

Tömegközéppont és inerciamátrix meghatározása NVH módszerrel

Determination of center of gravity and moment of inertia using NVH method

*KASZAB Martin egyetemi hallgató¹, VEHOVSZKY Balázs PhD egyetemi docens²,
GAZDAGH Zoltán senior fejlesztőmérnök³*

¹ Széchenyi István Egyetem, Járműfejlesztési Tanszék, H-9026 Győr, Egyetem tér 1.,
+36 96 503 400, kaszabmartin@gmail.com, jft.sze.hu

² Széchenyi István Egyetem, Járműfejlesztési Tanszék, H-9026 Győr, Egyetem tér 1.,
+36 96 503 400, vehovszky.balazs@sze.hu, jft.sze.hu

³ Audi Hungaria Zrt., Járműfejlesztés részleg, H-9027 Győr, Audi Hungaria út 1.,
+36 96 661 000, zoltan.gazdagh@audi.hu, audi.hu/hu

Kivonat

Egy jármű karosszériájának alacsony frekvenciás módálanálzése, és a számítások alapjául szolgáló bemenő adatok előállításához szükséges mérési módszer kerül kidolgozásra, amely ipari környezetbe integrálható. A módszer és az analízis eredményeül kapott merev test szerű paraméterekkel a későbbiekben a szimulációs eredmények pontosíthatók. A méréseket NVH módszerrel végeztük, impulzuskalapáccsal gerjesztve a szerkezetet és gyorsulásérzékelő szenzorokkal mérve a rezgésválaszt. A kiértékeléshez a kiinduló adatok átviteli függvények (FRF), melyekből jelen munka során a vizsgált szerkezet tömegközéppontja és másodrendű nyomatékai kerültek meghatározásra.

Kulcsszavak: módálanálízis, dinamikai analízis, tömegközéppont, rezgésmérés, inerciamátrix

Abstract

A method was developed for the low frequency modal analysis of a vehicle, together with the measurement process, which gave us the input data. The whole method can be integrated into the industrial development process. Simulation results can be enhanced using the results of this measurement and analysis. The method uses NVH principle: the structure is excited with an impact hammer and the vibration response is measured using accelerometers. The input data for the evaluation are FRFs (frequency response functions), from which the COG (center of gravity) and inertia matrix of the structure were determined.

1. BEVEZETÉS

Az informatikai rendszerek fejlődésével a világ egyre inkább halad a digitalizáció irányába – igaz ez járműiparra és a fejlesztési területekre egyaránt. A szimulációs szoftverek egyre nagyobb számban jelennek meg és egyre nagyobb számban kezdik el ezeket alkalmazni is. Ez érthető, hiszen számos előnye van a korábban szinte kizárólagosan alkalmazott mérések/tesztelésekkel szemben. Ilyen előnyök a költséghatékonyság, gyorsaság, megbízhatóság – ez utóbbi viszont csak abban az esetben igaz, ha az adott szimuláció és a szimulációs eredmény igazolva, azaz validálva van.

Ahhoz, hogy a szimulációval kapott eredményekben kellően meg tudjunk bízni, mindenekelőtt bizonyosságot kell nyernünk arról, hogy azok valóban a valóságot tükrözik. Igaz ez főleg az olyan esetekre, ahol a számításokat egy bonyolult geometrián kell elvégezni, amely több alkatrészből áll, különféle anyagtulajdonságokkal, kötéstechológiákkal stb. rendelkezik. Ilyen például az általunk vizsgált eset: egy jármű karosszériája.

Egy jármű modális paraméterei előállíthatók szimulációk és mérések elvégzésével egyaránt (valamint egyszerűsített esetben analitikusan is). Ezt nevezik módálanalízisnek. A vizsgálatok során általában a testek rezonancia-frekvenciájára fektetik a hangsúlyt. Egy összeszerelt járműkarosszéria (Trimmed Body) esetén a vizsgált frekvenciatartomány kb. 25-80 Hz. Itt már megjelennek az első

rugalmas alakváltozási módok (Flexural Modes), ennél jelentősen magasabb frekvencián viszont a nagy modális sűrűség miatt az analízis már nem ad érdemi információt.

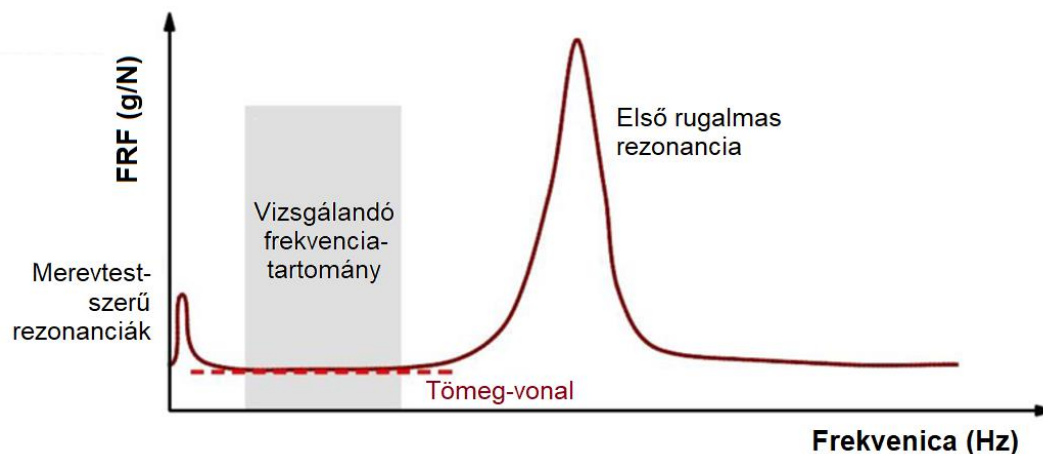
Az első rugalmas alakváltozási mód előtt azonban található még 6 darab úgynevezett merevtest-szerű mód (Rigid Body Modes): 3 transláció és 3 rotáció. Ezek a módok elméletben 0 Hz-en (a gyakorlatban 5 Hz alatt) vannak jelen és a módálanalízisek során közelítő értékkel (ún. lower residuals) vannak figyelembe véve. Abban az esetben viszont, ha ezeket az értékeket nem csak közelítjük, hanem konkrétan ismerjük, pontosabbá tehetjük az analízisünket és a szimulációkat egyaránt.

A dolgozat témája tehát az alacsony frekvenciás módálanalízishez kapcsolódik, egy mérési és kiértékelési eljárást mutat be, amellyel a merevtest-szerű paramétereket (rigid body properties) kaphatjuk meg.

2. MÉRÉSI ELV

2.1 Átviteli függvények

A mérések célja FRF-ek (Frequency Response Functions, 1. ábra) előállítás. Ezek lényegében átviteli függvények a szenzor (output) és a gerjesztési pontok (input) között. A gerjesztő jel jelen esetben az alkalmazott impulzuskalapács beviteli jele (erő), ez szolgál referenciaként, melyre a válasz a gyorsulásmérő szenzorok által szolgáltatott jel (gyorsulás). Ezekből az FRF függvényekből és a geometriából kiszámíthatók egy test modális paraméterei, melyek a lengésképek, a sajátfrekvenciák és a modális csillapítás (ami frekvenciafüggő: minden sajátfrekvenciához saját csillapítás tartozik) [1]. A sajátfrekvenciák két fő csoportra bonthatók: merevtest-szerű illetve deformációs módokra. (Egy bonyolult, több alkatrészből álló szerkezet esetén utóbbi tovább bontható lokális és globális módokra.)



1. ábra FRF függvények [2]

Ezen két frekvenciatartomány között található egy lineáris, közel konstans értékű szakasz: a tömeg-vonal (mass line), amelynek jellegét a szerkezet tömege határozza meg. A tömegközéppont és az inerciamátrix kiszámításához ez a szakasz szükséges, illetve a mért geometria teljes tömege.

2.2 Feltételek

Annak érdekében, hogy a számításokat el tudjuk végezni és megfelelő eredményeket kapjunk, bizonyos feltételeknek meg kell felelnie a mérésnek. Ezek a feltételek:

- Az átviteli függvényeknek gyorsulás/erő, vagy arra átalakítható formában kell elkészülniük.
- A minimum feltétele a számításoknak, hogy 2 gerjesztésre 6 választ kell mérni.
- A méréseket a globális koordinárendszerben, az irányokat figyelembe véve kell elvégezni.
- A mérési (gerjesztési) tartományba bele kell esnie a merev test és az első rugalmas alakváltozási módok közötti szakasznak (mass line).

2.3 Számítások

A számítások alapjául szolgáló egyenletrendszer a 2. ábrán látható. Az egyenletrendszer két lépésben oldható meg, melyből az első a tömegközéppontok koordinátájának (x_{cog} , y_{cog} , z_{cog}) kiszámítása, a második pedig a tehetetlenségi nyomatékok (I_{xx} , I_{yy} , I_{zz} , I_{xy} , I_{yz} , I_{xz}) meghatározása legkisebb négyzetek módszerével. [3] Az egyenletrendszer bemenő adatait (súlyponti erők: F_{gx} , F_{gy} , F_{gz} , gyorsulások: α_x , α_y , α_z , nyomatékok: M_x , M_y , M_z , és szöggyorsulások: α_x , α_y , α_z) a mért gerjesztőerő és gyorsulásválasz értékekből számíthatók, ennek részletei megtalálhatók a [3] referenciában.

$$\begin{Bmatrix} F_{g_x} - m \cdot a_{g_x} \\ F_{g_y} - m \cdot a_{g_y} \\ F_{g_z} - m \cdot a_{g_z} \\ M_{g_x} \\ M_{g_y} \\ M_{g_z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -ma_z & ma_y & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ ma_z & 0 & -ma_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -ma_y & ma_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & F_{g_z} & -F_{g_y} & a_x & 0 & 0 & -a_y & 0 \\ -F_{g_z} & 0 & F_{g_x} & 0 & a_y & 0 & -a_x & -a_z \\ F_{g_y} & -F_{g_x} & 0 & 0 & 0 & a_z & 0 & -a_y - a_x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{cog} \\ y_{cog} \\ z_{cog} \\ I_{xx} \\ I_{yy} \\ I_{zz} \\ I_{xy} \\ I_{yz} \\ I_{xz} \end{Bmatrix} \Rightarrow \begin{Bmatrix} F_{g_x} - m \cdot a_{g_x} \\ F_{g_y} - m \cdot a_{g_y} \\ F_{g_z} - m \cdot a_{g_z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -ma_z & ma_y \\ ma_z & 0 & -ma_x \\ -ma_y & ma_x & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{cog} \\ y_{cog} \\ z_{cog} \end{Bmatrix}$$

$$\Rightarrow \begin{Bmatrix} M_{g_x} - y_{cog} F_{g_z} + z_{cog} F_{g_y} \\ M_{g_y} + x_{cog} F_{g_z} - z_{cog} F_{g_x} \\ M_{g_z} - x_{cog} F_{g_y} + y_{cog} F_{g_x} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_x & 0 & 0 & -a_y & 0 & -a_z \\ 0 & a_y & 0 & -a_x & -a_z & 0 \\ 0 & 0 & a_z & 0 & -a_y & -a_x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} I_{xx} \\ I_{yy} \\ I_{zz} \\ I_{xy} \\ I_{yz} \\ I_{xz} \end{Bmatrix}$$

2. ábra Egyenletrendszer mátrixos alakban, melynek eredményei: x_{cog} , y_{cog} , z_{cog} a tömegközéppont koordinátái és I_{xx} , I_{yy} , I_{zz} , I_{xy} , I_{yz} , I_{xz} a tehetetlenségi nyomatékok [3]

2.4 Mérési elrendezés

Mivel ez az eljárás lényegében alacsony frekvenciás modálanalízis, így a mérés elrendezése is nagyban hasonlít a normál modálanalíziséhez. Fontos, hogy a mérés során a mérendő testet a környezetéről dinamikailag „leválasszuk”. Ennek érdekében a mérendő testet (esetünkben karosszériát) lágy, rugalmas alátámasztásra kell helyezni (Continental FS 70-7 CI légrugó). Így a merevtest-szerű módokat a test és az alátámasztás tulajdonságai, míg a rugalmas módokat kizárólag a vizsgált test tulajdonságai határozzák meg. A mérés megnevezése „ütés tesztelés” (Impact Testing), amely kóborló kalapács (Roving Hammer) módszerrel lett elvégezve. Gerjesztéshez impulzuskalapácsot (PCB 086D05) alkalmazunk puha ütőfejjel és plusz tömeggel, míg a válaszjelekhez 3 irányú piezoelektromos gyorsulásmérő szenzorokat (PCB 365B08). A mérések monitorozására, előszűrésére és az adatok rögzítésére digitális-analóg jelátalakítót használunk (Siemens LMS SCADAS Mobile).

A későbbi adatfeldolgozás, kiértékelés Siemens Test.Lab szoftverben történt. Ez a program tartalmaz saját modult a méréshez és a kiértékeléshez egyaránt, így a fent leírt egyenletrendszereket megoldja és eredményül a következőket adja:

- a tömegközéppontot,
- a tehetetlenségi nyomatékokot,
- a merevtest szerű mozgás modális paramétereit (3+3 mód).

3. KÜLÖNBÖZŐ MÉRÉSI MÓDSZEREK ÖSSZEHOSONLÍTÁSA

A kiértékelések során kapott eredmények más mérési módszerrel, illetve szimulációs eredményekkel lettek összehasonlítva.

A szimulációk ANSA szoftverrel készültek. Itt egyesével minden pontban definiálva lett a felrögzített gyorsulásmérők tömege, így a rendszerben elhelyezett plusz tömegek hatása figyelembe lett véve (az elhanyagolható mennyiségű ragasztóanyag kivételével). A szimuláció és fentiekben leírt mérési eredmények közül a tömegközéppont és az inerciamátrix lett összehasonlítva. A mérések és a szimulációk eredményei között a legnagyobb eltérés a jármű hosszirányában (x-irány) volt tapasztalható, ám ez az érték is bőven 60 mm-en belül maradt. A modell egyrészt a CAD fájl és a valós járműkarosszéria közötti eltérésnek, másrészt a mérési módszer bizonyos pontatlanságainak tudható be.

A tömegközéppontok mérleges módszerrel (3. ábra) is meghatározásra kerültek. A számításhoz 4 darab különálló mérlegre van szükség, majd egy vízszintes és egy ϕ szögben megdöntött mérésre. A 4 különálló mérlegen fellépő erőhatásokból, a felfekvési pontok ismeretéből és a döntés szögéből [ϕ] meg lehet határozni a tömegközéppont 3 koordinátáját [4]. A fentebb leírt dinamikai mérés és a mérleges módszerek eredményei között a legnagyobb eltérés a tömegközéppont magasságában (z-irány) volt

tapasztalható (30-40 mm), azonban közel ekkora mérési bizonytalanság volt önmagában a mérleges mérési módszerben is függőleges irányban. A kereszt- és hosszirányú eltérések 20 mm-en belül voltak.



3. ábra Mérleges mérési módszer a karosszéria megdöntésével

4. KONKLÚZIÓ

A dolgozatban leírt mérési módszer a hozzá tartozó metódussal elegendően pontosnak tekinthető az iparban való használatához. Az eltérés a különböző módszerekkel meghatározott tömegközéppontok között kevesebb mint 60 mm. A kutatási projekt során definiált mérési metódussal kinyerhető eredmények – a tömegközéppont, inerciamátrix és merev test szerű módok modális paraméterei – hasznos adatok a szimulációk pontosításához, validálásához. Egy jármű fejlesztése során ezek az adatok elengedhetetlenek a megfelelő járműdinamika, járműkomfort eléréséhez. A metódus könnyedén integrálható ipari környezetbe, amennyiben a szükséges eszközök rendelkezésre állnak. Jövőbeni feladat a merevtest-szerű módok és rugalmas alakváltozással járó módok együttes szintetizálásával a kísérleti modálanálízis pontosítása.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A munkát az EFOP 3.6.1-16-2016-00017 sz. pályázat támogatta („Nemzetköziesítés, oktatói, kutatói és hallgatói utánpótlás megteremtése, a tudás és technológiai transzfer fejlesztése, mint az intelligens szakosodás eszközei a Széchenyi István Egyetemen”).

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] A. Schweighardt, „NVH and modal analysis in vehicle industry,” Perner's Contacts, 1. kötet Volume XIX., 1. szám Special Issue 2., pp. 258-266, 2019.
- [2] „Siemens Community,” Siemens Industry Software NV, 29 08 2019. [Online]. Available: <https://community.sw.siemens.com/s/article/how-to-measure-strain-gauges-with-simcenter-testlab>. [Hozzáférés dátuma: 11 12 2019].
- [3] „Siemens Community,” Siemens Industry Software NV, 29 18 2019. [Online]. Available: <https://community.sw.siemens.com/s/article/simcenter-scadas-mobile-and-scadas-recorder>. [Hozzáférés dátuma: 11 12 2019].
- [4] X. Huang és J. Wang, „Center of gravity height real-time estimation for lightweight vehicles using tire instant effective radius,” Control Engineering Practice, 1. kötet 21., pp. 370-380, 2013.