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

JÁRMŰHAJTÁSOK MECHANIKAI KÁROSODÁSÁNAK ELŐREJELZÉSE, ILLETVE HELYÉNEK MEGHATÁROZÁSA DIAGNOSZTIKAI MÓDSZEREKKEL

PHD ÉRTEKEZÉS

KÉSZÍTETTE:
Kriston József Balázs
okleveles gépészmérnök

SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI 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
2026

TARTALOMJEGYZÉK

TÉMAVEZETŐI AJÁNLÁS ..... **I**
SZIMBÓLUMOK ÉS RÖVIDÍTÉSEK LISTÁJA ..... **II**
1. BEVEZETÉS **5**
2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS **7**
3. REZGÉSJELEK DIAGNOSZTIKAI SZEMPONTÚ FELDOLGOZÁSA **13**
3.1 REZGÉSJELEK FELDOLGOZÁSA AZ IDŐTARTOMÁNYBAN 13
3.2 REZGÉSJELEK FELDOLGOZÁSA A FREKVENCIATARTOMÁNYBAN 18
3.3 REZGÉSJELEK FELDOLGOZÁSA KAPCSOLT TARTOMÁNYBAN 20
3.4 A PSZICHOAKUSZTIKA ALKALMAZÁSA 22
4. A VIZSGÁLATHOZ HASZNÁLT MÉRŐESZKÖZÖK **25**
5. GÉPJÁRMŰVEK NÉHÁNY LEHETSÉGES MEGHIBÁSODÁSA **27**
5.1 BELSŐ ÉGÉSŰ MOTOR MEGHIBÁSODÁSOK 27
5.2 MOTOR SEGÉDBERENDEZÉSEINEK MEGHIBÁSODÁSAI 30
5.3 HAJTÁSLÁNC MEGHIBÁSODÁSOK 32
5.4 FUTÓMŰ MEGHIBÁSODÁSOK 35
5.5 KORMÁNYMŰ MEGHIBÁSODÁSAI 35
5.6 KERÉK-ÉS FÉKRENDSZER MEGHIBÁSODÁSAI 36
5.7 EGYÉB RÉSZEGYSÉGEK MEGHIBÁSODÁSAI 36
5.8 MEGHIBÁSODÁSOK ZAJ-ÉS REZGÉSMEGJELENÉSI FORMÁI 37
6. JÁRMŰDIAGNOSZTIKAI MÓDSZEREK **39**
7. JÁRMŰSZERKEZETEK REZGÉSÁTVITELI TULAJDONSÁGAI **44**
7.1 ELMÉLETI HÁTTÉR ÉS TPA MÓDSZER BEMUTATÁSA 44
7.2 ELVÉGZETT TPA KÍSÉRLET BEMUTATÁSA 45
8. A DIAGNOSZTIKAI MÉRÉSEK EREDMÉNYEINEK BEMUTATÁSA **48**
8.1 VW TOURAN SEBESSÉGVÁLTÓ ZAJPROBLÉMA 48
8.2 AUDI HÁTRAMENETI FOKOZAT ZAJPROBLÉMA 53
8.3 KIA CEED HÁTSÓ LENGÉSCSILLAPÍTÓ ZAJPROBLÉMA 57
8.4 FORD FOCUS SEBESSÉGVÁLTÓ HIBA – FOGTÖRÉS 60
8.5 FORD FOCUS GYÚJTÁSKIMARADÁS PROBLÉMA 66
8.6 MAZDA CX-5 INDÍTÓMOTOR PROBLÉMA 71
8.7 VW GOLF DIFFERENCIÁLMŰ ZAJPROBLÉMA 74
8.8 DIAGNOSZTIKAI MÉRÉSEK EREDMÉNYEINEK ÖSSZEFOGLALÓJA 79
9. TDOA VIZSGÁLATOK **81**
9.1 TDOA VIZSGÁLATI PARAMÉTEREK HATÁSA AZ EREDMÉNYRE 82
9.2 AZ SX ALGORITMUS MÓDOSÍTÁSA 85

9.3 TDOA VIZSGÁLAT ACÉL LEMEZEN 87
9.4 TDOA VIZSGÁLAT HAJLÍTOTT ACÉLLEMEZEN 90
9.5 TDOA VIZSGÁLAT FORD FOCUS KAROSSZÉRIÁN 92
9.6 TDOA KÍSÉRLETI EREDMÉNYEK ÖSSZEFOGLALÁSA 97
10. TÉZISEK – ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK 99
IRODALOMJEGYZÉK 101
KUTATÁS TÉMÁJÁHOZ KAPCSOLÓDÓ PUBLIKÁCIÓK JEGYZÉKE 107
KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS 108

TÉMAVEZETŐI AJÁNLÁS

2026.05.12, Miskolc

Nagy öröm és megtiszteltetés számomra, hogy néhány szóban méltathatom Kriston József Balázs doktori munkáját és eddigi tudományos pályafutását.

Kriston József Balázs 2020-tól állt a témavezetésem alatt. Kutatói tevékenysége már a kezdetektől fogva magas szintű szakmai elkötelezettségről, kitartásról és tudományos igényességről tanúskodik. Doktori tanulmányai során nemcsak széles körű elméleti tudásra tett szert, hanem bizonyította azt is, hogy képes önálló, innovatív és nemzetközi szinten is értékelhető kutatómunka végzésére.

Doktori értekezése jelentős hozzájárulást nyújt a jármű és gépipari diagnosztika területéhez. Kutatásában olyan kérdéseket vizsgált, amelyek aktuálisak, tudományosan relevánsak, és gyakorlati szempontból is figyelemre méltó eredményekkel szolgálnak. Munkáját precizitás, következetes módszertani szemlélet és kritikai gondolkodás jellemzi.

Kiemelendő továbbá, hogy Kriston József Balázs aktívan részt vett hazai és nemzetközi konferenciákon, publikációi rangos szakmai fórumokon jelentek meg, valamint együttműködései révén hozzájárult intézményünk tudományos közösségének fejlődéséhez is.

Személyiségét tekintve kollégái és oktatói egyaránt megbízható, együttműködő és inspiráló kutatóként ismerhették meg.

Meggyőződésem, hogy doktori munkája méltó a PhD-fokozat elnyerésére, és biztos vagyok abban, hogy jövőbeni szakmai pályafutása során is jelentős eredményeket fog elérni.

Ezúton is szívből gratulálok eddigi munkájához, és sok sikert kívánok a doktori védéshez, valamint további tudományos és szakmai tevékenységéhez!

Dr. Jáilcs Károly, egyetemi docens

SZIMBÓLUMOK ÉS RÖVIDÍTÉSEK LISTÁJA

GÖRÖG BETŰK

$a(\omega)$	gyorsulás
φ_i	AR (p) paraméter
θ_i	MA (q) paraméter
ε_t	fehér zaj, hiba tag
Ω	körfrekvencia
$\psi(t)$	anyahullám
ψ^*	komplex konjugált
ρ	sűrűség
μ, ν	Poisson-tényező

LATIN BETŰK

a	gyorsulás	i_{12}, i_{34}, i_{56}	fogaskerék áttételek
B	hajlítási merevség	$I_{1\dots3}$	gerjesztési pont (TPA)
c, c_B	hajlítóhullám fázissebesség	$P_{1\dots5}$	gerjesztési pont (TDoA)
c_T	nyíróhullám fázissebesség	L	lag operátor
$d_{i,1}$	időkésés	m	modulációs mélység
E	rugalmassági modulus	N	minták száma
f	frekvencia	n	motorfordulat
f_0	Nyquist frekvencia	n_{be}	bemenő fordulatszám
f_c	vivő frekvencia	n_{ki}	kimenő fordulatszám
f_i, $f_{gyújtási}$	gyújtási frekvencia	r_i	távolság
f_m	fogkapcsolódási frekvencia	$R_{xx}(\tau)$	autokorreláció
f_{mf}	végáttétel fogkapcs. frekv.	$R_{xy}(\tau)$	keresztkorreláció
f_{mod}	modulációs frekvencia	s	skála paraméter
f_{motor}	főtengely forgási frekvencia	t_i	nyers időjel
f_s	mintavételezési frekvencia	T_0	időperiódus
$f_{vezérműtengely}$	vezérműtengely frekvencia	x(t)	folytonos időjel
Δf	sávszélesség	$x^*(t)$	komplex konjugált
$F(\omega)$	erőgerjesztés	x, y	forrás koordináta
$F(\tau, s)$	Wavelet-transzformáció	x_i, y_i	gerjesztés koordináta
G	nyírási modulus	X[k]	diszkrét Fourier-transzf.
$g(t-\tau)$	ablakfüggvény	x_n	diszkrét időjel
G(F)	Gábor – transzformáció	$z_1 \dots z_6$	fogaskerék fogszámok
h	lemezvastagság		

RÖVIDÍTÉSEK

ABS – *Anti-Lock Braking System* – Blokkolásgátló
Gépjármű fékrendszer, amely megakadályozza a kerekek blokkolását vészfékezéskor.

ACF – *Autocorrelation Function* – Autokorrelációs függvény
Statisztikai eszköz, amely az idősor saját értékei közötti korrelációt méri különböző időeltolódások (lag) mellett.

ADC – *Analog Digital Converter* – Analóg-digitális átalakító
Analóg jel digitalizálása, hogy számítógépi felhasználásra alkalmas legyen.

AI – *Artificial Intelligence* – Mesterséges intelligencia
Számítógépes rendszer, amely mintázatok betanulása után képes emberi gondolkodásra jellemző feladatok elvégzésére.

AR – *Autoregressive* – Autoregresszív
Statisztikai modell, amely egy idősor jövőbeli értékeit a sorozat korábbi értékeivel magyarázza.

ARIMA – *Autoregressive Integrative Moving Average* – Autoregresszív integratív mozgó átlag
Statisztikai modell, amely időbeli adatsorok mintájának és trendjének előrejelzésére szolgál.

ARMA – *Autoregressive Moving Average* – Autoregresszív mozgó átlag
Statisztikai modell, amely időbeli adatsorok alakulásának előrejelzésére szolgál.

ANN – *Artificial Neural Network* – Mesterséges neurális háló
Számítógépes modell, amely az emberi agy működését utánozva tanul.

ANOVA – *Analysis of Variance* – Variancia analízis
Statisztikai módszer, amellyel különböző jelek vagy adatcsoportok közötti szignifikáns különbségek mutathatók ki.

AoA – *Angle of Arrival* – Érkezési szög
Egy vevőhöz érkező jel irányának meghatározására szolgál.

CAN – *Controller Area Network* – Vezérlőfelület hálózat
Autóipari alkalmazásokban használt adatátviteli protokoll az elektromos vezérlőegységek közötti kommunikációhoz.

CCF – *Cross Correlation Function* – Keresztkorrelációs függvény
Statisztikai eszköz, amely különböző idősorok értékei közötti korrelációt méri különböző időeltolódások (lag) mellett.

CCLD – *Constant Current Line Drive* – Állandó áramú tápellátás
Elektronikai megoldás, amely biztosítja, hogy vezetéken keresztül az áram folyamatosan állandó értéken maradjon. Jelátvitel stabilitását szolgálja.

CF – *Crest Factor* – Csúcstényező
Egy jel csúcsértékének és négyzetes középértékének (RMS) viszonyát adja meg.

CI – *Condition indicator* – Állapotjelző
Mérési adatokból, különböző matematikai algoritmusok segítségével származtatott fizikai paraméter, amely egy gépészeti berendezés pillanatnyi állapotát jellemzi.

CV joint – *Constant Velocity joint* – Homokinetikus féltengelycsukló
Járművekben alkalmazott tengelyek közötti kötési mód, amely lehetővé teszi a tengelyek állandó sebességű forgását a kerekek szögének változása mellett.

HI – *Health Indicator* – Egészségi mutató
Az állapotjelzőkhöz (CI) rendelt riasztási küszöbérték, amely fölött egy gépészeti berendezés állapota előre meghatározott kritériumok szerint már nem elfogadható.

CVT – *Continuously Variable Transmission* – Folyamatosan változó áttétel
Olyan ékszíjas vagy láncos sebességváltó, amely fokozatmentes és folyamatosan képes áttételét változtatni a gépjármű sebességének, valamint a motor fordulatszámának függvényében.

DFT – *Discrete Fourier Transformation* – diszkrét Fourier-transzformáció
Matematikai módszer, amely egy diszkrét időben mintavételezett időjelet frekvencia tartományba alakít át.

DLC – *Data Link Connector* – Adatkapcsolati csatlakozó
Adatátviteli-csatorna, amely lehetővé teszi az adatcserét két vagy több eszköz között.

DTC – *Double Clutch Transmission* – Dupla kuplungos sebességváltó
Automatikus sebességváltó rendszer, amelyben az egyik kuplung a páros, míg a másik a páratlan sebességi fokozatokat kezeli.

DTC – *Diagnostic Trouble Code* – Diagnosztikai hibakód
Alfanumerikus formátumban megjelenő hibakód, amelyet járművek fedélzeti diagnosztikai rendszerei generálnak (OBD), amikor valamilyen műszaki problémát észlelnek.

ECU – *Engine Control Unit* – Motorvezérlő egység
Elektronikus vezérlőegység, amely a jármű motorjának működését irányítja és szabályozza különböző működési paramétereit.

EDM – *Electric Discharge Machining* – Szikraforgácsolás
Precíziós megmunkálási eljárás, amely elektromos ív segítségével távolít el anyagot a munkadarabról (általában fém).

EOBD – *European on-Board Diagnostics* – Európai fedélzeti diagnosztika
Az OBD-II (On-Board Diagnostics II) szabvány európai változata, amelyet 2001-től kezdve alkalmaztak az EU-ban az autókban.

EOL – *End of Line* – Sorvégi állomás
A gyártósor azon pontja, ahol a termékek végső tesztelése és ellenőrzése történik mielőtt kiszállításra kerülnek.

ESP – *Electronic Stability Program* – Elektronikus stabilizáló program
Egy olyan rendszer, amely segít megelőzni a jármű megcsúszását vagy stabilitásának elvesztését az egyes kerekek automatikus fékezésével.

FDoA – *Frequency Difference of Arrival* – Frekvencia érkezési különbség
Helymeghatározási technika, ami az érkező jelek frekvenciájának különbségét használja a pozíció meghatározására.

FFT – *Fast Fourier Transformation* – gyors Fourier - transzformáció
A diszkrét Fourier-transzformáció (DFT) gyors kiszámítására szolgál.

FRF – *Frequency Response Function* – Frekvencia válaszfüggvény
Matematikai modell, amely leírja, hogy egy dinamikus rendszer hogyan válaszol egy adott bemeneti jelre különböző frekvenciákon.

GUI – *Graphical User Interface* – Grafikus felhasználói felület
Felhasználói felület, amely lehetővé teszi a felhasználók számára, hogy interakcióba lépjenek egy számítógépes rendszerrel vagy alkalmazással grafikus elemek segítségével.

GWN – *Gaussian White Noise* – Gauss-féle fehér zaj
Egy olyan véletlenszerűen változó jel, amely az összes frekvencián azonos intenzitású és amplitúdói normál eloszlást követnek.

ICE – *Internal Combustion Engine* – Belsőégésű motor
Egy olyan típusú motor, amely az energiát egy belső égési folyamat során égetett üzemanyagból nyeri, és ezt az energiát mechanikai munkává alakítja.

LOS – *Line of Sight* – Látósugár
Közvetlen látótávolságot jelent, tehát azt, hogy nincs fizikai akadály két pont között, így közvetlenül láthatóak egymás számára.

LQ – *Lower Triangular Orthogonal* – LQ dekompozíció
Mátrix felbontásos technika, amely során egy adott A mátrixot két mátrix szorzataként bontunk fel, ahol az egyik mátrix L, egy alsó háromszög mátrix (lower triangular matrix), a másik pedig Q, egy ortogonális mátrix (orthogonal matrix).

PCA – *Principal Component Analysis* – Főkomponens elemzés

Adatfeldolgozó technika, amely célja, hogy az adatok varianciájának legnagyobb részét magyarázó új, ortogonális változókat (komponenseket) találjon, melyek lineáris kombinációi az eredeti változóknak.

PSD – *Power Spectral Density* – Spektrális teljesítménysűrűség
Megmutatja, hogy egy jelben az energia hogyan oszlik el a különböző frekvenciák mentén.

RMS – *Root Mean Square* – Négyzetes középérték
Egy gépi berendezés rezgéseinek RMS értéke megmutatja az egyes frekvencia tartományokban tárolt energia átlagos nagyságát.

MA – *Moving Average* – Mozgó átlag
Statisztikai eszköz, amely az idősor egyes elemeit a körülötte lévő elemek átlagával helyettesíti, kisimítva ezzel az esetleges erős hullámzásokat, zajos vagy ingadozó adatokat.

MEMS – *Micro-electromechanical systems* – Mikroelektromechanikai rendszerek
A MEMS technológia lehetővé teszi a gyakran mikro méretű komponensekkel rendelkező elektronikai áramkörök és mechanikai rendszerek (pl. érzékelők) integrálását egyetlen chipen.

MIL – *Malfunction Indicator Lights* – Figyelmeztető lámpa
A gépjárművek fedélzeti rendszereiben található figyelmeztető lámpa, amely akkor világít, ha a jármű motorjával vagy a kipufogórendszerrel kapcsolatos problémát észlel a fedélzeti diagnosztikai rendszer.

ML – *Machine Learning* – Gépi tanulás
Mesterséges intelligencia (AI) ága, amely lehetővé teszi a számítógépek számára, hogy tapasztalatok alapján javítsák a teljesítményüket, anélkül, hogy explicit módon programozni kellene őket. A gépi tanulás során az algoritmusok mintákat keresnek az adatokban, és a meglévő adatok alapján döntenek.

NLOS – *Látosugár hiánya* – non-Line of Sight
LOS ellentéte. Akadályozott látótávolságot jelent, tehát azt, hogy fizikai akadály van két pont között, így közvetlenül nem láthatóak egymás számára.

NVH – Zaj, rezgés és kellemetlenség
A kifejezés arra utal, hogy egy gépészeti rendszerben hogyan befolyásolják a működési zajok, vibrációk és a mechanikai hatások a felhasználói élményt és kényelmet.

OBD – *On-board diagnostics* – fedélzeti diagnosztika
A járművekben alkalmazott diagnosztikai rendszert jelenti, amely lehetővé teszi a jármű különböző rendszereinek és alkatrészeinek állapotának figyelemmel kísérését és hibáinak azonosítását

PDoA – *Phase Difference of Arrival* – Fázis érkezési különbség
Helymeghatározási technika, ami az érkező jelek fázisának különbségét használja a pozíció meghatározására.

pH – *potential of Hydrogen* –pH érték
A kémiai vegyületek savasságát vagy lúgosságát jelző mérőszám a hidrogénion-koncentrációja alapján.

RPM – *Rotation per minute* – Fordulatszám
Forgó gépelemek egy perc alatt megtett teljes fordulatainak száma.

RSS – *Response Signal Strength* – Válaszjel erősség
Egy gerjesztés hatására a szerkezet által visszaadott mért rezgésjelek erősségére.

SPL (A) – *A-weighted Sound Pressure Level* – A-súlyozású hangnyomásszint
Az A-súlyozás egy frekvencia-görbe, amely a különböző frekvenciájú hangokat úgy súlyozza, hogy azok jobban tükrözzék az emberi hallás érzékenységét.

SDP – *Symmetric Dot Pattern* – Szimmetrikus pontminta
A jelfeldolgozásban olyan mintázatokat jelent, amelyek szimmetrikus elrendezésben jelennek meg. A szimmetria lehetőséget ad arra, hogy a jelfeldolgozó rendszerek hatékonyabban végezzenek analízist.

STFT – *Short Time Fourier Transformation* – Rövid idejű Fourier-transzformáció
Matematikai módszer, amellyel lehetséges egy időbeli jel frekvenciaösszetevőinek elemzése az idő vagy fordulatszám változásának függvényében.

SVD – *Singular Value Decomposition* – Szinguláris érték felbontás
Lineáris algebrai módszer, amely egy mátrixot felbont három speciális mátrix szorzatára. Székes körben alkalmazzák a gépi tanulásban, adatfeldolgozásban, képfeldolgozásban és sok más területen is.sd

SVM – *Support Vector Machines* – Tartóvektor-gép
Felügyelt gépi tanulási algoritmus, amelyet elsősorban osztályozási feladatok megoldására használnak, de regresszióra is alkalmazható. Célja, hogy egy olyan döntési határt (hipersíkot) találjon, amely a legjobban elkülöníti a különböző osztályokhoz tartozó adatpontokat.

SX – *Spherical Intersection* – Gömbi metszet
Geometriai megoldási technika, melynek lényege, hogy két vagy több gömb közös metszetének pontjait adja meg.

TDoA – *Time Difference of Arrival* – Beérkezési időkülönbség
Helymeghatározási technika, amelynek lényege, hogy a célpont helyét a vevőkbe beérkező jel időeltérései alapján határozza meg.

TSA – *Time Synchronous Average* – Időszinkronizált átlag
Adatfeldolgozási módszer, amely a különböző időpontokban rögzített adatokat egy közös időreferenciához igazítja, majd az így szinkronizált adatokat átlagolja. Ez segít a zaj csökkentésében, és tisztább, megbízhatóbb eredményeket ad

ToA – *Time of Arrival* – Beérkezési idő
Helymeghatározási technika, amelynek alapja, hogy a forrástól egy jel érkezésének pontos időtartamát mérjük, és az alapján meghatározzuk a jel útját vagy a forrás helyét.

U-joint – *Universal joint* – Kardáncsukló
A hajtáslánc szögváltozásait kompenzálni képes kötési mód a differenciálmű és kerekek között.

UV – *Ultraviolet* – Ultraviola
A látható fény spektrumán kívül eső elektromágneses sugárzás, amelynek hullámhossza a látható fény alatt van.

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 gépipar kulcsfontosságú aspektusa - magában foglalja a járművön belüli rezgésforrások azonosítását és az abnormális rezgések okainak szisztematikus elemzését.

Az autóiparban, 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 rezgéseinek szabályozása az autóipari NVH mérnökök releváns tevékenysége. Ezen túlmenően a zaj- és rezgésszennyezést szabványok limitálják. Az autó 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 gumiabroncsot, valamint a hajtáslánc-elemeket. Ezek a rezgések kezdetben kisebb kellemetlenségként, pl. kormánykerék holtjátékának megnövekedésében 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, DTC, CVT) esetében. A régebbi járművek esetében a szükséges javítás anyagi veszteséggel járhat, azonban, a meghibásodás kivizsgálása költségmegtakarítást is jelenthet. Az autó 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 autódiagnosztikai műszerek és az autóipari fedélzeti számítógépek korában még mindig az emberi fül a mérce bizonyos zajjelenségek észlelésében és megítélésében. Az emberi hallószerv 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 érzékelés segítségével meghatározni bizonyos hibákat, amelyek differenciáltabb akusztikai mintázatot szolgáltatnak. A kellemetlennek ítélt zaj azonban nem feltétlenül utal a jármű meghibásodására. 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.

Definíció szerint 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 [2].

A gépelemek működés közbeni esetleges 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 [3] értekezésében gépjármű hajtáslánc fődarabok rezgés- és zajdiagnosztikai végellenőrző rendszereinek továbbfejlesztésével foglalkozik. Belsőégésű benzinmotorok melegteszti 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. alapjáratról kb. 4200 fordulatszám/perc gyorsítási folyamat során a legcélszerűbb elvégezni.

Chen és Randall [4] 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 [5] 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 [6] 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 [7] 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 [8] 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 összehasonlítani 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 [9] 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 [10] 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 [11] rezgés mérésen alapuló járműmotor tesztrendszert és hozzá tartozó grafikus felhasználói felületet (GUI) fejlesztettek ki. A mérőrendszer a rezgésjel négyzetes középértékének felhasználásával dönt a motor állapotáról. A diagnosztikai rendszer alapvetően két részből áll: a valós idejű jelfeldolgozás során a motoron elhelyezett rezgésmérő szenzorokkal állapotvizsgálatotot végeznek; az utóvizsgálati részben a rezgésadat mélyebb elemzése és mechanikai hibadetektálás lehetséges hagyományos rezgésanalízisekkel.

Pravenenkumar [12] 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 tesztpályán. Az online állapotfigyelő rendszer képes a hibák osztályozására.

Metwalley [13] egy jármű sebességváltó meghibásodását vizsgálta oly módon, hogy EDM technikával különböző méretű repedéseket hozott létre a fogaskerekek fogfelületén. 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 ígéretesnek találta.

Charles [14] 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 holtponti jeladójának 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 [15] [16].

Delvecchio [17] 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 [18].

Burdzik [19] 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 végbenenő meghibásodási folyamatok felismerése a jelenlegi koncepcióval nehezen kivitelezhető, a továbbfejlesztés lehetőségét a neurális háló finomításában látja.

Jegadeeshwaran [20] 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 [21] különböző üzemanyag-keverékek (E8, E20, E30) alkalmazása mellett gyújtáskimaradást (4. hengerben) vizsgált egy 4 hengeres, 4 ütemű benzinmotorban. A rezgéseket a motoron vertikális (dugattyú mozgásiránya), longitudinális (motor hossziránya) 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. 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 szolgáltatott meggyőző eredményt. A burkológörbe eljárás (envelope), csúcsérték 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 [22] 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 [23] és kutatótársai rezgésdiagnosztikai módszerek alkalmasságát vizsgálták jármű tengelykapcsoló 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 [24].

Bismor [25] cikkében belső égésű motor költséghatékony, 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 paraméterei alapján határozták 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 [26] rezgésmérésen alapuló állapotfigyelő rendszert fejlesztett katonai gépjárművek karbantartási tervének optimalizálásra 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 tesztpad tervezésének kihívásaival foglalkozik. A szerkezeti rezonanciák megállapításához elvégezték a berendezés modál analízisét.

Jedliński [27] 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 főtengely fordulatának 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.

Bechhoefer és Butterworth [28] 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 amplitúdó (háttérzajra érzékeny) és frekvencia moduláció, alaktényező és residual analízisek a legalkalmasabbak állapotfigyelő határértékek kidolgozására.

Fogaskerék hajtóművek rezgésdiagnosztikájával számtalan szakirodalom foglalkozik [29] – [34]. Ezek közül C.Brecher és társai [35] munkája emelendő ki, ugyanis fogaskerék zaj értékeléséhez pszichoakusztikai mérőszámok és fogaskerék jellemzők közötti összefüggéseket kerestek. 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 jelből számított pszichoakusztikai paraméterek hasonló eredményeket mutattak. Fogtörés esetén a törött fogaskerék kapcsolódási frekvenciáján vett amplitúdója és az ahhoz tartozó szimmetrikus oldalsávok amplitúdói növekednek. A nyomaték 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 [36] szakirodalom precízen összefoglalja és rendszerezi a TDoA (Time Difference of Arrival) 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. Ezt az eljárást a szerző egyik korábbi kutatása alapján, Chan és Ho módszeréből (1994) fejlesztették tovább. 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 [37]) bizonyos fokig képesek kompenzálni a bonyolult környezetekben fellépő lokalizációs hibákat. Fokin [38] 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 [39] – [44].

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

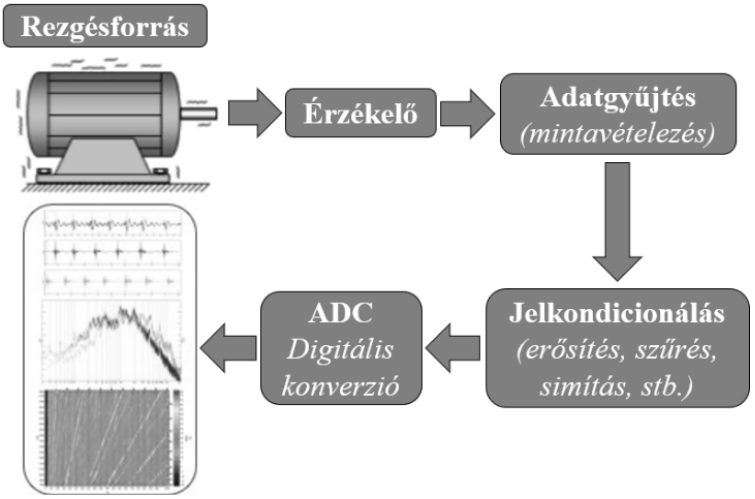
paraméterek előkondicionálása (szűrés, újra mintavételezés stb.) szükséges a kívánt eredmény eléréséhez. Ezen felül állapotfelügyeleti riasztási küszöbértékek meghatározásával is foglalkoznak a tématerület kutatói. Ugyanakkor, nagyon kevés esetben találni olyan munkát, amely statisztikailag elégséges 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 kétütemű motorok tűgörgős csapágyainál), 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 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 gyökéroka nem minden esetben határozható meg közvetlenül. 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 dinamikusan fejlődött – még nem teljesen kiforrott, számtalan fejlesztési lehetőséget kínál.

3. REZGÉSJELEK DIAGNOSZTIKAI SZEMPONTÚ FELDOLGOZÁSA

A jelfeldolgozás célja a rezgésjel átalakítása 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 hasonlóságot írja le egymást követő időintervallumokban. A statisztikai idősorokból kiragadva egymás után következő értékpárokat, majd ezekre az értékpárokra 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 múltbeli rezgésállapot meghatározza a jövőben kialakuló rezgésállapotot, tehát a mintavételezett amplitúdó értékek alakulásai egymástól nem függetlenek.

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

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

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

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 a 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 identikus, de időben eltolódott jeleknek létezik keresztkorrelációs függvénye, amelynek maximuma az időeltolódás pontjában van. Esetünkben az időjelek különböző pozíciójú szenzorokból származnak. Az $x(t)$ és $y(t)$ időjelek közötti keresztkorrelációs függvény az alábbi összefüggéssel adható meg:

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

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

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 hattérzaj 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 modell 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 múltbéli értékek különbségeivel vannak helyettesítve. A műveletet differenciálásnak hívják és biztosítja, hogy a modell stacionárius maradjon. Az ARIMA (p,d,q) modell matematikai leírása:

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

ahol
X_t: időjel,
L: időkésés (lag) operátor,
φ_i: AR (p) paraméter,
θ_i: MA (q) paraméter,
ε_t: fehér zaj, hiba tag.

A simítás és ARIMA modell illesztése után a maradó jel a normál eloszlású Gauss-féle fehér zaj (GWN). Két különböző időfüggvény keresztkorrelációja a maradó jelre végezhető el. Az ARIMA modell 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 modell és módszerek kiválasztása, továbbá paramétereiknek meghatározása vibroakusztikus időjelekre nem triviális. Ebből kifolyólag a modell paramétereinek becsléséhez és a simító eljárás kiválasztásához az általunk használt metodika az autokorrelációs függvényt hívja segítségül. A modell paramétereit kísérleti úton állítottuk be, figyelembe véve az autokorrelációs függvény időkésés 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 [45] – [49]. 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 összetetteb 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 fáziseltolódás (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 forráshoz viszonyított eltérő távolságaikból 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 egyforrású 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, háromdimenziós feladatok felé.

e. SX módszer. A módszer matematikai háttere [50] 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,

$$r_1{}^2 = (x_1 - x_i)^2 + (y_1 - y_i)^2 = x^2 + y^2 - 2x_i x - 2y_i y + x_i^2 + y_i^2 \tag{5}$$

Legyen

$$K_i = x_i{}^2 + y_i{}^2 \tag{6}$$

Ezzel

$$r_i{}^2 = x^2 + y^2 - 2x_i x - 2y_i y + K_i \tag{7}$$

és

$$r_1{}^2 = x^2 + y^2 - 2x_1 x - 2y_1 y + K_1 \tag{8}$$

Definiáljuk a $d_{i,1}$ időkésést 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.

$$r_{i,1} = cd_{i,1} = r_i - r_1 \tag{9}$$

Átrendezve és négyzetre emelve a (9) összefüggést:

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

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

$$r_{i,1}{}^2 + 2r_{i,1} + r_1{}^2 = x^2 + y^2 - 2x_i x - 2y_i y + K_i \tag{11}$$

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

$$r_{i,1}{}^2 + 2r_{i,1} = -2x_{i,1} x - 2y_{i,1} y + K_i - K_i \tag{12}$$

ahol

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

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

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

ahol

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

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

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

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

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = Cr_1 + D \tag{15}$$

ahol

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

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:

$$\alpha r_1^2 + \beta r_1 + \chi = 0 \tag{16}$$

ahol

$$\alpha = C_x{}^2 + C_y{}^2 - 1,$$
$$\beta = 2\left(C_x(D_x - x_1) + C_y(D_y - y_1)\right)$$
$$\chi = D_x(D_x - 2x_1) + D_y(D_y - 2y_1) + K_1.$$

A (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 [51].

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 diszkretizálni 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 [52].

A Nyquist-Shannon mintavételezési tétel kimondja, hogy információ vesztés 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:

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

ahol
X[k]: k-adik frekvencia komponens,
x_n: diszkrét időjel,
n: minták száma (0…N−1),
$e^{-\frac{j2\pi}{N}kn}$: közelítő függvény.

Az FFT legtöbbet használt algoritmusa a Cooley-Tukey algoritmus (1965) [53]. 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 predikciót 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 Cooler-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) [54].

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 [55].

Az FFT feltételezi, hogy a diszkretizált 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 [56].

b. Order spektrum. A hajtó tengely alapfrekvenciájával 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 fordulatszámtól. 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 helyet 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 számításigénye magasabb. Alkalmazása tehát akkor ajánlott, ha magas ordereket szeretnénk vizsgálni éles order felbontással. Az order analízis elkészíthető – a kapcsolt FFT analízishez hasonlóan – a frekvencia és idő/fordulatszámmal összefüggésében is, ahol az orderek alakja a fordulatszám görbe lefutásával egyeznek meg és az amplitúdók színkódoltak. Az order spektrumból szeletek vághatóak ki, amelyek megmutatják az egyes orderek rezgési energia hozzájárulását a termelt összenergiához képest, valamint nyomkövethető 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. fogaskerék 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 görbéket 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 megjelennek. 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 a 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 vízesés-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 ω körfrekvenciával kifejezve:

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

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 pontatlanabbul tudjuk a frekvencia változás idejét és vica versa. A jelfeldolgozás területén ez a felismerés Gábor-limitként is ismert [57].

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 spektrogram előállítására. Lényege, hogy különböző frekvencia tartományokhoz különböző felbontást rendel, ezért több-frekvenciás analízisnek is nevezik.

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

ahol
s: skála paraméter (1/frekvencia),
ψ^*: 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 sávszélessége változtatható transzformáció közben. Ez praktikusan 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 érzettel 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 befolyásolnak 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 [58]. 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 [59] [60].

Az A-súlyozású hangszintmérés korlátai több mint 30 évvel ezelőtt váltak világossá az autóiparban, 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”.



3.4.1 ábra. *A diagnosztikában használt pszichoakusztika fogalomköre*

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 a [61] és [62] szakirodalmakban megtalálható. A következő bekezdésekben ezen pszichoakusztikai 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 referenciajel, 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 hangosságszint mértékegysége. Ennek megfelelően a hangosság azt jelzi, hogy egy hangesemény átlagosan hányszor hangosabbnak észlelt egy másik hangeseményhez képest. Az egyenlő hangosságszint görbék alapján 2-szeres hangosság érzet növekedéshez 10-szeres intenzitásszint növekedés szükséges hozzávetőlegesen 0.1 - 10 kHz frekvenciájú hangok esetén. Az emberi hallórendszer hangosság érzékelése frekvencia függő, azaz egymással megegyező hangszintek különböző frekvenciákon más és más érzetet váltanak ki. Ezen túlmenően, a jel sávszélessége is befolyásolja a hangosság érzékelését. Amennyiben a hangesemény sávszélessége meghaladja a kritikus frekvencia szélességet, úgy a hangosság is növekedni fog. Ennek figyelembevételével a Zwicker-féle hangosság számítási mód az ISO 532B szabványban található meg [63].

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 komponenst 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 modelljével.

iii. **Durvaság (roughness).** A durvaság érzését a hangesemények modulációja váltja ki, azaz, ha egy frekvenciacsoporton belül a tónusoknak folytonosan amplitúdó vagy frekvencia változása van. Egy 1 kHz-es, 60 dB szintű hang, amely amplitúdómodulált f_{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_{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 Δf >15 Hz-nél nagyobb sávtávolság lehetővé teszik azok külön-külön észlelését és mindeközben egy zavaró ún. „durva” zaj jelenik meg. Az éppen észrevehető durvaság szintkülönbsége 17% [64]. 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 beleillik a szakemberek által használt, gépi meghibásodások leírására vonatkozó kifejezések körébe, 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_{mod}) [65]. Jelenleg a durvaság kiszámítására nincsen szabványosított módszer. Több eljárás is létezik, egyik ezek közül az Aures-féle módszer [66]. 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 objektívvé tenni, amelyet akkor tapasztalunk, amikor a jel nagyon alacsony modulációs frekvenciákon ingadozik ($f_{mod} < 20$ Hz). Mechanizmusa hasonló a durvaságéhoz 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 1 kHz-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 sávszélesség növekedésével jelentősen csökken.

A jel burkológörbéjében vagy a frekvenciájában fellépő periodikus ingadozások a gép zavart működését is jelezhetik. A pszichoakusztikus méréstechnika tehát nem csak a zajminőség optimalizálására alkalmas, hanem az akusztikai minőségellenőrzésre vagy a rendszerfelügyeletre is. Fülünk egy olyan precíz 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. Az emberi érzékelést objektíven nem lehet elemi hangszintmérővel meghatározni; a pszichoakusztikai paraméterek előállítása időfüggő, keskeny sávú jelelemzést igényel.

4. A VIZSGÁLATHOZ HASZNÁLT MÉRŐESZKÖZÖK

E fejezet célja a vizsgálathoz használt mérőeszközök fontosabb specifikációinak bemutatása, illetve az egyes mérőeszközök működési elvének rövid ismertetése. A táblázatos formában közölt paraméterek és illusztrációk a gyártó honlapján elérhető termék adatlapról származnak.

a. Adatgyűjtő. A kísérletek jelentős részének elvégzéséhez egy Brüel & Kjaer gyártmányú Photon + dinamikus jelfeldolgozó egységet használtunk. A jelfeldolgozáshoz az adatgyűjtő végzi el az analóg-digitális átalakítást (ADC). Ezzel egyidőben mintavételez is, ezzel az analóg jelet a mintavételezési frekvenciától függően csak adott pillanatokban alakítja át. 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 analizálásához. 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 piezoelektromos (PZ 23) rezgésgyorsulás érzékelő, rögzítése mágneses, háza titán anyagú. Ez a fajta alacsony frekvenciás érzékelő egytengelyű, viszonylag magas rezonancia frekvenciájú. Külső behatásokra és hőmérsékleti viszonyokra érzéketlen. A 4382 szenzor nyíró típusú, szerkezetét tekintve három triangulárisan elhelyezett piezoelektromos elemből áll. 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.

d. Mikrofon. A vizsgálatokhoz használt mikrofon B&K 4189 típusú kondenzátor mikrofon. Általános felhasználású mikrofon magas érzékenységgel. Alacsony szintű és alacsony frekvenciatartományú mérésekhez ajánlják, akár magas hőmérséklet mellett is. A kondenzátor mikrofon lényegében néhány pF kapacitású légszigeteléses kondenzátor. Egyik fegyverzete egy fémgőzölt műanyag fólia (membrán), másik fegyverzete pedig egy fémgőzölt kerámia 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 őt létrehozó hangnyomás 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. Piezoelektromos erőmérő cellája lehetővé teszi az ütések erősségének regisztrálását és annak koherencia vizsgálatát. Ezek a kalapácsok a szerkezetet állandó erővel gerjesztik. A kalapács hegye cserélhető, amely különböző anyagú (alumínium, műanyag, gumi) lehet. A különböző kalapács hegyek meghatározzák a bemeneti impulzust és ezáltal a gerjeszthető frekvencia tartományok szélességét is. Nagyobb struktúrák gerjesztéséhez kiegészítő tömeg adható a kalapács fejhez. 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.

Mérőeszköz	Gyártó és típus	Műszaki specifikáció	Illusztráció
Adatgyűjtő B&K	B&K Photon +	Csatlakozó: USB 2.0 Analóg csatornák: 4 db bemeneti, 1 db kimeneti, 1 db tachometer ADC: 24 bit Jelkondicionáló: CCLD Frekvencia tartomány: 84.2 kHz Dinamika tartomány: 115 dBfs Amplitúdó pontosság: +/- 0.04 dB Frekvencia pontosság: < 0.01 %	
Gyorsulás-érzékelő	B&K 4382	Csatlakozó: 10-32-UNF-2A Kialakítás: trianguláris nyíró igénybevételű Érzékenység: 3.16 +/-2% pC/ms^{-2} Frekvencia tartomány +/- 10%: 0.1 - 8400 Hz Rezonancia frekvencia: 28 kHz Linearitás: +/-2% Hőmérséklet tartomány: -74°C - 250°C Járulékos zaj: 0.6 mms^{-2}	
Mikrofon	B&K 4189	Kialakítás: kondenzátor (polarizált) Érzékenység: 50 mV/Pa Frekvencia tartomány: 6.3 Hz - 20 kHz Dinamika tartomány: 14.6 - 146 dB Hőmérséklet tartomány: -30°C - 150°C Járulékos zajszint: 14.6 dB (A)	
Impulzus kalapács	Endevco 2302-10	Mérési tartomány: 2200 N Maximum erő: 4448 N Érzékenység: 2.27 mV/N Frekvencia tartomány: max. 8 kHz Rezonancia frekvencia: 50 kHz	

4.1 táblázat. *A vizsgálatokhoz használt mérőeszközök specifikációi*

5. GÉPJÁRMŰVEK NÉHÁNY LEHETSÉGES MEGHIBÁSODÁSA

Ebben a részben belsőégésű motorral rendelkező személygépjárművek hajtásláncának leggyakoribb műszaki meghibásodásait és azok folyamatait rendszerezzük és tárgyaljuk a teljesség igénye nélkül. Elsősorban a mechanikai jellegű meghibásodásokra fókuszálunk, az egyéb elemek sérülései és hibái (pl. akkumulátor) csak említés szintjén kerültek a fejezetbe. 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. A fejezet kidolgozásához [67] – [70] nyújtottak iránymutatást.

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 kinyitásakor 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 utórobbanást okozhat. Lassabban ég, így a kipufogószelepek nyitásakor 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 találhatók. 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 szelephézagnak kell lennie. Túl kis hézag esetén a szelep nem zár tökéletesen, ez kompresszióveszteséget okoz, és károsíthatja a motor alkatrészeit. A szelepülék 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 a szelepszáron hajlítónyomaték ébred. Az ebből eredő váltakozó hajtogatási igénybevétel a szelepvezeték sérüléséhez és ebből kifolyólag a szelepszár végének fáradt töréséhez vezethet. A szelepülék ill. vezeték központosításának hibája miatt a szelep nem helyezkedik el megfelelően az ülékbe. A szelepvezeték holtjátéka megnőhet a kopás következtében. A besugárzódó 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 szorítórögzítés kilazulhat és a szelep szárán súrlódási korrózió keletkezik, amely fáradásos töréshez vezet. Az égési zavarok jelentette nyomás és hőmérséklet terhelés is okozhatja a szeleptányér károsodását vagy deformációját.

e. Főtengely csapágy károsodásai. A forgattyús tengely csapágy leggyakoribb meghibásodásai 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 érintkező 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. Ha a motor elöregedett vagy szennyezett, 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. A hajtórúd - másik megnevezésén 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 300 g-nál könnyebb hajtókarnak akár 3 tonnányi terhelést is ki kell bírnia. Ha a dugattyúcsap megsérül, a hajtórúd bemozdul a motorblokkba. Ez nagy teljesítményveszteséget okozhat és a teljes meghibásodás is lehetséges. A súrlódó kopás mellett számolni lehet a hajtókar csapágy átfordulásával is. Ezt jellemzően a túl alacsony olajnyomás szokta előidézni, vagy az elégtelen kenés. 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 bemaródások 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 Seeger 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 csapágynál 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 fúrt 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 fő támcsapágyak fészkeinek megmunkálási és pozíció hibái, valamint a tengely illesztési hibák egyenetlen 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 szelepemelőket, azaz hidrotőkéket 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 során magas fordulatszámon forog, 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 kattanó 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 fogaskerek 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. Üzemanyag szivattyú 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 elégeti az üzemanyag szivattyú belsejében található csatlakozókat. Rendkívül gyakoriak a meghibásodott szivattyúk égett csatlakozói és olvadt kábelkötegei. A relé meghibásodásakor 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 ékszíjhajtás (hosszbordásszíj) 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 megcsúszása, szíjtárcsák kiegyensúlyozatlansága. A meghibásodások mindegyike káros, magas szintű rezgéseket kelt, amelyek befolyásolják a motor segédberendezéseinek

(generátor, klímakompresszor, szervo, vízpumpa stb.) funkcionalitását. A tengelyek és csapágyak élettartamára szintén rossz hatással van. A szíjhajtás nem megfelelő beállítása gyakran magas, sivító 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 alkatrészeken. 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 kilyukaszthatják a vízpumpa bemeneti részét. A szivattyú lapátjain kavitációs kopás nyomai is megtalálhatók.

f. Hűtőventilátor meghibásodása. Régebbi járművekben a hűtőventilátor fordulatszámának szabályozásáért egy tengelykapcsoló (viszkózus) 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. Modernebb járművekben egy hőmérséklet érzékelő (szenzor vagy termosztát) jelére egy relé kapcsolja a hűtőventilátor motorját. A hűtőventilátor nem lép működésbe, amennyiben a relé vagy a ventilátor motorja meghibásodott vagy elöregedett. A ventilátor fordulatszámának szabályozhatóságáért ez esetben 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 házon, 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 HAJTÁSLÁNC MEGHIBÁSODÁSOK

a. Féltengelyek és csuklók. A féltengelyeken ún. homokinetikus 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 szögtartományon belül. Ez a funkciója akkor lép működésbe, 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 meggörbülhetnek. 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 nehézkesebb 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, sivító hangot ad.

e. Tengelykapcsoló. A tengelykapcsoló meghibásodás egyik jele, ha a motor fordulatszáma 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 elszivárog, 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 lendkeréken keresztül a motort a sebességváltóval, a lendkeréktől eltérő sebességgel forog, így a jármű nem tudja a teljes motorteljesítményt a sebességváltón keresztül a kerekekre 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 lökéskiegyenlítő rugók a tárcsában eltörtek.

f. Lendkerék. A lendkerék feladata, 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 egyenetlen megmunkálására, gyártási hibákra, javítás utáni helytelen kiegyensúlyozására 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 gumiabroncsok belső vagy külső oldalának túlzott kopását fogja eredményezni, emellett a gépjármű stabilitásának csökkenésével is számolni kell. A kerékösszetartás vagy széttartás eredménye az alul- vagy túlkormányzottság 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 a 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 szervo-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. Megjegyzendő, hogy ezt az állapotot okozhatja a kidudorodó vagy kiegyensúlyozásra szoruló gumiabroncs, 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 – fogaskerék kapcsolat nem megfelelőségéből ered. A fogasléc meghibásodása (kopás, túlterhelés, kenési elégtelenség, rozsda, szennyeződés) esetén a

kormánykerék nem közvetíti az irányítást, azaz a kerekek nem követik le a kormány mozgását. Halk, csikorgó hang hallatszik akkor, amikor a kormányoszlop felső csapágyai 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 fejti ki a fékerőt, a beragadt féknyereg pedig nem ereszti el a forgó féktárcsát, amikor felengedésre 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 vákum tömlő okozza. A féktárcsák nagymértékű kopásakor fémes érintkezés következtében csiszoló, nyikorgó zaj indikálódhat.

5.7 EGYÉB RÉSZEGYSÉGEK MEGHIBÁSODÁSAI

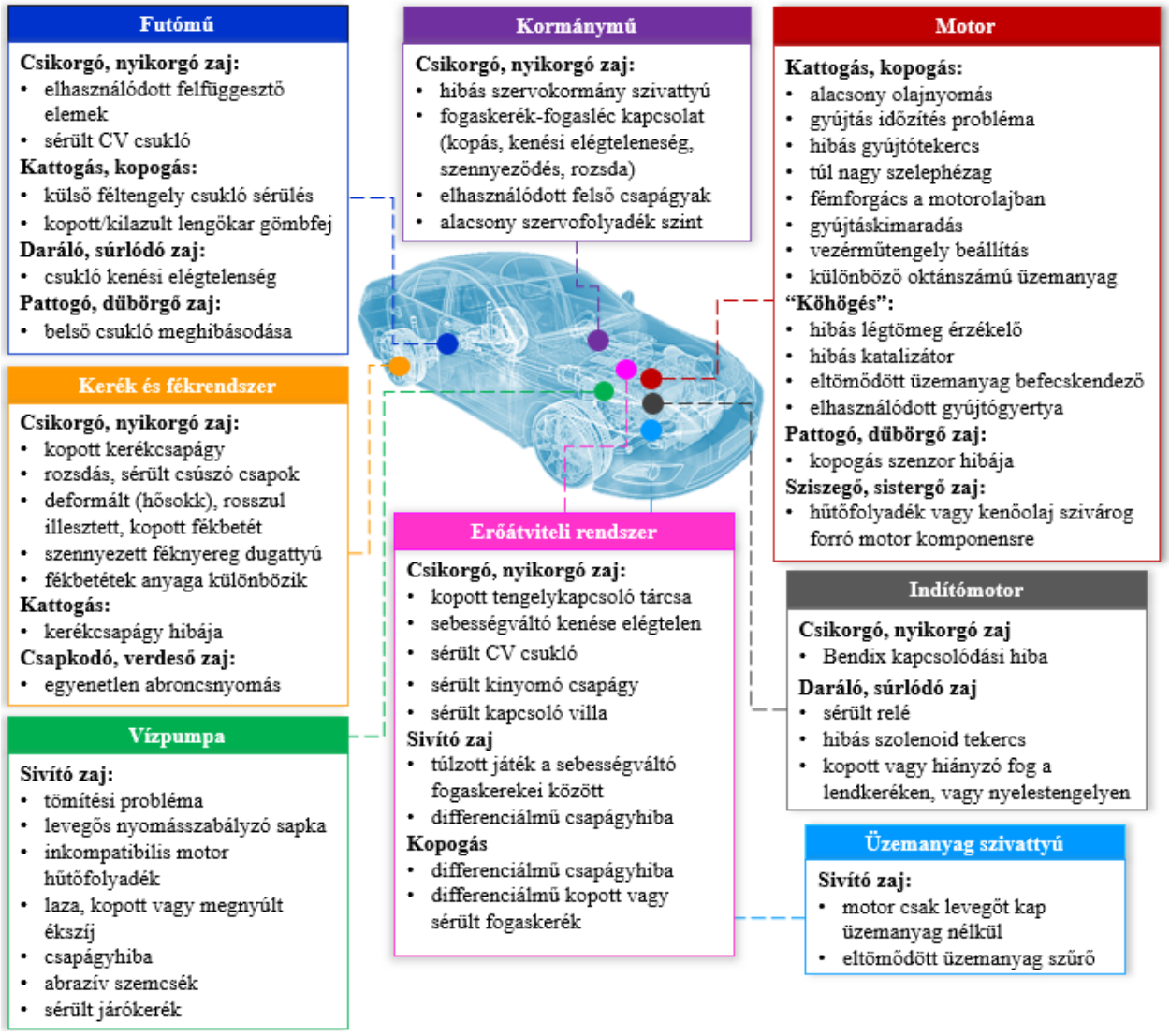
A korábbi bekezdésekben azoknak a mechanikai jármű egységeknek a meghibásodásaira koncentráltunk, amelyek valamilyen érzékelhető zaj- vagy rezgés állapotváltozásban nyilvánulnak meg. Ezeken kívül a gépjárműben találhatóak még egyéb alkatrészek is, amelyek kétséget kizáróan szintén hajlamosak meghibásodásra. 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. Például, 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 csökkentéshez. A meghibásodott kopogás szenzor az üzemanyagellátó és gyújtórendszer rossz vezérlését eredményezi. Ebben az esetben abnormális

rezgések tapasztalhatóak főleg nagyobb sebességen. Romlik az üzemanyag fogyasztás, csökken a motor teljesítmény és kellemetlen csörgő, dübörgő hangok hallatszódhatnak 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 [71] – [73] 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.



5.8.1 táblázat. *Gépjárműhibák rendszerezése a kibocsátott hallható zaj alapján*

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 változatosak lehetnek. Akár még ugyanannak 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 fordulatszámon, vagy csak különböző üzemek közben mutatkoznak meg.

6. JÁRMŰDIAGNOSZTIKAI MÓDSZEREK

A fejezet kidolgozásához [74] – [78] 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 megfelelősség 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 jeltovábbítási protokollokat és az üzenetküldési formátumot. A járműbe szerelt OBD porton és az OBD diagnosztikai csatlakozón keresztül hozzáférhetünk a jármű tárolt paramétereihez (pl. fordulatszám, motoradatok, károsanyag-kibocsátási adatok stb.). Az OBD-II szabvány meghatározza a DTC-ket (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 alrészeinek (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, szelepülés-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.

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 kiszerelt 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. **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 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 feszültségváltozásának mérésével 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 fojtása. 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 forgattyúsház (karter) nem zárható el egymástól hermetikusan, így az égéstérből az üzemanyag, levegő és pára keveréke a forgattyúsházba kerül, ezt nevezzük kartergáznak. Ennek mennyisége rotaméterrel vagy lebegőtestes áramlásmérővel mérhető. A megengedhető kartergáz-térfogatáramot dm^3/s-ban adják meg.

– Szívócső-depresszió mérés: a szívócső depresszió a fojtással működtetett Otto-motorok üzemállapotára 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 méréskor típustól függő referencia értékre van szükség a szívócső-nyomás értékeléshez. Üresjárati 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). Üresjárati 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 felszerelt 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 ovalitás, 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 (kormányrásegítő, 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. Gyújtótekercs ellenőrzés egyik módja, hogy a nagyfeszültségű vezeték szikrázását figyeljük a gyújtókondenzátor állapotát kapacitás, szigetelés, soros ellenállás vizsgálattal határozzák meg. A gyújtáselosztó állapotvizsgálatakor szemrevételezik a megszakító érintkezőket, vizsgálják az átmeneti ellenállást, zárásszöget, 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

kapocsfeszültség 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 kapocsfeszültség, 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 -2 l) 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 tűszelep 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, pH érték) ellenőrzik és a rendszer gyenge pontjait hősugárzásméréssel 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, szennyezőanyagtartalom-elemzés: anyagfajta, koncentráció,”Wear-Check”-analízis) is elemzik.

7. JÁRMŰSZERKEZETEK REZGÉSÁTVITELI TULAJDONSÁGAI

7.1 ELMÉLETI HÁTTÉR 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 tűzfalon, 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 megállapításához. Ez rendszerint impulzuskalapácsos gerjesztéssel történik. A mesterséges gerjesztést azokon a helyeken kell működtetni, ahol a gerjesztés átjut a karosszériába. Ezen a helyen három 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 kértékelési pontban elhelyezett gyorsulásérzékelő, vagy mikrofon méri. A gerjesztőerő és az arra adott rendszerválasz hányadosa adja az átviteli függvényt (Frequency Response Function, röviden FRF):

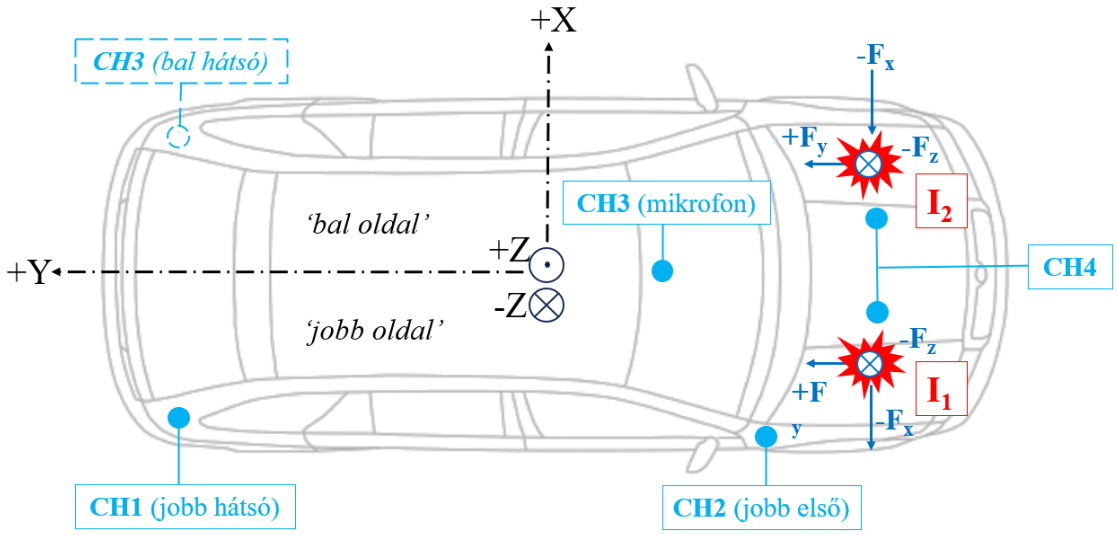
$$\mathrm{FRF} = \frac{\mathrm{a}(\omega)}{\mathrm{F}(\omega)} \tag{20}$$

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-e a gerjesztés átvitele. A vizsgálatokhoz a motorfelfüggesztési pontokat választottuk, mivel a vizsgált jármű elsőkerékhajtásos 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 egy első generációs Ford Focus járművön vizsgáltuk. A kísérletek során a 8. fejezetben bemutatásra kerülő 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 rezgésgyorsulást. 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. A gerjesztések a motortartó bak I_1 és I_2 pontjaiban lettek leadva. A jármű hosszirányú képzelt szimmetrikus felezővonalához képest menetirány szerinti jobb oldalon található az I_1 gerjesztési pont, míg ezzel ellentétesen 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.

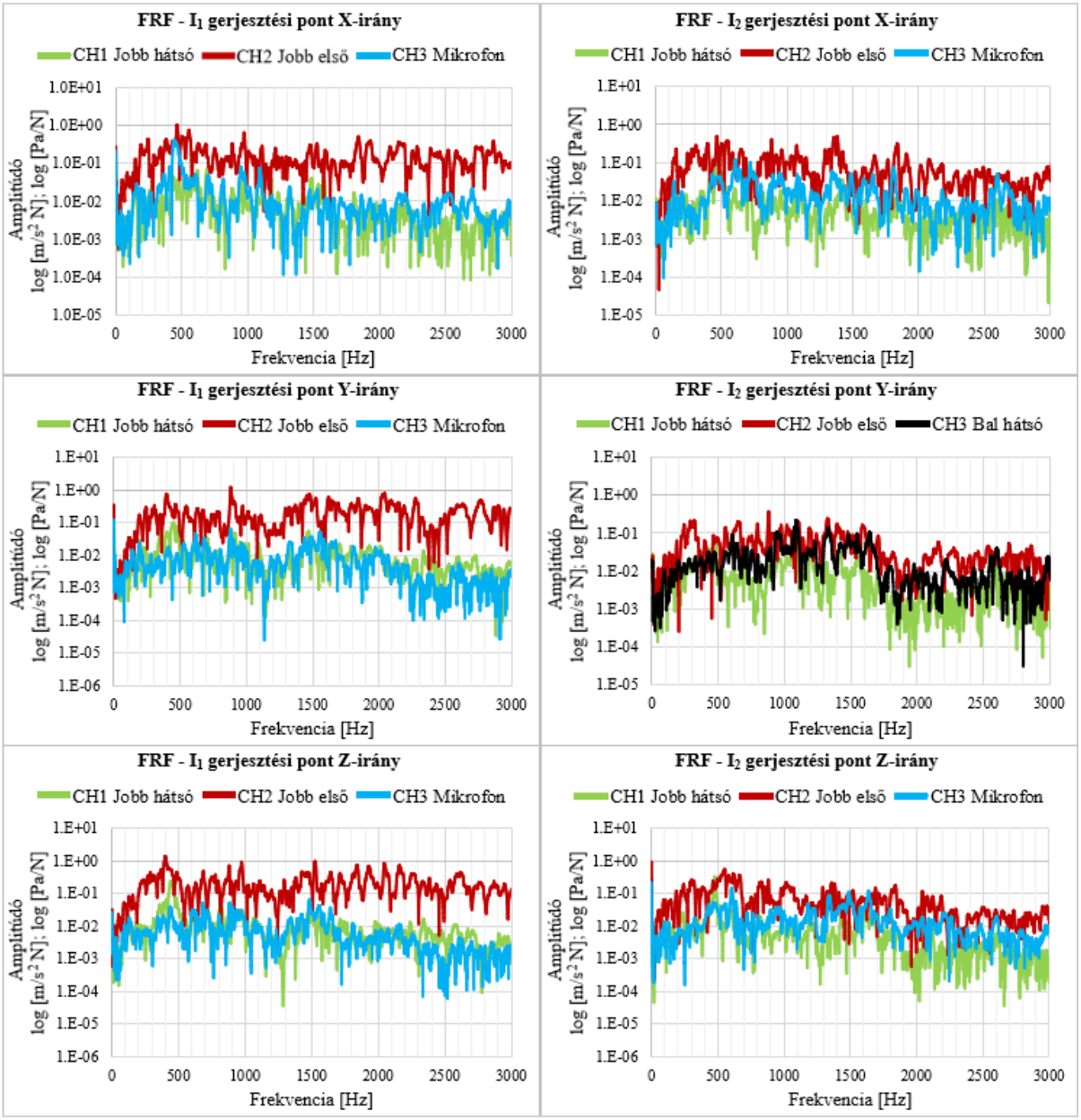


7.2.1 ábra. *A vizsgált jármű sematikus ábrája a gerjesztési és mérési pontok jelölésével*

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

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 és I_2 pontban való gerjesztés esetén a jobb első szenzor FRF görbéje jobban elkülönül a többi mérési pont FRF görbéitől.



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

2. 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 „kakukktojás” 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_1 és I_2 pontokhoz tartozó FRF görbék összevetéseiből elmondható, hogy minél közelebb van a gerjesztés a mérési ponthoz, annál stabilabb az FRF görbe jellege a vizsgált frekvencia tartományban.

Az átviteli utak csillapításainak figyelembevételével 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. 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, emiatt feltételezhető, hogy a motor egyik oldalán vagy ha úgy tetszik, a jármű egyik felén mérni a rezgésgyorsulást 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 detektálását 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 X, Y, Z-irányú gerjesztések a járműszerkezethez kötött koordináta rendszerben értelmezve minden irányban közel azonos átviteli tulajdonságok mellett 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 CH2 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 MÉRÉSEK EREDMÉNYEINEK BEMUTATÁSA

Ahhoz, hogy a gépjármű meghibásodások diagnosztikájával foglalkozni tudjuk, 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 ismertségi körből érkezett néhány olyan megkeresés, amelyek esetén furcsa zajjelenséget produkáló járműveket jelentettek. Ezek esetén lehetőségünk 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 lehetőségünk volt egy kísérleti járművön is vizsgálatokat elvégezni, ahol akár megbontással járó módosításokat és teszteket is végre tudtunk hajtani.

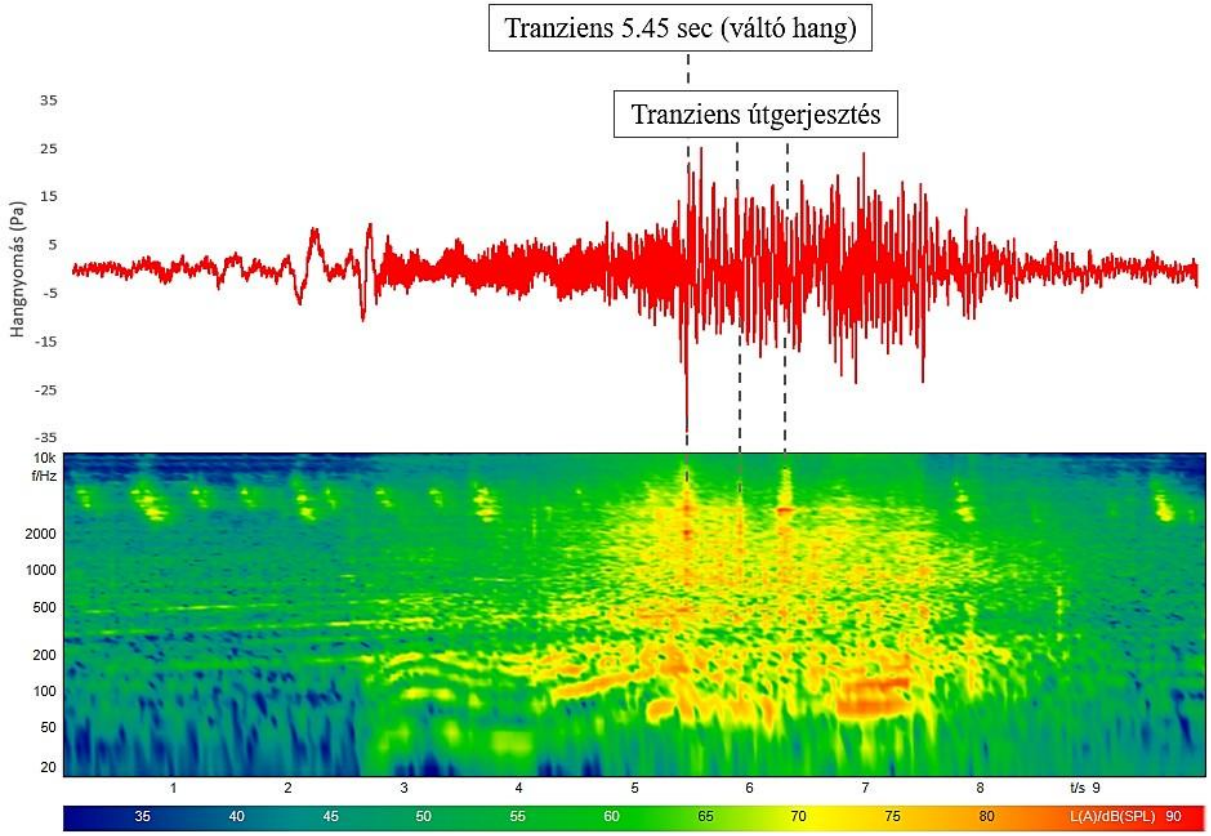
8.1 VW TOURAN SEBESSÉGVÁLTÓ ZAJPROBLÉMA

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 volt sebességváltás közben, bizonyos autóban tartózkodó személyeket pedig nagyon zavart. A vizsgálat azonban problémás volt, mivel egyes utasok nem találták a zajt kellemetlennek, míg mások észre sem vették. 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 volt, hogy megbontás nélküli vizsgálatok segítségével mondjunk véleményt a meghibásodással kapcsolatban. Elsőkörben 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 bizonyult hasznosnak, mivel előírja, hogy a mérést gyorsítás közben előre meghatározott sebességi fokozatokban kell elvégezni. Ezzel szemben a mi helyzetünkben

felmerülő zajprobléma sebességváltás során történt meg. Továbbá, a szabvány betartásához nem állt 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 a gépjárművezető a sebességváltót a 2. fokozatba kapcsolta. Az út szélén a járműtől 4 m-re egy mikrofont helyeztünk el, amellyel a jármű indulásától a megállásáig a hangnyomás nyers 10 másodperces időjelét felvettük.

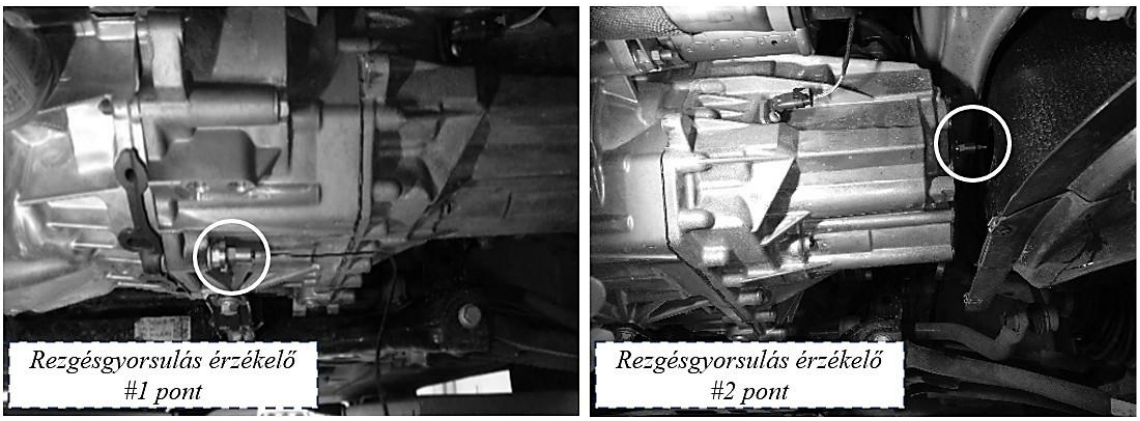


8.1.1 ábra. *Pass-by zajmérés időjele és nagy felbontású spektogramja*

A mérést több alkalommal ismételtük meg és a zaj jelenség minden esetben reprodukálható volt. A 8.1.1. ábra mutatja a mikrofon által felvett időjelet és az abból készített spektogramot. A felvétel visszahallgatásával a zajproblémát egyértelműen felismertük. Az 5.45 másodpercnél hallható ütésszerű hang jelzi a sebességváltás pontos idejét. Ez a tranziens esemény, valamint egyéb útgerjesztéséből adódó, lecsengő zajhatás a nagy időfelbontású spektogramon jól megfigyelhető. A zaj frekvencia tartománya 4000 Hz szélességű, azonban nem látható olyan frekvencia komponens, amely bármilyen módon a sebességváltó hibás komponenséhez lenne köthető.

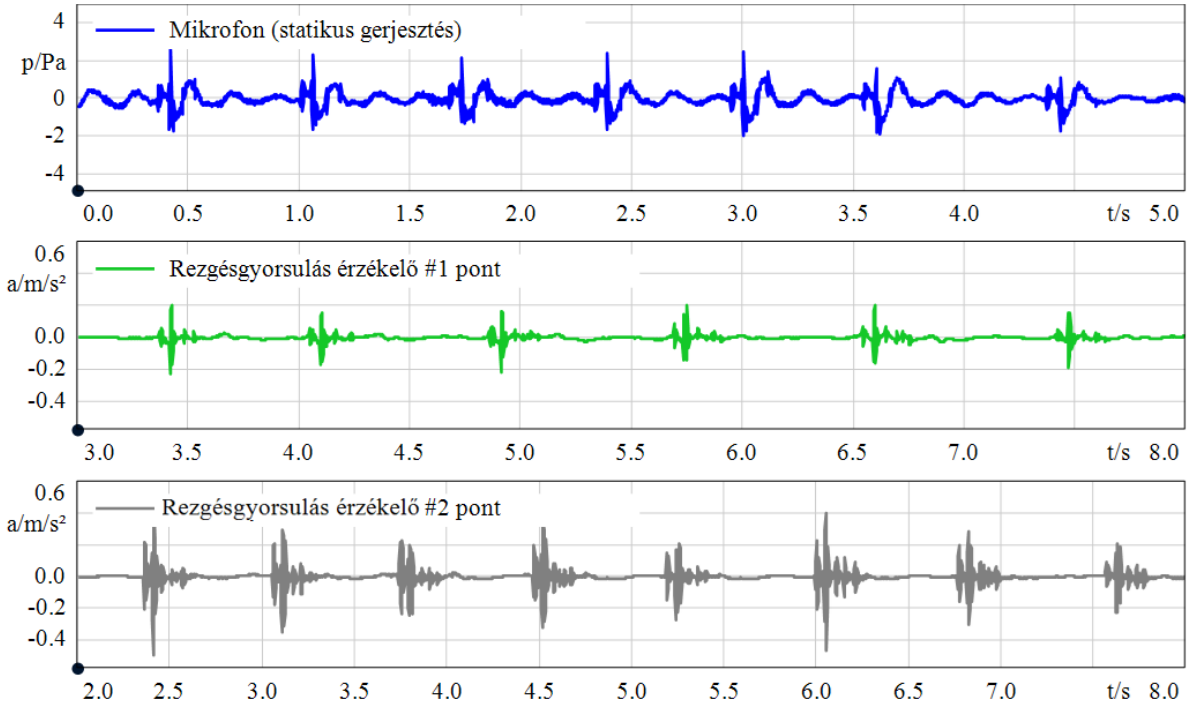
Annak érdekében, hogy közelebb kerüljünk a problémához a jármű statikus állapotában is méréseket végeztünk. Az autót egy emelhető platformra helyeztük, így az alsó motorvédő panel eltávolítása után a sebességváltó egység könnyen hozzáférhető volt. A rugalmas felfüggesztés ellenében a sebességváltó egység ritmikus előre-hátra mozgatásakor egy ütésszerű 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 mágneses

rögzítésű rezgésgyorsulás érzékelőket és a közvetlen közelében egy mikrofont helyeztünk el. A mérés hossza 8 másodperc volt, 48 kHz mintavételezési frekvenciával. A három mérési pontban a felvételeket egymás után rögzítettük, mivel egy-csatornás analizátort használtunk.



8.1.2 ábra. *Rezgésgyorsulás érzékelő pozíciók a sebességváltó házon*

A következő analízis a nyugalmi állapotban történő mérés időjelén alapszik, amelyből FFT spektrum lett előállítva. Az időjelben 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 különbözőség oka, hogy a két gyorsulásérzékelő szenzort különböző impedanciájú mérési pontokban helyeztük el. Az 1-es pont a sebességváltó ház merev részén, míg a 2-es pont a sebességváltó fedél kisebb mechanikai impedanciájú részén volt elhelyezve.

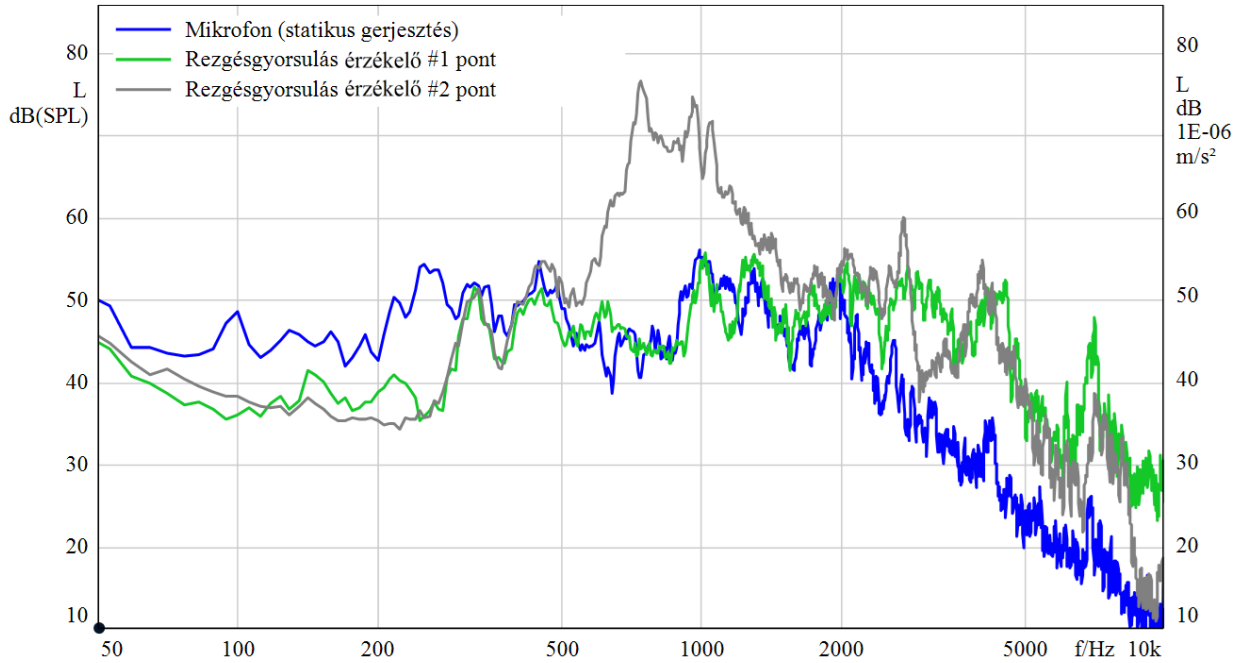


8.1.3 ábra. *Statikus vizsgálat során készített időjelek*

A 8.1.4 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 tanulmányozása és annak szétszerelése. 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 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 ütésszerű hangjelenséget. Másik lehetőség, hogy a váltórúd mozgása csillapítatlan és ezért a végpozíciója elérésekor egy ütésszerű, hirtelen zajt gerjeszt.



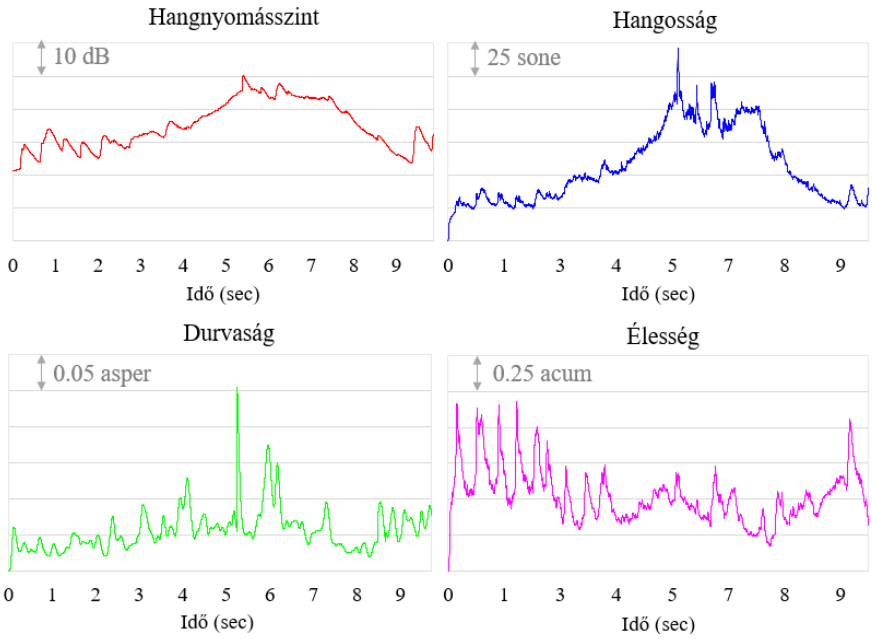
8.1.4 ábra. *Statikus mérés átlagolt spektrumainak összehasonlítása*

Ahogy azt már említettük, a tulajdonos a váltó hangját nagyon zavarónak tartotta, míg mások észre sem vették. 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 hangnyomásszintet (SPL(A)) is értékeltük. Az analízist mind a pass-by, mind a nyugalmi helyzetben a váltómű ritmikus mozgatása közben felvett akusztikus jel felhasználásával készítettük el. Az elgondolás, hogy a sebességváltás ismert időpillanatában kiugrásokat keressünk a pszichoakusztikai jellemzőkben.

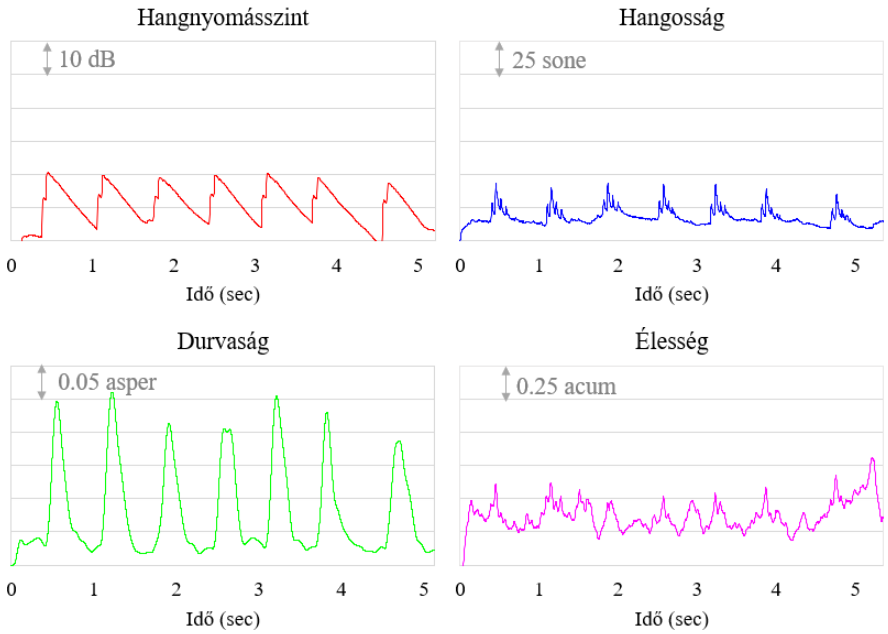
Ahogyan az a 8.1.5 ábrán látható, a hangnyomásszint trendgörbéje összhangban van a spektogram eredményével. A hangnyomásszint görbe lefutása nagyon hasonló a hangosság görbéjéhez. Mindkét esetben a görbék a maximum értéküket 5 és 7 másodperc között érik el, hiszen ebben az időintervallumban kerül a gépjármű 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 a környezetből érkező madárcsicsergés hangjának köszönhető.

A statikai mérésből előállított pszichoakusztikai paraméterek alapján is elmondható (8.1.6 ábra), hogy a sebességváltás során fellépő hangjelenség inkább durvának, mintsem 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.



8.1.5 ábra. *Pass-by mikrofon jelből kalkulált pszichoakusztikai jellemzők és a hangnyomásszint (SPL)*



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

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 tudtuk kétségkívül megállapítani, 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.

A pszichoakusztikai mérőszámoknak nincs szabványosított, általánosan kiterjeszthető 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, összkerék-meghajtású, dízel motoros gépjármű (kb. 200 000 km futásteljesítmény) automata sebességváltóval és hidrodinamikus nyomatékváltóval. A tulajdonos egy bizonyos fütyülő 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 volt. A zaj elektromos motor hangjához hasonlított, noha a jármű hajtáslánca ilyet nem tartalmazott. Másik lehetőség, hogy a fütyülő zaj a hátrameneti fokozat fogaskerekeiből eredt. A sípoló zaj nagyon idegesítő és aggasztó volt az új tulajdonos számára. Amennyiben a zajt tényleg meghibásodás okozza, akkor az 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.

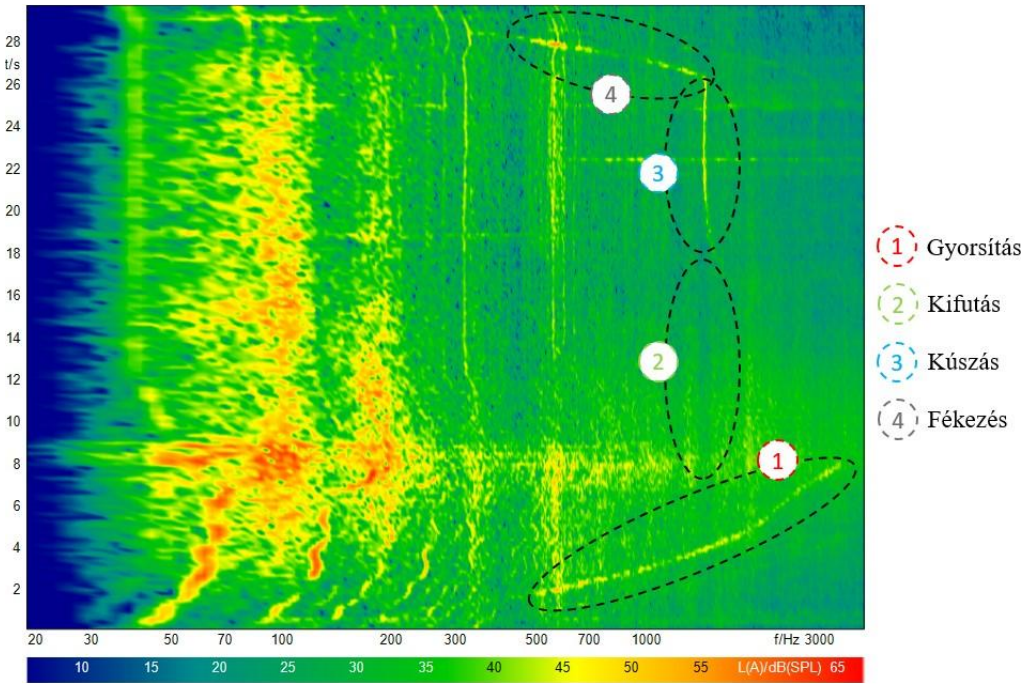
Ezen felül, igyekeztünk beszerezni rajzokat és robbantott ábrát a sebességváltóról, hogy információt szerezzünk a hátrameneti fokozat fogaskerekeinek típusáról, fogszámairól stb., de

csak egy 3D rajz volt megtalálható, amely sajnos nem nyújtott nagy segítséget az analízis során. Továbbá, a sebességváltó szétszerelése nem volt lehetséges.



8.2.1 ábra. *Hidrodinamikus automata sebességváltó [79]*

A nyers időjel utófeldolgozása során az előző problémához hasonlóan FFT segítségével spektrumokat és spektogramokat készítettünk el. A cél az volt, hogy valamilyen evidenciát találjunk a hiba 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.



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

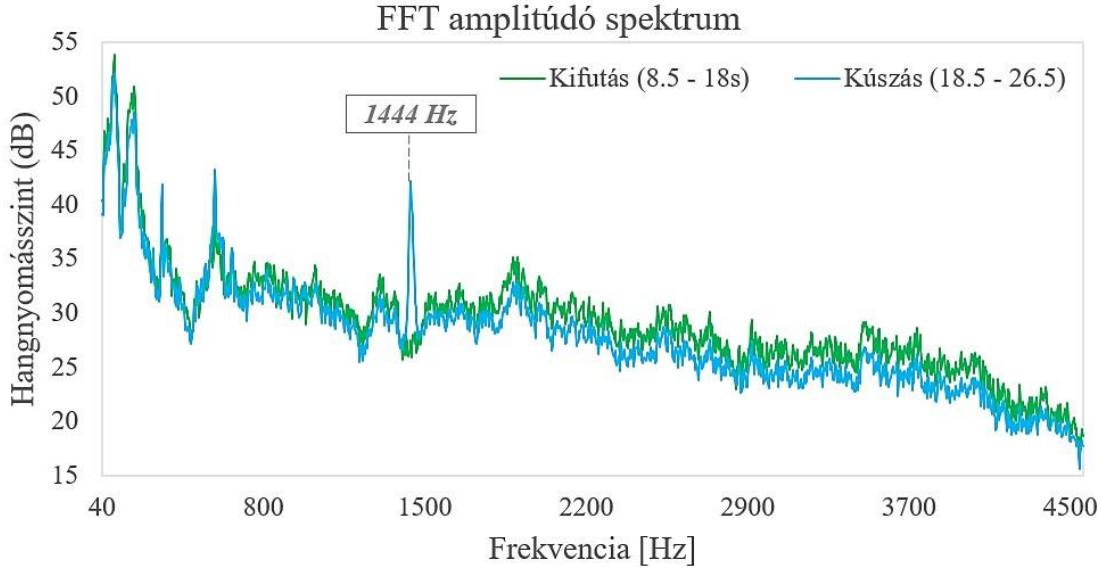
A fekete jelölőbuborékok mutatják a frekvenciatartalom és hangnyomásszint változását a jármű mozgásával összhangban. Az alacsony frekvencia tartományban megfigyelhetők a gyújtási frekvencia 3-ik, 6-ik és 9-ik felharmonikusai. Az autó bizonyos sebességénél ezek a gyújtásból

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 csökkeni kezdett. Mindazonáltal, a lendület miatt a gépkocsi még további 10 másodpercig mozgásban volt energia befektetés nélkül. Közel az üresjárati fordulatszámhoz az autó elérte a kúszási fázist, majd a gépjárművet 2 másodperc alatt állóra fékezte a járművezető. A spektrogram 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 (30 s) kivágtuk a működési kondíciók szempontjából fontos időtartományokat:

- 1. Fázis 0 – 8.5 s: gyorsítás álló pozícióból
- 2. Fázis 8.5 – 18 s: motorfék max. sebességről kúszási sebességig
- 3. Fázis 18 – 26.5 s: kúszás üresjárati sebességen
- 4. Fázis 26.5 – 30 s fékezés

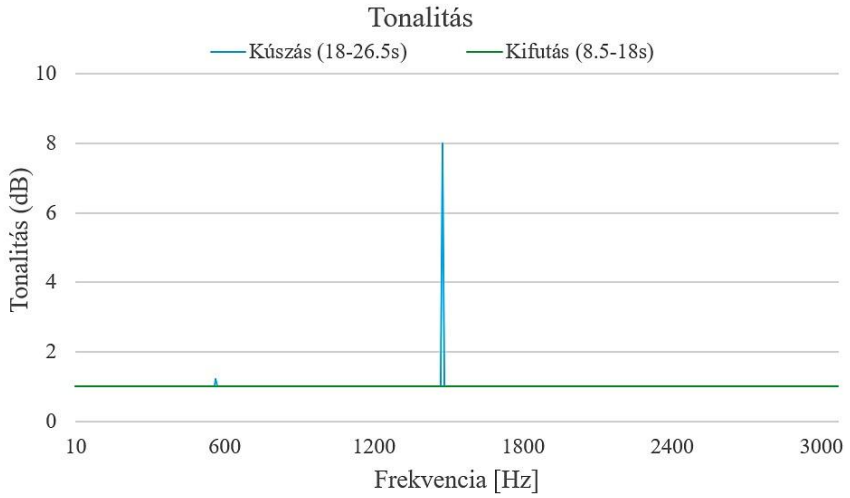
Referencia mérés hiányában két különböző tesztfázist hasonlítunk össze. A kifutás állapotában a zajprobléma nem jelentkezik, míg a kúszás során hallható. Ezekben a fázisokban a motor fordulatszám közel megegyező, az alapjárati fordulatszámmal egyenlő, így a spektrumok összehasonlítása lehetséges (8.2.3.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



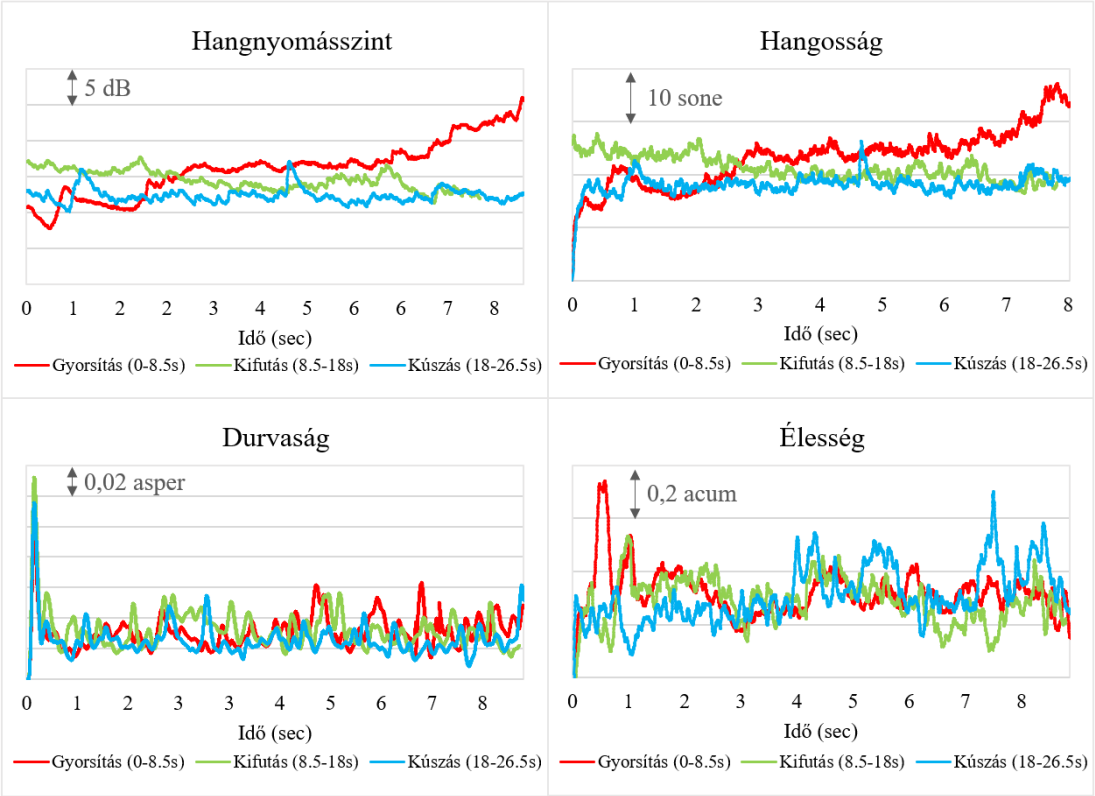
8.2.3 ábra. *FFT amplitúdó spektrum összehasonlítás a kifutás és kúszás állapotában*

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 kifutási fázisban a tonalitás mértéke zérus. 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 hallatszott, amely zavaróbb lehetett egyes embereknek és kizárólag azokban a vezetési fázisokban jelentkezett, amelyekben a hajtáslánc hátrameneti fokozatban terhelés alatt volt.



8.2.4 ábra. *Tonalitás összehasonlítása a kifutás és kúszás állapotában*



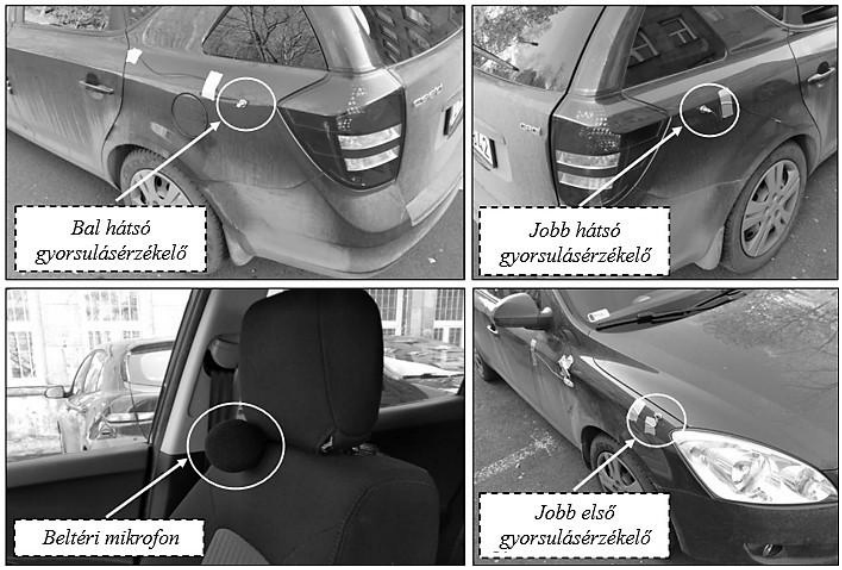
8.2.5 ábra. *Pszichoakusztikai jellemzők és hangnyomásszint a jármű három különböző működési állapotában*

Konklúzióként elmondható, hogy a zajprobléma az akusztikai analízis eredményeként felismerhető és hatása megfigyelhető a kapcsolt idő-frekvencia spektogramon. Egy felső kategóriába tartozó, már majdnem luxusautónak számító gépjárműnek nem megengedett 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 CEE'D HÁTSÓ LENGÉSCSILLAPÍTÓ ZAJPROBLÉMA

Adott egy Kia Cee'd típusú személygépjármű, amelynél menet közben zörgő, kopogó zaj volt 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. A csavarok meghúzása után az észlelt hangjelenség megszűnt. 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 rezgésgyorsulás érzékelőket helyeztünk el. Továbbá az utastérben az utasoldali ülés fejmagasságában egy mikrofont is elhelyeztünk. A tesztek során a járművet 50 km/h-ig gyorsítottuk, majd ezen az állandó sebességen haladtunk vele, végül pedig állóra lassítottuk. A közölt mérési eredményeket *.wav fájlformátumból állítottuk elő, ezért nem amplitúdó helyesek.

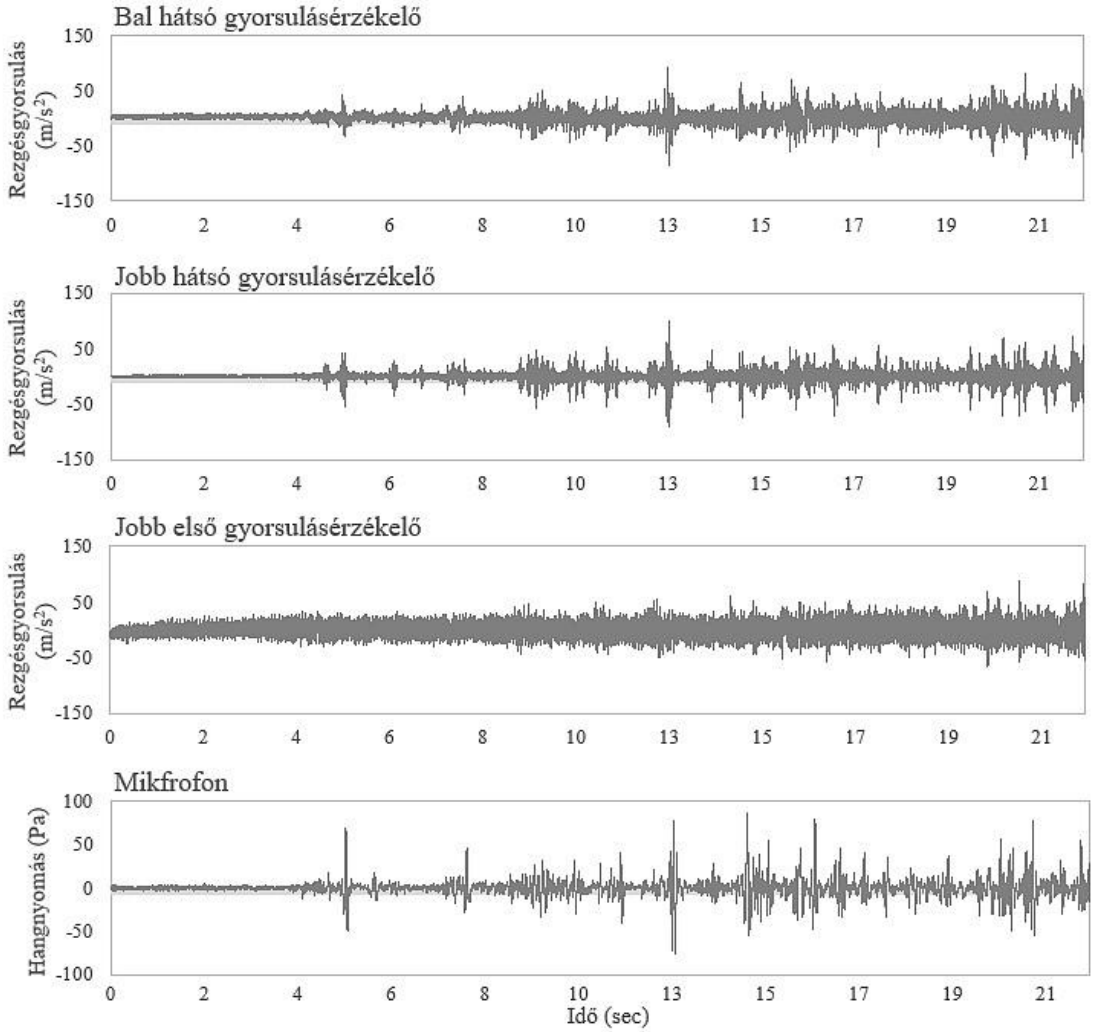


8.3.1 ábra. *Rezgésgyorsulás érzékelők elhelyezkedése a gépjármű karosszériáján és a mikrofon az utastérben*

A szó klasszikus értelmében vett meghibásodási frekvenciáról jelen esetben nem beszélhetünk, mivel a gerjesztést nem egy forgó gépelem okozza. A gerjesztés időben a gépjármű sebességétől és az útviszonyoktól függött, előfordulása véletlenszerű volt. A zörgő, kopogó zajt tranziens rezgések okozták, 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.

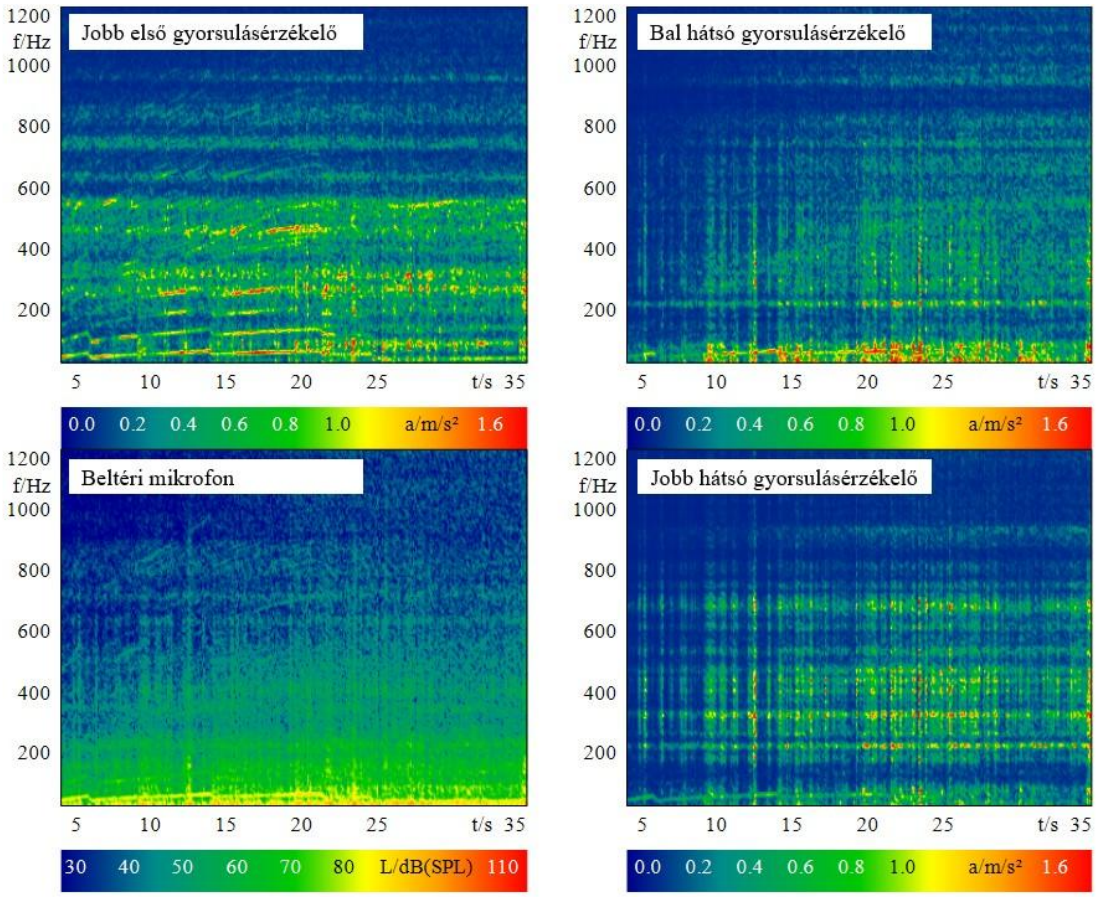
Az időjel alakjának vizsgálatából megállapítható, hogy a gerjesztés helyétől legtávolabb lévő rezgésgyorsulás érzékelő jelén a rezgéscsúcsok kevésbé jelennek meg, a hibakép kevésbé szeparálódik el az alapzajtól. Ennek ellenére az audio fájl visszahallgatásával egyértelműen azonosítható a probléma, az időjel vizualizációjától függetlenül. Ez igazolja a 7. fejezetben a járműszerkezet rezgésátviteli tulajdonságaira vonatkozó megállapításokat, miszerint a karosszéria átviteli tulajdonságai 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.



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 spektogrammon függőleges vonalként jelennek meg. A beltéri mikrofon spektogramja szerint az utastérbe javarészt csak 200 Hz alatti léghang gerjesztés jelenik meg a vizsgált tesztkörülmények 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. A spektrogram vizsgálatával biztosak lehetünk abban, hogy az időjelben észlelt csúcsok nem pusztán az út egyenetlenségeiből származnak, hiszen tapasztalataink alapján az útgerjesztésnek 100 Hz fölött már nincs érezhető hatása.



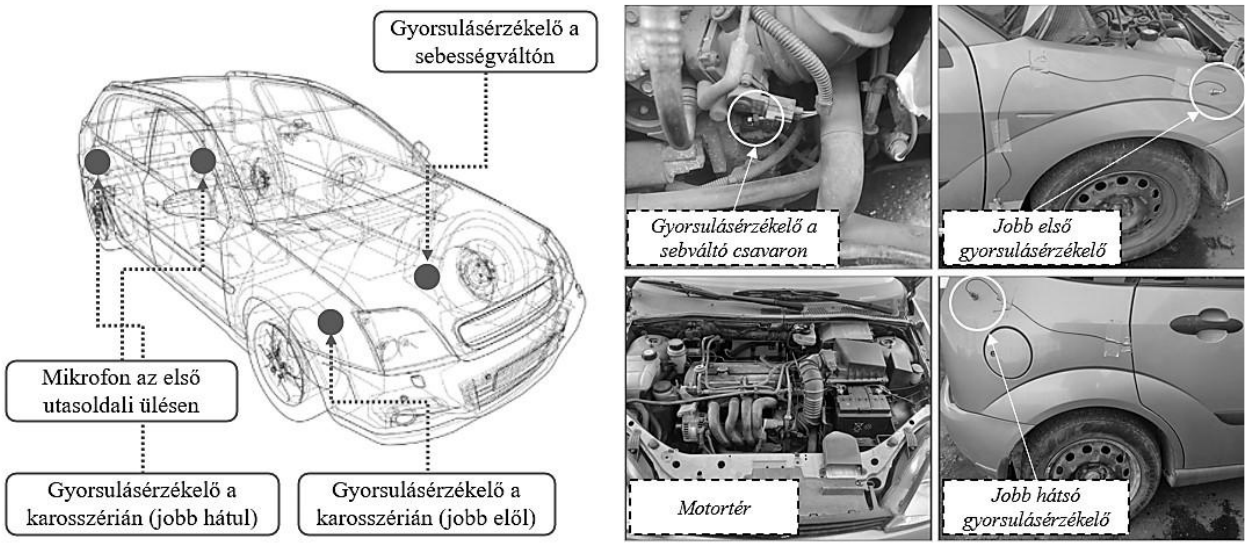
8.3.3 ábra. *A mérési pontokhoz tartozó spektogram képek*

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. Ezt a mintázatot egyértelműen láthatjuk a mikrofon és hátsó rezgésgyorsulás érzékelők jelein. Az ütődések 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 határolható. 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

természetű hiba hasonló spektrális eloszlással – az analízisek alapján a meghibásodás megléte megállapítható, de hiba gyökéroka nem tárható fel.

8.4 FORD FOCUS SEBESSÉGVÁLTÓ HIBA – FOGTÖRÉS

A diagnosztika során általában nem ismertek 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 kutatómunka vizsgálataihoz egy tesztjárművet használjunk. Ez azért volt hasznos, mert ezen valamilyen hibát mesterségesen előidézve a vizsgálati módszerek hatékonyságát ellenőrizni tudtuk.

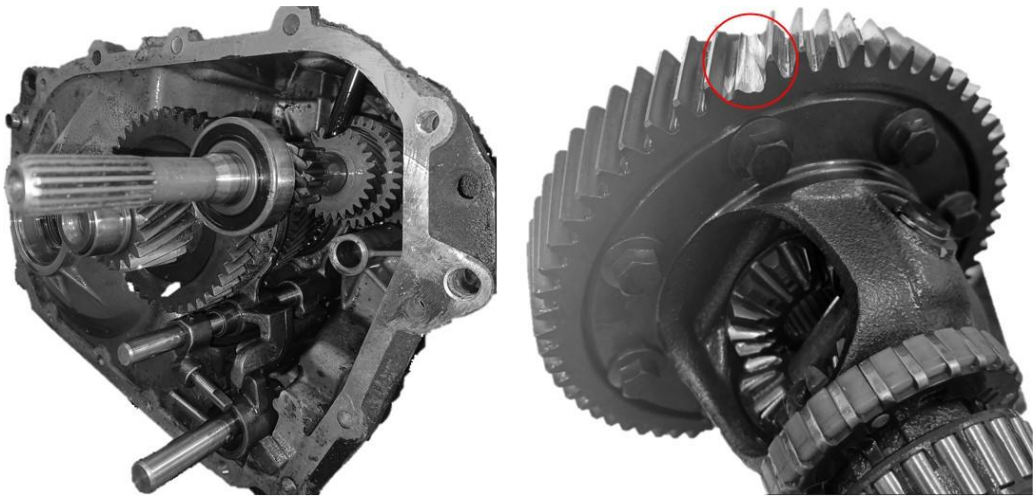


8.4.1 ábra. *Ford Focus vizsgálatához használt mérési pontok*

A vibroakusztikus méréseket egy első generációs Ford Focus (1998-as évjárat) gépjárművön végeztük el. A sebességváltó végáttételének kihajtó fogaskerekéről (8.4.2 ábra 4-jelű fogaskerék) eltávolítottunk egy fogat, 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; hármas fokozatban pedig 2000 1/min voltak. A motor fordulatszámát a gépjármű vezetője a gázpedál segítségével vezérelte.

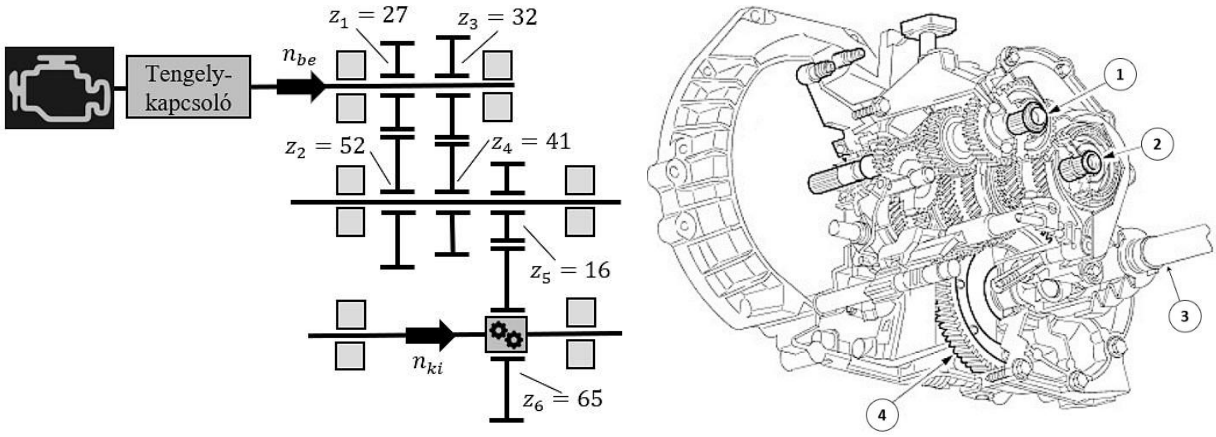
A rezgésgyorsulás érzékelők a sebességváltó házán és a karosszéria jobb első és hátsó oldalán lettek elhelyezve. Az időjelet egy 4 csatornás mérőkeret vette fel, később ezek az adatok kerültek feldolgozásra Artemis Suite akusztikai kiértékelő szoftverben. Ezen kívül egy mikrofont is elhelyeztünk az első utasülésen fejmagasságban. Minden mérést többször ismételtünk meg, az eredmények megfelelő reprodukálhatóságának érdekében. A gyorsulásérzékelőket mágneses rögzítéssel helyeztük fel. Mivel a sebességváltó blokkja alumínium öntvény, ezért a váltón a ház egyik csavarjára lett elhelyezve az érzékelő.

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 fogaskerekek kapcsolódási frekvenciáit kiszámítottuk a kettes és hármas fokozat, valamint a végáttétel kihajtó fogaskerékének figyelembevételével.



8.4.2 ábra. *Ford Focus 5 sebességes manuális sebességváltója és a végáttétel kihajtó fogaskerekéről lemunkált fog*

Kettes fokozatban a kiskerék $z_1 = 27$, míg a nagykerék $z_2 = 52$ fogszámú, ebből az áttétel $i_{12} = 1.926$. Hasonlóan a hármas sebességi fokozatban $z_3 = 32$ és $z_4 = 41$ fogszámokból $i_{34} = 1.281$. Ugyan így számítva a végáttétel $z_5 = 16$ és $z_6 = 65$ fogszámokkal 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.



8.4.3 ábra. *Ford Focus sebességváltó sematikus és 3D ábrája*

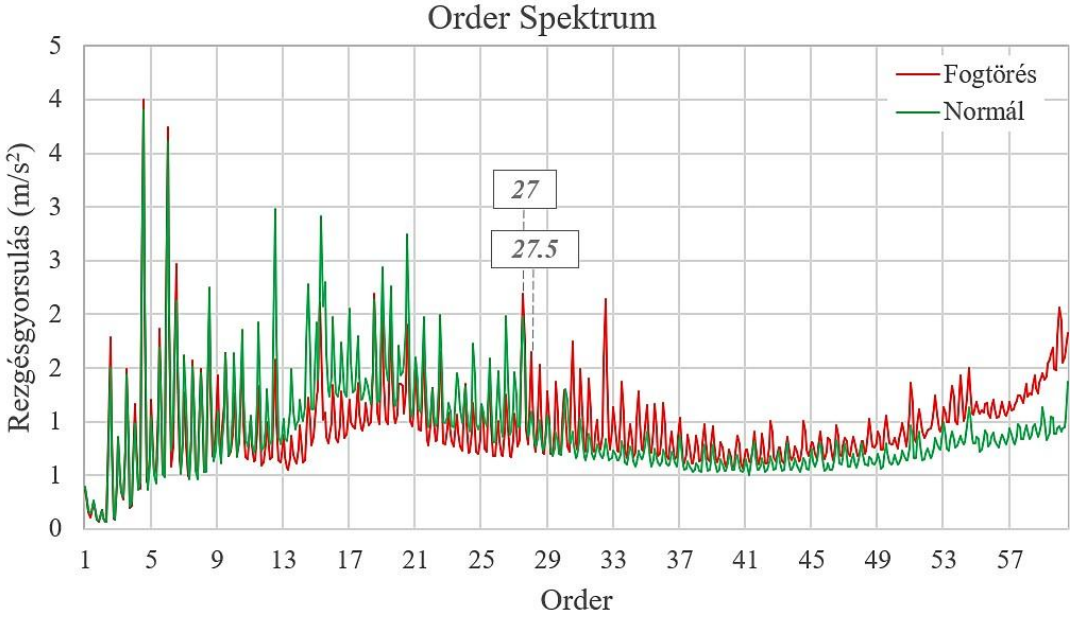
A vibroakusztikai mérések során a fordulatszám külön csatornán való rögzítésére nem volt lehetőség. Az analízisekhez a fordulatszám jel offline lett előállítva az akusztikai kiértékelő

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 fogszámok 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 főtengely egy fordulatának megtételéhez.

Motorfordulat n [1/min]	Gyújtási frekvencia f_i [Hz]	Kettes fokozat f_{m2} [Hz]	Hármas fokozat f_{m3} [Hz]	Végáttétel kihajtó kerék, 2. fokozat f_{mf2} [Hz]	Végáttétel kihajtó kerék, 3. fokozat 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*

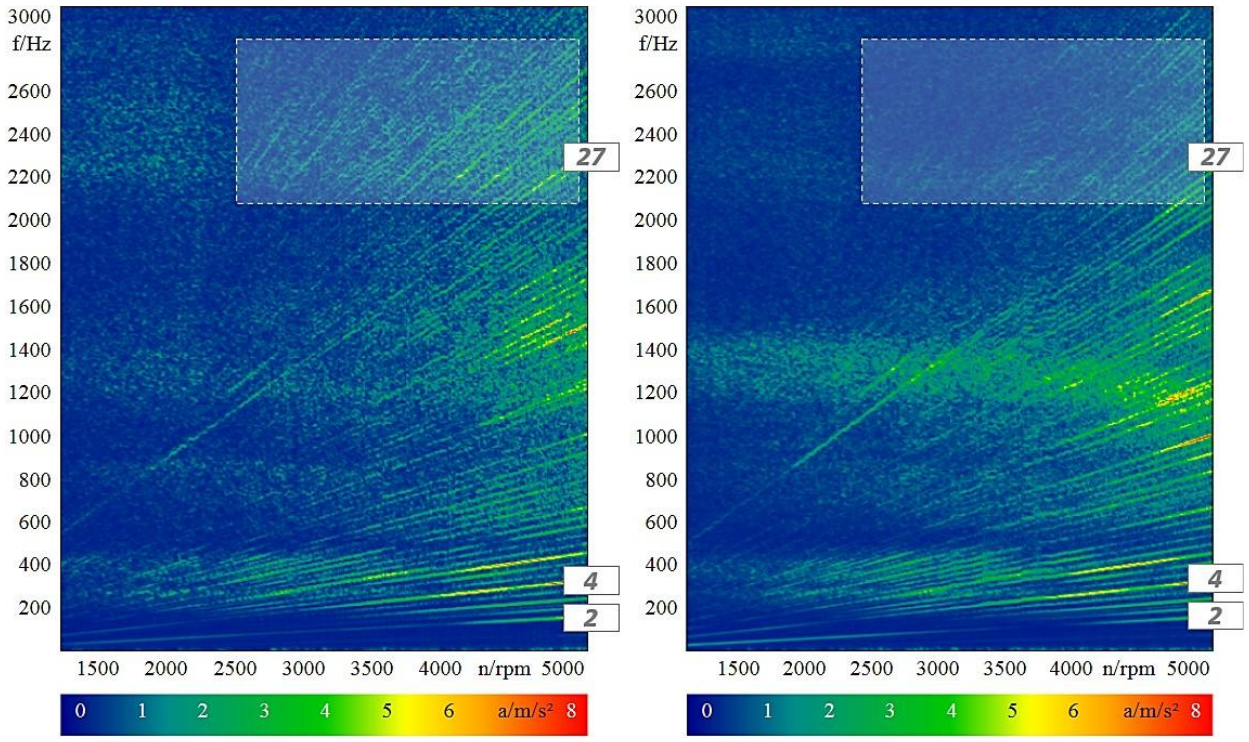
A gépjármű hibájának ismert helyzete miatt elsősorban a sebességváltóra elhelyezett gyorsulásérzékelő jeléből indulunk ki. A bemutatott eredmények az egyes mérések megfelelősségének vizsgálata után átlagolva vannak. A spektrumokban a hibás fogaskerék működési frekvenciájára jellemző gerjesztést keresünk. 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.



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

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 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 motorfordulatszámtól kezdődően a 2200 – 2800 Hz frekvenciatartományban hibás állapotban. A spektogram 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.

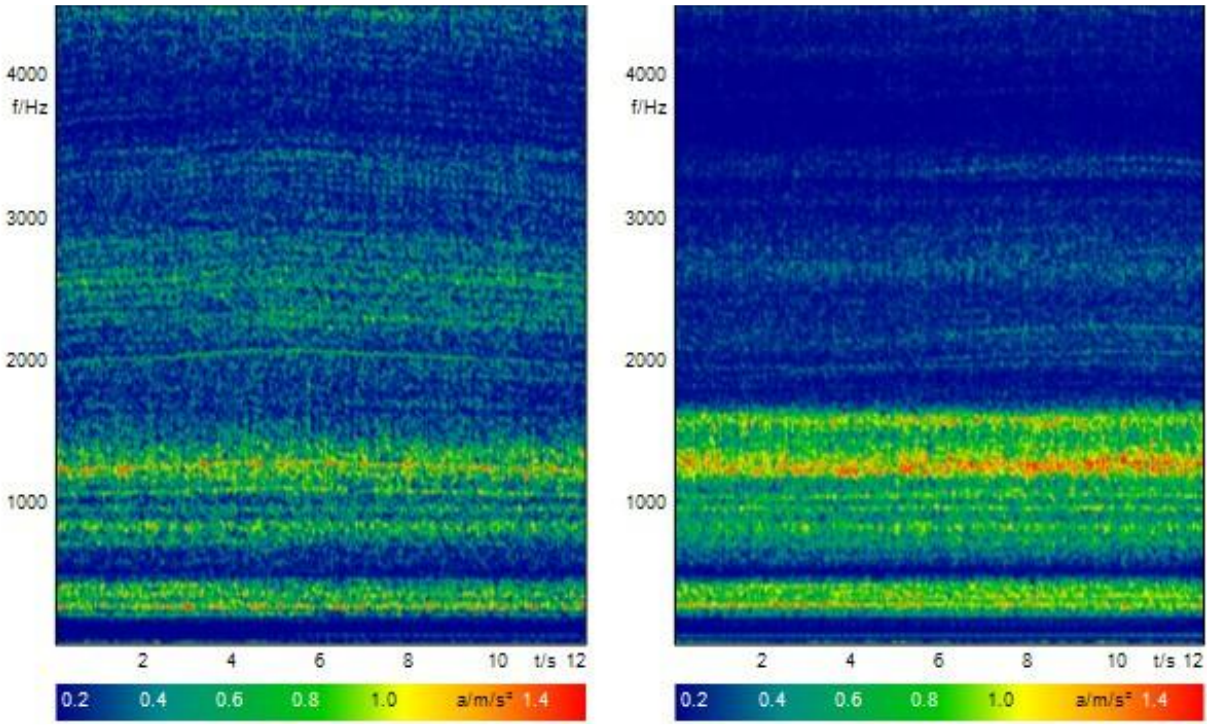


8.4.5 ábra. *Felfutásos teszt FFT vs. RPM diagramja (spektogram) 0–3000 Hz (bal: fogtörés, jobb: normál)*

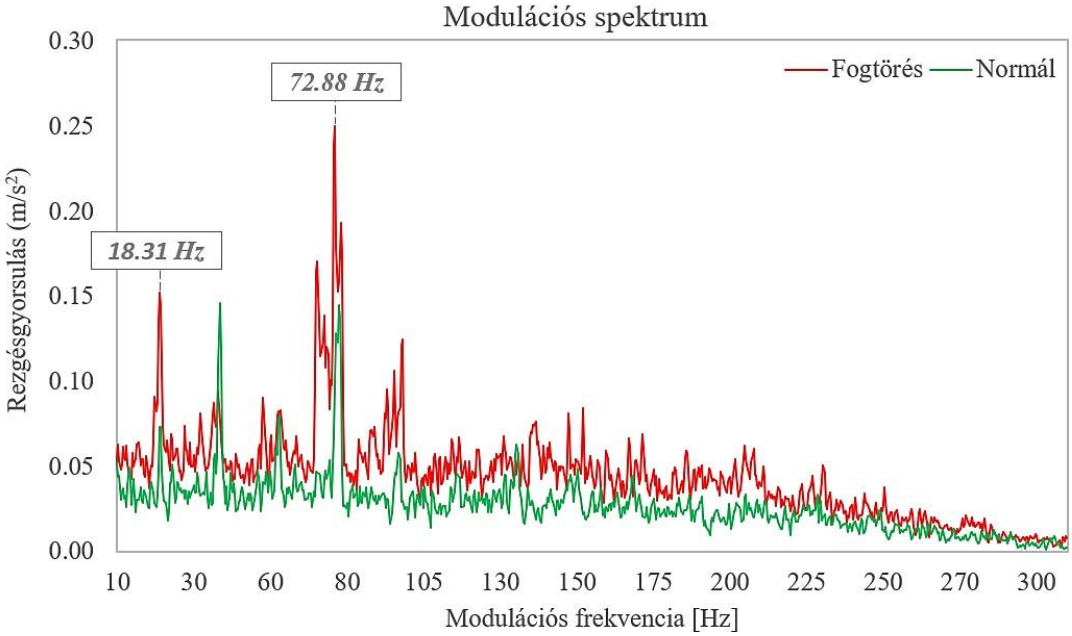
A robbanó motorok nyomaték és fordulatszám ingadozása nagy mértékű. A fluktuációból adódó fordulatszám eltérés kb. +/- 50 1/min, ezért az időjelet a fordulatszám stabil tartományában meg kell vágni. Ezt tapasztalva elmondható, hogy robbanó motorok vizsgálatához a felfutásos tesztek jobban illeszkednek.

A kettes sebességi fokozatban 2000 1/min fordulatszám mellett elvégzett mérések spektogramjából megállapítható, hogy 2000 – 2800 Hz között vannak olyan harmonikusok, amelyek energiaszintje megemelkedett (8.4.6 ábra). 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 harmonikusa (8.4.7 ábra). A 3. sebességi fokozatban végzett méréseket figyelembe véve ellentmondásra jutunk, mert nem csak a hibás állapotban, hanem normál állapotban is megjelennek az adott fokozathoz tartozó kihajtó tengely forgási frekvenciáinak amplitúdói.



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



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

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 veszünk két dolgot. Egyrészről, 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.

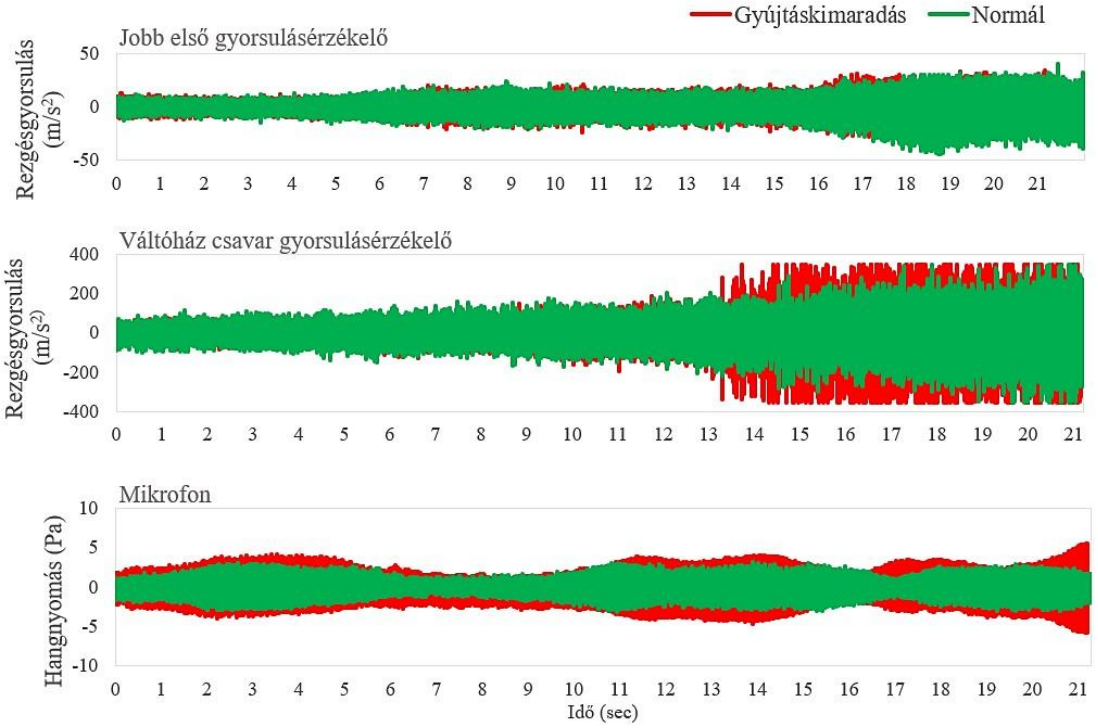
A sebességváltó több alkalommal, különböző helyszíneken is szét, majd össze lett szerelve. A felfutásos teszt spektogramján látható, hogy egyes rezonancia frekvenciák a meghibásodás állapotában jelennek meg (pl. 2200 - 2400 Hz között), míg más rezonancia frekvenciák szinte eltűnnek (pl. 1200 – 1400 Hz 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 ismerhetőek fel. Az utastérbe bejutó alacsony frekvenciák leginkább 1500 Hz 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.

A szakirodalomban nagy számban található, fogkárosodás rezgésvizsgálatával foglalkozó publikációkban a rezgésspektrumokat laboratóriumi körülmények között, általában csak egy fogaskerékpár esetén vizsgálják. Ezzel szemben komplett gépjármű sebességváltó fogtörés problémája beépített állapotban, valós üzemi körülmények között történő rezgésvizsgálata során nem ismerhető fel 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 főtengelyből származó, a jármű rezgéskarakterisztikáját nagy mértékben meghatározó magas energiájú rezgések elnyomják és nem teszik a spektrumokban vizualizálhatóvá az alacsony fordulatú fogaskerék harmonikusokat.

8.5 FORD FOCUS GYÚJTÁSKIMARADÁS PROBLÉMA

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

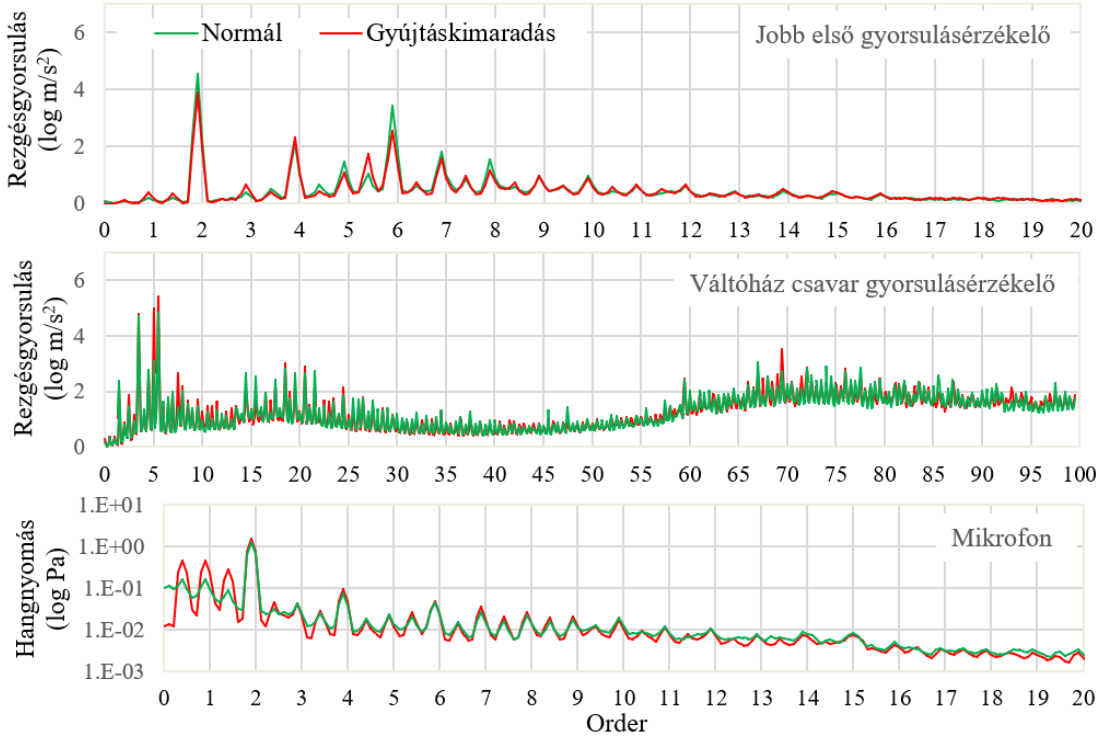
A vibroakusztikus méréseket az előző fejezetben már bemutatott első generációs Ford Focus személygépkocsin végeztük el. A mérések során kiemelt követelmény volt a szenzorok rendkívül egyszerű, szétszerelés nélküli felszerelése az autóra. Ebből a célból egy egytengelyű gyorsulásérzékelő a karosszéria jobb első oldalán, egy a motorblokk és a váltóház közötti csatlakozó csavarfejhez, ill. egy kondenzátor mikrofon került az első utasülésre. A méréseket többször megismételtük alapjárati fordulatszámon 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 fordulatszámot egy sofőr szabályozta a gázpedállal. A kapott nyers időjel később az Artemis Suite zajkiértékelő szoftver segítségével utólag lett feldolgozva.



8.5.1 ábra. *A gyorsításos teszt során felvett időtartománybeli jelek*

Első körben a változó fordulatszámon végrehajtott 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 normalizásával 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 motorfordulatszámon elvégzett tesztek amplitúdó spektrumait a 8.5.2 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.



8.5.2 ábra. *A mérés során használt csatornák order spektrumai*

A főtengely frekvenciája 2000 1/min fordulatnál 33.33 Hz. Ugyan ez a kép figyelhető meg 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 [80] 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:

$$f_{\text{gyújtási}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\text{Fordulatszám}}{60} \cdot \text{hengerek száma [Hz]}. \qquad (21)$$

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:

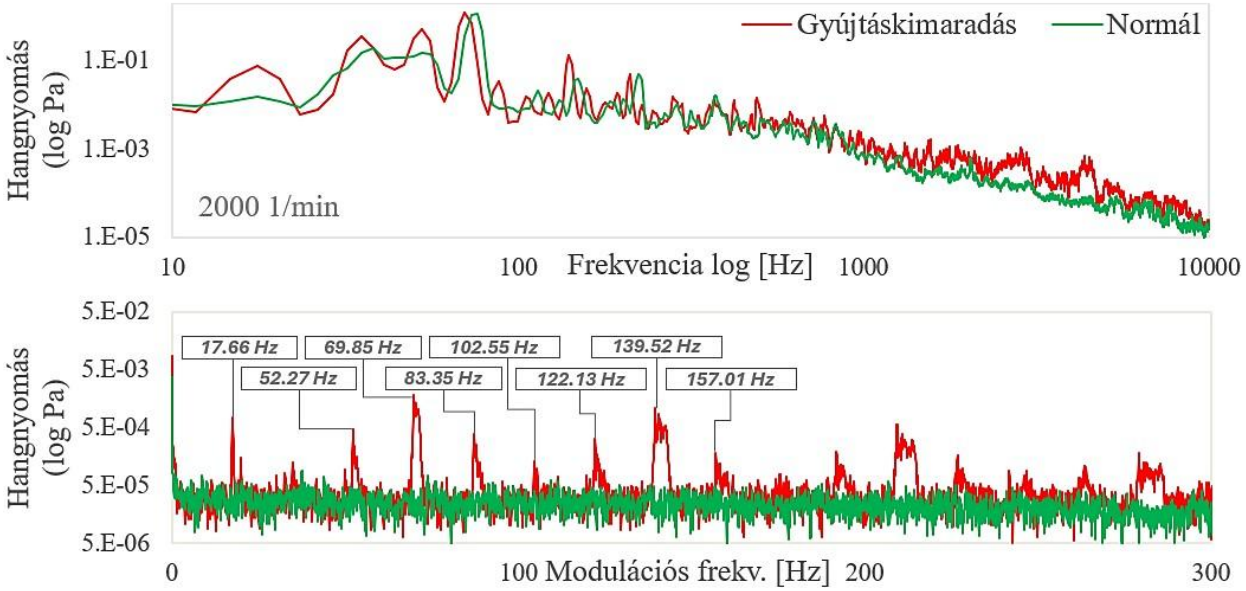
$$f_{motor} = \frac{\text{Fordulatszám}}{60} \text{ [Hz].} \quad (22)$$

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:

$$f_{vezérműtengely} = \frac{\text{Fordulatszám}/2}{60} \text{ [Hz].} \quad (23)$$

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

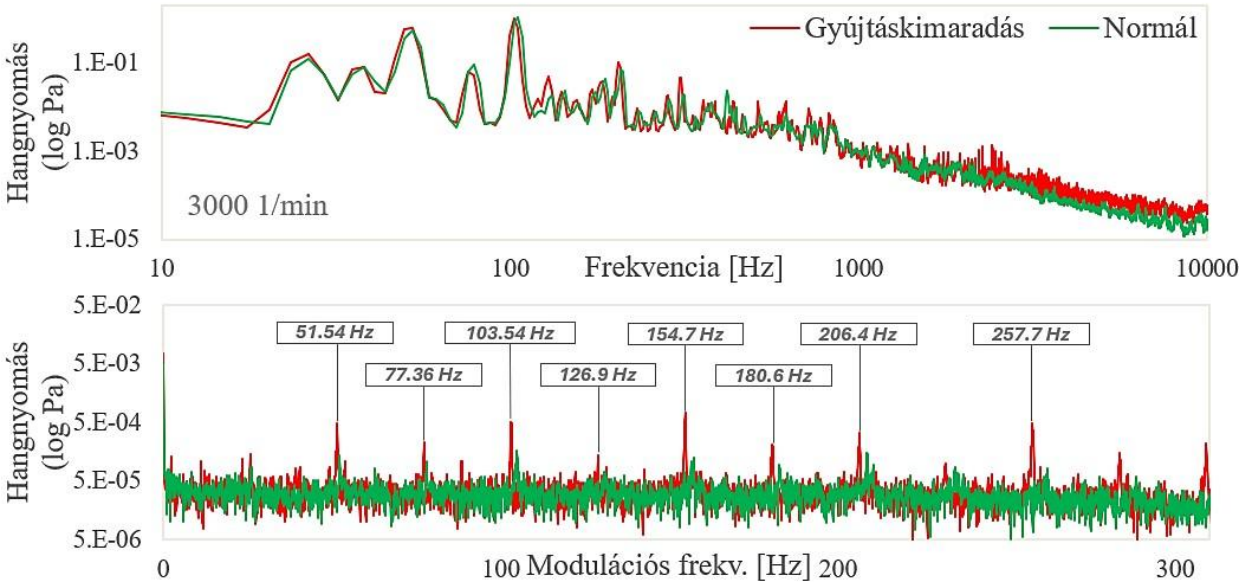
8.5.1 táblázat. *A belsőégésű motor jellemző gerjesztési frekvenciái a tesztfordulatszámokon*



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

A vibroakusztikus időjel analízise nem csak alakjának szemrevételezével, 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 készítettük el. A számítások elvégzése előtt az időjel frekvencia

tartalmát a problémára korlátoztuk, ezért 10 Hz felüláteresztő és 10 kHz aluláteresztő szűrővel láttuk el. A szűrt időjel alak és a hozzá tartozó eloszlás függvényt a 8.5.6 és 8.5.7 ábra mutatja.



8.5.4 ábra. *A 3000 1/min fordulatszámokhoz tartozó amplitúdó – és modulációs spektrumok összehasonlítása*

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:

$$\mathrm{RMS} = \sqrt{\frac{x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + \cdots + x_n^2}{n}}. \tag{24}$$

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):

$$\text{Átlag} = \frac{x_1 + x_2 + x_3 + \cdots + x_n}{n}. \tag{25}$$

Az átlagérték a vizsgált jelben megtalálható amplitúdó értékek nagyságáról ad információt. Hátránya, hogy adott esetben egyszeri, véletlenszerűen bekövetkező tranziens események torzítják 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.

$$\text{Szórás} = \sqrt{\frac{\sum(x_i - \bar{x})^2}{n - 2}}. \tag{26}$$

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 csúcsérték 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.

$$\text{Csúcstényező (CF)} = \frac{\text{Peak}}{\text{RMS}}. \tag{27}$$

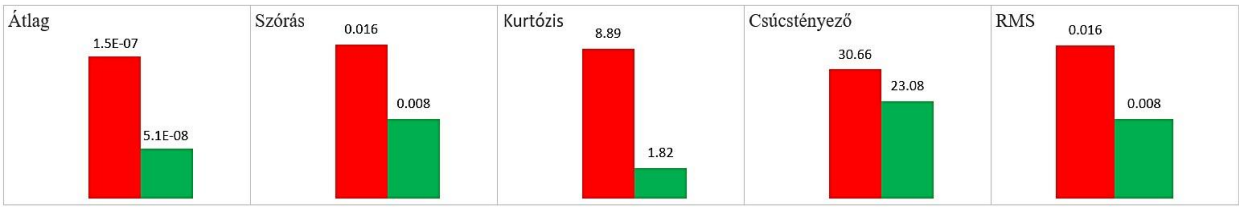
A kurtózist (Curtosis) negyedik mutatóként is hívják, több definíciója is létezik. Pearson a kurtózist a normalitástól való eltérés mértékeként definiálja. Ez a statisztikai mutatószám egy véletlenszerű adathalmaz valószínűségi eloszlásának a csúcsosságát vagy laposságát méri.

$$\text{Kurtózis} = \left\{\frac{n(n+1)}{(n-1)(n-2)(n-3)}\sum\left(\frac{x_i-\bar{x}}{s}\right)^4\right\} - \frac{3(n-1)^2}{(n-2)(n-3)}. \tag{28}$$

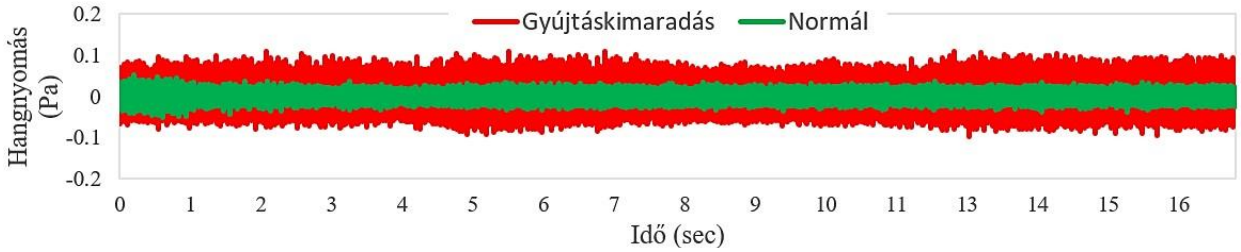
Az eredmények oszlopdiagramon való szemléltetése után elmondható, hogy a kiszámított statisztikai mutatószámok mindegyike képes különbséget tenni a jó és rossz állapot között a jel szűrése után. Egyedül a csúcstényezőnél nem látszik olyan nagy különbség faktor, amellyel magabiztosan lehet elválasztani 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:

$$\text{Átlag} = \sqrt{(\text{RMS})^2 - (\text{Szórás})^2}. \tag{29}$$

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.



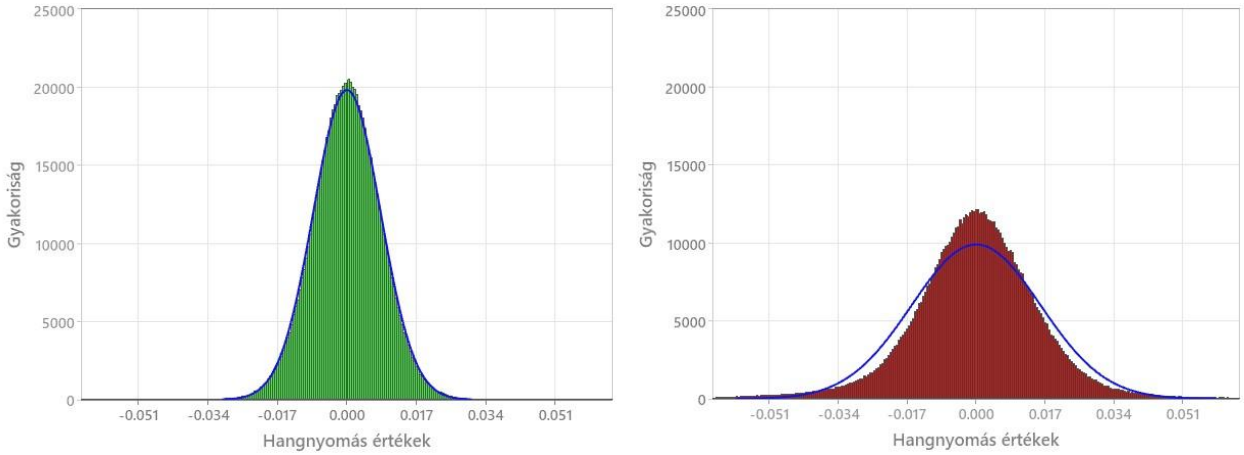
8.5.5 ábra. *A mikrofon időjeléből számított statisztikai mutatószámok 2000 1/min-nél*



8.5.6 ábra. *Mikrofon szűrt időjel (1 kHz– 10 kHz) 2000 1/min 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.



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

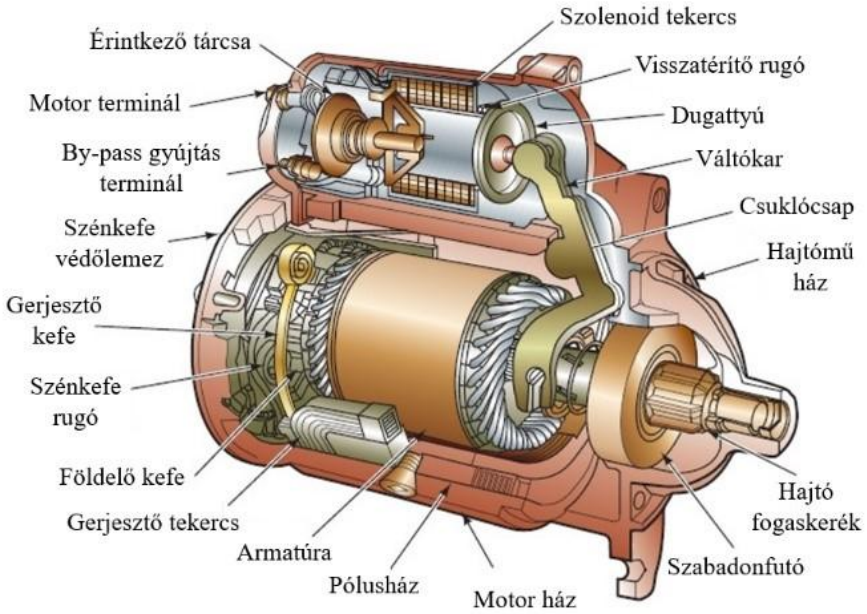
A probléma pontos lokalizálása nem lehetséges, mivel a rezgésdiagnosztikai vizsgálatból nem derül ki, hogy melyik hengerben van a gyújtáskimaradás. Az időjel statisztikai mérőszámai képesek a jó és rossz állapotot szeparálni, azonban a meghibásodás jellegére, okára vagy helyzetére nem utalnak. A kapott 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 hibaokként.

8.6 MAZDA CX-5 INDÍTÓMOTOR PROBLÉMA

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 tekercses indítómotor fogaskereke a motor lendkerekén lévő fogakhoz

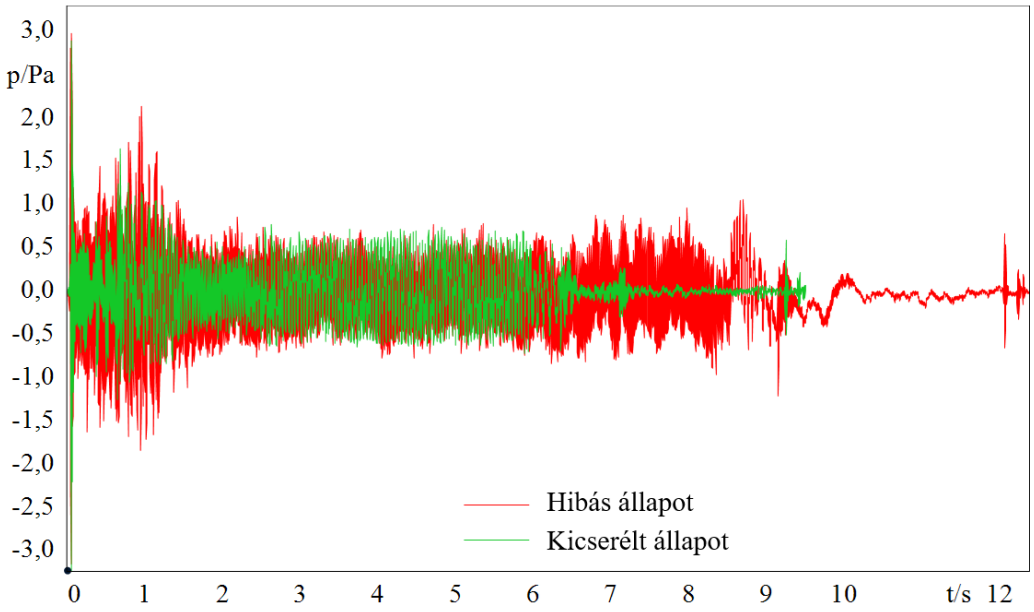
illeszkedve forgatja a főtengelyt. Az indítómotor az áramot az akkumulátorról veszi fel, az energia a szolenoid tekercsbe áramlik. A szolenoid lényegében vezető huzalból készült, henger alakú tekercs, amelynek vasmagja az elektromágneses térben a tekercsen átfolyó áram hatására elmozdulni képes. A gyújtáskapcsoló az akkumulátor és a szolenoid közé van elhelyezve. A gyújtáskapcsoló bekapcsolásával a szolenoid az érintkezőtárcsán keresztül kap feszültséget, a dugattyúnak nevezett mozgó mag végigcsúszik 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 ebből az áttételből származó nagy nyomaték még mindig nem elegendő a motor forgatásához. Emiatt bizonyos típusú indítóknál a nyomatékot tovább növelik nagy teljesítménysűrűségű, beépített bolygókerekes 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.



8.6.1 ábra. *Behúzó tekercses indítómotor felépítése [81]*

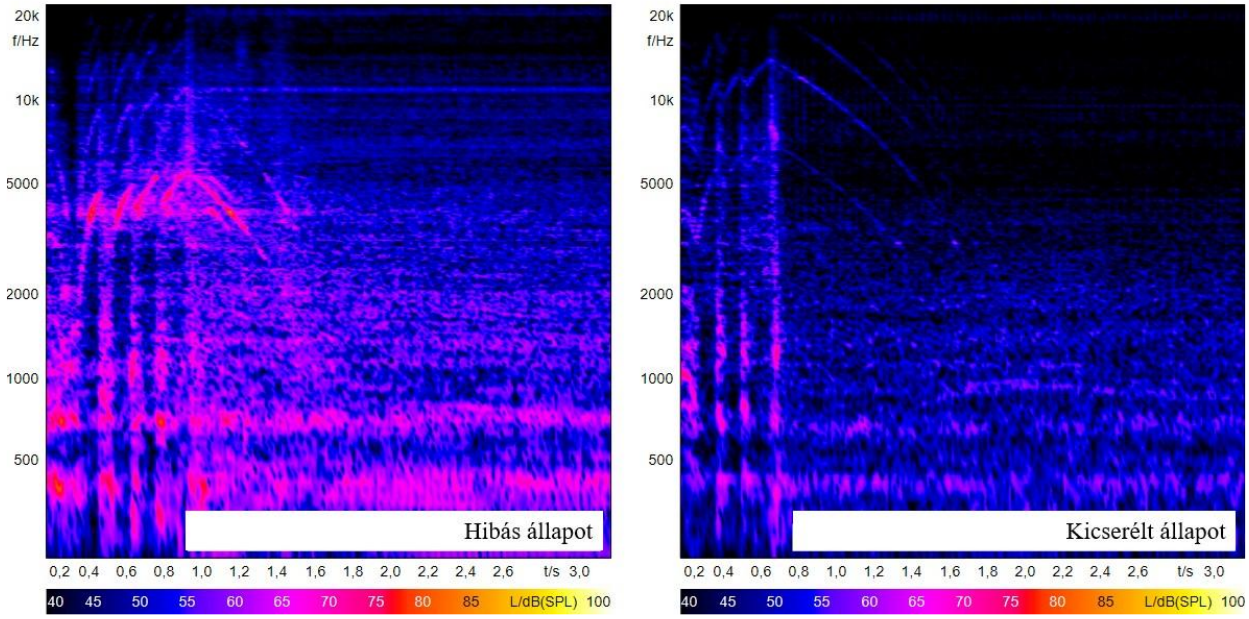
Az indítómotor összetett rendszerében számos okból előfordulhatnak meghibásodások. Esetünkben a meghibásodást egy, a normál állapothoz képest hasonló jellegű, kicsit erősebb és hosszabb ideig tartó zaj kísérte. Az önindító komplett cseréje után a furcsa zaj megszűnt. Noha az indítási mechanizmust jól ismerjük, a hangjelenség természetét mégis nehéz volt leírni. Az analízis során a motor fölé helyezett mikrofon akusztikus jelére szorítkoztunk.

Az akusztikus időjel hosszából látható, hogy az indítás a szokásosnál hosszabb időt vett igénybe. A spektogramon az indítómotor ordereinek alakja ad információt a hibás és jó állapot közötti viselkedésről. Alapvetően három dolog állapítható meg belőle. Az első, amelyet már az időjelből is ismerünk, hogy a robbanó motor önfenntartóvá 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 nyomatékátadás közben a fordulatszám esés magasabb. Az egyes fordulatszám esések között természetszerűleg egy ütésszerű jelenség 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.



8.6.3 ábra. *Fourier spektogram összehasonlítás*

Feltehetően a nyomatékátadás elégtelensége okozza a problémát, ezért a robbanó motor kevésbé volt képes elérni a saját hajtásához szükséges fordulatszámot.

A fenti megállapításokhoz szükségszerű egy referencia mérés, amelyhez a spektrum képeket hasonlíthatjuk. A használt analízisekkel nem állapítható 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 levált, tehát a Bendix-szerkezet mechanikai hibája szintén nem feltételezhető. Az indítás hangjának jellegéből (nem csiszol, nem darál), illetve abból, hogy az indítómotor funkcionális maradt megállapítható, hogy a meghibásodás nem volt nagy mértékű, inkább kezdődő jellegű. Az orderek viselkedéséből, valamint a tranziensek változásából ítélve kis mértékű súrlódásból vagy akadásból származhatott 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 sajnos a spektrális eloszláshoz nem tudjuk egyértelműen a hiba gyökérokát hozzárendelni.

8.7 VW GOLF DIFFERENCIÁLMŰ ZAJPROBLÉMA

A vizsgált gépjármű VW Golf 1.5TSI típusú volt. A tulajdonos használat közben, ívmenetben kb. 60 km/h feletti sebességgel autózva az utastérben egy furcsa zajt hallott, amely a gépjárműben tartózkodók részére zavaróan hatott. A problémát több márkaszervízben megvizsgálták, de meghibásodást, rendellenességet a jármű szerkezetében, motorjában és futóművében nem találtak.



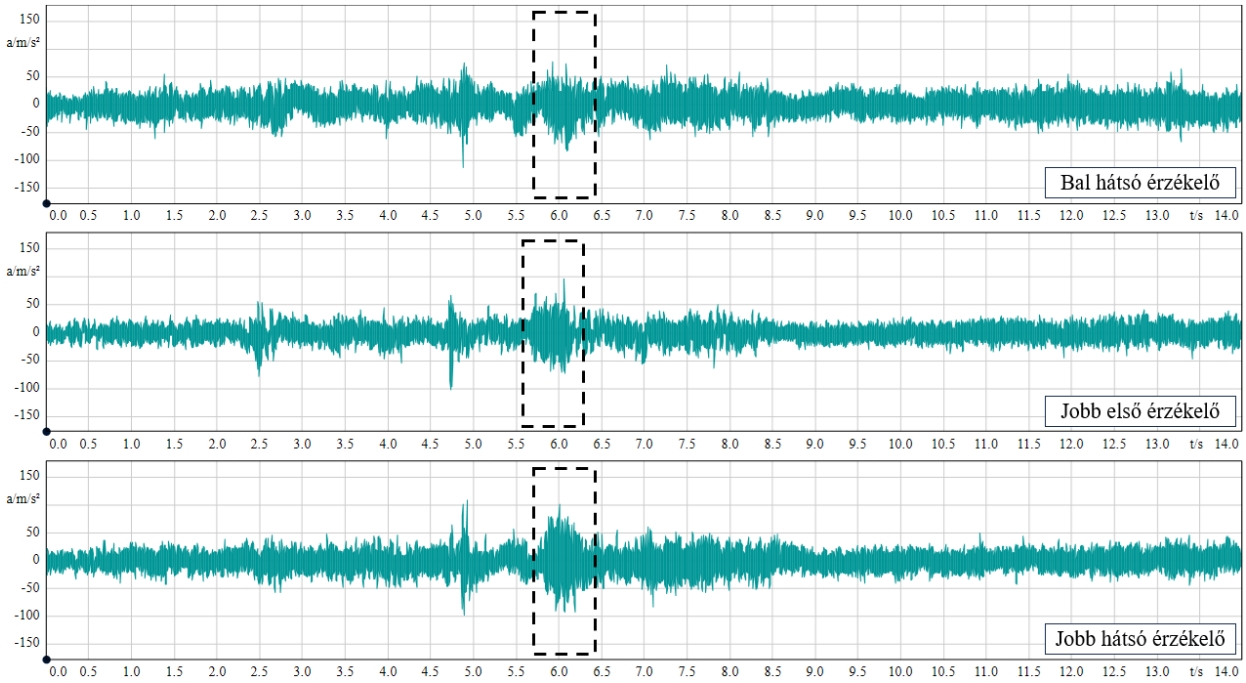
8.7.1 ábra. *A személygépjármű karosszériáján definiált mérési pontokban elhelyezett szenzorok*

Az elemzés célja az volt, 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 rezgéskörnyezete rendkívül összetett, ezért a mérési pontokat és kiértékelési eljárást előzetesen kiválasztani nehéz feladat volt. A rezgésgyorsulás 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.

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 voltak. A mérések helyszínéül a 2519-es és 2505-ös utak szolgáltak, 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 méréséből 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 érte el a jobb első tengely feletti szenzort, mint a másik kettőt. Ebből felfedezhető, hogy a zaj forrása a jobb első érzékelőhöz közelebb helyezkedett el, mint a másik kettőhöz. Tehát a zajt okozó gépelem a jármű jobb első felében található.

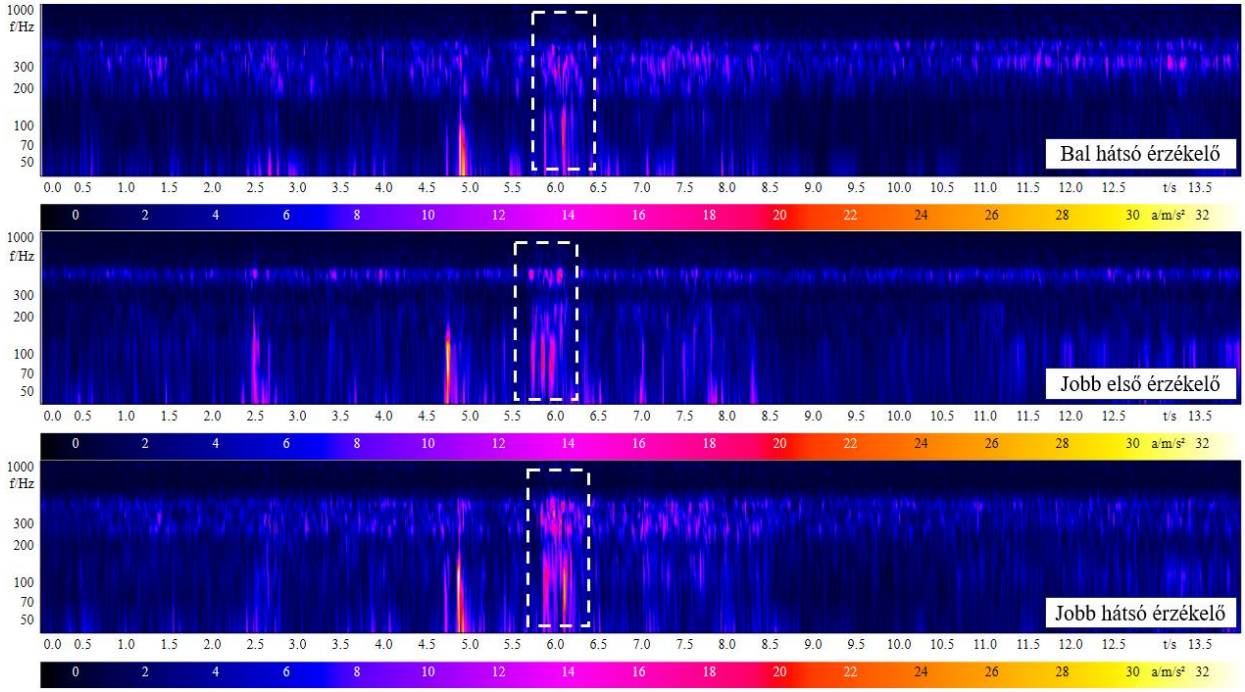


8.7.2 ábra. *Az egyes szenzorok mérés során felvett nyers rezgésjelei (0 -14 sec)*

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 volt észlelhető, több forrásra is utalhat. Valószínűsíthető, hogy a probléma a kerék vagy futómű rendszeréből ered. A tulajdonos saját vizsgálata alapján kizárható volt az, hogy ívmenetben a kerék elfordulása és a karosszéria billenése, valamint a futómű rugózása miatt a gumiabroncs hozzáért a kerékjárat külső burkolatához vagy egyéb futómű elemhez. Ez csak akkor lett volna lehetséges, ha a jármű nem megfelelő méretű gumival vagy keréktárcsával lett volna szerelve, a vizsgálat során azonban a gyári méretű gumiabroncs volt használatban.



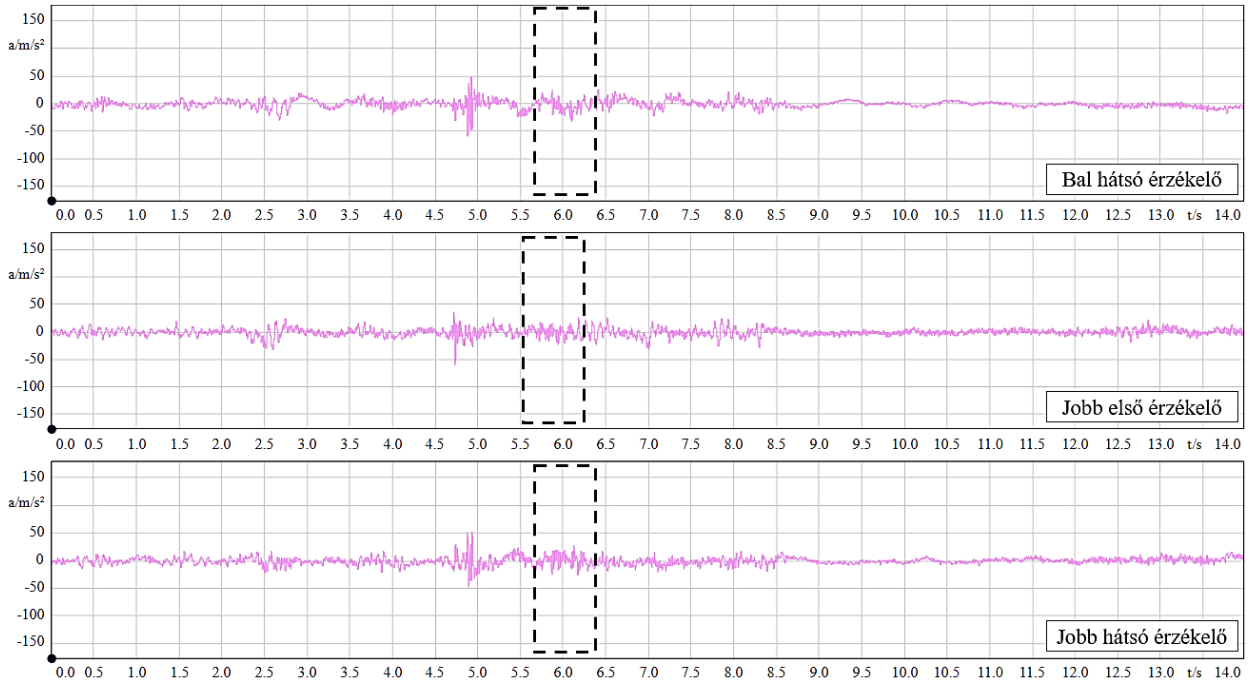
8.7.3. ábra. *Az egyes szenzorok időjeleiből előállított Campbell-diagrammok (0-14 sec)*

Másik lehetséges ok, hogy a futóműelemek nem megfelelően voltak rögzítve, így relatív elmozdulások lehetségesek voltak 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 beavatkozott 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 blokkolásgátló fékezés közben avatkozik be; az EDS pedig csak induláskor, így ez nem lehetett magyarázat a hiba okára. Az ESP akkor avatkozik be, ha a jármű stabilitását veszti, azaz pl. a 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.

Az XDS rendszer beavatkozása azonban egy lehetséges magyarázat lehetett. Alapvetően az okozhatta a gondot, hogy kanyarmenetben a belső íven futó kerék a centrifugális erőhatás miatt tehermentesült, így a terhelés áthelyeződött az esetleges útegyenetlenségekből adódó kirugózás miatt, amely azt eredményezte, hogy csökkent 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 elkerülésére 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 kellett 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.

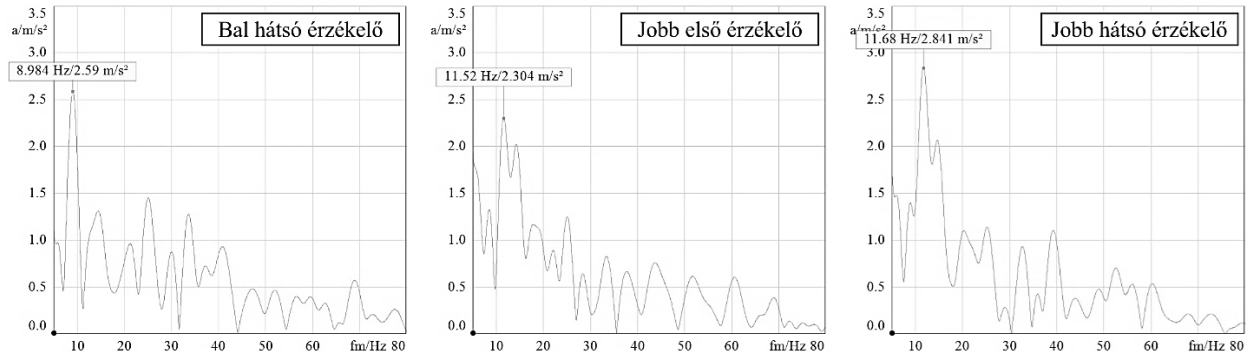


8.7.4 ábra. *Az egyes szenzorok mérés során felvett nyers rezgésjelei (0 -14 sec) 80 Hz aluláteresztő szűrőn átengedve*

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 hullámcsomagot 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

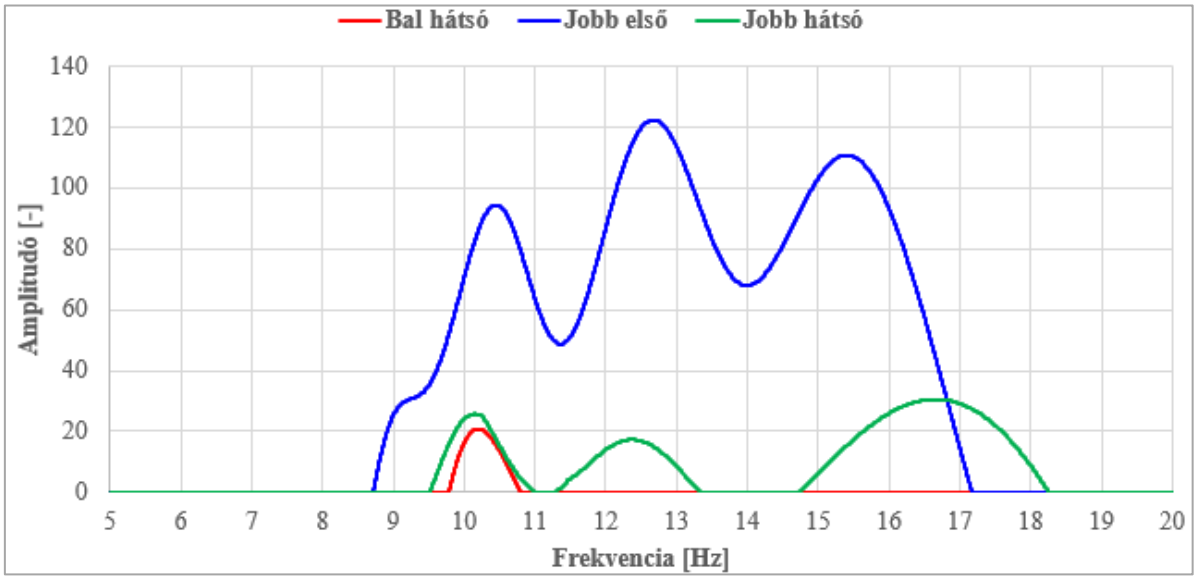
periodikus fékezés gerjesztett. A modulációs spektrum elkészítése során az ablakozási függvény négyzetes alakú volt, hogy a frekvencia pontosság a lehető legmagasabb legyen a jelkondicionálás után.

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 faktorral lettek importálva.



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

A zaj által elfeledett periodikus gerjesztés jelenléte az autokorrelációs függvény segítségével is kimutatható. Az autokorreláció vizsgálatával a jelben lévő alapfrekvencia 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. *Autokorelációs függvények az egyes mérési pontok esetén 5 – 20 Hz tartományban*

Tehát a feltételezett kb. 10 Hz-es pulzálás tekinthető a zaj kiváltó okának, amely egyrészről a féktől a futóművön keresztül a karosszéria elemekben terjed, majd innen sugárzódik át zajként az utastérbe. Másik lehetséges átviteli útvonalon a fékvezetéken keresztül a hidraulika folyadék közvetítésével terjed a rezgés, majd ez sugárzódik át zajként az utastérbe. 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 komponenst 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 állapotszabályozási mechanizmusában résztvevő gépelemek szimultán is létrehoznak 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 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 fennálláskor a meghibásodás csak adott körülmények között és adott üzemállapotok közben bocsát ki észlelhető zajt. Ez egyrészről hasznos diagnosztikai szempontból, mivel szűkíteni tudja a keresett meghibásodott komponenst, másrészről megnehezítheti a mérési tervek elkészítését. A jármű motorterében uralkodó komplex rezgésviszonyokon túl, a gumiabroncsok és út közötti kölcsönhatás, valamint a szélzaj széles sávú rezgéseket generál, amelyek nehezítik a diagnosztika során a kívánt jelek kiemelését.

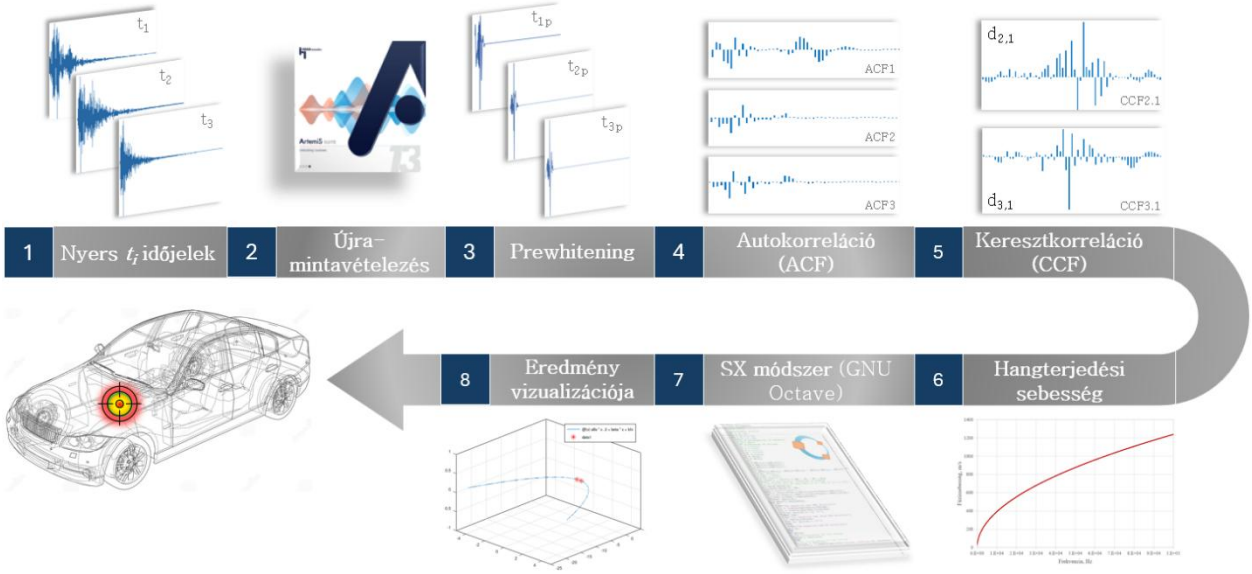
A vizsgált személygépjárművek rezgéskarakterisztikáját a legdominánsabb rezgésforrás, azaz a belső égésű motor határozza meg döntő mértékben. A motor főtengelyéből származó magas energiájú rezgések elnyomják az alacsonyabb fordulaton működő, pl. sebességváltó végáttételének fogaskerék harmonikusait, 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 viszonnyal vizsgálható részegységeket illetően.

Mesterségesen előidézett hibák létrehozásakor azt tapasztaltuk, hogy az egyes tesztek között ellentmondásos, illetve egymással nem összefüggő, nem 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 különfélék lehetnek. Mindazonáltal, ugyanaz az akusztikai mintázat tartozhat több meghibásodáshoz is. Pl. a gyújtáskimaradásnál megfigyelhető akusztikai mintázat a főtengely egyenetlen járásából adódik, azonban ezt a hatást más károsodások is előidézhetik. Ez azt jelenti, hogy több hibaoknak is egyforma a spektrális eloszlása. Ebből következik, hogy az FFT spektrum analízis eredménye nem közvetlenül a gyökérokra, azaz a hibás komponensre mutat rá, hanem sokkal inkább a meghibásodás következményét (tünetét) tudjuk vele megfigyelni.

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 acéllemezen 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 időkésés helyes nagyságrendje miatt, valamint a zavaró magas frekvenciás komponensek eltávolítása miatt a nyers időjeleket 1 – 10 kHz tartományban újra kell mintavételezni. A nagyon magas frekvenciájú jelnek a keresztkorrelációs függvénye finom, gyorsan oszcilláló, emiatt a csúcsok nehezen azonosíthatók. Sávszűrés elvégzésével a jelben lévő időstruktúra stabilabb maximumot ad a keresztkorrelációban, mivel csökkenti a nagyfrekvenciás zajt és a rezonancia hatásait.

A keresztkorreláció elvégzése előtt kihagyhatatlan lépés a prewhitening. A gépészeti rendszerek rezgésjeleiben gyakoriak az erősen domináns frekvenciakomponensek (pl. forgási

harmonikusok, szerkezeti rezonanciák). A domináns frekvenciák túlsúlya miatt a keresztkorreláció eltorzul és nem a valódi időkésés-információt tükrözi. A prewhitening kiegyenlíti a jel és a zaj spektrumát, így a keresztkorreláció nem egy-két frekvenciára lesz érzékeny. A kezdetben nyers időjelek alakja a rezgéshullám fázissebességének diszperziója, a visszaverődések és háttérzaj miatt elnyújtott. Az időjel „kifehérítése' után a jelalak sokkal jobban hasonlít az ideális impulzus jelalakra, így a keresztkorreláció elvégzéséhez szükséges „kifehérített" jelalak lehetővé teszi az időkésés pontos meghatározását. Ideálisabb jelalak alatt azt értjük, hogy a kifehérített jelben egyértelműen megtalálhatók az impulzusok kezdődései időben, így egymáshoz képesti eltolódásuk hibamentesen azonosítható. Érdemes a prewhitening hatását az autokorrelációs függvény értékeinek vizsgálatával igazolni, hiszen a jel előfeldolgozásának célja, hogy megszüntesse az időjel strukturáltságából származó belső függést.

Az időkésésen 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 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 időkéséseket. Ezután az SX módszer a szükséges bemeneti adatok függvényében (hanghullám terjedési sebesség, szenzorok pozíciója, időkésés) 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 TDoA forráslokalizációs módszer által produkált eredmény befolyásolási tényezőinek vizsgálata a mérés pontosságát érintő paraméterek elemzésére vonatkozik. A fejezet célja, hogy megértsük, mi befolyásolhatja az algoritmus bemenetét képező mennyiségeket, és hogy ezek milyen hatással vannak a mérési eredményekre. A fejezet alapját főleg webes források képezik [82] – [85], amelyek alapján a módszer megbízhatóságát leginkább a felhasznált jelek több útvonalon való terjedése befolyásolja.

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:

$$c_T = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \tag{30}$$

ahol

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \tag{31}$$

a nyírási modulus.

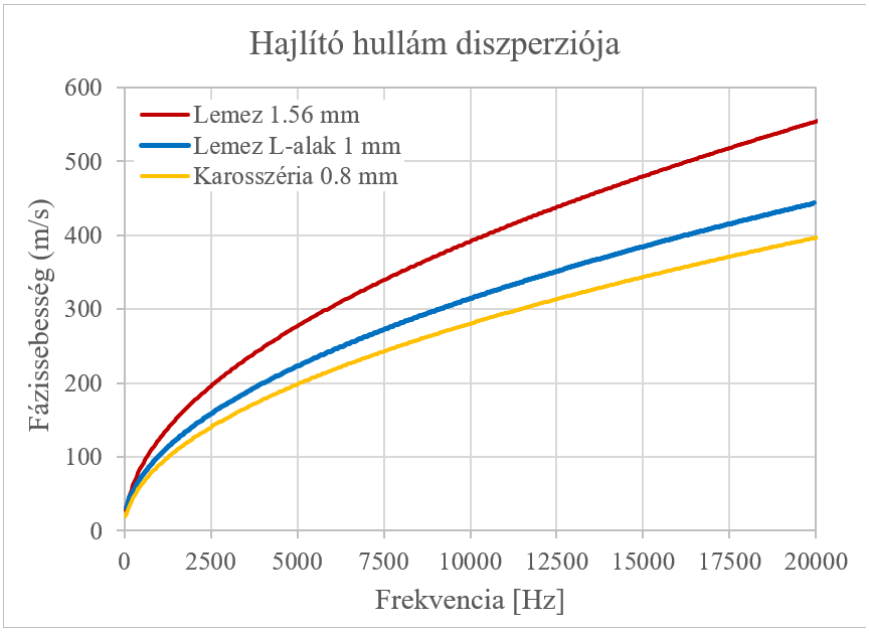
Ezzel a formulával a terjedési sebesség acélokban $c_T = 3200\ m/s$. Másfelől, lemezszerű alkatrészekben - mint amilyenek a vizsgált karosszéria elemek is – a terjedési sebesség erősen frekvenciafüggő. A hang terjedési sebességének frekvencia függését diszperziónak nevezzük. A lemezszerű alkatrészekben létrejövő hullámok fázissebessége az alábbi módon számítható [86]:

$$c_B = \sqrt{\omega} \cdot \sqrt[4]{\frac{B}{\rho h}} \cdot \tag{32}$$

ahol

$$B = \frac{h^3}{12} \cdot \frac{E}{1-\nu^2} \tag{33}$$

a hajlítási merevség.



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

A számításokat elvégezve $h = 1.56$ és $0.8\ mm$; $E = 210 \cdot 10^3\ MPa$; $\nu = 0.3$; $\rho = 7850\ kg/m^3$ paraméterekkel a terjedési sebességre a 9.1.1 ábrán látható frekvencia függő görbe adódik. 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 adatpárok számát jelenti. Ez értelemszerűen az időbeli felbontás, azaz két adatpont mintavételezése között eltelt idő. A térbeli felbontás meghatározásához a két minta

vételezése között eltelt időt 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 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 cm-t 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 rezgésgyorsulás szenzorok egymáshoz viszonyított relatív pozícióját értjük. Amennyiben a forrás a szenzorok által körülhatárolt konvex alakzaton belül van, abban az esetben a lokalizáció várható pontossága magas lesz. Ha az 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.

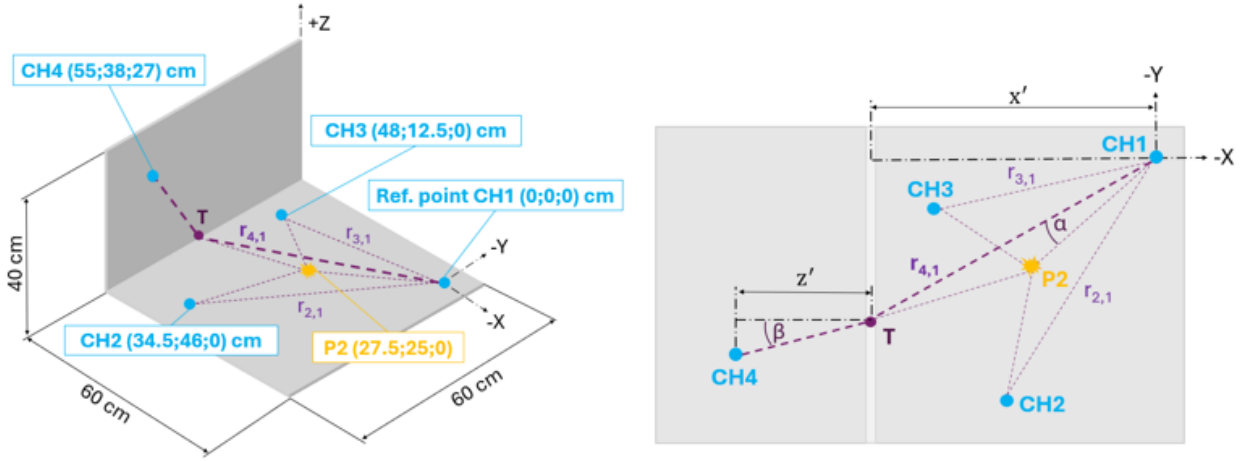
d. Visszaverődés és háttérzaj hatása. Ha a közvetlen rálátás (LOS) feltétele nem teljesül, akkor a rezgéshullám a szenzorokba csak reflexió révén, egyszerre több útvonalon tud eljutni. Minden egyes visszaverődés egy újabb zajforrásnak tekinthető, amelyek az időjelben további csúcsokként jelennek meg, ezzel megnehezítve a pontos időkésések 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 - egy adott közegen belül állandó sebességgel - 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.

e. Modulált jelek. Annak érdekében, hogy a felvett időjelek egymáshoz képesti eltolódását, azaz a szenzorokba való beérkezésüknek időkülönbségét meghatározzuk, a jelnek nem szabad véletlenszerű struktúrával rendelkeznie. A rezgésforrások véletlenszerű fehér zajt is bocsátanak ki,

amely struktúrája nem teszi lehetővé az eljáráshoz szükséges időkésések 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 periodicitást nem képes áthidalni.

9.2 AZ SX ALGORITMUS MÓDOSÍTÁSA

Az elkövetkezendő alfejezetekben a hierarchikus modellalkotás eredményeként létrehozott kísérleti objektumokon végzett vizsgálatok során kapott eredményeket mutatjuk be. Figyelembe kell vennünk, hogy bizonyos szerkezeti struktúrák, illetve alakzati változások megváltoztathatják a rezgéshullámok terjedési tulajdonságait. Az algoritmus jelenlegi formájában nem képes a hullámterjedés változásának követésére, annak ellenére, hogy ilyen hatások gyakran előfordulhatnak a mérnöki gyakorlatban. A TDoA eredeti alkalmazásában az impulzushullám terjedési közege állandó és homogénnek tekintett. Ennek vizsgálatára elkészítettünk egy L-alakban meghajlított vékony (1 mm) acéllemezt (9.2.1 ábra). A teszt objektum részletes jellemzése és a TDoA lokalizáció eredménye a 9.4 fejezetben olvasható.



9.2.1 ábra. *A mérési és gerjesztési pontok koordinátái a hajlított acéllemezen és a lemez kiterített nézete*

Mivel a hajlítási sugár és a lemezvastagság aránya kellően kicsi ($R/h \leq 3$), feltételezzük, hogy a hajlítási pontban a terjedő rezgéshullám átalakulása bekövetkezik, vagyis a kezdetben transzverzális hullám a hajlítási élt követően longitudinális hullámként terjed tovább [87] – [89]. A vízszintes lemezszakaszon a jel $r_{2,1}$ távolságot tesz meg $d^t_{2,1}$ időintervallum alatt, $c^t_{2,1}$ terjedési sebességgel, amely a transzverzális hullámra jellemző. A másik, függőleges szakaszon (CH4 mérési pont és P2 gerjesztési pont között) a jel $r_{4,1}$ távolságot tesz meg $d^t_{4,1} + d^l_{4,1}$ idő alatt, $c^t_{4,1} + c^l_{4,1}$ sebességekkel, amelyek a transzverzális és longitudinális hullámkomponenseknek felelnek meg. A gerjesztési pont (P2) a vízszintes lemez közel középpontjában helyezkedik el. A CH2 és CH3 szenzorok, valamint a referencia szenzor (CH1) közötti távolságok az alábbiak szerint definiálhatók:

$$r_{2,1} = c^t_{2,1} \cdot d^t_{2,1} \tag{34}$$

$$r_{3,1} = c^t_{3,1} \cdot d^t_{3,1} \tag{35}$$

A függőleges lemezen elhelyezett CH4 szenzor és a referencia szenzor (CH1) közötti távolság:

$$r_{4,1} = c_{4,1}^{t} \cdot d_{4,1}^{t} + c_{4,1}^{l} \cdot d_{4,1}^{l} \tag{36}$$

A (36) egyenletből látható, hogy a mérésből meghatározott teljes időeltolás $d_{4,1}$ két ismeretlen komponensből áll, amelyek különböző terjedési sebességekhez tartoznak. A jobb áttekinthetőség érdekében a lemezt kiterítve vizsgáljuk. A terjedési szögek (α, β) kizárólag szemléltetési célt szolgálnak, a jelterjedés pontos útvonalát nem ismerjük. A modell alapján az $r_{(i,1)}$ távolságok geometriai összefüggések segítségével is kifejezhetők:

$$c_{4,1}^{t} \cdot d_{4,1}^{t} = \frac{x'}{\cos\alpha} \tag{37}$$

$$c_{4,1}^{l} \cdot d_{4,1}^{l} = \frac{z'}{\cos\beta} \tag{38}$$

A következőkben a longitudinális és transzverzális hullámok terjedési kapcsolatát vizsgáljuk. A longitudinális hullám terjedési sebessége:

$$\left(c_{i,1}^{l}\right)^2 = \frac{E(1-\nu)}{\rho(1+\nu)(1-2\nu)} \tag{39}$$

A transzverzális hullám terjedési sebessége:

$$\left(c_{i,1}^{t}\right)^2 = \frac{G}{\rho} = \frac{E}{2\rho(1+\nu)} \tag{40}$$

Az acélra jellemző 0.3 Poisson-tényezőt behelyettesítve a fenti egyenletekbe az alábbi összefüggés adódik:

$$c_{i,1}^{l} = 1{,}87 \cdot c_{i,1}^{t} \tag{41}$$

Ez az összefüggés (41) kapcsolatot teremt a két hullámtípus terjedési sebessége között. Fontos megjegyezni, hogy a transzverzális hullám diszperzív jellege miatt a képlet egy adott, állandó frekvenciára érvényes. A longitudinális hullám sebessége kizárólag az anyagjellemzőktől és a geometriai paraméterektől függ. Ezt az összefüggést behelyettesítve az (36) egyenletbe, $r_{4,1}$ a következő alakban írható fel:

$$r_{4,1} = c_{4,1}^{t}(d_{4,1}^{l} + 1{,}87 d_{4,1}^{t}) \tag{42}$$

$$d_{4,1} = d_{4,1}^{l} + d_{4,1}^{t} \tag{43}$$

Az (42) és (43) egyenletrendszer két ismeretlent tartalmaz ($d_{4,1}^{l}$ és $d_{4,1}^{t}$), ezért a teljes megoldáshoz egy aránypárt kell bevezetni peremfeltételként:

$$\lambda = \frac{d_{4,1}^{t}}{d_{4,1}^{l}} \tag{44}$$

Behelyettesítés és egyszerűsítés után a végső alak:

$$r_{4,1} = c_{4,1}^{t} \cdot \frac{1 + 1{,}87\lambda}{1+\lambda} \cdot d_{4,1} \tag{45}$$

A (37) és (38) egyenletek felhasználásával λ kifejezhető:

$$\lambda = \frac{1{,}87 \cdot x' \cdot \cos\beta}{z' \cdot \cos\alpha} = \frac{d_{4,1}^{t}}{d_{4,1}^{l}} \tag{46}$$

Az ismeretlen λ konstans akkor határozható meg, ha teljesül az alábbi feltétel:

$$x' \cdot \cos\beta = z' \cdot \cos\alpha \tag{47}$$

Ez egy geometriai feltételt jelent, amely szerint a transzverzális és longitudinális hullámok azonos úthosszon kell terjedjenek. Figyelembe véve a (41) egyenletet, valamint a hang állandó terjedési

sebességét, a (47) egyenlet felhasználásával az időarány − azaz a peremfeltételi λ paraméter − értéke:

$$\lambda = \frac{d_{4,1}^{t}}{d_{4,1}^{l}} = 1{,}87 \tag{48}$$

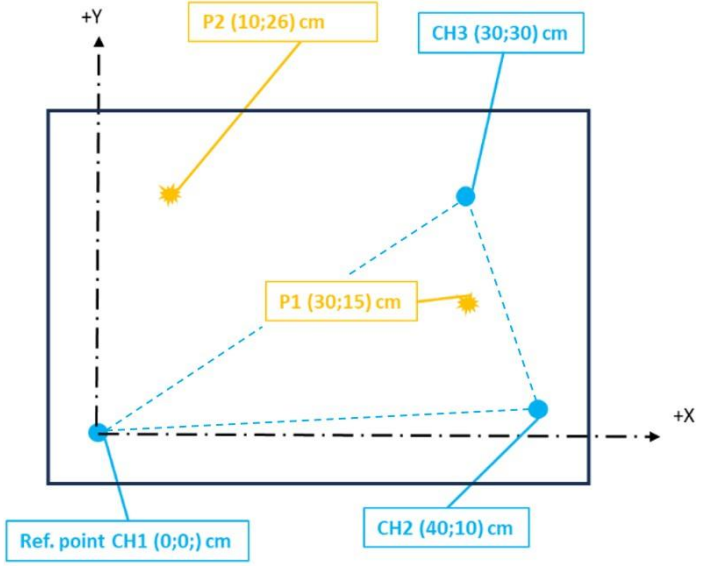
Ebből következően:

$$r_{4,1} = 1{,}56 \cdot \left(c_{4,1}^{t} \cdot d_{4,1}\right) \tag{49}$$

Ez az összefüggés akkor érvényes, ha a CH4 szenzor és a CH1 referencia szenzor egyenlő távolságra van a hajlítási ponttól (T). Ezzel a 3D problémát 2D-ra redukáltuk és a rezgéshullám terjedési sebességeinek eltéréséből származó hibát egy λ parameter bevezetésével vesszük figyelembe.

9.3 TDOA VIZSGÁLAT ACÉLLEMEZEN

A vizsgálatok során az volt a célunk, hogy először egy egyszerű szerkezeten, például téglalap alakú lemezen végezzünk vizsgálatokat. Az egyszerűsített modell (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 9.3.1 ábrának megfelelően három meghatározott pozícióban helyeztünk el gyorsulásmérőket a szerkezetre. Az egyik gyorsulásmérőt (CH1) (0;0) cm koordinátákkal határoztuk meg referenciapontnak.

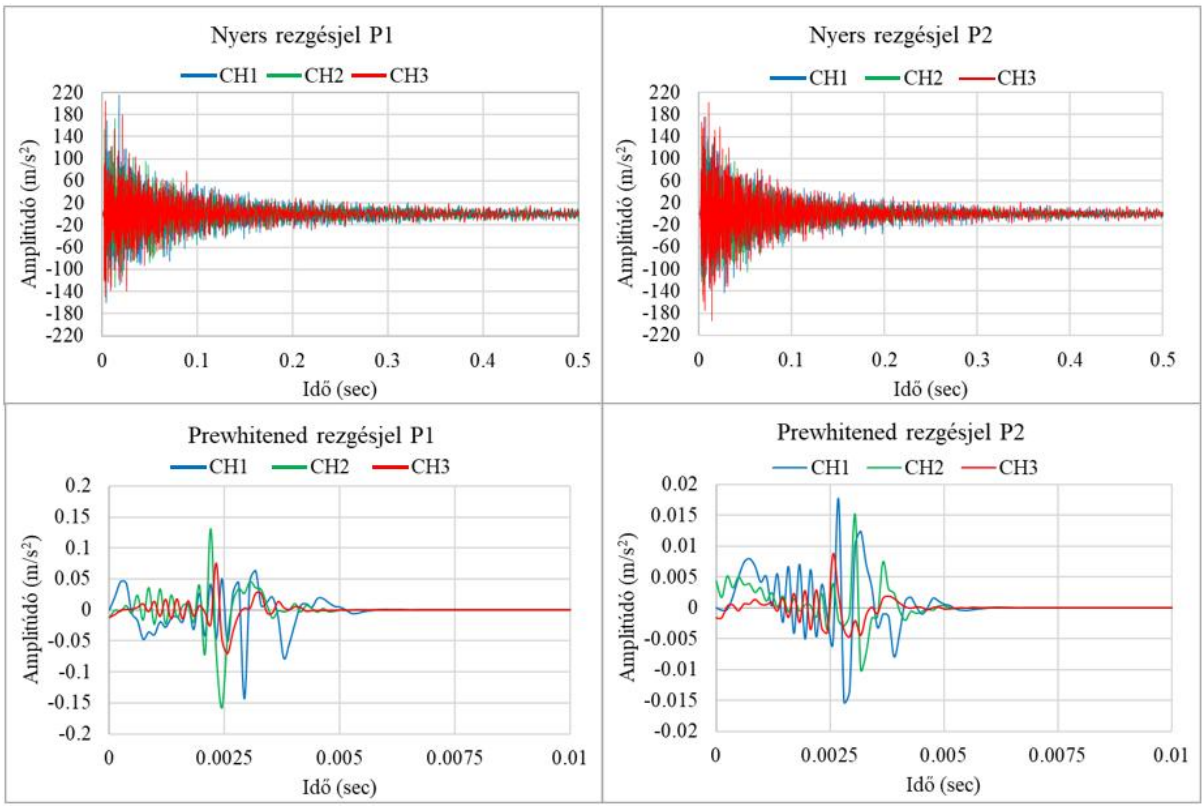


9.3.1 ábra. *Mérési és gerjesztési pontok koordinátái a sík acéllemezen*

A referencia ponton lévő érzékelő sarokpontra helyezésekor a koordinátarendszerben lévő elemek pontos és egyszerű meghatározhatósága volt a szempont. 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). A lemezt a vizsgálat során a négy sarkához illesztett szivacson helyeztük el.

A mérés során tehát ütést adtunk le a P1 és P2 pontokban majd a rezgésgyorsulás érzékelőkkel (CH1…CH3) felvettük az impulzusválaszt. A rögzített, nyers időjelek első néhány

tized másodpercét mutatja a 9.3.2 ábra. 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 együtthatójának maximuma adja meg a késés időértékét.

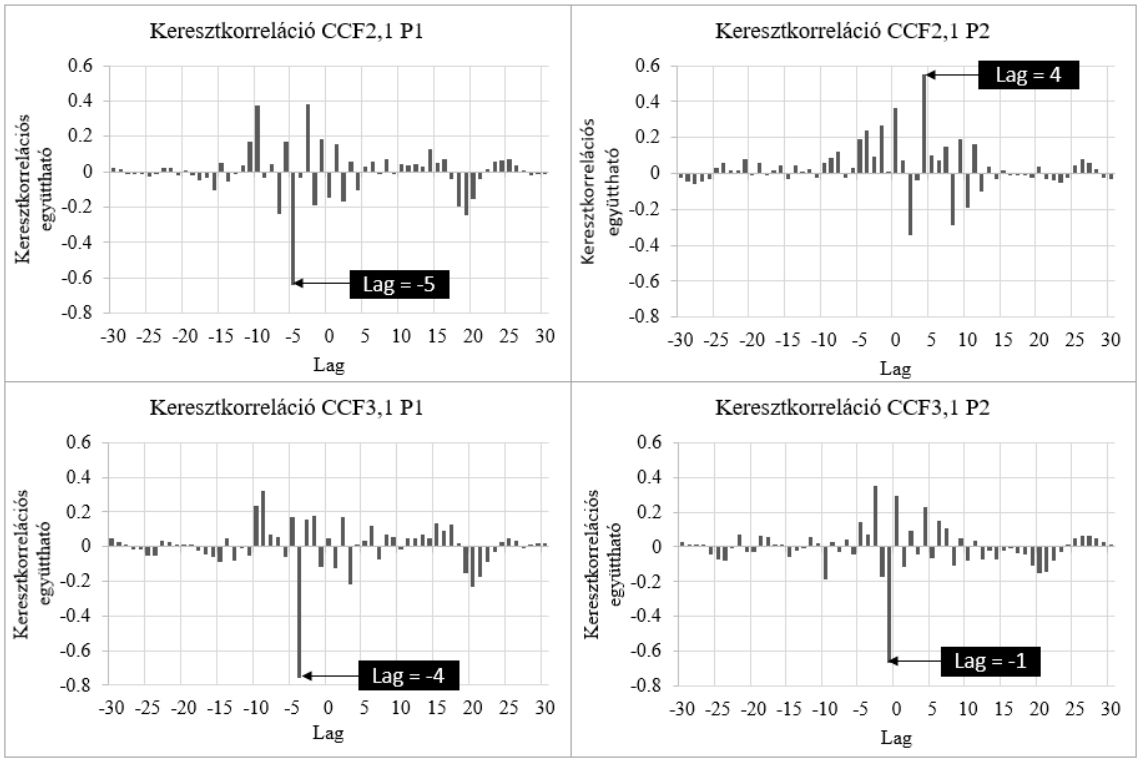


9.3.2 ábra. *A P1 és P2 pontbeli gerjesztésre adott CH1, CH2, CH3 impulzusválaszok (kék, zöld, piros) nyers időjelei és a prewhitened rezgésjelek*

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 $-4.882 \cdot 10^{-4}$. A negatív előjelet a korreláció számítás iránya adja. Fizikailag a CH3 mérési pont némileg közelebb helyezkedik el a P1 gerjesztési ponthoz képest, így érthető, hogy az időkésés kisebb értékű, hiszen hamarabb éri el a rezgésjel a mérési pontot. A keresztkorrelációs függvényeket a 9.3.3 ábra mutatja a gerjesztési pontok figyelembevételével. Értelmezése a következő: a keresztkorrelációs függvény maximum helyén lévő lag érték tartalmazza a keresett időkésést. A lag másképpen rendszeres módon és állandó periódussal rögzített események között eltelt időintervallumot jelenti. Esetünkben egy perióduskénta mintavételezési frekvencia reciproka fogható fel, amely 8192 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 időkésések abszolút értékei a referencia pont, gerjesztési pont és mérési pontok geometriai elhelyezkedésének figyelembevételével ismét logikusnak tűnnek.

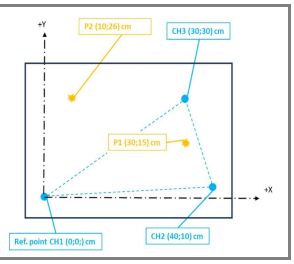
A következő lépés a hajlító hullám terjedési sebességének meghatározása, amely az arra érvényes egyenletből történik. A GNUOctave program bemeneti értékei tehát az időkésések értékei külön P1 és P2 gerjesztési pontokhoz tartozóan, valamint homogén hullámterjedést

feltételezve $c_b = 354\ m/s$ hullám fázissebesség. A P1 és P2 forrás koordinátára kapott eredményeket a 9.3.1 táblázat közli.



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

A P1 (X30; Y15) helyen leadott impulzus koordinátája X-irányban 0,5 cm és Y-irányban 0.6 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 (9.5) is láthatunk.

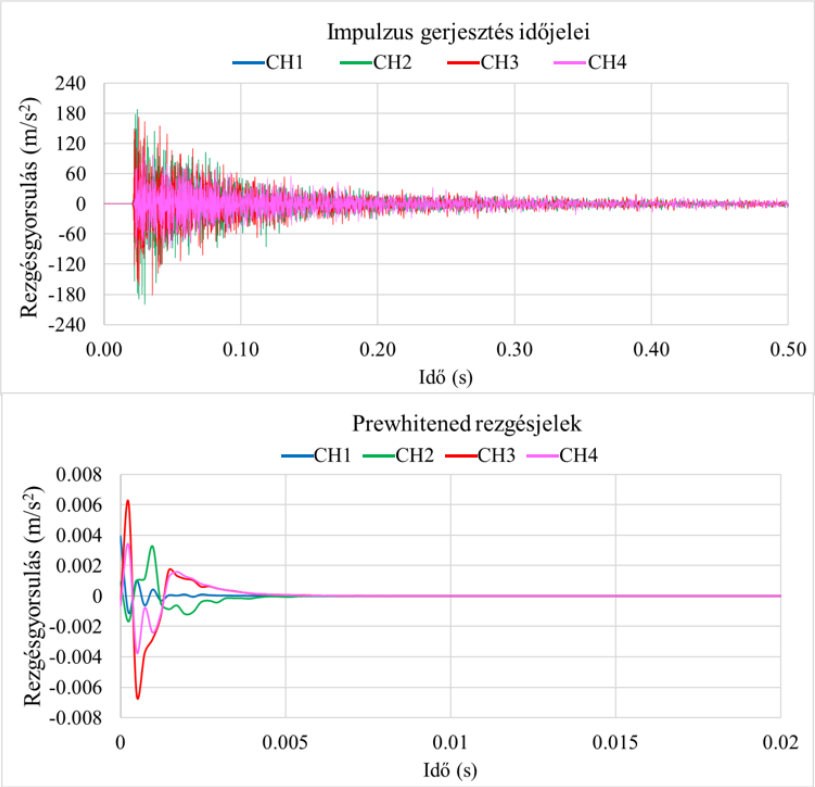
Gerjesztési pont	**Időkésés (sec)**		**Koordináta (cm)**		
	$d_{2,1}$	**$d_{3,1}$**	**X**	**Y**	
P1 (30;15)	0.000610	0.000488	29.5	14.4	
P2 (10;26)	0.000488	0.000122	25.9	0.07	

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

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.

9.4 TDOA VIZSGÁLAT HAJLÍTOTT ACÉLLEMEZEN

A vizsgálatok folytatásaként egy 90°-ban 60-40%-os arányban meghajlított L-alakú lemezt alakítottunk ki (lásd a 9.2.1 ábrát). A hajlítási sugár 2 mm (R). A lemez geometriai méretei a következők: szélesség W = 60 cm, magasság L = 100 cm, vastagság h = 1 mm. A lemez anyaga acél. A vizsgálat célja a TDoA módszer alkalmazhatóságának ellenőrzése 3D szerkezet esetén és a módosított algoritmus működő képességének igazolása.



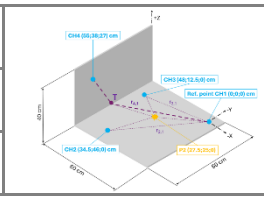
9.4.1 ábra. *Az L-alakú lemez P2 pontbeli gerjesztésre adott CH1, CH2, CH3, CH4 impulzusválaszok (kék, zöld, piros) nyers időjelei és a prewhitened rezgésjelek*

Az előzőekhez hasonlóan a P2 gerjesztést szintén mesterségesen, impulzuskalapács segítségével hoztuk létre. Az előző kísérletből tanulva a szenzorpozíciókat a geometriai feltétel teljesülésével választottuk meg. A lemezt sík felületen helyeztük el, négy sarkában pedig szivaccsal támasztottuk alá. A mérési elrendezésből egyértelműen látható, hogy a 9.2 pontban definiált szimmetria feltétel (matematikai peremfeltétel) nem teljesült. Mivel a lemezt homogénnek és izotrópnak tekintjük és az ütés közel pontszerű, valamint a lemez méreteiből adódóan P2 messze van a lemez széleitől, ezért feltételezzük, hogy a rugalmas rezgéshullámok koncentrikus körök formájában terjednek. A hajlítási pontban megtörő hullám T pontját így (55; 25) cm koordinátán képzeljük el. A feltételezett hullámtörési pont koordinátájának ismeretében trigonometrikus összefüggésekből számítható a CH4 szenzor ideális, szimmetria feltételt kielégítő pozíciója: CH4 (110; 51) cm. Az így kiszámított CH4 szenzorpozíciót használtuk a forrás lokalizációs rutin futtatásakor, hogy a fizikai geometriai eltérésből adódó hibát korrigáltuk.

A P2 pontban gerjesztett impulzus nyers időjelének első 0.5 másodpercét a 9.4.1 ábra mutatja. Az időjel alakja tükrözi egy tipikusan tranziens jel viselkedését. Az ütés

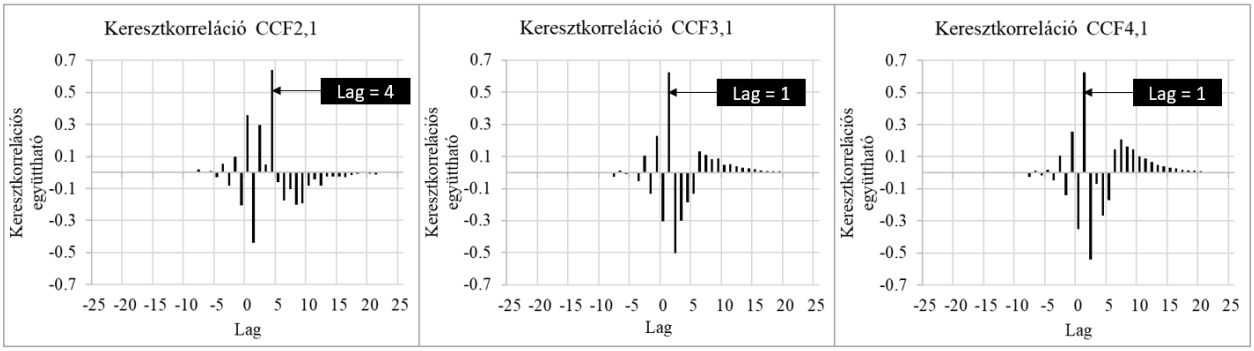
impulzusválaszának időjele rövid, nagy amplitúdójú kezdeti kitéréssel indul, majd a többfrekvenciás hullámcsomag exponenciálisan lecseng, néhány periódus után elhal.

A keresztkorrelációs függvényekből kapott időkésések a CH1 referencia ponthoz képest CH2 esetén $9.765 \cdot 10^{-4}$ sec; CH3 esetén $2.441 \cdot 10^{-4}$ sec és CH4 esetén szintén $2.441 \cdot 10^{-4}$ sec. Az alulmintavételezési frekvencia 4096 Hz. A hajlító hullám terjedési sebessége ezen a frekvencián 1 mm vastag lemez esetén $c_b = 200\ \mathrm{m/s}$. A szimmetriai feltétel megsértéséből származóan a hullámnak kb. 31 cm-tel kellene többet utaznia a CH4 szenzorpozícióig átlag 1.56 200 m/s sebességgel. Az eltelt idő a többlet úthosszon megjelenik az időkésés meghatározásánál is. A pontos hibakorrekcióhoz a geometriai eltérésen kívül az időkésés eltérését is figyelembe kellene venni, azonban ez elméleti számításból nem becsülhető meg.

Gerjesztési pont	**Időkésés (sec)**			**Koordináta (cm)**		
	$d_{2,1}$	**$d_{3,1}$**	**$d_{4,1}$**	**X**	**Y**	
P2 (27.5;25)	0.000976	0.000244	0.000244	22.5	27.5	

9.4.1 táblázat. *Az L-alakú lemez gerjesztési pontjainak SX módszerrel való számítási eredményei (X és Y koordináta)*

A korrigált CH4 szenzorkoordináta és $r_{4,1}$ módosított összefüggésében a λ paraméter alkalmazása nélkül a P2 pont X irányú koordinátájában 13 cm torzítás keletkezik. A hajlítási élben keletkező hullámtranszformáció végbemenetelét egyéb eszközökkel nem tudtuk kimutatni, azonban a képlet helyes működése egy jó indikátora annak, hogy a transzverzális hullám átalakulhatott terjedés közben. Az eltérő hullámsebességekből eredő pontatlanságot a módosított algoritmus képes tompítani. Az eredményt a 4 szenzoros számításra vonatkozóan táblázatos formában közöltük (9.4.1 táblázat).



9.4.2 ábra. *Az L-alakú lemezen a P2 hely gerjesztése során a mérési pontokból (CH1…CH4) képzett keresztkorrelációs függvények*

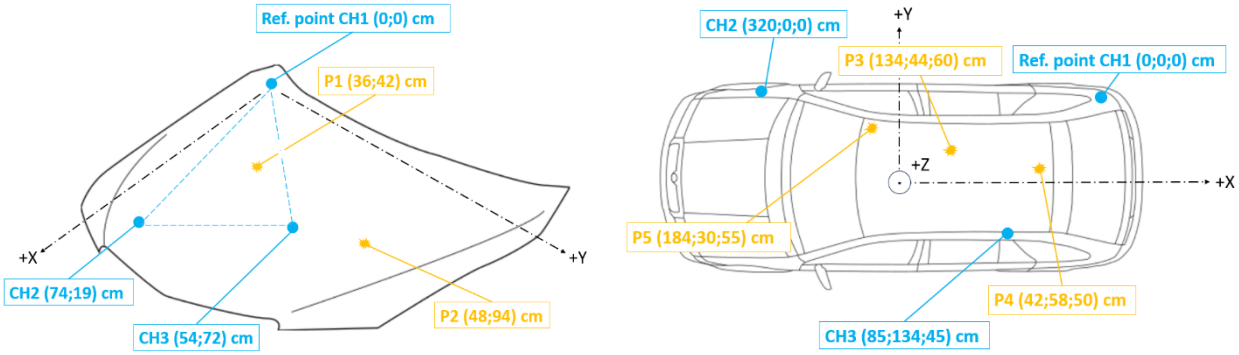
Az X irányban viszonylag nagy, 5 cm-es eltérés mutatkozik, míg Y irányban az eredmény elfogadható, 2.5 cm-en körül mozog. A síklemez modellhez képest tehát nagyobb eltérést tapasztaltunk a P2 forrás koordináta meghatározásakor. Az alkalmazott korrigált számítási módszer az eredeti összefüggésekhez viszonyítva mintegy 60%-os javulást mutat a koordináták számított értékeiben. Figyelembe kell vennünk, hogy a szimmetria feltétel megsértése miatt használt koordináta korrekció a hullámtörési (T) pont feltételezett pozíciójából fakad, a valóságban azonban nem ismert a hullám pontos útja az ütési pont és szenzorok között. Ezen felül a λ konstans bevezetése egy meglehetősen durva közelítésnek tekinthető a hullámtípusok különböző sebességeinek kezelésére. A forráslokalizációs módszer egy kritikus eleme az időkésés helyes

meghatározása, viszont a CH4 szenzorpozícióhoz tartozó időeltérés korrigálása elméleti úton kellő pontossággal nem lehetséges.

A mechanikai modell komplexitásának fokozásával megjelennek a módszer eredeti alkalmazásában nem jellemző, szilárd testekben lezajló fizikai hullámterjedéssel kapcsolatos problémák. Ennek orvoslására továbbfejlesztettük a jelenleg alkalmazott SX módszert. A matematikai háttérapparátus módosítása figyelembe veszi az eltérő hullám típusok különböző terjedési tulajdonságait, azonban a gyakorlati alkalmazhatóságot megnehezítő szimmetria feltétel bevezetésével. Végeredményben, a vizsgált mechanikai modell bonyolultságának kismértékű változása is az általunk kifejlesztett TDoA forráslokalizációs rutin eredményének növekvő pontatlanságához is vezet, amely eltérést teljes mértékben a módszer jelenlegi formájában nem képes kiküszöbölni.

9.5 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 megpróbáltuk reprodukálni azt a karosszéria elemeken. A mérési elrendezés sematikus ábráját és a mérési, valamint a gerjesztési pontokat a 9.5.1 ábra mutatja. A motorháztető a mérések során rendeltetésszerű helyéről nem lett elmozdítva.

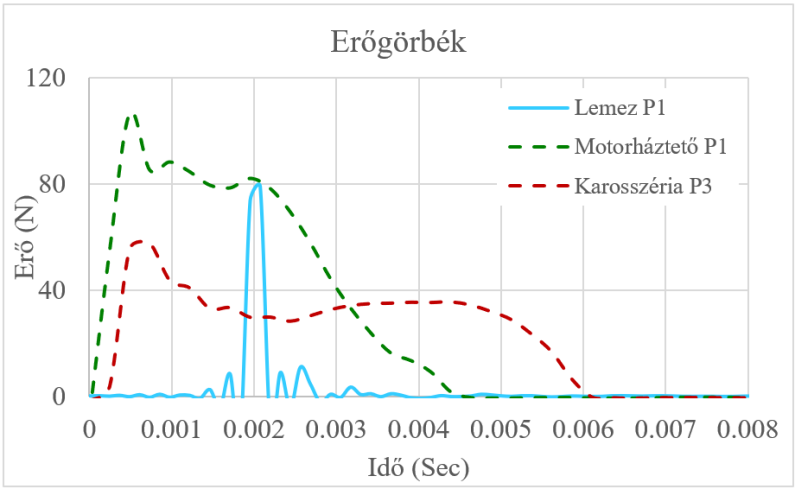


9.5.1 ábra. *Mérési és gerjesztési pontok koordinátái a motorháztetőn és teljes karosszérián*

A lemez méréshez hasonlóan P1, P2, P3, P4, P5 pontokban gerjesztjük egy impulzus kalapács segítségével a karosszéria elemeket. A rezgésgyorsulás érzékelőkkel (CH1, CH2, CH3) rögzítjük a nyers időjelet és erőgörbét. A jel újramintavételezése ebben az esetben 4096 Hz-el történt. A koordinátákból látszik, hogy a motorháztetőn kétdimenziós 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.

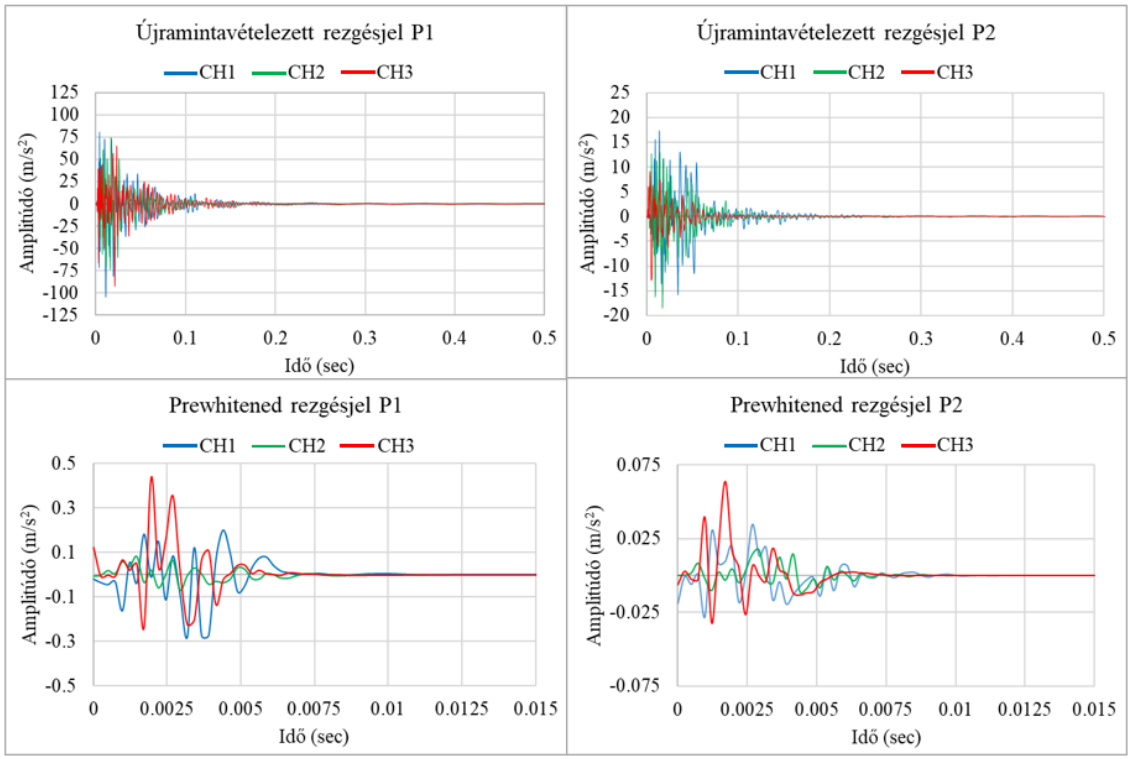
A mérési eredmények bemutatását az előző fejezet analógiájára készítjük el. A következő bekezdésekben a motorháztetőn végzett vizsgálati eredményeket tárgyaljuk. Összehasonlítva ezeket a lemez mérésnél kapott jelekkel elmondható, hogy a rezgésjelek lecsengése és az erőgörbe karakterisztikája is megváltozott, amely a lemez és motorháztető anyagtulajdonságából és

geometriájából származó különböző csillapítási tulajdonságok eredménye. A mérési idő teljes hosszában vizsgálva a jelalakokat látható, hogy a motorháztetőn létrehozott impulzus kb. 0.2 másodperc után, míg a sík lemezen leadott gerjesztés csak kb. 0.5 másodperc után cseng le teljesen. Az erőgörbék lefutásai között is karakterisztikabeli különbség van. A gerjesztés lemezen ébredő erejének lecsengési ideje kb. $1 \cdot 10^{-3}$ másodperc, míg a motorháztető gerjesztési erejének lecsillapodásához P1 pont esetén $4 \cdot 10^{-3}$ másodperc, P2 pont esetén pedig legalább $8 \cdot 10^{-3}$ másodperc szükséges.



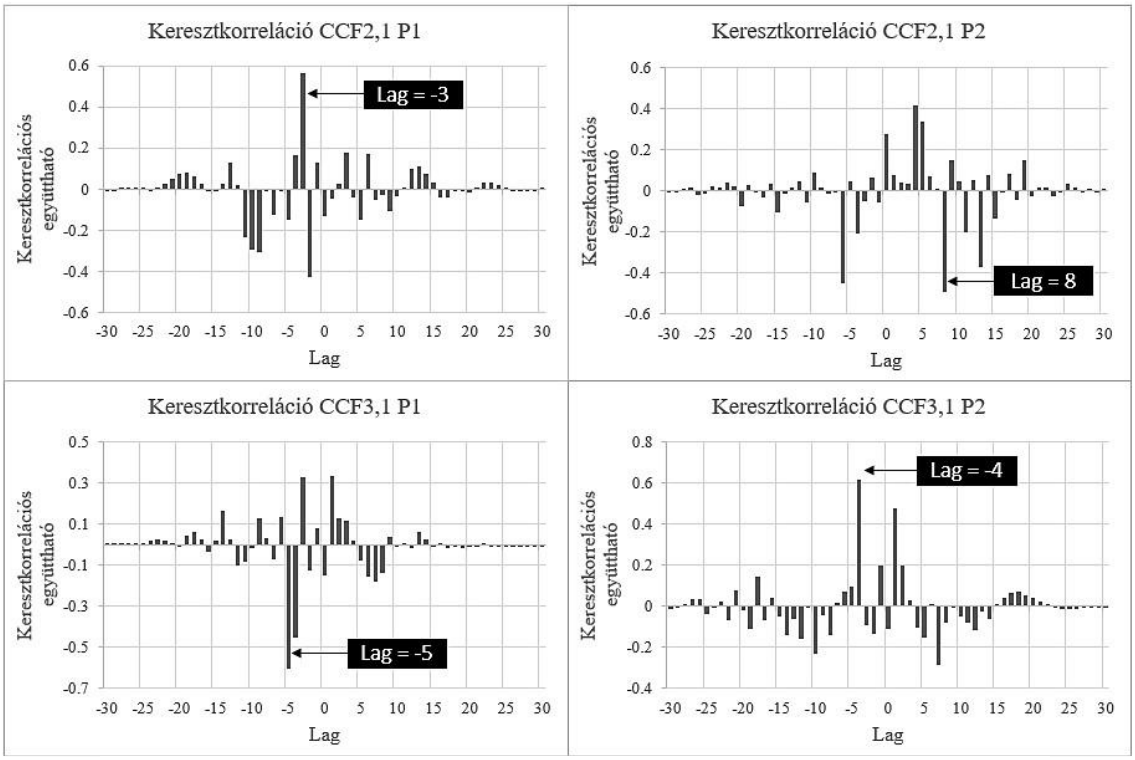
9.5.2 ábra. *Az erőgörbék karakterisztikái a lemez és motorháztető, karosszéria mérések során*

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.



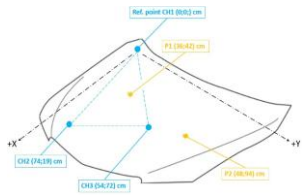
9.5.3 ábra. *Az motorháztetőn mért impulzusválaszok CH1, CH2, CH3 időjelei 4096 Hz újramintavételezés után és a prewhitened rezgésjelek*

A forráslokalizációs módszer folyamatának megfelelően a következő lépésben az egyes vevők közötti időkésések meghatározása a keresztkorrelációs függvény előállításával történik. A Gauss-féle fehér zajtól elválasztott impulzus jelek (CH2, CH3) referencia vevőhöz (CH1) képesti időkésés értékeit a keresztkorrelációs együttható függvényében a 9.5.4 ábra mutatja.



9.5.4 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 időkésés, 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.

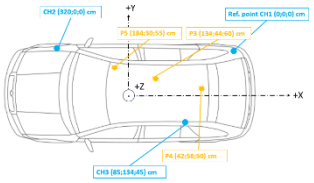
Gerjesztési pont	**Időkésés (sec)**		**Koordináta (cm)**		
	$d_{2,1}$	$d_{3,1}$	**X**	**Y**	
P1 (36;42)	0.000732	0.001221	37.06	41.20	
P2 (48;94)	0.00195	0.000976	50.73	30.07	

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

Az előző méréssorozatra visszautalva most is rá kell világítanunk a szenzorok és impulzus pontok egymáshoz képesti relatív pozícióinak fontosságára. A motorháztetőn végzett kísérletnél is alkalmaztunk olyan gerjesztési pontot, amely az objektumon elhelyezett rezgésgyorsulás érzékelők által körülhatárolt geometriai háromszögön kívül esik. Emiatt a P2 gerjesztési pont

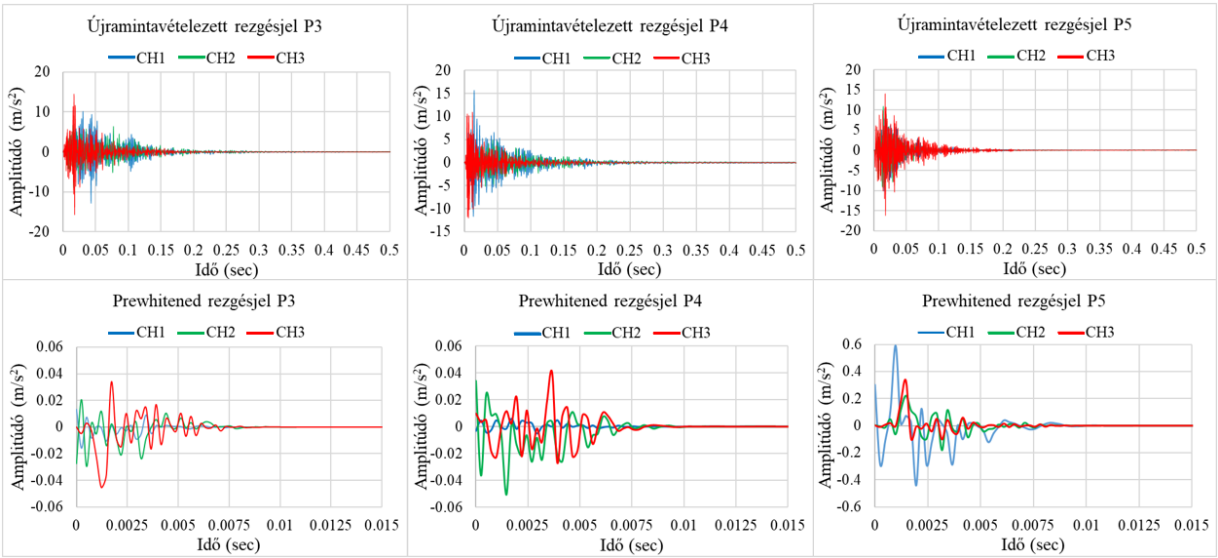
helyzetének meghatározása ebben az esetben sem volt lehetséges. Mindazonáltal, amennyiben a geometriai feltétel teljesül, akkor a forrásmeghatározás egészen pontos lehet. A P1 pont X-irányú pozícióját 1 cm, Y-irányú pozícióját pedig 0.8 cm pontossággal határoztuk meg.

Az elkövetkezőkben a teljes karosszérián elvégzett mérések eredményei kerülnek bemutatásra. Az előzőekkel elletétben a gyorsulásérzékelőket különböző karosszéria elemekre helyeztük el térbeli elrendezésben, ahogyan azt a 9.5.1 sematikus ábra is mutatja. A jel-kondicionálás folyamata teljes egészében megegyezik a motorháztető kapcsán közölttel. A végeredményt a következő táblázat foglalja össze:

Gerjesztési pont	Időkésés (sec)		Koordináta (cm)		
	$d_{2,1}$	$d_{3,1}$	X	Y	
P3 (134;44;60)	0.000244	0.000976	162.16	10.85	
P4 (42;58;50)	0.000488	0.00292	163.94	37.90	
P5 (184;30;55)	0.00195	0.00048	177.5	7.33	

9.5.2 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 motorháztetőn történt méréshez képest több minden is változott. Mielőtt ezeket sorra vesszük, vizsgáljuk meg a felvett jeleket és az azokból képzett keresztkorrelációs függvényeket.

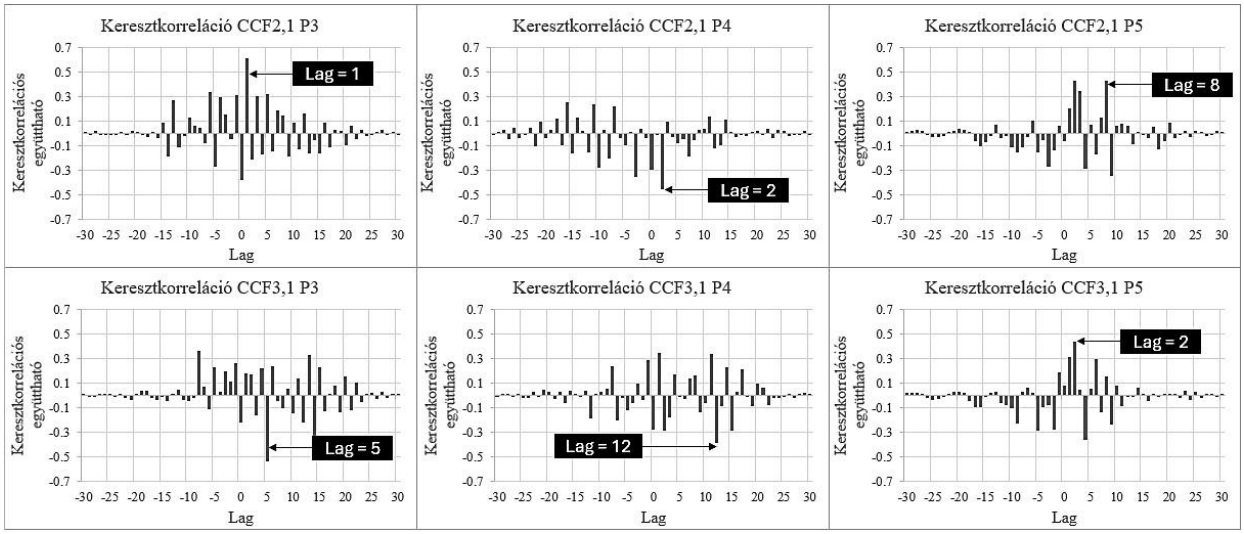


9.5.5 ábra. *A teljes karosszérián mért impulzusválaszok CH1, CH2, CH3 időjelei 4096 Hz újramintavételezés után és a prewhitened rezgésjelek*

A bevitt erő nagysága és lecsengési ideje egy nagyságrendben van a motorháztetőn alkalmazott gerjesztések erőivel és azok lefutási idejével. Figyelembe véve a 9.5.2 ábrát, a kísérletek során az erő 50-100 N között változott az ütési ponttól függően. A gerjesztések

lecsengési ideje pedig 0.002 másodperc volt. Nagyságrendi összehasonlítás alapján a bevitt ütések egymáshoz hasonlók, így a gerjesztéseket viszonylag jól reprodukáltuk a különböző karosszéria elemeken.

A TDoA módszer lokalizációs pontossága legnagyobb mértékben az időkésés meghatározásának pontosságától függ. Szemügyre véve a kiszámított keresztkorrelációs függvényeket – főleg a P4 és P5 gerjesztési pontok esetében – jól látszik, hogy az időkésések meghatározása nem teljesült olyan magabiztossággal, mint az előző mérések (lemez, motorháztető) esetében. A keresztkorrelációs függvényekből nem származtatható egyértelműen az időkésés érték, mert a keresztkorrelációs együtthatónak több maximum helye is van. A keresztkorrelációs együttható értékének alakulását különböző időeltolódásoknál nagy mértékben befolyásolja a jelek előfeldolgozásakor a Winter's módszerhez és az ARIMA modell alkotáshoz használt paraméterek megválasztása. Ezen paramétereket a fehéríteni kívánt jel jellegének függvényében kell megválasztani. Elképzelhetőnek tartjuk, hogy kapcsolt mechanikai rendszerek esetén létezik a prewhitening eljárásnak robusztusabb paraméterezése, noha az időjel alakok lényegi eltérést nem mutatnak a karosszéria és motorháztető mérések között.



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

Az előző kísérletekhez képest további változóként a szenzorok térbeli konfigurációját is felvehetjük. A három dimenzióban elhelyezett szenzorpozíciók hatását az L-alakú lemezen elvégzett teszt segítségével vizsgáltuk, ahol a vizsgált lemezszerű objektum anyagfolytonos és a tér mindhárom irányában van kiterjedése. 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 rezgésgyorsulás érzékelők között a homogén közegű hullámterjedés nem volt lehetséges. A rendszerhatárokon – azaz alkatrészeken – keresztül terjedő rezgéshullámok a szenzorokba több útvonalon jutottak el. A terjedési útvonalakon (pl. ponthegesztés vagy ragasztott kötésen keresztül az ajtózsanérokon át a különböző csillapítású komponensek a homogén és állandó sebességű hullámterjedést feltehetően nem tették lehetővé.

9.6 TDOA KÍSÉRLETI EREDMÉNYEK ÖSSZEFOGLALÁSA

A TDoA módszerrel való kísérletezés során több különböző geometriájú és anyagtulajdonságú alkatrészeket vizsgáltunk, amelyekben a jelterjedés másként megy végbe. Mivel az eljárás pontossága számos tényezőtől függ, illetve a rezgésjelekkel történő diagnosztikai alkalmazása számos nehézséget felvet, ezért a módszer tesztelésénél szisztematikusan állítottuk fel a valós alkalmazáshoz egyre közelebb álló modelleket. A forráslokalizációs eljárás rezgésjelekkel történő adaptációjára kidolgoztuk az elméleti hátteret, majd egy egyszerűsített mechanikai modellen, azaz sík fémlemezen bebizonyítottuk annak működőképességét. A vizsgálatok folytatásaként egy 90°-ban meghajlított L-alakú lemezen vizsgáltuk a TDoA módszer hatékonyságát. A mechanikai modell komplexitásának növelésével olyan jelenségek és problémák jelennek meg, amelyek a módszer eredeti alkalmazási tartományában nem voltak relevánsak, és elsősorban a szilárd testekben lejátszódó fizikai hullámterjedés sajátosságaihoz köthetők. Ezen hatások kezelésére a jelenleg alkalmazott SX módszer továbbfejlesztésére került sor. Lehetővé teszi az eltérő hullámtípusok különböző terjedési jellemzőinek figyelembevételét, ugyanakkor egy, a gyakorlati alkalmazhatóságot jelentősen korlátozó feltétel bevezetését teszi szükségessé. Eredményképpen azt találtuk, hogy a vizsgált mechanikai modell már kis mértékű bonyolultság növekedése is az általunk kidolgozott, TDoA-alapú forráslokalizációs eljárás pontosságának romlásához vezet, amely eltérés a módszer jelenlegi formájában nem küszöbölhető ki maradéktalanul. 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 négyzetalakú acéllemez 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 a szakértők különböző algoritmusokat fejlesztettek. A lokalizációs eljárás egyik legfőbb kihívása, hogy NLOS (non-line of sight) környezetben is képes legyen a megfelelő helymeghatározásra.

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. Mindazonáltal, nem gondoljuk, hogy kutatásunkkal feltártuk a módszer alkalmazási határát gépjármű karosszéria esetén, hiszen pl. a

keresztkorrelációs függvény előállításának is több, jelen alkalmazási körhöz szabható, stabilabb eljárása létezik.

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 kellett, azonban a kiterjesztett négy szenzoros kísérletek sem vezetettek pontosabb eredményre. A gépjármű hegesztett kötéseinek ellenére a karosszéria elemekben továbbra is feltételeztük 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 (karosszéria elemek között) 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 teszteket nem végeztünk és inkább a közvetlenebb rezgésgyorsulás érzékelők alkalmazása felé fordultunk. Miután egyforrású mesterséges impulzus jelekre három dimenzióban sikeresen tudtuk 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-frekvencia tartománybeli módszerek a jármű szerkezetének megbontása nélkül csak 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 gerjesztő fundamentális frekvenciák felismerésével (pl. fogkapcsolódási frekvencia) azonosít egy hibás alkatrészt, hanem a hiba által létrehozott gerjesztés közvetlen helyét adja meg a gépjárműhöz kötött koordináta rendszerben.

Kapcsolódó publikáció:
J.B. Kriston, K. Jálics: Failure detection of powertrain on motor vehicles with vibroacoustic methods, Archives of Acoustics (0137-5075 2300-262X): 50 1 pp 37-45 (2025)

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 és okának meghatározása nélkül.

Kapcsolódó publikáció:
Balázs J. Kriston, 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)

T3. Valós próbatesteken és gépjármű karosszérián elvégzett mérésekkel bizonyítottam, hogy a TDoA módszer alkalmas lehet akár bonyolult szerkezeteken fellépő hibák által gerjesztett mechanikai hullámok kiindulási helyének megállapításra, ezzel a hiba helyének megfelelő pontosságú lokalizációjára. Mérések, ill. a mért rezgésgyorsulás jelek feldolgozásával megállapítottam, hogy a TDoA módszer gépjárműveken történő alkalmazása esetén a mért jelek analízis előtti előkondicionálására, azaz „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 átalakítása a háromdimenziós hullámterjedést figyelemben véve.

Kapcsolódó publikáció:
Kriston J.B., Jálics K.: Gépjármű meghibásodások vizsgálati lehetősége a time difference of arrival (tdoa) módszerrel, GÉP 2023/4, 74 4 pp. 102-105 (2023)

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.

T4. Próbatesten elvégzett mérés segítségével igazoltam, hogy a jelenleg SX módszeren alapuló forráslokalizációs rutin továbbfejlesztése szükséges, amennyiben bizonyos szerkezeti és geometriai kialakítások befolyásolják a rezgéshullámok terjedési tulajdonságait. Egy módosított algoritmust közöltem, amely képes korlátolt mértékben kompenzálni a módszer lokalizációs hibáit sajátos geometriai kialakítások esetén. A módosított matematikai apparátus azonban a gyakorlati alkalmazhatóságot korlátozó szimmetriafeltétel bevezetését igényli.

Kapcsolódó publikáció:
Kriston Balázs J, Jálics Károly: Efficiency test of the TDOA method on L-shape metal plate, GÉP 76:3-4pp. 80-83. , 4 p.(2025), https://doi.org/10.70750/GEP.2025.3-4.19

IRDALOMJEGYZÉK

[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] Hugo Fastl.: Basics and applications of psychoacoustics, Proc. Mtgs. Acoust. 19, 032002 (2013), https://doi.org/10.1121/1.4800482

[3] dr. tech. Bánlaki Pál: Gépjármű hajtáslánc fődarabok rezgés- és zajdiagnosztikai végellenőrző rendszereinek továbbfejlesztése, BME KJK Gépjárművek és Járműgyártás Tanszék, Budapest 2014.

[4] Jian Chen, Robert Randall: Automated diagnostics of internal combustion engines using vibration simulation, Proceedings of the ICSV20, Bangkok, 2013

[5] 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

[6] 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

[7] 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

[8] 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

[9] Maciej Tabaszewski, Grzegorz. M. Szymanski: Engine valve clearence 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

[10] Grzegorz M.Szymański, Franciszek Tomaszewski: Diagnostics of automatic compensators of valve clearance in combustion engine with the use of vibration signal, Mechanical SystemsandSignalProcessing68-69(2016)479–490, http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.07.015

[11] Girish Modgil, Rolf F. Orsagh, Michael J. Roemer: Advanced Vibration Diagnostics for Engine Test Cells, 2004 IEEE Aerospace Conference Proceedings., Eksploatacja I Niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2020; 22 (2): 331–339., http://dx.doi.org/10.17531/ein.2020.2.16.

[12] 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) 233–242http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2017.09.041

[13] Sameh M. Metwalley, Nabil Hammad, Shawki A. Abouel-Seoud: Vehicle gearbox fault diagnosis using noise measurements, Volume 2, Issue 2, 2011 pp.357-366.

[14] 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

[15] 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).

[16] 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.

[17] 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}

[18] 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

[19] 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

[20] R. Jegadeeshwaran, V.Sugumaran: Fault diagnosis of automobile hydraulic brake system using statistical features and support vector machines, Mechanical SystemsandSignalProcessing52-53(2015)436–446 http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2014.08.007

[21] Grajales et al.: ENGINE DIAGNOSIS BASED ON VIBRATION ANALYSIS USING DIFFERENT FUEL BLENDS, DIAGNOSTYKA, 2017, Vol. 18, No. 4.

[22] 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

[23] 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

[24] 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

[25] 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

[26] 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

[27] 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

[28] 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

[29] 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

[30] S. Ciric-Kostic: Vibration and Noise Generation in Gear Units Caused by Gear Teeth Impacts, https://www.scribd.com/document/365528457/Ciric-Kostic-1

[31] T. Geramitcioski, Lj. Trajcevski, 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

[32] 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.2012.02.009ff. ffhal-02068291f

[33] Dasheng Li et al.: Research on Gearbox Fault Diagnosis Based on Vibration Signal Hilbert Demodulation, J. Phys.: Conf. Ser. 1213 052089, 2019

[34] Xu Li et al.: Vibration characteristic analysis of spur gear systems under toot crack or fracture, Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control 2021, Vol. 40(1) 135–153. DOI: 10.1177/1461348419879550

[35] C. Brecher et al.: Benefit of psychoacoustic analysing methods for gear nois investigation, International Conference on Gears, Düsseldorf 2010. https://www.geartechnology.com/articles/20728-benefit-of-psychoachoustic-analyzing-methods-for-gear-noise-investigation

[36] 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).

[37] 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).

[38] Grigoriy Fokin: TDOA Measurement Processing for Positioning in Non-Line-of-Sight Conditions, 2018 IEEE International Black Sea Conference on Communications and Networking (BlackSeaCom)

[39] 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

[40] 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.

[41] 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.

[42] 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

[43] 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

[44] 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.

[45] 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

[46] 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.

[47] 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.

[48] 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.

[49] 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

[50] Derek Zong Thai, Matthew Trinkle, 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

[51] W.T. Cochran, J.W. Cooley et al.: What is the fast Fourier transform?, Proceedings of the IEE (Volume: 55, Issue 10, October 1967).

[52] The Fundamentals of Signal Analysis, Application Note 243, 25-32 oldal.

[53] E.O. Brigham, R.E.Morrow: The fast Fourier transform, IEEE Spectrum (Volume 4, Issue 12, december 1967).

[54] James W. Cooley and John W. Tukey: An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series, Mathematics of Computation 19 (1965), 297-301.

f55] BME MOGI Tanszék TÁMOP-4.1.2.A/1-11/1-2011-0042 projekt jegyzetek, Méréselmélet 11. „Diszkrét frekvencia analízis” fejezet.

[56] Michael Cerna and Audrey F. Harvey: The Fundamentals of FFT-Based Signal Analysis and Measurement, National Instruments Application Note 041.

[57] Elke Wilczok: New Uncertainty Principles for the Continuous Gabor Transform and the Continuous Wavelet Transform, Documenta Mathematica 5 (2000) 201-226.

[58] Brian C. J. Moore: An Introduction to the Psychology of Hearing Sixth Edition, ISBN 97B-90-04-25M2-4, 23-34 oldal.

[59] Hermann, T., Hunt, A., Neuhoff, J.G.: The Sonification Handbook, pp. 41-46. Logos Verlag, Berlin, Germany (2011).
[60] William A. Yost, Psychoacoustics: A Brief Historical Overview, Acoustics Today, Summer 2015, volume 11, issue 3.
[61] Möser, M. et al: Messtechnik der Akustik, Springer Verlag, Heidelberg, Dordrecht, London, New York 2010. DOI 10.1007/978-3-540-68087-1
[62] Martin Pflüger, Franz Brandl, Ulrich Bernhard, Karl Feitzelmayer: Fahrzeugakustik, SpringerWienNewYork 2010, ISBN 978-3-211-76740-5.
[63] Zwicker, E.: Psychoakustik. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1982, p84.
[64] P. Daniel and R. Weber, "Psychoacoustic Roughness: Implementation of an Optimized Model," Acustica 83, 113 - 123 (1997).
[65] 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.
[66] W. Aures, "Ein Berechnungsverfahren der Rauhigkeit" ("A Procedure for Calculating Auditory Roughness") Acustica 58, 268~281 (1985).
[67] Varga Ferenc, Fülep Tímea, Horváth Tibor, Melegh Gábor, Lukács Pál: Gépjárművek üzeme II. Egyetemi tananyag 2012, ISBN 978-963-279-611-6.
[68] Jeff Crawford: The Crawfords auto repair guide to beginner's auto maintenance and repair http://www.crawfordsautoservice.com/crawfords-auto-repair-guide-free-ebook/
[69] Galal, Kareem: AUTOMOTIVE INDUSTRY TRAINING RETAIL, SERVICE AND REPAIR AUR05 Learning & Assessment Resource AURT202170A Inspect & Service Cooling Systems Acknowledgment and Copyright.
[70] Lukács Pál: Szervíztechnika, Egyetemi tananyag 2011, ISBN 978-963-279-660-4.
[71] Dömötör Ferenc, Rezgésdiagnosztika I. kötet 11. fejezet, 2008.
[72] Dömötör Ferenc, Rezgésdiagnosztika 2. kötet 20. fejezet, 2010.
[73] Lakatos István: Műszaki Diagnosztika 6. fejezet, 2006.
[74] Dömötör Ferenc, Sólyomvári Károly, Weltsch Zoltán, Vehovszky Balázs: Járműdiagnosztika 2. és 9. fejezetek, 2011, ISBN 978-963-279-634-5.
[75] Nagyszokolyai Iván, Lakatos István: Gépjármű-diagnosztika (egyetemi tananyag), 2011, ISBN 978-963-279-661-1.
[76] Lakatos István: Műszaki diagnosztika 2006 (elektronikus könyv).
[77] Varga Ferenc: Gépjárművek üzeme I. Egyetemi tananyag 2011, ISBN 978-963-279-610-9
[78] Wilfried Staudt: Gépjárműtechnika, ISBN 963 85108 03.
[79] https://nieuws.audi.nl/achttraps-tiptronic/
[80] 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.
[81] Harpreet Kaur: Electrical Drives and their Controlling Techniques, Scholar's Press ISBN 978-613-8-83238-6, Fig.8.1
[82] https://www.crfs.com/blog/how-accurate-tdoa-geolocation
[83] https://www.decodio.com/media/downloads/TDOA_Localization_From_Theory to_the_Field v1-0.pdf
[84] https://gpspatron.com/understanding-gnss-interference-localization-using-tdoa/
[85] Xiping Wen and Jinxia Wang: TDOA Location Accuracy Experiment, 2019 J. Phys.: Conf. Ser. 1237 032031.

[86] Frank Fahy: Foundations of Engineering Acoustics 2001, 10.6 fejezet
[87] Ka Lok Jimmy Fong: A study of curvature effects on guided elastic waves, PhD thesis, Imperial College London 2005, p. 83
[88] De Luca, A.; Perfetto, D.; Polverino, A.; Aversano, A.; Caputo, F. Finite Element Modeling Approaches, Experimentally Assessed, for the Simulation of Guided Wave Propagation in Composites. Sustainability 2022, 14, 6924. ISSN: 2071-1050 https://doi.org/10.3390/su14116924
[89] Guilherme André Santana et al.: Finite element evaluation of the effects of curvature in Lamb waves for composites structural health monitoring, Latin American Journal of Solids and Structures, 2018, 15(10), e127
ISSN online version: 1679-7825 https://doi.org/10.1590/1679-78255193

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.: I**nvestigation 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 (Online First March 4, 2025). https://doi.org/10.24425/aoa.2025.153653

[9] Kriston Balázs J, Jálics Károly: **Efficiency test of the TDOA method on L-shape metal plate**, GÉP 76 : 3-4 pp. 80-83. , 4 p. (2025) https://doi.org/10.70750/GEP.2025.3-4.19

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!