

MISKOLCI EGYETEM  
GÉPÉPSZMÉRNÖKI-ÉS INFORMATIKAI KAR  
GÉP-ÉS TERMÉKTERVEZÉSI INTÉZET



**JÁRMŰHAJTÁSOK MECHANIKAI KÁROSODÁSÁNAK  
ELŐREJELZÉSE ILL. HELYÉNEK MEGHATÁROZÁSA  
DIAGNOSZTIKAI MÓDSZEREKKEL**

PHD ÉRTEKEZÉS

KÉSZÍTETTE:

**Kriston József Balázs**

okleveles gépészmérnök

SÁLYI ISTVÁN GÉPÉPSZETI TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA  
GÉPEK ÉS SZERKEZETEK TERVEZÉSE TÉMATERÜLET  
TERMÉKFEJLESZTÉS ÉS TERVEZÉS TÉMACSOPORT

DOKTORI ISKOLA VEZETŐJE:

**Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella**

DSc, egyetemi tanár

TÉMATERÜLET VEZETŐ:

**Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella**

DSc, egyetemi tanár

TUDOMÁNYOS TÉMAVEZETŐ:

**Dr. Jálics Károly**

intézetigazgató, egyetemi docens

**Miskolc  
2025**



## TARTALOMJEGYZÉK

TÉMAVEZETŐI AJÁNLÁS .....	III
SZIMBÓLUMOK ÉS RÖVIDÍTÉSEK LISTÁJA.....	IV
<b>1. BEVEZETÉS .....</b>	<b>6</b>
<b>2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS.....</b>	<b>8</b>
<b>3. REZGÉSJELEK DIAGNOSZTIKAI SZEMPONTÚ FELDOLGOZÁSA .....</b>	<b>14</b>
3.1 REZGÉSJELEK FELDOLGOZÁSA AZ IDŐTARTOMÁNYBAN .....	14
3.2 REZGÉSJELEK FELDOLGOZÁSA A FREKVENCIATARTOMÁNYBAN .....	19
3.3 REZGÉSJELEK FELDOLGOZÁSA KAPCSOLT TARTOMÁNYBAN .....	21
3.4 A PSZICHOAKUSZTIKA ALKALMAZÁSA .....	23
<b>4. A VIZSGÁLATHOZ HASZNÁLT MÉRŐESZKÖZÖK.....</b>	<b>26</b>
<b>5. GÉPJÁRMŰVEK LEHETSÉGES MEGHIBÁSODÁSAI.....</b>	<b>28</b>
5.1 BELSŐ ÉGÉSŰ MOTOR MEGHIBÁSODÁSOK .....	28
5.2 MOTOR SEGÉDBERENDEZÉSEINEK MEGHIBÁSODÁSAI .....	31
5.3 HAJTÁCLÁNC MEGHIBÁSODÁSOK .....	33
5.4 FUTÓMŰ MEGHIBÁSODÁSOK .....	36
5.5 KORMÁNYMŰ MEGHIBÁSODÁSAI.....	36
5.6 KERÉK-ÉS FÉKRENDSZER MEGHIBÁSODÁSAI .....	37
5.7 EGYÉB RÉSZEGYSÉGEK MEGHIBÁSODÁSAI.....	37
5.8 MEGHIBÁSODÁSOK ZAJ-ÉS REZGÉSMEGJELENÉSI FORMÁI .....	38
<b>6 JÁRMŰDIAGNOSZTIKAI MÓDSZEREK.....</b>	<b>41</b>
<b>7. JÁRMŰSZERKEZETEK REZGÉSÁTVITELI TULAJDONSÁGAI.....</b>	<b>46</b>
7.1 ELMÉLETI HÁTTÉR ÉS TPA MÓDSZER BEMUTATÁSA .....	46
7.2 ELVÉGZETT TPA KÍSÉRLET BEMUTATÁSA .....	47
<b>8. A DIAGNOSZTIKAI MÉRÉSEK EREDMÉNYEINEK BEMUTATÁSA .....</b>	<b>51</b>
8.1 VW TOURAN SEBESSÉGVÁLTÓ ZAJPROBLÉMA .....	51
8.2 AUDI HÁTRAMENETI FOKOZAT ZAJPROBLÉMA .....	56
8.3 KIA CEED HÁTSÓ LENGÉSCSILLAPÍTÓ ZAJPROBLÉMA .....	60
8.4 FORD FOCUS SEBESSÉGVÁLTÓ HIBA – FOGTÖRÉS.....	62
8.5 FORD FOCUS GYÚJTÁSKIMARADÁS PROBLÉMA.....	70
8.6 MAZDA CX-5 INDÍTÓMOTOR PROBLÉMA .....	75
8.7 VW GOLF DIFFERENCIÁL MŰ ZAJPROBLÉMA .....	78
8.8 DIAGNOSZTIKAI MÉRÉSEK EREDMÉNYEINEK ÖSSZEFOGLALÓJA.....	83

---

<b>9. TDOA VIZSGÁLATOK.....</b>	<b>84</b>
9.1.TDOA VIZSGÁLATI PARAMÉTEREK HATÁSA AZ EREDMÉNYRE.....	85
9.2 TDOA VIZSGÁLAT ACÉL LEMEZEN.....	88
9.3 TDOA VIZSGÁLAT FORD FOCUS KAROSSZÉRIÁN.....	91
9.4 TDOA KÍSÉRLETI EREDMÉNYEK ÖSSZEFOGLALÁSA.....	96
<b>10. TÉZISEK – ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK .....</b>	<b>98</b>
<b>IRODALOMJEGYZÉK.....</b>	<b>100</b>
<b>KUTATÁS TÉMÁJÁHOZ KAPCSOLÓDÓ PUBLIKÁCIÓK JEGYZÉKE .....</b>	<b>105</b>
<b>MELLÉKLETEK .....</b>	<b>106</b>
<b>KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS.....</b>	<b>107</b>

**TÉMAVEZETŐI AJÁNLÁS**

Date

Supervisor

## SZIMBÓLUMOK ÉS RÖVIDÍTÉSEK LISTÁJA

### GÖRÖG BETŰK

$\varphi_i$	AR (p) paraméter
$\theta_i$	MA (q) paraméter
$\varepsilon_t$	fehér zaj, hiba tag
$\Omega$	körfrekvencia
$\psi(t)$	anyahullám
$\psi^*$	komplex konjugált
$\rho$	sűrűség
$\mu, \nu$	Poisson-tényező

### LATIN BETŰK

B	hajlítási merevség	$i_{12}, i_{34}, i_{56}$	fogaskerék áttételek
$c, c_B$	hajlítóhullám fázissebesség	$I_{1...3}$	gerjesztési pont (TPA)
$c_T$	nyíróhullám fázissebesség	$P_{1...5}$	gerjesztési pont (TDoA)
$d_{i,1}$	időkésés	L	lag operátor
E	rugalmassági modulus	m	modulációs mélység
f	frekvencia	N	minták száma
$f_0$	Nyquist frekvencia	n	motorfordulat
$f_c$	vivő frekvencia	$n_{be}$	bemenő fordulatszám
$f_i, f_{gyújtási}$	gyújtási frekvencia	$n_{ki}$	kimenő fordulatszám
$f_m$	fogkapcsolódási frekvencia	$r_i$	távolság
$f_{mf}$	végáttétel fogkapcs. frekv.	$R_{xx}(\tau)$	autokorreláció
$f_{mod}$	modulációs frekvencia	$R_{xy}(\tau)$	keresztkorreláció
$f_{motor}$	főtengely forgási frekvencia	s	skála paraméter
$f_s$	mintavételezési frekvencia	$t_i$	nyers időjel
$f_{vezérműtengely}$	vezérműtengely frekvencia	$T_0$	időperiódus
$\Delta f$	sávszélesség	$x(t)$	folytonos időjel
$F(\omega)$	erőgerjesztés	$x^*(t)$	komplex konjugált
$F(\tau, s)$	Wavelet-transzformáció	x, y	forrás koordináta
G	nyírási modulus	$x_i, y_i$	gerjesztés koordináta
$g(t - \tau)$	ablakfüggvény	$X[k]$	diszkrét Fourier-transzf.
$G(F)$	Gábor – transzformáció	$x_n$	diszkrét időjel
h	lemezvastagság	$z_1 \dots z_6$	fogaskerék fogszámok

**RÖVIDÍTÉSEK**

**ABS**  
Anti-Lock Braking System

**ACF**  
Autocorrelation Function

**ADC**  
Analog Digital Converter

**AI**  
Artificial Intelligence

**AR**  
Autoregressive

**ARIMA**  
Autoregressive Integrative Moving Average

**ARMA**  
Autoregressive Moving Average

**ANN**  
Artificial Neural Network

**ANOVA**  
Analysis of Variance

**AoA**  
Angle of Arrival

**CAN**  
Controller Area Network

**CCF**  
Cross Correlation Function

**CCLD**  
Constant Current Line Drive

**CF**  
Crest Factor

**CI**  
Condition Indicator

**CV**  
Constant Velocity

**HI**  
Health Indicator

**CVT**  
Continuously Variable Transmission

**DFT**  
Discrete Fourier Transformation

**DLC**  
Data Link Connector

**DTC**  
Double Clutch Transmission / Diagnostic Trouble Code

**ECU**  
Engine Control Unit

**EDM**  
Electric Discharge Machining

**EOBD**  
European on-board diagnostics

**EOL**  
End of Line

**ESP**  
Electronic Stability Program

**FDoA**  
Frequency Difference of Arrival

**FFT**  
Fast Fourier Transformation

**FRF**  
Frequency Response Function

**GUI**  
Graphical User Interface

**GWN**  
Gaussian White Noise

**ICE**  
Internal Combustion Engine

**LOS**  
Line of Sight

**LQ**  
Lower triangular orthogonal factorisation

**PCA**  
Principal Component Analysis

**PSD**  
Power Spectral Density

**RMS**  
Root Mean Square

**MA**  
Moving Average

**MEMS**  
Micro-electromechanical systems

**MIL**  
Malfunction Indicator Lights

**ML**  
Machine Learning

**NLOS**  
non - Line of Sight

**NVH**  
Noise, Vibration and Harshness

**OBD**  
On-board Diagnostics

**PD<sub>oA</sub>**  
Phase Difference of Arrival

**RPM**  
Rotation per minute

**RSS**  
Response Signal Strength

**SPL (A)**  
A-weighted Sound Pressure Level

**SDP**  
Symmetric Dot Pattern

**STFT**  
Short Time Fourier Transformation

**SVD**  
Singular Value Decomposition

**SVM**  
Support Vector Machines

**SX**  
Spherical Intersection

**TDoA**  
Time Difference of Arrival

**TSA**  
Time Synchronous Average

**ToA**  
Time of Arrival

## 1. BEVEZETÉS

Az autógyártás bonyolult világában a kényelmes utazás biztosítása az egyik legfontosabb tényező. A jármű vibrációi, bár gyakran finomak, számos olyan mögöttes problémát jelezhetnek, amelyek mind a vezető kényelmét, mind pedig a jármű általános teljesítményét és biztonságát befolyásolják. Ahogy a járművek technológiailag egyre fejlettebbek lettek, úgy fejlődtek a rezgések diagnosztizálására és csökkentésére szolgáló módszerek is. A jármű rezgésdiagnosztika - amely a modern gépjármű-karbantartás és gépípar kulcsfontosságú aspektusa - magában foglalja a járművön belüli rezgésforrások azonosítását és az abnormális rezgések okainak szisztematikus elemzését.

Az autópárhuzamban, valamint más műszaki területeken is fontos tervezési paraméterré vált a jármű zaj- és vibrációs teljesítménye. A hangminőség az egyik fő tényező, amely magát a terméket meghatározza, így a gépjármű rezgései szabályozása az autópárhuzami NVH mérnökök releváns tevékenysége. Ezen túlmenően a zaj- és rezgésszennyezést szabványok limitálják. Az autópárhuzam motorjának és hajtásláncának meghibásodása növelheti az általános zajszintet és ronthatja a hangminőséget.

A járművekben fellépő rezgések különböző forrásokból származhatnak, beleértve a motort, a felfüggesztés elemeit, a kereket és gumibroncsot, valamint a hajtáslánc-elemeket. Ezek a rezgések kezdetben kisebb kellemetlenségként, pl. kormánykerék lötyögésében nyilvánulhatnak meg, vagy később komolyabb aggályokként, mint például a kezelhetőség romlása, a járműalkatrészek felgyorsult kopása és az üzemanyag felhasználás és teljesítmény romlása. Annak érdekében, hogy a járművek biztonságosak és hatékonyak maradjanak, elengedhetetlen a vibrációs problémák diagnosztizálása és elhárítása.

Ez a terület jelentősen fejlődött az elmúlt években, köszönhetően a szenzortechnológia, az adatelemzési technikák, a számítógépes diagnosztikai eszközök és numerikus eljárások (mesterséges intelligencia, mélytanulás) fejlődésének [1].

A hiba típusától függően a javítási költségek nagyon drágák lehetnek, különösen az automata sebességváltós járművek (bolygóműves, DCT, CVT) esetében. A régebbi járművek esetében a szükséges javítás anyagi veszteséggel járhat, azonban, a meghibásodás kivizsgálása költségmegtakarítást is jelenthet. Az autópárhuzam bizonyos alkatrészeiből származó furcsa zaj vagy szokatlan rezgés jelezheti a hibát a felhasználó számára. Például a csikorgó/nyikorgó hang azt jelentheti, hogy a sebességváltó folyadék szintje alacsony vagy a fékbetétek elhasználódtak.

A modern autópárhuzam diagnosztikai műszerek és az autópárhuzam fedélzeti számítógépek korábban még mindig az emberi fül a mérce bizonyos zajjelenségek észlelésében és megítélésében. Az emberi fül rendkívül érzékeny, sokoldalú „műszer”, de nem ad később tárolható és feldolgozható információt. A hangérzékelés gyakran személyenként eltérő, még ugyanazon zaj/hang esetén is. Ezért nem lehet pusztán az emberi fül segítségével meghatározni bizonyos hibákat, amelyek differenciáltabb akusztikai mintázatot szolgáltatnak. A kellemetlen zaj azonban nem feltétlenül jelenti azt, hogy valami nincs rendben a járművel. Az emberi hangérzékelés erősen szubjektív.



Egyes emberek számára egy adott zaj bosszantó, míg mások észre sem veszik. Az érzet számos paramétertől függ, úgy, mint a hang térbeli eloszlása, spektrális eloszlása, időtartama, energiaszintje stb. A hangészlelés és audiológia tudományos vizsgálata a pszichoakusztika. A pszichoakusztika a pszichológia és az akusztika azon ága, amely a hang észlelésével és a hang emberi hallórendszerre gyakorolt élettani hatásaival foglalkozik. Azt vizsgálja, hogy az ember hogyan érzékeli és értelmezi a hangokat. A hangok objektív paramétereinek és azok tudati leképezése között mérésekkel korreláció mutatható ki.

A gépelemek működés közbeni esedleges meghibásodása és kopása miatt a kibocsátott zaj- és rezgésértékek a tervezett üzemi állapothoz képest megváltoznak. Ezen paraméterek nyomon követése - diagnosztikai céllal - segít a szakembereknek a karbantartási költségek csökkentésében, a tervezett élettartam megőrzésében és a karbantartási tevékenységek megtervezésében.

Vizsgálatunk célja - a fentiek figyelembevételével - egy olyan rezgés alapú mérőrendszer kifejlesztése, amely képes megkülönböztetni a normál és a hibás állapotot, valamint lokalizálni tudja a hibás alkatrészeket a jármű szerkezetében. Mivel az ipar olyan módszert kíván, amely gyors, egyszerű és költséghatékony, ezért a mérési módszerrel szemben fontos előfeltételt kell tennünk: a gépjármű szétszerelése nem megengedett. További cél, hogy a jármű bizonyos típusú hibáihoz olyan vibroakusztikus módszert rendeljünk, amely a legmegfelelőbb annak diagnosztizálására.

## 2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

Ennek az irodalmi áttekintésnek a célja, hogy összefoglalja a gépjármű rezgésdiagnosztika meglévő kutatásait és átfogó áttekintést adjon a területet meghatározó módszertanokról. A közelmúltbeli tanulmányok vizsgálatával a fejezet bemutatja a tudományterület fejlődését és összetettségét. Ismerteti a jelenlegi kutatási irányokat, feltárja a tudományterület nehézségeit és hiányosságait, valamint betekintést ad a tudományterület mélyebb rétegeibe.

Bánlaki [2] értekezésében gépjármű hajtáslánc fődarabok rezgés- és zajdiagnosztikai végellenőrző rendszereinek továbbfejlesztésével foglalkozik. Belsőégésű benzinmotorok meglegetszti vizsgálatára újramintavételezéses order analízis algoritmuson alapuló zaj- és rezgésdiagnosztikai módszert dolgozott ki. Kimutatta, hogy a jármű belső szögjeladó jele az order analízis során közvetlenül nem alkalmazható, mivel a jeladó szöghelyzetreferenciajele nagy járulékos alapzajt okoz a mérendő hasznos jel mellett. A Gábor-transzformációs eljárást felhasználva az order analízishez igazolta a mérési adatfeldolgozó rendszer hibakimutatási képességének megnövekedését. Megvizsgálta és kielemezte a hibátlan és néhány különféle, ismert hibájú belsőégésű motor rezgés- és zajdiagnosztikai vizsgálati eredményeit a vizsgálati állandó fordulatszám értékek, ill. a gyorsítási tesztek során. Megállapította, hogy a vizsgálatok hatékonysága és gazdaságossága szempontjából a rezgés- és zajdiagnosztikai méréseket 2000 fordulat/perc értéken, ill. alajáratról kb. 4200 fordulatszám/perc gyorsítási folyamat során a legcélszerűbb elvégezni.

Chen, Randall és szerzőtársaik [3] mesterséges neurális hálózaton (ANN) alapuló automatizált rendszert fejlesztettek ki különböző hibák diagnosztizálására belső égésű (IC) motorokban. Új szimulációs modellt alkottak, amely képes a motorok égési és mechanikai hibáit szimulálni. A szimulációs modellek értékeléséhez kísérleti hibákat használtak fel (gyújtáskimaradás, dugattyú-ütés, csapágykotyogás). Bebizonyosodott, hogy a gyújtáskimaradás kivételével a megfelelő jelfeldolgozási megközelítés a mechanikai hibák diagnosztizálására a rezgésjelek burkológörbe elemzése. A diagnosztikai rendszer a hibáknak nem csak a súlyosságát, de a meghibásodás helyét is képes meghatározni.

Puchalski [4] tanulmányában szikragyújtású motor rezgésjeleit tanulmányozta különböző szeleprendszer állapotok mellett. Az általa javasolt diagnosztikai módszer LQ (lower triangular-orthogonal factorisation) és SVD (singular value decomposition) matematikai algoritmusokon alapul. A módszerrel az időjelből szög-újramintavételezés után a frekvenciatartományba történő transzformáció nélkül állíthatók elő statisztikai vektorok, amelyek érzékenyek az adott hibára.

Qingbo [5] PCA (principal component analysis) technikán alapuló gépállapotfigyelő rendszert fejlesztett ki, amely az idő-frekvencia tartományból statisztikai mérőszámokat állít elő. Ezek a jellemzők különböző típusú hibákra különböző érzékenységgel válaszolnak, hatékonyságukat kísérleti úton validálta. A validációhoz belső égésű motor hajtórúd csapágy és tengelyvég közötti kopás, valamint sebességváltó fogaskerék kifáradás esetét vizsgálta. A

gépállapotot legjobban leíró statisztikai vektorparamétert az átlag korrelációs szabály alapján határozta meg.

Dömötör [6] dízelmotor és Ottó-motorok tesztjét végezte el különböző sebességek és működési feltételek mellett, miközben a rezgéssebességet mérte a motorok különböző pontjain 2-300 Hz között. Mesterséges hibákat idézett elő, úgy, mint túlfeszített ékszíj, eldugult levegőszűrő, elégtelen kenés, eldugult kipufogórendszer. Azt találta, hogy a klasszikus rezgésspektrumok a legtöbb esetben nem adnak értékelhető információt a problémákról, kivéve az eldugult kipufogórendszer esetén, ahol a spektrum változása megfigyelhető.

Jian-Da Wu [7] belső égésű motor akusztikus és rezgésanalízisét végezte el úgy, hogy az időjelet polárkoordináta rendszerbe transzformálta. Ezzel egy olyan vizuálisan egyszerűbb alak áll elő, amelyet képfelismerő eljárással értékelni és összehasonlítni lehet. A módszer hatékonyságát kísérleti mérésekkel igazolta. Mesterségesen gyújtáskimaradást, gyújtáskésleltetést idézett elő a motorban, a hűtőventilátor lapátok sérüléseit szimulálta, valamint a féltengely csukló sérüléseit vizsgálta különböző fordulatszámok mellett. A kísérleti úton létrehozott adatbázis alapján egy automata kép-párosító rendszer képes felismerni az esetleges meghibásodásokat.

Tabaszewski [8] belső égésű motor rezgéseit mérte a hengerfejen különböző szelephézag beállításoknál különböző fordulatszám és nyomaték viszonyok mellett. A rezgés adatokat különféle ML (machine learning) módszerekkel értékelte ki és ez alapján a vizsgált motorhoz tartozó szelephézag eltéréseket felismerő rendszer alapjait tette le.

Szymański [9] hasonlóan belső égésű motor szelepházagainak eltéréseit vizsgálta rezgésjeleken keresztül. A hengerfej rezonancia frekvenciája alapján meghatározta a választott diagnosztikai paraméter kritikus értékét és a vizsgálati frekvencia tartományát (8.8 – 9.2 kHz) a megbízható hibabecsléshez. A kidolgozott eljárás hátránya, hogy el kell végezni a motor modális analízisét a szubkomponensek rezonancia frekvenciájának felderítéséhez.

Modgil és szerzőtársai [10] rezgés mérésen alapuló járműmotor tesztrendszert és hozzá tartozó grafikus felhasználói felületet (GUI) fejlesztettek ki. A mérőrendszer a rezgésjel négyzetes középértékének felhasználásával dönt a motor megfelelőségéről. A diagnosztikai rendszer alapvetően két részből áll: a valós idejű jelfeldolgozás során a motoron elhelyezett rezgésmérő szenzorokkal állapotvizsgálatot végeznek; az utóvizsgálati részben a rezgésadat mélyebb elemzése és mechanikai hibadetektálás lehetséges hagyományos rezgésanalízisekkel.

Praveenkumar [11] munkájában sebességváltó hiba detektálására ajánl minta felismerésen alapuló rezgésellenőrző rendszert. Három különböző állapotot vizsgál, amelyhez mesterségesen a 3. sebességi fokozat fogaskerekén a fog részleges lecsiszolásával okozott foghibát, valamint az egyik csapágy külső gyűrűjén EDM (Electric Discharge Machining) módszerrel repedést hozott létre. A döntéshozó algoritmust egyrészt a normalizált időjelből kinyert statisztikai mérőszámok segítségével, másrészt a frekvenciatartomány sávjaiban kiszámított energia szintekkel tanítja be. A teszteket különböző sebességi fokozatban 50 km/h sebességig végezte teszt pályán. Az online állapotfigyelő rendszer képes a hibák osztályozására.

Metwalley [12] egy jármű sebességváltó meghibásodását vizsgálta oly módon, hogy EDM technikával különböző méretű repedéseket hozott létre a fog geometriáján. A hajtómű terhelését és a hiba súlyosságát korreláltatta akusztikus mikrofonjelre számolt négyzetes középérték (RMS) mérőszámmal. Az RMS érték használatát a hiba jellemzésére és a meghibásodás korai detektálására ígértesnek találta.

Charles [13] 16 és 20 hengeres dízelmotorok diagnosztikai vizsgálatával foglalkozott. A főtengely torziós rezgéseit a pillanatnyi szögsebesség figyelembevételével reprezentálta. Az FFT analízis képes megkülönböztetni a hibás (gyújtáskimaradás) és normál állapotot, azonban a különbség nem kiemelkedő és a hiba helyének detektálása sem volt lehetséges ez alapján. A probléma feloldására ajánlott módszer, hogy az időjelet polár koordináta rendszerbe vezeti át. A főtengely adott szögpozíciójában pillanatnyilag működő hengereket a henger felső holtponthoz jeladójele segítségével jeleníti meg a torziós rezgések polár diagramján. Kiemeli, hogy ez a módszer csak alacsony frekvencia tartományban ad megbízható eredményt (a gyújtási frekvencia feléig) és előzetes tanulmányok alapján jobban működik kisebb méretű motorok esetén [14] [15].

Delvecchio [16] munkájában összehasonlítja a különböző rezgéselemzési technikák hibaészlelési hatékonyságát dízelmotorok szerelősor-végi hidegtesztjei során. 29 motoron végeztek kísérleteket és nyolc különböző típusú hibát idéztek elő a motorokban, hogy felmérjék ezeknek a technikáknak a hatékonyságát. Időtartománybeli statisztikai alapú technikát használnak a rezgésjel elemzéséhez és küszöbértékek beállításához. Néhány paramétert a PSD (Power Spectral Density) alapján állítottak elő és az idő-frekvencia tartománybeli analízisekkel (Short Time Fourier Transform and Wavelet Transform), valamint képkorrelációk alapján a vibrációs jel (SDP) szimmetrikus pontmintázatával hasonlítják össze. A témához kapcsolódóan másik munkájában áttekinti belső égésű motorok vibroakusztikus módszereken alapuló state-of-the-art állapotfelügyelő stratégiákat [17].

Burdzik [18] gépjármű felfüggesztés diagnosztikájához fejlesztett rezgésjel wavelet transzformációján alapuló vizsgálati rendszert. Ellenőrzött körülmények között valódi, kvantitatív mérőszámokkal leírható meghibásodásokat tesztelt (olajszivárgás, az abszorber dugattyú tömítetlensége). A károsodás osztályozásához neurális hálót használt. Részletesen kitér a vizsgálat eredményét befolyásoló tényezőkre, mint például a gépjármű tömege, az abroncsok állapota, féltengelyek statikus terhelése stb. Kiemeli, hogy szimultán végbenemő meghibásodási folyamatok felismerése a jelenlegi koncepcióval nehezen kivitelezhető, a továbbfejlesztés lehetőségét a neurális háló finomításában látja.

Jegadeeshwaran [19] cikkében egy gépi tanuláson alapuló online állapotfelügyelő rendszert dolgozott ki gépjármű hidraulikus fékrendszerének tesztelésére. Kísérleti tesztpadon a fékrendszer gyakori meghibásodásaihoz tartozó rezgésjeleket vizsgálta. A diagnosztikához használt rezgésjel statisztikai mutatószámokat C4.5 döntéshozó algoritmussal határozta meg. A kiválasztott jellemzőket ezután SVM (Support Vector Machines) osztályozási módszerrel, különböző kernelek használatával rangsorolta a hibák típusának felismeréséhez.

Grajales [20] különböző üzemanyag-keverékek (E8, E20, E30) alkalmazása mellett gyújtáskimaradást (4.hengerben) vizsgált egy 4 hengeres, 4 ütemű benzinmotorban. A rezgéseket a motoron vertikális, longitudinális és keresztirányban mérte 1500 és 2000 1/min motorfordulatszámok között terhelés nélkül. Azt találta, hogy a motorra vertikális és longitudinális szenzor pozíciókból érkező jelek a jó és rossz állapot között nem mutatnak szignifikáns különbséget. Hasonlóan a mi kísérleti eredményünkhöz, a rezgésspektrumban gyújtáskimaradás esetén a motor főtengely fundamentális frekvenciájának szubharmónikusai jelentek meg. Az időjel statisztikai változói 0.6 és 0.9 order közötti frekvencia tartományban kimutathatóvá tették a mesterségesen előidézett hibát. Az üzemanyagkeverékek felismerésére a normál FFT analízis nem szolgáltatót meggyőző eredményt. A burkológörbe eljárás (envelope), csúcserték elemzés (peak

value) és csúcs energia (peak energy) elemzés szintén nem bizonyultak olyan eszközöknek, amelyek segítségével az üzemanyagkeverék típusa meghatározható lett volna. Egyedül a longitudinális érzékelő spektrális energiatartományai és az átlag, plusz négyzetes középérték, mint az időjel statisztikai jellemzői alapján lehetett különbséget tenni az üzemanyagok között a jel megfelelő szűrésével (felül-áteresztő 5 kHz, sáváteresztő 5-7 kHz, sáváteresztő 5-10 kHz).

Mamala és társai által [21] bemutatott kutatás kimutatta, hogy a jármű alvázrezgés harmonikusaival a motor bizonyos meghibásodásai megfigyelhetők. Két különböző motorhibát szándékosan hoztak létre egy szikragyújtású motorban: üzemanyag befecskendezési idő késleltetés és motorhenger légszivárgás. A méréseket különböző motorfordulatszámokon üresjáratban végezték el. A felharmonikus komponensek relatív amplitúdó értékeinek elemzésekor a motor hibás működéséből adódó spektrális különbségeket figyeltek meg. A harmonikus összetevők összehasonlító elemzése alapján felismerő mátrixot készítettek a motor meghibásodásának azonosítására.

Makarova [22] és kutatótársai rezgésdiagnosztikai módszerek alkalmazását vizsgálták jármű főtengelekcsatlakozó műszaki állapotának felméréséhez, illetve hátramaradó élettartamának becsléséhez. A rezgésméréseket a gyártóval (KAMAZ) közösen vitelezték ki és bemutatják a tengelykapcsoló diagnosztikai modelljét. Megállapítják, hogy a mérési körülmények – azaz a nagyszámú érintkező gépelemek által keltett zavaró erők és rezgések - nehezen teszik lehetővé a spektrális elemzést, így első sorban a rezgésjel RMS értékét választják diagnosztikai információ hordozónak, amellyel a kuplungtárcsa egyes mechanikai meghibásodásait megfigyelhetőnek találták. A szerzők továbbá eredményeik alapján javaslatot tesznek az OBD rendszer fejlesztésére is [23].

Bismor [24] cikkében belső égésű motor alacsony költségvetésű, beágyazott diagnosztikai rendszerének fejlesztési lehetőségeit tárgyalja. Feltételezik, hogy használt autók esetén a magas minőségű piezoelektromos gyorsulásérzékelők használata nem gazdaságos, így olcsóbb MEMS érzékelőkkel és mikrofonnal végzik el a kísérletet. A mérőrendszer hardverkövetelményeit a vizsgált gépjármű paramétereire alapozták meg. Az állapotfigyeléshez a hordozható mérőeszközt saját maguk építették. A módszert valós körülmények között, 7.5 km út megtétele során tesztelték. Digitális jelfeldolgozás után a piezoelektromos érzékelő és a MEMS szenzor eredményei összehasonlíthatók voltak.

Walker [25] rezgésmérésen alapuló állapotfigyelő rendszert fejlesztett katonai gépjárművek karbantartási tervének optimalizálására és a katasztrofális meghibásodások esélyének csökkentésére. A differenciálmű csapágyának külső gyűrűjén meghibásodást hoztak létre és a csapágy állapot romlását egy erre a célra tervezett tartós járató tesztberendezéssel gyorsították fel. A tesztek közben a csapágy kenését is figyelték. A tanulmány főleg a tesztberendezés kihívásaival foglalkozik. A szerkezeti rezonanciák megállapításához elvégezték a berendezés modál analízisét.

Jedliński [26] egyhengeres, 4-ütemű, alacsony teljesítményű belső égésű robbanó motoron (RUGGERINI RY125) végzett el kísérleteket a szelephézag eltéréseinek megállapítására. A szelephézagokat hideg állapotban mérték (0.15 mm, 0.20 mm, 0.40 mm) és a rezgésjeleket a motor felületéről a főtengelek fordulatainak függvényében rögzítették. A rezgésjelből származtatott jellemzők közül mesterséges intelligencia felhasználásával a rezgés irányától függően választották ki azt a mennyiséget, amely a leginkább alkalmas a szelephézag eltérések diagnosztizálására.

Bechhoffer és Butterworth [27] fogaskerék hiba detektáló algoritmusokat hasonlított össze statisztikailag relevánsnak tekinthető adatmennyiséggel. A vizsgált állapotjelzők között időtartománybeli (RMS, csúcstényező, alaktényező, kurtózis stb.) és frekvenciatartománybeli (TSA – Time Synchronous Average, amplitudó moduláció, frekvencia moduláció, keskenysávú analízis stb.) paramétereket definiáltak. Az állapotjelzők (CI – condition indicator) teljesítményének mérésére a statisztikus szeparációt használták, amellyel meghatározták, hogy az egyes paraméterek milyen magabiztossággal különítenek el fogaskerék fogrepedés hibákat. Az állapotjelzőkhöz ún. HI (health indicator) rendeltek, amelyek a riasztási küszöbértékek a CI-ból kalkulálva. A döntéstámogató HI paraméter megbízhatóságát egy másik fogaskerék hajtóművön tesztelték, amelyben fogfelület kifáradása okozta fogrepedés volt az előidézett hiba nagy terhelésű tartós járatás mellett. ANOVA (Analysis of Variance) analízissel megállapították, hogy a keskenysávú amplitudó (háttérzajra érzékeny) és frekvencia moduláció, alaktényező és residual analízisek a legalkalmasabbak állapotfigyelő határértékek kidolgozására.

Fogaskerék hajtóművek rezgésdiagnosztikájával számtalan szakirodalom foglalkozik [28 - 33]. Ezek közül C.Brecher és társai [34] munkája emelendő ki, ugyanis fogaskerék zaj értékeléséhez pszichoakusztikai mérőszámokat korreláltattak fogaskerék jellemzőkkel. A fogaskerekek makrogeometriái minden esetben megegyeztek. Azt találták, hogy a fordulatszám növekedésével nem csak a hangosság, de az élesség is arányosan növekszik. Egyértelmű kapcsolatot fedeztek fel a fogosztás hiba és a durvaság között. A csapágyakra helyezett gyorsulásérzékelő jeltől számított pszichoakusztikai paraméterek hasonló eredményeket mutattak.

A kutatási trendeket felmérve elmondható, hogy legtöbb esetben a gépjárműveket nem kompletten, hanem részegységek szintjén vizsgálják laborkörülmények között. Az egyes komponensek vizsgálatához (motor, sebességváltó stb.) tesztpadokat használnak, így a kutatások egy része a vibroakusztikailag helyes tesztberendezés tervezését is magába foglalja (pl. terhelés alkalmazásához mágnesfék használata, rugalmas tengelykapcsoló stb.). A hibák legtöbb esetben mesterségesen előidézettek (pl. tartós járatással, öregítéssel vagy fizikai beavatkozással) és a jármű szerkezeti felépítése és üzemi körülményei minden esetben jól ismertek.

A kutatások arra összpontosítanak, hogy a járműhibákhoz megfelelő állapotjelző paramétert találjanak és bebizonyítsák ezek megbízható alkalmazhatóságát. Gyakran az állapotjelző paraméterek előkondicionálása (szűrés, újra mintavételezés stb.) szükséges a kívánt eredmény eléréséhez. Ezen felül állapotfelügyeleti riasztási küszöbértékek meghatározásával is foglalkoznak a tématerület kutatói. Ugyanakkor, nagyon kevés esetben találni olyan munkát, amely statisztikailag elégséges adatbázissal dolgozik. Emiatt az eredmények csak bizonytalanul általánosíthatóak más típusú személygépjárműre. A kidolgozott módszerek validációja ellenmérésekkel történik, a végeselemes szimuláció nem képezi jelentős részét a diagnosztikának. Az adatok elemzéséhez, algoritmusok kidolgozásához és az eredmények megjelenítéséhez programkódokat írnak és grafikus felhasználói felületet fejlesztenek, így a programozás és számítástechnika, valamint jelfeldolgozási ismeretek is részét képezik a tudományterületnek. A modern automatizált diagnosztikai -és állapotfelügyeleti rendszerekhez (pl. sorvégi tesztgépek) döntéstámogató eszközöket hívnak segítségül a nagy mennyiségű adat kiértékeléséhez. Ide tartozik a döntési fa, osztályozó mátrixok, gépi tanulás (ML), neurális hálók (ANN) és mesterséges intelligencia (AI). Néhány irodalomban az OBD továbbfejlesztési lehetőségeit és rezgéseken

alapuló beágyazott diagnosztikai rendszerek fejlesztési lehetőségeit tárgyalják. Bevált módszer, hogy a jó és hibás állapot megkülönböztetéséhez a spektrumképeket képfelismerő eljárással dolgozzák fel.

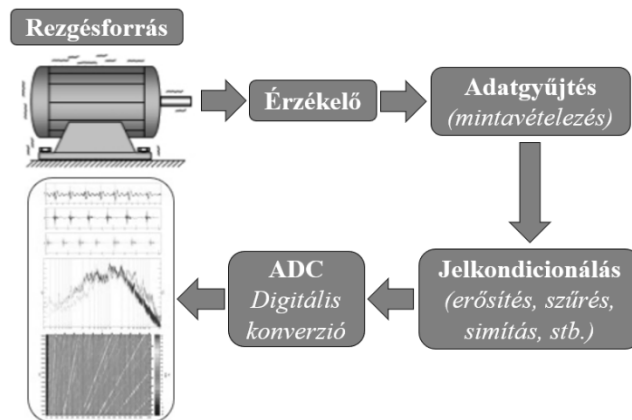
A kutatott meghibásodások igen széles körűek, a teljesség igénye nélkül: fogaskerék meghibásodások (törés, repedés), főtengely csapágy meghibásodások (főleg belső vagy külső gyűrű felület), motormeghibásodások (gyújtás kimaradás, befecskendezés késleltetés, szelephézag növekedés, ferde szeleptányér, hajtórúd csapágy és tengelyvég kopása), motor segédberendezéseinek meghibásodása (túlfeszített ékszíj, feszítőgörgő rezonancia, eldugult levegőszűrő, hűtőventilátor lapátsérülés), futómű meghibásodások (féltengely csukló sérülése) stb. Emellett szóba kerül a kipufogó rendszer meghibásodása (pl. dugulás), a motor elégtelen kenési állapotának vagy a különböző üzemanyag keverékek felismerésének lehetősége is. A tanulmányokban rávilágítanak, hogy az üzemi körülmények, azaz a jármű pillanatnyi állapota, fordulatszám-terhelés viszonyok, hőmérséklet stb. hatással vannak a mérési eredményekre és a különböző állapotjelző paraméterek hibákkal szembeni érzékenységére. Például, bizonyos gépelem hibák magas fordulatszámon, terheletlen állapotban jobban felismerhetők, mint terhelt állapotban (pl. csapágygolyók határozatlan futása sérült kosár miatt). A kutatások azt is megmutatják, hogy a szenzorok pozíciója és iránya döntő befolyású bizonyos hibák észlelésében.

Az eredményes hibabecsléshez javaslatok vannak a szerkezet sajátfrekvenciájának diagnosztikai célú használatára. Ennek hátránya, hogy a vizsgálat előtt modál analízist kell végezni a rezonancia frekvenciák meghatározásához, illetve a módszer kiterjesztését akadályozza más típusú járművekre. Az emberi füllel adható hibafelismerés mintájára nem túl nagy számban, de kísérletek vannak a pszichoakusztikai mutatószámok diagnosztikai célú alkalmazására.

A szakirodalmi források alapján nagyon sok esetben a hiba megléte megfelelően választott paraméterrel detektálható, azonban a pontos forrása és a gyökérok egyértelműen nem meghatározható. Komplex szerkezetekről lévén szó, a korrekt diagnosztikához mélyebb analízis kell, továbbá a szerkezet geometriájának, működési elvének és működési feltételeinek pontos ismerete. A hiba pontosabb meghatározásának céljából a fejlesztések a diagnosztikai paraméterek és hibakereső algoritmusok kombinálására irányulnak. Szinte kivétel nélkül minden kutatás végén a szerzők a módszerek továbbfejlesztési lehetőségeiről és kiterjesztéséről értekeznek. Felismerhető, hogy a gépjármű rezgésdiagnosztika tudományterülete – noha az elmúlt évtizedekben dinamikus fejlődött - még nem teljesen kiforrott, számtalan fejlesztési lehetőséget kínál.

### 3. REZGÉSJELEK DIAGNOSZTIKAI SZEMPONTÚ FELDOLGOZÁSA

A jelfeldolgozás célja a rezgésjel manipulálása oly módon, hogy abból az értékes információ kinyerhető legyen. A mechanikai szerkezetek működésük során bonyolult rezgés – és hanghullámokat keltenek, amelyeket megfelelő érzékelők segítségével elektromos jellé alakítunk. A jelet időben analóg módon vételezzük, majd jelkondicionálás után konvertáljuk digitális jelekké. Ezután a digitalizált jelet az arra alkalmas matematikai algoritmus segítségével dolgozzuk fel a rezgésjelek elemzéséhez. Az adatfeldolgozás és az analízis kiválasztásának szempontjából fontos a jel természetének ismerete: periodikus vagy nemperiodikus (tranziens), illetve stacionárius (időben állandó) vagy instacionárius (időben változó).



3.1 ábra Rezgésjelek feldolgozásának folyamatábrája

#### 3.1 REZGÉSJELEK FELDOLGOZÁSA AZ IDŐTARTOMÁNYBAN

**a. Autokorreláció (ACF).** Az autokorreláció egy matematikai reprezentáció, amely egy adott idősor önmaga és késleltetett változata közötti hasonlóságukat írja le egymást követő időintervallumokban. A statisztikai idősorokból kiragadva egymás után következő értékpárokat, majd ezekre az értékpárookra elvégezve a klasszikus korreláció számítást azt tapasztaljuk, hogy közöttük erős kapcsolat mutatható ki. Az autokorreláció abban különbözik a korreláció számítástól, hogy nem két különböző idősort hasonlít össze, hanem ugyan azt az idősort használja: egyszer az eredeti formájában, egyszer pedig egy vagy több periódussal késleltetve. Vibroakusztikus jelekre levetítve a fogalmat ez azt jelenti, hogy a múlt beli rezgésállapot meghatározza a jövőben kialakuló rezgésállapotot, tehát a mintavételezett amplitudó értékek alakulásai egymástól nem függetlenek.

Az  $x(t)$  jel autokorrelációja a következő formulával adható meg:

$$R_{xx}(\tau) = \frac{1}{T_0} \int_{t_0}^{t_0+T_0} x^*(t) x(t + \tau) dt, \quad (1)$$

ahol



$R_{xx}$ : autokorreláció,  
 $T_0$ : időperiódus,  
 $x^*(t)$ : komplex konjugált,  
 $x(t + \tau)$ : időeltolt jel,  
 $\tau$ : lag, időeltolás.

A legtöbb statisztikai teszt feltételezi, hogy az idősor elemei egymástól függetlenek, így amíg egy jelnek autokorrelációja van, addig további statisztikai vizsgálatokra nem alkalmas (pl. keresztkorreláció számítás). Az autokorrelációs függvény segítségével az alapvető jellemzői az idősoroknak, mint a stacionaritás, a trend és ismétlődés megadhatóak. Az autokorreláció nélküli időjelek ténylegesen csak véletlenszerű folyamatoktól függenek, így az ilyen időjelet fehér zajnak nevezzük. Alkalmazásunkban az autokorrelációt arra használjuk, hogy az rezgésjelek további, számítási algoritmusokra való felkészítésekor ellenőrizzük, hogy a maradék jel ténylegesen csak fehér zajt tartalmaz. A rezgésjel autokorrelációjának, azaz belső függőségének megszüntetése előfeltétele a helyes keresztkorrelációs függvény előállításának.

**b. Keresztkorreláció (CCF).** A keresztkorrelációs függvény előállítása egy rutin jelfeldolgozási eljárás, amellyel két jel közötti időeltolódást (lag) lehet meghatározni. Két egymással indentikus, de időben eltolódott jeleknek létezik keresztkorrelációs függvénye, amelynek maximuma az időeltolás pontjában van. Esetünkben ez a két időjel különböző pozíciójú szenzorokból származik. Az  $x(t)$  és  $y(t)$  időjelek közötti keresztkorrelációs függvény az alábbi összefüggéssel adható meg:

$$R_{xy}(\tau) = \frac{1}{T_0} \int_{t_0}^{t_0+T_0} x^*(t) y(t + \tau) dt, \quad (2)$$

ahol

$R_{xy}$ : keresztkorreláció,  
 $T_0$ : időperiódus,  
 $x^*(t)$ : komplex konjugált,  
 $y(t + \tau)$ : időeltolt jel,  
 $\tau$ : lag, időeltolás.

Az eljárás pontosságát befolyásolja a visszaverődés okozta jeltorzulás, hiszen ezek a visszaverődött rezgés vagy hanghullámok csúcsként jelennek meg a függvényben. Térbeli háttérzaj véletlenszerűen okozhat hibát az eredményekben. A módszer abban az esetben működik jól, amennyiben a háttérzaj vagy a visszaverődés által keltett gerjesztés minimális. Továbbá, a periodikus jelnek a keresztkorrelációs függvénye is periodikus, így nehéz eldönteni, hogy melyik csúcs tartozik pontosan a keresett időeltolódáshoz. Az algoritmus egyforrású modellt felételez, így kevésbé hatékony, ha egy másik, lokalizált zajforrás is van a környező térben. A keresztkorrelációs eljárás ezen nem kívánatos hátrányait egy speciális szűrési eljárással, az ún. pre-whitening módszerrel lehet kiküszöbölni. A keresztkorrelációs függvény maximum értéke adja meg azt az időkésést, amelyet bemeneti paraméterként használunk fel az SX módszerhez.

**c. Prewhitening.** A prewhitening egy statisztikai adatelemzési technika, amelyet különösen két idősor közötti kapcsolat leírásakor használnak, például keresztkorrelációs függvények előállításakor. Célja az autokorreláció eltávolítása az idősorból és ezzel trendektől, ismétlődéstől szabaddá, egyszóval stacionáriussá téve azt. Első lépésben az időjel simítását kell elvégezni. Több módszer is létezik, attól függően, hogy az időjel milyen mértékben tartalmaz trendet vagy mintázatokat. Amennyiben az adat nem tartalmaz trendet és ismétlődő komponenseket, akkor egy mozgó átlag (MA) model használata vagy egyszeri exponenciális simítás ajánlott. Ha az adatok trendszerűen helyezkednek el, de nincsenek bennük ismétlődő komponensek, akkor a kétszeres exponenciális simítás ajánlott. A harmadik eljárás a Winters-féle módszer, amely akkor hasznos, ha trendet és ismétlődéseket is tartalmaz az adatsor. A simítás után egy autoregresszív mozgó átlag (ARMA) vagy autoregresszív integratív mozgó átlag (ARIMA) modellt kell készíteni a simított jelből. Az ARIMA model az ARMA általánosított kiterjesztése nem stacionárius, periodicitást tartalmazó idősorokra. A „fehérítés” gyakorlatilag az ARIMA model időjelre történő alkalmazása során történik meg. Az autoregresszív (AR) kifejezés a változók jelen és múltbeli regresszióját, egymásra hatását veszi figyelembe. A mozgó átlag (MA) fejezi ki azt, hogy a regressziós hiba olyan tagok lineáris kombinációja, amelyek értékei a múltban egyidejűleg és különböző pontokban fordultak elő. Az integrált (I) rész pedig arra utal, hogy az adatértékek az egyes értékek és a múltbeli értékek különbségeivel vannak helyettesítve. A műveletet differenciálásnak hívják és biztosítja, hogy a model stacionárius maradjon. Az ARIMA (p,d,q) model matematikai leírása:

$$\left(1 - \sum_{i=1}^p \varphi_i L^i\right) (1 - L)^d X_t = \left(1 + \sum_{i=1}^q \theta_i L^i\right) \varepsilon_t, \quad (3)$$

ahol

$X_t$ : időjel,

L: lag operátor,

$\varphi_i$ : AR (p) paraméter,

$\theta_i$ : MA (q) paraméter,

$\varepsilon_t$ : fehér zaj, hiba tag.

A simítás és ARIMA model illesztése után a maradó jel a normál eloszlású Gaussian-féle fehér zaj (GWN). Két különböző időfüggvény keresztkorrelációja a maradó jelre végezhető el. Az ARIMA model p,d,q paramétereinek és a simító módszer tényezőinek becslésére több eljárás és hipotézisvizsgálat is létezik. Az említett matematikai fogalmak és kapcsolódó definíciók gyakorlati alkalmazásához mély statisztikai ismeretek szükségesek. A téma széles szakirodalmat ölel fel, a model és módszerek kiválasztása, továbbá paramétereiknek meghatározása vibroakusztikus időjelekre nem triviális. Ebből kifolyólag a model paramétereinek becsléséhez és a simító eljárás kiválasztásához az általunk használt metodika az autokorrelációs függvényt hívja segítségül. A model paramétereit kísérleti úton állítottuk be, figyelembe véve az autokorrelációs függvény lag értékeinek 0-hoz való közelítését.

**d. Time Difference of Arrival (TDoA).** A forráslokalizációs módszerek nélkülözhetetlen eszközök bizonyos technológiai és tudományos területeken. Széles körben használtak a távközlés, a radar, a navigációs és a lokalizációs rendszerek fejlesztésében, de alkalmazzák anyagok akusztikus emissziós vizsgálatánál, víz alatti állatok lokalizációjához (Kálmán-szűrő) vagy katonai alkalmazásokban, mint pl. a fegyverdörrenés helyzetének meghatározása. A módszerek ilyen alkalmazásaival kapcsolatban számos szakirodalom található [35-39]. Sok területen viszonylag egyszerű a problémafelvetés, hiszen pl. a GPS jelek esetén a terjedést normál esetben nem korlátozza semmi a jeladó (műhold) és a vevő között, hullámterjedés szempontjából homogén közeggel dolgozunk. Az akusztikus emissziós vizsgálat ettől már összetettebb alkalmazás, mivel a hullámterjedés szilárd közegben megy végbe, ill. a vizsgált objektumok (alkatrészek részegységek) geometriai felépítése bonyolultabb lehet. Ezeket a módszereket nagy vonalakban három csoportra lehet osztani: direkt módszerek, nagy felbontású spektrális-becslésen alapuló módszerek és beérkezési időkülönbségen (TDoA) alapuló módszerek. A TDoA módszerek matematikai háttere kivétel nélkül a háromszögelési módszer valamilyen variánsán alapul. Az egyes módszerek különböző jeltulajdonságokra támaszkodnak a forrás helyének meghatározásához, mint például az idő (ToA vagy TDoA), fázisszög (AoA), jelerősség (RSS), frekvencia (FDoA), vagy fáziseltodás (PDoA). Mindegyik fajta eljárásnak megvan a maga erőssége és korlátja. Több módszer kombinálása gyakran pontosabb és megbízhatóbb lokalizációt eredményez. Alapelve, hogy egy feltételezett jelforrás körül elhelyezett, ismert pozíciójú vevőkbe beérkező jelek időkülönbségét felhasználva egy matematikai algoritmus segítségével meghatározza a forrás helyzetét. Az időjelek késése a vevők forrashoz viszonyított eltérő távolságaiból származik. A módszer gépjárműveken történő alkalmazásával kapcsolatos források még nem állnak rendelkezésre. A módszert a gépjárműben keletkező hiba helyzetének meghatározására kíséreljük meg felhasználni, legalábbis hozzávetőleges pontossággal a gépjárműhöz kötött derékszögű koordináta rendszerben. A módszer felhasználásával gépjárművek esetén azzal a problémával találjuk szembe magunkat, hogy a gépjármű karosszériája bonyolult felépítésű, a homogén hullámterjedést nem teszi lehetővé. Célunk tehát a módszer használhatóságának vizsgálata gépjármű karosszériák esetén. A kétlépcsős algoritmuson alapuló módszer első lépésében az egyes vevők relatív időkésleltetését határozzuk meg a mért adatok alapján. Az időkésés, mint fogalom értelmezéséhez szükséges egy referencia vevő kiválasztása, amelyhez képest az egyes vevők időeltolódásait értelmezzük. Ezeket az időkéséseket azután hiperbolikus görbék generálására használjuk, amelyek a jelforrás helyzeténél metszik egymást. A kétlépcsős folyamat bizonyos esetekben nem működik optimálisan. Pl. a módszer kevésbé hatékony többforrású problémáknál, mivel az algoritmusok egy forrású modellt feltételeznek. A módszer tesztelésénél kezdetben ezt úgy fogjuk elkerülni, hogy ténylegesen csak egyszeres hibajelforrásokat alkalmazunk. A tesztek során az egyszerűbb geometriájú problémáktól haladtunk a bonyolultabb, három dimenziós feladatok felé.

**e. SX módszer.** A módszer matematikai háttere [40] alapján kerül bemutatásra. A lokalizációs algoritmus a legkisebb négyzetek módszerének elvén alapszik. Az SX elnevezés az angol „spherical intersection” kifejezésből képzett rövidítés. Legyen tehát a forrás az ismeretlen helyen  $(x, y)$ , az  $N$  db rezgésgyorsulás szenzor pedig az ismert koordinátákon  $(x_i, y_i)$ ,  $i = 1$ -től  $N$ -ig. A forrás és az  $i$ -ik vevő közötti négyzetes távolságot a következő kiinduló egyenlettel adjuk meg:

$$r_i^2 = (x_i - x)^2 + (y_i - y)^2 \quad (4)$$

Válasszuk az 1-es jelű szenzort referencia szenzornak, így  $i = 1$  helyettesítéssel,

$$r_1^2 = (x_1 - x)^2 + (y_1 - y)^2 = x^2 + y^2 - 2x_1x - 2y_1y + x_1^2 + y_1^2 \quad (5)$$

Legyen

$$K_i = x_i^2 + y_i^2 \quad (6)$$

Ezzel

$$r_i^2 = x^2 + y^2 - 2x_1x - 2y_1y + K_i \quad (7)$$

és

$$r_1^2 = x^2 + y^2 - 2x_1x - 2y_1y + K_1 \quad (8)$$

Definiáljuk a  $d_{i,1}$  időkést  $i$ -edik és 1-es (referencia) szenzor között, az összefüggésben  $c$  a jel terjedési sebessége és  $r_{i,1}$  a referencia vevő és forrás közötti távolság.

$$r_{i,1} = cd_{i,1} = r_i - r_1 \quad (9)$$

Átrendezve és négyzetre emelve a (9) összefüggést:

$$r_i^2 = (r_{i,1} + r_1)^2 = r_{i,1}^2 + 2r_{i,1}r_1 + r_1^2 \quad (10)$$

A (7) és (10) kifejezést egyenlővé téve:

$$r_{i,1}^2 + 2r_{i,1}r_1 + r_1^2 = x^2 + y^2 - 2x_1x - 2y_1y + K_i \quad (11)$$

A (8) egyenletet (11)-ből kivonva kapjuk:

$$r_{i,1}^2 + 2r_{i,1}r_1 = -2x_{i,1}x - 2y_{i,1}y + K_i - K_1 \quad (12)$$

ahol

$$x_{i,1} = x_i - x_1, \quad y_{i,1} = y_i - y_1$$

Minden  $i$ -re nézve az alábbi mátrix egyenlet adódik  $(x,y)$ -ra:

$$2X \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = 2Ar_1 + B \quad (13)$$

ahol

$$X = \begin{bmatrix} x_{2,1} & y_{2,1} \\ x_{3,1} & y_{3,1} \\ \vdots & \vdots \\ x_{N,1} & y_{N,1} \end{bmatrix}, \quad A = - \begin{bmatrix} r_{2,1} \\ r_{3,1} \\ \vdots \\ r_{N,1} \end{bmatrix}, \quad B = - \begin{bmatrix} r_{2,1}^2 \\ r_{3,1}^2 \\ \vdots \\ r_{N,1}^2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_2 - K_1 \\ K_3 - K_1 \\ \vdots \\ K_N - K_1 \end{bmatrix}.$$

Megszorozva mindkét oldalt  $X^T$ -vel, azaz  $X$  transzponáltjával és osztva 2-vel:

$$X^T X \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = X^T \left( Ar_1 + \frac{1}{2}B \right) \quad (14)$$

Megszorozva mindkét oldalt  $X^T X$  inverzével, az egyenletrendszer a következő alakot ölti

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = Cr_1 + D \quad (15)$$

ahol

$$C = \begin{bmatrix} C_x \\ C_y \end{bmatrix} = (X^T X)^{-1} X^T A, \quad D = \begin{bmatrix} D_x \\ D_y \end{bmatrix} = (X^T X)^{-1} X^T \left( \frac{1}{2}B \right)$$

Megjegyzendő, hogy a mátrixegyenlet csak akkor oldható meg, ha  $X^T X$  inverze létezik. Ez akkor teljesül, ha  $X$ -nek több, mint egy sora van, amely gyakorlatilag azt jelenti, hogy legalább 3 vevőt kell használni. Továbbá, az  $X$  sorainak lineárisan függetlennek kell lenniük, ami azt jelenti, hogy a vevők fizikai pozíciói egymással nem lehetnek kollineárisak. A (15) egyenletet (8)-ba helyettesítve a következő másodfokú egyenletet kapjuk:

$$\alpha r_1^2 + \beta r_1 + \chi = 0 \quad (16)$$

ahol

$$\alpha = C_x^2 + C_y^2 - 1,$$

$$\beta = 2(C_x(D_x - x_1) + C_y(D_y - y_1)),$$

$$\chi = D_x(D_x - 2x_1) + D_y(D_y - 2y_1) + K_1.$$

Az (16) másodfokú egyenlet megoldásával megkapjuk  $r_1$  értékeit, amelyeket visszahelyettesítve (15)-be megkapjuk az  $(x,y)$  koordinátákat. Az egyenlet megoldása után  $r_1$ -re négy különböző megoldás adódhat: két negatív, két pozitív, egy negatív és egy pozitív, valamint két komplex. Ha a gyökök pozitívak, akkor a kisebb gyököt kell választani. Ha egy negatív és egy pozitív megoldás van, akkor  $r_1$  megoldásaként a pozitív gyököt kell választani, mivel távolság nem lehet negatív. Amennyiben a másik két opció egyike következik be, akkor az egyenletnek nincs megoldása és a forrás helyzete nem meghatározható. A gyökök természetét a vevők térbeli konfigurációja befolyásolja.

### 3.2 REZGÉSJELEK FELDOLGOZÁSA A FREKVENCIATARTOMÁNYBAN

**a. Gyors Fourier-transzformáció (FFT).** A leggyakoribb módszer egy forgó gépegység rezgéseinek elemzésére egy spektrum felvétele, melynek tanulmányozása igen részletes információkkal szolgál az egyes alkatrészekről széles frekvenciatartományban. A spektrumot Fourier-transzformációval nyerhetjük. A matematikai eljárás lényege, hogy egy időtől függő jelet frekvencia függővé alakít át, melyet spektrumnak nevezünk. A Fourier-tétel kimondja, hogy bármely időtartománybeli hullámalakot le lehet írni szinuszoid függvények súlyozott összegeként (Fourier-sor). A Fourier-transzformációval felbontható a hullámalak önálló szinuszos komponensekre, így a jelet megjeleníthetjük frekvencia tartományban is, mint az egyes frekvencia összetevők amplitúdóját és fázisát [41].

A frekvencia tartomány használatának előnye abból fakad, hogy minden, a gépelemek forgásából adódó periodikus jelenségnek van egy jellemző frekvenciája. Az FFT a gyakorlatban elsősorban folytonos, stacionárius és periodikus jelek feldolgozására alkalmas. Az FFT tulajdonképpen a diszkrét Fourier-transzformáció (DFT) kiszámítására használt, számításigény szempontjából hatékonyabb algoritmus. A transzformációs módszer gyakorlati megvalósításához a felvett vibroakusztikus jelet diszkrétizálni kell amely azt jelenti, hogy a folytonos időjelet mintavételezéssel felosztjuk véges számú adatpontokra és ezekre a mintavételezett adatpontokra végezzük el a transzformációt. Erre egyrészt azért van szükség, mert végtelen számú időpillanatra lehetetlen lenne a Fourier-sort előállítani, másrészt az analóg - digitális átalakító nem képes folytonos mintavételezésre [42].

A Nyquist-Shannon mintavételezési tétel kimondja, hogy információ veszteség nélkül az időfüggvény véges számú minta segítségével csak akkor vihető át a frekvencia tartományba, ha a mintavételezési frekvencia ( $f_s$ ) legalább a vizsgálni kívánt frekvencia ( $f_0$ ) kétszerese.

Amennyiben a Nyquist-kritérium nem teljesül a jel alul-mintavételezett lesz, azaz átfedés keletkezik a frekvenciakomponensek között (aliasing). Emiatt a rekonstruált jel eltér az eredeti folyamatos jeltől és torzulást, nem létező frekvenciák megjelenítését okozza.

A diszkrét Fourier-transzformáció alakja:

$$X[k] = \sum_{n=0}^{N-1} x_n \cdot e^{-\frac{j2\pi}{N}kn}, \quad (17)$$

ahol

$X[k]$ :  $k$ -edik frekvencia komponens,

$x_n$ : diszkrét időjel,

$n$ : minták száma ( $0 \dots N-1$ ),

$e^{-\frac{j2\pi}{N}kn}$ : közelítő függvény.

Az FFT legtöbbször használt algoritmus a Cooley-Tukey algoritmus (1965) [43]. A standard DFT problémája a komplexitás, mivel nagy méretű mátrixok szorzását és minden elem összeadását kívánja meg. Rekurzió révén az FFT  $N^2$  művelet helyett  $N \log_2 N$  számú művelettel végzi el a transzformációt. Ez a módszer a korreláló szinuszoid görbék periodikus természetéből adódó prediktálhatóságot használja ki. Az FFT kiszámításának feltétele, hogy a minták száma kettő egész számú hatványa legyen ( $N = 2^m$ ). Ha a bemeneti jelsorozat mérete nem kettő egész számú hatványa, de felbontható kis prímszámok egész kitevős hatványaira, akkor a Cooley-Tukey algoritmus szintén kiszámítja a lehető leggyorsabban a jelsorozat DFT értékét. A frekvencia felbontás befolyásolása nélkül a jel 0 értékek hozzáadásával kiegészíthető kettő egész számú hatványának megfelelő méretűre (zero padding) [44].

A Parseval-tétel kimondja, hogy a jel időtartományban vett energiája megegyezik a frekvencia tartományban lévő összes energiával. Ez az energia-megmaradás tétele. A transzformációs művelet invertálható, azaz frekvencia tartományból lehetséges visszatérni az időtartományba [45].

Az FFT feltételezi, hogy a diszkrétizált időjel véges és egy periodikus időjel egy periódusaként folyton ismétlődik. A legtöbb esetben ez a feltétel nem teljesül, ezért az időjelek kezdő és végpontjaiban folytonossági hiány figyelhető meg. Ennek következtében a hullámforma csonkított lesz, amely a spektrumban magas frekvenciás, nem létező komponensek megjelenését okozza. Úgy tűnhet, mintha az energia egyik frekvenciából a másikba kerülne át, így ezt a jelenséget spektrális energia átszivárgásnak (spectral leakage) hívják. Az átszivárgás hatása az ablakozási technikával (windowing) minimalizálható. Az ablak egy időtartománybeli függvény, amellyel a transzformálni kívánt jelet megszorozva a jel amplitúdója a végpontjaiban fokozatosan, csillapított módon 0-hoz közelít. Ez lehetővé teszi a jel végpontjainak összekapcsolását, így folyamatos, éles átmenetek nélküli hullámforma jön létre. Az ablakozási függvénynek frekvencia karakterisztikájától és amplitúdó pontosságtól függően nagyon sok fajtája létezik. Az esetek 95%-ban a Hanning-ablak kielégítő eredményt szolgáltat jó frekvencia felbontásának köszönhetően. Ha a jel természete nem ismert ajánlott a Hanning-ablakot használni [46].

**b. Order spektrum.** A hajtó tengely alaphfrekvenciájával normalizált harmonikusokat ordereknek nevezzük. Az amplitúdó spektrummal ellentétben az order spektrumot változó fordulatszám mellett is el lehet készíteni, mivel a normalizáció miatt a sebesség változását követni tudja. Előnye

abból fakad, hogy a harmonikusok időben változó vagy fordulatszám függő viselkedését meg lehet vele figyelni. A fordulatszám függő order analízis az időjelet nem folyamatosan elemzi, hanem csak bizonyos pozíciókban egy állandó fordulatszám intervallumban. Ezekhez a fordulatszám intervallumokhoz tartozó időtartományokban végzi el a diszkrét Fourier-transzformációt a számítási algoritmus. Ez azt jelenti, hogy a transzformációhoz használt időablak növekvő sebesség mellett egyre kisebb lesz, azaz függ a fordulatszámától. Az order felbontással az időablak fordított arányosságban áll. Hasonlóan az FFT analízis idő-frekvencia felbontás korlátjával, az order analízis nagyobb idő felbontása rosszabb order felbontást eredményez. Az algoritmus feltételezi, hogy az időintervallumban az order frekvencia közel állandó marad. Ez azt jelenti, hogy ez a számítási mód csak akkor alkalmas az order analízis helyes reprezentációjához, ha a fordulatszám nem változik túl gyorsan. A probléma orvoslására fejlesztették ki a fordulatszám szinkron mintavételezést olyan esetekre, ahol a fordulatszám hirtelen változik. A jelet egyenlő időközök helyett egyenlő forgásszög intervallumokban mintavételezik újra. Ez azt eredményezi, hogy magasabb fordulatszámokon a jel mintavételezése gyorsabb, így a frekvenciák nagy sebességen sem „kenődnek” el. Egyúttal, a kívánt order tartomány és order felbontás is meghatározott minden frekvencián. A magas mintavételezési frekvencia miatt ennek a módszernek a számításgénye magasabb. Alkalmazása tehát akkor ajánlott, ha magas orderet szeretnénk vizsgálni éles order felbontással. Az order analízis elkészíthető – a kapcsolt FFT analízishez hasonlóan – a frekvencia és idő/fordulatszámmal összefüggésében is, ahol az order alakja a fordulatszám görbe lefutásával egyezik meg és az amplitúdók szinkodoltak. Az order spektrumból szeletek vághatóak ki, amelyek megmutatják az egyes orderek rezgési energia hozzájárulását a termelt összenergiához képest, valamint nyomonkövethető az időbeli változásuk is.

**c. Modulációs spektrum.** A moduláció analízis során egy adott frekvenciatartomány burkológörbe spektrumát hozzuk létre. Ebben a spektrumban az amplitúdó moduláció erőssége, frekvenciája és kapcsolt analízissel az időbeli változása figyelhető meg. A moduláció jellegéből és eloszlásából következtetni lehet a hangminőségre is (durvaság, fluktuáció). A gépelemek meghibásodása (pl. fogasaskerék kapcsolat hibái) gyakran nem csak a fundamentális frekvenciákon okoznak amplitúdó változást, hanem oldalsávokat, ún. amplitúdó modulációkat okoznak. Első lépésben egy sáváteresztő szűrővel definiálni kell, hogy melyik frekvencia tartományt vizsgáljuk. Miután a magas frekvenciájú komponenseket eltüntettük, a folyamat következő lépése a jel alul mintavételezése. Az alul mintavételezésre a Hilbert-transzformáció minőségének javítása miatt van szükség. A Hilbert-transzformáció képezi a modulációs frekvenciák burkoló görbéit, amelyek újra alul-mintavételezésen, majd egy aluláteresztő szűrőn mennek át. Az aluláteresztő szűrő vágási frekvenciájának megfelelően a burkoló görbét tartalmazó jelet harmadjára is újra kell mintavételezni. Mindezek után a folyamat utolsó lépése elvégezni a burkoló görbékre a Fourier-transzformációt. Az eredmény egy olyan spektrum, amely a vivő frekvenciák körüli moduláló frekvenciák amplitúdóit jeleníti meg.

### 3.3 REZGÉSJELEK FELDOLGOZÁSA KAPCSOLT TARTOMÁNYBAN

**a. Rövid idejű Fourier-transzformáció (STFT).** Mérnöki alkalmazásokban fontos tudni, hogy melyik az az időpillanat vagy fordulatszám, ahol adott esetben diszkrét frekvenciákhoz köthető rezgési anomáliák jelennek meg. Az FFT egy speciális válfaja a rövid-idejű Fourier-

transzformáció (Short-time Fourier Transform – STFT), amely megmutatja a frekvenciák időbeli változását. Végeredményben egy három-dimenziós diagramot alkot, ahol a vízszintes tengely az idő vagy fordulatszám, a függőleges a frekvencia, a harmadik pedig az amplitúdó tengely színekkel megjelenítve. Alkalmazásának előnye spektrumhoz képest változó fordulatszámú üzem közben mutatkozik meg. Az eljárás során az időjelet ablakokra osztjuk és ezekben az időblokkokban végezzük el a transzformációt. A felosztott szegmensekben feltételezzük, hogy az időjel állandósult. Ezt követően az eredményeket egymás mellé helyezzük és az így kapott analízis képét spektogramnak vagy 3D-ben vízszintes-diagramnak (waterfall-plot) nevezzük. Az időablakok felosztásával lényegében az egész időrekordhoz képest egy rövid és állandó szélességű, Gauss-ablakkal (kernel-funkció) súlyozva transzformáljuk a jelet az időtengely mentén. Az ablakok között átlapolás van a spektrális energia emisszió elkerülése miatt. A módszert más néven Gábor-transzformációnak nevezik, folytonos alakja az  $\omega$  körfrekvenciával kifejezve:

$$G(F) = \hat{f}_g(\tau, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\tau) e^{-j\omega\tau} \cdot g(t - \tau) dt \quad (18)$$

A  $g(t - \tau)$  ablakfüggvény szélessége meghatározza a Gábor-transzformáció felbontását. Mivel a függvény állandó szélességű, ezért az idő-és frekvencia felbontás is állandó a jel teljes hosszára nézve. Széles ablak jobb frekvencia- és rosszabb időfelbontást, szűk ablak rosszabb frekvencia- és jobb időfelbontást eredményez. A transzformáció ezen tulajdonsága analóg módon Heisenberg bizonytalansági elvéhez köthető, amely a kvantum mechanika egyik alaptétele. A tétel szerint határa van annak a pontosságnak, amellyel bizonyos párban lévő fizikai jellemzők szimultán ismertek lehetnek. Tehát minél pontosabban ismerjük a frekvenciát, annál pontatlanabban tudjuk a frekvencia változás idejét és vice versa. A jelfeldolgozás területén ez a felismerés Gábor-limitként is ismert [47].

**b. Wavelet analízis.** Az alacsony frekvenciás komponensek gyakran nagyobb periódusidejű jelek, így megjelenítésükhöz nagy frekvencia felbontás szükséges, míg a nagy frekvenciás komponensek kis periódusidejűek, így nagy időfelbontást igényelnek. Ez az ellentmondás az egyik oka a wavelet transzformáció (19) létrejöttének, amely jelenleg a legjobb módszer a magas frekvencia-és időfelbontású spectrogram előállítására. Lényege, hogy különböző frekvencia tartományokhoz különböző felbontást rendel, ezért több-frekvenciás analízisnek is nevezik.

$$F(\tau, s) = \frac{1}{\sqrt{s}} \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \cdot \psi^* \left( \frac{t - \tau}{s} \right) dt, \quad (19)$$

ahol

$s$ : skála paraméter (1/frekvencia),

$\psi^*$ : komplex wavelet konjugált.

A transzformáció során egy zérus átlagértékű hullámalakot használunk bázisfüggvényként az FFT-ben megismert szinuszoid függvények helyett. Ez a hullámalak egy olyan ablakfüggvényként használható az  $s$  skálázási paraméternek köszönhetően, amelynek a középfrekvenciája és sáv szélessége változtatható transzformáció közben. Ez praktikus az úgynevezett anyahullám  $\psi(t)$  formájának megváltoztatását, azaz nyújtását és zsugorítását jelenti. A hullám szélesség növeléséhez magas értékű  $s$  skála paraméter szükséges, amely alacsony wavelet frekvenciákat



eredményez rossz időfelbontással. A zsugorított hullám magas (kis  $s$ ) wavelet frekvenciákat tartalmaz jó időfelbontással.

### 3.4 A PSZICHOAKUSZTIKA ALKALMAZÁSA

A pszichoakusztika a hang észlelésével, a hang által keltett érzetettel és a kommunikáció problémáival foglalkozó tudományág. A pszichoakusztika kérdése az, hogy milyen kapcsolat van a hang érzékszervi észlelése és annak fizikai változói között. A hallás nem pusztán mechanikai esemény, hanem pszichés észlelési jelenség. A belső fülben a hang mechanikai energiája biológiai jellé alakul át. A fizikai világban minden hangot befolyásol a hallórendszer kódolási és átviteli jellemzői. A magas szintű frekvencia – és időbeli felbontást a kódolási folyamat biztosítja az átvitel során.

A hang tehát sokféleképpen átalakul, miközben áthalad a külső és a középfülön. A pszichoakusztika területe sokkal tágabb annál, mint amennyit néhány oldalon tárgyalhatnánk róla. Az olyan kutatások és fogalmak, mint a frekvenciaszelektivitás és maszkolás, a hangosság, a hangszín, a hangmagasság érzékelése, a hangok lokalizációja vagy az időbeli feldolgozás a hallórendszerben, nagyobb figyelmet igényel [48] [49].

Az A-súlyozású hangszintmérés korlátai több mint 30 évvel ezelőtt váltak világossá az autópárhuzamban, amikor a gépjárművek belső és külső zajának hangminőségét kellett javítani. Az A-súlyozott hangnyomásszint csak nagyon durva közelítése a hangosság érzékelésének, ráadásul az alacsony zajszint nem egyenlő az akusztikus „jó közérzettel”.

Napjainkban kialakult a „klasszikus” pszichoakusztikus paraméterek egy ága, amelybe beletartozik a hangosság, élesség, érdesség, tonalitás, fluktuáció erőssége, de ezen kívül számos egyéb hallással kapcsolatos változó és paraméter ismert, amelyeket szintén gyakran használnak. Ezek ismertetése pl.a [50] és [51] szakirodalmakban megtalálható. A következő bekezdésekben ezen pszichológiai paraméterek bemutatására kerül sor.

**i. Hangosság (loudness).** A hangosság a hangok szubjektíven észlelt hangerejét tükrözi. Skálája egy pszicho-fizikai arányosított mérték, szubjektív hallásvizsgálat segítségével számították ki. A hangossági skálát úgy fejlesztették ki, hogy lineáris skálán jelenítse meg a hangerő emberi érzékelését. A referencijel, egy 1 kHz frekvenciájú szinuszos hang, 40 dB hangnyomásszinttel; ez 1 sone hangosságot jelent. Mivel ez egy arányskála, a hangosság egy 2 sone forrásnál kétszer akkora. A Sone-skála alapján 40 phon = 1 sone, 50 phon 2 sone értéket, 60 phon 4 sone értéket, 70 phon pedig 8 sone értéket stb. jelent. A sone a hangosság, a phon pedig a hangosság szint mértékegysége. Ennek megfelelően a hangosság azt jelzi, hogy egy hangesemény átlagosan hányszor hangosabbnak észlelt egy másik hangeseményhez képest. Az egyenlő hangosság szint görbék alapján 2-szeres hangosság érzet növekedéshez 10-szeres intenzitás szint növekedés szükséges hozzávetőlegesen 0,1 -10 kHz frekvenciájú hangok esetén. Az emberi hallórendszer hangosság érzékelése frekvencia függő, azaz ugyan az a hangszint különböző frekvenciákon más és más érzetet vált ki. Ezen túlmenően, a jel sáv szélessége is befolyásolja a hangosság érzékelését. Amennyiben a hangesemény sáv szélessége meghaladja a kritikus frekvencia szélességet, úgy a hangosság is növekedni fog. Ennek figyelembe vételével a Zwicker-féle hangosság számítási mód az ISO 532B szabványban található meg [52].

- ii. **Élesség (sharpness).** Az aránytalanul sok nagy energiájú magas frekvenciát tartalmazó hangforrás kellemetlen érzetet közvetít és fokozott figyelmet kényszeríthet ki a hallgató részéről. Egy ilyen nem kívánatos zaj-jellemző a pszichoakusztikai "élesség" változóval mérhető. Az élességet csökkenteni lehet, ha az "éles" hanghoz alacsony frekvenciájú komponens adnak. Az újonnan létrehozott hang hangosabb, de gyakran „kevésbé idegesítőnek” vagy „kevésbé zavarónak” tartják. Egy keskeny sávú zaj ( $\Delta f \leq \Delta f_G \approx 160$  Hz), amelynek középfrekvenciája 1 kHz és hangnyomásszintje 60 dB 1 acum élességgel jellemezhető (acum = éles latinul). Az élességet a DIN 45692 szabvány szabványosítja. Az élesség a hangosságból képezhető Bismarck kritikus frekvenciatartományaival súlyozott (CBR) hangosság modolljével.
- iii. **Durvaság (roughness).** A durvaság érzését a hangesemények modulációja váltja ki, azaz ha egy frekvenciacsoporton belül a tónusoknak folytonosan amplitúdó vagy a frekvencia változása van. Egy 1 kHz-es, 60 dB szintű hang, amely amplitúdómodulált  $f_{\text{mod}} = 70$  Hz modulációs frekvenciával és  $m = 1$  modulációs mélységgel (referenciahang) 1 asper durvasággal (asper = durva latinul) írható le. Az élmény kiváltásához a modulációnak gyorsnak,  $f_{\text{mod}} = 15 - 300$  Hz között kell lennie. Két  $f_1$  és  $f_2$  tónus érzékelése jelentősen függ a köztük lévő frekvencia különbségtől  $\Delta f = f_2 - f_1$ . Az egyes tónusok között  $\Delta f > 15$  Hz-nél nagyobb sáv távolság lehetővé teszi azok külön-külön észlelését és mindeközben egy zavaró ún. „durva” zaj jelenik meg. Az éppen észrevehető durvaság szintkülönbsége 17% [53]. A durvaságot, mint pszichoakusztikai mérőszámot gépjármű motor zaj értékelésére is használják. Egyes szakirodalmak Von Helmholtz után a „roughness” kifejezés helyett a „rattling” kifejezést használják. Ez a szó jobban egybevághat a szakemberek által használt gépi meghibásodások leírására, amikor az kopogó vagy csörgő hangjelenséggel jár. A durvaság a hangnyomásszint alakulásától csak csekély mértékben függ, kb. 40 dB hangnyomásszint emelkedés szükséges a durvaság érzetének megduplázásához. Sokkal inkább a modulációs mélység ( $m$ ), a vivő frekvencia ( $f_c$ ) és modulációs frekvencia befolyásolja ( $f_{\text{mod}}$ ) [54]. Jelenleg a durvaság kiszámítására nincsen szabványosított módszer. Több eljárás is létezik, egyik ezek közül az Aures-féle módszer [55]. A durvaság számítását annak időbeli struktúrája miatt többek között megnehezíti a hangesemények időtartamának szubjektív észlelése, amely 300 ms alatt számottevő.
- iv. **Fluktuáció (fluctuation strength).** A fluktuáció erőssége a "lassú" modulációk észlelését írja le. A fluktuáció azt az érzetet próbálja meg objektívvá tenni, amelyet akkor tapasztalunk, amikor a jel nagyon alacsony modulációs frekvenciákon ingadozik ( $f_{\text{mod}} < 20$  Hz). Mechanizmusa hasonló a durvasághoz a moduláció sebességének különbségével. A két mennyiség között nincs éles határ, így bizonyos esetekben nehéz lehet a hang minőségét jellemezni. Mértékegysége a vacil, amely egy 1kHz-es 60 dB hangszintű jel 4 Hz-es amplitúdó modulációját jelenti. Fluktuáció alatt a hangosság ingadozását értjük adott hangmagasságon.

- v. **Tonalitás (tonality).** A tonalitás egy másik egydimenziós pszichoakusztikai paraméter. A zaj akkor tekinthető tonálisnak, ha az egyes hangok vagy hangkomponensek egyértelműen érzékelhetők. A keskeny sávú zajt gyakran úgy érzékelik, hogy annak tonális hangtartalma is van, de ez a hatás a sáv szélesség növekedésével jelentősen csökken.



3.4.1 ábra. A diagnosztikában használt pszichoakusztika fogalomköre

A jel burkológörbéjében vagy a frekvenciájában fellépő periodikus ingadozások a gép zavart működését is jelezhetik. A pszichoakusztikus mérés technika tehát nem csak a zajminőség optimalizálására alkalmas, hanem az akusztikai minőségellenőrzésre vagy a rendszerfelügyeletre is. Fülünk egy olyan prezív műszer, amely a hangjelenségek már csekély változásaira is érzékeny, pl. az emberi hallórendszer mintájára megállapítható, hogy korgó zaj hallatszik, ha a vízpumpába abrazív szemcsék kerültek. Mérnöki gyakorlatban a „korgó” zaj objektív mérőszámmá alakítása után diagnosztizálni lehet a problémát. A járműhibák szubjektíven megítélt hanghatásait az 5. fejezetben foglaltuk össze. Munkánk során a pszichoakusztikai paramétereket arra használtuk, hogy meggyőződjünk bizonyos felhasználói reklamációk jogosságáról. A pszichoakusztikus paramétereket már nem lehet elemi hangszintmérővel meghatározni, hanem időfüggő, keskeny sávú jelelemzést igényel.

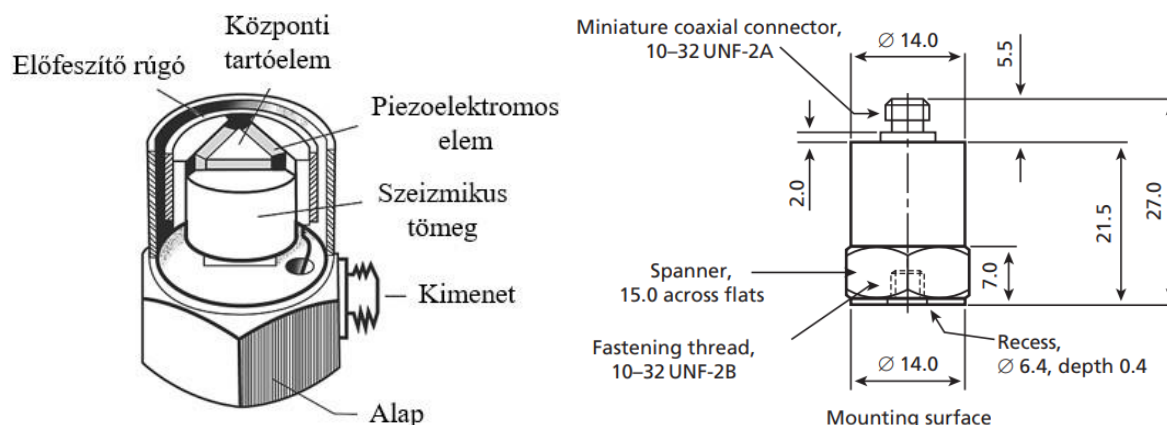
### 4. A VIZSGÁLATHOZ HASZNÁLT MÉRŐESZKÖZÖK

**a. Adatgyűjtő.** A kísérletek jelentős részének elvégzéséhez egy Brüel & Kjaer gyártmányú Photon + dinamikus jelfeldolgozó egységet használtunk. Számítógéphez USB 2.0 felülettel csatlakoztatható, ezen keresztül megoldható az eszköz áramellátása is. Négy darab bemeneti, egy darab kimeneti és egy darab fordulatszámérő csatornája van. Maximális frekvencia tartománya 84 kHz, valós idejű FFT analízist is lehetővé tesz. Beépített CCLD (Constant Current Line Drive) jelkondicionáló található benne. A vizsgálatok másik része egy egycsatornás NTI XL2 analizátorral történtek. A jelfeldolgozáshoz az adatgyűjtő végzi el az analóg-digitális átalakítást (ADC). Ezzel egyidőben mintavételez is (Shannon törvénye), ezzel az analóg jelet a mintavételezési frekvenciától függően csak adott pillanatokban alakítja át (diszkretizál). A lehető legpontosabb átalakítás és az áramkör védelme érdekében mintavételezés előtt a jelet kondicionálni kell (szűrés, csillapítás/erősítés, impedancia illesztés stb.). A következő lépés a kvantálás, ahol az intervallumokra osztott folytonos jeltartományokhoz egy számot rendelnek a digitális kimenet értékkészletéből. Kódolás révén a kvantált amplitúdókat átalakítja, azaz kettes számrendszerbeli kódként fejezi ki.

**b. Kiértékelő szoftver.** A mérések nyers időjeleinek egy részét a HEAD acoustics Artemis Suite 13 nevű programjával dolgoztuk fel. Az Artemis egy moduláris szoftver platform rezgés – és zaj jelek méréséhez és analíziséhez. Nagyon sok analízis megtalálható benne, a pszichoakusztikán keresztül, a szerkezeti analízisen át az átviteli utak vizsgálatáig. Szükség esetén a B&K gyártmányú RT Pro Photon 7.41 kiértékelő szoftver segítségét is igénybe vettük, amely szintén egy sokoldalú szoftver rezgés és akusztikai jelek feldolgozására.

**c. Gyorsulásérzékelő.** A rezgésmérés során használt szenzor B&K 4382 típusú, mágneses rögzítésű, piezoelektromos rezgés gyorsulás érzékelő titán házzal. Ez a fajta alacsony frekvenciás érzékelő egytengelyű, frekvencia tartománya 0,1 – 8400 Hz. Viszonylag magas rezonancia frekvenciájú (28 kHz), külső behatásokra és hőmérsékleti (-72 – 250 °C) viszonyokra érzéketlen. További műszaki adatai a gyártó honlapján megtalálhatóak. A gyorsulásérzékelők elméleti háttérét érintve; a piezoelektromos gyorsulásérzékelő tulajdonképpen egy olyan szeizmikus átalakító, amelyben a rugót egy piezoelektromos anyagból készült elem testesíti meg. A piezoelektromos elemen a rá ható igénybevétel hatására elektromos töltés keletkezik, amely elektromos töltés arányos a szeizmikus tömeg gyorsulásával. A relatív elmozdulás az alkalmazott gyorsulás nagyságától, a rugómerevségtől, a tömegtől, és a belső viszkózus csillapítás mértékétől függ. A 4382 szenzor nyíró típusú, szerkezetét tekintve három triangulárisan elhelyezett piezoelektromos elemből áll, amelyek szintén egy háromszög alakú középponti tartóelem körül helyezkednek el. A konfigurációt egy rögzítő gyűrű tartja a helyén és választja el a szenzorháztól. Ez a gyűrű előfeszíti a piezoelektromos elemeket (PZ 23), ennek köszönheti magas fokú linearitását (+/- 2%). Trianguláris belső kialakítása miatt tömegéhez (17g) képest nagy érzékenysége (3.16 pc/m/s<sup>2</sup>) van, valamint a mérendő felülettel való pontatlan illeszkedése kevésbé befolyásolja. A 4.1 ábra mutatja

a nyíró típusú trianguláris piezoelektromos gyorsulásérzékelő felépítését a B&K honlapjáról és külső méreteit a gyártói adatlapról.



4.1 ábra. Nyíró típusú trianguláris piezoelektromos gyorsulásérzékelő felépítése

**d. Mikrofon.** A vizsgálatokhoz használt mikrofon B&K 4189 típusú kondenzátor mikrofon. Ez a típus a gyártó által az elmúlt 15 évben legtöbbet eladott. Általános felhasználású mikrofon magas szenzitivitással (50 mV/Pa). Alacsony szintű (dinamikatartománya 14.6 – 146 dB) és alacsony frekvenciatartományú (6.3 Hz – 20 kHz) mérésekhez ajánlják, akár magas hőmérséklet mellett is (-30 – 150 °C). A kondenzátor mikrofon lényegében néhány pF kapacitású légszigeteléses kondenzátor. Egyik fegyverzete egy fémgözzölt műanyag fólia (membrán), másik fegyverzete pedig egy fémgözzölt gerámia vagy fémdarab. A kondenzátorra egyenáramot kapcsolnak. A hangnyomástól a membrán mozgásba jön, amitől megváltozik a kondenzátor fegyverzeteinek távolsága. Ennek hatására a kondenzátor kapacitása és a fegyverzetek közötti feszültség is megváltozik. Ez a feszültségváltozás arányos az öt létrehozó hangnyomásszint változással. Mivel ennek az elektromos jelnek a teljesítménye nagyon alacsony, ezért előerősítőt alkalmaznak a kondenzátor mikrofonokban.

**e. Impulzuskalapács.** Az átviteli utak analíziséhez és TDoA vizsgálatokhoz egy Endevco 2302-10 impulzuskalapácsot használtunk. Elsősorban modál analízisekhez használják, amikor a bementi impulzus spektruma nem számít. Piezoelektromos erőmérő cellája lehetővé teszi az ütések erősségének regisztrálását és annak koherencia vizsgálatát. Az adatgyűjtőhöz BNC csatlakozóval társítható. Ezek a kalapácsok a szerkezetet állandó erővel gerjesztik. Általában különböző anyagú (alumínium, műanyag, gumi) és cserélhető kalapács hegygel készítik őket. A különböző kalapács hegyek meghatározzák a bemeneti impulzust és ezáltal a gerjeszhető frekvencia tartományok szélességét is. Nagyobb struktúrák gerjesztéséhez kiegészítő tömeg adható a kalapács fejhez. A kalapács szerkezete gyorsulás kompenzált, hogy a sajátfrekvenciái ne okozzanak hibát a frekvencia spektrumban. Markolata ergonomikus tervezésű, hogy a felhasználó kisebb eséllyel tudjon „duplát” ütni. A mérőeszköz beépített eleme az impedancia átalakító, amely FFT analizátorokkal vagy a jelfeldolgozó egységekkel kompatibilis IEPE kimenetet biztosít.

## 5. GÉPJÁRMŰVEK LEHETSÉGES MEGHIBÁSODÁSAI

Ebben a részben belsőégésű motorral rendelkező személygépjárművek hajtásláncának leggyakoribb műszaki meghibásodásait és azok folyamatait rendszerezzük és tárgyaljuk. Elsősorban a mechanikai jellegű meghibásodásokra fókuszálunk, az egyéb elemek sérülései és hibái (pl. akkumulátor) csak említés szintjén kerülnek tárgyalásra. A gépjárművek több ezer alkatrészt tartalmaznak, és a köztük lévő kölcsönhatásokat lehetetlen megszámolni. Így minden meghibásodás kiváltó okának megtalálása nagy kihívást jelent. Ami az alkatrész sérülését illeti, a meghibásodás mechanizmusa széles körű lehet: túlterhelés vagy túlzott behatás (ütközés, rázkódás) következtében kialakuló túlzott képlékeny alakváltozás, instabilitás/kiegyensúlyozatlanság, kúszás, korrózió, rideg törés, fáradás, túlzott kopás, túlmelegedés, pitting, hámlás, hősokk, vegyi hatások, lerakódások stb

Az autó főbb mechanikai szerkezeti egységei: motor és segédberendezései (akkumulátor, vízpumpa, generátor stb.), erőátviteli rendszer (kuplung, sebességváltó, differenciálmű, féltengely stb.), abroncs és kerék, fékrendszer, kormánymű, karosszéria és futómű. Mivel ezek a mechanikai egységek időben szimultán működnek, így meghibásodásaik kihathatnak egymásra. Ez az oka annak, hogy a gépjármű problémák gyökérokának meghatározása még a tapasztaltabb szerelők számára is kihívást jelenthet.

### 5.1 BELSŐ ÉGÉSŰ MOTOR MEGHIBÁSODÁSOK

**a. Gyújtáskimaradás (misfire).** A gyújtásrendszer nagyon magas (15-40 kv) feszültséget generál a jármű 12 V-os akkumulátorából, hogy minden égési ütem előtt szikrát hozzon létre, amely berobbantja a motor égésterében lévő üzemanyag-levegő keveréket. A megrepedt porcelánhéj, fém gyertyatest vagy érintkező a gyújtógyertya összeszerelés közbeni sérülését jelezheti. A nagy feszültség miatt megrepedt porcelán és az idővel elvesztett tömeg szintén megnehezíti a gyújtógyertya hőelvezetését. A gyújtógyertya károsodása nagyobb elektromos ellenállást eredményez a tekercsekben. Az elektromos átvitelt az érintkezési pontokon lévő karbon lerakódások is blokkolhatják. A gyújtógyertyák elveszíthetik hatékonyságukat, ha a gyújtókábel kilazul vagy megsérül. Maga a gyújtótekercs is elhasználódhat, eltörhet vagy elszenesedhet, emiatt az elektromos töltés nem éri el a gyújtógyertyát. A gyújtáselosztó működését a szén felhalmozódása és az érintkezési felületeken lévő korrózió is befolyásolhatja.

**b. Visszagyújtás/utórobbanás (backfire).** Visszagyújtás/utórobbanás történik, amikor a levegő-üzemanyag keverék valahol az égéskamrán kívül ég el. Amennyiben a tüzelőanyag égése közben egy szívószelep nyitva marad, akkor a tűz visszafelé fog mozogni a rendszeren keresztül, és a kipufogó helyett a szívónyíláson keresztül távozik. A jelenség előfordul akkor is, ha egy kipufogószelep már kinyílik, de az üzemanyag keverék még nem égett el, így az bejut a forró kipufogórendszerbe és ott robban be. A gyújtás rossz időzítése (a szikra túl korai, mielőtt a szívószelepek bezárnak, vagy túl kései, amikor a kipufogószelepek már nyitva vannak)

visszagyújtáshoz vezethet. A meggörbült szelepek nem tudnak pontosan tömíteni, ezért a levegő és az üzemanyag keverék a szívó- vagy kipufogórendszerbe áramolhat, ahol elég. Ha a levegő-üzemanyag keverék túl dús, például túl sok benzint tartalmaz, akkor az égési folyamat a kipufogószelepek kinyitáskor nem szűnik meg. A dús keverék oka lehet szivárgó üzemanyag-befecskendező szelep, eltömődött motor légszűrő vagy rossz légtömeg-érzékelő. A túl sok levegőt tartalmazó, sovány keverék szintén visszatüzet okozhat. Lassabban ég, így a kipufogószelepek nyitáskor a maradék levegő és üzemanyag a hengerben marad. A sovány keverék a rossz üzemanyag-szivattyú, az eltömődött üzemanyagszűrő vagy az eltömődött üzemanyag-befecskendezők miatti alacsony üzemanyagnyomás eredménye.

**c. A hengerfej sérülése.** A hengerfej a motor egy jellemzően alumíniumból készült eleme, amely csavarokkal csatlakozik a motorblokkhoz, és tömítéssel van lezárva. A gyújtógyertyák, a szelepek és a vezérműtengely is a hengerfejben található. Ezen kívül a hengerfej belsejében van egy csatornarendszer, amely utat biztosít az olajnak vagy a hűtővíznek, így a hűtés és kenés funkcióját is ellátja. A hengerfej nagyon érzékeny a nagyobb fokú, extrém terhelésre. Ez lehet hirtelen, hideg gázfröccs, vagy a rossz égési folyamat által keltett hatalmas nyomás. Ráadásul a hengerfejek nem igazán bírják a sáros, koszos olajat, ami eltömíti a hűtővíz járatait. Ez utóbbiaknál olyan tünetek jelentkeznek, mint a túlmelegedés, a nagy olajfogyasztás, a repedések vagy a hűtővíz elvesztése. A repedések és a sérült tömítés miatt a hengerfejen keresztül a hengerekbe jutó víz csökkenti a motor teljesítményét, és megjelenik a legszembetűnőbb tünet is: a motor „füstölni” kezd, azaz füstszerű gőzt bocsát ki. Néha a magas hőhatás miatt a hengerfej elcsavarodhat, ami rontja a tömítés hatékonyságát.

**d. Szelephézag problémák.** A hengerfejben található szelepek – megfelelő időzítésű és időtartamú – mozgásáért a vezérműtengely felel. Ahhoz, hogy üzemmeleg motorban ez hangtalanul és pontosan történjen, szobahőmérsékleten motoronként eltérő mértékű szelephézagoknak kell lennie. Túl kis hézag esetén a szelep nem zár tökéletesen, ez kompresszióvesztést okoz, és károsíthatja a motor alkatrészeit. A szeleplék mellett eláramló égési gázok felhevítik a szeleptányért, amelytől az ülék környékén a szeleptányér felhevülhet és átéghet. Túl nagy szelephézag esetén a motor járása hangos, „zakatoló” lesz és túlzott kopást okoz. Ha a rugókat rosszul, esetleg ferdén helyezték be, akkor szelepszáron hajlítónyomaték ébred. Az ebből eredő váltakozó hajtogatási igénybevétel a szelepvezeték sérüléséhez és ebből kifolyólag a szelepszár végének fáradt töréséhez vezetett. A szeleplék ill. vezeték központosításának hibája miatt a szelep nem passzol az ülékbe. A szelepvezeték holtjátéka megnőhet a kopás következtében. A besugárzó forró gázok kokszosodást okoznak, amitől a szelep nehezen jár, nem zár és az ülék felületén túlhevülés jelei jelentkeznek. A szelepvezeték túl kis holtjátéka hiányos kenést, nehéz mozgást és szeleptányér/ülék túlhevülést okoz. Kopott szelepkúpok használatakor a szorítóögzítés kilazulhat és a szelep szárán súrlódási korrózió keletkezik, amely fáradáshoz töréshez vezet. Az égési zabarok jelentette nyomás és hőmérséklet terhelés is okozhatja a szeleptányér károsodását vagy deformációját.

**e. Főtengely csapágy károsodásai.** A forgattyús tengely csapágy leggyakoribb meghibásodai a motorban lévő idegen anyag jelenlétére vezethetők vissza. A vékony olajfilm miatt már egész kisméretű részecskék is megzavarhatják a működést vegyes súrlódást okozva. A vegyes súrlódás

a kopás és hőmérséklet növekedéséhez vezet, amely megnöveli a tönkremeneteli folyamatok sebességét. Azok a részecskék, amelyek nem ágyazódnak be a csapágyba az értintkező futófelületeket koptatják ill. kifényesítik, továbbá forgásiránnyal párhuzamos felületi karcokat okoznak, amelyeknek szélein anyagfelhalmozódás található. A beágyazódott részecskék a tengely és csapágy palástján heges felületet hoznak létre. A nagyon nagy és kemény részecskék, nem tudnak beágyazódni a csapágy anyagába. Folyamatosan az illesztési hézagban próbálnak előre jutni, de elakadnak. A barázdált mintázat gyakran az olajhornyokból vagy olajfuratokból jelenik meg. A kialakult anyag felhalmozódás a karcok mentén kezdeti súrlódási nyomokat okoz. A csapágy hátulján lévő szennyeződések miatt helyi nyomáspontok keletkeznek. A nyomás következtében a csapágy belső oldalán fokozott a kopás és megszakad a kenőolajfilm. A nyomási pontok mértékétől függően kezdeti súrlódási nyomok, valamint kifáradási sérülések keletkezhetnek. A motor elöregedett vagy szennyezett, így savassá vált olaja felgyorsítja a csapágy korrózióját. A kavitációs erózió okai a következők lehetnek: víz vagy hűtőfolyadék került a motorolajba; túl magas az olajáramlás sebessége; túl nagy a csapágy holtjátéka; olaj levegősödése. Az elégtelen kenés miatt a csapágy felületének megolvadása idővel anyagfáradáshoz vezethet. A helytelen szerelési és beállítási hibák a persely osztóvonalai közelében súrlódási korróziót és a csapágy egyéb helyein lokalizált kopást okozhat.

**f. Hajtórúd károsodásai.** Másnéven összekötő rúd, igénybevétele nyomás, de tehetetlenségi erőkből származó erőket és termikus jelenségeket is el kell viselnie. Anyaga a motor típusától függően acél, alumínium vagy titán. Leggyakoribb meghibásodási formája a fáradás. Problémát okozhat a motor túlpörgetése, mert ekkor a rúdnak nagyobb fordulatszámon drámaian megnövekedő erőket kell elviselnie. Maximális fordulatszámon egy 300g-nál könnyebb hajtókarnak akár 3 tonnányi terhelést is ki kell bírnia. Ha a dugattyúcsap megsérül, a hajtórúd bemozdul a motorblokkba. Ez nagy teljesítményvesztést okozhat és a teljes meghibásodás is lehetséges. A dugattyúkamrába bekerülő víz a hajtórúd deformálódását okozza. A súrlódó kopás mellett számolni lehet a hajtókar csapágy átfordulásával is. Ezt jellemzően a túl alacsony olajnyomás szokta előidézni, vagy az elégtelen zsírzás. Szintén átforduláshoz vezet a motor gyakori, túlzott terhelése. Ezt leghamarabb egy kopogó hangból észlelhetjük, ami a főtengely oldaláról hallatszik a motor leállításakor.

**g. Dugattyú károsodásai.** A dugattyú hirtelen felmelegedéséből adódó tágulása és elégtelen kenése miatt megszorulhat. Ekkor a kipufogó vagy szívó oldalon a hengereken hosszirányú bemarkódások jelennek meg, amelyek a dugattyú palást teljes szélességében jelen vannak és fentről lefelé elszíneződést mutatnak. Fő okai: előírtnál alacsonyabb oktánszámú benzin, helytelen üzemanyag keverési arány (lemossa a hengerfalról az olajfilmet), tömítetlen motortest, többletlevegő az üzemanyagellátó rendszerben, nem megfelelő karbantartás, hibás porlasztó beállítás. A dugattyú visszamaradó égéstermékek miatt is megszorulhat, ennek jele a dugattyúgyűrű alatti fekete elszíneződés. A legmagasabb üzemi fordulatszám túllépése (túlpörgetés) miatti meghibásodás a dugattyú gyűrű törése és a gyűrűrögzítő csapszeg károsodása. A magasabb fordulatszám miatt előálló hőmérsékleti viszonyok hatására a gyűrű a hornyában megszorul. A dugattyú mozgásának következtében beleakad a szívó ill. kipufogó nyílás éleibe és eltörik. A túlpörgetés miatt a dugattyúgyűrű hornyában mozoghat is és emiatt nekiverődik a gyűrűrögzítő csapszegnek. A fokozott vibráció a csapszegrögzítő zéger gyűrűk meglazulásához



vezet, amelyek leválásukkor megsértik a dugattyút. Fokozott vibráció számos tényező miatt kialakulhat, pl.: görbe hajtókar, ovális hengerfurat, nagy holtjáték stb. Mindemellett, a dugattyútérbe beszivárgó idegen anyagok a főtengely csapágnál tárgyalt károsodási mechanizmusok szerint szintén élettartam problémákat okoznak. A dugattyú sérülésének kívülről megfigyelhető tünete a magas olajfogyasztás és füstölés a kipufogón keresztül.

**h. Főtengely (forgattyús tengely) károsodásai.** A főtengely összetett igénybevételnek van kitéve működése során. Meghibásodásai főleg a repedések kialakulása, túlzott kopás és az ezekből származó fáradt törés. Az elégtelen kenés miatt a hajtórúd csapágy és tengely között kikopott részen a tengely radiális ütése megnő, amely egy idő után a tengely törését okozza, pl. a tengelybe fűrt olajnyílás pereménél. Törés megnövekedett torziós rezgések hatására is létrejöhet. A dinamikus kiegyensúlyozatlanság okozta centrifugális erők túlterhelhetik a csapágyakat, az erős rezgések pedig előbb-utóbb fáradt repedések megjelenését eredményezik. A tengely és az ahhoz csatlakozó, erőátadásban részt vevő alkatrészek kapcsolódó felületeinek nem megfelelő köszörülése (azaz a felületi érdesség) és az alapanyag hibák elősegítik a fáradt repedések terjedését. A hengerekben uralkodó nyomás extrém növekedésének hatására a tengely megcsúszhat vagy elhajolhat. Továbbá a főtámcsapágyak fészkeinek megmunkálási és pozíció hibái, valamint a tengely illesztési hibák egyenletlen feszültségeloszlást eredményeznek. A gyújtásrendszer nem megfelelő működése, az üzemanyag keverék minősége és a hidegindítást követő magas fordulatszám használata nagyobb megterhelést jelent a főtengely számára. A futómű csillapító elemeinek, főtengelykapcsolónak, lendítőkeréknek és a sebességváltónak a meghibásodásai is hatással vannak a főtengely igénybevételére.

**i. Vezérműtengely (bütykös tengely) károsodásai.** A vezérmű a motor főtengelyével összekötve szabályozza a szelepek nyitását és zárását. A bütyköstengelyen különböző alakú és méretű bütykök vannak, amelyek a szelepemelők, azaz hidrotökéket mozgatják. A bütyköstengely kopása vagy csapágy hibája akkor fordulhat elő, ha valamilyen okból nem megfelelő a kenése vagy a beállítása. A kenés elégtelensége miatt a bütyköstengely és a szelepemelők között túlzott súrlódás keletkezik, ami kopást okoz. A beállítás hibája miatt pedig a bütyköstengely nem tud pontosan illeszkedni a főtengellyel, ami rezgést és zajt (kattogás, zörgés) okoz. A kopott vagy hibás bütyköstengely nem tudja megfelelően szabályozni a szelepek időzítését, ami befolyásolja a motor hatékonyságát és élettartamát.

## 5.2 MOTOR SEGÉDBERENDEZÉSEINEK MEGHIBÁSODÁSAI

**a. Generátor meghibásodások:** a generátor működése nagy sebességű forgást igényel, amitől idővel elhasználódnak az alkatrészei, különös tekintettel a csapágyakra és a kefékre. Az elhasználódás a forgómozgással szembeni nagyobb ellenállásban mutatkozik meg (súrlódás), ami a többi elem potenciális túlterheléséhez vezethet. A leggyakoribb meghibásodás a tűgörgős csapágyak tönkremenetele, a csapágyhibás generátor csikorgó hangot ad. Nem megfelelő karbantartás esetén motorolaj vagy szervokormány-folyadék szivároghat a generátorba, ami szintén meghibásodást okozhat. A generátor meghibásodáshoz hasonlóan, az akkumulátor tönkremenetel is okozhat nehézkes vagy egyáltalán nem kivitelezhető indítást.

**b. Önindító motor meghibásodásai:** ha hangos kattánój zaj hallható és az indítás nem történik meg, akkor a szolenoid segítségével a hajtó fogaskerék ugyan kapcsolódott a lendkerékkel, azonban a gyújtásérintkező terminál nem képes az akkumulátorról áramot felvenni. Előfordulhat, hogy az indítómotor nem tud megfelelő nyomatékot kifejteni a robbanó motor megforgatásához. Amikor a forgórész már forog, de a fogaskerék mégis álló helyzetben van, akkor a szabadonfutóval lehet a probléma. Ebben az esetben a görgőtartó elhasználódott, vagy a görgők deformálódtak a nagy nyomaték hatására. A rotor csapágyainak kiszáradása az armatúra akadva járásához vezet. Amennyiben az önindítót ilyen körülmények között hosszú ideig működtetik, akkor nagy eséllyel a forgórész tengelye meggörbül. Ebben az esetben az elektromágnesnek nagyobb teljesítményre van szüksége a megnövekedett súrlódás leküzdéséhez, és ez nehézségekhez vezethet az autó indítási folyamata során. Maga a szénkefe kopása is problémákat okozhat (rövidülés); a mágneskapcsoló elektromos működését a kefe kopásából származó porlerakódások akadályozhatják. Előfordulhat az is, hogy a szénkefe beszorul a kefetartóba, vagy eltörik a kefetartó rugó. Daráló, csikorgó hang: a Bendix szerkezet nem biztosítja a fogkapcsolatot elég ideig, hogy beinduljon a belső égésű motor, vagy a behajtó kerék nem képes teljes hosszában kapcsolódni a forgatáskor. Ebben az esetben a fogaskerék fogai egymáson csiszolódnak. Súrlódási zaj akkor is hallható, ha a lendkeréken vagy a fogaskeréken hiányoznak fogak, vagy ha a fogfelület túlzottan elhasználódott. Az állórész a motorhoz vagy a sebességváltóhoz van csavarozva. Ezek a csavarok kilazulhatnak, és egy kis mozdulat is elegendő a fogkapcsolat megzavarásához. Bizonyos esetekben az önindító nem kapcsol ki a gyújtáskapcsoló elengedése után. Megégett elektromos érintkező okozhatja ezt a problémát, vagy ha kis fogaskerék fogai beszorulnak a lendkerékbe.

**c. Üzemanyagszivattyú problémák:** A szennyeződések eltömíthetik a szűrőket és magát az üzemanyag-szivattyút amely rontja az üzemanyag áramlását. A belső alkatrészek hűtéséhez és kenéséhez az üzemanyagnak folyamatosan át kell áramolnia az üzemanyag-szivattyún. Az elégtelen áramlás korlátozza a szivattyú hűtését és kenését. A kefék és a kommutátor kopásával a motornak nagyobb áramerősséget kell felvennie, hogy ugyanazt a nyomást állítsa elő. Az elhasználódott szivattyúból származó megnövekedett áramfelvétel gyakran elégtelen az üzemanyag-szivattyú belsejében található csatlakozókat. Rendkívül gyakoriak a meghibásodott szivattyúk égett csatlakozói és olvadt kábelkötegei. A relé meghibásosakor a gépjármű teljesítménye romlik vagy akár teljesen le is állhat. A gyújtás ráadásakor az üzemanyag-szivattyú búgó hangja jelzi, hogy nő az üzemanyag csőben a nyomás. A szivattyú alatt található egy O-gyűrű tömítés, amely károsodása esetén az üzemanyag a pumpaházból szivárogni kezd és a pumpa nem lesz képes felépíteni az üzemi nyomást.

**d. A motor segédberendezéseit működtető szíjhajtás meghibásodása:** a legtöbb autóban a motor segédberendezéseit szíjhajtás működteti. A leggyakoribb meghibásodások: hajtó-és hajtott szíjtárcsa párhuzamosságának pontatlansága, szíj előfeszítése nem megfelelő (túl laza vagy túl feszes), szíjrezonancia a passzív (laza) ágban, elhasználódott, kopott szíjak megcsúsztatása, szíjtárcsák kiegyensúlyozatlansága. A meghibásodások mindegyike káros, magas szintű rezgéseket kelt, amelyek befolyásolják a motor segédberendezéseinek (generátor, klímakompresszor, szervó, vízpumpa stb.) funkcionalitását. A tengelyek és csapágyak élettartamára szintén rossz hatással van. A szíjhajtás nem megfelelő beállítása gyakran magas, sivítő hangot eredményez. Kopott vagy megnyúlt szíj okozhatja a gyújtás rossz időzítését.

**e. Vízpumpa meghibásodás:** az autóban lévő vízszivattyú tömítései idővel kiszáradhatnak, megrepedhetnek, eltörhetnek vagy elkophatnak. A szivárgó hűtőfolyadék hosszú idő után megszárad a felületeken, ami miatt lerakódások képződnek a vízszivattyún és a környező alkatrészekben. Bizonyos idő után korrózió is előfordulhat ezeken a területeken. A vízszivattyú meghibásodásának másik tünete, ha a radiátor gőzt vagy fehér füstöt kezd kifújni. Ez akkor fordul elő, ha a motor túlmelegszik, így a hűtőfolyadék gőzzé alakul. A túlmelegedett hűtőfolyadékban a légbuborékok felrobbanhatnak a megnövekedett nyomás miatt és kilyukasztják a vízpumpa bemeneti részét. A szivattyú lapátjain kavitációs kopás nyomai is megtalálhatók.

**f. Hűtőventilátor meghibásodása:** A hűtőventilátor sebességének szabályozásáért egy tengelykapcsoló felelős. Ha ezzel problémák lépnek fel, akkor a ventilátor forgási sebessége nem lesz megfelelő, ami túlmelegedéshez vezethet. Ha a túlmelegedés üresjáratban lép fel, akkor szinte biztos, hogy a radiátor ventilátora hibásodott meg. A hűtőventilátor nem lép működésbe, amennyiben a relé vagy a ventilátor motorja meghibásodott vagy elöregedett. A ventilátor sebességének szabályozhatóságáért egy ellenállás felel, a nem megfelelő hűtés összefüggésben van a motor teljesítményének romlásával. A hűtőventilátor folyamatos működése során alkatrészeik kopnak és elhasználódnak. A csapágyak tönkremehetnek, ami a ventilátor lötyögését vagy szokatlan zajokat okozhat. Por, törmelék és szennyeződés halmozódhat fel a ventilátorlapátokon és a házban, ezzel kiegyensúlyozatlanságot és csökkentett hatékonyságot okozva. A hűtőfolyadék szivárgása korróziót okozhat a ventilátor szerkezetében. Véletlenszerű ütődések károsíthatják a ventilátor lapátjait, és ezáltal azok alaktalanná vagy kiegyensúlyozatlanná válhatnak.

### 5.3 HAJTÁCLÁNC MEGHIBÁSODÁSOK

**a. Féltengelyek és csuklók.** A féltengelyeken ún. homokkinetikus féltengelycsuklók (+ABS jeladó) (CV joint) vannak elhelyezve, amelyek biztosítják a rugalmas összeköttetést a differenciálmű és a kerekek között. Ez a kötés biztosítja az állandó sebességű és egyenletes teljesítményátvitelt a gépjárműben. Lehetővé teszi az összekapcsolt tengelyek szabad forgását bizonyos szögterületen belül. Ez a tulajdonsága akkor hasznosul, amikor az útviszonyoktól függően a jármű felfüggesztése mozgásra kényszerül. A féltengelycsuklók meghibásodását túlzott rezgés, zötyögés jelezheti, amelynek szintje a fordulatszám növekedésével emelkedik. Ritmikus kopogó, kattogó zaj is jelentkezhet, főleg kanyarodásnál terhelés változás közben. A csuklók borításának sérülésével a kenés elégtelenné válik és a fokozott súrlódás következtében kikopik. Az így létrejött hézagok teret biztosítanak a fém alkatrészek érintkezésének és szokatlan rezgésekhez és zajjelenségekhez vezethetnek. A féltengelyek igen rugalmasak, azonban extrém terhelés és nyomás hatására meggyűrűsödhetnek. Az elhajlott féltengely miatt a fékbetétek nem fognak megfelelően illeszkedni a féktárcsához, emiatt megálláskor a gépjármű megcsúszik. A sérülés előrehaladott állapotában a rezgés és hangjelenségek már alacsony fordulatszámon is jelentkeznek, a kerekek mozgása imbolygóvá válik és a kormányzás nehezebb lesz. A féltengely törés következtében az autó képtelenné válik a mozgásra. A meghibásodások okai tehát a következők: kopás, túlzott igénybevétel (nagy futásteljesítmény), rozsdásodás, kenés elégtelensége (védő gumiköpeny sérülése), ütődés (kátyú, szegélykő stb.), túlzott súlyterhelés, gyártási defekt (anyagválasztás, hőkezelés, megmunkálás stb), helytelen szerelés. A külső csukló meghibásodása

esetén, az autót hátrameneti fokozatba téve, a kormányt teljesen elforgatva mindkét irányban kör alakban manőverezve kattogó, roppanó zaj hallatszik. Amennyiben a belső csukló hibásodott meg, akkor hátrameneti fokozatban gyorsítva és lassítva inkább dübörgő hangra lehetünk figyelmesek.

**b. Kardántengely.** A hajtótengely vagy más néven kardántengely meghibásodási módjai és a hibák tünetei nagyon hasonlóak a féltengely problémáihoz: szokatlan rezgés és zaj (különösen nagy sebességeknél), teljesítményhiány és nehézkes irányíthatóság. A háttérben állhat a tengely meggörbülése, kiegyensúlyozatlansága, a kardáncsukló (U-joint) kopása vagy sérülése, laza vagy kopott középcsapágy.

**c. Differenciálmű.** A differenciálmű kulcsfontosságú eleme a jármű hajtásláncának és elsődleges feladata, hogy lehetővé tegye a kerekek eltérő sebességű forgását, miközben fenntartja a motor és a kerekek közötti erőátvitelt. A differenciálmű meghibásodásának egyik korai jele a sivító vagy zúgó zaj, különösen gyorsítás vagy lassítás közben. Ez kopott vagy sérült csapágyakat jelezhet a differenciálmű belsejében. Ha kanyarodáskor zörgő vagy kattanó zajt hallatszik, az kopott vagy sérült fogaskerekekre utalhat. A meghibásodott differenciálmű vibrációt vagy rázást okozhat, különösen bizonyos sebességeknél. Ennek oka lehet a differenciálműben lévő kiegyensúlyozatlanság vagy szöghiba. A differenciálmű zökkenőmentes működéséhez elengedhetetlen a megfelelő kenés, a kenőanyag szivárgása megnövekedett súrlódást és károkat eredményezhet. A differenciálművel kapcsolatos problémák megnövekedett ellenállásban nyilvánulnak meg kormányzás során, illetve a futóműhibákhoz hasonlóan egyenetlen abroncskopást okozhatnak.

**d. Sebességváltó.** Sebességváltóknál előforduló probléma, hogy a váltó nem marad sebességben vagy nem lehet a járművet sebességbe tenni. Ezt az esetleges szivárgás miatti alacsony váltófolyadék szint, elhasználódott, sérült váltórúd vagy váltókábel, illetve automatikus sebességváltóknál vezérlő egységgel működtetett elektromos vagy hidraulikus kapcsolószerkezet (mágnesszelepes vezérlés) meghibásodása miatt lehetséges. A törött reteszelő rugó vagy szinkrongyűrű kopása is okozhat kapcsolási vagy szinkronizálási hibát. Ha a kapcsolt fokozat nem marad sebességben akkor a kapcsolóvilla meggörbülhetett, a kapcsolófogazás kopott, a váltó bizonyos elemei meglazulhattak vagy a motor/nyomatékváltó felfüggesztés hibás. Az alacsony, szennyezett vagy vízzel keveredett sebességváltó-folyadék számtalan hiba forrása lehet. Az alacsony váltófolyadék szint bugyogó hangot okoz. Okozhatja a sebességváltás „késését”, azaz a sebességváltónak egy kis időbe telik amíg sebességbe kapcsol. Túlmelegedést is okozhat, amely károsíthatja a sebességváltó belső alkatrészeit. Továbbá a nehézkes váltásért és a váltó megcsúszásért (slipping) is felelős lehet. A hidrodinamikus nyomatékváltó folyamatos nagymértékű csúszása túlmelegedést okozhat, ami károsíthatja az elasztomer tömítéseket, amelyek a sebességváltó-folyadékot a nyomatékváltó házban tartják. Egyes esetekben a lapátok deformálódnak a nyomatékváltó hatékonyságának kárára. A nyomatékváltó házában nagy a nyomás és forró folyadék áramlik. Egyes esetekben ez a nyomás túl magasra emelkedhet, és a ház szétrepedését okozhatja. A váltóműben található fogaskerekek extrém esetben eltörhetnek, idővel pedig elkopnak (foghézag növekedés). Az el nem távolított kopadék szennyezi a váltófolyadékot, a szelepekbe és járatokba kerül, így a fogkapcsolat romlásán kívül további gondokat okozhat. Üzem közben terhelés alatt a sérült fogaskerekek, csapágyak vagy nem megfelelő viszkozitású

kenőolaj szokatlan zajokat produkálhatnak. A kenés elégtelensége miatt váltáskor, illetve gyorsításkor a fémalkatrészek érintkezése súrlódó, sivítő hangot ad.

**e. Tengelykapcsoló.** A tengelykapcsoló meghibásodás egyik jele, ha a motor fordulatszámja a jármű sebességének növekedése nélkül nő. A lehetséges okok a kopott tengelykapcsoló-tárcsa, kopott kinyomó tárcsa, olajszennyeződés vagy nem megfelelő tengelykapcsoló beállítás (excentrikusság, szöghiba, axiális eltolódás stb). A nem megfelelő kuplung beállítás egyenetlen kopást és helyi túlmelegedést okoz, amelyek hatására a pedálon keresztül vibrálást vagy pulzálást érezhetünk. Amennyiben a hidraulikus munkahenger levegőssé válik vagy a hidraulikai folyadék elszívárog, akkor a tengelykapcsoló pedál puhának tűnhet. A tengelykapcsoló pedált nehéz lenyomni vagy merevnek tűnik, amennyiben kopott vagy sérült a tengelykapcsoló-rudazat, vagy beszorult a kioldó mechanizmus. Túlzott kopás, helytelen beállítás, sérült/kopott kinyomó csapágy vagy sérült kapcsoló villa esetén szokatlan zajokra (csiszoló, nyikorgó zaj) lehetünk figyelmesek a tengelykapcsoló-pedál lenyomásakor vagy felengedésekor. Folyamatos kapcsolódás vagy csúszás miatt a tengelykapcsoló túlmelegedik és égett szagot áraszt. A tengelykapcsoló megcsúszása azt jelenti, hogy a nyomótárcsa, amely összekapcsolja a lendkerékeken keresztül a motort a sebességváltóval, a lendkeréktől eltérő sebességgel forog, így a jármű nem tudja a teljes motorteljesítményt a sebességváltón keresztül a kerekre továbbítani. A súrlódó betétek kenőanyaggal való érintkezésével a súrlódási tényező nagymértékben csökken, ennek következtében a tárcsák a nyomatékátvitel alatt csúsznak. A kenőanyag porral keveredve ragadóssá teszi a súrlódó felületeket, így nem fokozatosan, hanem hirtelen tapadnak össze. A tengelykapcsoló rángat, ha a tárcsa agya kopott vagy a lökés kiegyenlítő rugók a tárcsában eltörték.

**f. Lendkerék.** A lendkerékfeladata, hogy tömegének köszönhetően a motor járásából adódó fordulatszám ingadozást javítsa, illetve a motor mozgási energiájának tárolásával a holtpontokon a főtengelyt tovább lendítse. Túlzott igénybevétel okozta feszültségcsúcsok, kifáradás vagy gyártási hibák hatására a lendkerék felületén repedések vagy törések figyelhetők meg. A kifáradási meghibásodásnak nincsenek jelei, hirtelen következik be ciklikus túlterhelés vagy nem megfelelő anyagminőség miatt. Túlmelegedés vagy hirtelen hőmérsékletváltozások miatt a lendkerék alakja torzulhat, vetemedhet. Ez túlzott rezgéseket, szokatlan zajokat és sebességváltási nehézségeket okozhat. A lendkerék csavarjainak meglazulása vagy sérülése adódhat helytelen szerelésből, anyagfáradásból vagy kopásból. Tünetei szintén nem várt zajok és rezgések, valamint teljesítményvesztés. Idővel a karbantartás hiányából vagy helytelen használatból adódóan a lendkerék súrlódó felületei elkopnak. Ez a tengelykapcsoló csúszását, általános teljesítményvesztést és nehézkes váltást okoz. A lendkerék kiegyensúlyozatlansága annak egyenletlen megmunkálására, gyártási hibákra, javítás utáni helytelen kiegyensúlyozatlanságra és a lendítő kerék sérüléseire vezethető vissza. A kiegyensúlyozatlanság a kapcsolatban lévő alkatrészek egyenetlen kopásához (pl. csapágy) és abnormális vibráció kialakulásához vezet. A lendkerék csapágyának meghibásodásai a kenési elégtelenség, szennyeződés, normál használatból adódó kopás. Furcsa csapágyzaj, megnövekedett hőmérséklet, teljesítményhiány kísérheti. Korrózió hatására a felület elveszíti szerkezeti integritását, elszíneződik és megkezdődik rajta a felületi pitting. A fogaskoszorú sérülése, a fogak kopása és a nem megfelelő kapcsolódás az indítási folyamatot akadályozza (csikorgó, daráló zaj). Megnövekedett hőterhelés hatására a kenőzsír összetapad és nem tudja ellátni a rugós tagok kenését.

## 5.4 FUTÓMŰ MEGHIBÁSODÁSOK

Az egyik legáltalánosabb hiba a futómű nem megfelelő beállítása (tengelytáv, nyomtáv, kerékdőlés, csapterpesztés, utánfutás szöge, kerékösszetartás, kanyarodási szögeltérés), amelyet legkönnyebben a kormány jobbra vagy balra húzásából lehet észrevenni. A rossz kerékdőlés a gumibroncsok belső vagy külső oldalának túlzott kopását fogja eredményezni, emellett a gépjármű stabilitásának csökkenésével is számolni kell. A kerékösszetartás vagy széttartás eredménye az alul- vagy túlkormányozottság lehet, további alkatrészek meghibásodását eredményezheti. A kormány rázását sok minden okozhatja (pl. kopott gumi, sérült féltengelycsuklók), többek között a helytelen futómű beállítás is. Általában utazósebességnél, 60 km/h fölött jelentkezik, de induláskor vagy fékutakon is tapasztalható. Ha futómű az egyenetlen úttesten „felüt”, akkor nagy valószínűséggel a lengőkar szilent sérült meg. A szilentek gumiból készülnek, megkeményednek, esetleg elvesztik a rugalmasságukat, megrepedeznek, de akár el is szakadhatnak. Ha a szilentek elszakadnak, a lengőkarok kilazulnak és az úttartás bizonytalanabb lesz. A függőleges stabilizátorpálcák vagy a vízszintes stabilizátorrúd szilentek elkopásának jele, ha az autó fékezéskor oldalra mozdul. A lengőkar gömbfeje a csonkállványt és az alsó lengőkart kapcsolja össze, és lehetővé teszi, hogy a csonkállvány szabadon elfordulhasson a kapcsolódás megszűnése nélkül. Ha kopott a gömbfej, az alkatrész lógni fog, ez pedig kopogó hangot okoz. Fékezéskor az autó “bólogat”, azaz orra előre dől, akkor a lengéscsillapító elhasználódott. A csapdőlés nem megfelelő pozíciója esetén a kormány kanyarodás után nem tér vissza az alaphelyzetbe.

## 5.5 KORMÁNYMŰ MEGHIBÁSODÁSAI

Manapság a legtöbb autó szervorásegítéssel rendelkezik, azaz egy hidraulika szivattyú (vagy egyes modelleknél villanymotor) segíti a vezetőt a kormány elfordításában. A kormánykerék nehéz elfordíthatóságának jele az alacsony szervó-folyadék, amely szivárgást feltételez a kormányrendszerben. Hibás szervokormány-szivattyú vagy elkopott, eltört szíj is lehet a tettes. Elektromos rásegítésnél kiégett biztosíték vagy elromlott rásegítő motor lehet az oka. A kopott kormányösszekötő rudak – amelyek a fogaslécet és a fogaskereket a kerékagyakhoz rögzített kormánycsuklókhoz kötik – vibráló kerék hatását kelthetik. Megjegyezendő, hogy ezt az állapotot okozhatja a kidudorodó vagy kiegyensúlyozásra szoruló gumibroncs, egyenetlen fékbetét kopás vagy elvetemedett féktárcsa. Továbbá a kopott, túl nagy játékot mutató kormányösszekötő rudak az autó menet közbeni, véletlenszerűen mindkét irányba történő elmozdulását eredményezhetik. Ha a kormány elfordításakor csikorgás vagy nyikorgás hallatszik, akkor a szervokormány-folyadék alacsony szintje vagy hibás szervokormány-szivattyú lehet az oka. Csikorgó hang valószínűleg a fogasléc – fogaskerek kapcsolat nem megfelelőségéből ered. A fogasléc meghibásodása (kopás, túlterhelés, kenési elégtelenség, rozsdás, szennyeződés) esetén a kormány csúszik, azaz a kerekek nem követik le a kormány mozgását. Halk, csikorgó hang hallatszik akkor, amikor a kormányoszlop felső csapágái elhasználódtak.

## 5.6 KERÉK-ÉS FÉKRENDSZER MEGHIBÁSODÁSAI

A gumiabroncs kopásának módja jelzi az egyes problémák természetét: szöghibára vagy beállítási hibára utal, ha az abroncsnak csak az egyik széle kopik; a futófelület közepének egyenetlen kopása túl magas abroncsnyomást jelez, míg az abroncs párhuzamos széleinek túlzott kopása túl alacsony nyomást jelent; az abroncsfelület foltokban kopott, ha a kerék kiegyensúlyozatlan, elcsavarodott az alváz és a felfüggesztési pontok, elgörbült a kormányfőkar, irányzókarok vagy a felni eldeformálódott. Menet közben folyamatos kattogó hang, amely a fordulatszám növekedésével gyakoribb, a kerékagycsapágy hibájára is utalhat (vagy egy tárgy beszorult az abroncsba). A fékpedál lüktetését, vibrálását gyakran túlmelegedés miatt vetemedett féktárcsák okozzák, de laza kerékanya vagy rosszul beállított kerék is okozhatja. Amennyiben az autó fékvezetékében összeesett a nyomás vagy beragadt a féknyereg, előfordulhat, hogy a gépjármű oldalra húzódik fékezés közben. A fékvezetékben leesett nyomás nem egyenletesen fejt ki a fékerőt, a beragadt féknyereg pedig nem ereszti el a forgó féktárcsát, amikor elengedésre kerül a fékpedál. Ha a fékpedál lenyomáskor puhának érződik vagy minden lenyomáskor lejjebb kerül, előfordulhat, hogy szivárog a fékfolyadék a rendszerből. A fékpedál nehéz lenyomását a fékrásegítő rendszerben eltömődött vagy szivárgó vakum tömlő okozza. A féktárcsák nagymértékű kopásakor fémes érintkezés következtében csiszoló, nyikorgó zaj indikálódhat.

## 5.7 EGYÉB RÉSZEGYSÉGEK MEGHIBÁSODÁSAI

A korábbi bekezdésekben azoknak a mechanikai jármű egységeknek a meghibásodásaira koncentráltunk, amelyek valamilyen érzékelhető zaj- vagy rezgés állapotváltozásban nyilvánulnak meg. Ezekon kívül a gépjárműben találhatóak még egyéb alkatrészek is, amelyek kétséget kizáróan szintén hajlamosak meghibásodásra. Ide tartoznak a villamos berendezések (akkumulátor, indítórendszer stb.), kenőrendszer elemei (pl. olajszivattyú), kipufogórendszer elemei (pl. katalizátor), hűtőrendszer elemei (pl. hűtőradiátor), valamint a különböző szenzorok és jeladók (pl. oxigénszenzor, hőmérséklet és nyomásérzékelők, ABS szenzor, főtengely szöghelyzet jeladó, kamerák, radarok, üzemanyag-szint érzékelő, stb.) is. Mindazonáltal az elektromos berendezések is emittálhatnak minimális zajt a tervezettől eltérő működésük során. Pl. az akkumulátor alacsony töltöttségi szinten zümmögő zajt bocsájt ki.

Az érzékelők kapcsán érdemes lehet megemlíteni a kopogás érzékelőt, amely egy piezoelektromos gyorsulásérzékelő a motorblokk oldalán a hengerfejben vagy szívócsőben elhelyezve. Tulajdonképpen a kopogásérzékelő az egyetlen jelenlegi alkalmazása a rezgésdiagnosztikának a gépjármű állapotfelügyeletben. A kopogásérzékelő feladata a motorban zajló égési folyamatok figyelése és elemzése. A nem helyesen végbemenő gyújtási folyamatkor bizonyos esetekben kopogás-szerű hang hallható. Pl. amikor az üzemanyag-levegő keverék előgyullad, mielőtt a gyújtógyertya szikrát adna. A kopogásérzékelő által gyűjtött adatok alapján a motorvezérlő egység (ECU) módosíthatja az üzemanyag-befecskendezést és a gyújtás időzítését, ezzel hozzájárulva a károsanyag kibocsátás csökkentéséhez. A meghibásodott kopogás szenzor az üzemanyagellátó és gyújtórendszer rossz vezérlését eredményezi. Ebben az esetben abnormális rezgések tapasztalhatóak főleg nagyobb sebességen. Romlik az üzemanyag fogyasztás, csökkent a motor teljesítmény és kellemetlen csörgő, dübörgő hangok hallatszódnak a motorból.

## 5.8 MEGHIBÁSODÁSOK ZAJ-ÉS REZGÉSMEGJELENÉSI FORMÁI

Az előző alfejezetekben láthattuk, hogy a gépjárművek meghibásodását megannyi minden idézheti elő és, hogy ezek a problémák a jármű komplex felépítése miatt egymásra is hatással vannak. Emiatt egy adott gyökérokhoz több megfigyelhető tünet is párosulhat. A gépészeti alaphibák spektrumképeivel [56-58] ellentétben a járművek spektrum szintű zaj -és rezgésmegjelenési formáihoz kapcsolódóan nem található szakirodalom. A kutatásunk eredményeként az egyes meghibásodások szubjektív zajmegítélését összefoglaló táblázatot készítettünk el.

Csikorgó, nyikorgó zaj	
<b>Erőátviteli rendszer:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– kopott tengelykapcsoló tárcsa,</li> <li>– sebességváltó kenése elégtelen,</li> <li>– sérült CV csukló,</li> <li>– sérült kinyomó csapágy,</li> <li>– sérült kapcsoló villa.</li> </ul>	<b>Kerék-és fékrendszer:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– fékbetét kopott, deformált (hősokk), rosszul illesztett,</li> <li>– szennyezett féknyereg dugattyú,</li> <li>– fékbetétek anyaga különbözik,</li> <li>– rozsdás, sérült csúszó csapok.</li> <li>– kopott kerékcsapágy.</li> </ul>
<b>Generátor:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– ékszíz megcsúszása vagy károsodása,</li> <li>– kiégett stator,</li> <li>– kopott vagy sérült tégőrgős csapágyak.</li> </ul>	<b>Futómű:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– elhasználódott felfüggesztő elemek,</li> <li>– sérült CV csukló.</li> </ul>
<b>Indítómotor:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– bendix szerkezet kapcsolódási hibája.</li> </ul>	<b>Kormánymű:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– hibás szervókormány szivattyú,</li> <li>– szervofolyadék szintje alacsony,</li> <li>– fogaskerék-fogasléc kapcsolt hibája (kopás, kenési elégtelenség, szennyeződés, rozsdá),</li> <li>○ elhasználódott felső csapágyak.</li> </ul>

Sziszegő, sistergő zaj	Motor „köhögés”
<b>Motor:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– hűtőfolyadék vagy kenőolaj szivárog forró motor komponensre.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– <b>Motor:</b></li> <li>– hibás légtömeg érzékelő,</li> <li>– hibás katalizátor.</li> <li>– eltömődött üzemanyag befecskendező,</li> <li>– elhasználódott gyújtó gyertya.</li> </ul>

5.8.1 táblázat. Gépjárműhibák zaj szerinti rendszerezése



Sivító zaj	
<b>Vízpumpa:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– tömítési probléma,</li> <li>– levegő megy keresztül a nyomásszabályzó sapkán,</li> <li>– inkompatibilis vagy piszkos motor hűtőfolyadék,</li> <li>– laza, kopott vagy megnyúlt ékszíj,</li> <li>– csapágyhiba,</li> <li>– abrazív szemcsék,</li> <li>– sérült járókerék.</li> </ul>	<b>Üzemanyag szivattyú:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– motor csak levegőt kap, üzemanyag nélkül,</li> <li>– eltömődött üzemanyag szűrő.</li> </ul>
	<b>Erőátviteli rendszer:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– túlzott játék a sebességváltó fogaskerekei között,</li> <li>– differenciálmű csapágyhiba.</li> </ul>

Kattogó/kopogó zaj	
<b>Motor:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– alacsony olajsint vagy olajnyomás,</li> <li>– túlmelegedés,</li> <li>– hibás gyújtó tekercs,</li> <li>– gyújtás időzítésének problémája,</li> <li>– túl nagy szelephézag,</li> <li>– fémforgács a motorolajban,</li> <li>– hajtórúd csapágyhiba,,</li> <li>– gyújtáskimaradás,</li> <li>– vezérműtengely beállítási hibája,</li> <li>– nem megfelelő oktánszámú üzemanyag.</li> </ul>	<b>Futómű:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– külső féltengely csukló sérülés,</li> <li>– kopott/kilazult lengőkar gömbfej.</li> </ul>
	<b>Erőátviteli rendszer:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– differenciálmű kopott vagy sérült fogaskerék.</li> </ul>
	<b>Futómű:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– külső féltengely csukló sérülés,</li> <li>– kopott/kilazult lengőkar gömbfej.</li> </ul>
	<b>Kerék-és fékrendszer:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– kerékcsapágy hibája.</li> </ul>

Csapkodó, verdeső zaj
<b>Kerék-és fékrendszer:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– egyenetlen abroncsnyomás.</li> </ul>

Zümmögő zaj
<b>Akkumulátor:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– alacsony feszültség szint.</li> </ul>

Daráló, súrlódó zaj
<b>Indítómotor:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– sérült relé,</li> <li>– hibás szolenoid tekercs,</li> <li>– kopott vagy hiányzó fog a lendkeréken vagy nyelestengelyen.</li> </ul>
<b>Futómű:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– csukló borítás sérülésből származó kenési elégtelenség.</li> </ul>

Pattogó, dübörgő zaj
<b>Motor:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– kopogás szenzor hibájából származó égési folyamat problémái.</li> </ul>
<b>Futómű:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– belső csukló meghibásodása.</li> </ul>

5.8.1 táblázat. Gépjárműhibák zaj szerinti rendszerezése

A gépjárművek mechanikai állapotváltozása – annak mértékétől függően – sok esetben az autó hangjának megváltozásával is jár. A gépjármű meghibásodásokat az általuk kibocsátott rendellenes zaj szerint kategorizálva látható, hogy az emberi hallószerv alapján minősített hangjelenségek sok félek lehetnek. Akár még ugyan annak a meghibásodásnak a leírására is használunk különféle jelzőket, amelyek jelentése nem teljesen definiált. Például, a „sivító”, „sikító” jelző hallatán az emberi emlékezetre és tapasztalatokra hagyatkozva mindenkinek eszébe

jut egy bizonyos hang. Aki azonban nem foglalkozik autószereléssel, annak nem biztos, hogy erről a kopott ékszíj jut eszébe, és szinte biztos, hogy egy másik hangmintázat jelenik meg róla az elméjében. Éppen ezért a meghibásodások leírása és detektálása sokszor szubjektív fogalmakkal nem egyértelmű. Az is látható a táblázatból, hogy egy szubjektíven megítélt zaj-jelenség több problémára is utalhat. Az előző példánál maradva, a „sivító” zaj jelezheti a vízpumpa tömítési problémáját, az ékszíj kopását vagy a differenciálmű csapágyhibáját. Ezek a hibák egymástól függetlenek, jellegükben és járművön belüli helyzetükben is különböznek egymástól. A hibás komponensre csak a zaj forrásából lehet következtetni. Bizonyos esetekben a zajproblémák nem minden fordulatszámra vagy csak különböző üzemek közben mutatkoznak meg.

## 6 JÁRMŰDIAGNOSZTIKAI MÓDSZEREK

A fejezet kidolgozásához [59-61] szakirodalmak nyújtottak segítséget. A gépjármű-diagnosztika során különböző eszközök és technológiák segítségével elemzik és értékelik a jármű különböző rendszereinek működését. A diagnosztika célja az esetleges hibák azonosítása, karbantartás, állapotfelmérés, javítás vagy cserék elvégzése. A gépjármű-diagnosztika segít azoknak a problémáknak az időbeli észlelésében és megoldásában, amelyek befolyásolhatják a jármű alapvető teljesítményét, fenntarthatóságát, üzemanyag-hatékonyságát, kibocsátásait és általános megbízhatóságát. A műszaki diagnosztika a minőségbiztosítás fontos eleme, nagy szerepet játszik a jól működő karbantartási rendszerek kialakításában.

A gépjárművek irányított mechatronikai rendszerek, azaz mechanizmusaik felügyeleti rendszer által vezéreltek. Szabályozott funkcióik a rendszer egészétől és az alrendszerektől kapott bemeneti adatok feldolgozása után lépnek működésbe. A járműveket üzemeltetésük során általában két okból vetjük diagnosztikai módszerekkel végzett vizsgálat alá. Az egyik a fenntartáshoz (szerviz, javítás, karbantartás) tartozó műszeres vizsgálatok, amely az ellenőrzés, funkcióbiztosítás, hibafeltárás és beszabályzás érdekében történik. A másik a rendeleti előírásokon alapuló rendszeres hatósági ellenőrző vizsgálatok a közlekedésbiztonság, menetállapot regisztráció és környezetvédelem érdekében történnek. A gépjárműiparban a sor-végi (EOL = end-of-line) diagnosztikai eljárások a megfelelőség megállapításának részét képezik. A műszerekkel végzett mérések elengedhetetlenek igazságügyi műszaki szakértői célú vizsgálatoknál.

**a. OBD öndiagnosztikai rendszer.** Az állapotminősítéshez szükséges információk megszerzése kétféle módon, on-board (fedélzeti diagnosztika; folyamatos vagy kvázi-folyamatos állapotfelügyelet valós időben) vagy off-board (nem fedélzeti diagnosztika; alkalmi vizsgálat külső mérőrendszerrel) lehetséges. A nem fedélzeti diagnosztikához szükséges mérőrendszerek nem a gépjármű integrált elemei, a mérés idejére csatlakoztatni kell őket. A fedélzeti diagnosztika a gépjármű szabályozott rendszerének saját funkciója, a szükséges hardver (mérőmű, jeladó) és szoftver (mérésvezérlő, adat-kiértékelő, adat tároló) elemek a gépjármű rendszerének integrált elemei. A mérések folyamatosan vagy bizonyos időközönként történnek. A fedélzeti diagnosztika szabványosított verziója az OBD-II (on-board diagnostic II) vagy EOBD (European on-board diagnostics; 98/69/EC irányelv), amely első sorban azoknak a járműhibáknak a feltárására szolgál, amely hibák a gépjárművekkel szemben támasztott károsanyag kibocsátási követelmények teljesülését akadályozzák. Az OBD-II az ISO 15031 szabványon alapuló specifikációk összessége, amely meghatározza az OBD diagnosztikai csatlakozó típusát, a javítási protokollokat és az üzenetküldési formátumot. A járműbe szerelt OBD porton és az OBD diagnosztikai csatlakozón keresztül hozzáférhetünk a jármű tárolt paramétereikhez (pl. fordulatszám, motoradatok, károsanyag-kibocsátási adatok stb.). Az OBD-II szabvány meghatározza a DTC-eket (diagnostic trouble codes – diagnosztikai hibakód). Az OBD port, azaz DLC (data link connector – adatkapcsolati csatlakozó) egy diagnosztikai csatlakozási port a járművekben, amely az OBD-II protokollt használó járműdiagnosztikai kommunikációt valósítja meg. Egy külső leolvasó eszköz

a DLC-n keresztül csatlakozhat a jármű ECU-jához (electrical control unit – elektronikus vezérlőegység), így hozzáférhet a valós idejű adatokhoz és a fedélzeti diagnosztikai eredményekhez. Az ECU az OBD rendszer központi eleme, amely a járműben elhelyezett számos szenzorból (részecske-szenzor, lambda szonda, nyomásérzékelő, hőmérsékletszenzor, vezérműtengely jeladó, kopogásérzékelő stb.) érkező jelet befogadja. Ezután ezeket az adatokat használja a jármű alrészének (pl. üzemanyag-befecskendező) vezérlésére, valamint meghatározza a jel forrását és a paraméter típusát, egy esetleges probléma esetén a hibakódot (DTC) felveszi és tárolja. A jármű alrendszereivel és kibocsátással kapcsolatos adatok és kódok CAN buszon keresztül érhetőek el. Egy hibakód mentése esetén a műszerfalon figyelmeztetésként megjelenik a meghibásodásjelzés (MIL – malfunction indicator lights). A rendszerteszter (Generic Scan tool) és az irányítóegységek közötti kommunikáció nem csak a kapcsolatfelvételt, adatok kiolvasását, hibakód lekérést teszi lehetővé, hanem programozott adatgyűjtést (Data Logger) megadott kritériumokkal, a paraméterek pillanatnyi rögzítését (Freez-Frame), beavatkozók működtetését, elektronikus funkciók letiltását/engedélyezését és irányítóegység kódolást/adatfeltöltést.

**b. Motordiagnosztika.** A motor a gépjármű egyik legkomplexebb egysége, állapotának romlása és megfelelő működése döntő mértékben függ a hengertérben lévő tömítettségtől (előkamra tömítése, hengerfej tömítés, szeleplés-szeleptányér tömítés, dugattyúgyűrű-dugattyúhorony-hengerfal csoport tömítettsége). A belső égésű motor üzem közbeni állapotvizsgálata a szögsebesség változás vizsgálatával lehetséges. A motor effektív teljesítménye kiszámítható egy adott szögsebességi érték körül a szögsebesség változásából. A mechanikai veszteségek mértékéről a szöglassulásból lehet következtetni. A tehetetlenségi erők és a mechanikai veszteség egy adott időpillanatban egyensúlyt tartanak a gyorsulást létrehozó mozgató erőkkel [20]

**i. Motor kimenő jellemzőinek vizsgálata:** a motor kimenő jellemzőinek vizsgálata lehet stacioner (állandósult fordulatszám és terhelés) vagy instacioner (monoton növekvő csak csökkenő fordulatszám) vizsgálat. Stacioner eljárások esetén álló helyzetben egy hidraulikus vagy villamos örvényáramú fékgép egy segédkihajtáson keresztül kardáncsuklóval csatlakozik a motor teljesítmény leadó tengelyéhez. Motorfelújítás során a motor kiserelt állapotában van és a tengelykapcsoló szerkezethez csatlakoztatják a fékgépet. A hajtáslánc veszteségeket görgőoldali visszahajtással, a visszahajtó forgatónyomaték mérésével tárják fel. Instacioner mérés egyik módszere a teljes terhelésű szabadgyorsulás mérés. A motorfőtengely szöggyorsulásának meghatározásával a nyomatéki és teljesítmény karakterisztika a vizsgált rendszer korrigált forgási tehetetlenségi nyomatékának ismeretében előállítható és a motor korrigált mechanikai veszteségeinek meghatározása lehetséges. Másik módszer, hogy görgős járműfékpadon teljes terheléssel gyorsítják a motort, majd a hajtáslánc, belső égésű motor nélküli szabadkifutásának (lassulásának) a mérése, a görgő szöggyorsulása, illetve szöglassulása alapján. A rendszer (motor, hajtáslánc, próbapad) forgó tehetetlenségi nyomatékának az ismeretében, a motor- teljes terhelésű nyomaték- és teljesítmény-karakterisztikáját határozzák meg.

**ii. A motor bemenő jellemzőinek vizsgálata:** a tüzelőanyag-fogyasztást országúton vagy járműfékpadon mérik. A hűtőközeg, a kenőolaj, a beszívott keverék/levegő és kipufogógázok stb. hőmérsékletét be kell állítani az üzemállapothoz tartozó egyensúlyi hőmérsékletre. A tüzelőanyag fogyasztás abszolút mérőszáma az időegység alatt elfogyasztott tüzelőanyag-

tömeg, amelyet járműmotoroknál kg/h-ban adnak meg. Átfolyásmérőkről az abszolút fogyasztás közvetlenül leolvasható. Motor légnyelés méréséhez a levegőáram-mérőt a a szívórendszerbe kell telepíteni. Legelterjedtebb a szabványosított, fojtáson alapuló (Venturi csöves vagy mérőperes) vagy térfogati elven működő (forgódugattyús vagy turbinás) áramlásmérők használata. A mérés bizonytalanságai miatt egyre gyakrabban a tüzelőanyag-fogyasztásból és a kipufogógázok összetételéből határozzák meg a beszívott levegő áramát és a légviszonyt.

**iii. Hengertömítettség vizsgálata:** a hengertömítés vizsgálattal a dugattyú, dugattyúgyűrű és szelepek tömítettsége vizsgálható.

– Sűrítési végnyomás mérés: ennek során az indítómotorral megforgatjuk a motort, miközben a fojtószelepek teljesen nyitva vannak. A nyomásmérőt a gyújtógyertya kiszerelése után a gyertyanyíláshoz helyezzük. Az eredmény a hengerek egymáshoz való vagy gyári értékhez való hasonlításra használható fel. Lehetőség van a jármű megbontása nélkül, az akkumulátor feszültségmérésével a hengerek tömítettségének jellemzésére. Ezt relatív sűrítési végnyomás mérésnek nevezzük.

– Nyomásveszteség mérés: a nyomásveszteség mérést üzemmeleg, álló motoron kell elvégezni, amikor a dugattyú a sűrítési ütemben a felső holtpont előtt helyezkedik el. Egy nyomásveszteség mérő műszerrel hengerenként vizsgálható a motortér tömítéseinek folytása. A fojtást a dugattyúgyűrű, dugattyúhorony, hengerpalást tömítőrendszer, valamint a szeleptányér-szelepülés, és a hengerfejtömítés adja.

– Kartergáz mennyiség mérés: a belső égésű motor égéstere és a forgattyúház (karter) nem zárható el egymástól hermetikusan, így az égéstérből az üzemanyag, levegő és pára keveréke a forgattyúházba kerül, ezt nevezzük kartergáznak. Ennek mennyisége rotaméterrel vagy lebegőtestes áramlásmérővel mérhető. A megengedhető kartergáz-térfogatáramot  $\text{dm}^3/\text{s}$ -ban adják meg.

– Szívócső-depresszió mérés: a szívócső depresszió a fojtással működtetett Otto-motorok üzemiállapotára jellemző. Kialakulása több tényezőtől is függ: sűrítési viszony, a szívólevegő útjának áramlási ellenállása, a dugattyúk tömítettsége, a szívóoldali szerkezetek tömítettsége, a szelepvezérlés beállítása, a kipufogó-oldali szerkezetek áramlási ellenállásától, a maradékgáz nyomástól. Görgős padon történő terheléses mérésakor típustól függő referencia értékre van szükség a szívócső-nyomás értékeléshez. Üresjárat vizsgálatkor lehetőség van a depresszió maximum értékének meghatározására. A motort névleges fordulatszámra kell gyorsítani majd hirtelen be kell zárni a fojtószelepet. Ezután lassuláskor leolvasható a műszer által mutatott maximális érték (70 – 85 kPa). Üreshárat vizsgálatkor pulzáló, rezgő műszer-mutató utalhat keverékképzési, gyújtási vagy vezérlési hibára.

– Hengerek közötti eltérések ellenőrzése: a hengerüzem összehasonlító vizsgálatok a mélydiagnosztikai mérések további irányát adják meg. A vizsgálathoz a hengerek működését meg kell akadályozni, amely Otto – és dízelmotoroknál a befecskendezés megszüntetésével lehetséges. A henger működése ekkor a hengertömítettségtől, keverékelosztástól, a gyújtástól és mechanikai veszteségektől függ. A hengerek egymás utáni működésének megszüntetése a motor fordulatszám esését okozza. Ha ez a fordulatszám csökkenés az egyik henger kikapcsolása esetén jelentősebb, akkor a hengerhez tartozó robbanótér tömörsége nem megfelelő.

**c. Egyéb rendszerek diagnosztikája.** A motoron kívül természetesen a jármű egyéb részegységeit is górcső alá veszik. Ezeknek az eljárásoknak is széles területe van, csak felsorolás szerűen néhány mondatban emlékezünk meg róluk.

**i. Futómű diagnosztika.** Futóműdiagnosztika során a kormánygeometria és kerékbeállítás paramétereit határozzák meg, majd ezeket a paramétereket a gyári értékekhez hasonlítják, eltérés esetén után állítják. A futásbiztonságot meghatározó paraméterek: kerékösszetartás, kerékdőlés, utánfutás, csapterpesztés, kanyarodási szögeltérés, tengelyhelyzet hibák, tengely ferde állás, lengéscsillapítás, nyomkövetés. Az ellenőrző berendezéseknek igen sok típusa létezik, az egyszerű távmérő rúdtól az intelligens mikroprocesszorral feleszerelt kiértékelő rendszerekig. Méréskor az első kerekek alá görgőket, a hátsóak alá pedig oldalirányú elmozdulást lehetővé tevő csúszólapokat helyeznek. Valamennyi mérőeszköz statikus mérésre alkalmas, üzemi hatások közben nem érik a futóművet.

**ii. Fékrendszer diagnosztika.** A fékek hatásosságát műhelykörülmények között görgős fékpadon vagy csúszólapos gépen ellenőrzik. Másik módszer a közúti fékvizsgálat, amely során a megtett fékutat és lassulást vizsgálják. Görgős fékpadon a jármű kerekeit görgőpárok segítségével állandó sebességen forgatják. Ekkor a motor nem jár és a jármű üres fokozatban van. Erőmérő órával meghatározzák a forgatási ellenállást. Ezután a kerekeket lassan blokkolás előttig fékezik. A fékerő diagramról leolvasható a maximális fékerő, illetve a görbe karakterisztikája információt ad a fékrendszer esedleges meghibásodásáról (fékdob ovalítás, fék kései kioldás stb.). A mérésből továbbá meghatározzák a jobb és baloldali fékerők százalékos eltérését, a fékerők ingadozását és a mért fékerőt az előírt minimális fékerő százalékában. Csúszólapos vizsgálatnál a jármű kerekei alá elmozduló lapokat tesznek. A járművet 10-15 km/h-ra gyorsítják, majd mikor a kerekek az elmozduló lapokra érnek hirtelen fékezik a járművet. Az erőmérők kerekenként mérik a hosszirányú elmozduláshoz tartozó és a kerekek talppontjain ébredő fékerő maximumát. A menetstabilizáló rendszerek (ABS, ESP) diagnosztikájához kereskedelmi forgalomban kapható olyan görgős fékpadhoz társítható rendszer, amely a jármű fedélzeti számítógépéhez csatlakozva képes működésbe hozni a blokkolásgátló (ABS) és menetstabilizáló (ESP) rendszert

**iii. Elektronikus rendszer ellenőrzése.** Az elektronikus rendszer a fedélzeti csatlakozóval kiolvasható hibakódokon keresztül ellenőrizhető. Ide tartoznak a jármű mozgását segítő rendszerek (kormányrágató, blokkolásgátló, kipörgésgátló stb.), utasbiztonsági rendszer, környezetvédelmi rendszer, világító – és fényjelző berendezések.

**iv. Gyújtásrendszer diagnosztika.** A primer áramkör vizsgálatához az egész áramkört szisztematikusan át kell nézni feszültségmérővel. Gyújtótekeres ellenőrzés egyik módja, hogy a nagyfeszültségű vezeték szikrázását figyeljük. a gyújtókondenzátor állapotát kapacitás, szigetelés, soros ellenállás vizsgálattal határozzák meg. A gyújtáelosztó állapotvizsgálatkor szemrevételezik a megszakító érintkezőket, vizsgálják az átmeneti ellenállást, zárasszöveget, gyújtás időpontját stb. A gyújtógyertyákon résmérővel elektródatávolságot ellenőriznek.

**v. Villamos berendezések diagnosztikája.**

– Generátor: a generátor diagnosztikája a töltőáram értékének ellenőrzését, valamint az egyenirányítók és fázistekercsek állapotvizsgálatát jelenti. Eszköze a feszültség oszcillogram.

– Akkumulátor: a töltés tárolási képesség és a pillanatnyi töltöttségi szintet vizsgálják. A motor indítása jelenti az akkumulátor legnagyobb igénybevételét, amely során a kapcsolófeszültség nem eshet egy bizonyos érték alá. Az akkumulátor sav sűrűségét savvizsgálóval vagy kézi refraktométerrel ellenőrzik, amely alkalmas a fagyálló-hűtőfolyadék ellenőrzésére is.

– Indítórendszer: az akkumulátor és indítómotor állapotát vizsgálják. A gyakorlatban az ún. rövidrezárásos vizsgálatot alkalmazzák. Az indítórendszer mérendő paraméterei: akkumulátor kapcsolófeszültség, feszültségesés az akkumulátor pozitív/negatív pólusa és a motortest között, indító fordulatszám, indítómotor áramfelvétele.

**vi. Üzemanyagellátó rendszer diagnosztikája.**

– Üzemanyag-szivattyú: mechanikus üzemanyag-szivattyú szállítóteljesítmény méréséhez nyomásmérőt kell kötni a szivattyút és porlasztót összekötő vezetékre és különböző fordulatszámokon mérni kell a szállítónyomást. A szivattyú és üzemanyagtartály közti tömörtelenség megállapításához a szállítóteljesítményt vákuum-mérővel mérik. Villamos üzemanyag-szivattyú ellenőrzésekor az üzemanyagtömlő eltávolítása után az üzemanyagot (1,5 -2l) mérőedénybe eresztik 1 perc alatt.

– Porlasztó rendszer: a vizsgálathoz nyomásmérő kötése szükséges a porlasztó és üzemanyag-szivattyú vezetékére. A porlasztó és szivattyú közötti összeköttetést a motor leállítása után el kell zárni. A túszelep megfelelően zár, ha a nyomás kb. 2 percig állandó marad. Gázelemzéssel benzinmotorok porlasztási hibái mutathatók ki, továbbá egyetemes porlasztóvizsgáló készülékek állnak rendelkezésre a rendszer hibáinak kimutatására.

– Injektor (befecskendező): sok cég kínál komplett műszereket az injektorok vizsgálatához. Ezekkel lehetséges az injektorok (4-8 db) különböző, szimulált körülmények közötti egyidejű vizsgálata. Eredményként megjeleníthető a porlasztási kép és meghatározható a bevitt üzemanyag mennyisége.

**vii. Hűtőrendszer diagnosztikája.** A hűtőrendszer vizsgálatakor a hűtőrendszer nyomásvesztését és hőmérsékleti viszonyait mérik. A fennálló szivárgást, tömítetlenséget UV reagens detektoranyaggal fedik fel. A hűtőközeg-jellemzőket (dermedéspont, összetétel, pHérték) ellenőrzik és a rendszer gyenge pontjait hőszugárzásméréssel és érintkezésmentes hőfokméréssel tárják fel.

**viii. Kenőrendszer diagnosztikája.** A kenőrendszer diagnosztikája magában foglalja a kenőolaj nyomásának, szintjének és hőmérsékletének ellenőrzését. A kenőolaj-paramétereit (dielektromos állandó mérés, szennyezőanyagtartalomelemzés: anyagfajta, koncentráció; "Wear-Check"-analízis) is elemzik.

## 7. JÁRMŰSZERKEZETEK REZGÉSÁTVITELI TULAJDONSÁGAI

### 7.1 ELMÉLETI HÁTTER ÉS TPA MÓDSZER BEMUTATÁSA

Egy gépjárműben állandóan jelen levő különböző gerjesztések, például a kerekek és az úttest közötti, vagy a belsőégésű motor működéséből adódó gerjesztések valamilyen útvonalon átadódnak a jármű karosszériájába, és az utastérben zajként és rezgésként jelenik meg. Nem csak a normál működés zaja és rezgései továbbítódnak így, hanem valamely hibából eredő zaj és rezgések is. Ennek tükrében ismerni kell azokat a lehetséges helyeket, ahol ez az átadás megtörténhet. Ezek a helyek általánosságban egy gépjármű esetén a következők lehetnek:

- Rezgésátvitel vonatkozásában:
  - a futómű csatlakozási pontjai a karosszériához: rugók, lengéscsillapítók, lengőkarok szilentblokkjai,
  - A motor és sebességváltó egység felfüggesztési pontjai (típustól függően 3-4 helyen),
  - A kipufogó rendszer felfüggesztési helyei.
- Léghangátvitel szempontjából:
  - motorzaj (a motortérben a tőzfalon, szélvédőn keresztül),
  - szívási zaj (a motortérben a levegőszűrőnél),
  - kipufogási zaj (a szabadba történő kiáramlásnál).

Megfelelően kivitelezett méréssel és az azt követő analízissel meghatározható, hogy egy adott átviteli út milyen mértékben járul hozzá egy kiválasztott pontban az ott kialakuló zajhoz vagy rezgéshez. A mérés meglehetősen hosszadalmas, sok mérést tartalmaz üzem közben és mesterséges gerjesztéssel (pl. impulzuskalapáccsal).

A TPA (Transfer Path Analysis) mérés fontos és elengedhetetlen részét képezi a karosszéria átviteli jellemzőinek megállapítása. Ez rendszerint impulzuskalapácsos gerjesztéssel történik. A mesterséges gerjesztést azokon a helyeken kell működtetni, ahol a gerjesztés átjut a karosszériába. Ezen a helyen 3 koordináta irányba történik a gerjesztés az impulzuskalapács segítségével. Az impulzuskalapács ütés közben méri a gerjesztőerőt. Az erőgerjesztés hatására a kiértékelési pontba akusztikus energia jut el, a karosszéria átviteli tulajdonságainak függvényében. Ezt az energiát a kiértékelési pontban elhelyezett gyorsulásérzékelő, vagy mikrofon méri. A gerjesztőerő és az arra adott rendszerválasz hányadosa adja az átviteli függvényt (Frequency Response Function:, röviden FRF):

$$FRF = \frac{a(\omega)}{F(\omega)} \quad (20)$$

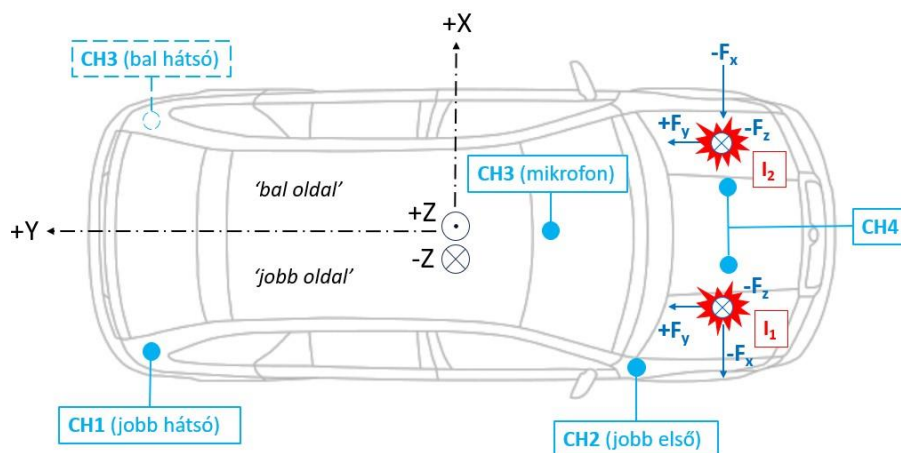
A további diagnosztikai célú vizsgálatokhoz nincs szükségünk egy teljes TPA mérés és kiértékelés elvégzésére. Csak annak megállapítására van szükségünk, hogy a gépjármű karosszérián elhelyezhetünk-e az általunk kiválasztott pontokon gyorsulásérzékelőket vagy sem. Ehhez az előbb bemutatott FRF -ek mérése elegendő a motorfelfüggesztési pontok és a kiválasztott



kiértékelési pontok között. Ezek segítségével megállapíthatjuk, hogy a motor és a kiértékelési pontjaink között megfelelő a gerjesztés átvitele. A vizsgálatokhoz a motorfelfüggesztési pontokat választottuk, mivel a vizsgált jármű elsőkerék-hajtásos változat, és a hajtáslánc meghibásodások akusztikus jelei ezeken a felfüggesztéseken biztosan áthaladnak a karosszéria felé haladó útjuk során. A mérések leírása és az eredmények bemutatása a következő fejezetben történik.

## 7.2 ELVÉGZETT TPA KÍSÉRLET BEMUTATÁSA

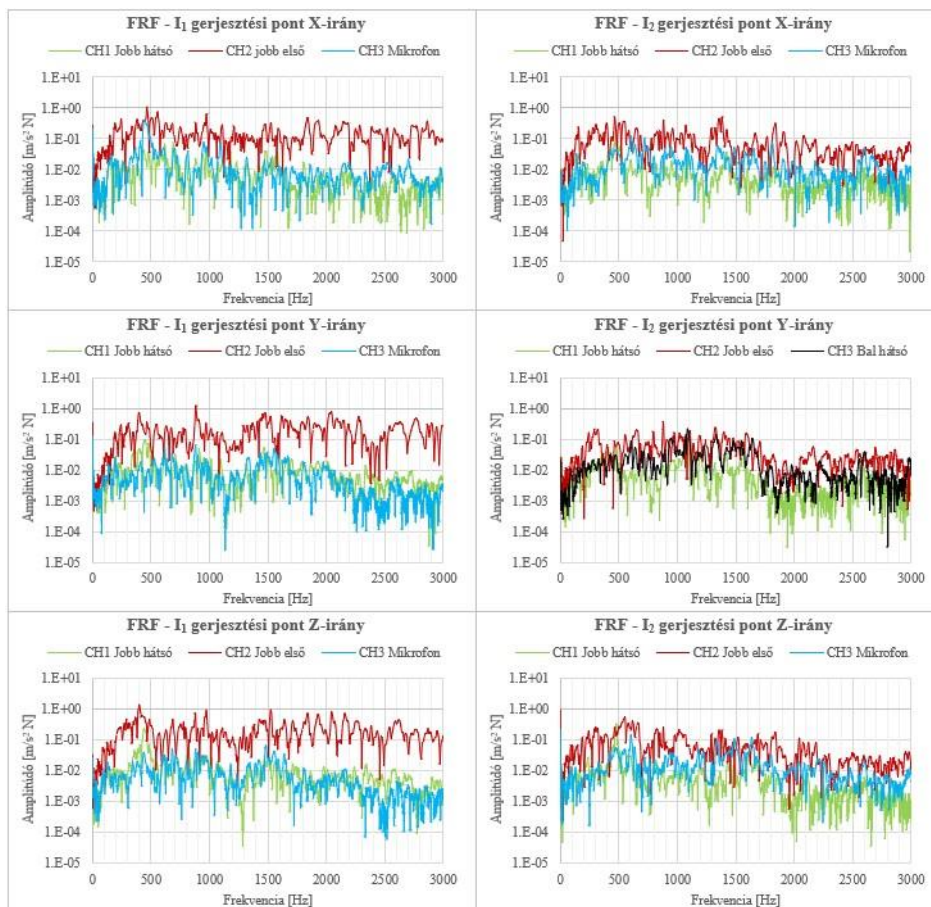
Gépjárműszerkezet rezgésátviteli képességét a már előzőekben bemutatott első generációs Ford Focus járművön vizsgáltuk. A kísérletek során a 8 fejezetben bemutatott járműdiagnosztikai mérésekhez használt pozíciókban helyeztük el a gyorsulás érzékelőket (CH1..CH3) a karosszérián. Ezen felül a frekvencia válasz függvények (FRF) előállításához a gerjesztési pontok mellett (CH4) is mértük a rezgés gyorsulást. A cél, hogy megmutassuk, hogy az alkalmazott mérési pontokba megfelelő intenzitással eljut a jármű motortér környezetéből származó testhang gerjesztés. Mivel 4 csatornás analizátort használtunk, ezért egy mérés erejéig a hármas csatornát (CH3) áthelyeztük a jármű bal hátsó részére, hogy ezen a ponton is kapjunk némi információt a rezgésátvitelről. Ezt a sematikus ábrán szaggatott vonallal jelöltük.



**7.2.1 ábra.** A vizsgált jármű sematikus ábrája a gerjesztési és mérési pontok jelölésével

A gerjesztések a motortartó bak  $I_1$  és  $I_2$  pontjaiban lettek leadva. A jármű hosszirányú képzelet szimmetrikus felezővonalához képest menet irány szerinti jobb oldalon található az  $I_1$  gerjesztési pont, míg ezzel elentétesen bal oldalon található az  $I_2$  gerjesztési pont. A motor két oldalán ezekben a pontokban a tér mindhárom irányába adtunk le impulzusokat (a járműhöz rendelt koordináta rendszer szerint  $-X$ ,  $+Y$ , és  $-Z$  irányokban) egy impulzusmérő kalapács segítségével.

Az  $I_1$  és  $I_2$  gerjesztési pontok és mérési pontok (CH1...CH3) közötti frekvencia válasz függvényeket (FRF) a különböző irányú gerjesztések esetén a 7.2.2 ábra mutatja.



**7.2.2 ábra.** Az  $I_1$  és  $I_2$  pontokhoz tartozó FRF függvények a különböző gerjesztési irányokban

A frekvencia válasz függvényeket 3000 Hz-ig vizsgáljuk. A függvények vizsgálatából az alábbi megállapítások tehetők:

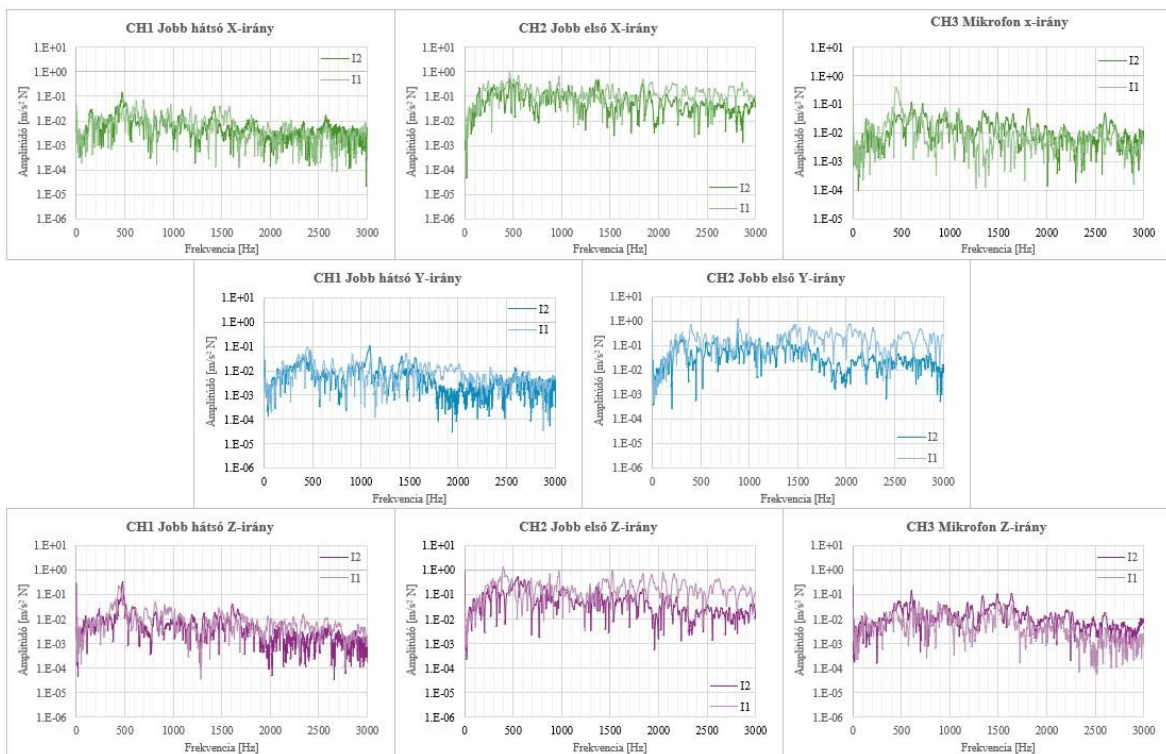
1. A vártakkal összhangban gerjesztési iránytól függetlenül a jármű jobb első részén kialakuló rezgésállapot tükrözi leginkább a gerjesztési pontban is kialakuló rezgésviszonyokat, hiszen ez a mérési pont helyezkedik el legközelebb a gerjesztési pontokhoz. Az  $I_1$  gerjesztési ponthoz képest ez még inkább megfigyelhető, az  $I_2$  ponthoz tartozó FRF görbék nem különülnek el olyan élesen egymástól.
2. Az  $I_1$  pontban leadott gerjesztés esetén a mikrofon és jobb hátsó érzékelő FRF görbéi azonosságot mutatnak. Ez alapján a motortérből a jármű belterébe és hátsó részére is közel azonos hatékonysággal terjednek a rezgésjelek 3000 Hz-ig.
3. Az FRF görbék trendjének vizsgálatából az látszik, hogy egy bizonyos frekvencia tartományon felül az átvitel erőssége romlik. Ez a hatás némileg erősebb az Y és Z irányú gerjesztések esetén, ahol 2000 Hz fölött látványosan csökkennek az amplitúdók. A jobb első érzékelő az  $I_1$  gerjesztési pont esetén erre a hatásra érzéketlen, az  $I_2$  gerjesztés esetén viszont a trendvonal minimális csökkenése látható a növekvő frekvenciák felé.
4. Az úgynevezett „kakukktójás” mérés, amelynél a hármas csatornát (CH3) áthelyeztük a jármű bal hátsó részére érdekes eredményt mutat. Ekkor a gerjesztés az  $I_2$  pontban Y irányban volt leadva. Ilyen körülmények között kb. 2000 Hz-ig a jelterjedés az autó bal hátsó és jobb első részéig is egyformán megy végbe.

5. Megfigyelhető a frekvencia válasz görbéken, hogy kb. 200 – 2000 Hz tartományon kívül a karosszéria elemeken a rezgés csillapított. A jobb első érzékelő I<sub>1</sub> és I<sub>2</sub> pontokhoz tartozó FRF görbék összevetéséből elmondható, hogy minnél közelebb van a gerjesztés a mérési ponthoz, annál stabilabb az FRF görbe jellege a vizsgált frekvencia tartományban.



7.2.3 ábra. Az FRF függvények gerjesztési irányok szerinti alakulása

Az átviteli utak csillapításainak figyelembe vételével a kialakuló rezgésállapot a gerjesztés helyétől és irányától függ. A járműszerkezetben a rezgések minden irányban közel egyformán terjednek, az FRF nem mutat gerjesztési iránytól függő eltéréseket (6.2.3 ábra). Szignifikáns különbségek az FRF görbék között az impulzus helyétől függően sem láthatóak, lásd 6.2.4 ábrán.



7.2.4 ábra. Az FRF függvények gerjesztési pontok szerinti összehasonlítása

Amennyiben feltételezzük, hogy a gerjesztés a motortérből fog érkezni, akkor a jármű elején elhelyezett szenzor (CH2) a legalkalmasabb ezeknek a rezgéseknek a felvételére. A többi csatorna FRF görbéje egy nagyságrenddel ez alá esik, habár ez nem feltétlenül jelenti azt, hogy diagnosztikai céllal nem használhatók. Az egyes szenzorokra levetítve a két gerjesztési pont között túlzott amplitúdó különbség 1500 Hz-ig nincs (7.2.4 ábra), emiatt feltételezhető, hogy a motor egyik oldalán vagy ha úgy tetszik, a jármű egyik felén mérni a rezgés gyorsulást elegendő. Ezt támasztja alá az is, hogy a bal hátsó és jobb hátsó szenzorpozíciókban a rezgésátvitel a jármű elejétől nagyon hasonlóan megy végbe. Mindazonáltal ez a változás nem tekinthető olyan

mértékűnek, amely egy komoly meghibásodás detektálást megakadályozná. A jobb hátsó, bal hátsó és mikrofon frekvencia válaszában 2000 Hz fölött egy zuhanás figyelhető meg. Ez a hatás gyengén a jobb első szenzoron is megfigyelhető, amennyiben a rezgésforrást távolítjuk tőle. Ez a járműszerkezet csillapításából származó természetes viselkedés.

Összességében elmondható, hogy az alkalmazott gerjesztések a járműszerkezetben minden irányban közel homogénean terjednek. A szenzorpozíciók kiválasztásánál a gerjesztés helyét nagyobb súllyal kell figyelembe venni, mert ez akár egy nagyságrendi amplitúdó különbséget is jelenthet. A kísérlet kedvéért feltételeztük, hogy a detektálni kívánt abnormális gerjesztés a motortér környezetéből fog származni. Ebben az esetben a motorhoz legközelebb eső CH1 érzékelő mutatja a legjobb átvitelt. Mindazonáltal ez nem jelenti azt, hogy a mikrofon és hátsó rezgésgyorsulás szenzorok ne lennének alkalmasak hibadetektálásra. Ezeknél a mérési pontoknál a gerjeszthető frekvencia tartomány korlátjával (hiba helyétől függően max. 2 kHz) kell számolni, de súlyos meghibásodások érzékelésére alkalmasak. Keresztirányban és hosszirányban is jónak tekinthető a rezgésátvitel. A kapott eredmények alapján elméletileg a jármű egyik oldalán elegendő mérni a megfelelő diagnosztikához. Ez azonban mégsem ajánlott, hiszen a rezgésgyorsulás szenzor pozíciójából adódó hibajel-zaj viszonyból következtetni lehet a meghibásodott elem lokációjára.

## 8. A DIAGNOSZTIKAI VIZSGÁLATOK EREDMÉNYEINEK BEMUTATÁSA

Ahhoz, hogy a gépjármű meghibásodások diagnosztikájával foglalkozni tudjunk, szükségünk van meghibásodott járművekre, olyan meghibásodásokkal, amelyek emberi füllel hallható (zaj), vagy tapintással érezhető (rezgés) jelenséget okoznak. Ehhez több autószerelő műhellyel vettük fel a kapcsolatot, de sajnálatosan nem kaptunk visszajelzést tőlük, hogy éppen egy ilyen járművet kellene javítaniuk. Szerencsére saját és témavezetői ismerettségi körből érkezett néhány olyan megkeresés, amelyek esetén furcsa zajjelenséget produkáló járműveket jelentettek. Ezek esetén lehetőség volt részletesebb vizsgálatokra. A témavezető korábbi járművizsgálatainak mérési adatai közül is lehetett válogatni, bár ezeknél részben egyszerű mérések lettek elvégezve, amelyek elsősorban csak a meghibásodás tényét tudták rögzíteni. A későbbiekben lehetővé vált egy kísérleti járművön való vizsgálatok elvégzésére is, ahol akár megbontással járó módosításokat és vizsgálatokat is el tudtunk végezni.

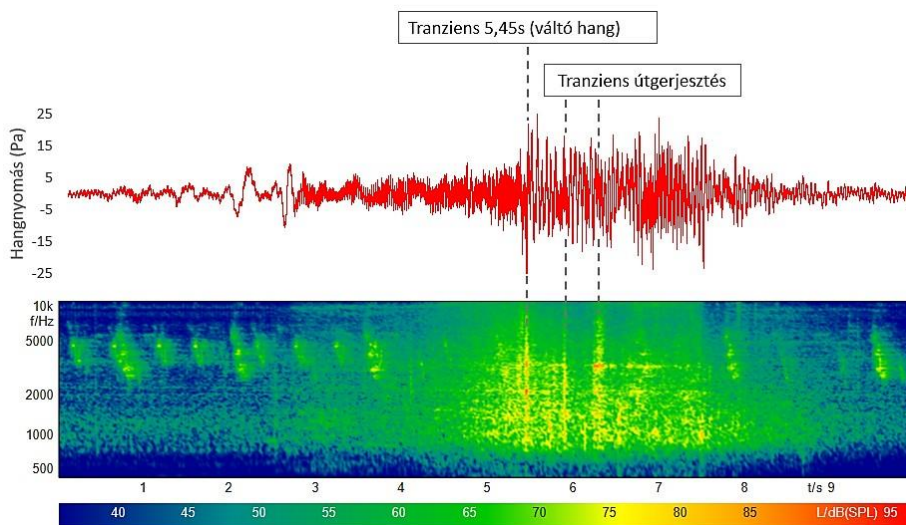
### 8.1 VW TOURAN SEBESSÉGVÁLTÓ ZAJPROBLÉMA

Adott egy viszonylag új (gyártási év: 2019) turbó feltöltésű, közvetlen befecskendezéses, 1.5 liter benzin motoros gépjármű első kerék meghajtással és 6 sebességes manuális váltóval. Hat hónap használat után a tulajdonos panaszkodni kezdett egy bizonyos zaj miatt, amelyet az egyes, kettes és hármas sebesség fokozatok közti váltások közben tapasztal. Feltételezzük, hogy a zajprobléma a többi fokozat (3-4 és 5-6) váltása közben is jelen van, azonban ez esetben a nagyobb sebesség miatt a gördülési zaj elfedi a sebességváltóból érkező hiba hangját. A zaj jellege alapján ütődés/ütközés-szerűnek írható le, frekvenciatartalmát tekintve szélessávú zajként jellemezhető. A zaj a járművön belül és azon kívül is tisztán hallható sebességváltás közben, egyes autóban tartózkodó személyeknek nagyon zavaró. A vizsgálat azonban problémás, mivel egyes utasok nem találják a zajt kellemetlennek, míg mások észre sem veszik. Mindazonáltal a probléma rögtön jelentve lett a márkakereskedőnek, aki egymás után több komponenst is kicserélt: a főtengelykapcsolót, féltengelyeket és az egész sebességváltót. Ezek a próbálkozások nem vezettek eredményre, a zavaró hang továbbra is hallható maradt. A kereskedő minden további javítást és vizsgálatot elutasított, azt állítva, hogy a jármű megfelelően működik.

Mivel a gépjárműnek még élő garanciája van, a vizsgálatok során a megbontás nem volt lehetséges. A feladat tehát az, hogy megbontás nélküli vizsgálatok segítségével mondjunk véleményt a meghibásodással kapcsolatban. Első körben egy pass-by zajmérést végeztünk el, hogy meggyőződjünk a hiba jellegéről és meglétéről. Személygépjárművek külső helyszíni méréseit az ISO 362: Measurement of noise emitted by accelerating road vehicles — Engineering method — Part 1: M and N categories szabványosított mérési eljárás szabályozza. Esetünkben a szabvány ajánlásainak követése nem bizonyul hasznosnak, mivel előírja, hogy a mérést gyorsítás közben előre meghatározott sebességi fokozatokban kell elvégezni. Ezzel szemben az esetünkben felmerülő zajprobléma sebességváltás során történik meg. Továbbá, a szabvány betartásához nem áll rendelkezésünkre a megfelelő vizsgálati létesítmény.



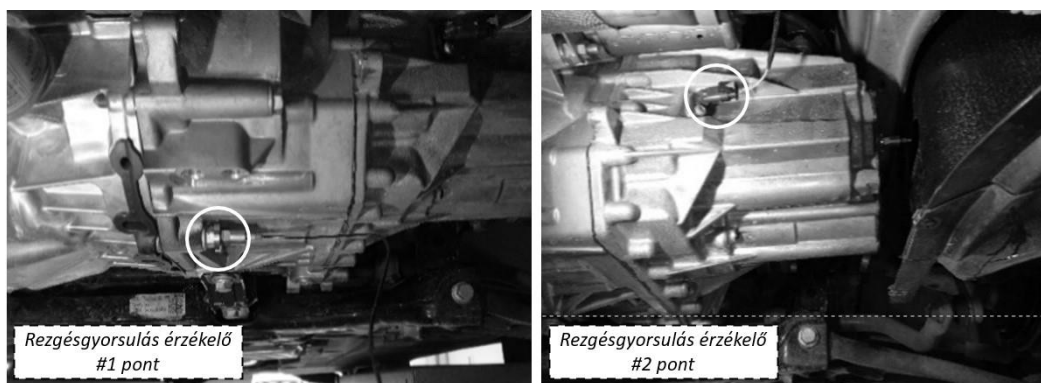
A zajmérés kivitelezéséhez egy 30 méter hosszú enyhén emelkedő, egy sávos utat választottunk, ahol a jármű álló pozícióból indulva egyes sebességi fokozatban haladt az úton felfelé. Néhány méter megtétele után az autó a gépjármű vezető a sebességváltót a 2. fokozatba



**8.1.1 ábra.** *Pass-by zajmérés időjele és nagy felbontású spektrogramja*

kapcsolta. Az út szélén a járműtől 4m-re egy mikrofon került elhelyezésre, amellyel a jármű indulásától a megállásáig a hangnyomás nyers 10 másodperces időjele került felvételre.

A mérés több alkalommal került megismételésre és a zaj jelenség minden esetben reprodukálható volt. A 8.1.1. ábra mutatja a mikrofon által felvett időjelet és az abból készített spektrogramot. A felvétel visszahallgatásával a zajprobléma egyértelműen felismerhető. Az 5,45 másodpercnél hallható ütösszerű hang jelzi a sebességváltás pontos idejét. Ez a tranziens esemény, valamint egyéb útgerjesztéséből adódó, lecsengő zajhatás a nagy időfelbontású spektrogramon jól megfigyelhető. A zaj frekvencia tartománya 4000 Hz szélességű, azonban nem látható olyan frekvencia komponens, amely bármilyen módon a sebességváltó hibás komponenséhez lenne köthető.

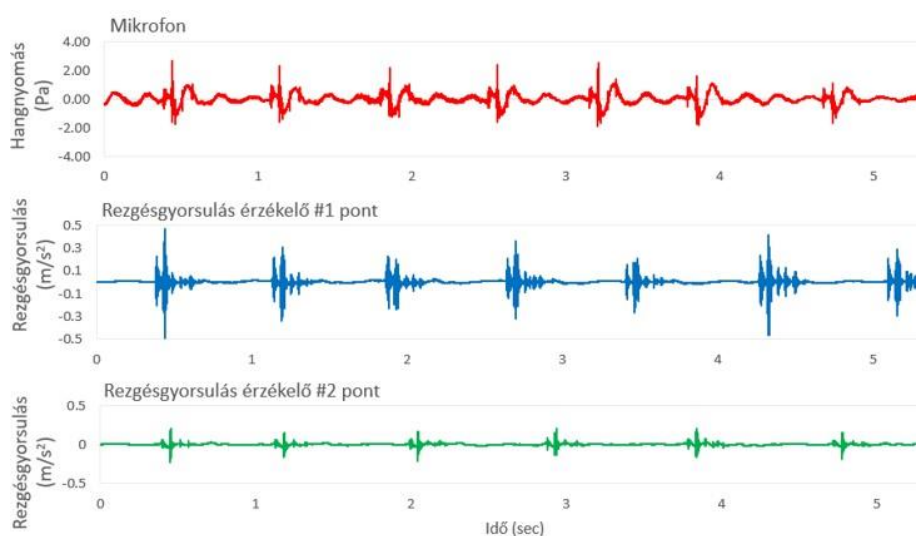


**8.1.2 ábra.** *Rezgésgyorsulás érzékelő pozíciók a sebességváltó házon*

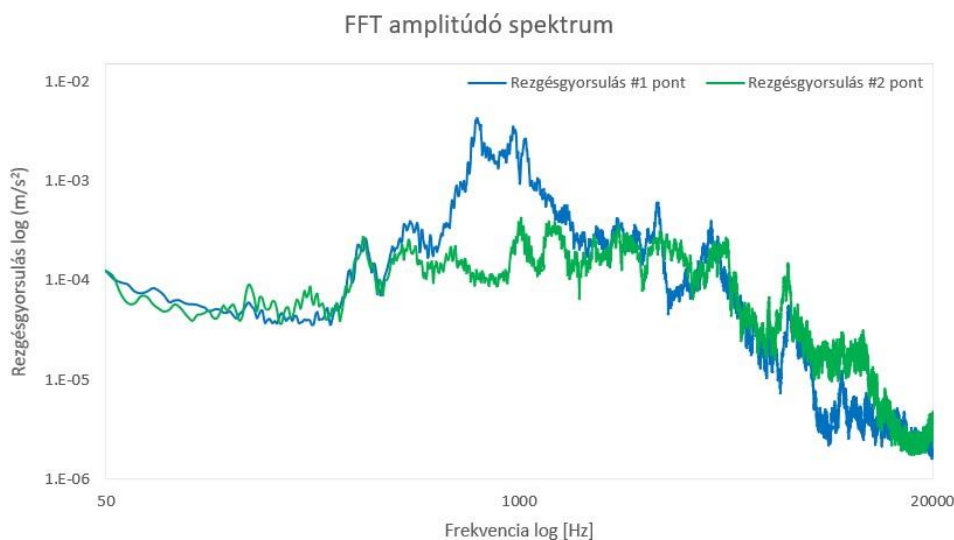
Annak érdekében, hogy közelebb kerüljünk a problémához a jármű statikus állapotában is méréseket végeztünk. Az autót egy emelhető platformra helyeztük, így az alsó motorvédő panel eltávolítása után a sebességváltó egység könnyen hozzáférhető volt. A rugalmas felfüggesztés ellenében a sebességváltó egység ritmikus előre-hátra mozgásakor egy ütösszerű hang volt hallható, mintha valami kilazult volna a sebességváltó belsejében. Ez a zaj nagyon hasonló volt,

mint amelyet a pass-by mérés során rögzítettünk, tehát szubjektíven megítélve a zaj forrása a sebességváltóból ered. A pontosabb lokalizáció érdekében a sebességváltó házfelületén rezgés gyorsulás érzékelőket és a közvetlen közelében egy mikrofont helyeztünk el. A mérés hossza 8 másodperc volt, 48 kHz mintavételezési frekvenciával. A három mérési pontban a felvételek egymás után kerültek rögzítésre, mivel egy-csatornás analizátort használtunk.

A következő analízis a nyugalmi állapotban történő mérés időjelen alapszik, amelyből FFT spektrum lett előállítva. Az időjelenben látható (8.1.3 ábra) egymástól elkülönülő csúcsok egyértelműen jelzik az ütésszerű zaj jelenlétét, de ez alapján a hibás komponens nem tárható fel. A spektrumok lefutása a 400 – 1500 Hz közötti frekvencia tartományt kivéve szinte teljesen megegyeznek. A különbség oka, hogy a két gyorsulásérzékelő szenzor különböző impedanciájú mérési pontokban voltak elhelyezve. A 1-es pont a sebességváltó ház merev részén, míg a 2-es pont a sebességváltó fedél kisebb mechanikai imedanciájú részén volt elhelyezve.



8.1.3 ábra. Statikus vizsgálat során készített időjelek

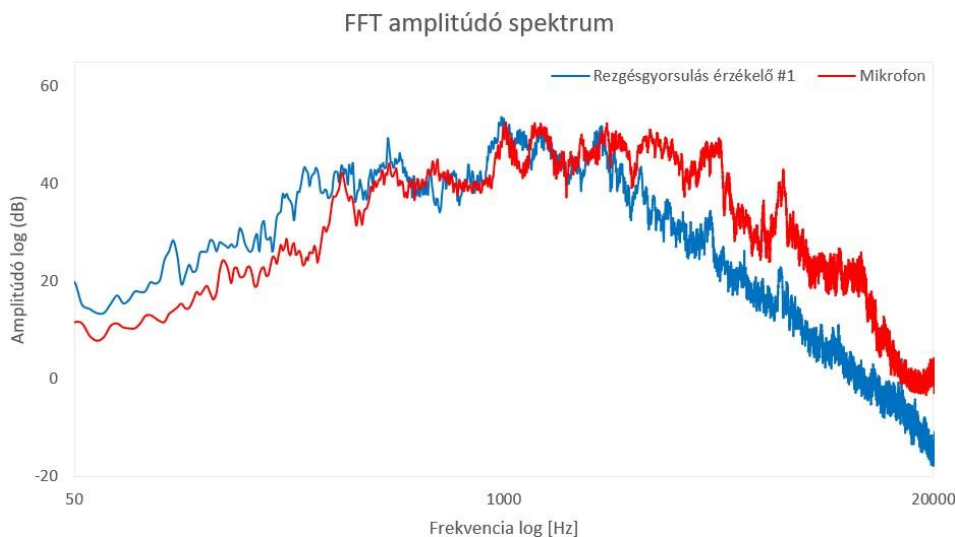


8.1.4 ábra. Átlagolt rezgés spektrum az 1-es és 2-es mérési pontokban a sebességváltó házon

A 8.1.5. ábra a sebességváltó közelében elhelyezett mikrofon és az 1-es mérési pontban lévő gyorsulásérzékelő spektrumainak összehasonlítását mutatja. Kisebb eltérésektől eltekintve

ebben az esetben is megegyeznek a görbék lefutásai. Megállapítható, hogy az észlelt rezgés és zaj a feltételezett hiba által keltett. A hiba által keltett gerjesztés a sebességváltó házon keresztül a környező térbe sugárzódik. Sajnos ebben az esetben sem lehetséges a hiba pontos lokalizálása, tehát a zaj és rezgés analízis esetünkben nem vezet megoldáshoz.

További vizsgálatokhoz és a megoldás megtalálásához szükséges lehet a sebességváltó szerkezetének tanulmányozására és annak szétszerelésére. Manuális sebességváltók tartalmaznak egy mechanizmust, amelynek feladata a különböző fogaskerekek egymással kapcsolatba hozása. Ennek a mechanizmusnak a részei a váltórudakhoz (3 db egy 6 sebességű manuális váltóban) kapcsolódó váltóvillák, amelyek a szinkronmechanizmussal vannak összekötve. Sebességváltás során a váltórudak egyike – attól függően melyik sebességbe kapcsolunk – végpozíciójába mozdul el. A váltómechanizmusban résztvevő alkatrészek közötti túlságosan nagy hézagok okozhatják az előidézett ütősszerű hangjelenséget. Másik lehetőség, hogy a váltórúd mozgása csillapítatlan és ezért a végpozíciója elérésekor egy ütősszerű, hirtelen zajt gerjeszt.



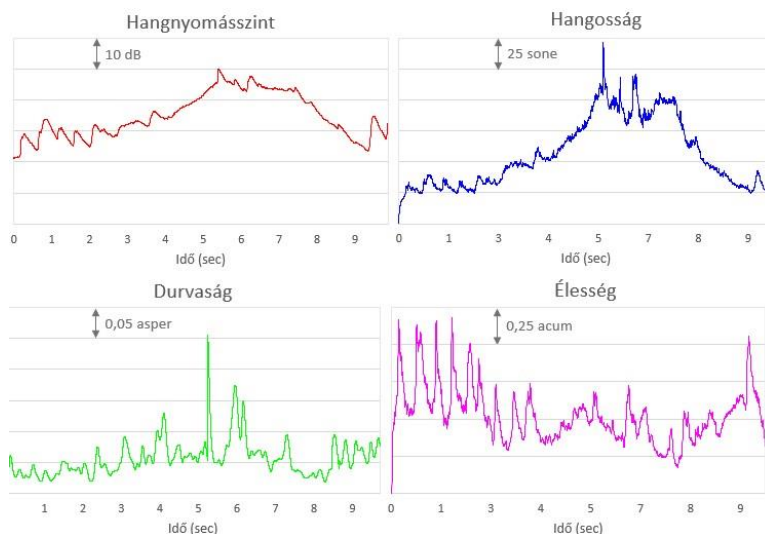
**8.1.5 ábra.** Átlagolt rezgés spektrum a sebességváltó ház 1-es pontján és átlagolt hangnyomásszint spektrum a mikrofon jelből

Ahogy az már említésre került, a tulajdonos a váltó hangját nagyon zavarónak tartja, míg mások észre sem veszik. A zaj felhasználó szempontjából való megítéléséhez a mikrofon akusztikus jeléből pszichoakusztikai mutatószámokat (hangosság, élesség, durvaság) állítottunk elő. Ezekkel a pszichoakusztikai paraméterekkel összhangban az A-súlyozású hangnyomásszint (SPL(A)) is értékelésre került. Az analízist mind a pass-by, mind a nyugalmi helyzetben a váltómű ritmikus mozgása közben felvett akusztikus jel felhasználásával készítettük el. Az elgondolás, hogy a sebességváltás ismert időpillanatában kiugrásokat keressünk a pszichoakusztikai jellemzőkben.

Ahogy az a 8.1.6 ábrán látható, a hangnyomásszint trendgörbéje összhangban van a spektrogram eredményével. A hangnyomásszint görbe lefutása nagyon hasonló a hangosság görbéjéhez. Mindkét esetben a görbék a maximum értéküket 5 és 7 másodperc között érik el, hiszen ebben az időintervallumban kerül a gépjármű a mikrofonhoz a legközelebb. Megállapítható, hogy a zaj nem különösképpen éles, az élesség meglehetősen stabil marad a mérés egész ideje alatt. Ellenben a durvaság növekvő kontrasztot mutat a mérési idő kb. 5,4. másodpercénél, amely pontosan megegyezik a sebességváltás kezdetének pillanatával. Tehát a sebességváltás során



történő zaj tényleg zavaró hatású lehet azok számára, akik érzékenyek az ilyen jellegű zajmodulációra. Az élesség a mérés első 3 másodpercében ugrásszerű változásokat mutat, amely



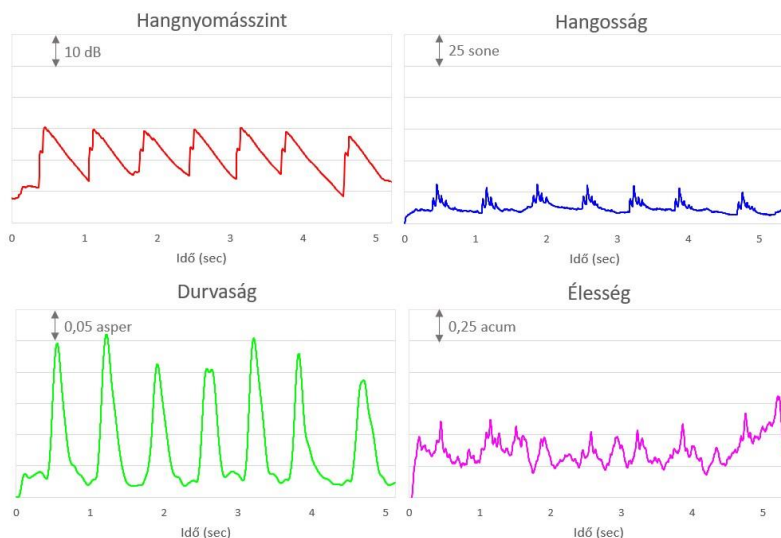
**8.1.6 ábra.** *Pass-by mikrofón jelből kalkulált pszichoakusztikai jellemzők és a hangnyomásszint*

a környezetből érkező madárcsicsergés hangjának köszönhető.

A statikai mérésből előállított pszichoakusztikai paraméterek alapján is elmondható, hogy a sebességváltás során fellépő hangjelenség inkább durvának, mint sem élesnek mondható, és ez a durvasági szint (0,2 asper) a tulajdonos nyilatkozata alapján – egyes személyek számára már zavaró hatást kelthet. A pszichoakusztikai jellemzők közül egyedül a durvaság tekintetében mondható el, hogy a dinamikus és statikus vizsgálat során is megegyeznek a fizikai mennyiség magnitúdói.

Ezen eredmények összefoglalásaként elmondható, hogy a vibroakusztikai módszerek nem minden esetben teszik lehetővé egy gépjármű erőátviteli rendszerében történő meghibásodás teljes körű lokalizálását. A hiba okozta zaj vagy rezgés frekvencia-karakterisztikájától nagy mértékben függ a hibás komponens megtalálásának eredményessége, hiszen széles sávú gerjesztés esetén nincs olyan szerkezeti jellemzőből eredő fundamentális frekvencia komponens, amely segítségével azonosítani lehetne az egyes gépelemeket. A frekvencia analízisekhez szükség van a váltómű szerkezetének és működési körülményeinek ismeretére. Esetünkben a sebességváltó, mint a gépjármű egyik főegysége hibaforrásként azonosítható volt a megfelelő mérési pozíciók megválasztásával, de részletesebben a hibás elem vagy elemek nem voltak azonosíthatók a szerkezet belsejében. Másik nehézség, hogy a hangok szubjektív észlelése miatt a zaj jelenségek leírása komplex feladat és megítélésük nem egyértelmű. Vizsgálatunk során – részben a sebességváltó pontos ismeretének hiánya miatt – nem volt kétségtől megállapítható, hogy az észlelt zaj jelenség valamilyen meghibásodás által jött létre vagy pedig a normális működésnek felel meg. A megannyi kicserélt komponens okán csak feltételezhetjük, hogy a kellemetlen, váltás közbeni hanghatás nem mechanikai hibának tudható be, valószínűleg a termék vele járó jellemzője. Ezek után felvetődik a kérdés, hogy a jármű tulajdonos reklamációja jogosnak

nevezhető-e, hiszen a durvaság, mint pszichoakusztikai mérőszám érzékenységet mutat ezzel a típusú hibával szemben.



**8.1.7 ábra.** Statikus állapotban felvett mikrofon jelből kalkulált pszichoakusztikai jellemzők és a hangnyomásszint (SPL)

A pszichoakusztikai mérőszámoknak nincs szabványosított, általánosan kiterjeszhető abszolút határértékük, ezért a zaj felhasználó szempontjából való megítéléséhez különböző állapotokat lehet összehasonlítani vagy referencia terméket kell létrehozni, ez azonban az esettanulmány hatáskörén kívül esik.

## 8.2 AUDI HÁTRAMENETI FOKOZAT ZAJPROBLÉMA

Adott egy felső kategóriájú, használt, öszkerékmeghajtású, dízel motoros gépjármű (kb. 200.000 km futásteljesítmény) automata sebességváltóval és hidrodinamikus nyomatékváltóval. A tulajdonos egy bizonyos fűtőlő zajról panaszkodott hátrameneti fokozatban. A gépjárművet nem sokkal az akusztikai vizsgálat előtt vásárolták és nem tudott, hogy a zavaró hangjelenség ismert volt-e ezelőtt. Az eladó nem akart információt adni ezt illetően. A zaj gyorsítás közben, kúszáskor üresben és a jármű álló helyzetbe történő fékezése közben is hallható. A zaj elektromos motor hangjához hasonlít, noha a jármű hajtásláncá ilyet nem tartalmaz. Másik lehetőség, hogy a fűtőlő zaj a hátrameneti fokozat fogaskerekeiből ered. A sípoló zaj nagyon idegesítő és aggasztó volt az új tulajdonos számára. Amennyiben tényleg meghibásodás okozza, akkor az az eladó felé termékszavatossági igényt jelent. A probléma szisztematikus kivizsgálásának érdekében mikrofonos zajméréseket végeztünk el olyan vezetési körülmények között, ahol a zaj fellépett. A mikrofon az elülső utasoldali ülésen fejmagasságban volt elhelyezve. A méréseket kizárólag hátrameneti fokozatban végeztük el, az alábbi vezetési fázisokat tartalmazva: gyorsítás, kifutás (motorfékes lassítás), kúszás és fékezés. A mikrofon időjele később került feldolgozásra és kiértékelésre.

Ezen felül, igyekeztünk beszerezni rajzokat és robbantott ábrát a sebességváltóról, hogy információt szerezzünk a hátrameneti fokozat fogaskerekeinek típusáról, fogszámairól stb., de csak egy 3D rajz volt megtalálható, amely sajnos nem nyújtott nagy segítséget az analízis során. Továbbá, a sebességváltó szétszerelése nem volt lehetséges.

A nyers időjel utófeldolgozása során az előző problémához hasonlóan FFT segítségével spektrumok és spektogramok lettek elkészítve. A cél, hogy valamilyen evidenciát találjunk a hiba

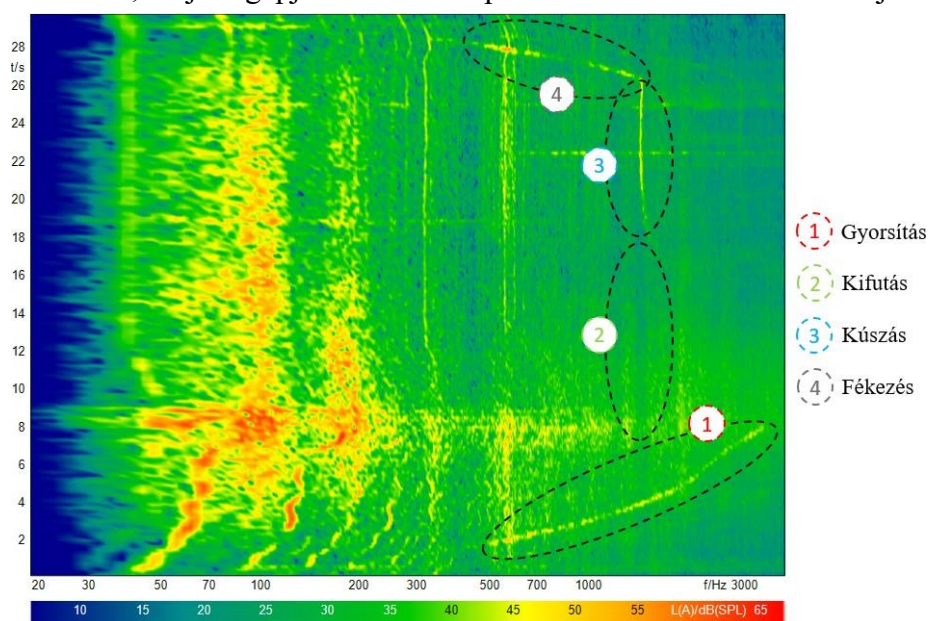


**8.2.1 ábra.** Hidrodinamikus automata sebességváltó

meglétére és kimutatására. A probléma leghasznosabb reprezentációjának a kapcsolt idő-frekvencia analízis (STFT) bizonyult (8.2.2 ábra), mivel a spektrummal ellentétben le tudja követni a gépjármű fordulatszámának időbeli változását. A fekete jelölőbuborékok mutatják a frekvenciatartalom és hangnyomásszint változását a jármű mozgásával összhangban.

Az alacsony frekvencia tartományban megfigyelhetők a gyújtási frekvencia 3-ik, 6-ik és 9-ik felharmonikusai. Az autó bizonyos sebességénél ezek a gyújtásból származó harmonikusok már nem jelentősek, mert a jármű már nincs tovább gyorsítva, a terhelés egyre inkább csökken. Magasabb frekvencia tartományban 500 Hz és 4000 Hz között tisztán látható, hogy a hangnyomás megnő a gyorsítás hatására, majd ezután a kifutás fázisa során a zaj eltűnik.

A 8 másodperces gyorsítás után a hajtás megszűnése és a gördülési ellenállás miatt a jármű sebessége csökkenni kezdett. Mindazonáltal, a lendület miatt a gépkocsi még további 10 másodpercig mozgásban volt energia befektetés nélkül. Közel az üresjárat fordulatához az autó elérte a kúszási fázist, majd a gépjármű 2 másodperc alatt állóra lett fékezve a járművezető



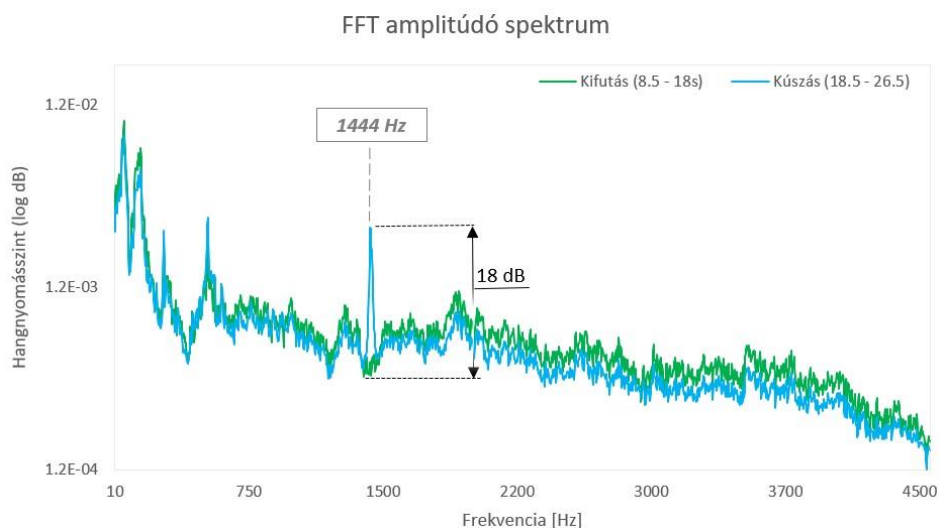
**8.2.2 ábra.** A gépjármű belterében mért zaj-spektogram hátrameneti fokozatban

által. A 8.2.2. ábrán látható idő vs. frekvencia analízisből megállapítható, hogy a zaj csak a sebességváltó terhelése közben lép fel kizárólag hátrameneti fokozatban.

A pszichoakusztikai paraméterek vizsgálata az előző ponthoz hasonlóan most is megtörtént. A hosszabb időjel miatt (30s) kivágtuk a működési kondíciók szempontjából fontos időtartományokat:

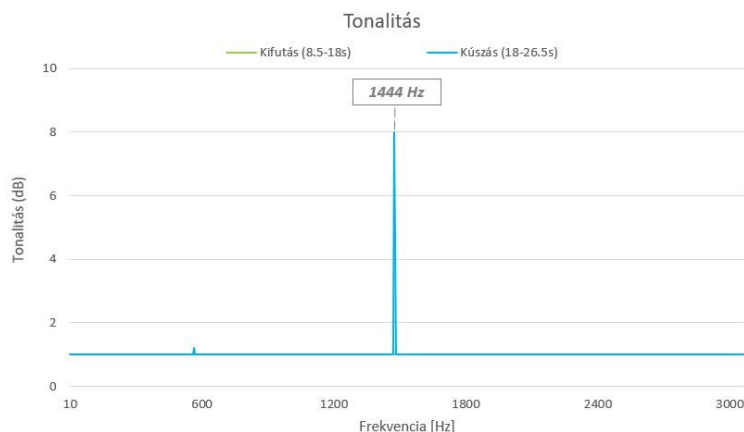
- Fázis 1. 0 – 8,5 s: gyorsítás álló pozícióból
- Fázis 2. 8.5 – 18 s: motorfék max. sebességről kúszási sebességig
- Fázis 3. 18 – 26,5 s: kúszás üresjáratú sebességen
- Fázis 4. 26,5 – 30 s fékezés

Referencia mérés hiányában két különböző tesztfázist hasonlítottunk össze. A kifutás állapotában a zajprobléma nem jelentkezik, míg a kúszás során hallható. Ezekben a fázisokban a motor fordulatszám közel megegyező, az alapjáratú fordulatszámmal egyenlő, így a spektrumok összehasonlítása lehetséges (8.2.3. ábra).

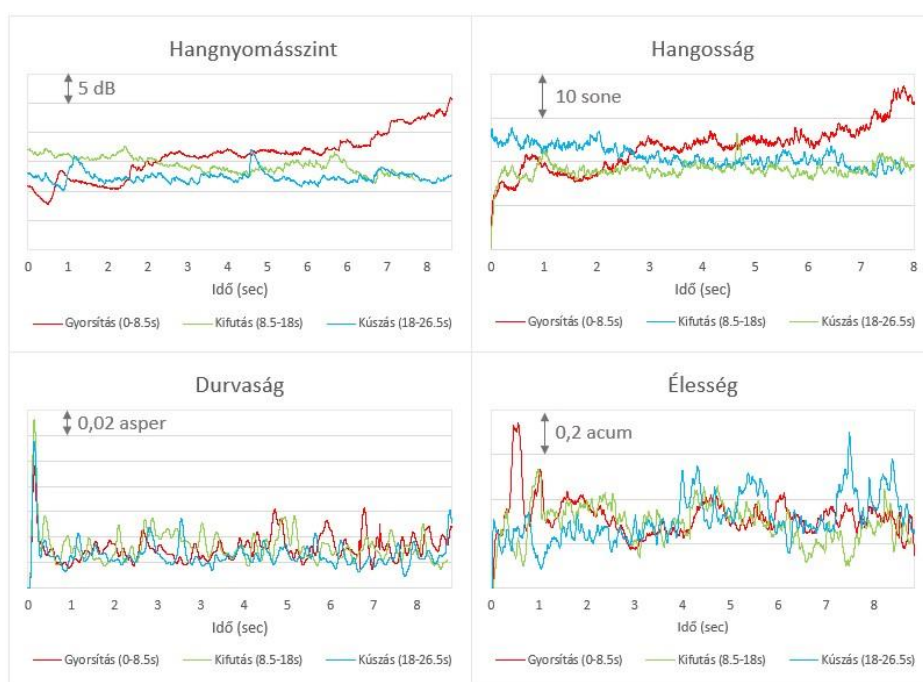


**8.2.3 ábra.** FFT amplitúdó spektrum összehasonlítás a kifutás és kúszás állapotában

A zaj megjelenésének üzemi állapotában látható egy 1444 Hz-es komponens az alapzaj-szint felett 18 dB-el. Ez a mértékű kiugrás a spektrális eloszlásban egy jól hallható, tónusos hangot eredményez, amely valószínűsíthető, hogy a felhasználó által hallott éles hangot eredményezi (8.2.4. ábra). A 8.2.5 ábrán látható a pszichoakusztikai kiértékelés minden különálló vezetési fázisban. A diagramok eredményei alapján elmondható, hogy a gyorsítás hatására a hangnyomásszint egyre inkább növekszik, míg a kifutás és kúszás fázisában állandó szinten mozog. Nem meglepő módon, a hangnyomásszint görbékkel összhangban a hangosság görbék hasonló tendenciát mutatnak. A durvaság tekintetében szintén megállapítható, hogy a zaj a vizsgált menetfázisokban nem durva, a három görbe közel azonos szinten van a vizsgált időtartam alatt. Az élesség a gyorsítás és kúszás során megkülönböztethetően magasabb, mint a kifutási fázisban. Az eredmény tehát jól megfelel a tapasztaltaknak, miszerint valóban egy élesebb hang hallható, amely zavaróbb lehet egyes embereknek és kizárólag azokban a vezetési fázisokban jelentkezik, amelyekben a hajtáslánc hátrameneti fokozatban terhelés alatt van.



8.2.4 ábra. Tonalitás összehasonlítása a kifutás és kúszás állapotában



8.2.5 ábra. Pszichoakusztikai jellemzők és hangnyomásszint a jármű három különböző működési állapotában

Konklúzióként elmondható, hogy a zajprobléma az akusztikai analízis eredményeként felismerhető és hatása megfigyelhető a kapcsolt idő-frekvencia spektrogramon. Egy felső kategóriába tartozó, már majdnem luxusautónak számító gépjárműnek nem szabadna ilyen jellegű, észrevehető és zavaró zajt kibocsátania, ezért feltételezhetjük, hogy a zajprobléma valós meghibásodásra utal. A pszichoakusztikai paraméterek vizsgálatával megerősítést nyert, hogy a zaj az élesség tekintetében valóban zavaró hatásként léphet fel, azaz a tulajdonos állítása jogosnak bizonyult. Noha a zajprobléma kimutatható, ezen kutatómunka mégsem teljesen érte el célját, hiszen a sebességváltóval kapcsolatos fontos információk nem álltak rendelkezésre, amely alapján frekvencia elemzéssel vagy más módszerrel egyértelműen azonosítani lehetne a zaj forrását jelentő meghibásodott gépelemet. Sejthető azonban, hogy a hátrameneti fogaskerekek egyikének meghibásodása a vizsgált zaj oka.



### 8.3 KIA CEED HÁTSÓ LENGÉSCSILLAPÍTÓ ZAJPROBLÉMA

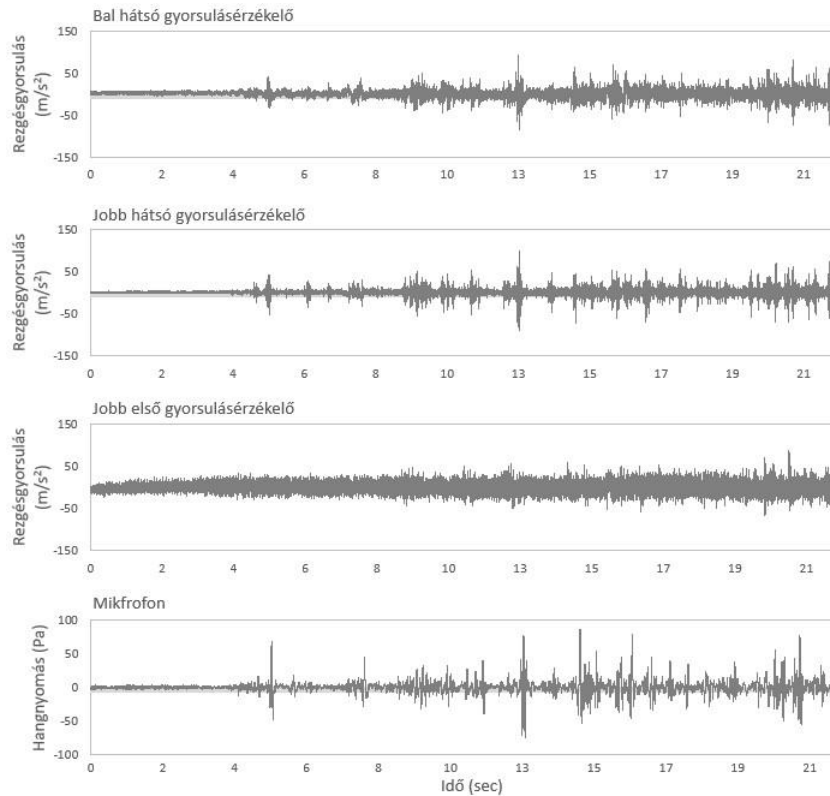
Adott egy Kia Ceed típusú személygépjármű, amelynél menet közben zörgő, kopogó zaj hallható az autó jobb hátsó része felől. A hibát javítás során feltárták, a problémát az okozta, hogy a lengéscsillapító rögzítő csavarok meglazultak a karosszériához képest. Kíváncsiak voltunk, hogy a vibroakusztikai módszerek milyen lehetőséget biztosítanak ilyen jellegű zajprobléma feltárásához, így egyszerű méréseket végeztünk el menet közben. A jármű jobb és bal hátsó részén, valamint a jobb első oldalán az ajtókilincsek magasságában a karosszérián mágneses rögzítésű piezoelektromos rezgés gyorsulás érzékelőket helyeztünk el. Továbbá az utastérben az utasoldali ülés fejmagasságában egy mikrofont is elhelyeztünk. A tesztek során a járművet 50km/h-ig gyorsítottuk, majd ezen az állandó sebességen haladtunk vele, végül pedig állóra lassítottuk.



**8.3.1 ábra.** Rezgés gyorsulás érzékelők elhelyezkedése a gépjármű karosszériáján és a mikrofon az utastérben

A szó klasszikus értelmében vett meghibásodási frekvenciáról jelen esetben nem beszélhetünk, mivel a gerjesztést nem egy forgó gépelem okozza. Tulajdonképpen frekvenciáról sem igazán beszélhetünk, mert a rezgések ritmusa nem állandó. A gerjesztés időben a gépjármű sebességétől és az útviszonyoktól függ, előfordulása véletlenszerű. A zörgő, kopogó zajt tranziens rezgések okozzák, amelyek széles frekvencia tartományban hatnak. Ezek a tranziensek a spektrumban átlagolódnak, ezért nem jeleníthetők meg diszkrét frekvencia komponensekként. Az ilyen jellegű meghibásodásoknál célszerűbb olyan analíziseket választani, amelyek valamilyen módon az idő tengelyt is megjelenítik. Kézenfekvő az időtartomány vizsgálata (8.3.2 ábra), amelyben láthatóak a gerjesztéshez tartozó amplitúdó csúcsok az alapzajtól jól elkülöníthetően. Az időjel alakjának vizsgálatából megállapítható, hogy a gerjesztés helyétől legtávolabb lévő rezgés gyorsulás érzékelő jelen a rezgés csúcsok kevésbé jelennek meg, a hibakép kevésbé szeparálódik el az alapzajtól. Ennek ellenére az audio fájl visszahallgatásával egyértelműen azonosítható a probléma, az időjel vizualizációjától függetlenül. Ez arra enged következtetni, hogy a karosszéria átviteli tulajdonságai nagyon jók, hiszen a bal hátsó nagyon jók, hiszen a bal hátsó és jobb hátsó pozícióban elhelyezett szenzorok jelei nagyon hasonlóak, és még a jobb első oldali érzékelőn is detektálható a

meghibásodás.szenzorok jelei nagyon hasonlóak, és még a jobb első oldali érzékelőn is detektálható a meghibásodás.

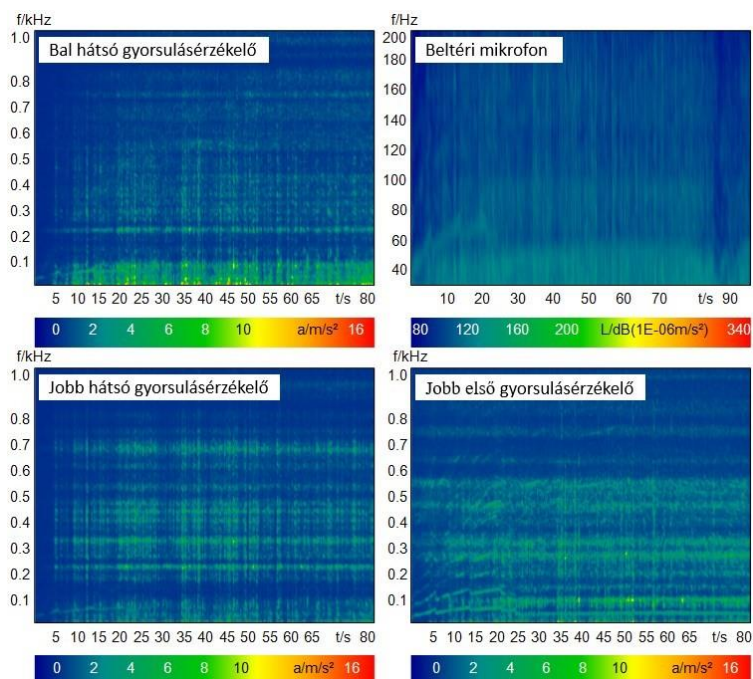


**8.3.2 ábra.** *Az egyes mérési pontokban a teszt során felvett időjelek*

A kapcsolt idő-frekvencia lehetőséget biztosít a gerjesztési események időbeli lefutásának megfigyelésére és a gerjesztett frekvencia tartomány megfigyelésére (8.3.3 ábra). A tranziensek a spektrogrammon függőleges vonalként jelennek meg. A beltéri mikrofon spektrogramja szerint az utastérbe javarészt csak 200 Hz alatti léghang gerjesztés jelenik meg a vizsgált tesztkörülmenyek között. Az időjelhez hasonlóan a jobb és bal hátsó karosszéria elemeken hasonló rezgésállapot alakul ki. A jobb első érzékelőn a robbanó motor orderei is láthatóak. A tranziens testhangok csak 1 kHz-ig okoznak érdemben gerjesztést, e-fölött szemmel láthatóan nem alakul ki értékelhető rezgésállapot. A karosszéria elemekre helyezett gyorsulásérzékelők jelén figyelhető meg, hogy a rezonancia frekvenciák és tranziens gerjesztési helyek találkozásánál erősítés jelenik meg. Tulajdonképpen ezek a rezonancia frekvenciák teszik hallhatóvá és vizualizálhatóvá a gyors lefolyású, ütésszerű jelenséget.

Mivel a gerjesztés a motor fordulatszámától közvetlen értelemben független, ezért a frekvencia komponensek vizsgálata nem ad diagnosztikai szempontból hasznos információt. Szélessávú gerjesztés lévén egyedül a szenzorpozíciókból tudunk a hiba helyére következtetni. A hiba megléte azonban referencia mérés nélkül is megállapítható, hiszen gépjárműveknél tudjuk, hogy ez a fajta viselkedés nem természetes. A hiba természetét és az általa megfigyelhető spektrális eloszlást az útgerjesztésből adódó véletlenszerűség befolyásolja. Alapvetően a „kopogással” járó tranziens gerjesztési események az idő függvényében figyelhetők meg jobban. Az időjel tipikus

alakja ilyen esetekben az alapzaj felett lévő szabályosan vagy véletlenszerűen ismétlődő csúcsokkal jellemezhető. Ennek jó példáját mutatjuk be ebben az esettanulmányban.



**8.3.3 ábra.** A mérési pontokhoz tartozó spektrogram képek

Ezt a mintázatot egyértelműen láthatjuk a mikrofon és hátsó rezgés gyorsulás érzékelők jelein. Az ütdések energiája gyakorlatilag az átviteli útvonalak csillapításától függően a szenzorok által felvett teljes frekvencia tartományban tárolódik. A szenzorpozíciók alapján a hiba helye a gépjármű hátsó részére határozható. A részletesebb lokalizációhoz személyes jelenlét szükséges, mivel a hang irányát binaurális mikrofon hiányában csak hallás alapján vagyunk képesek meghatározni. A kapott eredmények nem szolgáltatnak bizonyítékot arra, hogy a hiba a lengéscsillapító csavar lazulása. Hasonlóan a VW Touran zajproblémához – amely hasonló spektrális eloszlással – az analízisek alapján a meghibásodás meglete megállítható, de hiba gyökéroka nem tárható fel.

#### 8.4 FORD FOCUS SEBESSÉGVÁLTÓ HIBA – FOGTÖRÉS

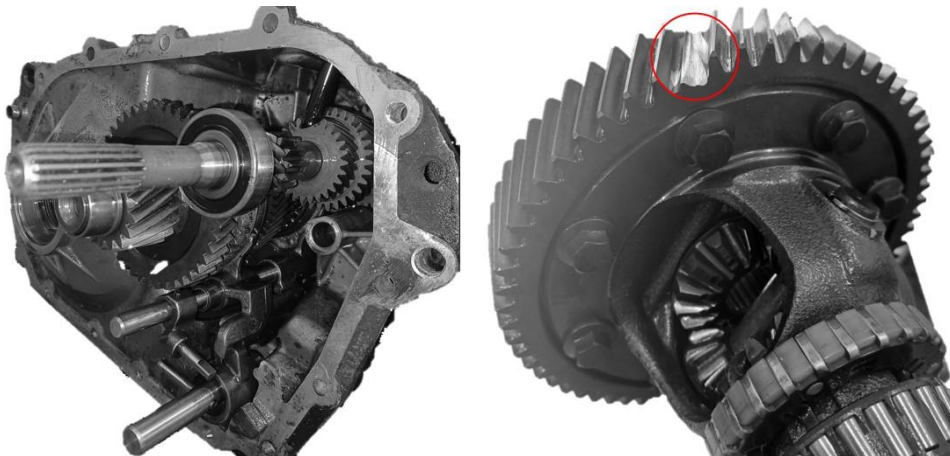
A diagnosztika során általában nem ismert a vizsgált jármű részletes adatai, pl. a fogaskerekek fogszámai. Jelen vizsgálat célja tehát az, hogy megmutassuk, van-e egyáltalán esély arra, hogy rezgésjelekből a meghibásodásra következtetni tudjunk. Lehetővé vált számunkra, hogy a kuantatómunka vizsgálatára egy tesztjárművet használjunk. Ez azért hasznos, mert ezen valamilyen hibát mesterségesen előidézve a vizsgálati módszert hatékonyságát ellenőrizni tudtuk.

A vibroakusztikus mérések egy első generációs Ford Focus (1998 -as évjárat) gépjárművön kerültek elvégzésre. A sebességváltó végáttételének kihajtó fogaskerekéről (8.4.3 ábra 4-jelű fogaskerék) el lett távolítva egy fog, ezzel mesterségesen előidézve egy lehetséges fogtörést. A mérések célja a sebességváltó meghibásodásának rezgésdiagnosztikai analízise volt. Az előidézett meghibásodás az emberi fül számára nem volt érzékelhető. A mérések kettes és hármas fokozatokban konstans és változó sebességgel lettek elvégezve. A mérések helyszíne egy gyér forgalmú közút volt. A közúti tesztek - a sebességhatár betartása végett - alapvetően meghatározták



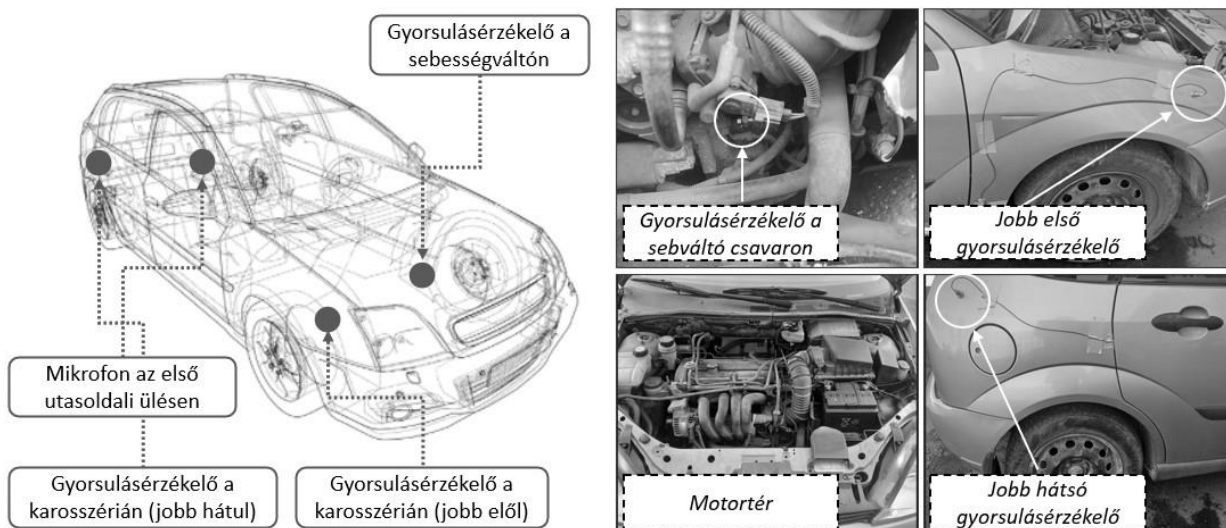
a mérések lehetőségeit és körülményeit. Felfutásos teszt során a jármű kettes fokozatban 1200 – 5000 1/min motorfordulaton üzemelt. Az állandó sebességű tesztek motor fordulatszám értékei kettes fokozatban 2000 1/min és 3000 1/min; hármask fokozatban pedig 2000 1/min voltak. A motor fordulatszámát a gépjármű vezetője a gázpedál segítségével vezérelte.

A rezgés gyorsulás érzékelők a sebességváltó házán és a karosszéria jobb első és hátsó oldalán lettek elhelyezve. Az időjelet egy 4 csatornás mérőkeret vette fel, később ezek az adatok



**8.4.1 ábra.** Ford Focus 5 sebességű manuális sebességváltója és a végáttétel kihajtó fogaskerekéről lementett fog

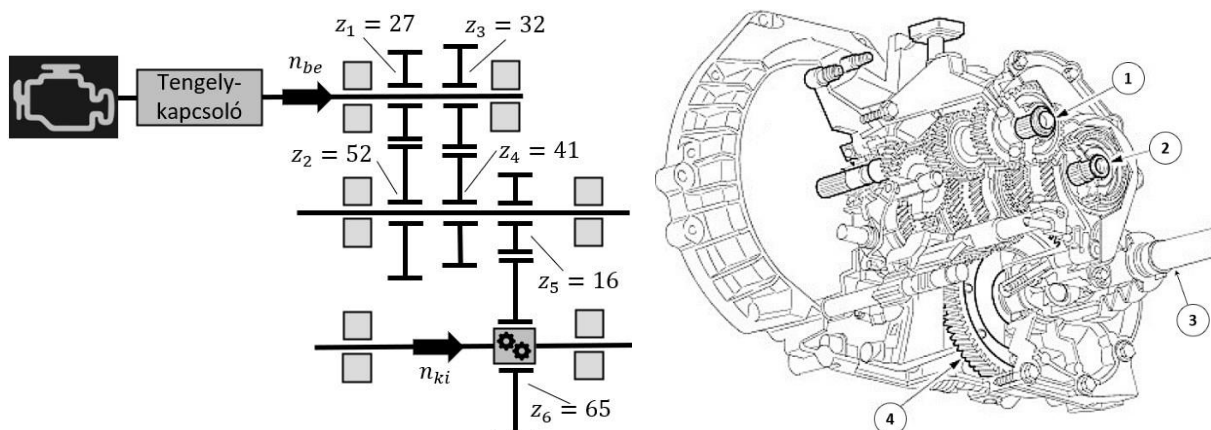
kerültek feldolgozásra Artemis Suite akusztikai kiértékelő szoftverben. Ezen kívül egy mikrofon is elhelyezésre került az első utasülésen fejmagasságban, lásd a 8.4.2. ábrán. Minden mérést többször ismételtünk meg, az eredmények megfelelő reprodukálhatóságának érdekében. A gyorsulás érzékelők mágneses rögzítéssel kerültek felhelyezésre. Mivel a sebességváltó blokkja alumínium öntvény, ezért a váltón a ház egyik csavarjára lett elhelyezve az érzékelő.



**8.4.2 ábra.** A gépjárművön felvett mérési pontok helyzeteit ábrázoló sematika (bal) és az ezeről készült néhány képfelvétel (jobb)

A kiértékelés Fourier transzformáció által nyert spektrumok és spektrogramok elemzésére terjed ki. A cél, hogy a rezgésadatokban egyértelmű utalást találjunk a hiba jelenlétére. Az eredmények kiértékeléséhez szükséges ismerni a sebességváltó felépítését, ezt a 8.4.3. sematikus ábra mutatja a kettes és hármas sebességi fokozatokhoz tartozó fogaskerékpárok ábrázolásával. A motor bemenő fordulatszámának és az áttételek ismeretében a tengelyek és fogaskerek kapcsolódási frekvenciái kiszámításra kerültek a kettes és hármas fokozat, valamint a végáttétel kihajtó fogaskerékének figyelembevételével. Kettes fokozatban a kiskerék  $z_1 = 27$ , míg a nagykerék  $z_2 = 52$  fogszerű, ebből az áttétel  $i_{12} = 1,926$ . Hasonlóan a hármas sebességi fokozatban  $z_3 = 32$  és  $z_4 = 41$  fogszerűből  $i_{34} = 1,281$ . Ugyan így számítva a végáttétel  $z_5 = 16$  és  $z_6 = 65$  fogszerűkkel számolva  $i_{56} = 4,063$ . Lehetőségünk volt a gépjármű gyári szerelési útmutatóját megszerezni, ahonnan a sebességváltó adatlapját is kinyerhettük. A kiszámított áttétel értékek megegyeznek a jármű sebességváltó adatlapján található adatokkal. A 1-es jelű tengely a motor tengelye, a bemenő fordulatszám ezen a tengelyen értendő. A 2-es jelű tengely az egyes sebességi fokozatokat megvalósító köztes tengely.

A vibroakusztikai mérések során a fordulatszám külön csatornán való rögzítésére nem volt



8.4.3 ábra. Ford Focus sebességváltó sematikus és 3D ábrája

lehetőség. Az analízisekhez a fordulatszám jel offline lett előállítva az akusztikai kiértékelő szoftverbe épített RPM jel generátorral, amely az idő-frekvencia spektrogramból az orderek ismeretében rekonstruálni képes a tesztekhez használt fordulatszám görbét. Az alábbi táblázat mutatja a jellegzetes teszt fordulatszámokhoz tartozó fogaskerék kapcsolódási ( $f_m$ ) és motor gyújtási frekvenciákat ( $f_i$ ) különböző sebességi fokozatokban. A tengelyek forgási frekvenciái a lassító áttételek ismeretében a fordulatszámokból az  $f = n/60$  összefüggéssel határozhatók meg. Az egyes tengelyek fordulatszámának és a fogszerűk ismeretében a fogaskerékpárra jellemző kapcsolódási frekvencia  $f_m = (n \cdot z)/60$ . A gyújtási frekvencia a motor tengely második felharmonikusa, mivel 4 hengeres 4 ütemű motorban két gyújtás szükséges a főtengeley egy fordulatanak megtételéhez.

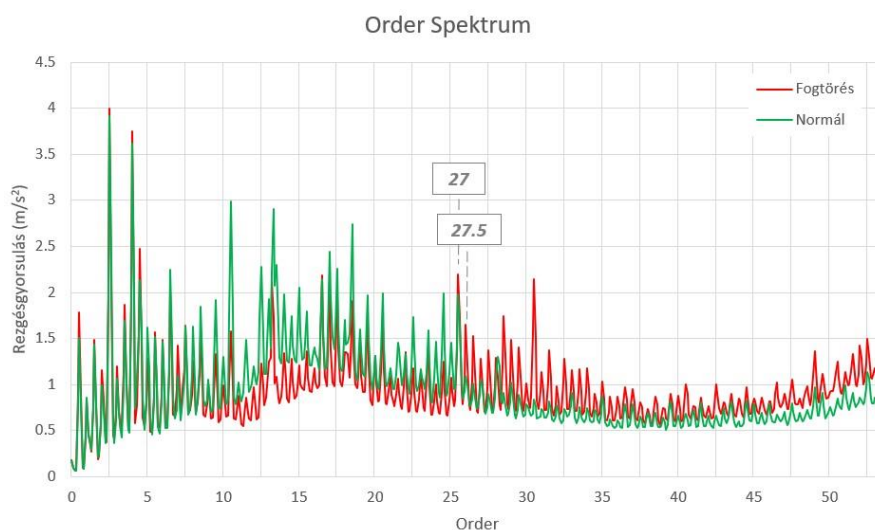
A gépjármű hibájának ismert helyzete miatt elsősorban a sebességváltóra elhelyezett gyorsulásérzékelő jeléből indulunk ki. A bemutatott eredmények az egyes mérések megfelelőségének vizsgálata után átlagolva vannak. A spektrumokban a hibás fogaskerék működési frekvenciájára jellemző gerjesztést keresünk. A fordulatszám csatorna előállítása után vizsgálható a változó sebességű teszt order spektruma és FFT vs. RPM (rotation per minute) diagramja. Az order spektrum a behajtó tengely alapfrekvenciájával normalizált spektrum.

Esetünkben az látszik rajta, hogy a 27-es order alatti harmonikusok a hibás és normál állapotban nem különülnek el, viszont e-felett a meghibásodás állapotában az orderek magasabb rezgésgyorsulás szintet mutatnak.

A 27.-ik order a kettes sebességi fokozathoz tartozó fogaskerékpár  $f_{m2}$  kapcsolódási

Motorfordulat	Gyújtási frekvencia	Kettes fokozat	Hármas fokozat	Végáttétel kihajtó kerék, 2. fokozat	Végáttétel kihajtó kerék, 3. fokozat
$n$ [1/min]	$f_i$ [Hz]	$f_{m2}$ [Hz]	$f_{m3}$ [Hz]	$f_{mf2}$ [Hz]	$f_{mf3}$ [Hz]
1200	40	540	640	166.15	249.76
2000	66.67	900	1066.67	276.92	416.26
3000	100	1350	1600	415.38	624.39
5000	166.67	2250	2667.67	692.31	1040.65

**8.4.1 táblázat.** *A motor és fogaskerékpárok tesztüzemre jellemző topológiai frekvenciái*

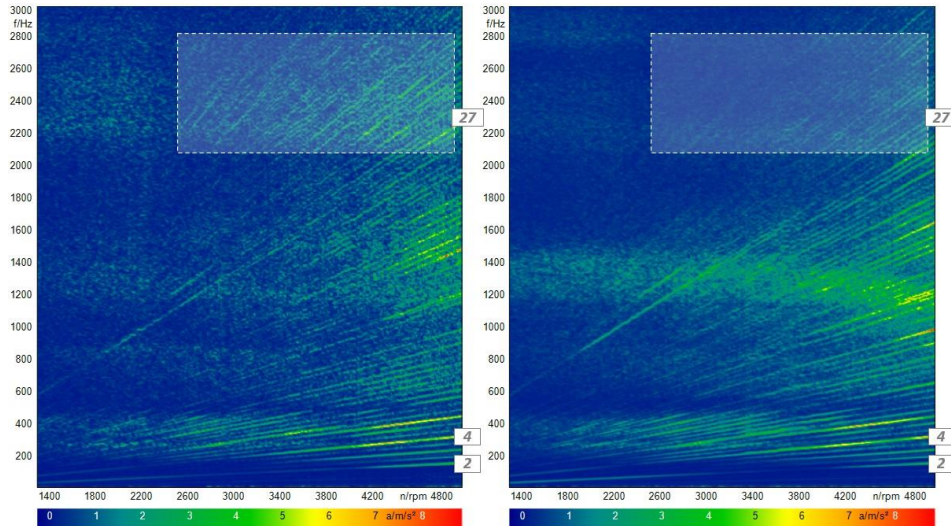


**8.4.4 ábra.** *Felfutásos teszt order spektruma (2. fokozat 1200 - 5000 1/min motor fordulata)*

frekvenciájának első harmonikusa. Az egyes orderek között egyenlően 0,5 order távolság van, amely éppen a kettes sebességi fokozat kihajtó tengelyére jellemző harmonikus.

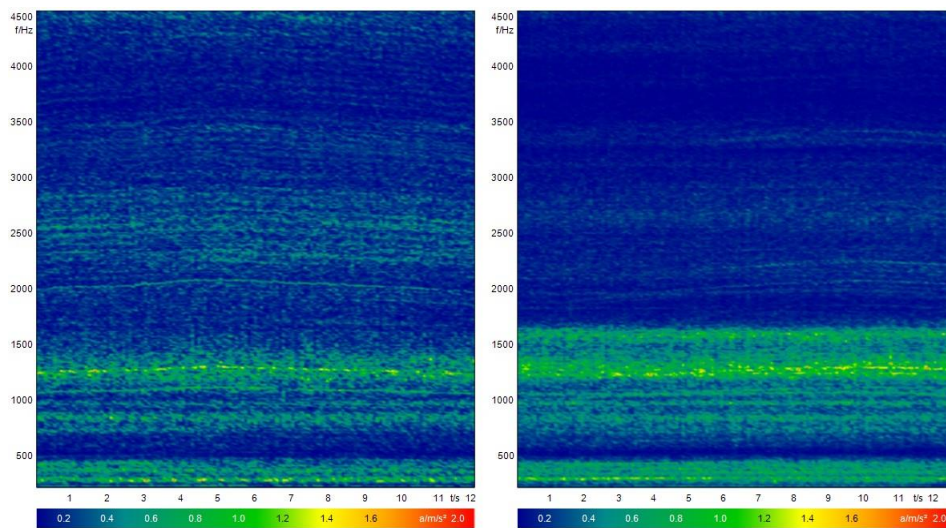
Az order spektrum megállapításaival azonosságot mutat az FFT vs. RPM diagram, amelyen szintén látható, hogy a 27 fölötti orderek erőteljesebben jelennek meg 2500 1/min motorfordulatszámától kezdődően a 2200 – 2800 Hz frekvenciatartományban hibás állapotban. A spektrogram alapján az is elmondható, hogy a 27. order mindkét állapotban dominánsan jelenik meg az egész fordulatszám tartományban. Másfelől, a vizsgált frekvencia tartomány (0 – 10 kHz) nagy részében nem csak a kapcsolt fokozatra jellemző működési frekvenciák, de a motorból származó, gyújtási frekvencia felharmonikusok (2., 4. stb. felharmonikusok) is jellemzőek.

Az állandó sebességű mérések vizsgálatokor kézenfekvő a spektrumok előállítás, azonban esetünkben nem bizonyultak kiértékelhetőnek. Ennek oka, hogy a robbanó motorok nyomaték és fordulatszám ingadozása nagy mértékű, stabil fordulatszám nélkül pedig az FFT spektrumok elkenődnek, a topológiai frekvenciák nem jeleníthetők meg.



**8.4.5 ábra.** Felfutásos teszt FFT vs. RPM diagramja (spektrogram) 0–3000 Hz (bal: fogtörés, jobb: normál)

A fluktuációból adódó fordulatszám eltérés kb. +/- 50 1/min, ezért az időjelet a fordulatszám stabil tartományában meg kell vágni. Ezt tapasztalva elmondható, hogy robbanó motorok vizsgálatához a felfutásos tesztek jobban illeszkednek. Mindazonáltal, a kettes sebességi fokozatban 2000 1/min fordulatszám mellett elvégzett mérések spektrogramjából szintén megállapítható, hogy 2000 – 2800 Hz között vannak olyan harmonikusok, amelyek energiaszintje megemelkedett.

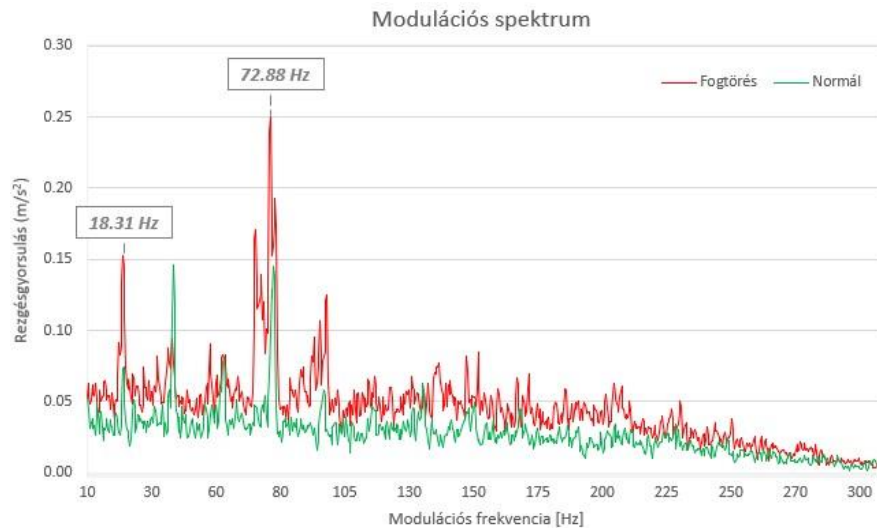


**8.4.6 ábra.** FFT vs. idő spektrogram 2. sebességi fokozat 2000 1/min fordulatszám 0 - 4500 Hz (bal: fogtörés, jobb: normál)

A tartományt moduláló frekvenciákat a modulációs spektrum előállításával nyerhetjük ki. A 4096 vonalas spektrum 500 Hz alatti burkoló alul-áteresztő szűrővel készült. Ebből megállapítható, hogy alapvetően két frekvencia komponens modulálja ezt a tartományt: az egyik a kettes fokozat kihajtó tengelyének 18.31 Hz forgási frekvenciája, a másik pedig a gyújtási

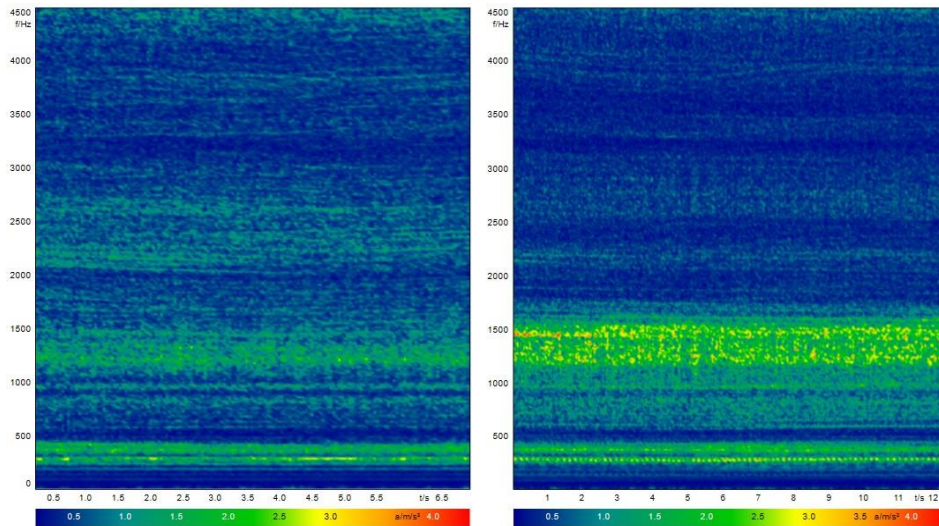


frekvencia (72.88 Hz) első harmonikususa. A 3000 1/min motorfordulaton kettes fokozatban végzett mérés spektogramja alapján elmondható, hogy a fordulatszám növelésével a modulált frekvencia tartomány kiszélesedik.



**8.4.7 ábra.** Modulációs spektrum, 2150 – 2500 Hz (2. fokozat 2000 1/min)

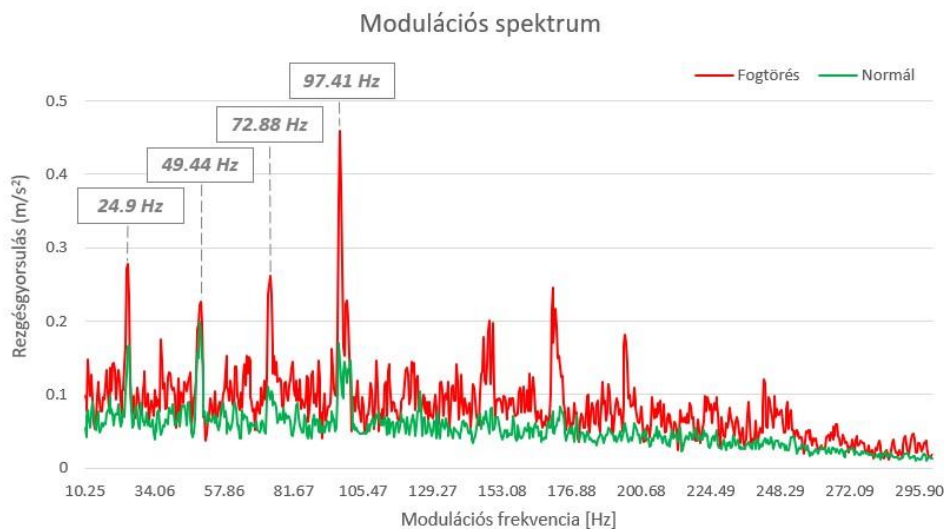
A 2000 – 4000 Hz közötti frekvencia tartomány szintén erősen modulált a 2. fokozat kihajtó tengelyének felharmonikusával (24.9 Hz, 49.44 Hz, 72.88 Hz stb.). A 97.41 Hz amplitúdó csúcs a gyújtásfrekvenciához tartozik. A 3. sebességi fokozatban végzett méréseket figyelembe véve ellentmondásra jutunk, mert a spektogramra tekintve látható, hogy nem csak a hibás állapotban, hanem normál állapotban is megjelennek az adott fokozathoz tartozó kihajtó tengely forgási frekvenciák amplitúdói.



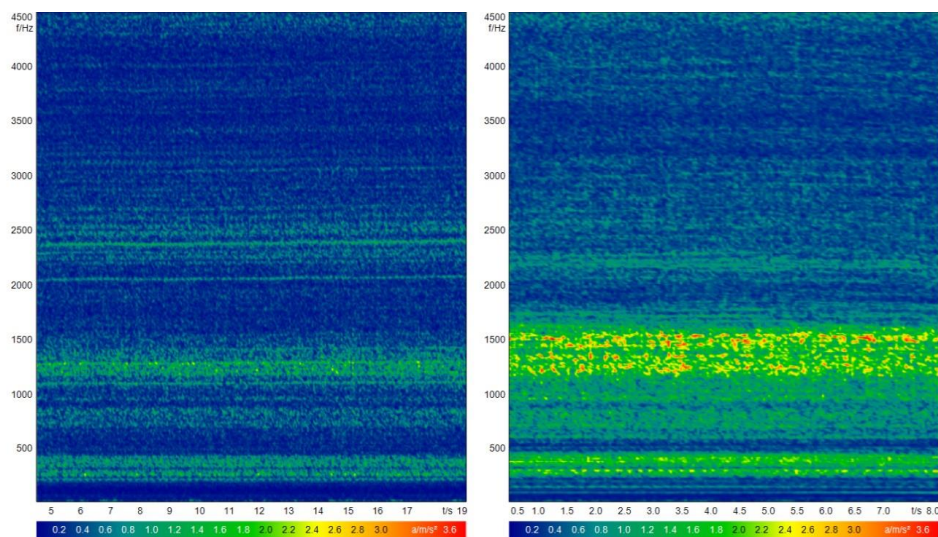
**8.4.8 ábra.** FFT vs. idő spektogram 2. sebességi fokozat 3000 1/min fordulatszám 0 – 4500 Hz (bal: fogtörés, jobb: normál)

Ez az ellentmondás, illetve a tény, hogy a meghibásodott fogaskerékhez kapcsolódóan gerjesztő frekvenciákat nem találunk, arra a következtetésre vezet, hogy a rezgésjelben történt változást nem az általunk előidézett fogaskerék meghibásodás okozza. A kérdés, hogy mégis mi az oka ennek az észrevehető változásnak? A helyzet érthetőbbé válik, ha figyelembe vesszünk két dolgot. Egyrészt, a mérések között eltelt idő hetekben mérhető, ez idő alatt a vizsgált gépjármű

egyáltalán nem volt használatban. Ez okozhatja azt, hogy a jármű állapota a sok állásidő és járatás hiánya miatt megváltozott. Időben egymást követő tesztek összehasonlítása azt mutatja, hogy a mérési eredmények jól reprodukálhatóak, a mérés szórása és bizonytalansága nagyon csekély mértékű. Ennél valószínűbb ok, hogy a sebességváltó ki-és beszerelése és szét-vagy összeszerelése folytán valamilyen kisebb mértékű hiba került a rendszerbe.



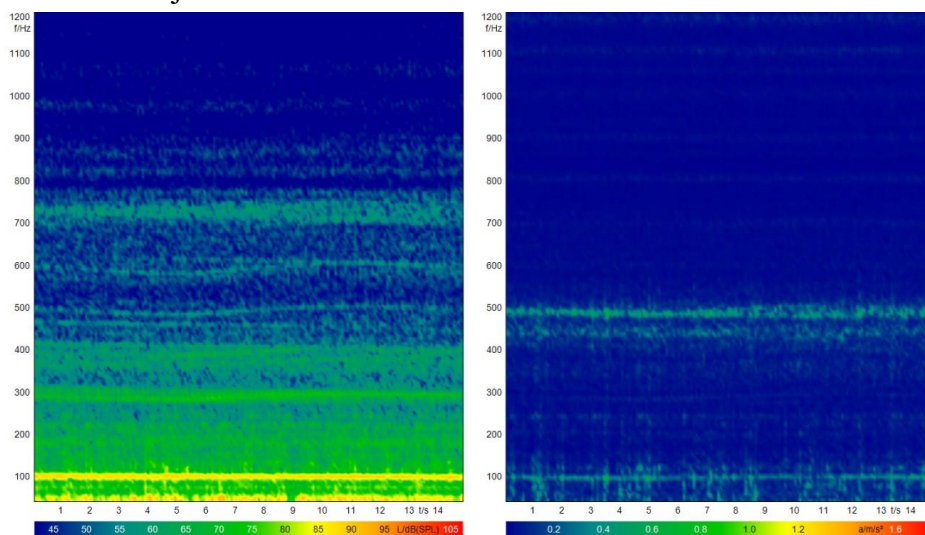
8.4.9 ábra. Modulációs spektrum, 2000 – 4000 Hz (2. fokozat 3000 1/min)



8.4.10 ábra. FFT vs. idő spektrogram 3. sebességi fokozat 2000 1/min fordulatszám 0 - 4500 Hz (bal: fogtörés, jobb: normál)

A sebességváltó több alkalommal, különböző helyszíneken is szét, majd össze lett szerelve. A felfutásos teszt spektrogramján látható, hogy egyes rezonancia frekvenciák a meghibásodás állapotában jelennek meg (pl. 2200 -2400 Hz között), míg más rezonancia frekvenciák szinte eltűnnek (pl. 1200 – 1400 Hz között). A rezonancia frekvenciák átrendeződése kapcsán a feltevés, hogy a szerelési műveletek során a tengelyek, csapágyak és házfedél pozíciói, valamint az egyes alkatrész kapcsolatok változása a rendszer merevségének megváltozását okozta. Tehát a szerelési műveletek közben nem volt biztosított, hogy nem okozunk bármilyen féle, a mesterséges hibától független eltérést az eredeti állapothoz képest. A karosszéria jobb első részére helyezett és a mikrofon csatornán felvett jelekben főleg a motorból származó fundamentális frekvenciák

jelennek meg, a sebességváltó topológiai frekvenciái nem ismerhetők fel. Az utastérbe bejutó alacsony frekvenciák leginkább 1kHz alatt vannak, a karosszéria elemeken pedig még ennél is kisebb frekvenciák gerjesztenek. A sebességváltót illető problémák tehát csak a sebességváltó házára illesztett szenzor jeléből detektálhatók.



**8.4.11 ábra.** FFT vs. idő spektrogram 3. sebességi fokozat 2000 1/min fordulatszám 40-1200 Hz (bal: mikrofon, jobb: jobb első gyorsulásérzékelő)

Szakirodalmi források alapján [62-64] fogtörés esetén a törött fogaskerék kapcsolódási frekvenciáján vett amplitúdója és az ahhoz tartozó szimmetrikus oldalsávok amplitúdói növekednek. A nyomatek növekedésével az amplitúdók emelkedése is megfigyelhető. A Hilbert-féle modulációs spektrummal kimutatható, hogy a fogkapcsolódási frekvencia szűk környezetében a törött fogaskerék tengelyének frekvenciája modulálja a spektrumot.

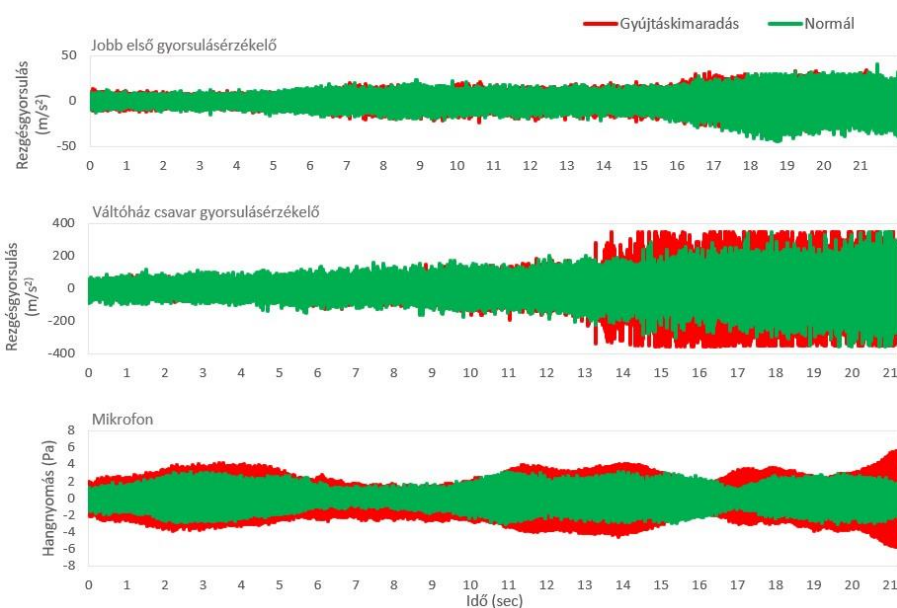
A szakirodalomban nagy számban található, fogkárosodás rezgésvizsgálatával foglalkozó publikációkban a rezgéspektrumokat laboratóriumi körülmények között, általában csak egy fogaskerékpár esetén vizsgálják. Ezzel szemben komplett gépjármű sebességváltó fogtörés problémája beépített állapotban, valós üzemi körülmények között történő rezgésvizsgálatával nem állítható elő az elméleti hibaspektrum. A rezgés és akusztikus spektrumokban nyoma sincs a hibás fogaskerékre jellemző frekvenciáknak vagy oldalsáv modulációknak, a megjelenő frekvenciák nem utalnak az előidézett problémára. A jó és rossz állapot a vizsgálati eredmények alapján élesen nem különíthető el egymástól, mivel a különböző sebességi fokozatokban végzett tesztek nem adnak egybehangzó értékelést a gépjármű viselkedéséről. Ennek nagy valószínűséggel az oka a helytelen vagy eltérő szerelési módszer, amely miatt a legcsekélyebb mechanikai változásra is érzékeny vibroakusztikus módszer különböző működési állapotokban ellentmondó eredményeket produkál. Ezen felül, a végáttétel kihajtó fogaskereke 2000 1/min motorfordulat mellett alacsonynak mondható, kettes fokozatban 255 1/min, míg hármas fokozatban 384 1/min sebességgel forog. Mint köztudott, a rezgésgyorsulás amplitúdója a fordulatszámmal egyenesen arányosan nő. A motor főtengelelyből származó, a jármű rezgéscharakterisztikáját nagy mértékben meghatározó magas energiájú rezgések elnyomják és nem teszik a spektrumokban vizualizálhatóvá az alacsony fordulátú fogaskerék harmonikusokat.



## 8.5 FORD FOCUS GYÚJTÁSKIMARADÁS PROBLÉMA

A belső égésű motorok egyik leggyakoribb problémája az előregedett gyújtógyertya, amely gyenge gyújtást vagy gyújtáskimaradást okoz, és megállíthatja a főtengely forgását. Ez a probléma különösen a régebbi járműveknél jelentkezik, és rontja az üzemanyag-fogyasztást hatékonyságát. Ezenkívül súlyos, hosszú távú károsodást okozhat a motorban. Napjainkban az előírások környezetvédelmi követelményeinek részeként miatt minden járműbe építenek be gyújtáskimaradás-érzékelő technikákat. Létező diagnosztikai stratégia a hengernyomás vagy a főtengely fordulatszám-ingadozásának mérése.

A vibroakusztikus mérések az előző fejezetben már bemutatott első generációs Ford Focus személygépkocsin lettek elvégezve. A mérések során kiemelt követelmény volt a szenzorok rendkívül egyszerű, szétszerelés nélküli felszerelése az autóra. Ebből a célból egy egytengelyű gyorsulásérzékelő a karosszéria jobb első oldalán, egy a motorblokk és a váltóház közötti csatlakozó csavarfejhez, ill. egy kondenzátor mikrofon került az első utasülésre. A méréseket többször megismételtük alapjáraton állandó, 2000 1/min és 3000 1/min motorfordulatszámon. Továbbá a zajt és a rezgést gyorsított üzemmódban (felfutás) mértük 1500 1/min-ről 5000 1/min-re. A motor sebességet egy sofőr szabályozta a gázpedállal. A kapott nyers időjel később az Artemis Suite zajkiértékelő szoftver segítségével utólag lett feldolgozva.



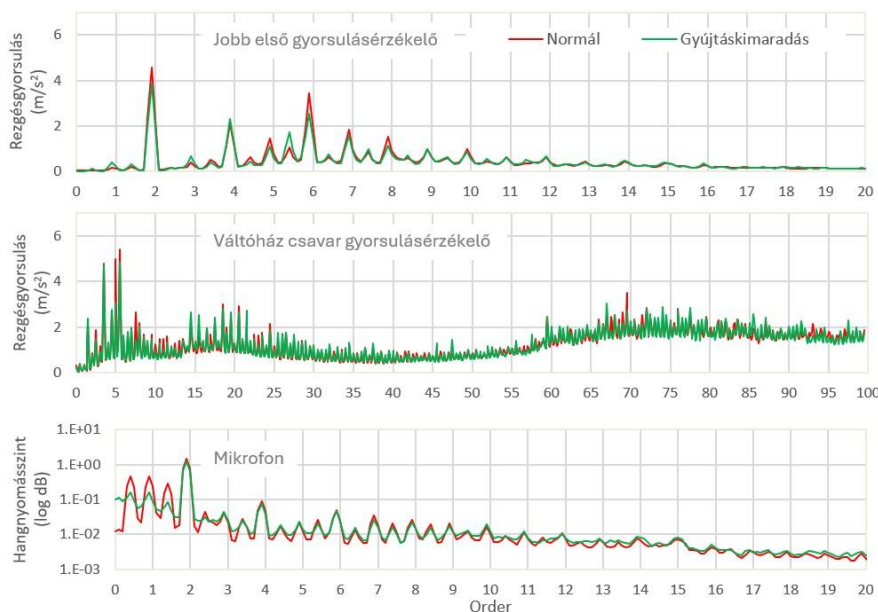
8.5.1 ábra. A gyorsítási teszt során felvett időtartománybeli jelek

Első körben a változó sebességű teszt eredményeket értékeljük ki. A mikrofonból származtatott akusztikus jel formáját az utasülés felé eső komponensek különböző frekvenciafüggő csillapítási tulajdonságai határozzák meg. A gyorsítás közbeni mérés időtartománybeli jelalakja nem mutat tranziens jelenségeket, illetve a trend alapján abnormális viselkedés nem látható. A jel fordulatszám-szinkron mintavételezésével és a frekvencia tengely alapfrekvencia szerinti normalizálásával előállítható az order spektrum. A jobb első gyorsulásérzékelőn és a váltóházon nem jelenik meg olyan order, amelynek energiatartalma kiugró lenne a normál állapothoz képest. Érdekes módon azonban, a mikrofon order spektrumán a 0.5, 1 és 1,5 orderek eltérnek. A három csatorna eredményeiből egyértelműen megállapítható, hogy a gyújtáshoz köthető második order és felharmonikusai dominánsak a jármű vibroakusztikus



viselkedésének kialakításában. Mivel csak a mikrofon csatornán látszik különbség, ezért a továbbiakban csak a mikrofon jelének vizsgálatával foglalkozunk az állandandó sebességű mérések esetén. A 2000 1/min és 3000 1/min motorfordulatszámokon elvégzett tesztek amplitúdó spektrumait a 7.5.2 ábra mutatja. A hangnyomásszint emelkedése 1000 Hz feletti tartományban figyelhető meg. A modulációs spektrum mutatja azokat a frekvencia komponenseket, amelyek a 2000 – 4000 Hz közötti frekvencia tartományt modulálják. 2000 1/min esetén ezek a frekvenciák rendre 17.66 Hz, 52.27 Hz, 69.85 Hz, 83.35 Hz, 102.55 Hz, 122,13 Hz, 139,52 Hz, 157,01 Hz stb., azaz a főtengely szub-és felharmonikusai.

A főtengely frekvenciája 2000 1/min fordulathál 33,33 Hz. Ugyan ez a kép figyelhető meg



8.5.2 ábra. A mérés során használt csatornák order spektrumai

magasabb, 3000 1/min fordulaton, ekkor a főtengely frekvenciája éppen 50 Hz. A topológiai, egész számú orderek (harmonikusok) között megjelenő tört számú orderek (szubharmonikusok) megjelenésének oka a főtengely kiegyensúlyozatlan járása lehet. Jobban mondva, a motor főtengely önmagában kiegyensúlyozott, de a gyújtáskimaradás következményeként a tengely sebessége ingadozik és járása egyenetlenné válik. Ezt a feltevést erősíti meg a [65] tanulmány, amely azt állítja, hogy a gyújtáskimaradás a motor főtengely hirtelen nyomatékvesztését okozza, és ez csillapított torziós rezgések formájában jelenik meg a motor jellemző frekvenciáin. A gyújtási frekvencia 4 ütemű belső égésű motorban a következőképpen számítható:

$$f_{gyújtási} = \frac{1}{2} \cdot \frac{Fordulatszám}{60} \cdot hengerek\ száma [Hz].$$

A fordulatszám 1/min-ben értendő, a hengerek száma Ford Focus motorban 4 darab soros elhelyezéssel. A kettővel való osztást azért kell elvégezni, mert ahhoz, hogy a főtengely egy teljes 360°-os fordulatot megtegyen két gyújtás szükséges. Mivel a konstrukció kötött, ezért ez a frekvencia csak a motor fordulatszámától függ. A motor frekvencia könnyedén számolható:

$$f_{motor} = \frac{Fordulatszám}{60} [Hz].$$

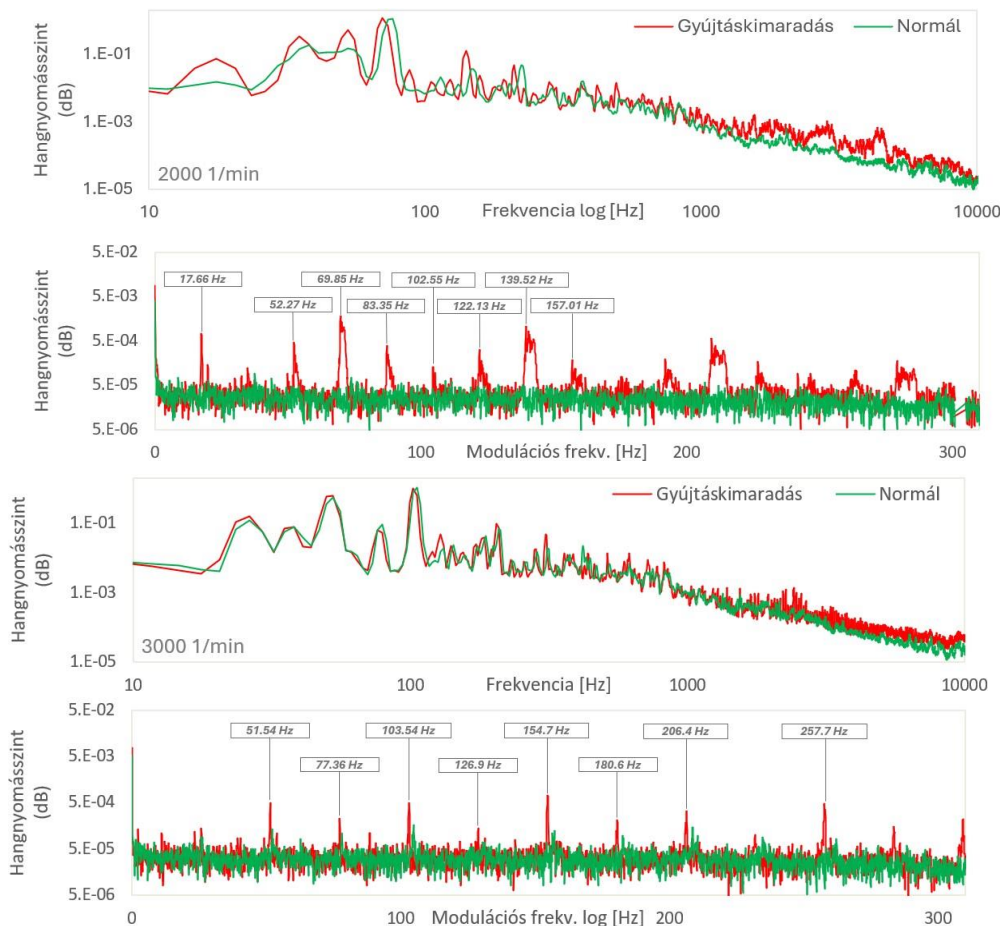
A vezérműtengely és a főtengely között rugalmas kinematikai kapcsolat valósul meg szíjhajtás segítségével. Ez a tengely működteti a hengerek beömlő és kiömlő szelepeit, azaz

szabályozza az égési folyamatot. A tengelyek közötti áttétel általában 2, tehát a vezérműtengely forgási sebessége fele a motor tengelyének, így a vezérműtengely frekvenciája:

$$f_{\text{vezérműtengely}} = \frac{\text{Fordulatszám}/2}{60} \text{ [Hz]}.$$

Motorfordulat n [1/min]	Motor frekvencia	Vezérműtengely frekvencia	Gyújtási frekvencia
2000	33,33 Hz	16,66 Hz	66,67 Hz
3000	50 Hz	25 Hz	100 Hz
5000	83,33 Hz	41,66 Hz	166,67 Hz

**8.5.1 táblázat.** A belsőégésű motor jellemző frekvenciái a tesztfordulatszámokon



**8.5.3 ábra.** A 2000 és 3000 1/min fordulatszámokhoz tartozó amplitúdó – és modulációs spektrumok

A vibroakusztikus időjel analízise nem csak alakjának szemrevételezéssel, hanem statisztikai mutatószámainak elemzésével is történhet. Ezek a statisztikai mutatószámok egyetlen értéket adnak, amely segítségével két állapot közötti különbség számszerűsíthető. Számításkor feltételezzük, hogy az időjel amplitúdói egy adott populáció vagy minta értékei. Mivel diagnosztikai szempontból a mikrofon akusztikus jele bizonyító erejű, ezért az időjel statisztikai mutatószámait erre a csatornára készítjük el. A számítások elvégzése előtt az időjel frekvencia

tartalmát a problémára korlátozzuk, ezért 10 Hz felüláteresztő és 10 kHz aluláteresztő szűrővel látjuk el. A szűrt időjel alak és a hozzá tartozó eloszlás függvényt a 3.5.4 ábra mutatja.

A négyzetes középérték (Root Mean Square = RMS) a jel átlagos energia tartalmát fejezi ki. Az RMS a négyzetes amplitúdó értékek átlagából vont gyök, formulája a következő:

$$RMS = \sqrt{\frac{x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + \dots + x_n^2}{n}}$$

Az RMS értéket nem csak az időjelből, de a frekvencia tartományba transzformált jelből is szokás számítani. A spektrumból képzett RMS érték megegyezik az időjelből kalkulált értékkel, hiszen a Fourier-transzformáció teljesen reverzibilis és az energia megmaradás törvénye értelmében a transzformáció következtében nem veszhet el és nem képződhet többlet energia a jelben.

Az átlagérték (Mean):

$$\text{Átlag} = \frac{x_1 + x_2 + x_3 + \dots + x_n}{n}$$

Az átlagérték a vizsgált jelben megtalálható amplitúdó értékek nagyságáról ad információt. Hátránya, hogy adott esetben egyszeri, véletlenszerűen bekövetkező tranzien események pontatlanítják az eredményt.

A szórás (Standard Deviation) az átlagtól való eltérést fejezi ki. Az alacsony szórás érték azt jelenti, hogy az adatpontok az átlagértékhez közel helyezkednek el, míg nagy szórás esetén az eredmények szétterjedtebbek.

$$\text{Szórás} = \sqrt{\frac{\sum(x_i - \bar{x})^2}{n - 2}}$$

A szórás megnövekedéséből következtethetünk arra, hogy az amplitúdó értékek többé már nem a normális viselkedést leíró értékek köré központosulnak.

A csúcstényező (Crest Factor (CF)) a csúcserték és effektív érték viszonyát adja meg, azaz megmutatja, hogy az időjelben az amplitúdó csúcsok mennyire kiemelkedőek. A csúcstényező 1, ha a jelben nincsenek amplitúdó csúcsok.

$$\text{Csúcstényező (CF)} = \frac{\text{Peak}}{\text{RMS}}$$

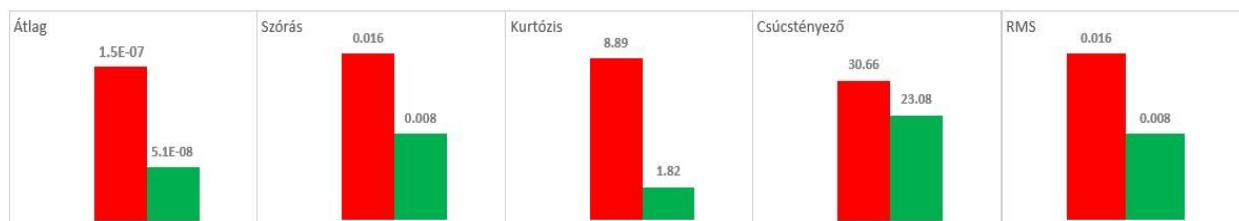
A kurtózi (Curtosis) negyedik mutatóként is hívják, több definíciója is létezik. Pearson a kurtózi a normalitástól való eltérés mértékéeként definiálja. Ez a statisztikai mutatószám egy véletlenszerű adathalmaz valószínűségi eloszlásának a csúcosságát vagy laposságát méri.

$$\text{Kurtózi} = \left\{ \frac{n(n+1)}{(n-1)(n-2)(n-3)} \sum \left( \frac{x_i - \bar{x}}{s} \right)^4 \right\} - \frac{3(n-1)^2}{(n-2)(n-3)}$$

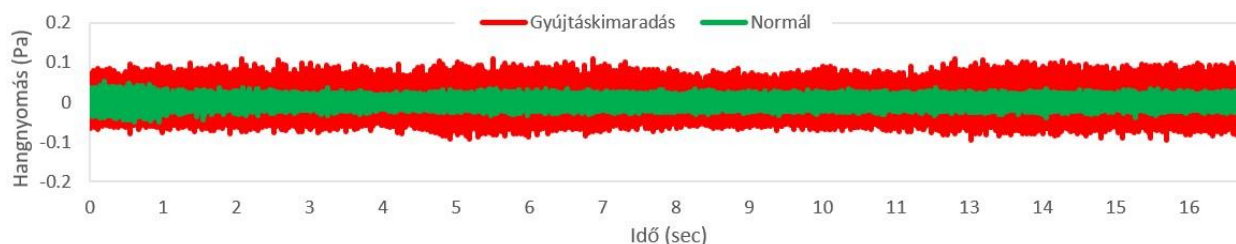
Az eredmények oszlopdiagramon való szemléltetése után elmondható, hogy a kiszámított statisztikai mutatószámok mindegyike képes különbséget tenni a jó és rossz állapot között a jel szűrése után. Egyedül a csúcstényezőnél nem látszik olyan nagy különbség faktor, amellyel magabiztosan lehet elválasztani a meghibásodott és tervezett viselkedést. A szórás és négyzetes középérték a tizenkettedik tizedes jegyig megegyezik, amely azért lehetséges, mert az átlag nagyon kis értékű. A szórás és négyzetes középérték közötti összefüggés:

$$\text{Átlag} = \sqrt{(\text{RMS})^2 - (\text{Szórás})^2}$$

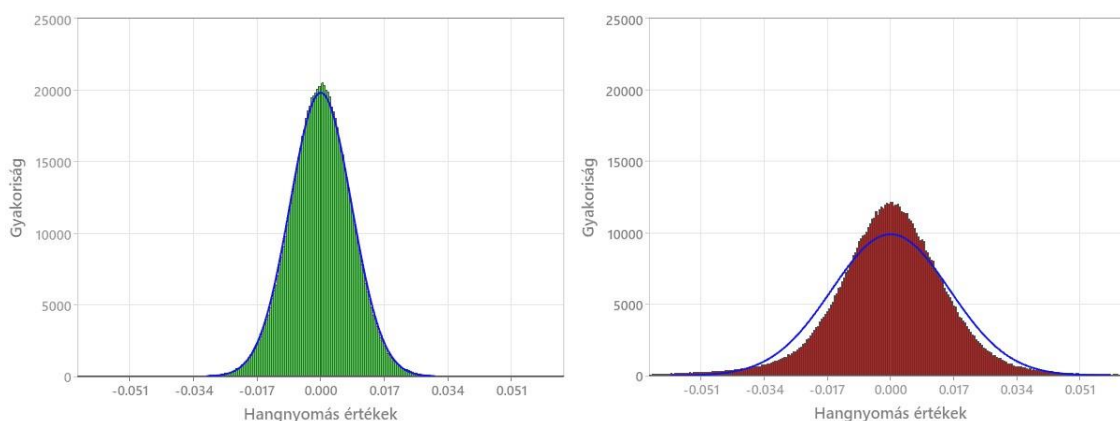
Az időjel és az eloszlás görbék (hisztogramok) vizualizálják a statisztikai mérőszám értékek közötti különbségeket. Látható, hogy gyújtáskimaradás esetén megnőnek a nagyobb amplitúdók gyakoriságai és az eloszlás függvény a normál eloszlástól még különbözőbb lesz.



8.5.4 ábra. A mikrofon időjeléből számított statisztikai mutatószámok 2000 1/min-nél



8.5.5 ábra. Mikrofon szűrt időjel (1 kHz– 10 kHz) 2000 1/min fordulatszámon



8.5.6 ábra. Akusztikus időjel eloszlás görbéi (bal: normális állapot; jobb: gyújtáskimaradás állapota) 2000 /1min fordulatszámon

Összefoglalásként elmondható, hogy az előidézett gyújtáskimaradás következményei észlelhetőek az akusztikus jelben, a használt szenzor pozíciók közül a leghasznosabb információt a mikrofon jeléből nyertük ki. A problémát illetően az általunk felvázolt konklúzió egybe esik a szakirodalomban tett megállapításokkal. Az order spektrumból megállapítható, hogy gyújtáskimaradás esetén a motor főtengely első orderének és a szubharmonikusainak rezgésszintje megemelkedik. A spektrumokon végzett analízis azt mutatja, hogy 1000 Hz fölött megjelenik egy a főtengely frekvenciájához köthető szubharmonikus modulációs család. Az utastérben és a karosszéria elemeken a gyújtási frekvencia általi gerjesztés dominánsan jelenik meg.

A tengelyek gyártásuk után statikusan és dinamikusan kiegyensúlyozottak, így nem gerjeszthetnek túlságosan nagy radiális rezgéseket. A tengely egyenetlen járása miatt torziós rezgések keletkeznek, azonban ezek nem voltak mérve. Az általunk axiális és radiális irányban észlelt rezgésállapot változást sokkal inkább a hengerekben uralkodó gázerőkből lehet

származtatni. Az első hengerben az égési ciklus végén kb. csak 20 – 30 bar van jelen, míg a maradék háromban a maximális hengernyomás 80 -100 bar a gyújtásból ered, a munkaciklus kezdetétől jelen van. Ezek a hengernyomás különbségek a főtengelyen működő nyomatékok abnormalitását eredményezik. Gyakorlatilag a vizsgált robbanó motor három hengeres motorként viselkedik ebben az esetben, ezért jelennek meg a szubharmonikusok. Ugyan akkor mind a négy dugattyú mozog, ezért a topológiai harmonikusok is jelen vannak.

A probléma pontos lokalizálása nem lehetséges, mivel a rezgésdiagnosztikai vizsgálatból nem derül ki, hogy melyik hengerben van a gyújtáskimaradás. Az időjel statisztikai mérőszámai képesek a jó és rossz állapotot szeparálni, azonban a meghibásodás jellegére, okára vagy helyzetére nem utalnak. A kapott akusztikai mintázatból a főtengely határozható meg a rendellenes rezgés forrásaként. Mesterségesen létrehozott hiba lévén tudjuk azonban, hogy a főtengely nem hibás gépelem, hanem a gyújtáskimaradás egyik tüneteként rezgésforrásnak észleljük a nyomaték ingadozását. Ezt tudomásul véve a konklúzió, hogy pusztán rezgésdiagnosztikai eszközeivel nem lehetséges sem a hiba teljes lokalizálása, sem gyökérokának megállapítása. Bármilyen meghibásodás, amely a főtengely egyenetlen járásához vezet nagyon hasonló spektrális képet fog mutatni, ezért egyértelműen a gyújtáskimaradás nem határozható meg kizárólagos okként.

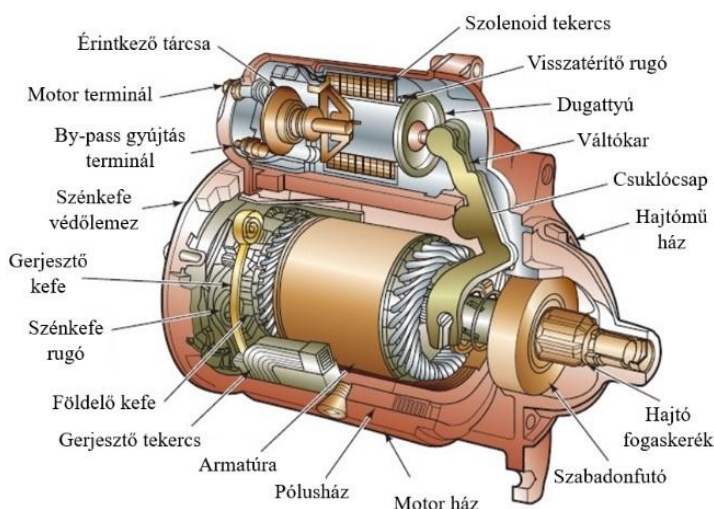
## 8.6 MAZDA CX-5 INDÍTÓMOTOR PROBLÉMA

A gépjármű indítása során egy éles visító, de halk hang hallatszik, amely az indítási folyamat befejeztével eltűnik. Ez a zaj korábban nem volt észlelhető, ezért a tulajdonos joggal feltételezhette az indítómotor meghibásodást. Mivel a belső égésű motor nem tud magától elindulni, az indításhoz külső energiával és motorral kell meghajtani. Ehhez elengedhetetlen egy működő önindító a járműben. Valójában az önindító egy rövid ideig terhelhető villanymotor. Mivel az indítási folyamat során nagy súrlódási és kompressziós ellenállást kell leküzdeni, az egyenáramú motorok különösen alkalmasak indítómotorként, nagy kezdeti nyomatékuk miatt.

Tehát, az indítómotor biztosítja a szükséges fordulatszámot a belső égésű motor önfenntartó működéséhez. A behúzó tekerceses indítómotor fogaskereke a motor lendkereken lévő fogakhoz illeszkedve forgatja a főtengelyt. Az indítómotor az áramot az akkumulátorról veszi fel, az energia a szolenoid tekercsbe áramlik. A szolenoid lényegében vezető huzalból készült, henger alakú tekercs, amelynek vasmagja az elektromágneses térben a tekercsen átfolyó áram hatására elmozdulni képes. A gyújtáskapcsoló az akkumulátor és a szolenoid közé van elhelyezve. A gyújtáskapcsoló bekapcsolásával a szolenoid az érintkezőtárcsán keresztül kap feszültséget, a dugattyúnak nevezett mozgó mag végig csúszik a tekercs mentén, és a by-pass gyújtásterminálon keresztül összeköti az akkumulátort és az önindítót, és ekkor az armatúra forgásra kényszerül. Ha a szolenoid feszültségmentes, a dugattyú a rugó segítségével visszatér, és szétválasztja a motort és az akkumulátort. Ugyanakkor a szolenoidnak van még egy fontos funkciója. Felelős a fogaskerék összekapcsolásáért a lendkerékkel. A fogaskerék axiális irányú mozgása során enyhén forog a saját tengelye körül, miközben a lendkerék irányába halad. Ezt a funkciót csavarvonalas borda biztosítja, így simább kapcsolódást eredményezve a fogaskerék és a lendkerék között. A lendkerék és a fogaskerék áttételi aránya általában 15:1 és 20:1 között van. Egyes esetekben ez az áttételből származó nagy nyomaték még mindig nem elegendő a motor forgatásához. Emiatt bizonyos típusú indítóknál a nyomatékot tovább növelik nagy teljesítménysűrűségű, beépített bolygókereskes hajtóművekkel. A motor beindítása után az indítómotort le kell választani a lendkerékről, hogy

megakadályozzuk a motor visszahajtását, ami a túlzott fordulatszám miatt károsíthatja azt. Ez a gyújtáskapcsoló elengedésével történik, amely feszültség mentesíti a szolenoidot és visszaállítja a hajtó fogaskerék eredeti helyzetét. Ha a gépjármű kezelő elfelejtette elengedni a gyújtáskapcsolót, amint a motort beindította, a lendkerék túl gyorsan hajtja a fogaskereket, és az megsérülhet. Ennek elkerülése érdekében görgős szabadonfutót használnak, így megszüntetik az erőátvitelt a motor és az önindító között.

Az indítómotor összetett rendszerében számos okból előfordulhatnak meghibásodások. Esetünkben a meghibásodást egy, a normál állapothoz képest hasonló jellegű, kicsit erősebb és hosszabb ideig tartó zaj kíséri. Az önindító komplett cseréje után a furcsa zaj megszűnt. Noha az

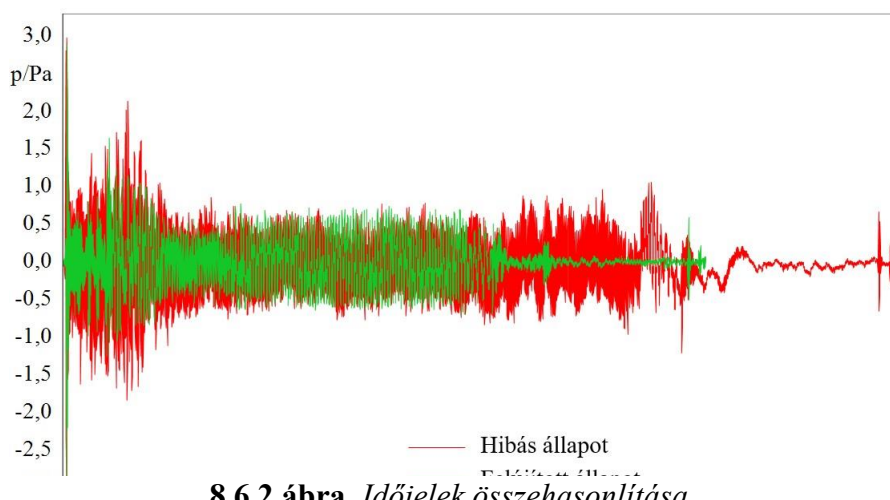


indítási mechanizmust jól ismerjük, a hangjelenség természetét mégis nehéz leírni. Az analízis

### 8.6.1 ábra. Behúzó tekercses indítómotor felépítése

során a motor fölé helyezett mikrofon akusztikus jelére szorítkozunk.

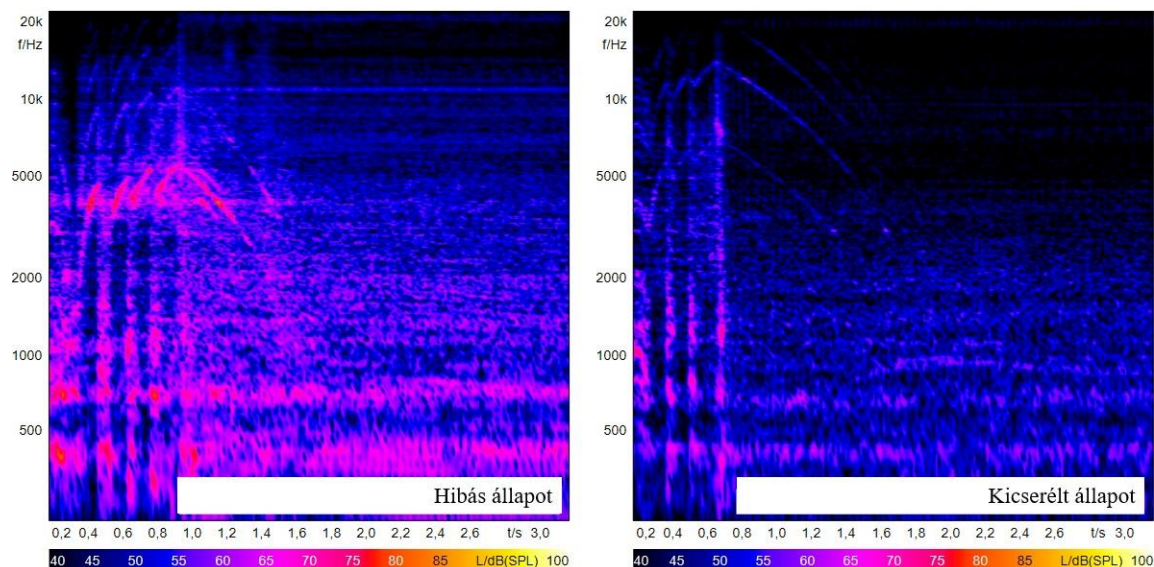
Az akusztikus időjel hosszából látható, hogy az indítás a szokásosnál hosszabb időt vesz igénybe. A spektrogramon az indítómotor ordereinek alakja ad információt a hibás és jó állapot közötti viselkedésről. Alapvetően három dolog állapítható meg belőle. Az első, amelyet már az időjeltől is ismerünk, hogy a robbanó motor öfenntartóvá válásához szükséges fordulatszám eléréséhez több idő szükséges.



8.6.2 ábra. Időjelek összehasonlítása



Az indulás pillanata az utolsó tranziens eseményhez köthető, amely után az indítómotor fordulatszáma hirtelen lecsökken. Hibás állapotban az order alakja alapján elmondható, hogy nyomaték átadás közben a fordulatszám esés magasabb. Az egyes fordulatszám esések között természetesen egy ütőjelenség látható, amelynek eredetét nem ismerjük. A frekvencia tartomány függvényében tekintve az ordereket az is elmondható, hogy hibás állapotban az indítómotor eleve nem képes olyan magas fordulatszámot elérni, mint normál működés közben. Feltehetően a nyomatékátadás elégtelensége okozza a problémát, ezért a robbanó motor kevésbé képes elérni a saját hajtásához szükséges fordulatszámot.



**8.6.3. ábra** Fourier spektrogram összehasonlítás

A fenti megállapításokhoz szükségszerű egy referencia mérés, amelyhez a spektrum képeket hasonlíthatjuk. A használt analízisekkel nem állítható meg a hiba pontos oka, de a kapcsolt idő frekvencia analízisből következtetni lehet az indítómotor mechanikai viselkedésére. Azt is tudjuk, hogy az indítómotor cseréje után a szokatlan jelenség megszűnt, tehát nem akkumulátor vagy üzemanyagellátó rendszer a probléma forrása. A robbanó motor beindulása után az indítómotor gond nélkül leválik, tehát a Bendix-szerkezet mechanikai hibája szintén nem feltételezhető. Az indítás hangjának jellegéből (nem csiszol, nem darál), illetve abból, hogy az indítómotor funkcionális megállapítható, hogy a meghibásodás nem nagy mértékű, kezdődő jellegű. Az orderek viselkedéséből, valamint a tranziensek változásából ítélve kis mértékű súrlódásból vagy akadásból származik a hibajelenség. A nyomatékátadás elégtelenségét több minden is okozhatja. A by-pass gyújtásterminál vagy érintkező tárcsa kontakt hibája, szennyeződése, égése vagy korróziója megnehezítheti a nyomaték biztosításához szükséges feszültség felvételét az akkumulátorból. Lehetséges ok lehet még a szabadonfutó szerkezet görgőinek deformációja vagy bármilyen belső károsodása, kiszáradt csapágyak vagy meggörbült armatúra, illetve a gerjesztő tekercs huzaljainak hibája is. Az indítómotor komplett cseréje miatt a benne lévő meghibásodott elemet és annak hibáját nem tudtuk azonosítani, ezért sajnós a spektrális eloszláshoz nem tudjuk egyértelműen a hiba gyökérokát hozzárendelni.

## 8.7 VW GOLF DIFFERENCIÁL MŰ ZAJPROBLÉMA

A vizsgált gépjármű VW Golf 1.5TSI típusú. A tulajdonos használat közben, ívmenetben kb. 60 km/h feletti sebességgel autózva az utastérben egy furcsa zajt hall, amely a gépjárműben tartózkodók részére zavaróan hat. A problémát több márkaszervízben megvizsgálták, de meghibésodást, rendellenességet a jármű szerkezetében, motorjában és futóművében nem találtak. Az elemzés célja, hogy a fellépő zajjelenség meglétét ellenőrizzük, meghatározzuk annak okát és forrását, valamint, hogy döntést hozzunk az esetleges meghibásodás kérdéséről.

Egy gépjármű üzem közbeni zaj- és rezgőkörnyezete rendkívül összetett, ezért a mérési pontokat és kiértékelési eljárást előzetesen kiválasztani nehéz feladat. A rezgés gyorsulás érzékelők számára egy általános elrendezést választottunk, amely alapján lehetőséget láttunk arra, hogy a kialakuló komplex zaj-és rezgésállapotból adódó kihívásokat kezelni tudjuk. Három darab egytengelyű érzékelőt helyeztünk el mágneses csatlakozás segítségével a karosszéria felületén a 8.7.1 ábrának megfelelően a jármű jobb első, jobb hátsó és bal hátsó oldalán a talajszinttől 0,8 m magasságban.



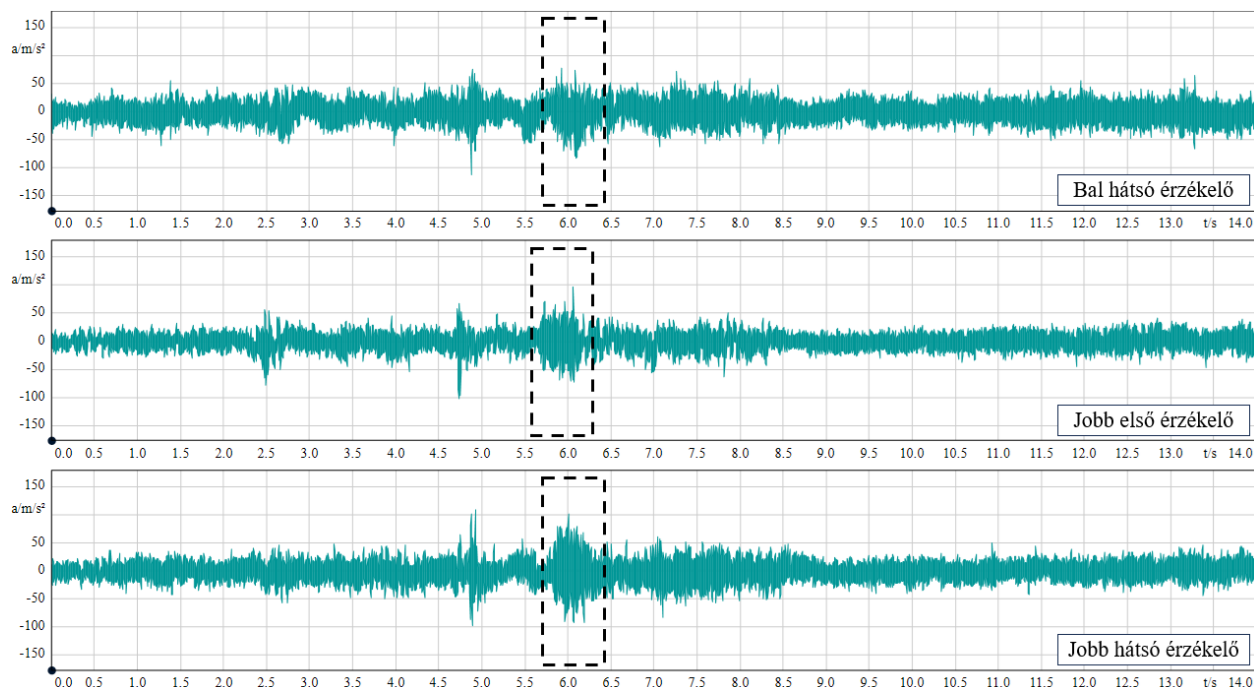
**8.7.1. ábra** A személygépjármű karosszériáján definiált mérési pontokban elhelyezett szenzorok

A vizsgálatok során összesen 14 mérést végeztünk el. Ebből 3 esetben volt egyértelműen azonosítható a kifogásolt hangjelenség, így ezek a mérési adatok a további elemzés számára hasznosíthatók. A mérések helyszíne a 2519-es és 2505-ös utak voltak, ennek során a gépjármű összesen 42 km-t tett meg. A mérések helyszíneinek és útszakaszainak kiválasztásakor szempont volt, hogy az ott található kanyarokba legalább 60 km/h sebességgel 5. fokozatban tartós sebességgel lehessen haladni.

A rezgésjelek jobb vizualizálhatósága kedvéért a 8.7.2 ábrán az összesen 46 másodperces mérésből kivágott, első 14 másodpercet tartalmazó szelete látható. A rövid ideig tapasztalt hangjelenség a mérés 5,6 – 6 másodpercében hallható. A zajjelenség szempontjából meghatározó hullámcsomagok jelöléséből látható, hogy ezek egymáshoz képest kissé eltolva helyezkednek el. Ez azt jelenti, hogy a keresett gerjesztésből származó rezgés hamarabb éri el a jobb első tengely feletti szenzort, mint a másik kettőt. Ebből felfedezhető, hogy a zaj forrása a jobb első érzékelőhöz közelebb helyezkedik el, mint a másik kettőhöz. Tehát a zajt okozó gépelem a jármű jobb első felében található.



A zaj erősségének változása az akusztikában elterjedten alkalmazott Campbell-diagrammon szemléltethető. Hasonlóan az időjelhez, jelöltük a zajjelenség megtörténésének időbeli pozícióját. Leolvasható, hogy a gerjesztett zaj egészen alacsony, 5 Hz frekvenciától mintegy 1000 Hz-ig tartalmaz összetevőket, tehát szélessávú zajról van szó.

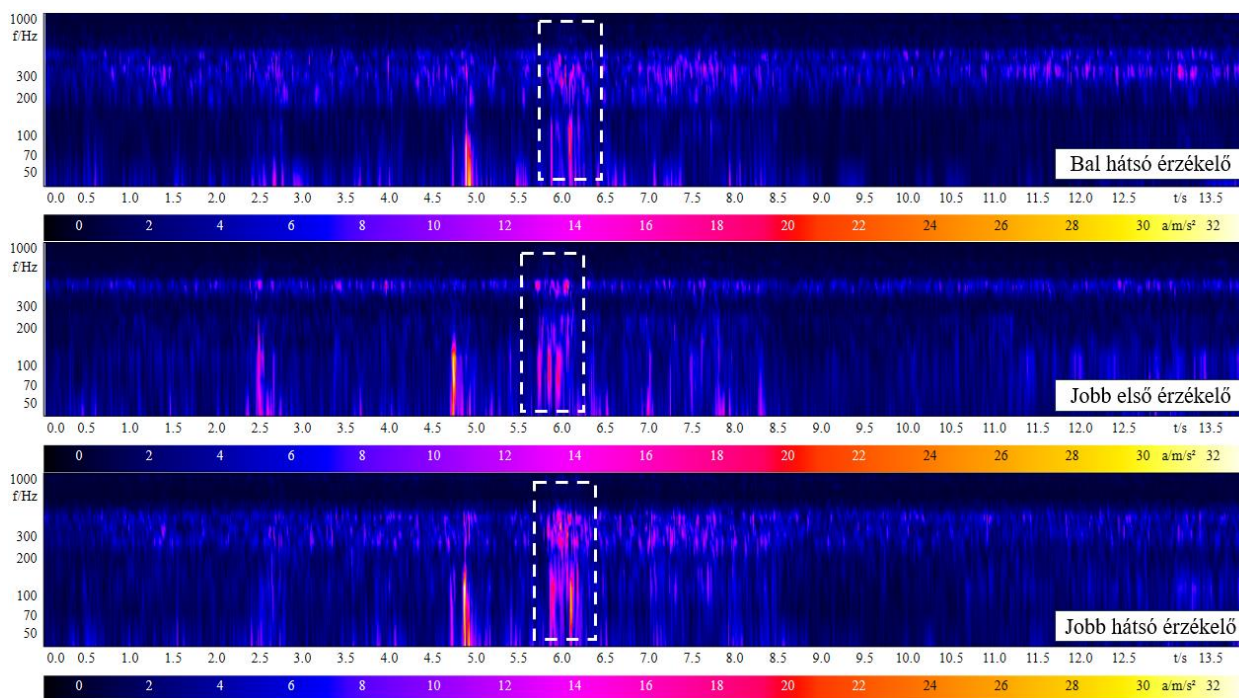


**8.7.2. ábra** Az egyes szenzorok mérés során felvett nyers rezgésjelei (0 -14 sec)

A jobb első pozíciójú szenzor Campbell-diagramján a kérdéses 5,6 – 6 másodpercek között jól kivehető három tranziens gerjesztési esemény. Ezek időpontjai rendre 5,725; 5,850 és 5,950 másodperc. Az egyes gerjesztési események időkülönbségeinek reciprokával kiszámítható, hogy ennek a tranziens gerjesztésnek a frekvenciája hozzávetőlegesen 8 – 10 Hz. Tehát egy olyan gépelem a zaj forrása amely másodpercenként kb. 8 – 10 gerjesztést ad a rendszerbe és a jármű jobb első negyedében helyezkedik el.

A lehetséges gépjármű meghibásodások zaj szerinti csoportosítása során gyűjtött tapasztalatok alapján a tünetként megjelenő szokatlan zajnak több lehetséges mechanikai oka is lehet. Az a tény, hogy a zaj kizárólag a jármű fékezés nélküli ívmenetében észlelhető, több forrásra is utalhat. Valószínűsíthető, hogy a probléma a kerék vagy futómű rendszeréből ered. A tulajdonos saját vizsgálata alapján kizárható az, hogy ívmenetben a kerék elfordulása és a karosszéria billenése, valamint a futómű rugózása miatt a gumibroncs hozzáér a kerékjárat külső burkolatához vagy egyéb futómű elemhez. Ez csak akkor lenne lehetséges, ha a jármű nem megfelelő méretű gumival vagy keréktárcsával lenne szerelve, a vizsgálat során azonban a gyári méretű gumibroncs volt használatban. Másik lehetséges ok, hogy a futóműelemek nem megfelelően rögzítettek, így relatív elmozdulások lehetségesek az egyes alkatrészek között. Mivel a futómű elemeinek állapota (lengőkar, gömbfej, csuklók, rugó, kenés stb.) ellenőrizve lett, ezért ezt is kizárhatjuk, mint okot. További lehetőség, hogy a jármű valamelyik menetstabilizáló rendszere beavatkozik üzem közben. Ilyen rendszer maga az ABS (blokkolásgátló), ESP (elektronikus menetstabilizáló), EDS (elektronikus differenciálzár - induláshoz), az XDS (elektronikus differenciálzár - kanyarmenethez) és ASR (kipörgésgátló). Mint azt már említettük,

a zaj probléma kizárólag ívmenetben fordul elő, ezért csak az ESP vagy XDS rendszer jöhet szóba. A blokkolásgátó fékezés közben avatkozik be; az EDS pedig csak induláskor, így ez nem lehet magyarázat a hiba okára. Az ESP akkor avatkozik be, ha a jármű stabilitását veszti, azaz pl. hátulja kitör. Ekkor a menetstabilizáló a kitörés irányával szemközti oldalon lévő kereket erőteljesen fékezi és visszarántja az autót a helyes ívre. Működési elvéből adódóan ez nem magyarázza a zajjelenséget, hiszen ilyen jellegű extrém manővereket a tesztek közben nem végeztünk, illetve a tulajdonos sem ilyen helyzetekben találkozott a zajjelenséggel.

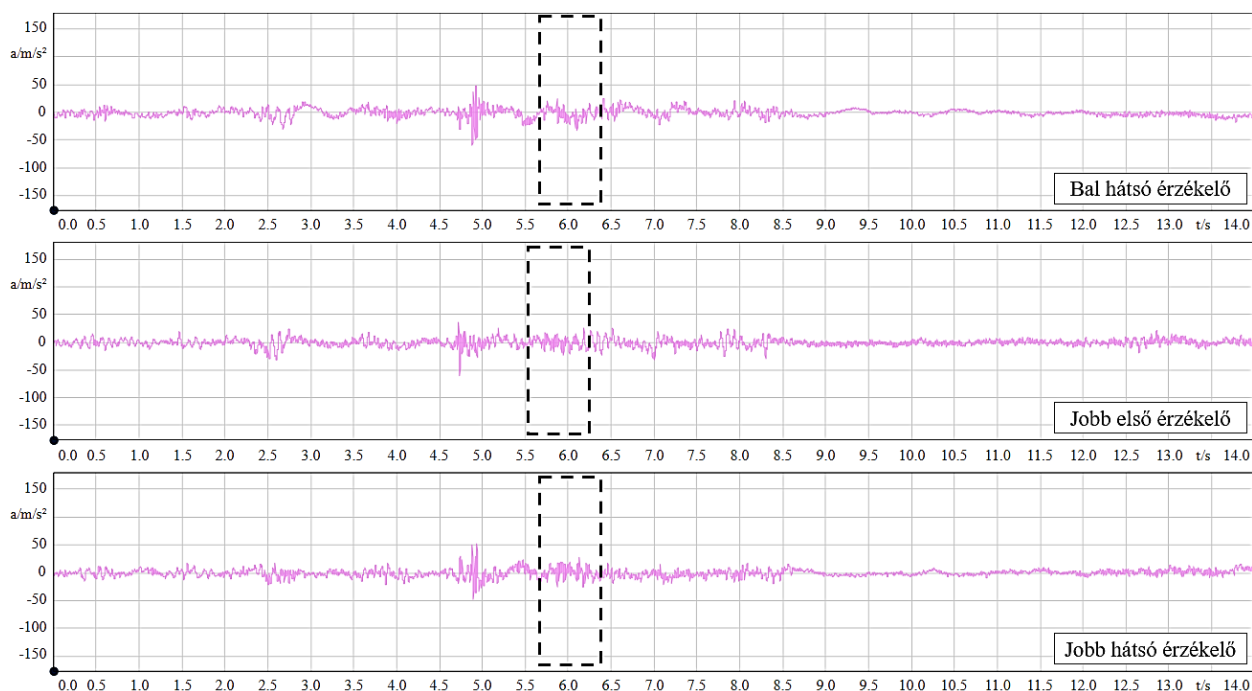


**8.7.3. ábra** Az egyes szenzorok időjeleiből előállított Campbell-diagrammok (0-14 sec)

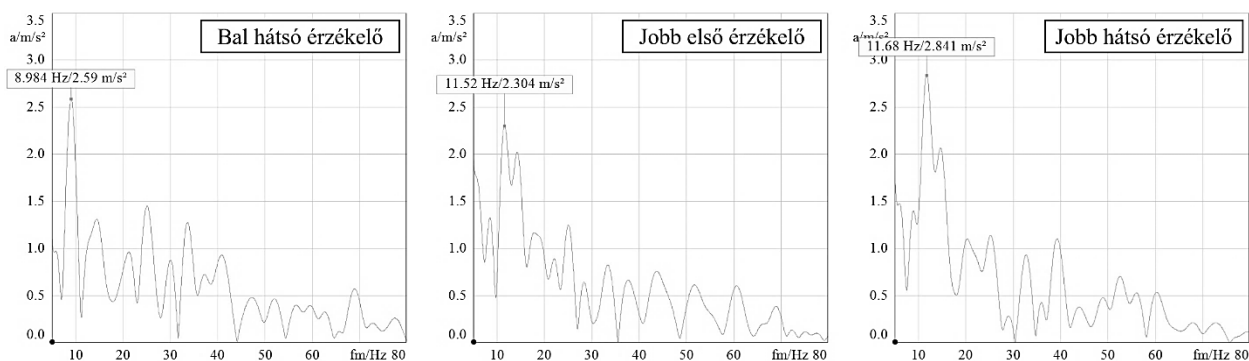
Az XDS rendszer beavakozása azonban egy lehetséges magyarázat lehet. Alapvetően az lehet a gond, hogy kanyarmenetben a belső íven futó kerék a centrifugális erőhatás miatt tehermentesül, így a terhelés áthelyeződik az esetleges útegyenetlenségekből adódó kirugózás miatt, amely azt eredményezi, hogy csökken a belső íven futó gumiabroncs tapadása az útfelületen. A rendszer az ABS érzékelőit használja a kerékfordulatszám figyelésére. Amikor észleli, hogy az egyik hajtott kerék gyorsabban forog - pillanatnyi kerületi sebessége nagyobb, mint azt a jármű haladási sebessége indokolná - akkor a potenciális tapadáscsökkenés elkerüléséé fékezőerőt fejt ki az adott kerékre, hogy segítse a vonóerőt a nagyobb tapadású keréknek átadni. Ez javítja a tapadást és a stabilitást, különösen nehéz vezetési körülmények között. A beavatkozások gyakoriságát a pillanatnyi tapadási viszonyok és annak változása határozza meg, ez másodpercenként 8 – 12 alkalom is lehet. A beavatkozás hosszát a vezérlőegység a kerékfordulatszám változás (gyorsulás) és a jármű hossz-és kereszt gyorsulási adatok alapján dönti el. A mi esetünkben ez a beavatkozási hossz kb. 0,5 másodperc volt, de ennek hossza a már leírt körülményektől függően természetesen változó. Ebből kiindulva tehát az XDS rendszer működésére jellemző frekvenciát elméletileg tartalmaznia kell a rögzített jeleknek.

Az idősor további elemzéséhez 80 Hz alatti aluláteresztő szűrőt használtunk, hogy az alacsony 8 – 12 Hz frekvenciájú komponensekre és felharmonikusokra tudjunk fókuszálni. Az így megszűrt jeleket 80 Hz feletti frekvencia összetevők nélkül a 8.7.4 ábra mutatja. Ezeknek a kis

energiatartalmú komponenseknek a megjelenítéséhez az egyes mérési csatornák dinamika tartományát arányosan növeltük. Továbbá az elemzendő adatsor egyszerűsítésére az időjelekből a hangjelenséget tartalmazó hullámcsoportot kivágtuk. Mindezek után a modulációs spektrumot hívtuk segítségül, amellyel ebben a 80 Hz szélességű tartományból szeretnénk megtalálni a 8 – 12 Hz-es moduláló frekvenciákat, amelyeket az XDS által létrehozott periodikus fékezés gerjeszt. A modulációs spektrum elkészítése során az ablakozási függvény négyzetes alakú volt, hogy a frekvencia pontosság a lehető legmagasabb legyen a jelkondicionálás után.



**8.7.4. ábra** Az egyes szenzorok mérés során felvett nyers rezgésjelei (0 -14 sec) 80 Hz aluláteresztő szűrőn átengedve

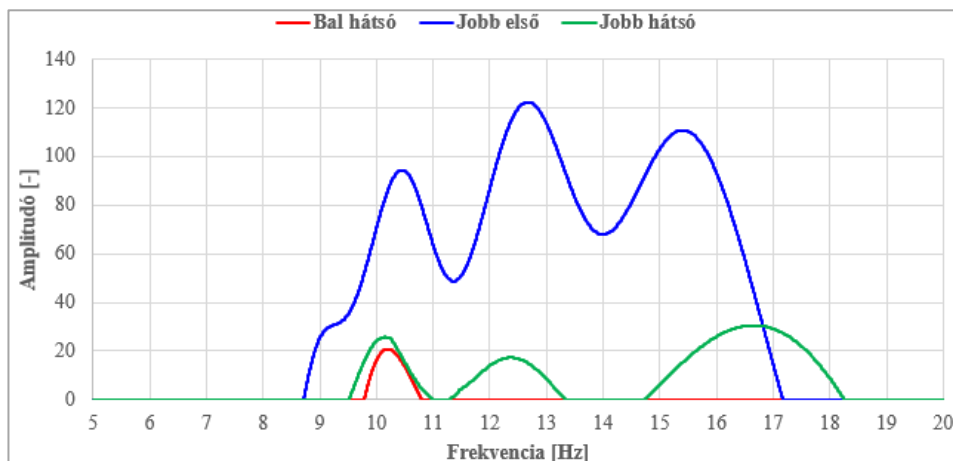


**8.7.5. ábra** Az egyes szenzorok előszűrt jeleiből képzett modulációs spektrumok

A modulációs spektrum szerint mind a három szenzor jelben az XDS szabályozási tartományára jellemző frekvencia modulálja erőteljesen a jel azon részét, amelyben a jellegzetes hanghatás tapasztalható. Az amplitúdók között nem látható különbség, mivel a felvett jelek \*wav formátumban voltak tárolva, amely nem amplitúdó helyes, majd később a kiértékelő szoftverbe azonos kalibrációs faktoral lettek importálva.

A zaj által elfeledett periodikus gerjesztés jelenléte az autokorrelációs függvény segítségével is kimutatható. Az autokorrelációs vizsgálatával a jelben lévő hiányzó alaplafrekvencia és annak

harmonikusai azonosíthatók. A jelfeldolgozásban időtartománybeli függvények vagy értéksorok elemzésére használják, tulajdonképpen a jelben található periodicitások megtalálása lehetséges vele. Az autokorrelációs függvény vízszintes tengelye alapvetően időtartománybeli, a frekvenciák könnyebb azonosíthatósága miatt átszámítottuk frekvencia értékekre az  $f = 1/T$  összefüggéssel. Ez alapján mindhárom jelben megtalálható 10 Hz körüli értéken egy kiugrás, amely ezen a frekvencián jellemző ismétlődésre utal. Ez az érték beleesik az XDS szabályozási frekvencia tartományába.



**8.7.6. ábra** Autokorrelációs függvények az egyes mérési pontok esetén 5 – 20 Hz tartományban

Tehát a feltételezett kb. 10 Hz-es pulzálás tekinthető a zaj kiváltó okának, amely egyrészt a féktől a futóművön keresztül a karosszéria elemekben terjed, majd innen sugárzódik át zajként az utastérbe. Másik lehetséges átviteli útvonal a fékvezetéken keresztül törthet a hidraulika folyadék közvetítésével. A nyomáslengés eljut a fékpedálhoz is, ahol a vibráció hangként a légtérbe sugárzódik. A vizsgált jelenség nem csak a működés feltételeiből adódó tiszta 10 Hz frekvenciájú zaj, hanem attól jóval összetettebb, több frekvencia komponens is tartalmaz. Egy 10 Hz-es hang az infrahang tartományába esik, amely emberi füllel nem érzékelhető. Ennek a 10 Hz gyakoriságú pulzálásnak a hatására a jármű állapot szabályozási mechanizmusában résztvevő gépelemek szimultán is létrehozhatnak gerjesztést, amelyek már szélesebb frekvencia tartományban sugároznak és több, különböző csillapítási tulajdonságokkal rendelkező átviteli utakon terjednek.

Az elvégzett vizsgálatok alapján a kifogásolt zaj rezgésméréssel kimutatható. A probléma nem tekinthető állandónak és szisztematikusnak, mivel 14 mérésből összesen 3 alkalommal volt hallható is a zaj. Ez arra enged következtetni, hogy a járműszerkezeten kívüli tényezők is közrejátszanak a kialakuló zavaró hanghatás létrejöttében, mint például tapadásvesztés ívmenetekben adott minőségű utakon. A mérési adatokban azonosítani tudtuk az XDS rendszer működésére jellemző frekvenciát, így az XDS tekinthető a zavar forrásának. A zajjelenség azonban nem tekinthető meghibásodásnak, hiszen az XDS rendszer normál, korrigáló működéséből adódik. Le kell szögezni, hogy pusztán rezgésméréssel a járműrendszer működési elvének ismerete és egyéb tesztek nélkül a teljes körű hibafeltárás nem lett volna lehetséges. Első körben a Campbell-diagram és időjelek elemzése alapján a zajforrás hozzávetőleges helyét meg tudtuk határozni, valamint a zaj jellegét azonosítani tudtuk. Ezután a 10 Hz-es gerjesztő modulációs frekvencia célzott kutatásával bizonyítani tudtuk az XDS menetstabilizáló rendszerre vonatkozó hipotézisünket.

## 8.8 DIAGNOSZTIKAI MÉRÉSEK EREDMÉNYEINEK ÖSSZEFOGLALÓJA

A vibroakusztikai módszerek nem minden esetben teszik lehetővé egy gépjármű erőátviteli rendszerében történő meghibásodás teljes körű lokalizálását. A normál és rendellenes viselkedés közötti különbség rezgés-és akusztikai mérésekkel kimutatható, így a két állapot egymástól jól megkülönböztethető. Ennek ellenére, a legtöbb esetben a hibaforrás mély elemzéséhez és feltárásához kiegészítő tesztekre, valamint priori ismeretekre is szükség van.

A zaj vagy rezgés frekvencia-karakterisztikája befolyásolja a hibás komponens megtalálásának eredményességét, hiszen széles sávú gerjesztés esetén nincs olyan szerkezeti jellemzőből eredő fundamentális frekvencia komponens, amely segítségével azonosítani lehetne az egyes gépelemeket. A frekvencia analízisekhez szükség van a szerkezetek mechanikai felépítésének és működési körülményeinek ismeretére. A megfelelő mérési pozíciók megválasztásán szintén múlhat a gyökérok analízis eredményessége.

Másik nehézség, hogy a hangok szubjektív észlelése miatt a zajjelenségek leírása összetett feladat és megítélésük nem egyértelmű, emiatt sok esetben nem teljes bizonyossággal állítható, hogy az észlelt zaj valamilyen meghibásodás által jött létre vagy pedig a normális működésnek felel meg. Emiatt célszerű egy referencia mérést figyelembe venni a mérési eredmények kiértékelésekor.

Bizonyos műszaki problémák fennálltak a meghibásodás csak adott körülmények között és adott üzemállapotok közben bocsát ki észlelhető zajt. Ez egyrésztől hasznos diagnosztikai szempontból, mivel szűkíteni tudja a keresett meghibásodott komponens, másrésztől megnehezítheti a mérési tervek elkészítését. A járműben uralkodó komplex rezgésviszonyokon túl, a gumiabroncsok és út közötti kölcsönhatás és szélzaj széles sávú rezgéseket is generál, amelyek nehezítik a diagnosztika során a kívánt jelek kiemelését.

A vizsgált személygépjárművek rezgés-karakterisztikáját a legdominánsabb rezgésforrás, azaz a belső égésű motor határozza meg döntő mértékben. A motor főtengelyéből származó magas energiájú rezgések elnyomják az alacsonyabb fordulaton működő, pl. sebességváltó végáttételének fogaskerék harmonikusait, így nem vizualizálhatók a spektrumokban. Ez azt jelenti, hogy az általánosan alkalmazott mérési elrendezésnek - a járműben több forrásban fellépő gerjesztés miatt - korlátja van a megfelelő jel-zaj viszonytal vizsgálható részegységeket illetően.

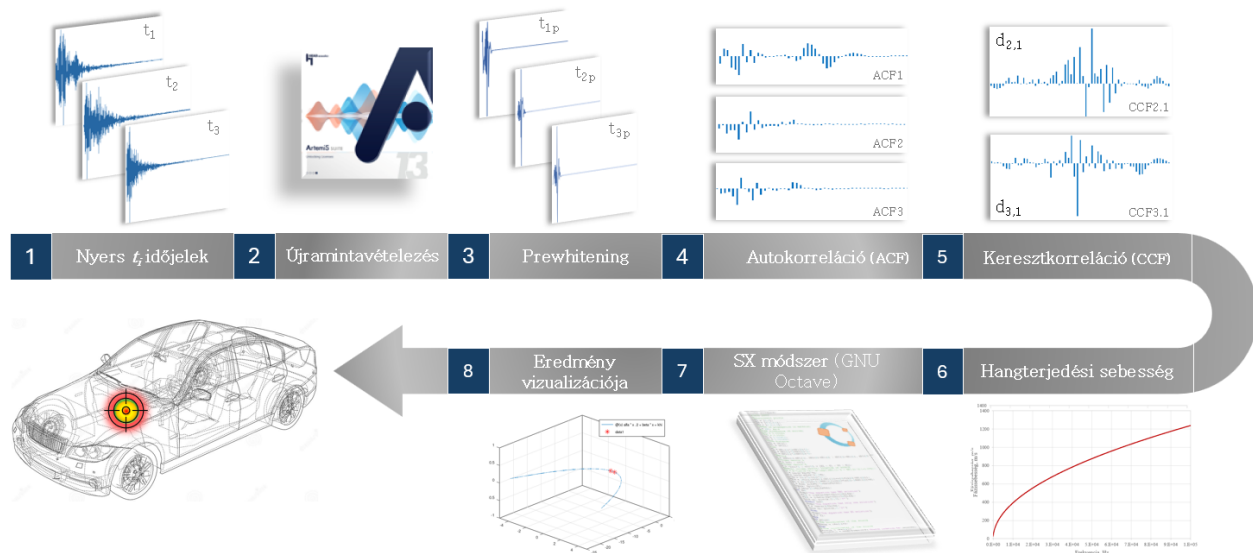
Mesterségesen előidézett hibák létrehozásakor azt tapasztaltuk, hogy az egyes tesztek között ellentmondásos, illetve egymással nem összefüggő, egy irányba mutató eredményeket kaptunk. Ennek nagy valószínűséggel az oka a műhelykörülmények között alkalmazott helytelen és eltérő szerelési módszer. Tehát mechanikai beavatkozások során fontos, hogy képesek legyünk a szereléseket és változtatásokat kellő precízséggel elvégezni, hogy a vizsgált berendezés mechanikai állapota, és ezáltal a rezgésállapota ne változzon számottevően.

A jármű bonyolult és összehangoltságot igénylő működése során a meghibásodások által létrehozott spektrális eloszlások nem egyediek, másként mondva, a meghibásodás által létrehozott akusztikai mintázat több különböző gépelem egymástól független hibájának is lehet az eredménye. Ebből következik, hogy az FFT spektrum analízis eredménye nem közvetlenül a gyökérokra, azaz a hibás komponensre mutat rá, hanem sokkal inkább a meghibásodás következményét, mint a meghibásodás tünetét tudjuk vele detektálni.



## 9. TDoA VIZSGÁLATOK

A gépjármű számos alkatrészt tartalmazó összetett rendszer, amely széles spektrumú gerjesztést produkál. A megannyi komponensből érkező egyidejű gerjesztések egymást zavarhatják, ezért a források megkülönböztetése szinte lehetetlen. A TDoA módszerrel való kísérletezés elgondolása, hogy ne közvetlenül a meghibásodott komponensre és a meghibásodás típusára fókuszáljunk, hanem a hiba helyzetére. Tehát nem az a cél, hogy pl. a fogaskerék kapcsolódási frekvenciáján keresztül pontosan meghatározzuk a hibás alkatrészt, hanem, hogy a meghibásodás geometriai helyét meghatározzuk a gépjárműhöz kötött koordináta rendszerben egy bizonyos távolságon belül. A koordináták ismeretében könnyedén azonosítani tudjuk az abnormális gerjesztést okozó komponenst. Első körben egy egyszerűbb, négyzet alakú acél lemezen teszteltük az eljárást egyforrású mesterséges impulzus jellel, majd később bonyolultabb elemen, mint a gépjármű karosszériája.



9.1. ábra TDoA forráslokalizációs módszer rutinja

A forráslokalizációs eljárás rezgésjelekre való adaptációja során kidolgoztuk a folyamat azon lépéseit, amelyek szükségesek a sikeres impulzusforrás meghatározásához. Legalább három különböző csatornán szinkronban mérni kell a rezgésjeleket ( $t_i$ ). Ezután az időkézés helyes nagyságrendje miatt a nyers időjeleket 1 – 10 kHz tartományban újra kell mintavételezni. A keresztkorreláció elvégzése előtt kihagyhatatlan lépés a kiféherítés (prewhitening). A Kiféherítés hatása jól megfigyelhető a 9.1 ábrán. A kezdetben nyers időjelek alakja a rezgéshullám fázissebességének diszperziója, a visszaverődések és háttérzaj miatt elnyújtott. A időjel „kiféherítése” után a jelalak sokkal jobban hasonlít az ideális impulzus jelalakra, így a keresztkorreláció elvégzéséhez szükséges ideálisabb jelalak lehetővé teszi az időkézés pontos meghatározását. Ideálisabb jelalak alatt azt értjük, hogy a kiféherített jelben egyértelműen megtalálhatók az impulzusok kezdődési időben, így egymáshoz képesti eltolódásuk hibamentesen azonosítható. Érdeemes a prewhitening hatását az autokorrelációs függvény

értékeinek vizsgálatával igazolni. Az időkéésesen kívül, bemeneti paraméterként meg kell határozni a karosszéria elemekben terjedő hajlító hullám fázissebességét. Ezt a hajlító hullám fázissebességére érvényes összefüggéssel tesszük, amely függ a geometriától, anyagtulajdonságoktól és a frekvenciától. A sebesség számításához a mintavételezéshez használt Nyquist frekvenciát vesszük alapul. A kalkulációk megkönnyítésére egy programkódot készítettünk el a GNU Octave programban. Ezzel lehetőség van a kifehérített időjelet beolvasni és előállítani a keresztkorreláció segítségével az időkééséseket. Ezután az SX módszer a szükséges bemeneti adatok függvényében (hanghullám terjedési sebesség, szenzorok pozíciója, időkéésés) közvetlenül számítja a forrás koordinátáit. A megoldandó másodfokú egyenlet vizualizációja egy parabola, amelynek zérushelyeiben találhatóak a forrás x és y koordinátái.

### 9.1.TDOA VIZSGÁLATI PARAMÉTEREK HATÁSA AZ EREDMÉNYRE

**a. Hullámterjedés komplex szerkezetekben.** A hullámterjedés szilárd szerkezetekben bonyolultabb, mint a folyadékokban vagy gázokban. A folyadékokban csak longitudinális (nyomó) hullámok terjednek. A terjedési sebesség ebben az esetben 340 m/s levegőben, illetve 1440 m/s vízben. Acélban ez a terjedési sebesség 5900 m/s. Mivel szilárd, rugalmas szerkezetekben nyíróerők is felléphetnek, ezért a longitudinális hullámon kívül transzverzális típusú hullám is terjedhet: (nyíró, Rayleigh, hajlító, Love). A hullám fajtája meghatározza a terjedési sebességet és ez különbözik minden típusnál. Nyíró hullámok terjedési sebessége a következő formulával adható meg:

$$c_T = \sqrt{\frac{G}{\rho}}$$

ahol

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$$

a nyírási modulus.

Ezzel a formulával a terjedési sebesség acélokban  $c_T = 3200$  m/s. Másfelől, lemezszerű alaktárszekben - mint amilyenek a vizsgált karosszéria elemek is – a terjedési sebesség erősen frekvenciafüggő. A hang terjedési sebességének frekvencia függését diszperzióknak nevezzük. A lemezszerű alaktárszekben létrejövő hullámok fázissebessége az alábbi módon számítható:

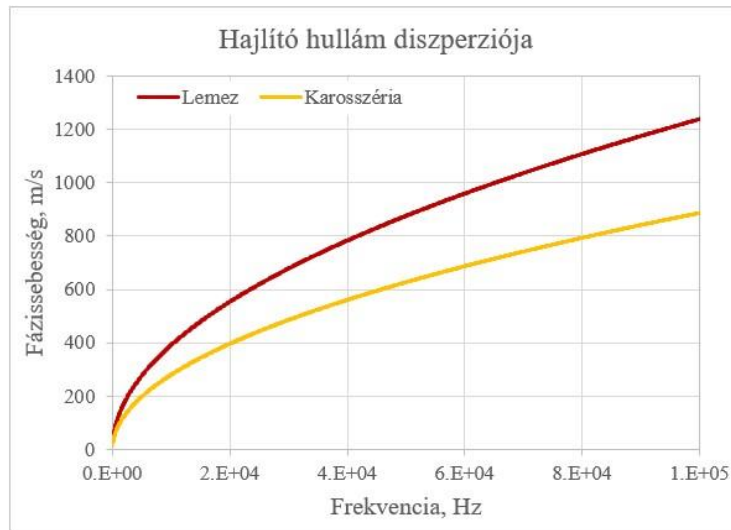
$$c_B = \sqrt[4]{\frac{B}{\rho h}} \omega^2$$

ahol

$$B = \frac{h}{12} \cdot \frac{E}{1 - \nu^2}$$

a hajlítási merevség.

A számításokat elvégezve  $h = 1.5\text{mm}$ ;  $E = 210 \cdot 10^3 \text{ MPa}$ ;  $\nu = 0.3$ ;  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$  paraméterekkel a terjedési sebességre a 9.1.1 ábrán látható frekvencia függő görbe adódik.



**9.1.1 ábra** Hajlító hullám terjedési sebességének frekvencia függése a vizsgálatokhoz használt lemez és karosszéria elemek esetén

A 9.2 – 9.3 fejezetekben a vizsgálati időjelekben látható impulzus válaszok a bizonyítékai a diszperzió zavaró hatásának. Ha nem lenne diszperzió, akkor a válasz időfüggvények a gerjesztő jelhez lennének hasonlóak. Ezzel szemben alakjaik láthatóan eltérőek, a válaszjelek az időtengely mentén elnyújtottak, mivel a különböző frekvenciájú rezgések eltérő terjedési sebességük miatt különböző időpillanatokban érkeznek meg a szenzorokba.

**b. Mintavételezési frekvencia fontossága.** A mintavételezési frekvencia kulcsfontosságú tényező a forrás lokalizációs eljárás térbeli felbontásának meghatározásában. A mintavételi frekvencia a másodpercenként gyűjtött I/Q adatpárok számát jelenti. Ez értelemszerűen az időbeli felbontás, azaz két minta adatpontjainak időbeli távolsága. A térbeli felbontás meghatározásához a két minta közötti időtávolságot meg kell szorozni a rezgés hullám terjedési sebességével. Így a térbeli felbontás egyenesen arányos az időbeli felbontással. Tudjuk, hogy karosszéria elemekben 2000 Hz alatt meghatározó a gerjesztés, legyen annak forrása akár a motor vagy akár egy mesterséges impulzus. A 4096 Hz-es mintavételezés azt jelenti, hogy  $1/4096 \text{ Hz}$ , azaz  $2,4 \cdot 10^{-4}$  másodperc alatt mintavételezünk egy adatpontot. Egy 4096 Hz-es hajlító hullám ez idő alatt 178 m/s terjedési sebességgel számolva 4,3 centimétert tesz meg, tehát ez a maximális térbeli felbontás, amely ezzel a mintavételezési frekvenciával elérhető. A mintavételezési sebességet megduplázva – megjegyzendő, hogy ekkor a hullám terjedési sebességére már 251 m/s adódik a diszperzió miatt – a térbeli felbontás 3,1 cm-re növelhető. Esetünkben 10 cm-nél nagyobb pontosság nem szükséges, így a célunkhoz akár még 2048 Hz-es mintavételezés is elegendő lenne. Lényegesen nagyobb mintavételezési frekvencia (MHz tartományban) választásának csak akkor van értelme, ha pl. rádióhullámok fénysebességgel terjednek. A rádióhullámok nagyon rövid időn belül (két mintavételezési idő között) nagy távolságokat is meg tudnak tenni, így ha nem elég magas a mintavételi frekvencia, akkor a forrás lokalizáció pontossága nem lesz kielégítő. A pontatlanság több száz m-től km-ig terjedő tartományban léphet fel.



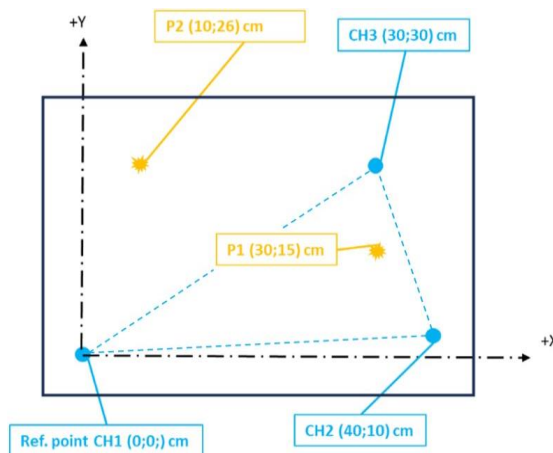
**c. Geometriai feltétel.** A módszer geometriai feltételén a meghatározni kívánt rezgésforrás és a rezgés gyorsulás szenzorok egymáshoz viszonyított relatív pozícióját értjük. Amennyiben a forrás a szenzorok által körülhatárolt konvex alakzaton belül van, abbak az esetben a lokalizáció várható pontossága magas lesz. Ha ez emitter az egyik érzékelő mögött van, még ha ahhoz közel is, akkor a módszer bizonytalansága drasztikusan megnő. Több szenzor használatával a konvex alakzat kiterjedése megnövelhető, így egy ismeretlen eredetű rezgésforrás pozíciójának meghatározása nagyobb valószínűséggel lehet sikeres három dimenzióban. Másik kikötés, hogy a szenzorok nem helyezhetőek el úgy, hogy a forrással egy vonalra essenek. A módszer gyakorlati alkalmazhatóságát komplex szerkezeten megnehezíti, hogy a szenzorok és gerjesztés között közvetlen rálátás (LOS – Line of Sight) szükséges.

**c. Visszaverődés és háttérzaj hatása.** Ha a közvetlen rálátás (LOS) feltétele nem teljesül, akkor a rezgéshullám a szenzorokba csak reflexió révén, egyszerre több útvonalon tud eljutni. Minden egyes visszaverődés egy újabb zajforrásnak tekinthető, amelyek az időjelben további csúcsokként jelennek meg, ezzel megnehezítve a pontos időkések meghatározását. Amennyiben a jel legerősebb összetevője valamilyen közeli felületről való visszaverődés, akkor a távolság számítás során a visszavert jel útját határozzuk meg. Eredményképpen a módszer a visszaverődés helyét fogja megadni és a számításban egy szisztematikus hiba keletkezik, amely megegyezik a visszaverődés útjának nagyságával. Visszaverődés akkor is történik, amikor a hanghullám egy másik közeg határához ér. A különböző közegekben a hang sebessége más és más, így homogén hullámterjedés nem mehet végbe. A keresztkorreláció jól elvégezhető olyan jelekre is, amelyek közel vannak az alapzaj szintjéhez, hiszen a számításakor a nem korreláló jelek (pl. háttérzaj) gyengülnek. A jelerősség önmagában nem befolyásoló tényező mindaddig, amíg a jel egyértelműen jelen van.

**d. Modulált jelek.** Annak érdekében, hogy a felvett jelek egymáshoz képesti eltolódását időben meghatározzuk, a jelnek nem szabad véletlenszerű struktúrával rendelkeznie. A rezgésforrások véletlenszerű fehér zajt is bocsátanak ki, amely struktúrája nem teszi lehetővé az eljárásához szükséges időkések meghatározását. A jelben jelen levő ismétlődő mintázatokhoz több egymáshoz hasonló időpillanat is tartozik, amely miatt a korreláció számítás során nehéz meghatározni a szenzorok közötti pontos időeltolódást. A bemutatott prewhitening módszer kínál orvosságot az időjel belső függéseinek problémáira, azonban a jelben lévő periódikusságot nem képes áthidalni.

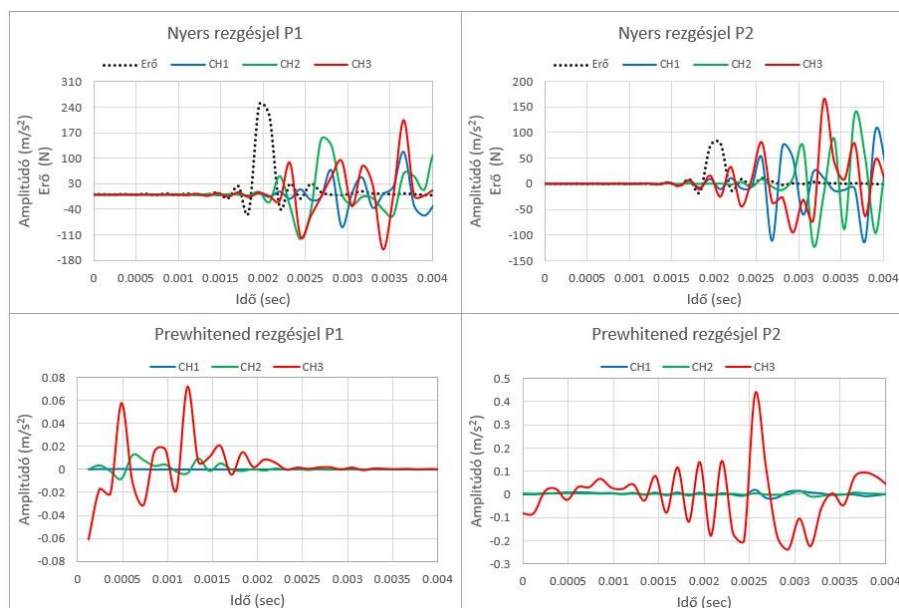
## 9.2 TDOA VIZSGÁLAT ACÉL LEMEZEN

A vizsgálatok során az volt a célunk, hogy először egy egyszerű szerkezeten, például téglalap alakú lemezen végezzünk vizsgálatokat. Az egyszerűsített model (2D) használatát az eljárás befolyásoló tényezőinek és lehetőségeinek feltárása miatt tartottuk fontosnak. A vizsgálatok ezen szakaszában mesterséges gerjesztést alkalmaztunk, a téglalap alakú lemezre impulzus kalapáccsal ütést mértünk felváltva a P1 és P2 pontokban. A 9.2.1 ábrának megfelelően három meghatározott pozícióban elhelyezett gyorsulásmérő került a szerkezetre. Az egyik gyorsulásmérőt (CH1) (0;0) cm koordinátákkal határoztuk meg referenciapontnak. A referencia ponton lévő érzékelő sarokpontra helyezésekor a koordinátarendszerben lévő elemek pontos és egyszerű meghatározhatósága volt a szempont.



9.2.1 ábra Mérési és gerjesztési pontok koordinátái

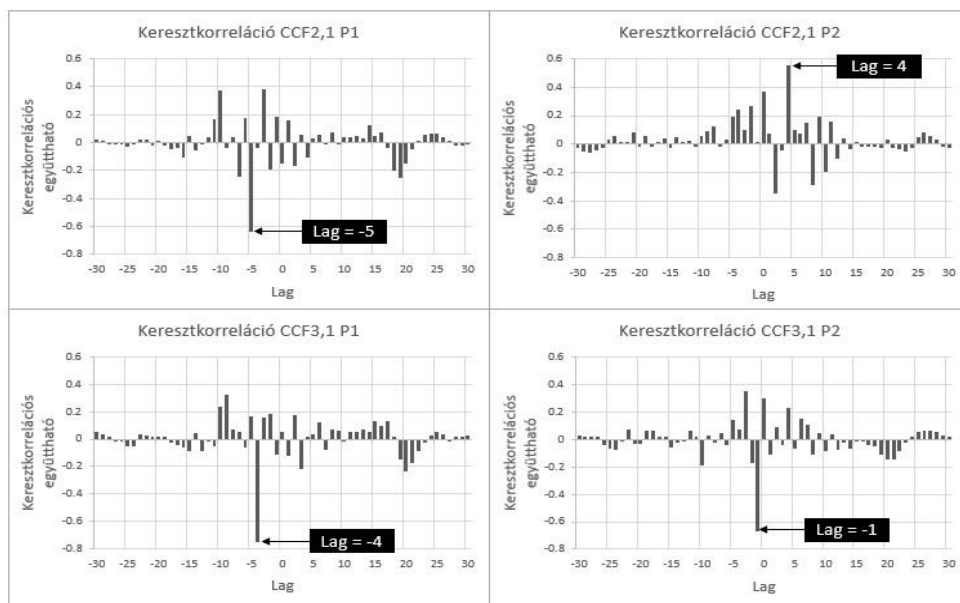
A többi szenzorpozíció és a gerjesztési pontok véletlenszerűen kerültek meghatározásra. A téglalap alakú lemez méretei: 50 x 46 x 0,15 cm (hosszúság x szélesség x vastagság).



9.2.2 ábra. A gerjesztés erőgörbéje (pontosított) és az impulzusválaszok (kék, zöld, piros) időjelei 8192 Hz újramintavételezés után

A mérés során tehát ütést adtunk le a P1 és P2 pontokban majd a rezgésyorsulás érzékelőkkel (CH1...CH3) felvettük az impulzusválaszt. A rögzített, majd ezt követően első lépésben újramintavételezett időjelek első néhány ezred másodpercét mutatja a 9.2.2 ábra. A fekete görbe reprezentálja az impulzuskalapács erő jelét. Ez a jel jelenik meg először, majd bizonyos időközökkel ezt követi a rezgésyorsulás szenzorok nyers időjelei. A nyers időjelhez képest a prewhitening után akár vizuálisan is jól azonosíthatók az időeltolódások. Az előfehérített jelre alkalmazva a keresztkorrelációt megkapjuk a hanghullám szenzorokba való beérkezésének időkülönbségét. A keresztkorrelációs függvény együttthatójának maximuma adja meg a késés időértékét.

A P1 gerjesztés esetén a CH1 referencia pont és CH2 mérési pontok között ez az időkülönbség érték negatív előjelű,  $-6,103 \cdot 10^{-4}$  sec míg a CH1 referencia pont és CH3 mérési pont között  $-4,882 \cdot 10^{-4}$ .



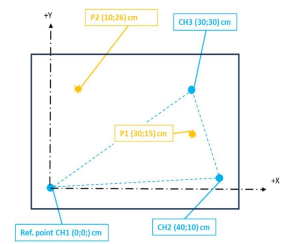
**9.2.3 ábra.** A P1 és P2 helyek gerjesztése során a mérési pontokból (CH1...CH3) képzett keresztkorrelációs függvények

A negatív előjelet a korreláció számítás iránya adja. Fizikailag a CH3 mérési pont némileg közelebb helyezkedik el a P1 gerjesztési ponthoz ponthoz képest, így érthető, hogy az időközés kisebb értékű, hiszen hamarabb éri el a rezgésjel a mérési pontot. A keresztkorrelációs függvényeket a 9.2.3 ábra mutatja a gerjesztési pontok figyelembe vételével. Értelmezése a következő: a keresztkorrelációs függvény maximum helyén lévő lag érték tartalmazza a keresett időközést. A lag másképpen az események periódusaként is felfogható. Esetünkben egy periódusként a mintavételezési frekvencia reciproka fogható fel, amely  $8192 \text{ Hz}$  újramintavételezés után  $1,2 \cdot 10^{-4}$  sec. Tehát 5 lag  $5 \cdot 1,2 \cdot 10^{-4}$  sec-et jelent.

A P2 gerjesztési ponthoz tartozó keresztkorrelációs függvényekből a CH1 referencia pont és CH2 mérési pontok között az időkülönbség  $4,882 \cdot 10^{-4}$ sec, míg a CH1 referencia pont és CH3 mérési pont között pedig  $-1,22 \cdot 10^{-4}$  sec. Az időközések abszolút értékei a referencia pont, gerjesztési pont és mérési pontok geometriai elhelyezkedésének figyelembe vételével ismét logikusnak tűnnek.

A következő lépés a hajlító hullám terjedési sebességének meghatározása, amely az arra érvényes egyenletből történik. A GNUOctave program bemeneti értékei tehát az időkések értékei külön P1 és P2 gerjesztési pontokhoz tatózóan, valamint homogén hullámterjedést feltételezve  $c_b = 354$  m/s hullám fázissebesség. A P1 és P2 forrás koordinátára kapott eredményeket a 7.8.1 1 táblázat közli.

Gerjesztési pont	Időkésés (sec)		Koordináta (cm)	
	$d_{2,1}$	$d_{3,1}$	X	Y
<b>P1 (30;15)</b>	0,000610	0,000488	29,51	14,38
<b>P2 (10;26)</b>	0,000488	0,000122	25,94	0,07



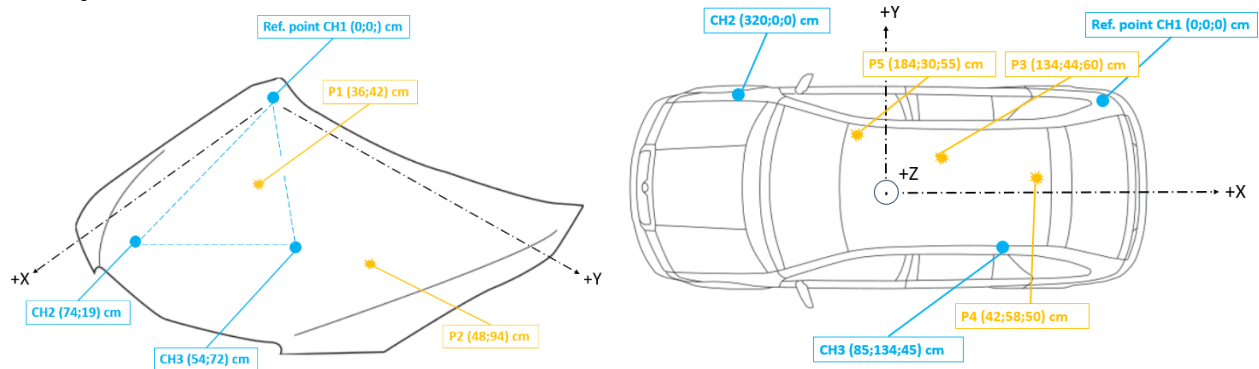
**9.2.1 táblázat.** A lemez gerjesztési pontjainak SX módszerrel való számítási eredményei (X és Y koordináta)

A P1 (X30; Y15) helyen leadott impulzus koordinátája X-irányban 0,5 cm és Y-irányban 0.62 cm eltéréssel meghatározható a forráslokalizációs módszerrel. A P2 (X10; Y26) impulzushely koordinátái azonban teljesen pontatlanok. Ennek magyarázata a méréssel szemben támasztott geometriai követelmény, amely szerint a gerjesztés forrásának a vevő szenzorok által leírt geometriai háromszögön belül kell lennie. Amennyiben ez a feltétel nem teljesül, úgy a forrás helyének meghatározása nem lehetséges. Erre másik példát a következő fejezetben is láthatunk.

Egyszerűsített modellen tehát a TDOA módszer a rezgésjel megfelelő előkészítésével elfogadható hibahatáron belül képes megadni egy mesterséges, egyforrású impulzus-szerű gerjesztés eredetét az általunk felvett koordináta rendszerben.

### 9.3 TDOA VIZSGÁLAT FORD FOCUS KAROSSZÉRIÁN

A jármű karosszéria vizsgálat során a TDoA méréseket a jármű teljes egészén, valamint külön a motorháztetőn is elvégeztük. A motorháztetőn való vizsgálat a lemez mérés és a teljes karosszérián való mérés közötti átmenetnek tekinthető. A vizsgálatot befolyásoló tényezők megértéséhez fontos, hogy a modellt fokozatosan építsük fel a valós problémát megközelítve. A lemez mérések ígéretes eredménye után megpróbáljuk reprodukálni azt a karosszéria elemeken. A mérési elrendezés sematikus ábráját és a mérési, valamint a gerjesztési pontokat a 9.3.1 ábra mutatja.

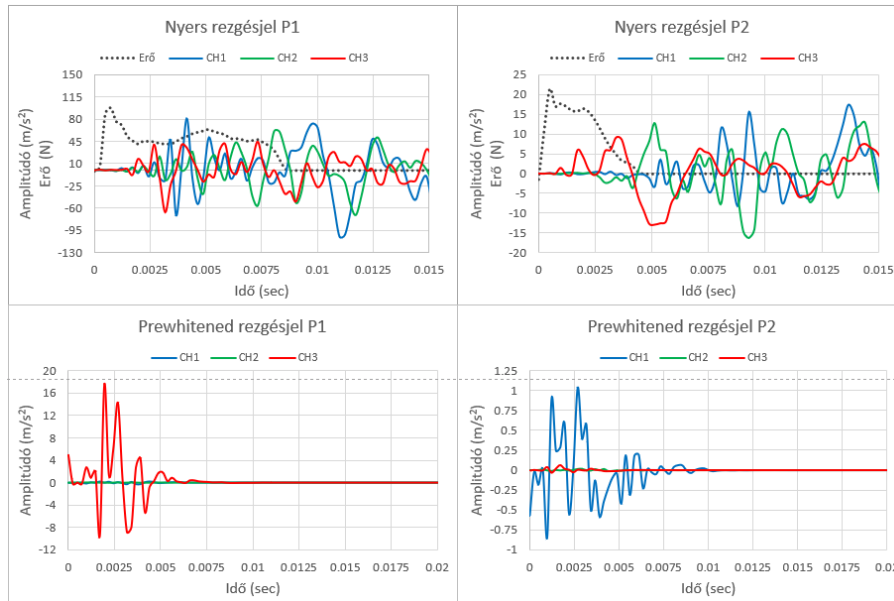


**9.3.1 ábra** Mérési és gerjesztési pontok koordinátái a motorháztetőn és teljes karosszérián

A lemez méréshez hasonlóan P1, P2, P3, P4, P5 pontokban gerjesztjük egy impulzus kalapács segítségével a karosszéria elemeket. A rezgés gyorsulás érzékelőkkel (CH1, CH2, CH3) rögzítjük a nyers időjelet és erőgörbét. A jel újramintavételezése ebben az esetben 4192 Hz-el történt. A koordinátákból látszik, hogy a motorháztetőn két dimenziós feladatot definiáltuk. A valóságban azonban valamilyen görbülettel rendelkezik a motorháztető, ezt az egyszerűség és a Z-irány nehéz mérhetősége miatt elhanyagoltuk. Az egyes pontok helyzetének meghatározásakor az elemek görbülete nem előnyös, így főleg a teljes karosszérián lévő mérési pontok koordinátáinak meghatározásakor akár 1-2 cm eltéréssel is számolhatunk. Ezt érdemes figyelembe venni az eredmények értékelésekor.

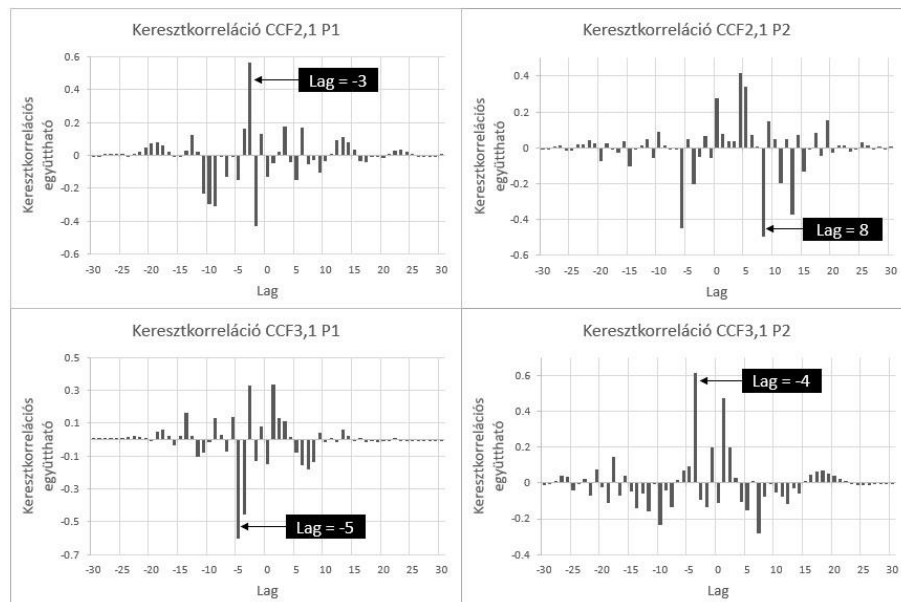
A mérési eredmények bemutatását az előző fejezet analógiájára készítjük el. A következő bekezdésekben a motorháztetőn végzett vizsgálati eredményeket tárgyaljuk. A nyers időjelek és a prewhitening után maradó időjelek néhány ezred másodperces kezdeti szakaszát a 9.3.2 ábra mutatja. Összehasonlítva ezeket a lemez mérésnél kapott jelekkel elmondható, hogy a rezgésjelek lecsengése és az erőgörbe karakterisztikája is megváltozott, amely a lemez és motorháztető anyagtulajdonságából és geometriájából származó különböző csillapítási tulajdonságok eredménye. A mérési idő teljes hosszában vizsgálva a jel alakokat látható, hogy a motorháztetőn létrehozott impulzus kb. 0.2 másodperc után, míg a lemezen leadott gerjesztés csak kb. 0.8 másodperc után cseng le teljesen. Az erőgörbék lefutásai között már nagyságrendi különbség van. A gerjesztés lemezen ébredő erejének lecsengési ideje kb.  $2 \cdot 10^{-4}$  másodperc, míg a motorháztető gerjesztési erejének lecsillapodásához legalább  $5 \cdot 10^{-3}$  másodperc szükséges. Az erők ébredésnek kezdeti pillanata között is megfigyelhető eltolódás, de ezek összevetése a hajlító hullám fázissebességének lemezvastagságtól való függése és az eltérő alkatrész méretek miatt nem szolgáltat érdemi információt.

A hajlító hullám fázissebességének meghatározása ebben az esetben is az arra vonatkozó összefüggés segítségével történt. A bemutatott frekvencia – hanghullám sebesség diagram alapján 0.8 cm-es acél lemeznél 4096 Hz mintavételezési frekvenciára 178 m/s adódik.



**9.3.2 ábra.** A gerjesztés erőörbéje (pontosított) és az impulzusválaszok (kék, zöld, piros) időjelei 4096 Hz újramintavételezés után

A forráslokalizációs módszer folyamatának megfelelően a következő lépésben az egyes vevők közötti időkésségek meghatározása a keresztkorrelációs függvény előállításával történik. A Gaussian-féle fehér zajtól elválasztott impulzus jelek (CH2, CH3) referencia vevőhöz (CH1) képesti lag értékeit a keresztkorrelációs együttható függvényében a 9.3.3 ábra mutatja.

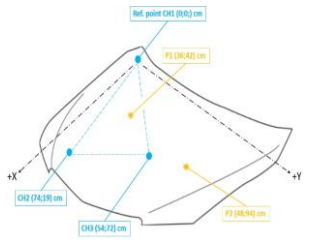


**9.3.3 ábra.** A P1 és P2 helyek gerjesztése során a mérési pontokból (CH1...CH3) képzett keresztkorrelációs függvények

Hasonló számítással az előzőekhez, 4096 Hz mintavételezési frekvenciánál 1 lag  $2,385 \cdot 10^{-4}$  másodpercet jelent. A gerjesztési pontok geometriai helyzetének függvényében ellenőrizhető az

időkésések helyessége. A P1 (X36; Y42) gerjesztési helyről leadott impulzus esetén a CH1 és CH2 szenzorok között  $7,324 \cdot 10^{-4}$  másodperc az időkézés, a P2 pontban történő impulzus esetén ugyan ezen szenzorok között pedig  $1,953 \cdot 10^{-3}$  másodperc. Tehát az eredmény jól reprezentálja a szenzorok és gerjesztési pontok relatív pozícióit a motorháztetőn. Az időkézéseket abszolút értékben kell feldolgozni. A koordináta meghatározás eredményeit a 9.3.1 táblázat tartalmazza.

Gerjesztési pont	Időkésés (sec)		Koordináta (cm)	
	d <sub>2,1</sub>	d <sub>3,1</sub>	X	Y
<b>P1 (36;42)</b>	0,000732	0,001221	37,06	41,20
<b>P2 (48;94)</b>	0,00195	0,000976	50,73	30,07



**9.3.1 táblázat.** A motorháztető gerjesztési pontjainak SX módszerrel való számítási eredményei (X és Y koordináta)

A motorháztetőn végzett kísérletnél is alkalmaztunk olyan gerjesztési pontot, amely az objektumon elhelyezett rezgés gyorsulás érzékelők által körülhatárolt geometriai háromszögön kívül esik. Ebben az esetben is igazolódik a szenzorok és impulzus pontok egymáshoz képesti relatív pozícióinak fontossága. Így a P2 pont helyzetének meghatározása ismét nem volt lehetséges. Mindazonáltal, amennyiben a geometriai feltétel teljesül, akkor a forrásmeghatározás egészen pontos lehet. A P1 pont X-irányú pozíciója 1 cm, Y-irányú pozíciója pedig 0.8 cm pontossággal került meghatározásra.

Az elkövetkezőkben a teljes karosszérián elvégzett mérések eredményei kerülnek bemutatásra. Az előzőekkel ellentétben a gyorsulás érzékelőket különböző karosszéria elemekre helyeztük el térbeli elrendezésben, ahogyan azt a 9.3.1 sematikus ábra is mutatja. A jelkondicionálás folyamata teljes egészében megegyezik a motorháztető kapcsán közölttel. A végeredményt a következő táblázat foglalja össze:

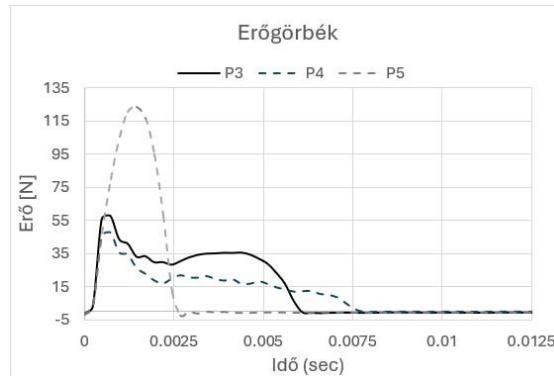
Gerjesztési pont	Időkésés (sec)		Koordináta (cm)	
	d <sub>2,1</sub>	d <sub>3,1</sub>	X	Y
<b>P3 (134;44;60)</b>	0,0002441	0,0009765	162,16	10,85
<b>P4 (42;58;50)</b>	0,000488	0,002929	163,94	37,90
<b>P5 (184;30;55)</b>	0,001953	0,000488	177,5	7,33

**9.3.2 táblázat.** A teljes karosszéria gerjesztési pontjainak SX módszerrel való számítási eredményei (X és Y koordináta)

A koordinátákban nagy eltérések mutatkoznak a valós gerjesztési pozícióhoz képest. Az X-koordinátára minden esetben 1,6 - 1,7 méter adódik, és az Y-koordináta is nagy pontatlansággal adja meg a gerjesztési pontok pozícióit. Az eltérések mértéke meglehetősen eltérő, a hiba nem mondható szisztematikusnak. A módszer hibájának okát nehéz pontosan megmondani, mivel a motorháztetőhöz történt méréshez képest több minden is változott. Mielőtt ezeket sorra vesszük, vizsgáljuk meg a felvett jeleket és az azokból képzett keresztkorrelációs függvényeket.

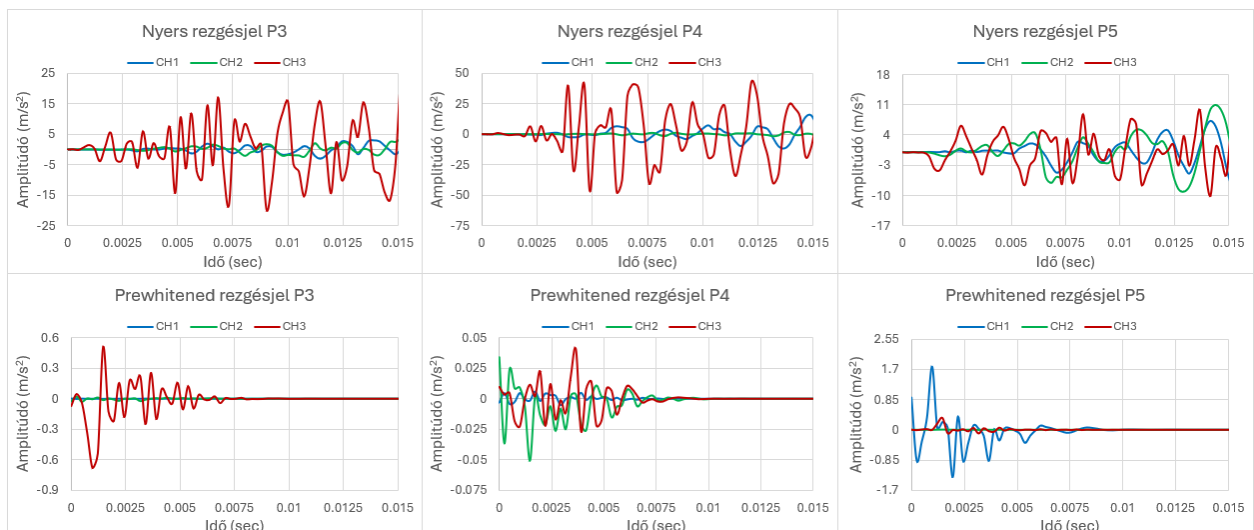


A bevitt erő nagysága és lecsengési ideje egy nagyságrendben van a motorháztetőn alkalmazott gerjesztések erőivel és azok lefutási idejével. Figyelembe véve a 9.2.2 ábrát is, a kísérletek során az erő 20-130 N között változott az ütési ponttól függően. A gerjesztések lecsengési ideje pedig általában 5 és 75 ezermásodperc közé tehető. Nagyságrendi összehasonlítás alapján a bevitt ütések egymáshoz hasonlóak, így a manuális kivitelezés ellenére a gerjesztések viszonylag jól reprodukáltak voltak a különböző karosszéria elemeken.



**9.3.4 ábra.** A karosszérián P3, P4 és P5 helyeken bevitt impulzusokhoz tartozó erőgörbék az idő függvényében

A 9.3.2 ábrához hasonlóan 15 ezredmásodpercig az újramintavételezett nyers rezgésjelek és a kifehérített jelek nem mutatnak lényegi eltérést a két mérés között. A CH3 mért amplitúdók a nyers rezgésjelben minden esetben nagyobbak, hiszen ez a szenzor az ütési pontok közvetlen közelében, azokkal szinte egy síkban volt elhelyezve. A TDoA módszer lokalizációs pontossága legnagyobb mértékben az időkézés meghatározásának pontosságától függ. Szemügyre véve a kiszámított keresztkorrelációs függvényeket – főleg a P4 és P5 gerjesztési pontok esetében – jól látszik, hogy az időkézések meghatározása nem teljesült olyan magabiztossággal, mint az előző mérések (lemez, motorháztető) esetében.

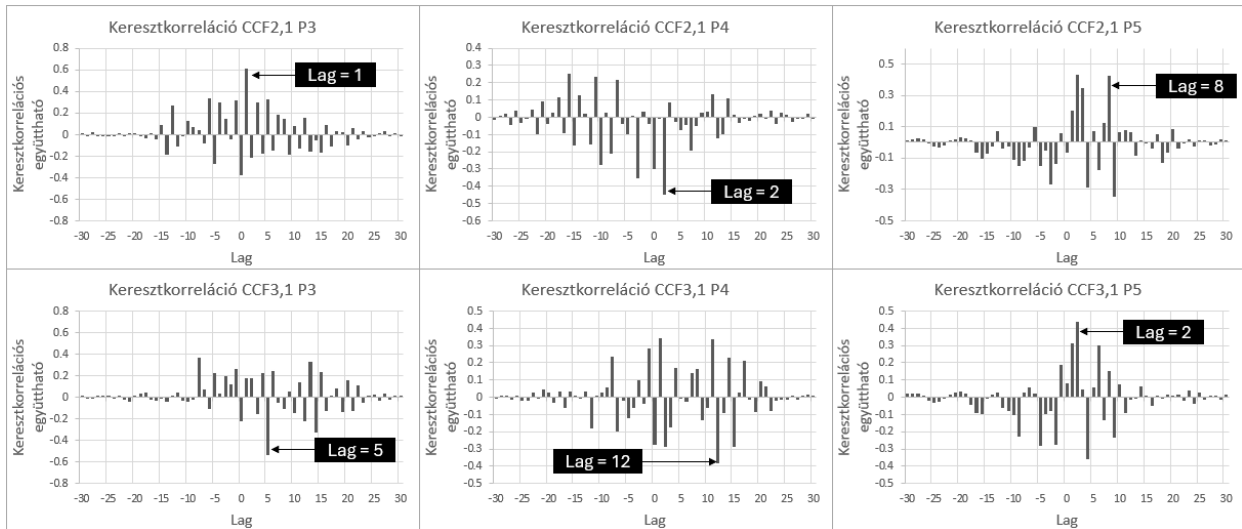


**9.3.5 ábra.** Az impulzusválaszok (kék, zöld, piros) időjelei 4096 Hz újramintavételezés után

A keresztkorrelációs függvényekben nem található meg az a lag érték, amely egyértelműen megadná az időkézés értékét, hiszen több lag értékhez is majdnem ugyanaz a keresztkorrelációs együttartozik. A helyes lag értékek meghatározásának sikerességét nagy mértékben



befolyásolja a jelek előfeldolgozásakor a Winter's módszerhez és az ARIMA modell alkotásához használt paraméterek megválasztása. Ezen paramétereket a fehéríteni kívánt jel jellegének függvényében kell megválasztani.



**9.3.6 ábra.** A P3, P4 és P5 helyek gerjesztése során a mérési pontokból (CH1 ... CH3) képzett keresztkorrelációs függvények

Ebből kiindulva hasonlítsuk össze a sikeres és kevésbé sikeres, azaz a motorháztető és teljes karosszéria forrás-lokalizációjához tartozó nyers időjeleket. Az összehasonlításban az egyes csatornák időjelei egy adott gerjesztési ponthoz tartozóan átlagolva vannak. A jelek alakjának szemrevételezéséből megállapítható, hogy a két jel természete némileg különbözik egymástól. A motorháztetőn végzett kísérlet során felvett időjel (narancssárga) burkoló görbéjén jól megfigyelhető egy impulzusgerjesztés során kialakuló időjel ideális alakja. Az ütés hatására kialakuló kezdeti magas amplitúdó csúcs bizonyos idő után fokozatosan lecsillapodik. Ezzel szemben a teljes karosszérián végzett mérés során ez a kezdeti amplitúdó csúcs nem különül el élesen a környező amplitúdóktól. Ez a fajta viselkedés azért érdekes, mert a két karosszéria elem vastagsága és anyaga megegyező, a bevitt impulzusok pedig egymáshoz hasonlóak voltak.



**9.3.7 ábra.** A motorháztető és karosszéria vizsgálat során felvett átlagolt időjelek összehasonlítása

Az előző kísérletekhez képest további változóként a szenzorok térbeli konfigurációját is felvehetjük. Ami talán még ennél is fontosabb lehet az az, hogy a szenzorok különböző karosszéria elemekre voltak elhelyezve, tehát a jelterjedés nem egy alkatrészen belül, egybefüggően történt.

Emiatt a gerjesztési pontok és rezgés gyorsulás érzékelők között a homogén hullámterjedés nem volt lehetséges. A három dimenzióban elhelyezett szenzorpozíciók hatását egy olyan közbeiktatott teszt elvégzésével tudnánk meghatározni, ahol a vizsgált lemezszerű objektum anyagfolytonos és a tér mindhárom irányában van kiterjedése. A rendszerhatárokon – azaz alkatrészeken – keresztül terjedő rezgéshullámok a szenzorokba több útvonalon jutottak el. A terjedési útvonalakon a különböző csillapítású komponensek a homogén és állandó sebességű hullámterjedést nem tették lehetővé.

#### 9.4 TDOA KÍSÉRLETI EREDMÉNYEK ÖSSZEFOGLALÁSA

A TDoA módszerrel való kísérletezés során több különböző geometriájú és anyagtulajdonságú alkatrészeket vizsgáltunk, amelyekben a jelterjedés másként megy végbe. A forráslokalizációs eljárás rezgésjelekkel történő adaptációjára kidolgoztuk az elméleti hátteret, majd egy egyszerűsített mechanikai modellen, azaz fémlemenzen bebizonyítottuk annak működőképességét. Mivel az eljárás pontossága számos tényezőtől függ, illetve a rezgésjelekkel való diagnosztikai alkalmazása számos nehézséget felvet, ezért a módszer tesztelésénél szisztematikusan állítottuk fel a kívánt alkalmazáshoz egyre közelebb álló modelleket. Második körben a motorháztető karosszéria elemét vizsgáltuk, amely a használt fémlemezhez képest több szempontból is eltérő. Egyrészt más az anyagtulajdonsága és vastagsága, így a mesterséges gerjesztésekre adott impulzusválaszának mérhető spektrális eloszlás tartománya is különbözik. A hajlító hullám diszperziója miatt a motorháztetőn kialakuló hanghullámok sebességei is változnak. Az alkatrész geometriája ebben az esetben már nem teljesen síkbeli, X és Y irányban térbeli íve van, a mélységi Z koordináta számítását elhanyagoltuk. A négyzet alakú accéllemez és motorháztető vizsgálatánál a gerjesztés forrásának meghatározása sikeres volt. A teljes karosszérián végzett méréseknél a módszerrel és számítási algoritmussal támasztott feltételek nem teljesültek maradéktalanul, így a gerjesztés forrásának lokalizációja nem volt megbízható. A valós szerkezetek és rezgésforrások komplexek és meglehetősen változóak lehetnek, ezért speciális esetekre különböző algoritmusokat fejlesztettek. A lokalizációs eljárás egyik legfőbb kihívása, hogy NLOS (non-line of sight) környezetben is képes legyen a megfelelő helymeghatározásra.

A [66] szakirodalom precízen összefoglalja és rendszerezi a módszerhez tartozó algoritmusokat, tárgyalja azok előnyeit és alkalmazási lehetőségeit. A forrás alapján Chan 2D TDoA módszere (2006) érzéketlen a geometriára, így széles körben használt NLOS környezetben. Ez az eljárás a szerző egyik korábbi kutatása alapján, Chan és Ho módszeréből (1994) került továbbfejlesztésre. A különböző fizikai paramétereket használó mérési eljárások kombinálása is lehetséges a lokalizációs eljárás hatékonyabbá tétele érdekében NLOS környezetben. Az így létrehozott hibrid módszerek (pl. RSS és TDoA vagy AoA és TDoA [67]) bizonyos fokig képesek kompenzálni a bonyolult környezetekben fellépő lokalizációs hibákat. Fokin [68] egy olyan háromlépcsős TDoA algoritmust fejlesztett ki, amely figyelembe veszi egy ismert helyzetű reflektor által okozott, vevőbe beérkező távolságkülönbség eltérését. Ezen felül még számos szakirodalom foglalkozik a lokalizáció pontosságának javításával olyan esetekben, ahol a jelterjedést visszaverődések és fizikai akadályok befolyásolják [69-74].

Összességében tehát visszaverődésekkel és akadályokkal terhelt környezetben, mint például a gépjármű komplex felépítése, a forráslokalizációs eljárás megbízható alkalmazásához a rögzített jeleket nem csak prekondicionálni szükséges, hanem az algoritmust fejleszteni is kell speciális

esetekre. A jelenlegi kutatások egyik fő iránya a lokalizáció hibájának redukálása a módszerrel szemben támasztott feltételeket nem teljesítő valós környezetben. A TDoA eljárás jelenlegi, stabil alkalmazási területein is kihívást okoz ez a probléma. További fejtörést okoz a gépjármű karosszérián megjelenő rezgésjelek alkalmazásában, hogy a vizsgálni kívánt berendezés több rezgésforrást tartalmaz, a módszer azonban csak egy jelforrást feltételez. Az eddig elért eredmények alapján az látszik, hogy a TDoA módszer sajátosságai korlátot szabnak a gépjárműben fellépő hibatípusok detektálhatóságának.

A TDoA forráslokalizációs módszernek jelen állapotában számos továbbfejlesztési lehetősége van. A jel előkészítése során a simító eljárás jeltípustól függő helyes megválasztása és megfelelő beállítása, valamint az ARIMA modell parametrizálása további vizsgálatokra szorul. A prewhitening módszerrel kondicionált maradó jel minősége nagy mértékben befolyásolja a keresztkorreláció helyességét. A háromdimenziós alkalmazásokhoz négy szenzoros mérési elrendezés szükséges és az algoritmust ennek megfelelően módosítanunk kell. A gépjármű hegesztett kötéseinek ellenére a karosszéria elemekben továbbra is feltételezzük a homogén hullámterjedés meglétét, miután a rezgések a motortérből a karosszéria elemekre átadódtak. Amit azonban figyelembe kell vennünk, hogy a kapott jel a rendszerhatárokon túlmenő hullámterjedés miatt visszaverődésektől terhelt lesz. A TDoA eljárás rezgésdiagnosztikai területre való kiterjesztése során felmerült a mikrofonokkal történő mérés lehetősége. Előnye, hogy a rezgéshullám diszperziója levegő közegben nem lépne fel. Hátránya, hogy sok esetben a meghibásodások okán hallható zajjelenség forrása nem esik egybe a hibás komponens helyével. Ebből kiindulva mikrofonos tesztek nem végeztünk és inkább a közvetlenebb rezgésgyorsulás érzékelők alkalmazása felé fordultunk. Miután egyforrású mesterséges impulzus jelekre három dimenzióban sikeresen tudjuk adaptálni az eljárást, a következő lépés a valós, háttérzajjal terhelt, periodikus jelekre való kiterjesztés és annak alkalmazhatósági vizsgálata.

**10. TÉZISEK – ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK**

T1. Az elvégzett vizsgálatokból megállapítottam, hogy a gépdiagnosztikában alkalmazott idő, frekvencia, kapcsolt idő-frekvenciatartománybeli módszerek korlátozottan alkalmasak egy gépjármű hajtásláncában fellépő mechanikai hibák, és azok helyének megállapítására. Az elvégzett vizsgálatok alapján megállapítom, hogy olyan vizsgálati módszer alkalmazása célszerűbb, amely nem a konkrét alkatrészt azonosítja pl. valamilyen fundamentális (pl. fogkapcsolódási) frekvencia segítségével, hanem a hiba helyének koordinátáit adja meg a gépjárműhöz kötött koordináta rendszerben.

Kapcsolódó publikáció:

J.B. Kriston, K. Jális: Failure detection of powertrain on motor vehicles with vibroacoustic methods, Archives of Acoustics (Accepted for publication: 19. December 2024)

T2. Gépjárművön elvégzett valós mérések segítségével megállapítottam, hogy a pszichoakusztikában alkalmazott mérőszámok referencia mérések birtokában alkalmasak egy gépjárműben fellépő hallható zajjelenség hibaként történő azonosítására, annak helyének meghatározása nélkül.

Kapcsolódó publikáció:

Balázs J. Kriston, Károly Jális: Malfunction or Normal Operation? Evaluation of the Subjectivity of Noise and Vibration Phenomena Accompanying the Operation of Motor Vehicles, LECTURE NOTES IN MECHANICAL ENGINEERING Vehicle and Automotive Engineering 4 pp. 848-860. , 13 p. (2022)

T3. Valós próbatesteken, gépjármű alkatrészeken és gépjármű karosszérián elvégzett mérésekkel bizonyítottam, hogy a TDoA módszer alkalmas lehet akár bonyolult szerkeszeteken fellépő hibák által gerjesztett mechanikai hullámok kiindulási helyének megállapításra, ezzel a hiba helyének megfelelő pontosságú lokalizációjára.

Kapcsolódó publikáció:

Kriston J.B., Jális K.: Gépjármű meghibásodások vizsgálati lehetősége a time difference of arrival (tdoa) módszerrel, GÉP 2023/4

T4. Mérések, ill. a mért rezgésyorsulás jelek feldolgozásával megállapítottam, hogy a TDoA módszer gépjárműveken történő alkalmazása esetén a mért jelek analízis előtti előkondicionálására, „kifehérítésére” szükség van, továbbá az algoritmus továbbfejlesztése is szükséges, amely a karosszérián belüli hullámterjedés során keletkező anomáliákat (pl.

visszaverődéseket) is kezelni tudja, valamint célszerűnek látszik az algoritmus átlakaítása a háromdimenziós hullámterjedést figyelembe véve.

Kapcsolódó publikáció:

Jálics. K, KristonJ.B.: Investigation of the time delay of arrival (tdoa) method for diagnostic purposes on motor vehicles, GÉP 2024/3-4, pp. 57-60.

## IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Onur Avci, Osama Abdeljaber et al.: A review of vibration-based damage detection in civil structures: From traditional methods to Machine Learning, *Mechanical Systems and Signal Processing* Volume 147, 15 January 2021, 107077
- [2] dr. tech. Bánlaki Pál: Gépjármű hajtáslánc fődarabok rezgés- és zajdiagnosztikai végellenőrző rendszereinek továbbfejlesztése, BME KJK Gépjárművek és Járműgyártás Tanszék, Budapest 2014.
- [3] Jian Chen, Robert Randall: Automated diagnostics of internal combustion engines using vibration simulation, *Proceedings of the ICSV20*, Bangkok, 2013
- [4] Andrzej Puchalski: A technique for the vibration signal analysis in vehicle diagnostics, *Mechanical Systems and Signal Processing* 56-57 (2015) 173–180., <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2014.11.007>
- [5] Qingbo He, Ruqiang Yan, Fanrang Kong, Ruxu Du: Machine condition monitoring using principal component representations, *Mechanical Systems and Signal Processing* 23 (2009) 446–466., doi:10.1016/j.ymssp.2008.03.010
- [6] Ferenc Dömötör, József Zoltán Szabó: Vibration Diagnostics as an effective Tool for Testing Engines of Internal Combustion, *PRODUCTION ENGINEERING ARCHIVES* 16 (2017) 3-6. DOI: 10.30657/pea.2017.16.01
- [7] Jian-Da Wua,\*, Chao-Qin Chuang: Fault diagnosis of internal combustion engines using visual dot patterns of acoustic and vibration signals, *NDT&E International* 38 (2005) 605–614. doi:10.1016/j.ndteint.2005.02.007
- [8] Maciej Tabaszewski, Grzegorz. M. Szymanski: Engine valve clearance diagnostics based on vibration signals and machine learning methods, *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2020;22(2):331-339, <https://doi.org/10.17531/ein.2020.2.16>
- [9] Grzegorz M.Szymański, Franciszek Tomaszewski: Diagnostics of automatic compensators of valve clearance in combustion engine with the use of vibration signal, *Mechanical Systems and Signal Processing* 68-69(2016)479–490, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.07.015>
- [10] Girish Modgil, Rolf F. Orsagh, Michael J. Roemer: Advanced Vibration Diagnostics for Engine Test Cells, 2004 IEEE Aerospace Conference Proceedings., *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2020; 22 (2): 331–339., <http://dx.doi.org/10.17531/ein.2020.2.16>.
- [11] T.Pravenenkumar, B. Sabhrish, M. Saimurugan, K.I. Ramachandran: Pattern recognition based on-line vibration monitoring system for fault diagnosis of automobile gearbox, *Measurement* 114. (2018) 233–242 <http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2017.09.041>
- [12] Sameh M. Metwalley, Nabil Hammad, Shawki A. Abouel-Seoud: Vehicle gearbox fault diagnosis using noise measurements, *Volume 2, Issue 2, 2011 pp.357-366.*

- [13] P. Charles et al.: Detecting the crankshaft torsional vibration of diesel engines for combustion related diagnosis, *Journal of Sound and Vibration* 321 (2009) 1171–1185. doi:10.1016/j.jsv.2008.10.024
- [14] J. Yang, L. Pu, Z. Wang, Y. Zhou, X. Yan: Fault detection in a diesel engine by analysing the instantaneous angular speed, *Mechanical Systems and Signal Processing* 15 (3)(2001)549–564(16).
- [15] G.F. Mauer: Modelling and experimental validation of torsional crankshaft speed fluctuation: a model for dynamics of IC engine, SAE Technical Paper No. 940630, 1994.
- [16] S. Delvecchio, O. Niculita, G. Dalpiaz, A. Rivola: CONDITION MONITORING IN DIESEL ENGINES FOR COLD TEST APPLICATIONS. PART II: COMPARISON OF VIBRATION ANALYSIS TECHNIQUES., inproceedings, <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:49237346>
- [17] S. Delvecchio, P. Bonfiglio, F. Pompoli: Vibro-acoustic condition monitoring of Internal Combustion Engines: A critical review of existing techniques, *Mechanical Systems and Signal Processing* 99 (2018) 661–683. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.06.033>
- [18] Rafał Burdzik: A comprehensive diagnostic system for vehicle suspensions based on a neural classifier and wavelet resonance estimators, *Measurement* 200 (2022) 111602 <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2022.111602>
- [19] R. Jegadeeshwaran, V. Sugumaran: Fault diagnosis of automobile hydraulic brake system using statistical features and support vector machines, *Mechanical Systems and Signal Processing* 52-53(2015)436–446 <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2014.08.007>
- [20] Grajales et al.: ENGINE DIAGNOSIS BASED ON VIBRATION ANALYSIS USING DIFFERENT FUEL BLENDS, *DIAGNOSTYKA*, 2017, Vol. 18, No. 4.
- [21] MAMALA, J., PRAŻNOWSKI, K., GRABA, M.: Identification of the internal combustion engine malfunctions based on the vibrations of the vehicle body. *Combustion Engines*. 2019, 179(4), 176-181. DOI: 10.19206/CE-2019-429
- [22] Makarova et al.: Improvement of the Vehicle Clutch's Diagnosing System with the Use of Vibrodiagnostics, 2018 IEEE International Conference on Technology Management, Operations and Decisions (ICTMOD), 10.1109/ITMC.2018.8691270
- [23] Irina Makarova, Eduard Mukhametdinov, Vadim Mavrin, Ksenia Shubenkova, Ravil Garipov: Improvement of the Vehicle's Onboard Diagnostic System by Using the Vibro Diagnostics Method, 2018 International Conference on Diagnostics in Electrical Engineering (Diagnostika), 10.1109/DIAGNOSTIKA.2018.8526093
- [24] Dariusz Bismor: System for Vehicle Sound and Vibration Monitoring using MEMS Sensors, 2019 Signal Processing: Algorithms, Architectures, Arrangements, and Applications (SPA), 10.23919/SPA.2019.8936824
- [25] Cody M. Walker, Alec B. Salakovich, David K. Irick, Jamie B. Coble, and Cyrus Smith: Development of an accelerated degradation tested for integrated vibration monitoring and online oil analysis of vehicle differential bearings, [https://eadn-wc01-4174605.nxedge.io/wp-content/uploads/2019/10/Walker\\_Cody\\_Degradation\\_Testbed.pdf](https://eadn-wc01-4174605.nxedge.io/wp-content/uploads/2019/10/Walker_Cody_Degradation_Testbed.pdf)
- [26] Łukasz Jedliński, Jacek Caban, Leszek Krzywonos, Sławomir Wierzbicki, František Brumerčík: Application of vibration signal in the diagnosis of IC engine valve clearance,

- JVE INTERNATIONAL LTD. JOURNAL OF VIBROENGINEERING. FEB 2015, VOLUME 17, ISSUE 1. ISSN 1392-8716
- [27] Eric Bechhoefer, Brent Butterworth: A Comprehensive Analysis of the Performance of Gear Fault Detection Algorithms, ANNUAL CONFERENCE OF THE PROGNOSTICS AND HEALTH MANAGEMENT SOCIETY 2019
- [28] Wenguang Yang, Dongxiang Jiang and Te Han: Effects of Tooth Breakage Size and Rotational Speed on the Vibration Response of a Planetary Gearbox, *Appl. Sci.* 2017, 7(7), 678., <https://doi.org/10.3390/app7070678>
- [29] S. Ciric-Kostic: Vibration and Noise Generation in Gear Units Caused by Gear Teeth Impacts, <https://www.scribd.com/document/365528457/Ciric-Kostic-1>
- [30] T. Geramitcioski, Lj. Trajceviski, V. Mitrevski: Strategy for early gear tooth damage detecting based on statistical parameters of the vibration signal, *International Conference on Gears 2010*, Volume: VDI-Berichte Nr.2108.2
- [31] Younes Kadmiri, Emmanuel Rigaud, Joël Perret-Liaudet, Laurence Vary: Experimental and numerical analysis of automotive gearbox rattle noise. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331 (13), pp.3144- 3157. [ff10.1016/j.jsv.2012.02.009](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2012.02.009)[ff. fahal-02068291f](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2012.02.009)
- [32] Dasheng Li et al.: Research on Gearbox Fault Diagnosis Based on Vibration Signal Hilbert Demodulation, *J. Phys.: Conf. Ser.* 1213 052089, 2019
- [33] Xu Li et al.: Vibration characteristic analysis of spur gear systems under tooth crack or fracture, *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* 2021, Vol. 40(1) 135–153. DOI: 10.1177/1461348419879550
- [34] C. Brecher et al.: Benefit of psychoacoustic analysing methods for gear noise investigation, *International Conference on Gears, Düsseldorf 2010*. <https://www.geartechnology.com/articles/20728-benefit-of-psychoacoustic-analyzing-methods-for-gear-noise-investigation>
- [35] Taddese, Biniyam Tesfaye,: "Sound Source Localization and Separation" (2006). *Mathematics, Statistics, and Computer Science Honors Projects*. Paper 3. [http://digitalcommons.macalester.edu/mathcs\\_honors/3](http://digitalcommons.macalester.edu/mathcs_honors/3)
- [36] S. Wong et al.: Time-difference-of-arrival target localization processing in real time, *Defence Research and Development Canada Scientific Report DRDC-RDDC-2019-R095* June 2019.
- [37] J.A. Apolinário Jr., H. Yazdanpanah, A.S. Nascimento F.: A DATA-SELECTIVE LS SOLUTION TO TDOA-BASED SOURCE LOCALIZATION, *ICASSP 2019 - 2019 IEEE International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing (ICASSP)*, DOI:10.1109/ICASSP.2019.8682664.
- [38] Xinya Li; Zhiqun Daniel Deng; Lynn T. Rauchenstein, Thomas J. Carlson: Contributed Review: Source-localization algorithms and applications using time of arrival and time difference of arrival measurements, *REVIEW OF SCIENTIFIC INSTRUMENTS* 87, 041502 (2016), <https://doi.org/10.1063/1.4947001>.
- [39] Hassan Elkamchouchi, Mohamed Abd Elsalam Mofeed: Direction-Of-Arrival Methods (DOA) and Time Difference of Arrival (TDOA) Position Location Technique, *Twenty Second National Radio Science Conference (NRSC 2005) March 15-17,2005 Cairo – Egypt*. DOI:10.1109/NRSC.2005.193998
- [40] Derek Zong Thai, \*MatthewTrinkle, Ahmad Hashemi-Sakhtsari and Tim Pattison: Speaker Localisation Using Time Difference of Arrival, *Technical report (Defence Science and Technology Organisation (Australia)), DSTO-TR-2126*. <https://catalogue.nla.gov.au/catalog/4601411>



- [41] W.T. Cochran, J.W. Cooley et al.: What is the fast Fourier transform?, Proceedings of the IEE (Volume: 55, Issue 10, October 1967).
- [42] The Fundamentals of Signal Analysis, Application Note 243, 25-32 oldal.
- [43] E.O. Brigham, R.E.Morrow: The fast Fourier transform, IEEE Spectrum (Volume 4, Issue 12, December 1967).
- [44] James W. Cooley and John W. Tukey: An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series, Mathematics of Computation 19 (1965), 297-301.
- [45] BME MOGI Tanszék TÁMOP-4.1.2.A/1-11/1-2011-0042 projekt jegyzetek, Méréselmélet 11. „Diszkrét frekvencia analízis” fejezet.
- [46] Michael Cerna and Audrey F. Harvey: The Fundamentals of FFT-Based Signal Analysis and Measurement, National Instruments Application Note 041.
- [47] Elke Wilczok: New Uncertainty Principles for the Continuous Gabor Transform and the Continuous Wavelet Transform, Documenta Mathematica 5 (2000) 201-226.
- [48] Hermann, T., Hunt, A., Neuhoff, J.G.: The Sonification Handbook, pp. 41-46. Logos Verlag, Berlin, Germany (2011).
- [49] William A. Yost, Psychoacoustics: A Brief Historical Overview, Acoustics Today, Summer 2015, volume 11, issue 3.
- [50] Möser, M. et al: Messtechnik der Akustik, Springer Verlag, Heidelberg, Dordrecht, London, New York 2010. DOI 10.1007/978-3-540-68087-1
- [51] Martin Pflüger, Franz Brandl, Ulrich Bernhard, Karl Feitzelmayer: Fahrzeugakustik, SpringerWienNewYork 2010, ISBN 978-3-211-76740-5.
- [52] Zwicker, E.: Psychoakustik. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1982, p84.
- [53] P. Daniel and R. Weber, “Psychoacoustic Roughness: Implementation of an Optimized Model,” Acustica 83, 113 - 123 (1997).
- [54] Moore, B.C.J; Glasberg, B.R; Baer, T.: Model for the prediction of thresholds, loudness and partial loudness. Journal of Audio Engineering Society 45(4), p. 224 – 239, 1997.
- [55] W. Aures, “Ein Berechnungsverfahren der Rauigkeit” (“A Procedure for Calculating Auditory Roughness”) Acustica 58, 268~281 (1985).
- [56] Dömötör Ferenc, Rezgésdiagnostika I. kötet 11. fejezet, 2008.
- [57] Dömötör Ferenc, Rezgésdiagnostika 2. kötet 20. fejezet, 2010.
- [58] Lakatos István: Műszaki Diagnosztika 6. fejezet, 2006.
- [59] Dömötör Ferenc, Sólyomvári Károly, Weltsch Zoltán, Vehovszky Balázs: Járműdiagnostika (egyetemi tananyag) 2. és 9. fejezetek, 2011, ISBN 978-963-279-634-5.
- [60] Nagyszokolyai Iván, Lakatos István: Gépjármű-diagnostika (egyetemi tananyag), 2011, ISBN 978-963-279-661-1.
- [61] Lakatos István: Műszaki diagnosztika 2006 (elektronikus könyv).
- [62] Dasheng Li et al, Research on Gearbox Fault Diagnosis Based on Vibration Signal Hilbert Demodulation, IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 1213 (2019) 052089.
- [63] Xu Li, Kangkang Chen, Yifan Huangfu, Hui Ma, Baishun Zhao and Kun Yu, Vibration characteristic analysis of spur gear systems under tooth crack or fracture, Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control 2021, Vol. 40(1) 135–153. DOI: 10.1177/1461348419879550
- [64] Wenguang Yang, Dongxiang Jiang and Te Han, Effects of Tooth Breakage Size and Rotational Speed on the Vibration Response of a Planetary Gearbox, Appl. Sci. 2017, 7, 678. doi:10.3390/app7070678, www.mdpi.com/journal/applsci

- 
- [65] Nicolò Cavina, Enrico Corti and Giorgio Minelli, Gabriele Serra, “Misfire Detection Based on Engine Speed Time-Frequency Analysis”, SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan March 4-7, 2002.
- [66] Xinya Li; Zhiqun Daniel Deng; Lynn T. Rauchenstein; Thomas J. Carlson: Contributed Review: Source-localization algorithms and applications using time of arrival and time difference of arrival measurements, *Review of scientific instruments* 87, 041502 (2016).
- [67] Rongpei Ni, Hui Xiong, Luning Xu, Yanchun Xie: Hybrid TDOA/AOA Localization Algorithm in Non-line-of-sight Environments, *International Conference on Computer Science and Electronic Technology (CSET 2016)*.
- [68] Grigoriy Fokin: TDOA Measurement Processing for Positioning in Non-Line-of-Sight Conditions, *2018 IEEE International Black Sea Conference on Communications and Networking (BlackSeaCom)*
- [69] Wenxin Xiong et al.: TDOA-based localization with NLOS mitigation via robust model transformation and neurodynamic optimization, *Signal Processing* 178 (2021) 107774. <https://doi.org/10.1016/j.sigpro.2020.107774>
- [70] Ismail G'uvenc és Chia-Chin Chong: A Survey on TOA Based Wireless Localization and NLOS Mitigation Techniques, *IEEE COMMUNICATIONS SURVEYS & TUTORIALS, VOL. 11, NO. 3, THIRD QUARTER 2009*.
- [71] Mengna Yang, David R. Jackson, Ji Chen, Zubiao Xiong és Jeffery T. Williams: A TDOA Localization Method for Nonline-of-Sight Scenarios, *IEEE TRANSACTIONS ON ANTENNAS AND PROPAGATION, VOL. 67, NO. 4, APRIL 2019*.
- [72] Jie Zhang, Fang Dong, Gaoang Feng and Chong Shen: Analysis of the NLOS channel environment of TDOA multiple algorithms, *Published in:2015 IEEE SENSORS. DOI:10.1109/ICSENS.2015.7370255*
- [73] Gang Wang, Anthony Man-Cho So, és Youming Li: Robust Convex Approximation Methods for TDOA-Based Localization under NLOS Conditions, *IEEE Transactions on Signal Processing (Volume: 64,Issue: 13, July 2016). DOI:10.1109/TSP.2016.2539139*
- [74] Zhenqiang Su, Genfu Shao, és Huaping Liu: Semidefinite Programming for NLOS Error Mitigation in TDOA Localization, *IEEE COMMUNICATIONS LETTERS, VOL. 22, NO. 7, JULY 2018*.

## KUTATÁS TÉMÁJÁHOZ KAPCSOLÓDÓ PUBLIKÁCIÓK JEGYZÉKE

- [1] Kriston J. Balázs, Dr. Jálics Károly: **Meghibásodások lokalizálása vibro-akusztikus módszerekkel gépészeti szerkezetek esetén** - Localization of Failures with Vibro-Acoustical Methods in Case of Mechanical Structures, GÉP (0016-8572 ): 72 1-2 pp 31-35 (2021).
- [2] B J Kriston and K Jálics: **Application of vibro-acoustic methods in failure diagnostics**, Journal of Physics: Conference Series, Volume 1935, 5th Agria Conference on Innovative Vehicle Technologies and Automation Solutions InnoVeTAS 2021 13 May 2021, Eger, Hungary. DOI 10.1088/1742-6596/1935/1/012002
- [3] József Balázs Kriston, Károly Jálics: **Benefits and limitations of acoustic methods in the vehicle transmission diagnostics – a case study**, Design of Machines and Structures, Vol. 11, No. 2 (2021), pp. 28–35. DOI: <https://doi.org/10.32972/dms.2021.012>
- [4] Kriston József Balázs, Jálics Károly: **Gépjármű sebességváltó meghibásodásának rezgésjeleken alapuló vizsgálata**, GÉP 73: 3-4 pp. 56-59. , 4 p.(2022).
- [5] Balázs J. Kriston and Károly Jálics: **Malfunction or Normal Operation? Evaluation of the Subjectivity of Noise and Vibration Phenomena Accompanying the Operation of Motor Vehicles**, LECTURE NOTES IN MECHANICAL ENGINEERING Vehicle and Automotive Engineering 4 pp. 848-860. , 13 p. (2022). DOI: 10.1007/978-3-031-15211-5\_70
- [6] Kriston József Balázs, Jálics Károly: **Gépjármű meghibásodások vizsgálati lehetősége a time difference of arrival (TDOA) módszerrel**, GÉP 74: 4 pp. 102-105. , 4 p.(2023).
- [7] Jálics. K, KristonJ.B.: **Investigation of the time delay of arrival (tdoa) method for diagnostic purposes on motor vehicles**, GÉP 2024/3-4, pp. 57-60., <https://doi.org/10.70750/GEP.2024.3-4.12>
- [8] J.B. Kriston, K. Jálics: **Failure detection of powertrain on motor vehicles with vibroacoustic methods**, Archives of Acoustics (Accepted for publication: 19. December 2024)

**MELLÉKLETEK**

A1 ...

A2 ...

A3 ...

## KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ezúton szeretném kifejezni hálámat és köszönetemet mindazoknak, akik munkámmal kapcsolatban szakmai és személyes támogatást nyújtottak.

Elsősorban szeretném megköszönni témavezetőmnek, aki szakmai iránymutatásával és értékes tanácsaival vezette munkámat az egész kutatási tevékenység során. Támogatása és elhivatottsága nélkül ez a disszertáció nem valósulhatott volna meg.

Szintén köszönet illeti a Robert Bosch Energy and Body System Kft.-t és munkatársait, akik lehetővé tették számomra, hogy a kutatásomat a szükséges szakmai háttér és erőforrások biztosítása mellett végezhessem. Az Ő támogatásuk szintén kulcsfontosságú volt kutatásom sikeres megvalósításában.

Külön köszönet illeti a Miskolci Egyetemet, amely hozzájárult ahhoz, hogy kutatásomat tudományos és akadémiai környezet mellett, a legmagasabb színvonalon teljesíthessem. Az intézmény segítségével az elméleti és gyakorlati tudásomat egyaránt elmélyíthettem.

Végül szeretném megköszönni a családomnak és barátaimnak, akik érzelmi támogatásukkal segítettek engem ebben a hosszú és sokszor kihívásokkal teli időszakban.

Hálás köszönet mindenkinek, aki valamilyen módon hozzájárult kutatásom sikeres lezárásához!