

NYÍREGYHÁZI FŐISKOLA

MŰSZAKI ÉS AGRÁRTUDOMÁNYI INTÉZET

Műszaki alapozó, Fizika és Gépgyártástechnológia Tanszék

Gépészmérnöki alapszak

NYÍREGYHÁZA

**Személygépkocsik rezgésállapotának vizsgálata lengéscsillapító
próbapados méréssel és dinamikai modellszámítással**

TDK DOLGOZAT

Készítette: Varga István

Konzulens: Dr. Dezső Gergely

2014. 11. 13.

1. BEVEZETÉS	4
1.1. MOTIVÁCIÓ	4
1.2. CÉLKITŰZÉS	5
1.3. A DOLGOZAT FELÉPÍTÉSE.....	5
2. SZAKIRODALMI ÉS MÓDSZERTANI ÁTTEKINTÉS	6
2.1. A JÁRMŰDINAMIKA ALAPKÉRDÉSEI	6
2.1.1. A menetdinamika fogalomrendszere.....	6
2.1.2. A járműdinamika részterületei.....	6
2.1.3. A járműdinamika és a szimuláció.....	7
2.2. A DINAMIKAI RENDSZEREK VIZSGÁLATÁNAK MÓDSZEREI	7
2.2.1. Dinamikai rendszer, autonóm rendszer.....	7
2.2.2. A mozgásegyenletek numerikus megoldása.....	8
2.2.3. Numerikus módszerek merev egyenletrendszerekre	10
2.2.4. Az anharmonikus rugókat tartalmazó negyedmodell	11
2.3. A HARMONIKUS ANALÍZIS ALAPJAI	13
2.3.1. A Fourier-sorfejtés	13
2.3.2. A Fourier-transzformáció.....	16
2.3.3. A diszkrét Fourier-transzformáció	17
2.3.4. A gyors Fourier-transzformáció (FFT)	18
3. A TÉMA FELDOLGOZÁSA	19
3.1. A MÉRÉS MEGVALÓSÍTÁSA A GYAKORLATBAN	19
3.1.1. A mérés célja	19
3.1.2. A gerjesztő berendezés	19
3.1.3. A rezgésmérő berendezés.....	22
3.1.4. Mérési elrendezés, a mérés elve	24
3.1.5. A járművek rugókarakterisztikáinak meghatározása	26
3.1.6. A rezgésmérés eredményei.....	28
3.1.7. A mérési eredmények kiértékelése	32
3.2. A DINAMIKAI MODELL ANALÍZISE	34
3.2.1. A modell felépítése.....	34
3.2.2. A gyorsulás-idő függvény felhasználásának indoklása	37
3.2.3. A modell szimulációja, az eredmények összehasonlítása	39

3.2.4.	<i>A csillapítási paraméter illesztése</i>	44
4.	KÖVETKEZTETÉSEK, MEGÁLLAPÍTÁSOK.....	50
4.1.	A KÍSÉRLETI VIZSGÁLATOK EREDMÉNYEINEK ÉRTÉKELÉSE	50
4.1.1.	<i>A rugókarakterisztikák mérésének tanulságai</i>	50
4.1.2.	<i>A rezgésmérés, mint összehasonlítási alap a szimuláció számára</i>	50
4.1.3.	<i>A rezgésmérésekből közvetlenül levonható következtetések</i>	51
4.2.	A SZIMULÁCIÓ EREDMÉNYEIBŐL LEVONHATÓ KÖVETKEZTETÉSEK	52
4.2.1.	<i>A modell hatékonysága</i>	52
4.2.2.	<i>A modell módszertani alkalmazása</i>	52
4.3.	A KÍSÉRLETEK ÉS SZIMULÁCIÓ ÖSSZEVETÉSÉBŐL ADÓDÓ KÖVETKEZTETÉSEK	53
5.	ÖSSZEFOGLALÁS	54
6.	KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS.....	55
7.	IRODALOMJEGYZÉK	56

1. Bevezetés

A bevezetés a dolgozat megírásának motivációját, a tudományos célkitűzéseket, valamint a dolgozat felépítését mutatja be.

1.1. Motiváció

Felsőfokú tanulmányaim során számos alkalommal kaphattam betekintést a mérnöki tevékenység elméleti és gyakorlati területeire. A gépjárművek iránti érdeklődésem alapján választottam a gépészmérnök szakon belül a járműgépész szakirányt.

A járműdinamika olyan kérdésekkel foglalkozik, amelyek alapjaiban határozzák meg egy gépjármű menettulajdonságait, biztonságát és használóinak kényelemérzetét. A járműgyártók folyamatosan fejlesztik a futóműveket, ezért a dinamikai mennyiségek mérése igen fontos kérdés.

A gépjármű a szűkebb mechanikai szempontból is, és tágabb értelemben is egy összetett dinamikai rendszer. Működésének modellezésére matematikai eszközök is rendelkezésre állnak. Az elmúlt néhány évtizedben az informatika rohamos fejlődésének köszönhetően a számítógépes szimuláció a kutatás-fejlesztésben hatékony és egyre szélesebb körben elérhető eszközzé vált.

Egy évvel ezelőtt készített TDK dolgozatom címe: „Kerékfelfüggesztések mozgásának dinamikai vizsgálata személygépkocsiknál”. Dolgozatomban a gépjárművek negyedmodelljének több változatát elemeztem. Felírtam azok mozgásegyenlet-rendszerét, majd azt a számítógépes vizsgálatok számára leginkább alkalmas alakra hoztam. Olyan szoftvert fejlesztettem és alkalmaztam, amely lehetővé teszi dinamikai rendszerek numerikus szimulálását. A kifejlesztett szoftver segítségével vizsgáltam a lineáris és a nemlineáris rugókkal felépített gépjármű negyedmodell viselkedését, kiszámítottam azok átviteli függvényét. Kimutattam, hogy a nemlineáris rugókkal felépített negyedmodell átviteli függvénye gyenge gerjesztés esetén a lineáris negyedmodellhez hasonlóan két maximummal rendelkezik, azonban az egyik maximum a nemlineáris rendszerekre jellemző szakadással rendelkezik. A nemlineáris negyedmodell vizsgálata során a gerjesztéstől függően sok elemű invariáns sokságokat találtam a stroboszkopikus leképezésen, amelyek a fázistérben többrendű határciklusoknak felelnek meg. Mindezek alapján elmondható, hogy a nemlineáris rugókkal felépített negyedmodell kis anharmonicitás és gyenge gerjesztés esetén a lineáris negyedmodellhez hasonló mozgásformákat mutat, de még ebben az esetben is rendelkezik a nemlineáris rendszerekre jellemző különleges tulajdonságokkal[1].

A szimuláció jelentősége abban áll, hogy időt és költséget takaríthat meg a termékfejlesztésben. Ugyanakkor egy termék megfelelősége kizárólag kísérleti úton igazolható. Ezért a szimuláció és a kísérleti munka egymással szinergetikus kapcsolatban álló fontos elemei a mérnöki munkának.

Tudományos diákköri munkám, majd a szakdolgozat készítése során arra kerestem lehetőséget, hogy személyesen megtapasztalhassam, hogyan egészíti ki egymást e két eszköz, és eredményeik mennyiben hasonlítanak vagy térnek el egymástól. A gépjárművek rezgésállapotának vizsgálata így minden tekintetben találkozott érdeklődési körömmel.

1.2. Célkitűzés

Munkám célkitűzése összetett.

Fontos személyes cél volt számomra megismerni azokat a módszereket és eszközeiket, amelyek szükségesek a kísérleti vizsgálatokhoz. Ezzel együtt a dinamikai rendszerek szimulációjának alapjaival is meg kellett ismerkednem.

Tudományos szempontból a gépjárművek rezgésállapotának összehasonlító mérését, valamint a járművek dinamikai modelljének felépítését, megoldását és a kísérleti eredményekkel való összevetését tűztem ki célul.

A dolgozat tudományos célkitűzései tételesen az alábbiak:

- Személygépjárművek rezgéseinek mérése lengéscsillapító vizsgáló próbapadon történő gerjesztés során, két gépjármű esetén, a keréknyomás változtatásával.
- A mérési adatok kiértékelése a Fourier-transzformáltak segítségével.
- A személygépjármű egyszerűsített mechanikai modelljének felépítése.
- A modell megoldása numerikus módszerrel, a megoldás transzformálása frekvencia tartományba.
- A kísérleti vizsgálatok és a szimuláció eredményeinek elemző összehasonlítása.

1.3. A dolgozat felépítése

Dolgozatom első része a szakirodalmi áttekintést tartalmazza. Itt a járműdinamika vonatkozó eredményeinek áttekintését követően kitérek a dinamikai rendszerek szimulációjának alapkérdéseire és a harmonikus analízis alapjaira.

A második rész a kísérleti vizsgálatok leírását, az eredmények értékelését foglalja magában. A harmadik rész a gépjármű modelljének felépítését, megoldásának módszereit és elemzését írja le. Az eredmények összegzése a negyedik rész, ezt követik a mellékletek.

2. Szakirodalmi és módszertani áttekintés

2.1. A járműdinamika alapkérdései

2.1.1. A menetdinamika fogalomrendszere

A gépjármű menetdinamika összetett fogalom [5,2]. Megközelíthető a járművezető kényelme, a pszichológus, az útépítő mérnök szemszögéből, és más szempontokból is. Az 1960-as évek közepén alakult ki a menetdinamika mai fogalomrendszere. A menetdinamika a járművezetőből, a járműből és a környezetből álló zárt szabályozási kört vizsgálja. Általában egy gépjármű menetdinamikai viselkedése akkor megfelelő, ha az hozzájárul a balesetek elkerüléséhez.

A gépjármű üzemeltetése során a cél egy előre meghatározott pálya követése. Ennek sikerességét befolyásolja a környezet, a vezető tevékenysége, és esetlegesen a jármű képességei. Menet közben folyamatosan érkezik visszacsatolás a tervezett pálya követésének pontosságáról, ami nagyrészt a vezető észlelésén és beavatkozásán keresztül, de bizonyos esetekben a jármű automatizált rendszerein keresztül is korrekciókhoz vezethet. A gépjármű menetdinamikai viselkedése összességében az a mód, ahogyan a jármű e szabályozási körben működik, és annál jobb, minél eredményesebben érhető el a kívánt pálya követése, illetve a szükséges korrekciók megvalósítása.

2.1.2. A járműdinamika részterületei

A járműdinamika témaköreit két nagy csoportra osztjuk aszerint, hogy a függőleges vagy a vízszintes mozgásokkal foglalkoznak: ezek a vertikális és a horizontális dinamika. Az alábbi felsorolás mutatja az egyes részterületeket:

- vertikális dinamika
 - ❖ terhelés
 - ❖ rugózás
- horizontális dinamika
 - ❖ oldaldinamika
 - kormányzás
 - ❖ hosszdinamika
 - fékezés
 - hajtás

Az egyes részterületek egymással kölcsönös kapcsolatban állnak, mert a futómű és a kerék rugalmassága mindegyik mozgásban szerepet játszik.

Mindezzel együtt a dolgozatom témája a vertikális dinamika, azon belül a rugózás témakörébe sorolható.

2.1.3. A járműdinamika és a szimuláció

A 1990-es években a számítógépes többtest szimuláció (MBS, multibody systems analysis) elérte azt a fejlődési fokot, hogy hatékonyan lehetett alkalmazni olyan összetett rendszerek szimulációjára is, mint a gépjárművek. Ezt követően a számítógépes módszerek alkalmazása rutinszerűvé vált a gépjárműtervezésben és a tervezett konstrukciók viselkedésének előrejelzésében. Napjainkban már számos általános célú többtest szimulációs, és autóiipari célszoftver ismert. Ilyen általános célú, de autóiipari modulokkal is rendelkező MBS szoftver például az MSC.ADAMS. Ugyanakkor számos CAD alapú tervező szoftverbe is beépítenek a gyártók MBS modulokat, ilyen például a SolidWorks és a Solid Edge[11,12].

2.2. A dinamikai rendszerek vizsgálatának módszerei

2.2.1. Dinamikai rendszer, autonóm rendszer

A következő fejezetek a [4] forrásmű felhasználásával készültek.

Egy véges szabadsági fokú rendszert, amelyben a mozgásállapot változása csak a rendszer pillanatnyi állapotától függ, differenciál-egyenlettel vagy -egyenletrendszerrel írunk le. Az ilyen egyenletek általában tartalmazzák a változók első vagy magasabb időderiváltjait. A mechanikában például megjelennek a koordináták első deriváltjai, a sebességek, és második deriváltjai, a gyorsulások. Az ilyen egyenletrendszerek az időderiváltaknak új változóként való bevezetésével

$$\frac{d\bar{x}(t)}{dt} = \dot{\bar{x}} = \bar{f}(\bar{x}) \quad (1)$$

alakra hozható, ahol $\bar{x} = [x_1, x_2 \dots x_n]$ egy n -dimenziós vektor, $\bar{f}(\bar{x})$ pedig n számú függvény. Az idő szerinti deriválást ponttal jelöljük. Autonóm rendszernek nevezzük azt az elsőrendű differenciálegyenlet-rendszert, amelyben az $\bar{f}(\bar{x})$ függvények egyike sem függ expliciten az időtől. Ha az időtől expliciten függenek az $\bar{f}(\bar{x})$ függvények, a rendszer akkor is autonómmá tehető az $x_{n+1} = \alpha t$ új változó bevezetésével, amivel

$$f_k(x_1, x_2 \dots x_n, t) = f_k(x_1, x_2 \dots x_n, x_{n+1}/\alpha) \quad (2)$$

alakba írható.

Az autonóm rendszer a fizikai rendszer mozgásának egy n -dimenziós térbeli pont mozgását felelteti meg. Az x_i koordinátateret fázistérnek nevezzük. A fázistérbeli koordináták a fizikai rendszer helyzetét megadó skalár mennyiségek (koordináták, vagy általánosított koordináták) és azok idő szerinti első deriváltjai, a (általánosított) sebességek. A differenciálegyenlet-rendszer a fázistér minden egyes pontjához egy (fázistérbeli) mozgást rendel, ami hasonló a valóságos folyadékok áramlásához. Ezért azt mondjuk, hogy az autonóm rendszer a fázistérben „áramlási teret” vagy „folyamot” definiál.

2.2.2. A mozgásegyenletek numerikus megoldása

A dinamikai rendszerek analitikus megoldása speciális esetekben ismert. Általában numerikus módszerek szükségesek a megoldás közelítéséhez. A feladat az, hogy a t_0 időpillanatban ismert $\bar{x}(t_0) = \bar{x}_0$ vektor esetén megadjuk a fizikai rendszer mozgását leíró $\bar{x}(t)$ függvényt egy bizonyos $[t_0, t_1]$ intervallumban. Az így megfogalmazott feladatot kezdetiérték-feladatnak nevezzük. A kezdetiérték-feladatok megoldására számos módszer ismert, itt csak a negyedrendű Runge-Kutta módszert ismertetem.

A közönséges differenciálegyenletek széles osztályainak kezdetiérték-feladata egyértelmű megoldással rendelkezik. Ezt közelítik a numerikus módszerek. Általában elmondható, hogy a numerikus módszerek a folytonosan változó időt kicsiny, Δt időlépésekre osztják, és a megoldásfüggvény közelítését csak bizonyos időpontokban adják meg, diszkrét értékek sorozataként (nem folytonos függvényként). Ha elegendően kicsinyek az időlépések, akkor a megoldás hibája is kicsiny. Ugyanakkor fontos, hogy a numerikus közelítésnek mindig van hibája, és a hiba becslése fontos része az eljárásnak. Általában a számítás elején kell rögzíteni, hogy legfeljebb mekkora becsült hibát fogadunk el. A numerikus módszerek Δt időlépéseinek nagysága függővé tehető a becsült hibától, így adaptív lépésköz változtatás is megvalósítható.

A Runge–Kutta módszerek családja a differenciálegyenletek numerikus analízisének széles körben ismert és alkalmazott közelítő eljárása, amelyet Carl Runge és Martin Kutta német matematikusok dolgoztak ki 1900 körül.

A kezdetiérték feladatok numerikus megoldásának fő elvét csak egydimenziós rendszerre és a részleteket elhagyva írhatjuk le. Feladat a

$$\frac{dx(t)}{dt} = f(x, t) \quad (3)$$

egyenlet megoldása az $x(0)=x_0$ kezdeti feltétel mellett. Az eljárás a megoldásfüggvény x_n értékeit a diszkrét $t_n=t_0+nh$ pillanatokban adja meg (közelíti). Az a cél, hogy az x_n ismeretében meg tudjuk adni az x_{n+1} értéket. Fejtsük Taylor-sorba az x_n körül a megoldásfüggvényt:

$$x_{n+1} = x_n + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{k!} \frac{d^k x}{dt^k} h^k \quad (4)$$

Az idő szerinti deriváltak kifejezhetők az $f(x,t)$ segítségével. A numerikus eljárás során végtelen számú műveletet nem tudunk elvégezni, ezért a sorfejtést meg kell szakítanunk valahol. Ha az N -edik tagnál szakítjuk meg a sort, akkor az elhagyott tagok miatt h^{N+1} nagyságrendű hibát követünk el. Minél nagyobb az N , annál kisebb ez a hiba, de annál több számítást kell végeznünk. Ez az a kompromisszum, amelyet minden numerikus módszer alkalmazása esetén el kell fogadnunk. Ha a Taylor-sorfejtést az N -edik tagnál szakítjuk meg, akkor azt mondjuk, hogy N -edrendű módszert alkalmazunk, melynek a hibája a h $N+1$ -edik hatványával arányos. Ne feledjük, hogy a hiba a h időlépés kisebbitésével is csökkenthető (nem csak a módszer rendjének növelésével), ugyanakkor ez is a számítási munka növekedéséhez vezet.

Megemlítjük, hogy $N=1$ esetén az ún. Euler-módszerhez jutunk. Ez igen szemléletes, az x_{n+1} számításához csak az első deriváltat használja fel

$$x_{n+1} = x_n + h \cdot f(x_n, t_n). \quad (5)$$

Az Euler-módszer csekély számításigénnyel jár, ugyanakkor a h -ban másodrendű hiba általában túl nagynak bizonyul, így a megoldásnak csak igen durva közelítését kaphatjuk meg (hacsak a magasabb időderiváltak nem elegendően kicsinyek, de ez ritka eset).

A negyedrendű Runge-Kutta módszer iterációs formulái a következők.

$$x_{n+1} = x_n + \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4), \text{ ahol} \quad (6)$$

$$k_1 = h \cdot f(x_n, t_n), \quad k_2 = h \cdot f\left(\frac{x_n + k_1}{2}, t + \frac{h}{2}\right), \quad (7)$$

$$k_3 = h \cdot f\left(x_n + \frac{k_2}{2}, t_n + \frac{h}{2}\right), \quad k_4 = h \cdot f(x_n + k_3, t_n + h). \quad (8)$$

A szakirodalom szerint a módszer jól alkalmazható a legtöbb dinamikai rendszer, ezek között a kaotikus problémák szimulálására.

A hibabecslés egyik elterjedt módja az, hogy az x_{n+1} értéket az x_n -ből két, $\Delta t/2$ lépéssel is kiszámítjuk, majd megvizsgáljuk az így kapott érték eltérését az eredeti x_{n+1} -től. Ebből a hiba becsülhető. Ezen alapul az adaptív lépésköz változtatás. Ha a hiba nagyobb egy előre rögzített értéknél, akkor az eredeti Δt lépésköz helyett $\Delta t/2$ lépésközzel folytatjuk az iterálást. Ha viszont kisebb egy másik küszöbszámnál, akkor megnöveljük a lépésközt $\Delta t \cdot 2$ -re. Az adaptív lépésköz változtatás előnye az, hogy adott hibahatár mellett minimalizálható a számításigény. Adaptív lépésköz változtatást nem alkalmazhatunk, ha időben egyenletes eloszlású adatsorra van szükségünk, mint például a későbbiekben szóba kerülő gyors Fourier-transzformáció számításánál.

A numerikus számítások során duplapontos aritmetikát használunk.

2.2.3. Numerikus módszerek merev egyenletrendszerekre

A dinamikai rendszereket leíró differenciálegyenlet-rendszerek numerikus megoldása bizonyos esetekben problémákat vet fel, mert a numerikus módszerek instabilakká válhatnak, ha csak nem csökkentjük rendkívül kicsire a lépésközt. Az ilyen típusú egyenleteket vagy egyenletrendszereket merevnek (stiff) nevezi a matematika. Az elnevezés az igen erős rugókat (vagy visszatérítő hatásokat) tartalmazó fizikai rendszereket leíró matematikai differenciálegyenlet-rendszerektől ered. Az ilyen egyenletrendszerek megoldásában igen gyors változásokat tartalmazó tranziensek jelenhetnek meg, továbbá az állandósult megoldásban is nagy súllyal szerepelnek a nagy frekvenciás tagok.

C. W. Gear, a Stanford Egyetem professzora 1971-ben publikálta az első olyan módszert merev (és nem merev) differenciálegyenletek megoldására, amely képes automatikusan megválasztani a rendjét és a lépésközét a nagyobb hatékonyság érdekében[9].

A SolidWorks három numerikus megoldót tartalmaz [17].

A GSTIFF egy automatikusan változó rendű és változó lépésközű módszer merev differenciálegyenlet-rendszerek integrálására. Ez az alapértelmezett módszer.

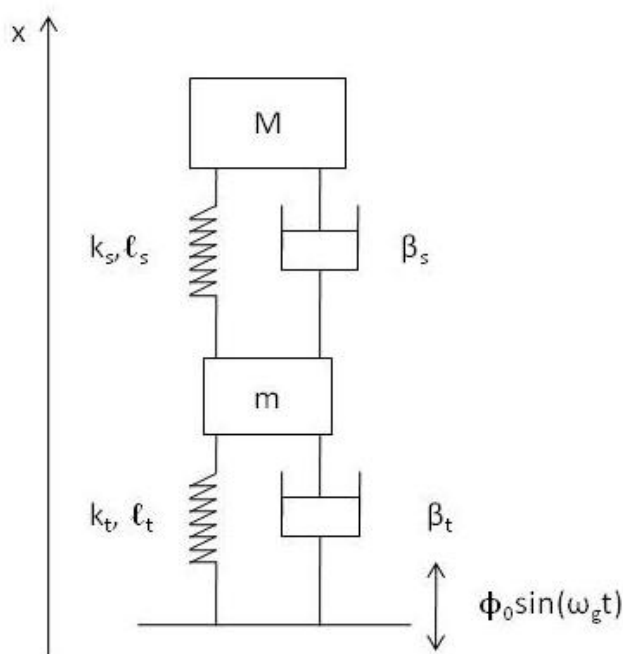
A WSTIFF módszer abban különbözik a GSTIFF-től, hogy együtthatói függenek a lépésköztől. Ezért a deriváltakban fellépő hirtelen változásokat vagy diszkontinuitásokat

(például szakadás az erő függvényben, testek közötti érintkezés fellépése) lényegesen kisebb hibával képes kezelni.

Az SI2-GSTIFF módszer erősebb hibakontrollt tartalmaz, ezért nagyobb pontossággal képes kiszámítani a sebességeket és a gyorsulásokat, ennek ára a nagyobb számításigény.

2.2.4. Az anharmonikus rugókat tartalmazó negyedmodell

Előző TDK dolgozatomban [1] részletesen ismertetem a járműdinamikai negyedmodellt lineáris rugók és lineáris csillapítás esetén, majd nemlineáris rugók és lineáris csillapítás esetén is. Itt csak a fogalmak és a jelölések bemutatása céljából mutatom be a nemlineáris rugókat tartalmazó (anharmonikus) negyedmodellt. Az anharmonikus rugókat tartalmazó negyedmodellre a dolgozat hátralevő részében az ANM rövidítést használom.



2.1. ábra Az anharmonikus rugókat tartalmazó negyedmodell elvi vázlata

A 2.1. ábrán szemléltetett modellben m a kerék, és az ahhoz mereven kapcsolódó alkatrészek össztömege, M a felépítmény tömegének negyede. A felépítmény negyedét rugózott tömegnek is nevezzük (suspended, ebből adódik az „s” index), a kerékhez kapcsolódó részeket pedig a „rugózatlan”, vagy a „gumiabroncs” kifejezéssel azonosítjuk (tyre, ebből származik a „t” index). A k_s a rugózott és a rugózatlan tömeget összekapcsoló rugó erőtvényének lineáris tagja, l_s a nemlineáris tagja, β_s a lineáris csillapítási együttható. Hasonlóan, k_t , l_t és β_t a talajt és a kereket összekapcsoló rugó paraméterei, ami lényegében a gumiabroncs működését modellelzi. A negyedmodell a kerékfelfüggesztést egyetlen rugóval

helyettesíti, ami természetesen egyfajta közelítést jelent. A talaj mozgását (gerjesztés) egy időtől függő függvénnyel lehet modellezni, ami az ábrán harmonikus függvény: $\varphi_0 \sin(\omega_g t)$, egyébként más is lehet. A negyedmodell tagjai (m és M) pontszerűnek képzelt testek, amelyek csak függőleges irányban mozoghatnak.

A rendszer két szabadsági fokú, a mozgásegyenlet-rendszere:

$$\begin{aligned} M\ddot{x}_1 &= -k_s(x_1 - x_2) - l_s(x_1 - x_2)^3 - \beta_s(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ m\ddot{x}_2 &= k_s(x_1 - x_2) + l_s(x_1 - x_2)^3 + \beta_s(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ &\quad - k_t(x_2 - \varphi(t)) - l_t(x_2 - \varphi(t))^3 - \beta_t(\dot{x}_2 - \dot{\varphi}(t)) \end{aligned} \quad (9)$$

Bevezetjük a következő jelöléseket:

$$\mu = \frac{M}{m}, \lambda_s^2 = \frac{k_s}{M}, \alpha_s = \frac{\beta_s}{M}, \lambda_t^2 = \frac{k_t}{M}, \alpha_t = \frac{\beta_t}{M}, \varepsilon_s = \frac{l_s}{M}, \varepsilon_t = \frac{l_t}{M}, \varepsilon = \frac{\varepsilon_t}{\varepsilon_s}. \quad (10)$$

Az új jelölések közül az első négy azonos a lineáris negyedmodellnél bevezetett jelölésekkel. A gerjesztés ebben az esetben is szinuszos, azaz $\varphi(t) = \varphi_0 \sin(\omega_g t) = \varphi_0 \sin\left(\frac{2\pi}{T_g} t\right)$. Legyen az időlépték $T = T_g$, a hosszúságlépték $L = \frac{\lambda_s}{\sqrt{\varepsilon_s}}$. Ezekkel az egyenlet így alakul:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= -\lambda_s^2 T_g^2 ((x_1 - x_2) + (x_1 - x_2)^3) - \alpha_s T_g (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ \frac{1}{\mu} \ddot{x}_2 &= \lambda_s^2 T_g^2 ((x_1 - x_2) + (x_1 - x_2)^3) - \alpha_s T_g (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ &\quad - \lambda_t^2 T_g^2 (x_2 - I \sin(2\pi t)) - \lambda_s^2 T_g^2 \varepsilon (x_2 - I \sin(2\pi t))^3 - \alpha_t T_g (\dot{x}_2 - I \frac{2\pi}{T_g} \cos(2\pi t)) \end{aligned} \quad (11)$$

A rendszer az eredeti egyenletben szereplő 10 paraméter helyett hét független paraméterrel jellemezhető, ezek: $\lambda_s^2 T_g^2$, $\alpha_s T_g$, μ , $\lambda_t^2 T_g^2$, $\alpha_t T_g$, ε , $I = \frac{\varphi_0 \sqrt{\varepsilon_s}}{\lambda_s}$.

A modell megoldása itt nem feladatunk, korábbi dolgozatomban ez olvasható. Ebben a dolgozatban a negyedmodell jelentősége az, hogy a szimuláció során ebből indultunk ki. Négy darab negyedmodellből állítottuk össze a személygépkocsi modelljét, amelynek dinamikai viselkedését numerikus szimulációval tanulmányoztuk.

2.3. A harmonikus analízis alapjai

Euler, D'Alembert és Daniel Bernoulli korábbi, trigonometrikus sorokra vonatkozó eredményeire alapozva Jean-Baptiste Joseph Fourier alkalmazta először azokat sikeresen fizikai probléma megoldására. Egy fémlemezre oldotta meg a hővezetési egyenletet úgy, hogy a megoldásfüggvényt szinuszfüggvények lineáris kombinációjaként közelítette (1807). Hamarosan kiderült, hogy Fourier módszere nem csak a hővezetési egyenlet megoldására alkalmazható hatékonyan, hanem számos más differenciálegyenletre is, különösen olyanokra, amelyek sajátfüggvényei szinuszosak. Napjainkban számos, a Fourier-sorfejtéssel rokon matematikai módszer ismert a függvények vizsgálata, melyek összefoglaló neve harmonikus analízis[14].

2.3.1. A Fourier-sorfejtés

Ha az általunk vizsgált folyamat szigorúan periodikus és (elméletileg) végtelen ideig tart, akkor Fourier tétele szerint megadható az alábbi alakban:

$$x(t) = \sum_{k=1}^{\infty} [c_k \sin(k\omega_0 \cdot t) + d_k \cos(k\omega_0 \cdot t)] \quad (12)$$

Ezt az alakot az $x(t)$ függvény Fourier-sorfejtésének nevezzük. Mivel a koszinusz függvény a szinusz fáziseltoltja:

$$x(t) = \sum_{k=1}^{\infty} c_k \sin(k\omega_0 \cdot t + \varphi_k) \quad (13)$$

A c_k amplitúdók az $\omega_k = k\omega_0$ frekvenciák függvényei. Ha az $x(t)$ függvény periodikus és a valós számok teljes halmazára értelmezett, akkor a $c(\omega)$ függvény csak bizonyos frekvenciáknál, pontosan az $\omega_k = k\omega_0$ frekvenciák halmazán értelmezett.

A végtelen és periodikus függvények a valóságban előforduló jelek ritka, idealizált esetei. Közel állnak ezekhez például a tisztán megszólaltatott zenei hangok, amelyek jó közelítéssel periodikusak, azonban természetesen nem tartanak a végtelenségig.

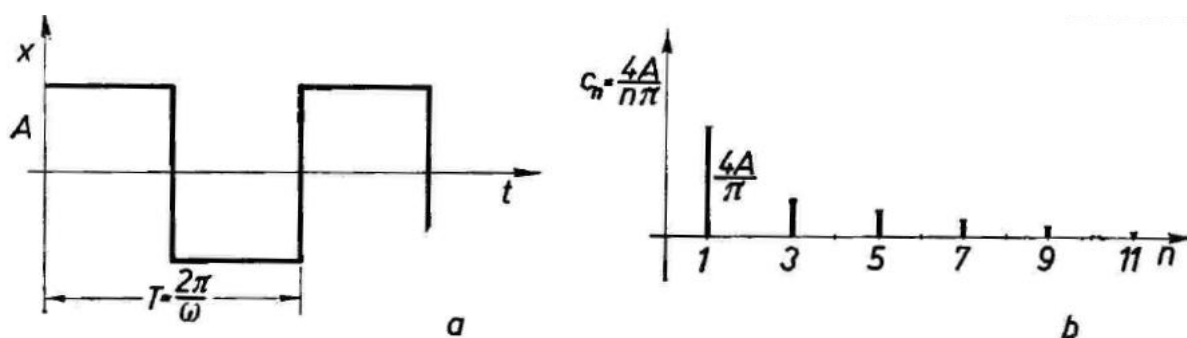
A Fourier-sorfejtés, és a hozzá kapcsolódó Fourier-transzformáció (ld. később) olyan matematikai eszközök, amelyek új szemléletet hoztak a függvényanalízisbe, és jelenleg is intenzíven fejlődő, számos alkalmazási területtel rendelkező fejezetét képezik az alkalmazott matematikának.

A Fourier-sor egyik lehetséges fizikai interpretációja az, hogy az $x(t)$ függvény felfogható úgy, mint sok (végtelen sok), különböző ω_k frekvenciájú és c_k amplitúdójú harmonikus rezgés összege, még akkor is, ha az $x(t)$ egyáltalán nem hasonlít a szinuszfüggvényre.

Például a négyszögjel Fourier-sorának első néhány tagja:

$$x = \frac{8}{\pi} \left(\sin(\omega_0 t) + \frac{\sin(3\omega_0 t)}{3} + \frac{\sin(5\omega_0 t)}{5} + \frac{\sin(7\omega_0 t)}{7} + \dots \right) \quad (14)$$

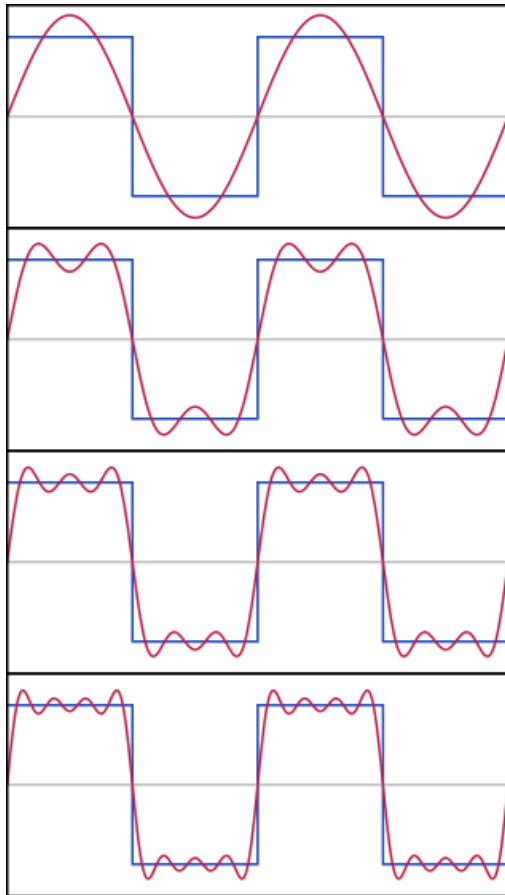
A 2.2. ábra a négyszögjelet (a), és Fourier-sorának c_k együtthatóit ábrázolja a frekvencia függvényében (b), ezt a jel „színképének”, vagy spektrumának is nevezzük.



2.2. ábra: Periodikus négyszögrezgés

A végtelen és periodikus jelek spektruma vonalas, mert csak bizonyos frekvenciákhoz tartozik nem nulla amplitúdó.

A Fourier-sor első néhány tagját megtartva, a többit elhagyva a négyszögjel bizonyos közelítése állítható elő (2.3. ábra).



$$x = \frac{8}{\pi} (\sin(\omega_0 t))$$

$$x = \frac{8}{\pi} \left(\sin(\omega_0 t) + \frac{\sin(3\omega_0 t)}{3} \right)$$

$$x = \frac{8}{\pi} \left(\sin(\omega_0 t) + \frac{\sin(3\omega_0 t)}{3} + \frac{\sin(5\omega_0 t)}{5} \right)$$

$$x = \frac{8}{\pi} \left(\sin(\omega_0 t) + \frac{\sin(3\omega_0 t)}{3} + \frac{\sin(5\omega_0 t)}{5} + \frac{\sin(7\omega_0 t)}{7} \right)$$

2.3. ábra: A négyzetjel közelítései Fourier-sorának első néhány tagjával

A Fourier-sorfejtésben nem nulla amplitúdóval szereplő frekvenciák általában kapcsolatba hozhatók a jelet létrehozó rendszer fizikai (mechanikai, elektromos, hidrodinamikai stb.) tulajdonságaival. A hangszerek esetén például a hangszer mechanikai elemeinek, vagy a bennük levő levegőoszlopnak a sajátfrekvenciái és azok felharmonikusai jelennek meg a hangban is. Úgy képzeljük el a folyamatot, hogy a hangszer átadja rezgéseit a körülötte levő levegőnek, amelyben a rezgés tovaterjed, így alakul ki a zenei hang, amit fülünkkel érzékelünk, majd agyunkkal észlelünk, azaz hallunk. Ehhez hasonló a gépek működése során keletkezett zaj. Ebben a zajban a forgó alkatrészek frekvenciái, bizonyos rudak, lemezek frekvenciái adódnak össze, és eredményeznek hangot. Ennek jelentősége abban áll, hogy a hang vizsgálata, Fourier-sorfejtése segítségével következtetni lehet egy működő gép állapotára, vagy állapotának megváltozására egy korábbi vizsgálat eredményével való összehasonlítással. Nagyon lényeges műszaki szempont, hogy az ilyen jellegű vizsgálatok nem igénylik a gép szétszedését, de még a leállítását sem, tehát bizonyos vizsgálatok üzemeltetés közben is elvégezhetők. Ezért a rezgésdiagnosztika az állapotfelügyelet területén igen nagy szerephez jutott[15].

A Fourier-sorok másik fontos alkalmazása a jelelőállítás. Bár a Fourier-sorfejtés egy *végtelen (megszámlálhatóan végtelen)* sort eredményez, azonban sok esetben a c_k sorfejtési együtthatók k növekedésével csökkennek, a Fourier-sor konvergens. Ebből az következik, hogy a Fourier-sor *véges* sok első n tagjával közelíthető az eredeti $x(t)$ függvény úgy, hogy n növelésével a hiba csökken. (Itt meg kell jegyezni, hogy a Fourier-sor nem minden esetben konvergens, A. Kolmogorov olyan Fourier-sorokat talált, amelyek majdnem minden, vagy minden pontban divergálnak (1923, 1926) [6,7]. Később elindult az ilyen típusú sorok szélesebb körű tudományos vizsgálata.

2.3.2. A Fourier-transzformáció

A valóságban a legtöbb folyamatnak nincs szigorú periodicitása, és időben végesek.

Ebben az esetben az $x(t)$ függvény előállítása:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} c(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (15)$$

ahol $c(\omega)$ a valós számok halmazán értelmezett folytonos függvény, az $x(t)$ Fourier-transzformáltja.

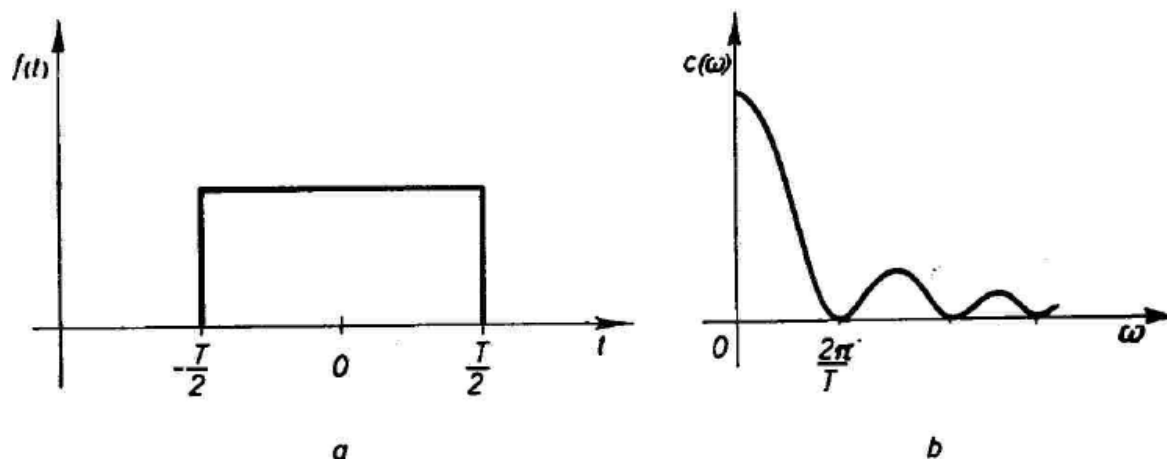
A $c(\omega)$ Fourier-transzformált előállítása:

$$c(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i\omega t} d\omega \quad (16)$$

A komplex exponenciális értelmezése Euler nyomán: $e^{i\omega t} = \cos \omega t + i \sin \omega t$.

A Fourier-transzformált is értelmezhető a Fourier-sorhoz hasonlóan úgy, mint *megszámlálhatatlanul végtelen* sok harmonikus rezgés összege. A $c(\omega)$ folytonos függvény, maximumai kapcsolatba hozhatók az $x(t)$ jelet előállító rendszer, vagy a rendszer részeinek jellemző frekvenciáival.

Példaként álljon itt a nem periodikus négyszögjel Fourier-transzformáltja (2.4. ábra).



2.4. ábra: Nem periodikus négyszögimpulzus

2.3.3. A diszkrét Fourier-transzformáció

A diszkrét Fourier-transzformáció (DFT) egy függvény egyenközű mintavételezésével kapott, véges számosságú adatsort alakít át szinusz függvények olyan lineáris kombinációjává, amelynek helyettesítési értékei megegyeznek a mintával. Azt mondjuk, hogy az eredeti függvényt áttaszformáljuk az eredeti értelmezési tartományából (ez általában az idő) frekvencia tartományba. A bemeneti és kimeneti adatsor általában egyaránt komplex számokból áll. A műszaki alkalmazásokban a bemeneti adatsor valamilyen mérésből származó mennyiségek számértékeit, azaz valós számokat tartalmaz. A kimenetként kapott szinusz függvények frekvenciái egy ún. alapprofrekvenciának egész számú többszörösei.

A diszkrét Fourier-transzformáció a gyakorlatban leginkább elterjedt diszkrét transzformáció. Alkalmazzák például a digitális jelfeldolgozásban, beleértve a képfeldolgozást, akusztikai, rádiófrekvenciás jelek, meteorológiai mérési sorok elemzésében.

Ha a minta N elemű, és elemei $x_1 \dots x_N$, akkor a diszkrét transzformáció az alábbi, számsort adja eredményül:

$$X_k = \sum_{n=1}^N x_n e^{-2\pi i k n / N}, \quad (17)$$

ahol X_k egy komplex szám, amely a k/N frekvenciájú szinusz függvény amplitúdóját és fázisát is tartalmazza, és k tetszőleges egész szám.

2.3.4. A gyors Fourier-transzformáció (FFT)

A gyors Fourier-transzformációt először a princetoni egyetem két munkatársa, James William Cooley and John Wilder Tukey írta le 1965-ben [8]. (Tukey Neumann János munkatársaként a számítógéptudomány egyik úttörője volt, feltehetően ő használta először a „bit” és „szoftver” szavakat.) Később kiderült, hogy ugyanezt az eljárást 1805-ben Carl Friedrich Gauss már leírta, majd azt az idők során többször részben újra felfedezték.

A gyors Fourier-transzformáció (fast Fourier-transform, FFT) olyan algoritmus, amely a diszkrét Fourier-transzformáció hatékony kiszámítására szolgál. Cooley és Tukey javaslatának alapötlete egy olyan algoritmusból ered, amelyet korábban már alkalmaztak N -dimenziós mátrix-vektor szorzásokra. Az FFT a diszkrét Fourier-transzformáció N^2 –tel arányos műveletigényét $N \log_2 N$ –nel arányosra csökkenti, így teszi azt gyorsabbá.

A Cooley-Tukey algoritmus abból indul ki, hogy ha a minta N elemszáma nem prímszám, hanem felírható két másik szám szorzataként, pl. $N=r_1 r_2$ akkor a komplex exponenciálisok periodicitása miatt egymással egyenlő tagok lépnek fel, ezért a számítások úgy csoportosíthatók, hogy N^2 helyett $N(r_1+r_2)$ számú művelettel elvégezhető a DFT: Ha az N még inkább összetett szám, akkor a műveletek száma kisebb lesz. Elméletileg akkor érhető el a legkisebb számú művelet, ha N prímtényezői mind egyformák, és a lehető legkisebbek, azaz $N=2^n$ alakban írható. A Cooley-Tukey algoritmuson kívül számos más algoritmus is ismert az FFT megvalósítására.

A mintavételezés jelentősen befolyásolja az FFT hatékonyságát. $N = 2^n$ egyenközű mintavétel szükséges, ahol $n \geq 6$. A mintavételezés frekvenciáját úgy választjuk meg, hogy legalább kétszerese legyen a maximális vizsgálandó frekvenciának, ellenkező esetben a mintavételezés pontossága bizonytalan. Több perióduson át kell mintavételeznünk úgy, hogy a mintavételezés más-más pontba (más fázisba) essen az egyes periódusokban. Például, ha a jel frekvenciája 1 kHz, akkor jobb 2100 Hz-cel mintavételezni, mint 2000-rel, és még jobb 4100 Hz-cel, vagy még ennél is nagyobb frekvenciával.

A gyors Fourier-transzformáció eredményeképpen a frekvencia tartományban hisztogram-szerű közelítésben kapjuk meg a Fourier-transzformáltat. Minél nagyobb N , annál keskenyebb intervallumokra oszlik a transzformáció által lefedett frekvenciatartomány[16].

3. A téma feldolgozása

3.1. A mérés megvalósítása a gyakorlatban

3.1.1. A mérés célja

Kísérleti munkánk közvetlen célkitűzései az alábbiak voltak:

1. A futómű és a gumibroncs rugókarakterisztikájának meghatározása.
2. A felépítmény és a kerék rezgéseinek mérése gerjesztés közben.

Közvetett céljaink:

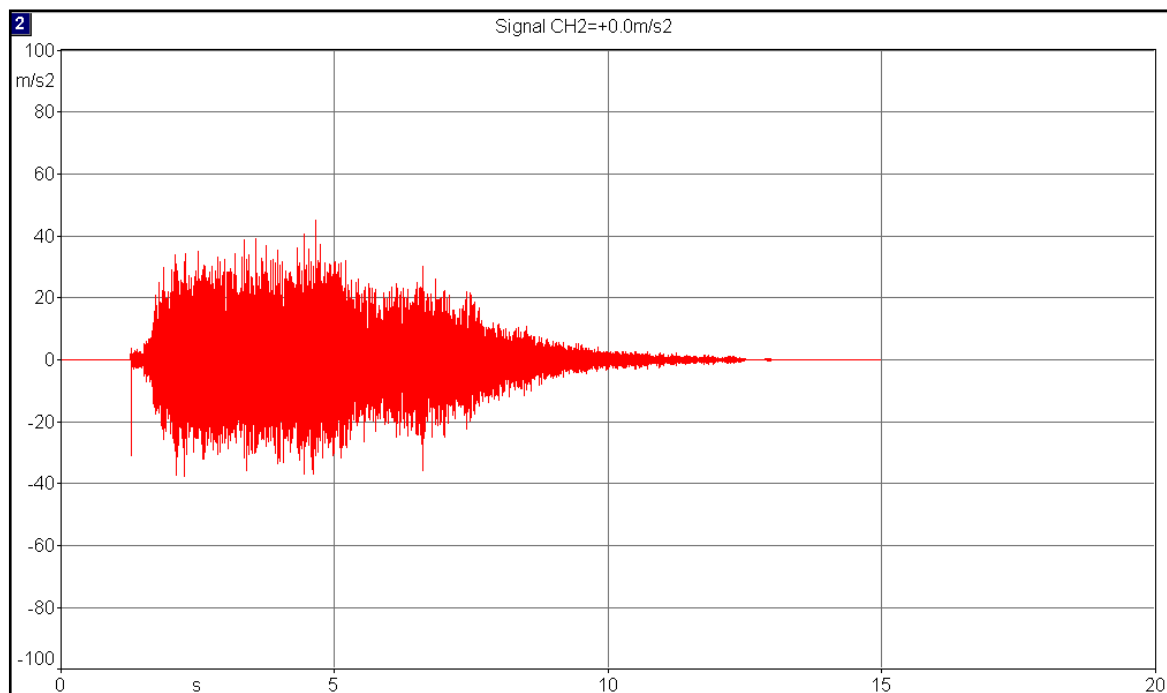
1. A futómű karakterisztikájának számszerű jellemzése a mérési eredmények feldolgozásával. A mérési pontokra függvényt illesztve határoztuk meg a karakterisztika lineáris és nemlineáris részének együtthatóit.
2. A gumibroncs karakterisztikájának számszerű jellemzése a fentebb leírtakkal azonos módszerrel.
3. A kerék és a felépítmény rezgési állapotának jellemzése, majd összehasonlítás a szimuláció eredményeivel.

3.1.2. A gerjesztő berendezés

Reprodukálható környezetnek egy autó- és teherautó-javító és vizsgáztató üzemet választottunk. A vállalkozást 1992 óta Kresznóczi Zoltán működteti Pusztadoboson. Kezdetben javítóműhelyként üzemelt, ma már hivatalos vizsgaközpont is, személy- és tehergépkocsiknak egyaránt.

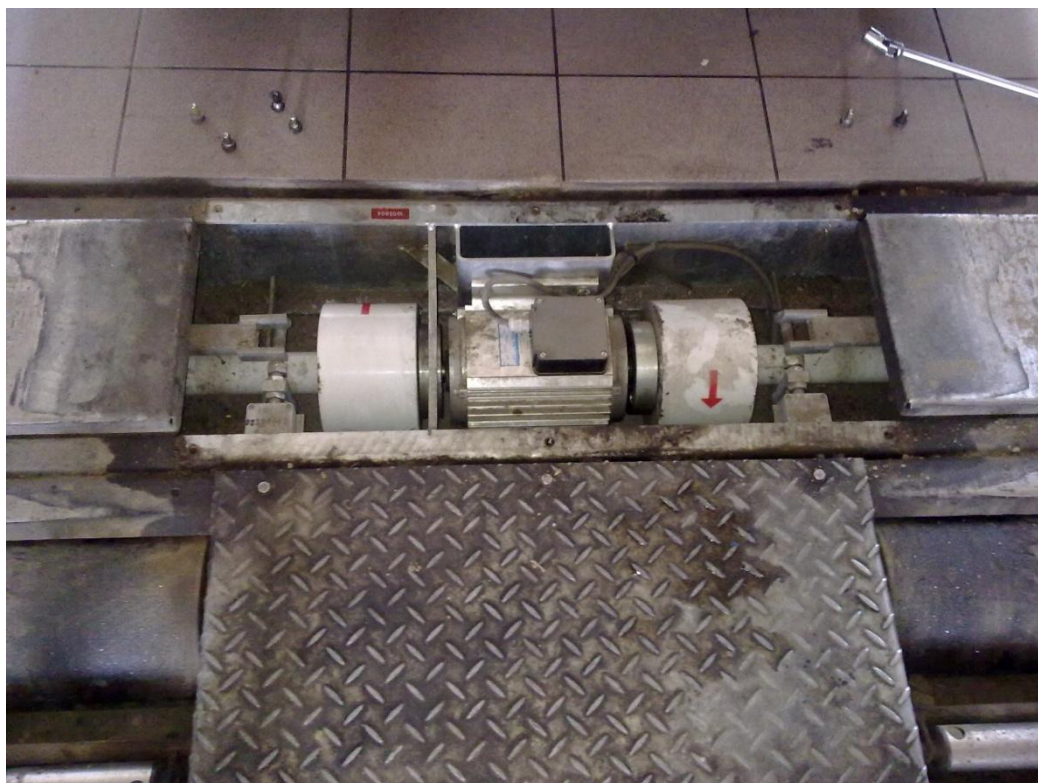
A választott gerjesztő berendezés az üzemben található, a személyautók időszakos hatósági vizsgáztatásához használt Weszti-Kontrol személygépkocsi fék- és lengéscsillapító vizsgáló berendezés.

Az eszköz számítógépes program által vezérelt. Az irányításért felelős szoftver egy 3 kilowatt teljesítményű elektromos motort működtet, percenkénti 1440 fordulatra gyorsítva. A 3500 kg alatti jármű két, téglalap alakú fémlapra áll fel az első vagy a hátsó tengellyel, ezeket egy-egy excenter kapcsolja össze.



1.7.ábra: A gerjesztő berendezés gyorsulás-idő függvénye

A programot elindítva a számítógép működésbe hozza a motort, felgyorsítja maximális fordulatszámmra, majd fokozatosan lassítja azt. A teljes ciklus időtartama 13 másodperc.

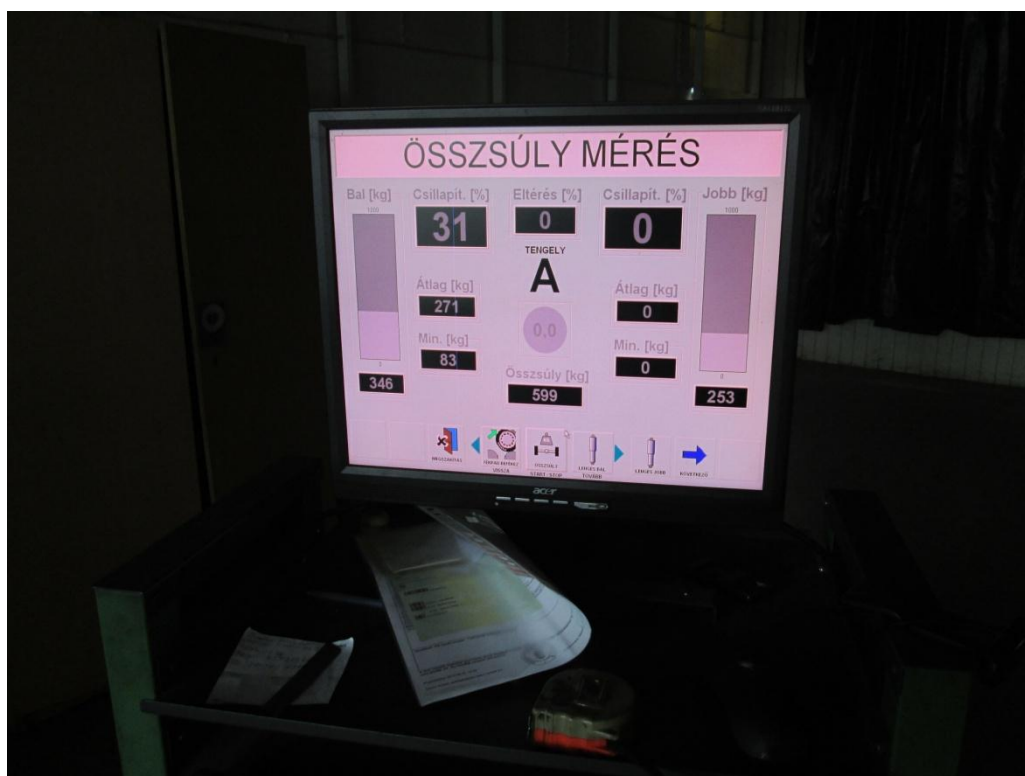


1.7.ábra: A gerjesztő berendezés

A szerkezet lengésvizsgáló része EUSAMA-rendszerű, 24 Hz-es induló gerjesztő frekvenciával és 3 milliméteres amplitúdóval működik. A műszer a kerék által a talajra kifejtett erőt („talpnyomás”), és annak minimumát vizsgálja a gerjesztő frekvencia 0-tól 24 Hz-ig terjedő tartományában[13].

A vizsgáló berendezés lényege, hogy a számítógép monitorán visszajelzett információkból azonnal kideríthető, hogy a jármű futóműve megfelel-e a közúti előírásoknak. Az eszköz mindkét mozgó talpon álló kerék terhelését külön-külön méri, majd külön-külön gerjeszti is azokat. Ha a folyamat során bármelyik kerékre nehezedő súly akár egy pillanatra is alacsonyabb lesz, mint a nyugalmi állapotban lévő 40 százaléka, a jármű nem felelt meg a teszten. Természetesen a visszajelző panel százalékos értékekben is kiírja a ciklus közben a kerékterheléseket.

A vizsgálatunk szempontjából azért kiváló ez a berendezés, mert minden mérése 1 százalékos pontossággal egyezik, és a gerjesztés mértéke, hossza és lecsengése is azonos. További könnyebbség volt számunkra, hogy az excenter számottevően csak függőleges irányban mozgatja a talplemezt, így más irányú mozgást és a forgásokat nem kell figyelembe vennünk, ami rendkívül bonyolulttá tenné a mérés kiértékelését.



1.7.ábra: A gerjesztő berendezés szoftvere

3.1.3. A rezgésmérő berendezés

A rezgésmérést Sinus Soundbook típusú berendezéssel végeztük. Ennek fő részei:

1. Piezoelektromos szenzor és ezt a panellel összekötő vezeték
2. Sinus Soundbook moduláris panel
3. Panasonic Toughbook CF-19 laptop
4. Samurai 2.0 rezgés- és zajmérő szoftver

Az érzékelő egy háromcsatornás, mindhárom koordinátatengely irányába indexelt piezoelektromos szenzor, mely kis méretének és hosszú vezetékének köszönhetően számos, nehezen hozzáférhető pozícióban is rögzíthető.

Mivel valamennyi irányban mér rezgést, vezetéke három, az egymásra merőleges rezgésirányoknak megfelelő, szintén a koordinátatengely betűjével jelölt csatornára oszlik.



3.4. ábra: A piezoelektromos szenzor helyzete a gumiabroncs rezgésmérésénél

A három csatorna a Sinus Soundbook panel aljzataihoz csatlakozik, melyek a panelen is külön indexelve vannak. Ez a modulárisan illeszthető egység felel a szenzor által küldött jelek hardveres továbbításáért a számítógép irányába.



3.5. ábra: A Panasonic CF-19-es laptop és a Samurai 2.0 működés közben

A számítógép egy Panasonic Toughbook CF-19-es laptop. Katonai- és külső munkaterületekre szánt eszköz révén víz-, por- és ütésálló, váza magnézium-ötvözet, belső hardverelemeit rezgéselnyelő és vízálló betétek, valamint szigetelések védik a külső hatásoktól[18].

A program, amely segítségével a mérési folyamat és a kiértékelés kontrollálható, a Samurai 2.0, melyet kifejezetten zaj- és rezgésdiagnosztikai vizsgálatokhoz fejlesztettek. Nyelve angol, de menürendszere egyszerű, könnyen áttekinthető.

A rezgésértékeket 0 és 20000 Hz közötti frekvenciatartományokban képes megjeleníteni és rögzíteni. A mérési idő hossza a tárolókapacitás függvénye, a mintavételezés időbeli gyakorisága már szoftverfüggő is.

Grafikus úton egyszerre nyomon követhetjük mindhárom koordinátatengelyen felvett rezgést, akár valós időben is. A mérés befejeztével a grafikonok tengelyeit utólag is módosíthatjuk maximum-minimum értékek és lépésköz tekintetében is.

A program segítségével a rögzített időbeli jelenség gyors Fourier-transzformációval frekvencia tartományba transzformálható, ami segíti a mérési eredmények elemzését[10].

3.1.4. Mérési elrendezés, a mérés elve

A méréssorozatok precíz kiértékelésének érdekében nem csak az autó rezgéseit, hanem magát a gerjesztést is mérés alá vetettük. A gerjesztési amplitúdóval és a maximális frekvenciával is tisztában voltunk, azzal viszont nem, pontosan milyen gyorsan éri el a maximális frekvenciát, és a ciklus végén milyen ütemben áll meg a berendezés.

A tesztpad szoftvere biztonságtechnikai okokból terhelés nélkül nem indítja el a folyamatot, ezért a gerjesztést is az egyik autónk segítségével mértük.

A csillapítópadot működésre kész állapotba hoztuk, majd az egyik tengellyel ráálltunk a gerjesztő talpakra. A biztonsági előírások megkövetelik a rögzítő fék használatát, illetve a sebességváltó fokozatban tartását, leállított motor mellett. Elektromos fogyasztó – a passzív rendszerelemeket kivéve – nem működik a járművön.

A szenzoros rendszerünket összeállítottuk, a piezoelektromos érzékelőnket csatlakoztattuk a laptophoz, azt pedig az elektromos hálózathoz. Az operációs rendszer felállása után elindítottuk a Samurai 2.0 szoftverünket, majd miután a szenzort rögzítettük, programunkkal mérésre kész állapotba hoztuk.

Az érzékelőt ragasztó segítségével rögzítettük a kerékanyán, a karosszéria fém sárvédő elemén és a gerjesztő lapon egyaránt.



3.6. ábra: A gerjesztő berendezés mérése

A ragasztó kötésének tíz percet adtunk, ez alatt ellenőriztük a gerjesztő- és mérőberendezés állapotát.

Tapasztalati úton megállapítottuk, hogy a gerjesztési ciklus 13 másodperc terjedelmű, ezért a mérési intervallumot 15 másodpercre választottuk. Így elegendő idő maradt a gerjesztés utólagos elindítására, de még elég kisméretű fájlokat nyerhettünk ki a programból ahhoz, hogy könnyen és gyorsan mozgathatók és elemezhetőek legyenek.



3.7. ábra: A karosszéria rezgésmérése

Minden egyes kiépített méréshelyzetből öt, egyforma körülmények között létrejött, egymás utáni mérést hajtottunk végre. A mérések és a mentések végeztével meghatároztuk a szenzor soron következő pozícióját, rögzítése után pedig végrehatottuk az újabb öt, egymást követő mérést.

A mérések végrehajtásához két járművet használtunk fel: egy 2005-ös évjáratú, lineáris rugózású Suzuki Ignist és egy 1992-es, progresszív hátsó futóműves BMW E30-ast. Utóbbi gerjesztett kerekét és magát a karosszériát két különböző abroncsnyomás mellett is megmértük. Az alábbi táblázatban a járművek gumiabroncsainak adatai láthatók:

Autó típusa	Gumiabroncs
Suzuki Ignis (2005)	Continental EcoContact 175/65 R13
BMW E30 (1992)	Nokian 205/55 R16 94H XL

1. táblázat: Az autók gumiabroncsainak adatai

3.1.5. A járművek rugókarakterisztikáinak meghatározása

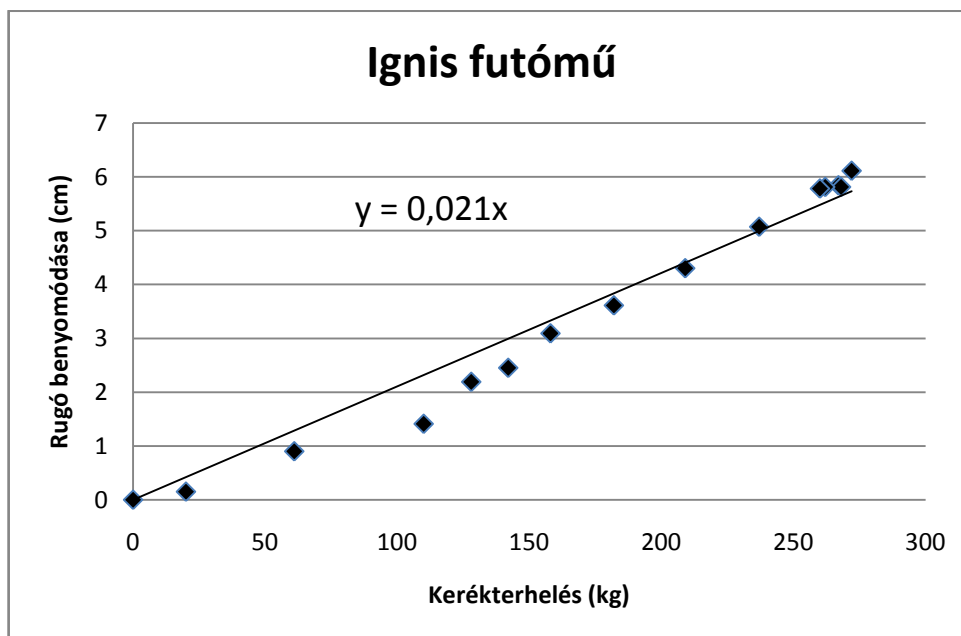
A szimulációkkal való hiteles összehasonlításhoz ismernünk kellett a vizsgált járművek futóműveinek és gumiabroncsainak karakterisztikáit. Mivel egyik autóiipari vállalat sem volt partner az ilyen jellegű gyári információk megosztásában, saját módszert dolgoztunk ki a paraméterek előállítására.

A méréshez mérőszalagot és tolómérőt használtunk fel, valamint egy általános személyautó-emelőt. Mivel a vizsgálópad jó bázisul szolgált az adatok leolvasásához, úgy döntöttünk, ezt is ott végezzük el mindkét járművön.

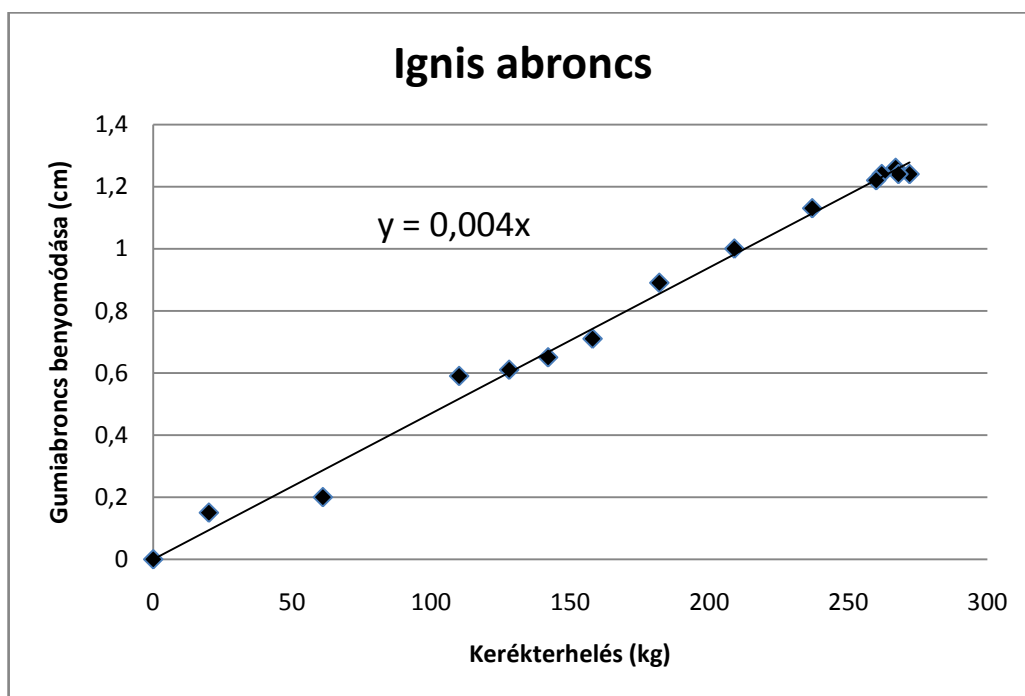
Az autó egyik tengelyének kerekenkénti terhelését folyamatosan figyelemmel kísérhettük a fentebb látható vizsgálópad szoftverének segítségével. Ezzel együtt a vizsgált abroncs közelében emeltük fokozatosan az autót, és minden emelési fázisban megmértünk egy fix pontot a kerék felnijén (ez mindkét esetben egy előre meghatározott pontja volt az egyik rögzítő csavarnak), illetve a karosszéria egy adott pontján a gerjesztő talphoz képest.

Első alkalommal megmértük mindkét paramétert emelő nélkül, majd egészen addig vettük fel emelési szakaszonként a méreteket, amíg a kerék terhelése fel nem vette a 0 értéket.

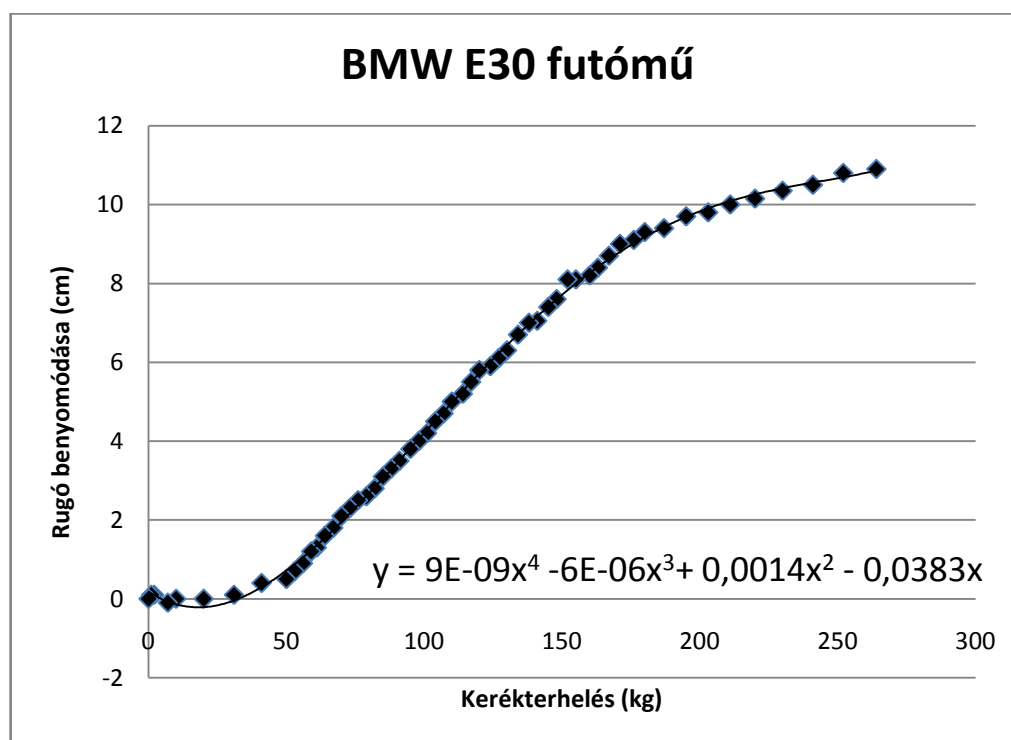
A méréssel felvett adatsorra lineáris függvényt illesztettünk, ehhez az Excelt használtuk fel. Megállapíthattuk, hogy a várakozásunk szerint a gumiabroncsok és az Ignis futóműve lineáris, az E30-as hátsó felfüggesztése pedig a hordó alakú rugónak köszönhetően S-alakú, progresszív karakterisztikát mutat.



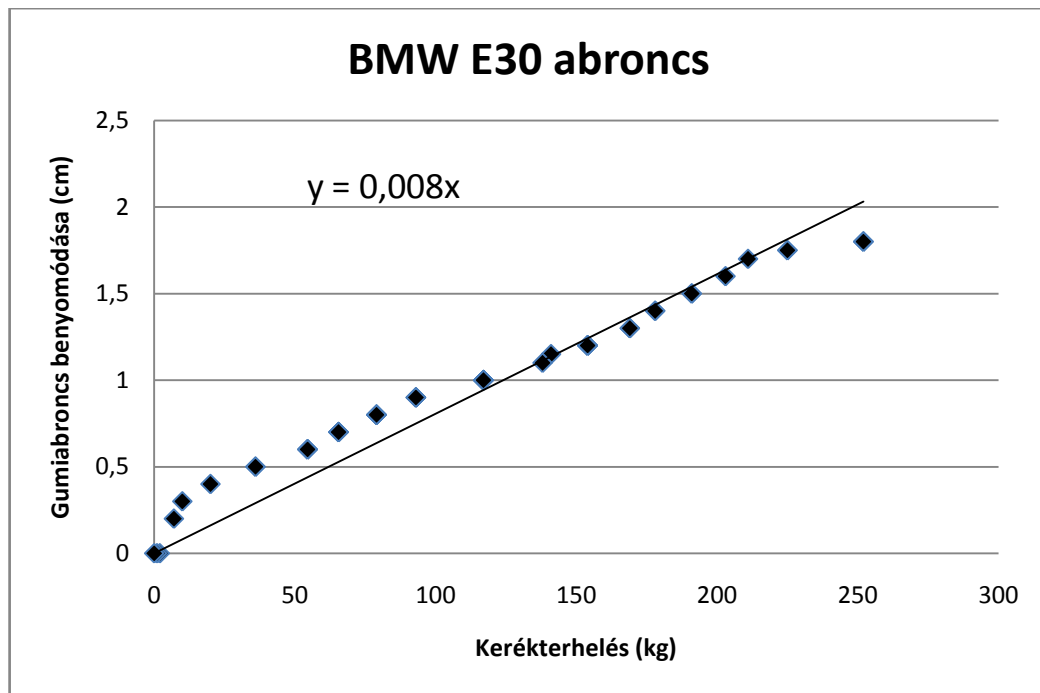
3.8. ábra: Suzuki Ignis első futóművének mért karakterisztikája



3.9. ábra: Suzuki Ignis gumiabroncsának mért karakterisztikája



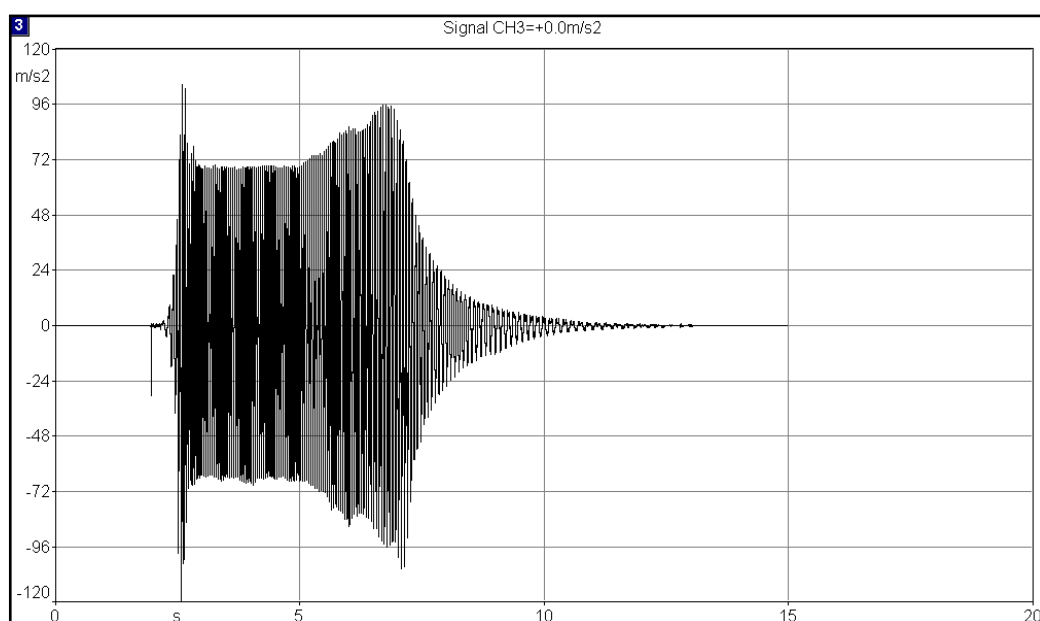
3.10. ábra: BMW E30 hátsó futóművének mért karakterisztikája



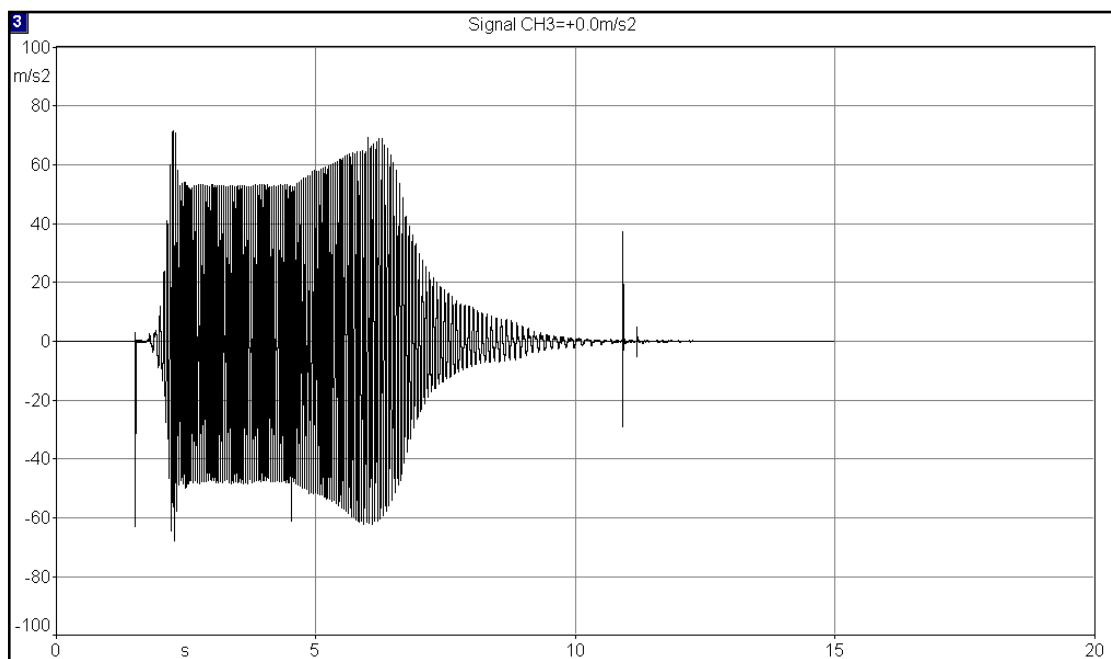
3.11. ábra: BMW E30 gumiabroncsának mért karakterisztikája

3.1.6. A rezgésmérés eredményei

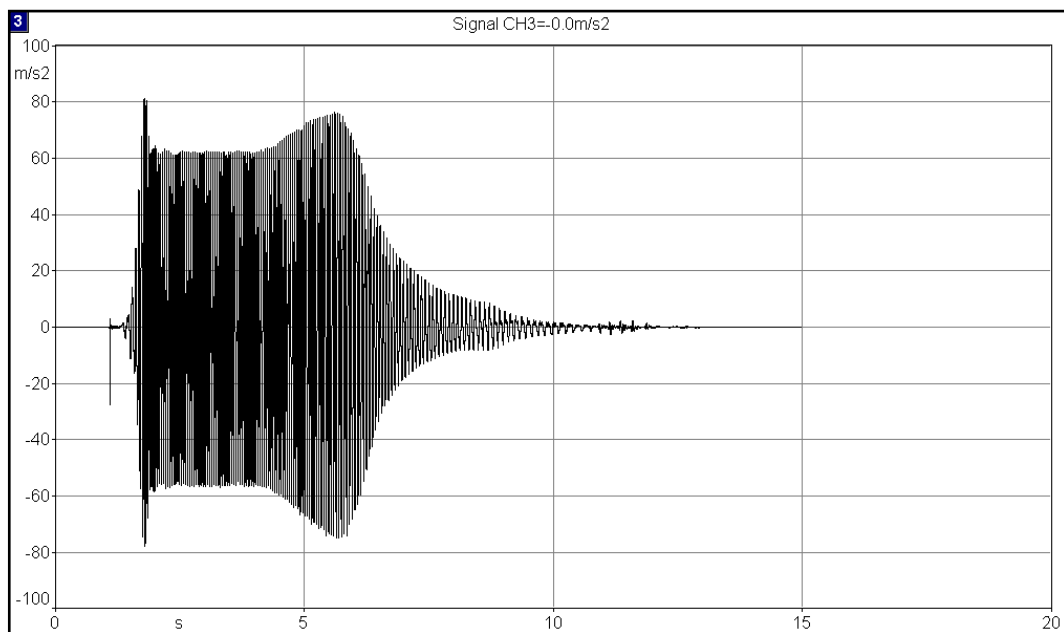
Mérőeszközünk alapvetően a szenzor gyorsulásértékeit képes visszajelezni az idő függvényében, minden más adatot ebből számol ki. A szoftvert úgy állítottuk be, hogy mindhárom irányban egyszerre mutassa a gyorsulás-idő függvényeket, valamint az ezekhez tartozó Fast Fourier transzformáltakat. Az alábbi ábrákon egy-egy, a méréssorozatokból kiválasztott, függőleges irányból felvett gyorsulás-idő grafikon látható.



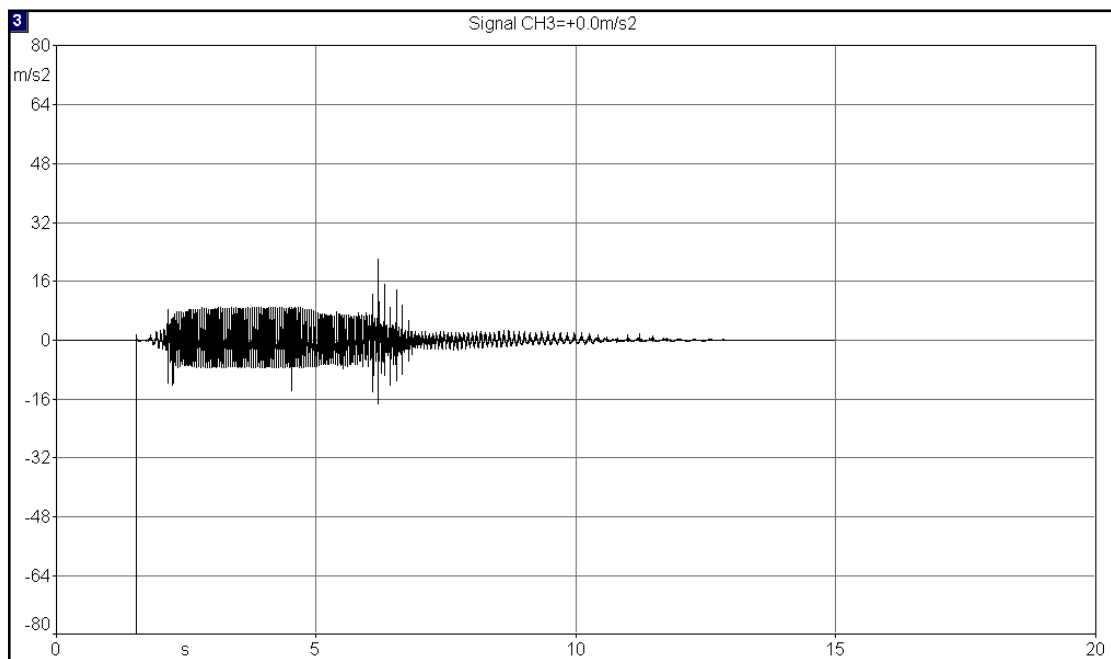
3.12. ábra: Suzuki Ignis gerjesztett kerekének gyorsulás-idő grafikonja



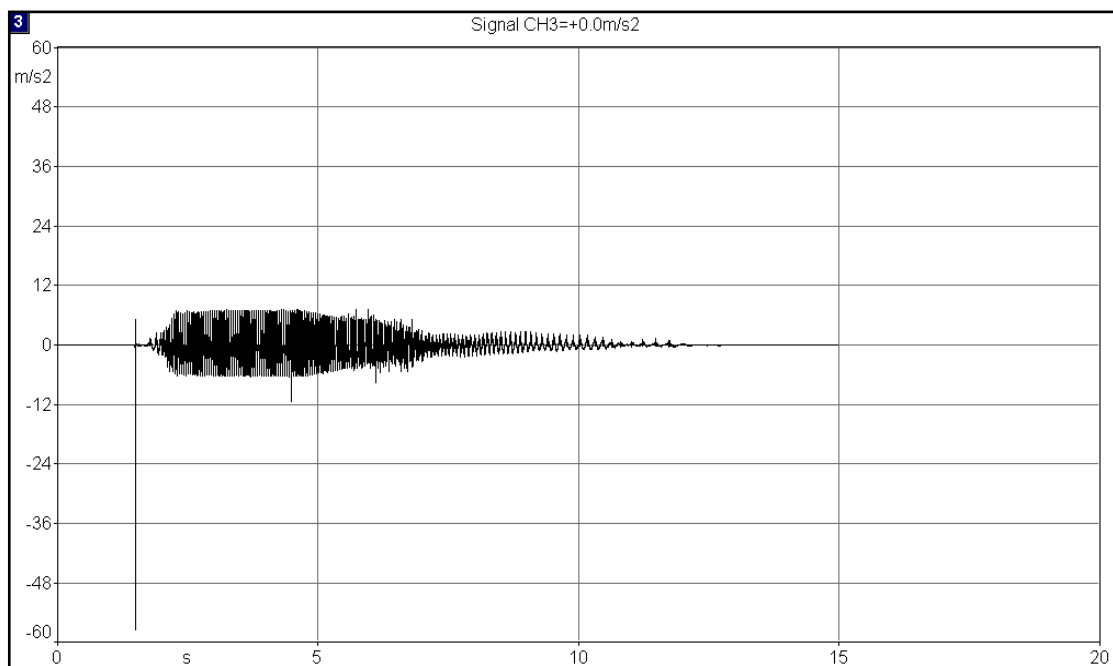
3.13. ábra: BMW E30 gerjesztett kerekének gyorsulás-idő grafikonja 2 bar nyomáson



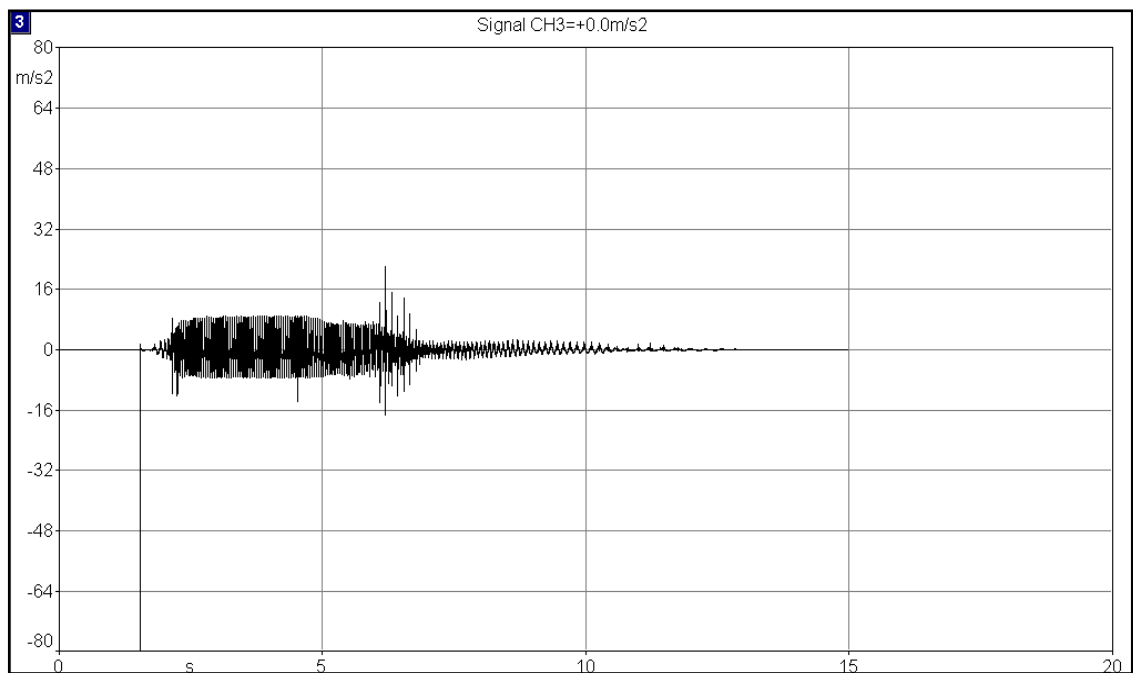
3.14 ábra: BMW E30 gerjesztett kerekének gyorsulás-idő grafikonja 2,5 bar nyomáson



3.15. ábra: Suzuki Ignis gerjesztett karosszériájának gyorsulás-idő grafikonja

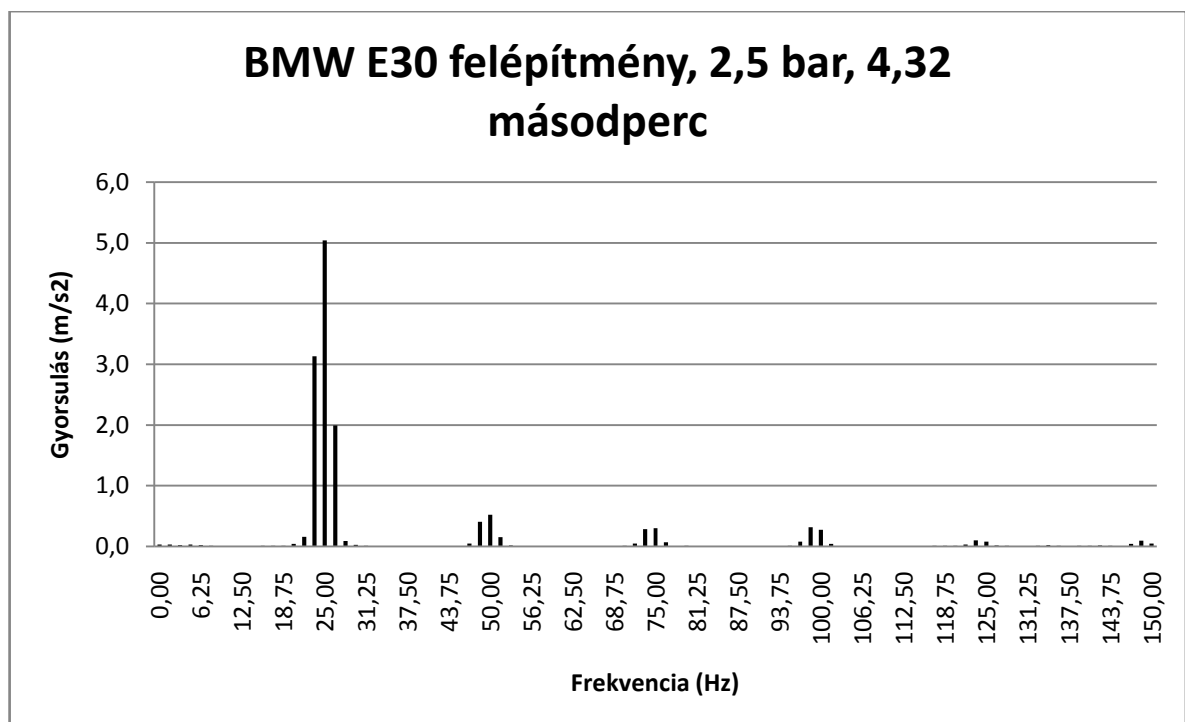


3.16. ábra: BMW E30 gerjesztett karosszériájának gyorsulás-idő grafikonja 2 bar
keréknyomással



3.17. ábra: BMW E30 gerjesztett karosszériájának gyorsulás-idő grafikonja 2,5 bar keréknyomással

Az FFT esetében lehetőségünk nyílt megfelelő időközönkénti Excel-formátumú adatkinyerésre a folyamatokból, így könnyedén elkülöníthettük a tranziens szakaszokat.



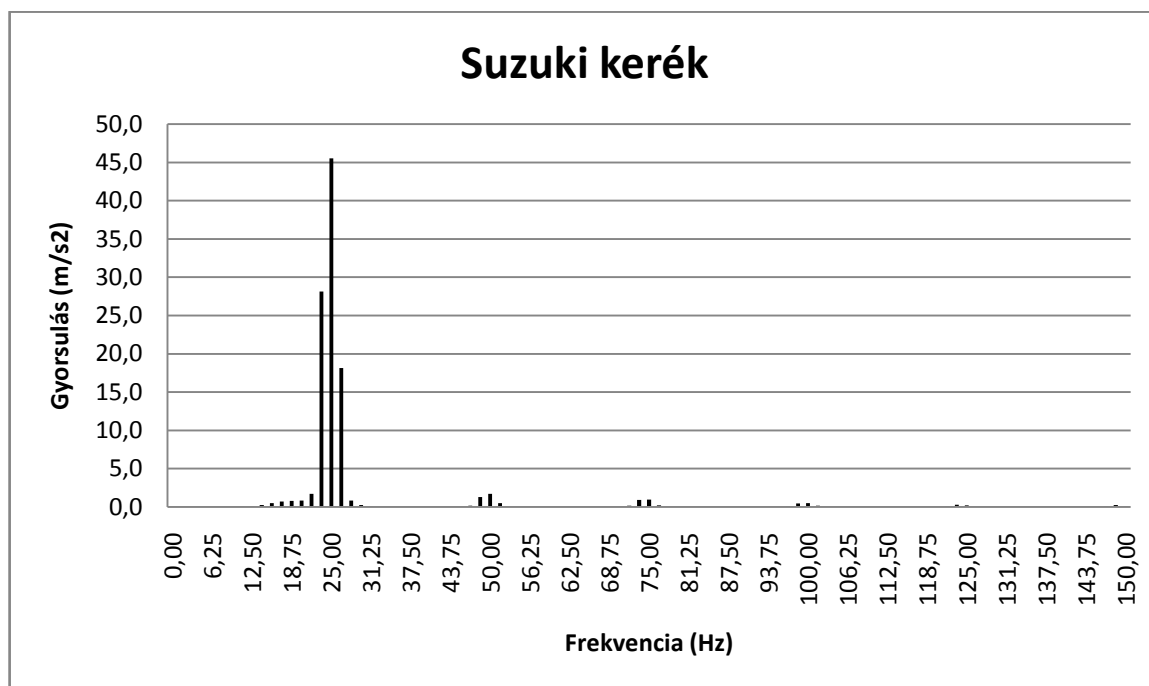
3.18. ábra: BMW E30 karosszériájának FFT-je 2,5 bar keréknyomás mellett a mérés kezdetétől számítva 4,32 másodperc múlva

3.1.7. A mérési eredmények kiértékelése

Ahogy az korábban megállapítottuk, a gerjesztés 13 másodpercig tart, azonban az FFT szempontjából lényeges, hogy ebből mekkora intervallumon és hol állandó a gerjesztő frekvencia. A gerjesztő berendezés gyorsulás-idő függvényéből megállapítható, hogy ez a szakasz a gerjesztés kezdetétől számítva a második és az ötödik másodperc között található. A második másodpercig a mérés gerjesztést megelőző elindítása és az elektromos motor fordulatanak felépülése teszi ki, az ötödik másodperc után pedig a motor folyamatosan veszít frekvenciájából, hiszen már csak a tehetetlenségéből adódóan forog.

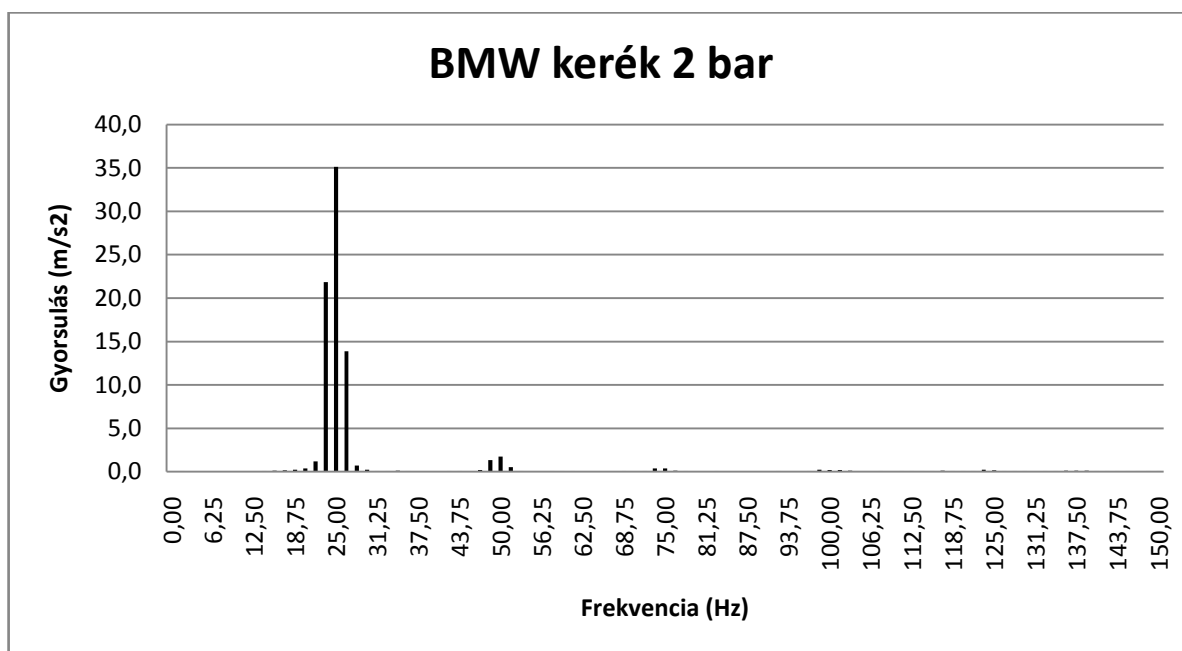
Annak érdekében, hogy a SolidWorks szoftverben modellezett jármű és a valós autók FFT-i között párhuzamot lehessen vonni, célszerű ezt a szakaszt vizsgálni, így a program szimulációjában is elegendő az állandósult szakaszt figyelembe venni.

A leginkább letisztult Fourier-transzformáltakat a mérések negyedik másodpercében tudtuk kinyerni. A kerekek és a felépítmények grafikonjain tisztán kivehetőek a 24 Hz-es amplitúdók és felharmonikusaik.



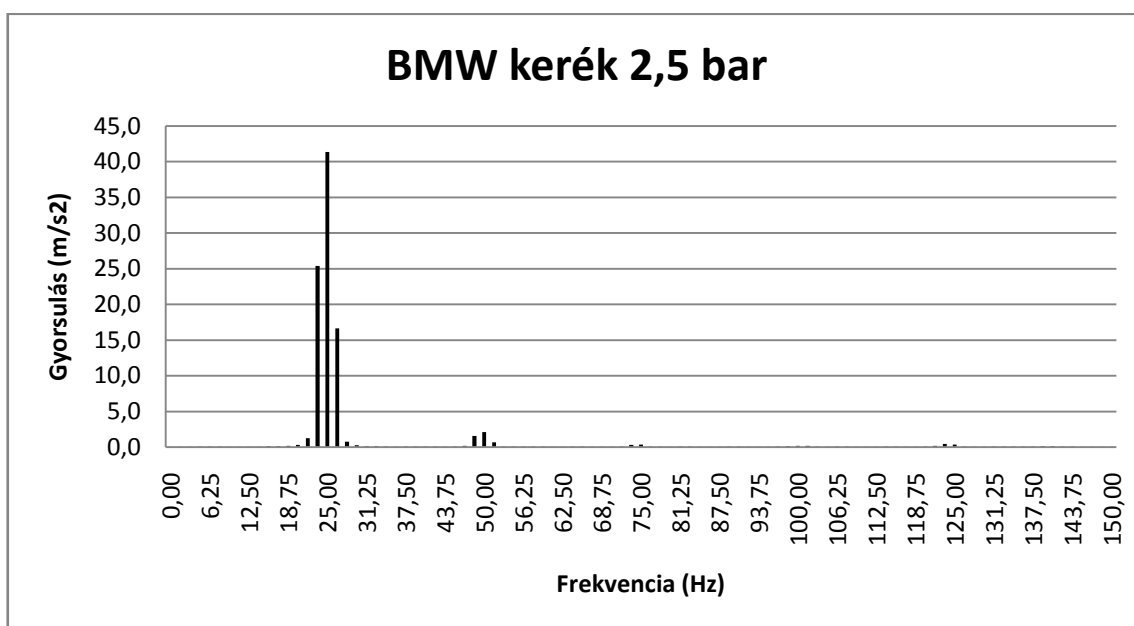
3.19. ábra: Suzuki Ignis kerekének FFT-je a 4. másodpercében

Keményebb futóművének köszönhetően a Suzuki nagyobb amplitúdókat ért el a BMW-nél, de a függvény szempontjából az E30 kereke hasonlóságot mutat, bár a gerjesztő frekvencia többszörösei nehezebben kivehetőek.



3.20. ábra: BMW E30 kerekének FFT-je a 4. másodpercben (2 bar nyomás)

A BMW hátsó futóművének vizsgálatánál több keréknyomással is megmértük a felfüggesztést. Az eredetileg 2 bar nyomású gumiabroncsot (csak a vizsgáltat) 2,5 bar-ra fújtuk, majd újból végrehajtottuk a méréssorozatot. Az FFT kinyert adataiból arra a következtetésre jutottunk, hogy a domináns frekvenciák azonos gerjesztés és változó keréknyomás mellett is állandóak, csak az amplitúdók méreteit befolyásolja.



3.21. ábra: BMW E30 kerekének FFT-je a 4. másodpercben (2,5 bar nyomás)

3.2. A dinamikai modell analízise

3.2.1. A modell felépítése

A SolidWorks nevű tervezőprogram segítségével olyan leegyszerűsített járműmodellt építettünk fel, mellyel a számítógép számára legkevésbé számításigényes módon kíséreltünk meg analógiát felmutatni a modell és a valós járművek viselkedése között.

A modell megépítéséhez a valós járműből a következő adatokat használtuk fel:

1. A futóművek karakterisztikái
2. Járművek tömege, méretjellemzői
3. Gerjesztés adatai (frekvencia, amplitúdó)

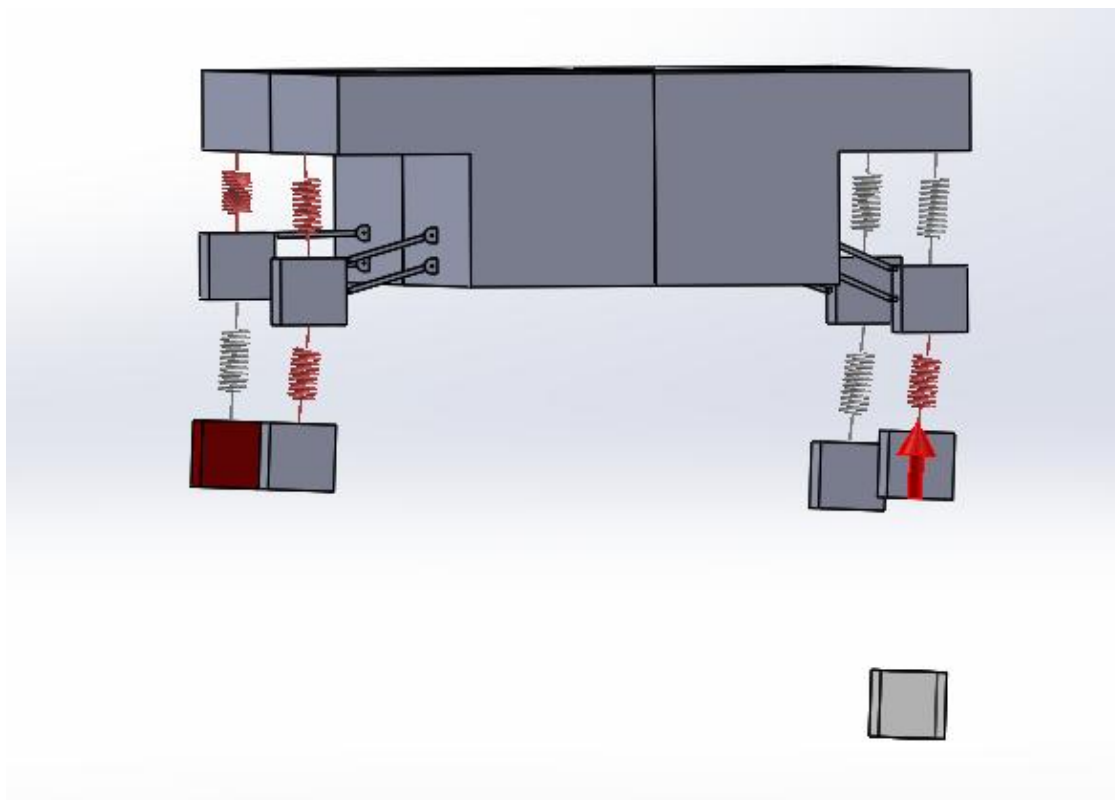
Ezeket az információkat a fentebb leírtak alapján a mérések során határoztuk meg.

Modellünk megértéséhez érdemes az alkatrészeket szintekre osztani:

1. Térben rögzített kocka (a képen átlátszó)
2. Talaj kockái
3. A kerekeket és a járulékos tömegeiket helyettesítő testek
4. A kerekeket és a karosszériát összekötő kereszt-lengőkarok (futóművenként 2 darab)
5. Jármű felépítmény

Az építés során a talajt és a térben rögzített testet pozícionáltam először. A talaj kockái közül egyet nem rögzítettem, hiszen ezen keresztül kapta a jármű a gerjesztést, a többi a referenciatesttel együtt térben rögzítettem a korábban meghatározott helyükön.

A jármű kerekeit és felépítményét egyszerű negyedmodellként konstruáltam, majd ezt két lépésben tükrözve kaptam meg a teljes autómódellet.

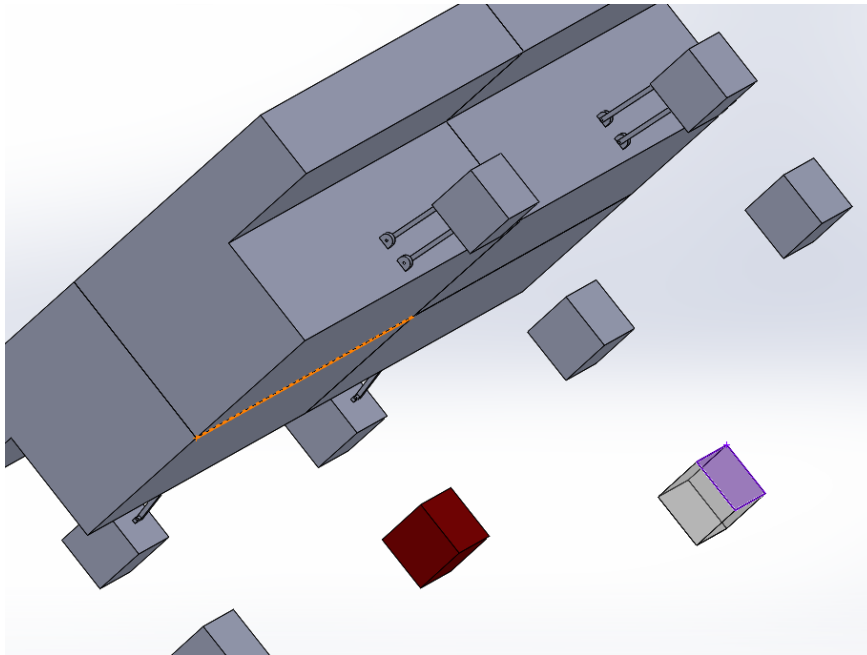


3.22. ábra: A dinamikai modell a gerjesztési folyamat közben

A karosszéria alakját a csillapított rugók lehető legegyszerűbb végpont-meghatározásához választottam meg. A talaj és a kerekek közötti csillapított rugók a gumiabroncs rugalmasságát hívtak szimulálni, a felsők pedig a futóművek valódi rugóját – a csillapítást is beleértve.

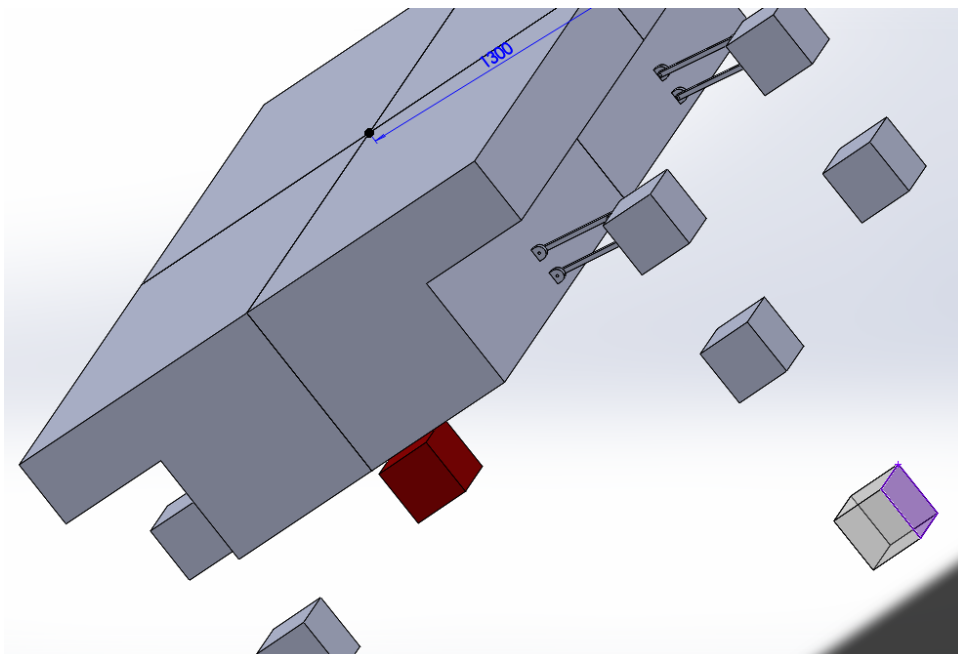
A BMW E30 hátsó progresszív rugóit több rugóval helyettesítettük, melyek pontosan azokat a másod-, harmad-, és negyedfokú tagokat tartalmazták, melyeket a karakterisztikák mérése során meghatároztunk.

A modell szimulációra való alkalmasságát kényszerezéssel kellett megoldanunk. A további alkatrészek beépítésének elkerülése végett a lengőkarok forgócsatlakozásait egyszerű koncentrikus és érintő kényszerekkel helyettesítettük. Ezen kívül redukálnunk kellett a járműmodell karosszériájának szabadsági fokait, úgy, hogy a valósághű mozgásirányok megmaradjanak.



3.23. ábra: A párhuzamos él kényszere

Annak érdekében, hogy a felépítmény ne csavarodjon el a talajhoz képest, és ne forduljon le a rugókról, de ugyanakkor képes legyen a bólintásra és a billegésre, három kényszert kellett felvennünk. Az egyik a kocsiszekrény alján lévő él és a referencia kocka közötti párhuzamosság kikötése.



3.24. ábra: Az első távolságkényszer a fix kockától a modell felületi középpontjáig

Ezzel megoldottuk a csavarodás kizárását és a bólintás/billegés lehetőségét, azonban a modell alól ettől még kicsúszhatna a talaj, hiszen a járműmodell esetében nem felületi megtámasztás van, mint a gumiabroncs esetében, hanem pontszerű.

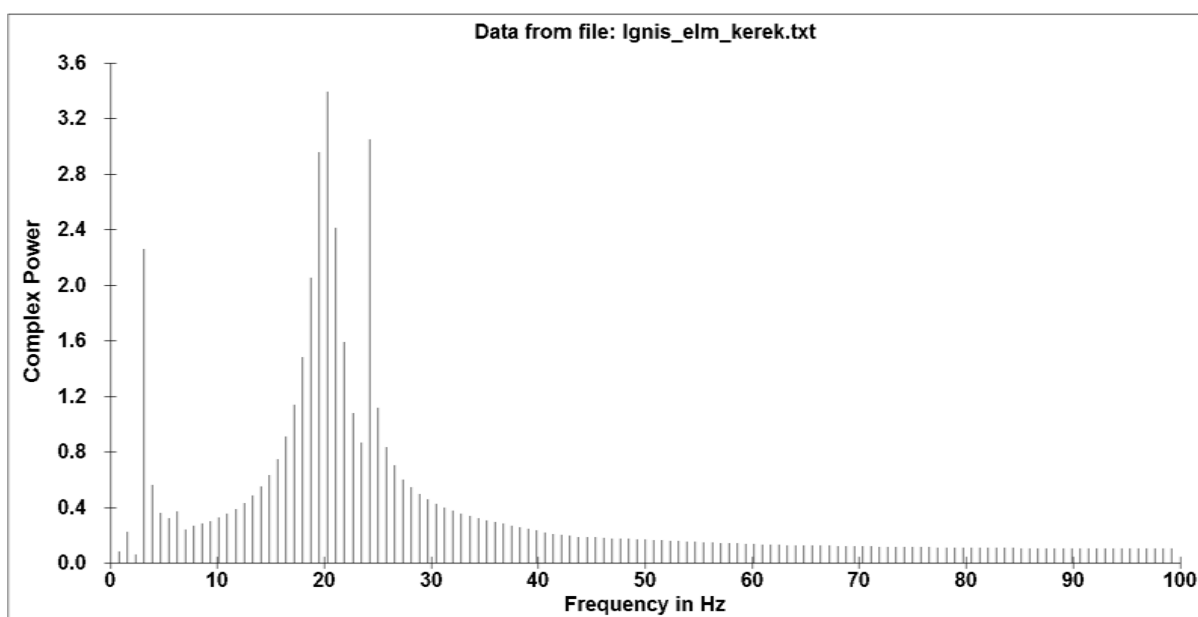
A fix kocka és a felépítmény felső felületi középpontja között két távolságkényszert definiáltunk, úgy, hogy az egyik a referencia kocka azon oldalára irányul, mely a modell hossz tengelyével párhuzamos, a másik pedig a karosszéria homlokfelületével párhuzamos oldalára. Ezzel azt értük el, hogy a jármű felületi középpontja egy függőleges vonal mentén mozogjon.

3.2.2. A gyorsulás-idő függvény felhasználásának indoklása

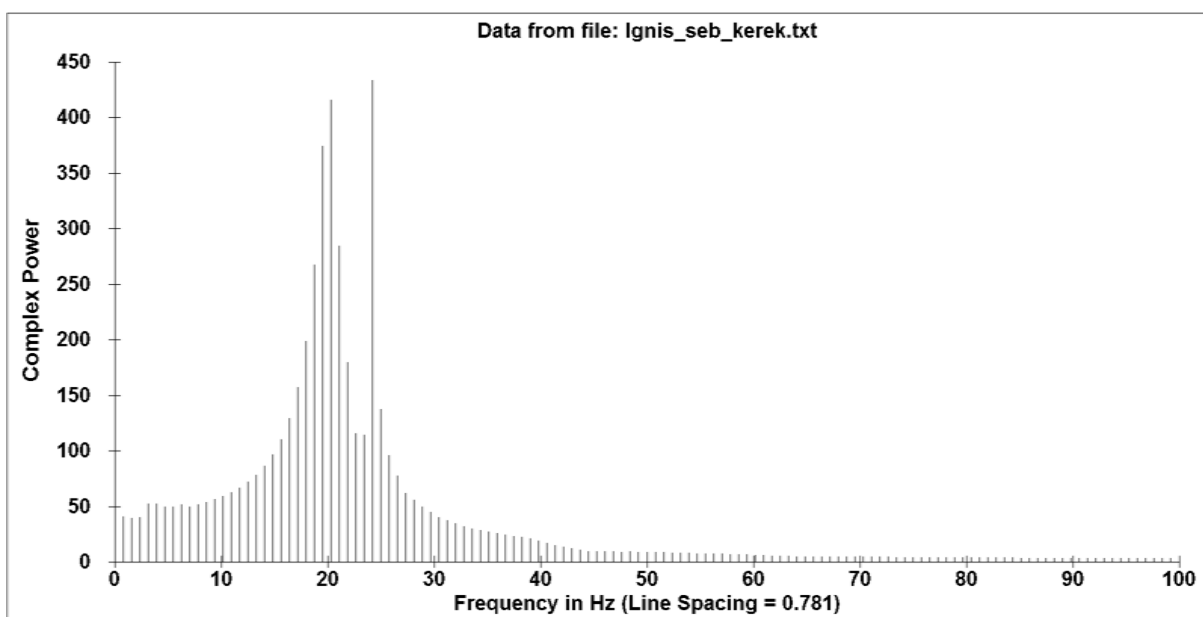
Piezoelektromos szenzoron alapuló mérőberendezésünk alapvetően az érzékelő gyorsulását méri az idő függvényében, és ebből származtat adatokat. A kitérést és sebességet az idő függvényében képes kiszámítani, azonban legfeljebb 8 mintával másodpercenként, amely számunkra nem bizonyult elegendőnek, valamint a Fourier transzformáltak is csak gyorsulás dimenziójú amplitúdókkal exportálhatóak ki a szoftverből.

Az összehasonlítási alapot ennek ellenére sikerült megtalálnunk a szimulációval, mert a SolidWorks lehetővé teszi a mozgástanulmány grafikus megjelenítését gyorsulás-idő függvénnyel is.

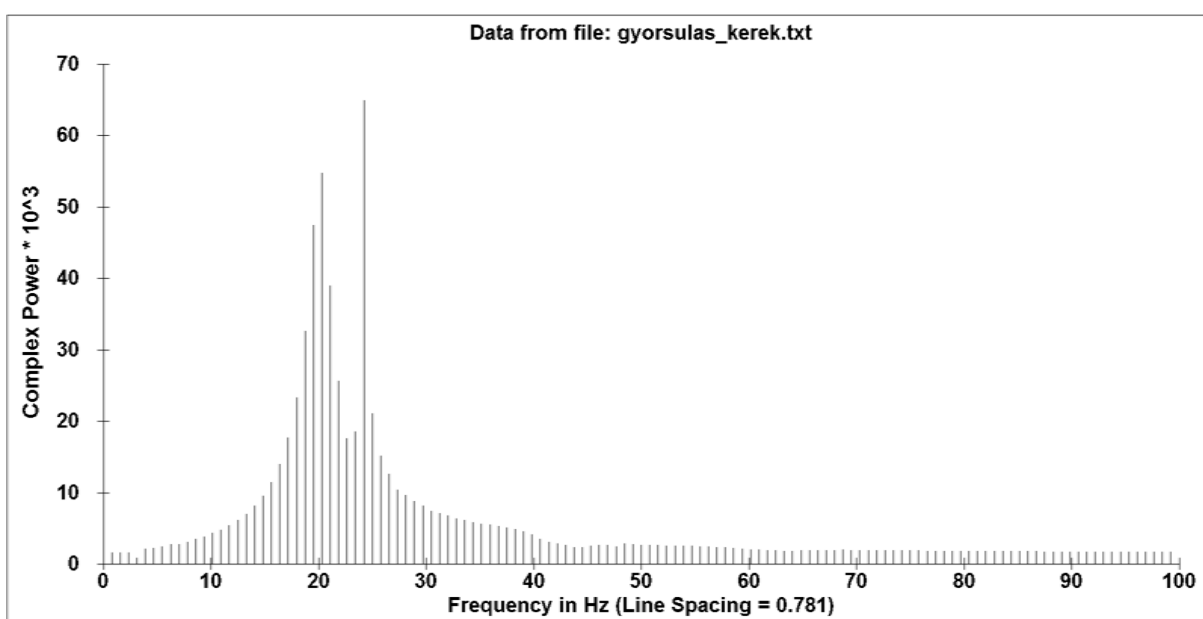
Az alábbi grafikonokon – melyeket szintén a Scope DSP 5.0 szoftverrel készítettünk a SolidWorks adatainak felhasználásával – láthatjuk az összehasonlított kitérést, sebességet és gyorsulást az idő függvényében a modell gerjesztett kerekét vizsgálva.



3.25. ábra: A Suzuki modell kerekének elmozdulás szerinti FFT-je



3.26. ábra: A Suzuki modell kerekének sebesség szerinti FFT-je



3.27. ábra: A Suzuki modell kerekének gyorsulás szerinti FFT-je

A függőleges tengelyek léptékei a mértékegységek miatt eltérőek, viszont a grafikonok alakjából következtethetünk párhuzamra a függvények transzformáltjai között.

Ezen ábrák és az eredmények végső összehasonlítása is azt támasztja alá, hogy a gyorsulás-idő függvények segítségével is kimutatható analógia a mérés és a szimuláció adatai között.

3.2.3. A modell szimulációja, az eredmények összehasonlítása

A szimuláció során a következő adatokkal számoltunk:

Karakterisztika jellemzők	Gumiabroncs		Futómű	
	Suzuki	BMW	Suzuki	BMW
	k=208,72 N/mm	k=121,11 N/mm (2 bar)	k=46,5 N/mm	k=3,83 N/mm $\varepsilon=0,006 \text{ N/mm}^2$ $\beta=0,14 \text{ N/mm}^3$ $\tau=0,00009 \text{ N/mm}^4$

2. táblázat: A futóművek és gumiabroncsok mért karakterisztikái

A BMW rugójánál a progresszivitást is figyelembe kellett vennünk, ezért nem volt elegendő egyetlen „k” érték meghatározása. A futómű karakterisztikájának mérése után a következő erőtvörvény alapján számoltunk:

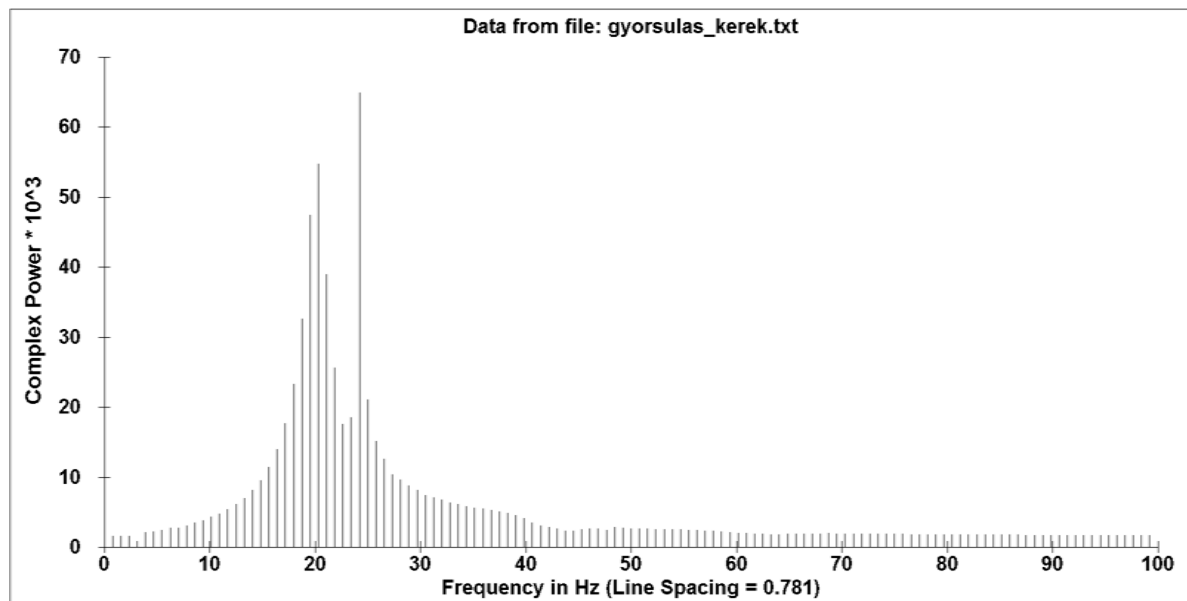
$$y = 9 \cdot 10^{-9}x^4 - 6 \cdot 10^{-6}x^3 + 0,0014x^2 - 0,0383x \quad (18)$$

Az E30 rugójának karakterisztikájára Excel segítségével egy negyedfokú polinomot illesztettünk, mert ez tartott leginkább a mért pontok görbületéhez (lásd: 3.10. ábra). A trendvonal felvétele után kiírtattuk az illesztett görbe egyenletét, mely a mérés paramétereinek megfelelően kg/cm-ben értendő. Ez az oka annak a nagyságrendi különbségnek, melyet a fenti táblázatban látunk.

A Suzuki és a BMW gumiabroncsai között is lényeges különbség fedezhető fel merevség tekintetében. Ennek oka a teljesen eltérő abroncskialakítás: az E30 Nokian gumiabroncsa 15%-kal szélesebb, az oldalfalak pedig közel azonos magasságúak, továbbá a gyártó, és ennek következtében valószínűleg a gumik anyagának összetétele is eltérő.

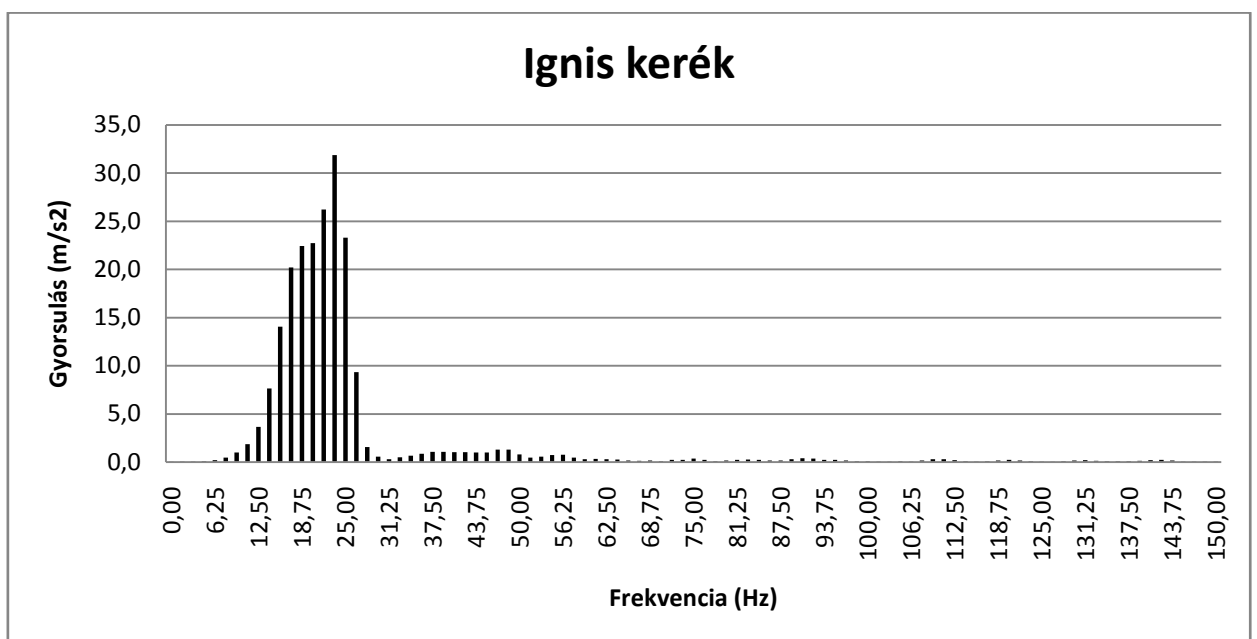
Másodpercenként 200 mintát vettük a szimulációból, így a 2 másodpercenyi gerjesztés 400 adatot eredményezett. A SolidWorks lehetővé teszi a függvények .csv fájl típusban történő exportálást, melyet Excellel nyitottunk meg, majd .txt kiterjesztésű jegyzettömbbe másoltuk.

Ezeket a fájlokat használtuk fel a szimuláció FFT-inek kimutatásához, melyhez a Scope DSP 5.0 nevű szoftvert hívtuk segítségül.



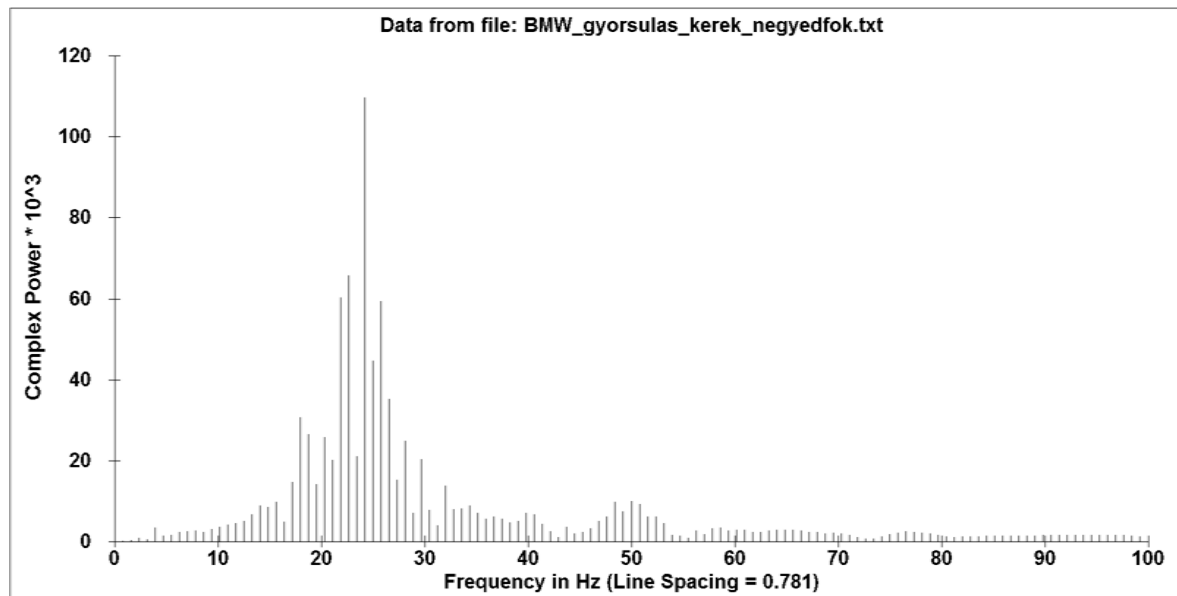
3.28. ábra: Suzuki Ignis-modell kerekének FFT-je

Hasonlításképp álljon itt az egyik, mellékletben is megtalálható valós Suzuki Ignis FFT:

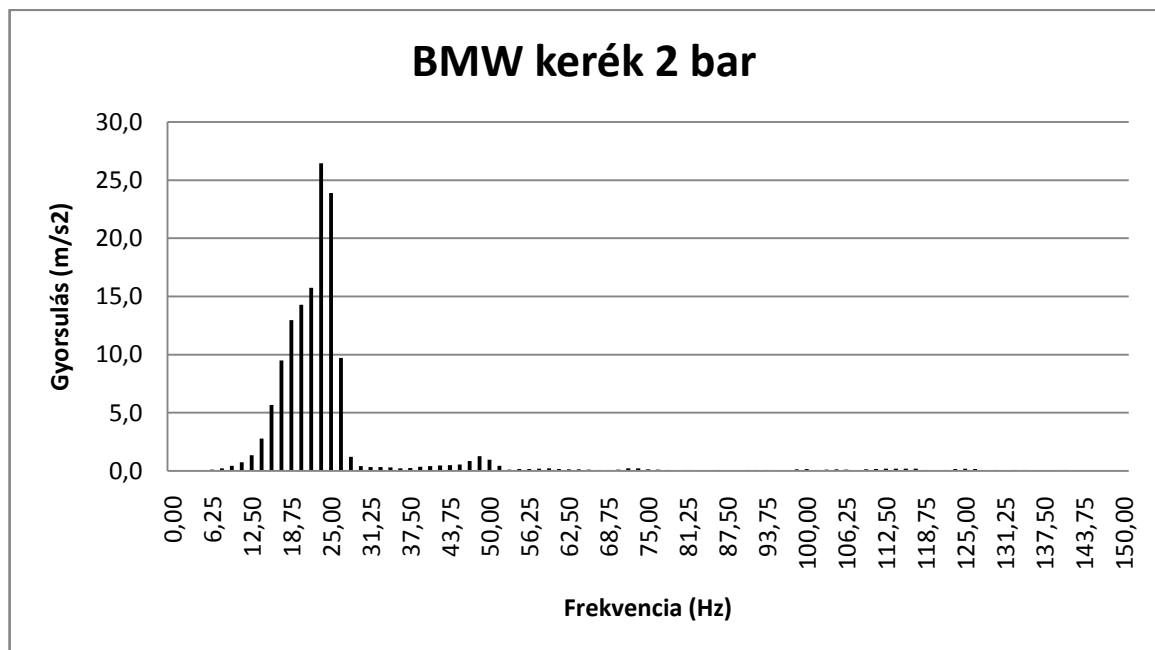


3.29. ábra: Suzuki Ignis kerekének mért FFT-je

A mérés és a szimuláció közötti analógia a kerekek esetében kimutatható. Hasonló a helyzet a BMW esetében is:

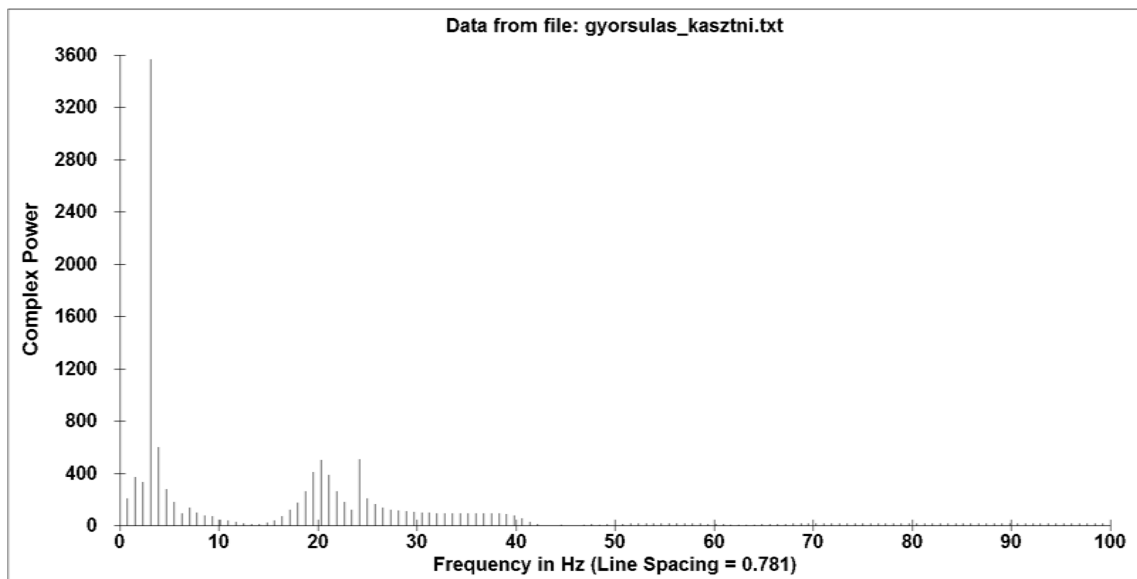


3.30. ábra: BMW E30-modell kerekének FFT-je

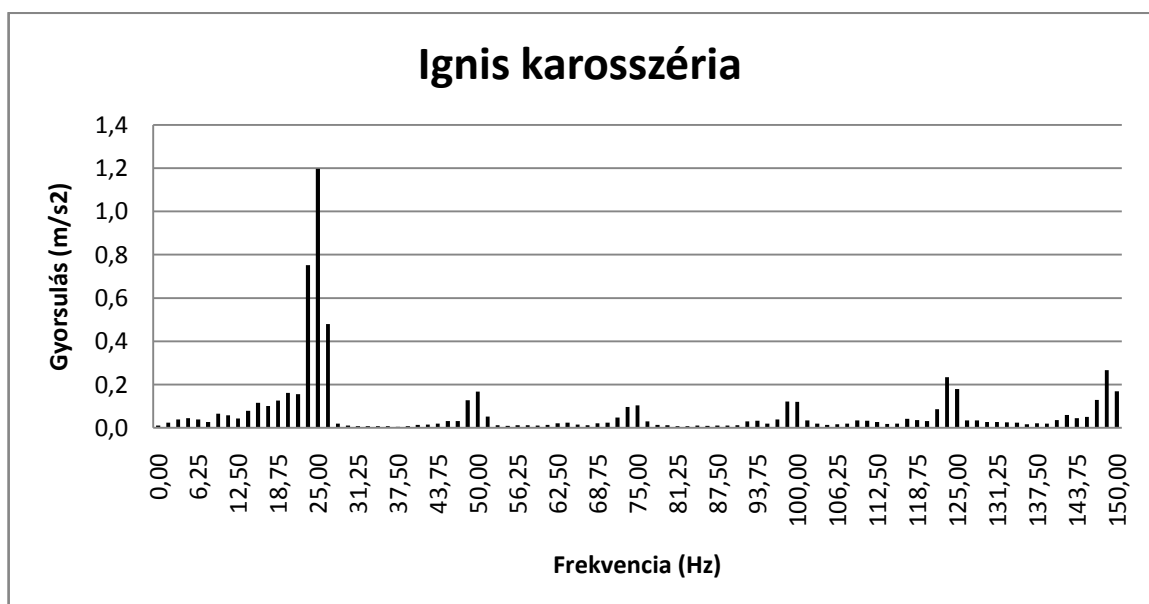


3.31. ábra: BMW E30 kerekének mért FFT-je

A karosszériánál viszont ez az analógia nem egyértelmű. Ennek oka, hogy a szimulációban tömör testtel helyettesítettük az egész felépítményt, melynek egyetlen sajátfrekvenciája van, míg egy valós jármű számos, sajátfrekvenciával rendelkező elemből áll, ráadásul a mérés során az érzékelőt közvetlenül a kocsiszekrény egyik lemezére erősítettük, melynek e miatt sokkal inkább érvényesül a sajátfrekvenciája a többi eleménél. Egy ilyen jellegű járműmodell szimulációjához nem rendelkezünk megfelelő hardveres háttérrel.

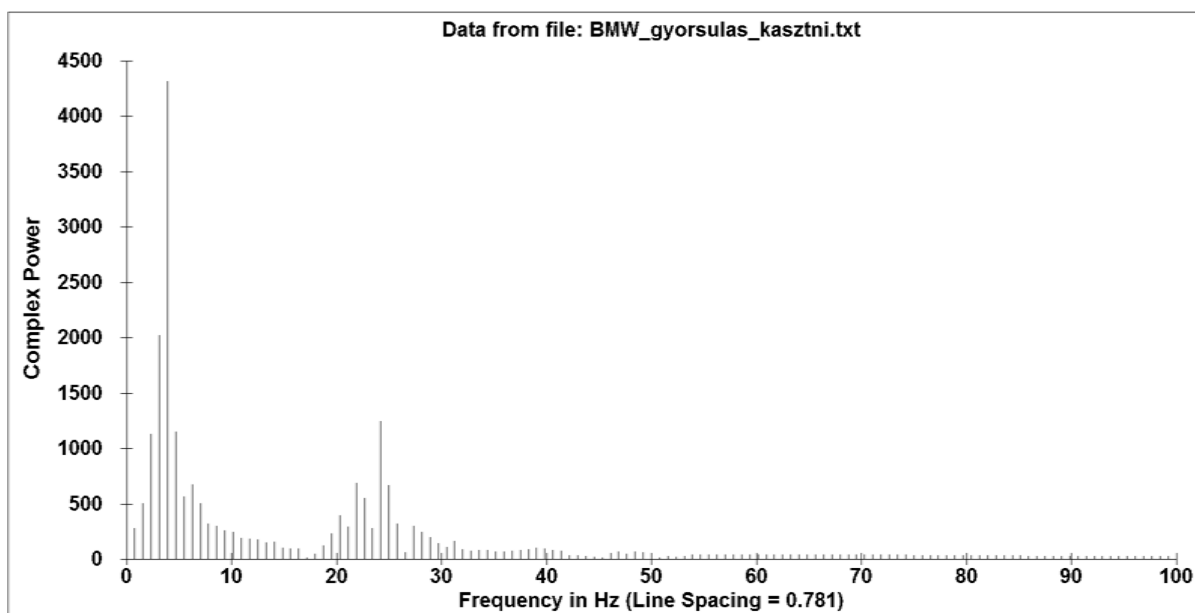


3.32. ábra: Suzuki Ignis-modell felépítményének FFT-je

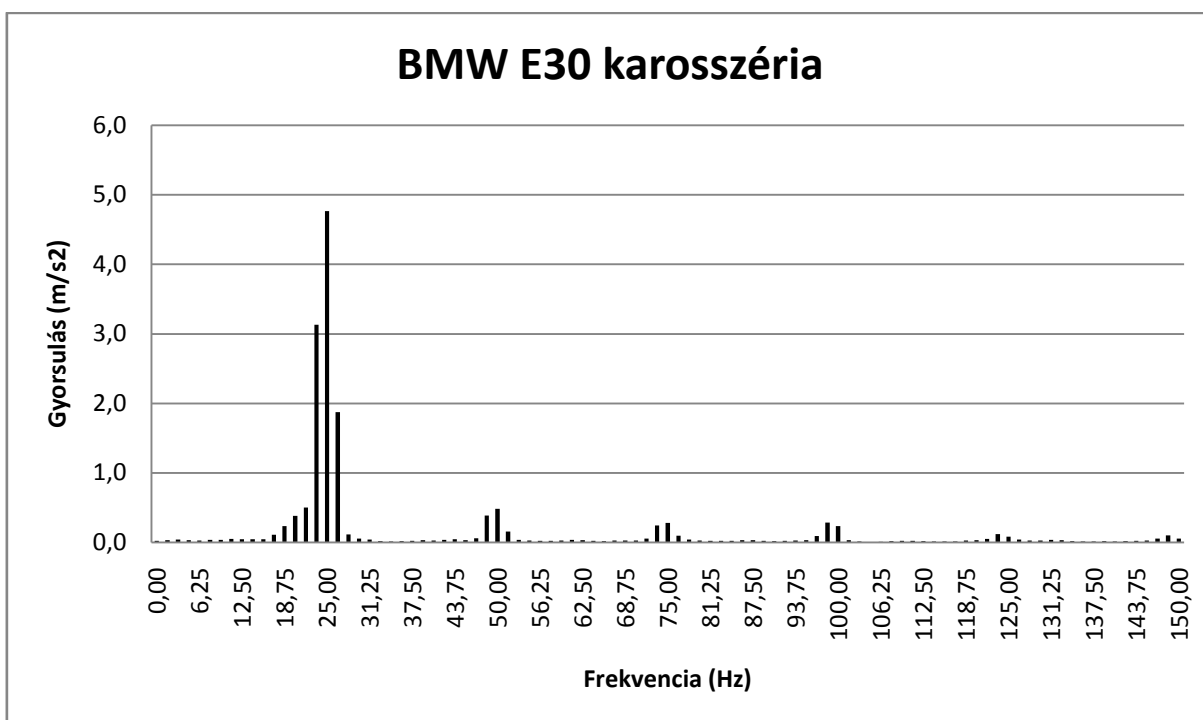


3.33. ábra: Suzuki Ignis felépítményének mért FFT-je

Nincs ez másképp a BMW esetében sem:



3.34. ábra: BMW E30-modell felépítményének FFT-je



3.35. ábra: BMW E30 felépítményének mért FFT-je

3.2.4. A csillapítási paraméterek illesztése

Az előző fejezetekben megmutattuk, hogy a kerék és a felépítmény mozgására a mérésekből és a szimulációval nyert adatok spektrális összetétele igen jó egyezést mutat. Ez igazolja azt, hogy a modellszámításban használt egyszerűsített rendszer sikeresen megragadta a gépkocsi rezgési tulajdonságainak fő jellemzőit. Ugyanakkor jó látható az is, hogy a spektrumokban szereplő amplitúdók még jelentősen eltérnek egymástól. Az amplitúdókat – a sajátfrekvenciákon túl- elsősorban a disszipáció, vagyis a rendszerbe beépített csillapítások mértéke befolyásolja.

Ne feledjük, hogy a diagramokon, a függőleges tengelyeken eltérő egységek szerepelnek. A SolidWorks (szimuláció) gyorsulás adatai, így a spektrumban az amplitúdók is mm/s^2 egységekben adóttak, míg a mért adatok transzformáltjainak amplitúdói m/s^2 egységekben.

A csillapítást lineárisnak feltételeztük, ezért rugónként egy-egy paraméterrel, a β_s és β_t csillapítási együtthatókkal írtuk le. Ezek a paraméterek nagymértékben befolyásolják a jármű dinamikai viselkedését.

A modell közelítő jellegű abban az értelemben is, hogy csak a vertikális mozgást tartalmazza, az oldalirányú rezgéseket nem. A valóságban a tér mindhárom irányába mozoghatnak a rendszer elemei úgy, hogy a megfelelő rezgési szabadsági fokok csatoltak. Ebből következően az energia disszipáció nem azonos a lengéscsillapító csillapítási együtthatójával, hanem a többirányú, csatolt rezgések csillapításainak eredője. Vizsgálataink során azt feltételezzük, hogy az ebből adódó hatások nem túl nagyok az általunk megvalósított kísérleti elrendezésben.

A csillapítási együtthatókat közvetlenül nem mértük, ehelyett a kísérleti adatokra való paraméter illesztést választottuk.

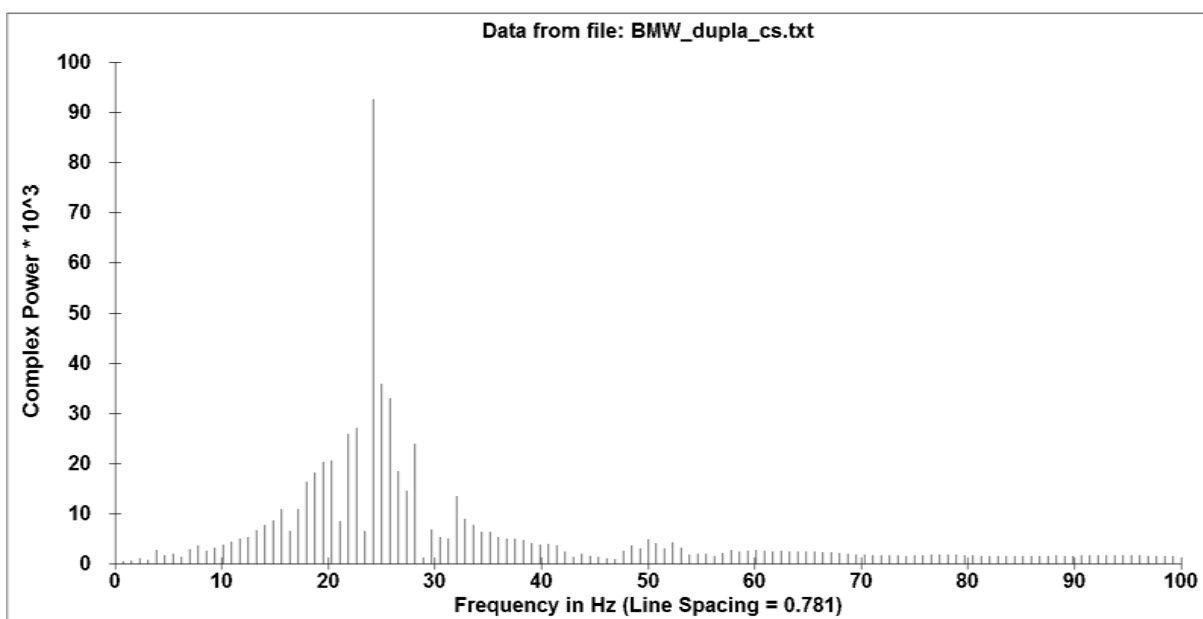
A paraméterillesztés összetett matematikai művelet, különösen akkor, ha több paramétert kell illeszteni. esetünkben két paraméter kerül szóba, a kék csillapítási együttható. Ugyanakkor tapasztalatból tudjuk, hogy a rugózott tömeghez kapcsolat rugó csillapítási együtthatója (β_s) nagyságrendileg erősebben befolyásolja az amplitúdókat, mint a gumiabroncs csillapítása. Ezért elegendő volt a szimulációban egyetlen paramétert, a β_s csillapítási együtthatót variálni. Az is világos, hogy az amplitúdók csökkennek a β_s növelése esetén.

Így azután a paraméterillesztés feladatát sikerült leegyszerűsíteni. A β_s variálásának megállási feltételét a legnagyobb, 23.438 Hz frekvenciához tartozó csúcs magasságához

kötöttük. Jelölje a szimuláció spektrumán ennek a csúcsnak a magasságát $A_{\max,s}$, a mérésből kapott spektrumban pedig $A_{\max,m}$. Addig változtattuk a β_s csillapítási együtthatót, amíg az

$$|A_{\max,m} - A_{\max,s}| < 2 \text{ m/s}^2 \quad (19)$$

feltétel teljesül.



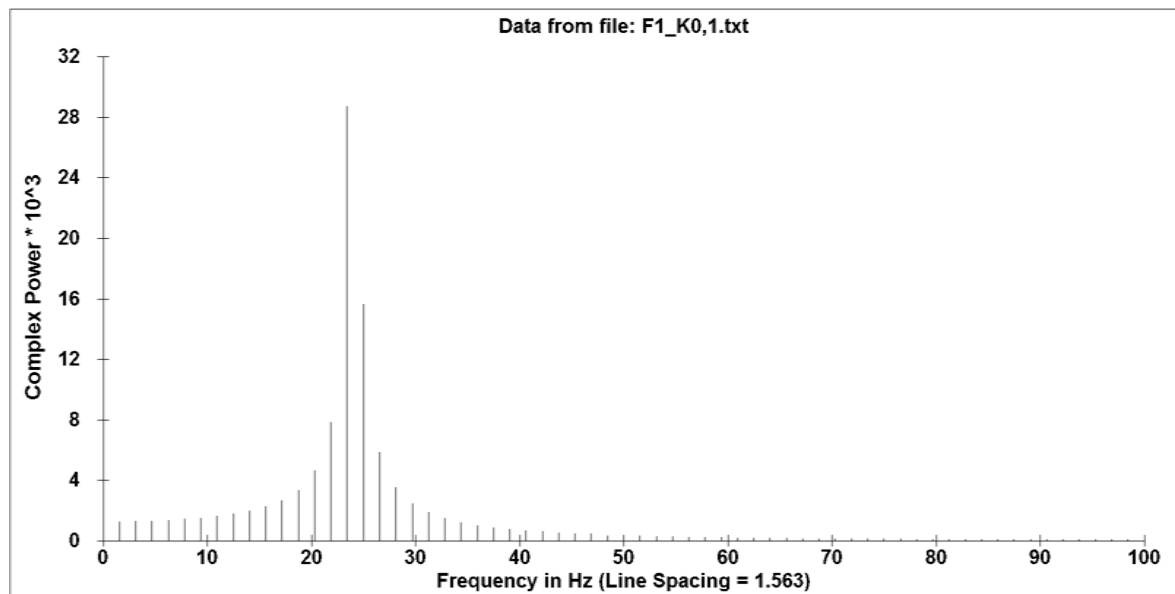
3.36. ábra: Kétszeres csillapítású kerék mozgásának FFT-je BMW E30 esetében

A 3.36. ábrán BMW E30 gépkocsira ugyanazokkal az adatokkal végrehajtott modell-szimuláció eredményét láthatjuk, mint a 3.30 ábra esetében, azzal a különbséggel, hogy ebben az esetben a csillapítás a futómű és a gumiabroncs esetében is kétszeres. Az ábrák összevetése igazolja azt, hogy a mozgás spektrális összetételét nem változtatja számottevően a csillapítási együtthatók megváltoztatása, de az amplitúdók nagyságát igen. Ugyanezt igazolja a Suzuki Ignisre lentebb részletesen bemutatott számítássorozat is.

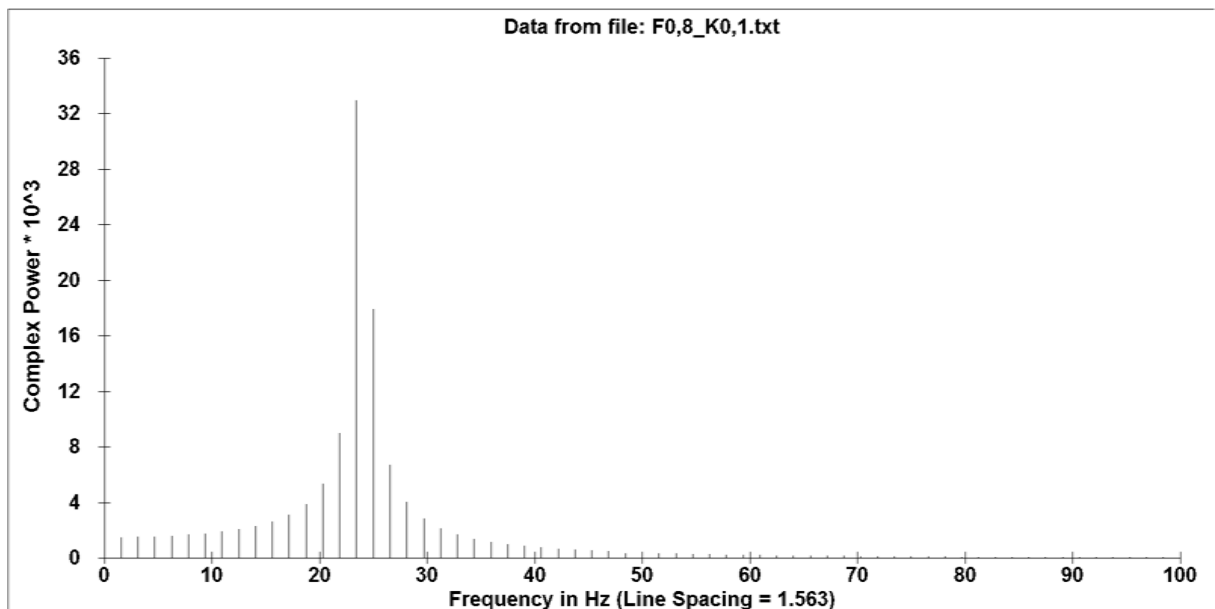
Az Ignis felfüggesztésénél a kezdeti 0,1 Ns/mm csillapítási értéket fokozatosan változtatva, valamint a szimuláció tranziens szakaszait elhagyva az amplitúdókban és a transzformáltak eloszlásában is hasonlóságot fedezhetünk fel. A következő diagramok az Ignis gerjesztett kerekének FFT-jeit ábrázolják, különböző csillapítási értékek mellett.

A szimulációk ezen eredményeiből is következtethetünk arra, hogy a csillapítás mértéke a spektrális eloszlásra nincs hatással, változtatásával ugyanakkor az amplitúdókat is közelíteni tudtuk a mérések során megállapított értékekhez. A 3.37-42. ábrák a Suzuki Ignis kerekének szimulált mozgásának FFT diagramjait mutatják. A 3.43. ábrán mutatott kísérleti adatokkal a

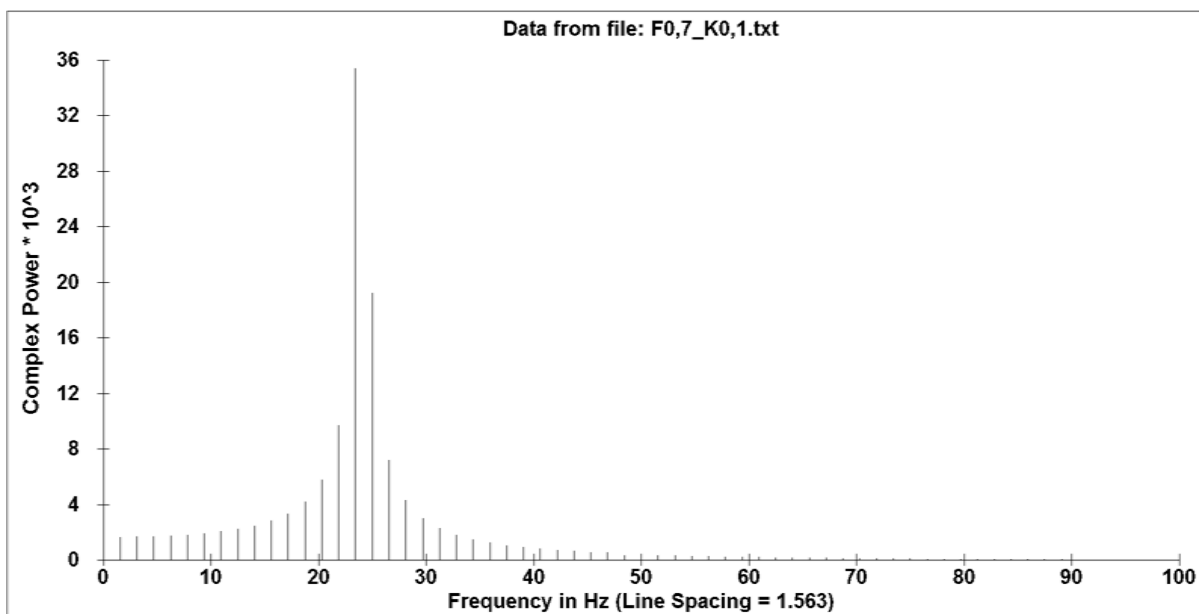
3.42. ábrán látható transzformált egyezik meg a 19. formulával megadott megállási feltételnek megfelelően, ebben az esetben $\beta_s=0,4$ Ns/mm. Itt a mérési adatokból kapott legnagyobb csúcs $44,2 \text{ m/s}^2$, a szimulációból kapott legnagyobb csúcs pedig $45,5 \text{ m/s}^2$, mindkettő a 23.438 Hz frekvenciához tartozik.



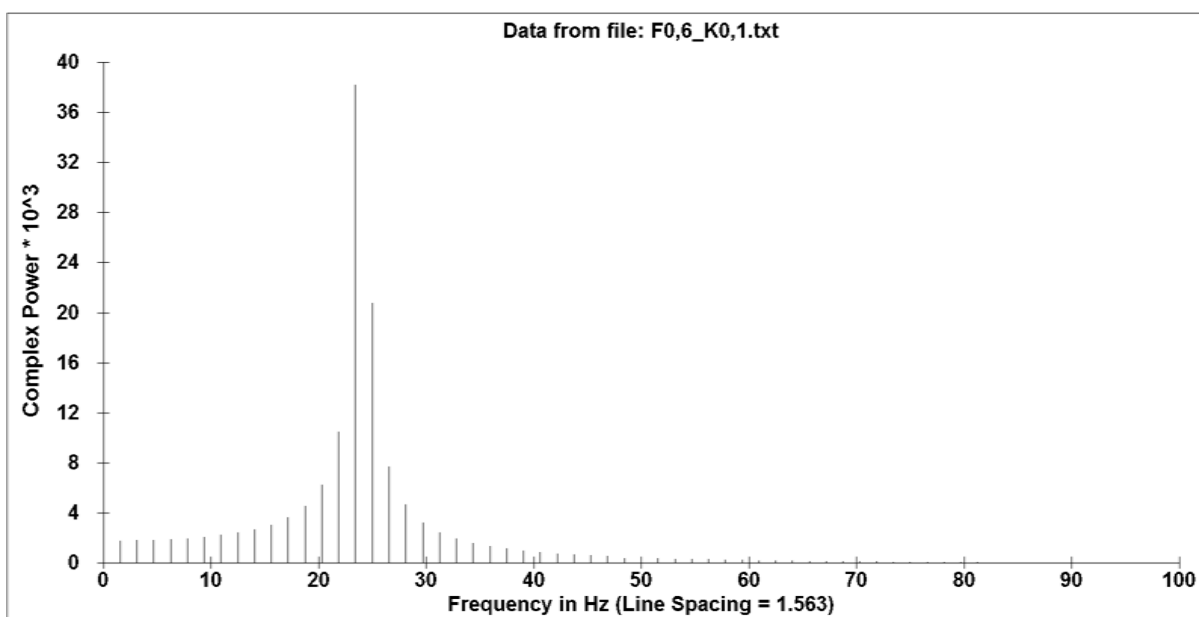
3.37. ábra: A kerék mozgásának FFT-je 1,0 Ns/mm-es csillapítással, Suzuki Ignis esetén



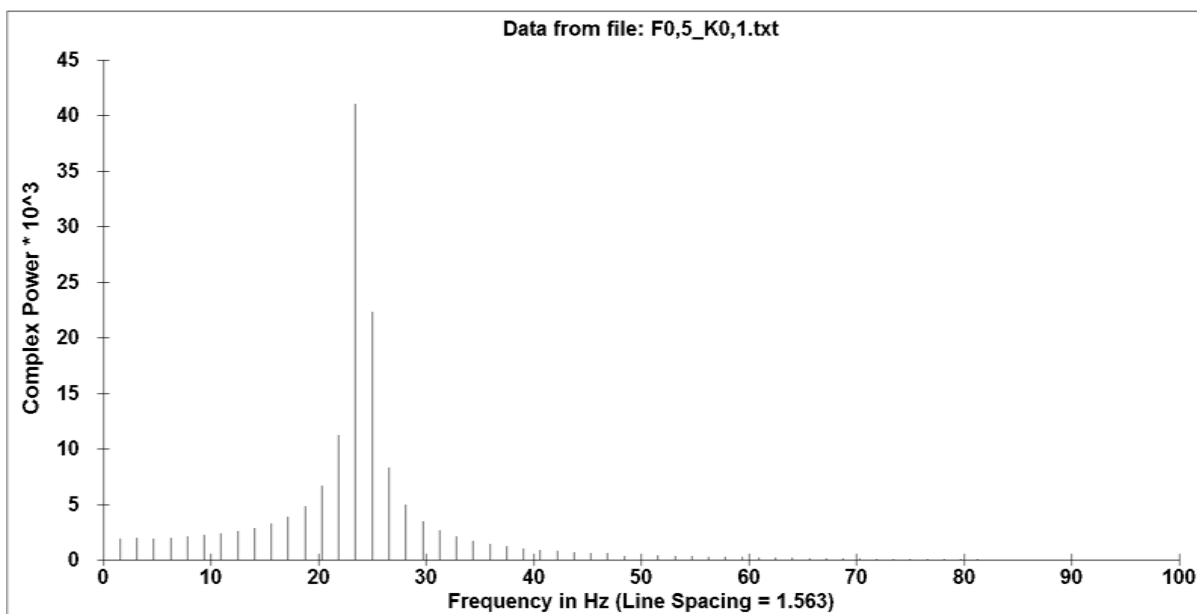
3.38. ábra: A kerék mozgásának FFT-je 0,8 Ns/mm-es csillapítással, Suzuki Ignis esetén



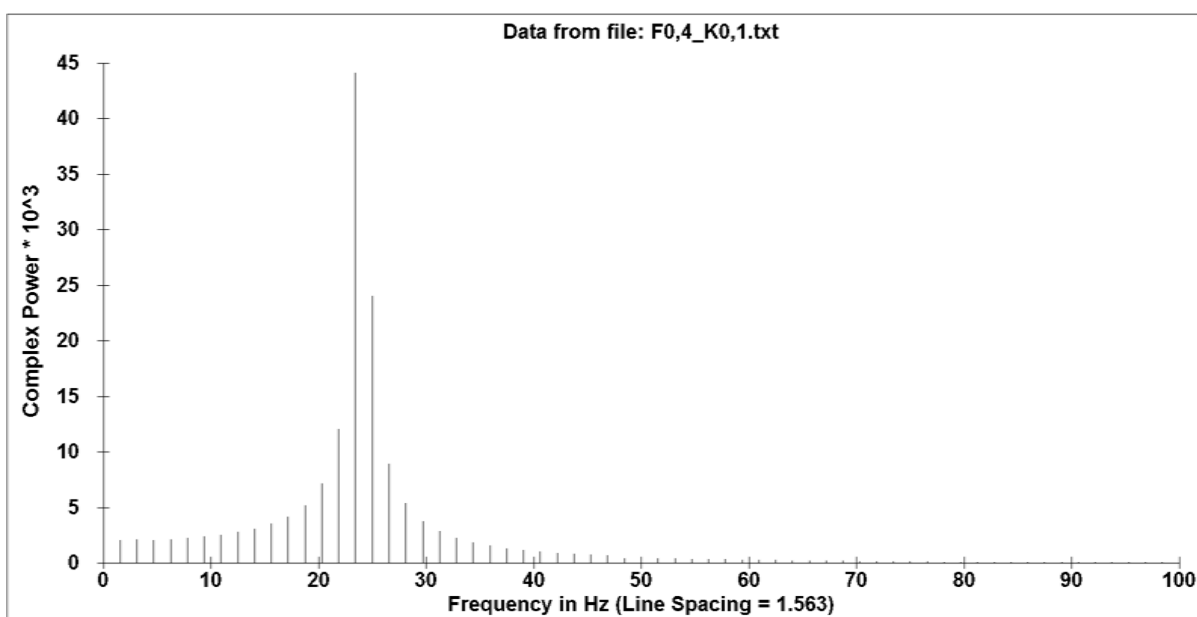
3.39. ábra: A kerék mozgásának FFT-je 0,7 Ns/mm-es csillapítással, Suzuki Ignis esetén



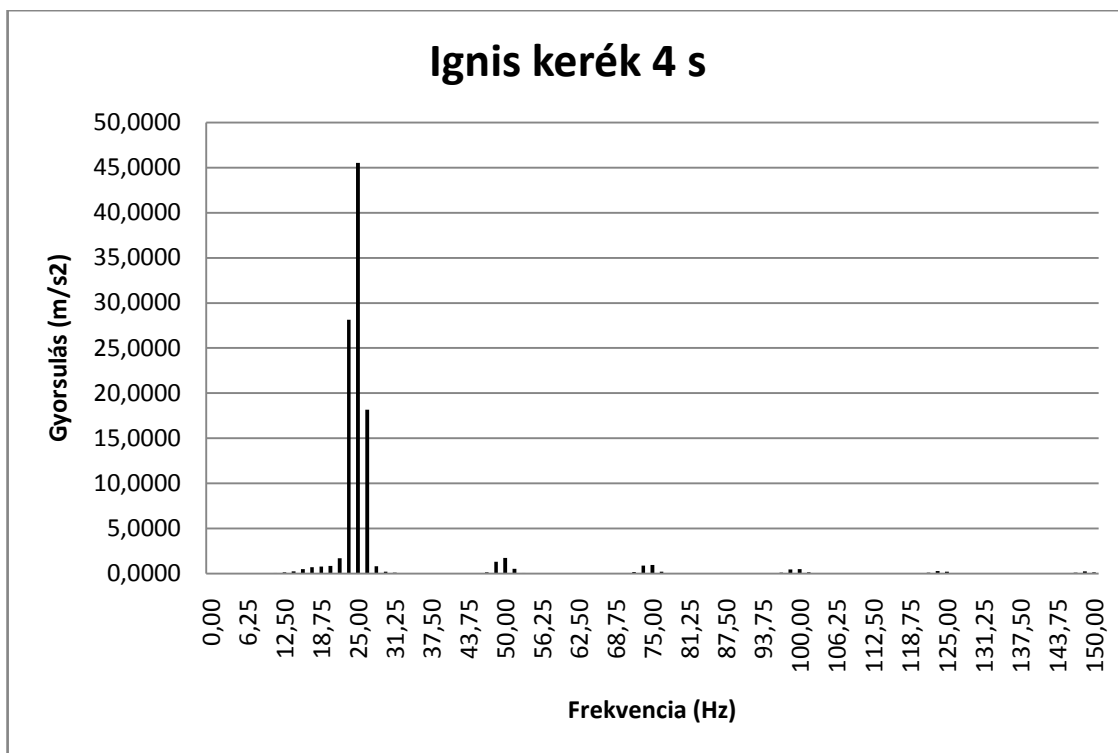
3.40. ábra: A kerék mozgásának FFT-je 0,6 Ns/mm-es csillapítással, Suzuki Ignis esetén



3.41. ábra: A kerék mozgásának FFT-je 0,5 Ns/mm-es csillapítással, Suzuki Ignis esetén



3.42. ábra: A kerék mozgásának FFT-je 0,4 Ns/mm-es csillapítással, Suzuki Ignis esetén



3.43. ábra: A kerékmozgás mért FFT-je Suzuki Ignis esetén

4. Következtetések, megállapítások

4.1. A kísérleti vizsgálatok eredményeinek értékelése

Kísérleti munkám során kettő, egymástól lényegesen eltérő mérést végeztem.

4.1.1. A rugókarakterisztikák mérésének tanulságai

A gépkocsi gumiabroncsának és kerékfelfüggesztésének karakterisztikáit sztatikai terhelés mellett mértem. A mérési adatok feldolgozását függvényillesztéssel végeztem, és ennek eredményeképpen olyan lineáris és nemlineáris rugóállandókat kaptam, amelyeket sikeresen fel tudtam használni a szimulációban. A szimuláció eredményei visszaigazolták ezeknek a mérési eredményeknek a használhatóságát. Nem szabad megfélekezni ugyanakkor arról, hogy ezek a mérések nem egy-egy alkatrész rugalmasságára vonatkoztak, hanem a gépjármű, mint összetett rendszer rugalmasságára két koordinátára vonatkozóan. Az egyik koordináta a keréknek a talajtól való távolsága, a másik a karosszériának a keréktől való távolsága volt. Azért volt hasznos ez a megközelítés, mert így közvetlenül azokat a rugalmassági adatokat kaptuk, amelyekre szükség volt a modellben. Nem kellett több adatból számítással származtatni rugóállandókat. Ezért elmondható, hogy a rugalmassági adatok sztatikai mérése igen egyszerű, ugyanakkor rendkívül hasznos és hatékony lépésnek bizonyult, ez épített hidat a kísérletek és az elméleti modellszámítások között abban az értelemben, hogy a szimuláció számára valóságos paramétereket szolgáltatott.

4.1.2. A rezgésmérés, mint összehasonlítási alap a szimuláció számára

A rezgésmérés során egyrészt a kerék, másrészt a karosszéria rezgéseit mértem. Ezeket külön kell tárgyalnom.

A karosszéria rezgései zajosak voltak. Ennek érthető oka az, hogy a szenzort a kerékjárat (sárvédő) lemezre ragasztottam, így a lemez rezgéseit, valamint a jármű távolabbi részeinek rezgéseit is érzékelte a műszer, nem csak a függőleges irányú lengéseket. A kerék esetén a jármű többi részével való csatolás lényegesen gyengébb, valamint a felni lényegesen kevésbé

hajlamos sajátrezgéseket végezni a gumiabronccsal való kapcsolatból eredő erős csillapítása miatt, így a keréken végzett mérések kevésbé voltak zajosak.

Fontos körülmény volt az, hogy a szenzor gyorsulásadatokat mért. Emiatt el kellett döntenünk, hogy milyen mértékű utófeldolgozást végzünk a mért adatokon. Lehetett volna integrálni azokat, és így sebesség és kitérés-idő függvényeket számítani. Ekkor azonban felerősödtek volna a mérési hibák, így ettől eltekintettünk. Ebből következően a szimulációból is a gyorsulás adatokat használtam fel. Ellenőrző számítással kimutattam, hogy a kitérés-idő, a sebesség-idő és a gyorsulás-idő függvények spektrális összetétele lényegében megegyezik, bár az amplitúdók eloszlása kis mértékben eltér egymástól. Egyedül a kitérés-idő függvény alacsony frekvenciás összetevői nem jelennek meg a deriváltak Fourier-transzformáltjaiban, ezért ennek vizsgálata így nem vált lehetővé. Minden más azonban igen.

További fontos kérdés volt a mérési adatok feldolgozásakor, hogy a gerjesztési periódus mely tartományából származó Fourier-transzformáltat hasonlítsam össze a szimuláció eredményeivel.

A mellékletben is bemutatott FFT-eredményssorozat a Suzuki Ignis kerekéről következtetni engedett arra, hogy egy gerjesztés során figyelembe kell vennünk, hogy hol találhatóak a tranziens-, és hol az állandósult szakaszok. A frekvencia épülésekor még nagyon sok a mérési zaj, amiből nem lehet érdemi következtetéseket levonni, a leépülésekor pedig ugyanez a helyzet, csak abban az esetben távolodunk az állandósult tartománytól.

Ennek figyelembevételével megállapítottuk, hogy a gerjesztő berendezés a mérés elindítási pontosságától függően általában a 3. és az 5. másodperc között állít elő 24 Hz-es, állandósult gerjesztő frekvenciát. A kiértékelések során ezeket az adatokat vettük figyelembe.

A lengéscsillapító próbapad ezen tulajdonságait megismerve a SolidWorks szoftverben készült modell szimulációjából is az állandósult szakaszt vettük figyelembe.

4.1.3. A rezgésmérésekből közvetlenül levonható következtetések

A gépkocsi kerek rezgésvizsgálata azt mutatja, hogy a kerék mozgása erősen korrelál a talajgerjesztéssel, így mozgásában mindig a gerjesztő frekvencia szerepel legnagyobb súllyal. Ez nem csak az állandósult szakaszban, hanem a felfutás és a lecsengés szakaszaiban is igaz. Minél nagyobb a keréknyomás, annál erősebb ez a korreláció.

A mért adatokból kiderült, hogy a járművek abroncsnyomásának megváltoztatása a frekvenciaspektrumra nincs hatással, csak az amplitúdók nagyságára. Ez a talaj és a kerék

közötti csatolás változásával magyarázható. A nagyobb nyomásra felfűjt gumibroncs merevebb rugózást eredményez, ami a rezgés amplitúdóinak növekedésével jár[3].

A BMW esetében szintén méréssel igazoltuk, hogy a hátsó tengelyén progresszív rugókat találunk, a gerjesztése során azonban nem tapasztaltunk – elméletileg lehetséges – nemlineáris viselkedést. Ennek indoka, hogy a progresszív rugókat úgy méretezik, hogy az autó – előírt üzemi körülmények között – nem találkozhat olyan gerjesztéssel, amely kaotikus tartományba vinné a jármű rezgésállapotát.

4.2. A szimuláció eredményeiből levonható következtetések

4.2.1. A modell hatékonysága

A szimuláció során kizárólag a függőleges mozgásokat vizsgáltuk. A kísérleti adatokból nyert rugalmassági paramétereket használtuk fel. A következtetések akkor vonhatók le, ha a szimuláció eredményeit összevetjük a mérésekkel.

A legfontosabb megfigyelés az, hogy a szimulációval kapott gyorsulás-idő függvény frekvencia tartományban igen jó egyezést mutat a méréssel kapott gyorsulás-idő függvénnyel. Ez mindkét vizsgált gépkocsira igaz.

Ebből azt a következtetést lehet levonni, hogy az általam felépített és megoldott, igen egyszerű modell alkalmas a személygépjárművek vertikális dinamikai jelenségeinek szimulációjára.

4.2.2. A modell módszertani alkalmazása

Számítás útján bemutattuk, hogy a gyorsulás-idő grafikonok is felhasználhatók a számítási és mérési adatok összehasonlítására. A modell ugyanazon két pontja között felvettünk egy kitérés-, egy sebesség- és egy gyorsulás-idő grafikont, végrehajtottuk a szimulációt, majd a Scope DSP 5.0 nevű szoftverrel előállítottuk a gyors Fourier-transzformáltjukat. Ezeket összevetve azt tapasztaltuk (a várakozásnak megfelelően), hogy a három függvény spektruma között igen nagy a hasonlóság.

4.3. A kísérletek és szimuláció összevetéséből adódó következtetések

A mérések, a szimulációk és ezek összevetése során több tanulságot is levonhattunk. Megállapítható, hogy a járműmodellek analízise az autó valós megépítése előtt rámutathat a gépkocsi frekvenciáinak spektrális eloszlására, hiszen a valós autókra mért adataink és egy monolit felépítményű, egyszerű dinamikai modell eredményei is hasonlóságot mutatnak – ez leginkább a gerjesztett kerekek grafikonjain érzékelhető. A karosszéria mért és számított spektrumai némileg eltérnek egymástól, viszont ez a modell tagolatlanságából, tömbszerű kialakításából ered, míg egy valós felépítmény több száz elemből tevődik össze. A SolidWorks lehetőséget ad az ilyen jellegű autóműmodellek megépítésére is, azonban a rengeteg összeállított alkatrész és kényszer akkora hardveres specifikációt követelne a szimuláció végrehajtásához, amire nem volt fedezetünk.

A spektrális eloszláson túl az amplitúdók abszolút értékének egyezését paraméterillesztéssel lehet elérni. Erre azért volt szükség, mert a lengéscsillapítók műszaki paramétereit nem ismertük. A paraméterillesztéssel sikerült a kísérleti eredményekkel kvantitatíve is jól egyező modellszámítást megvalósítani.

A többtest szimuláció a gépjárművek vertikális dinamikai tulajdonságait jól írja le, ezért hatékony eszköz a tervezés folyamatában.

5. Összefoglalás

Dolgozatomban célul tűztem ki több személygépkocsi lengéscsillapító próbapadon történő rezgésvizsgálatát, és a mérési eredmények kiértékelését a függvények gyors Fourier-transzformáltjainak segítségével. Megmértem a gerjeszteni kívánt futóművek és gumiabroncsok karakterisztikáit, valamint az egyik autó estében végrehajtottam a rezgésmérést két különböző keréknyomáson is. Cél volt továbbá egy dinamikai autómodell felépítése, annak megoldása szoftveres úton, majd a megmért rugókarakterisztikák bevitele után a valós gerjesztéssel megegyező rezgéssel szimulálni a modell válaszát (mozgását). A modellszámítás adatainak FFT transzformáltjait összevetettem a kísérleti eredményekkel. Az összehasonlítást az állandósult állapotban végeztem, a tranziensek lecsengését követően.

A méréseket piezoelektromos gyorsulásmérő szenzorral ellátott rezgésmérő-berendezéssel hajtottam végre, mellyel minden alkalommal külön megmértem a gerjesztett kerék és a gerjesztett felépítmény rezgéseit. A mérések végeztével a Samurai 2.0 szoftverből Excel-táblák formájában exportáltam ki az FFT-függvények adatait, majd ezt grafikonok formájában értékeltem ki és jelenítettem meg a dolgozatban.

Megállapítottam, hogy a keréknyomás nincs hatással a frekvenciák spektrális eloszlására, csak annak amplitúdóira, valamint hogy a progresszív rugók normál körülmények között nem lépnek át a kaotikus tartományba.

A mechanikai modellt a SolidWorks szoftver segítségével építettem meg és kiszámítottam a jármű mozgását.

A csillapítási együtthatókat paraméterillesztéssel határoztam meg, mivel azok nem álltak rendelkezésre. A kísérleti adatokra való paraméterillesztést követően a modellszámítások eredményei nagy pontossággal egyeztek a mért adatokkal, nem csak az amplitúdók eloszlását, hanem azok abszolút értékét illetően is.

A mérési és a számítási eredmények ismeretében számszerűen kimutattam, hogy a modell és a valós járművek transzformált függvényei mindkét jármű és modell esetében jó kvantitatív egyezést mutatnak egymással. A mérések és a számítások összevetésével igazoltam, hogy az általam használt, viszonylag egyszerű modell jól alkalmazható a járművek vertikális dinamikai viselkedésének leírására.

6. Köszönetnyilvánítás

Köszönöm dr. Horváth Róbert professzor úrnak a rezgésmérésben nyújtott segítségét, jó tanácsait.

Köszönöm Kresznóczki Zoltán vállalkozónak, hogy a tulajdonában levő gépjármű vizsgáztató központ eszközeit használhattuk, méréseinket ott elvégezhattük.

Köszönöm Szegedi Attila és Krajnyik Károly tanár uraknak, hogy a munkám elkészítése során tanácsaikkal segítették előrehaladásomat.

Köszönöm édesapámnak, Varga Istvánnak és barátomnak, Bartha Gábornak, hogy gépjárműveiket mérés céljából rendelkezésemre bocsátották.

7. Irodalomjegyzék

Nyomtatott források

- [1] Varga István, dr. Dezső Gergely: Kerékfelfüggesztések mozgásának dinamikai vizsgálata személygépkocsiknál, Nyíregyházi Főiskola, TDK dolgozat, 2013.
- [2] Wilfried Staudt: Gépjárműtechnika, „OMÁR” Könyvkiadó, Székesfehérvár, 1988, ISBN 963 85108 03
- [3] DUKKIPATI, V. R. et al. (2008): Road Vehicle Dynamics. SAE International, ISBN 978-0-7680-1643-7
- [4] Tél Tamás, Gruiz Márton: Kaotikus dinamika, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2002, ISBN 963 19 3280 5
- [5] Zomotor Ádám: Gépjármű menetdinamika, Maróti Könyvkereskedés és Könyvkiadó Kft., Budapest, 2006, ISBN 963 212 400 6
- [6] Kolmogorov, A.N.: Une série de Fourier-Lebesgue divergent presque partout, Fund. Math., 4, 324-328 (1923).
- [7] Kolmogorov, A.N.: Une série de Fourier-Lebesgue divergent partout, Comptes Rendus, 183, 1327-1328 (1926).
- [8] Cooley, J. W. and Tukey, O. W. „An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series.” Math. Comput. **19**, 297-301, 1965.
- [9] Gear C W. The automatic integration of ordinary differential equations. Commun. ACM 14:176-9, 1971. [Dept. Computer Sci., Stanford Univ., Stanford, CA]
- [10] Samurai 2.0 Manual, Sinus Messtechnik GmbH, 2011
- [11] Mike Blundell, Damian Harty: The multibody systems approach to vehicle dynamics, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004, ISBN 0 7506 5112 1
- [12] Giancarlo Genta: Motor vehicle dynamics, modeling and simulation, World Scientific Publishing Co., 2006, ISBN 9810229119
- [13] Weszti-Kontrol-Szkg Fék- és lengéscsillapító vizsgáló berendezés használati utasítás, Weszti Kft.

Interneten elérhető elektronikus források

[14] http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_harmonic_analysis_topics ez az oldal csak felsorolja a harmonikus analízishez kapcsolódó témákat

[15] http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_Fourier_analysis_topics ez az oldal a Fourier-analízissel kapcsolatos témákat sorol fel

[16] http://en.wikipedia.org/wiki/Fast_Fourier_transform a gyors Fourier-transzformációt (FFT) bemutató oldal

[17]

http://help.solidworks.com/2012/english/SolidWorks/motionstudies/c_integration_methods_analysis.htm?format=P A SolidWorks moduljainak leírása

[18] http://prohardver.hu/hir/panasonic_toughbook_cf-19_ivy_bridge.html A mérőberendezés számítógépének leírása.