unger, Bernhard: Feszültség számítás végeselemes módszerrel. Mit kezdünk a dinamikus terhelésekkel? Járművek, építőipari és mezőgazdasági gépek, 45. évf. 9. sz. / 1998
- [2] http://ecseri.puskas.hu/oktseged/mechanika/harmonikus_rezgomozgas.pdf
- [3] <http://www.bdproduct.ca/barryscans/Shock%20and%20Vibration%20Theory.pdf>
- [4] <http://hu.wikipedia.org/wiki/Rezg%C3%A9s>
- [5] <http://mech.vub.ac.be/avrg/publications/ModalAnalysis.pdf>
- [6] Macioce, Paul. "Viscoelastic damping 101." Sound and Vibration. Acoustical Publications, Inc. 2003.
- [7] Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art, International Journal of Fatigue 25 (2003) 679–702, J. Schijve,
- [8] Analyzing Random Vibration Fatigue, ANSYS Advantage Volume II, Issue 3, 2008, By Santhosh M. Kumar
- [9] <http://www.am.chalmers.se/~anek/teaching/fatfract/98-4.pdf>