

TUDOMÁNYOS DIÁKKÖRI DOLGOZAT

GÉPJÁRMŰ LENGÉSCSILLAPÍTÓJÁNAK ÁLLAPOTFELMÉRÉSE GYORSULÁSÉRZÉKELŐK SEGÍTSÉGÉVEL

Készítette: **GALBENISZ NIKI**
II. évf. hallgató

Témavezető: **FARKAS CSABA**
PhD hallgató

Társ-témavezető: **Bércesi Gábor**
PhD hallgató



**Gödöllő
2014**

Tartalom

1. Bevezetés.....	4
1.1. Gyakorlati probléma megfogalmazása	4
1.2. Probléma megoldása, célkitűzések	4
1.3. Feladatok	5
2. Szakirodalmi áttekintés	6
2.1. Felfüggesztési rendszer.....	6
2.1.1. Mi a felfüggesztési rendszer?.....	6
2.1.2. Felfüggesztési rendszer főbb típusai	6
2.1.3. A felfüggesztési rendszer működési módjai	10
2.2. A gépjármű lengéseivel kapcsolatos alapfogalmak.....	11
2.2.1 A gépjárműre ható lengések.....	11
2.3. Jármű rugózás	13
2.3.1. Járműveknél alkalmazott acélrugók.....	14
2.3.2. Speciális rugófajták.....	15
2.3.3. A lengéscsillapítók és a rugók együtműködése	16
2.4. Lengéscsillapítás.....	16
2.4.1. Lengéscsillapító fő funkciói.....	17
2.4.2. A nem megfelelő állapotú lengéscsillapító hatása a biztonságra.....	20
2.4.3. Különböző közlekedési tényezők és a lengéscsillapítók állapotának kapcsolata ...	20
2.5. A lengéscsillapító diagnosztikája	21
2.5.1. Vizsgálati módszerek	21
2.5.2. Az EUSAMA vizsgálat mérés eredményeit befolyásoló tényezők	25
2.5.3. A tömeg hatása a rugózásra	26
2.5.4. A gumibroncsok	26
2.5.5. A jármű terhelése és terheléeloszlás.....	27
2.5.6. Hőmérséklet	28
2.6. Következtetések az áttekintett szakirodalom alapján	28
3. Módszer és eszközök.....	29
3.1. Az alkalmazott mérőrendszerek ismertetése	29
3.1.1. Referencia mérőrendszer.....	29
3.1.2. Kísérleti mérőrendszer	31
3.1.3. Gyorsulásérzékelők felszereléséhez készített alkatrészek	33

4. A mérések végrehajtása, mérési eredmények kiértékelése	37
4.1. A mérés körülményei.....	37
4.2. A mérések során kapott adatok értelmezése	37
4.3. Mérési eredmények kiértékelése	40
5. Összefoglalás.....	43
5.1. Kutatásom eredményei	43
5.2. Javaslatok a beépített mérőrendszer jövőbeni fejlesztésével kapcsolatban.....	43
5.3. Köszönetnyilvánítás.....	44
Irodalomjegyzék.....	45

1. Bevezetés

1.1. Gyakorlati probléma megfogalmazása

Manapság a lengéscsillapítók hibátlan működése fontos szerepet játszik abban, hogy gépjárművünket biztonságos körülmények között használjuk. Az előregedett lengéscsillapítónak rengeteg hátrányos tulajdonsága van a menetdinamika szempontjából. Az elhasználódott lengéscsillapító ismertetőjegyei közé tartozik gumibroncsaink egyenetlen kopása, melynek idő előtti cseréje magas költségekkel járhat. A fékút jelentős meghosszabbodása rengeteg kockázatot és balesetet okozhat. Az egyenes futás megszűnése, valamint a menetkomfort romlása is jelentős indok arra, hogy lengéscsillapítóink állapotára figyelmet fordítsunk. Hazánkban a kétévente kötelező műszaki vizsgálatok között a gépjárművezető nem kap visszajelzést arról, hogy lengéscsillapítói a megfelelő műszaki állapot szerint működnek, pedig a jármű gyakori használata mellett, ilyen hosszú időtartam folyamán akár 50.000 km-nél is nagyobb távolságot tesznek meg egyes járművezetők. A szakszervizekben elvégzett szemrevételezéses vizsgálat csak az igen drasztikus hibákat tudja kiszűrni.

A gumibroncsok, a fékek és a lengéscsillapítók alkotják a *biztonság háromszögét*. Hogyha akármelyik elhasználódik, előregedik, jelentős negatív hatást gyakorol a többi elemre. A rossz lengéscsillapító miatt a gumiknak nincs megfelelő kapcsolata az útfelülettel, ezáltal fékezni sem tudunk megfelelően.

1.2. Probléma megoldása, célkitűzések

Céлом, hogy kollégám Horváth Csongor 2013-as TDK munkájának kísérleti eredményeit pontosítsam, ezáltal közelebb kerülök távlati célomhoz, amelynek lényege egy olyan fedélzeti lengéscsillapító diagnosztikai rendszer kifejlesztése, amely a tulajdonost időben figyelmezteti a futómű kiemelten fontos alkatrészének elhasználódására, ezáltal a gépjárművezetők nagyobb biztonságban használhatják járművüket és időben tudomást szerezhetnek a lengéscsillapítóik állapotáról. Vizsgálataimat azzal a céllal végzem, hogy megismerjem a rugózott és rugózatlan tömegre szerelt gyorsulásérzékelők segítségével mérhető gyorsulás-idő függvények tulajdonságait, fontosabb pontjait.

Kutatásomat a szabványos gerjesztésekre kapott gyorsulásfüggvények eredményeinek kiértékelésével kezdem, amelyek egyeztethetőek a jelen pillanatban hatályos lengéscsillapító állapotát minősítő hatósági vizsgálatokhoz. Jelentős dolognak tartom olyan matematikai összefüggések észrevételét, amelyek megmutatnak két különböző helyen mért függvény közötti kapcsolatot, amelyek segítségével meg tudom határozni a lengéscsillapítók állapotát, mivel ez az alkatrész teremt kapcsolatot a rugózott és rugózatlan tömeg egysége között.

1.3. Feladatok

Célom egy olyan kísérleti rendszer összeállítása, amelynek segítségével pontosítom a mérési eredményeket. Ennek érdekében az alábbi feladatokat megvalósítása szükséges.

- A megfelelő gyorsulásérzékelők kiválasztása.
- A gyorsulásérzékelők gépjárműbe való beépíthetőségének megoldása.
- A gyorsulásérzékelők kalibrálása.
- A mérési eredmények kiértékelése a kapott gyorsulásfüggvények segítségével.
- A gyorsulásfüggvények elemzése, szűrése.
- A kísérleti mérőrendszer alkalmasságának felmérése a terepen való mérésre.

2. Szakirodalmi áttekintés

2.1. Felfüggesztési rendszer

2.1.1. Mi a felfüggesztési rendszer?

A felfüggesztési rendszer mechanizmusa teremt kapcsolatot az úton haladó abroncsok és a gépjármű karosszériája között, továbbítja a járműre nehezedő súlyt a közlekedés felületére, ezáltal az úttest felületéből kapott erőhatásoktól függetlenedik a gépjármű, így az irányíthatóság könnyebbé válik és a menetkomfort is élvezhetőbb. „Korszerű gépjárműveken nem lehet a kerekeket, illetve azok tengelyét mereven a kocs testhez rögzíteni, hanem rugalmas, de korlátozott elmozdulási lehetőséget kell adni a kerék tengelye és a kocs test között.” (Lévai, 1978)

A felfüggesztési rendszer főbb alkotórészei:

- rugó,
- stabilizátor rúd,
- összekötőelemek.
- szilentblokkok,
- lengéscsillapító.

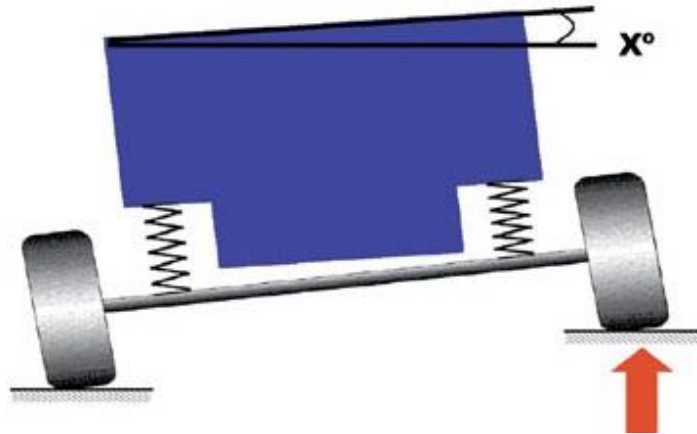
A rugók és a stabilizátor rúd szerepe a jármű súlyának alátámasztása, a felépítmény megfelelő pozícióban tartása az úttesthez képest. A rugók az út egyenetlenségeinek hatását csillapítják. Az összekötőelemek az abroncsokat megfelelő helyzetben tartják, a kerék tapadásából származó erőhatásokat pedig továbbítják a jármű és az úttest között. A szilentek a kerék- és az út által keltett zaj és az utastér elszigeteléséről gondoskodnak. A lengéscsillapító feladata az állandó kapcsolat létesítése az abroncs és a közlekedési felület között, a karosszéria és a kerekek lengésének csillapítása (Tenneco Gmbh, évszám nélkül).

2.1.2. Felfüggesztési rendszer főbb típusai

Két kategóriát különböztetünk meg, a merev tengelyes és a független tengelyes típusút. A kettő közti különbség az, hogy az átteljes abroncsok képesek-e egymástól függetlenül mozogni.

A merev tengelyes felfüggesztési rendszer

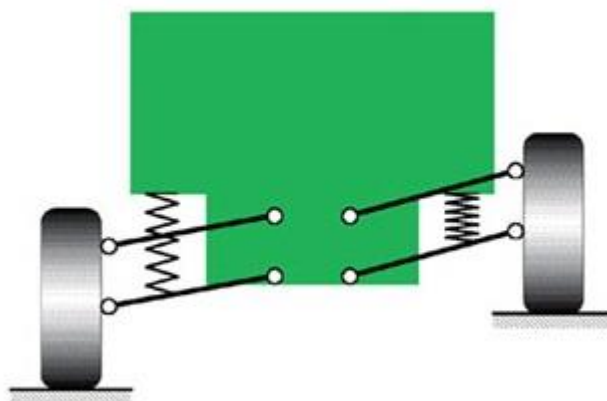
Az ugyanazon tengelyen elhelyezkedő kerekeket egy merev rúd köti össze (2.1. ábra). Amikor az egyik abroncs oldalirányú dőlésszöge változik, akkor a másik oldali kerék oldalirányú dőlésszöge ugyanennyit változik az ellentétes irányban (Tenneco Gmbh, évszám nélkül).



2.1. ábra: Merev tengelyes felfüggesztés (Tenneco Gmbh, évszám nélkül)

Független tengelyes felfüggesztési rendszer

A gépjármű karosszériájához az abroncsokat csuklós rendszer kapcsolja (2.2. ábra), így az abroncs a másik keréktől függetlenül emelkedik vagy süllyed, úgy, hogy az átellenes kerékre nincs hatással, így a stabilitás jobb (Tenneco Gmbh, évszám nélkül).

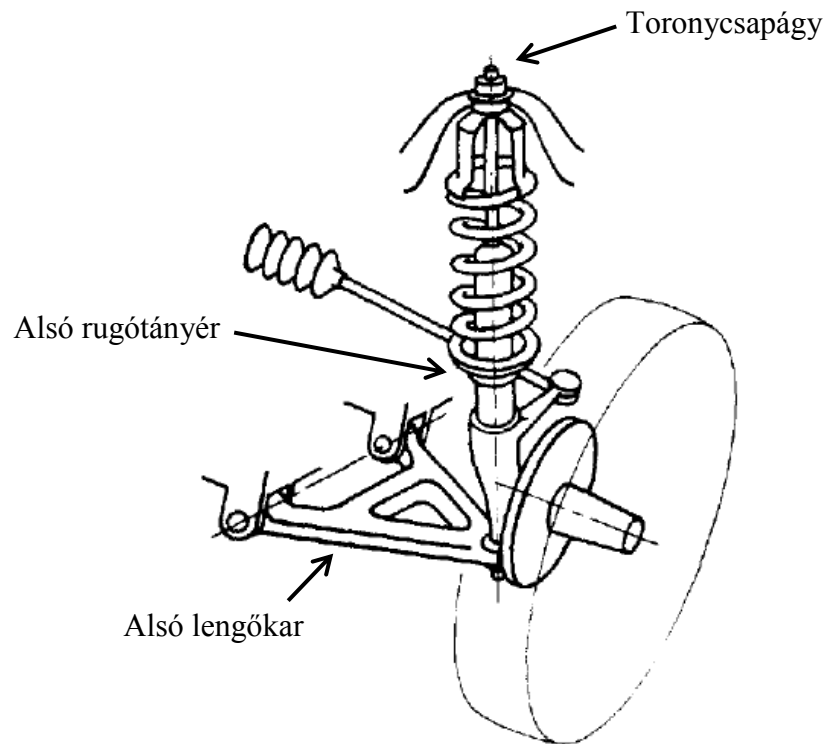


2.2. ábra: Független tengelyes felfüggesztés (Tenneco Gmbh, évszám nélkül)

A felfüggesztési rendszer típusait a felépítésük szerint is csoportosíthatjuk:

MacPherson felfüggesztés

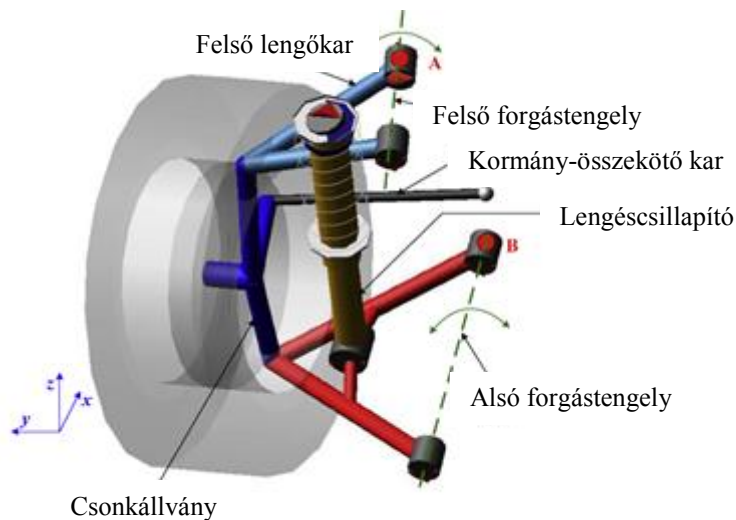
Európában ez a felfüggesztési rendszer a legelterjedtebb, a rendszer egy rugó és egy lengéscsillapító kombinációjából épül fel (Tenneco GmbH, évszám nélkül). Előnye, hogy könnyű, egyszerű felépítésű (2.3. ábra, Cronin, 1981). A dolgozatomban vizsgált jármű felfüggesztése is ilyen típusú.



2.3. ábra: MacPherson rendszer főbb elemei (Cronin, 1981)

Kettős keresztlengőkaros-felfüggesztés

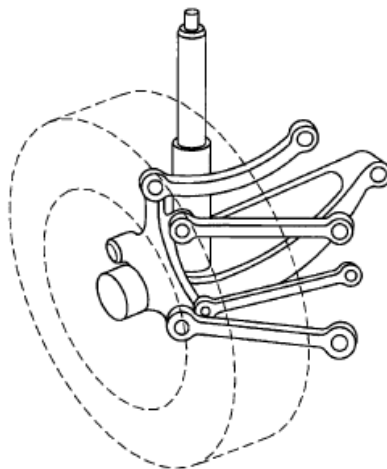
A Macpherson típusú felfüggesztéssel összevetve a kettős keresztlengőkaros-felfüggesztés jobb kinematikai adottságokkal rendelkezik, de a felépítése sokkal bonyolultabb. A kettős keresztlengőkaros-felfüggesztés optimalizációját ez sokkal bonyolultabbá teszi. A 2.4. ábrán láthatóak a kettős keresztlengőkaros-felfüggesztés főbb eleme, úgymint: kormány-összekötő rúd, csonkállvány, lengéscsillapító, felső lengőkar, alsó lengőkar (Wu et al., 2014).



2.4. ábra: Kettős keresztlengőkaros felfüggesztés felépítése (Wu et al. , 2014)

Többlengőkaros (multilink) felfüggesztés

Az öt rúdból felépülő mechanizmust először a Daimler-Benz mutatta be a W201-es és W124-es modelljeiben, multilink-felfüggesztés név alatt (2.5. ábra). Mivel ez a megoldás, a nagyobb számú tervezési paraméternek köszönhetően, jobban meg tud felelni a kinematikai és dinamikai elvárásoknak, magasabb szintre emelheti napjaink autóinak felfüggesztési rendszerét. Ezen felfüggesztési megoldás paramétereit sokkal nehezebb azonban összehangolni az elemek térbeli elhelyezkedésének bonyolultsága miatt. Multilink felfüggesztés esetén további tervezési nehézséget jelent, hogy a futómű csap egy virtuális csap, amely megfelel a csonkállvány –kormányzás közbeni- alvázhoz viszonyított relatív forgás tengelyének (Simionescu és Beale, 2002).

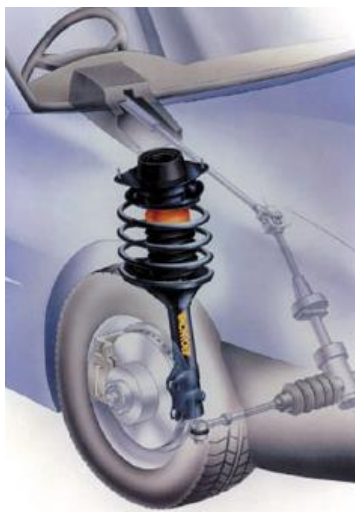


2.5. ábra: Multilink kerékfelfüggesztés felépítése (Simionescu és Beale, 2002)

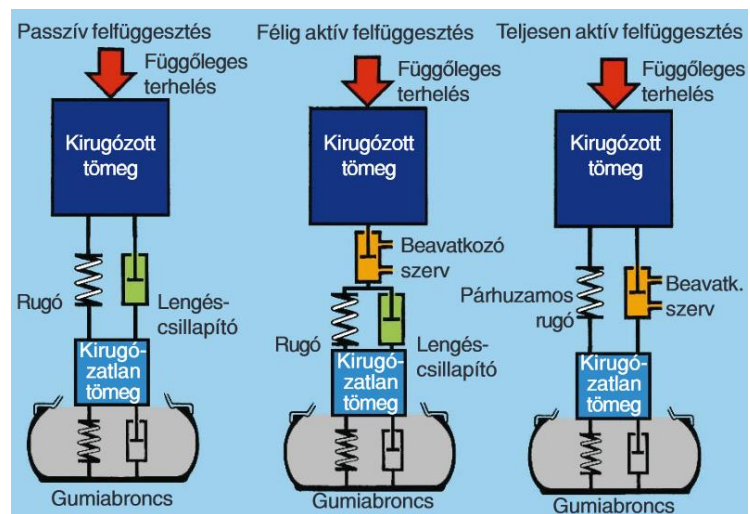
2.1.3. A felfüggesztési rendszer működési módjai

Passzív felfüggesztés

A hagyományos rugókat és lengéscsillapítókat hívjuk passzív felfüggesztésnek, ebbe a csoportba tartozik az összes hagyományos felfüggesztési rendszer (2.6. ábra). A felfüggesztés tulajdonságai menetközben nem változtathatók (például a lengéscsillapítók csillapítása).



a)



b)

2.6. ábra: a) Passzív felfüggesztés (Tenneco GmbH, évszám nélkül), b) aktív, félig aktív és passzív felfüggesztés működése (Petrók, 2003)

Reaktív felfüggesztési rendszer

Ebbe a kategóriába soroljuk azokat a felfüggesztési rendszereket, amelyek a súlyeloszlás és az aerodinamikai terhelés alakulása alapján szabályozzák a menetmagasság szintjét és a belső terhelésre is megfelelően tudnak reagálni. Hogyha a gépjármű abroncsa például gödörbe hajt, akkor a felfüggesztési rendszer az út tulajdonságaihoz mérten tud változni, összenyomódni vagy kitágulni.

Félaktív felfüggesztés

Ez a felfüggesztési rendszer egyfolytában tudja változtatni a csillapítás együtthatóját, így képes a lengéscsillapítót keményebbre vagy puhábbra állítani (2.6. b ábra).

A félaktív felfüggesztési rendszer kedvező tulajdonságai közé tartozik, hogy állítható, így különböző kényelmi igények kielégítésére alkalmas. Az útviszonyokhoz automatikusan idomul. Mérete nem tér el a hagyományos felfüggesztési rendszerektől.

Aktív felfüggesztés

Az aktív felfüggesztés folyamatosan képes alkalmazkodni a különböző útviszonyokhoz. Tulajdonságai folytonos változtatásával képes a körülményekhez állítani a felfüggesztést. Az abroncsok mozgása már nem a különböző futóműben található alkatrészek ösztönszerű mozgásától függ, hanem egy érzékelőkből álló hálózat méri le a különböző erőhatásokat és gyorsulásokat, így ezután a számítógép szabja meg az abroncsoknak a végrehajtandó feladatokat (Tenneco Gmbh, évszám nélkül).

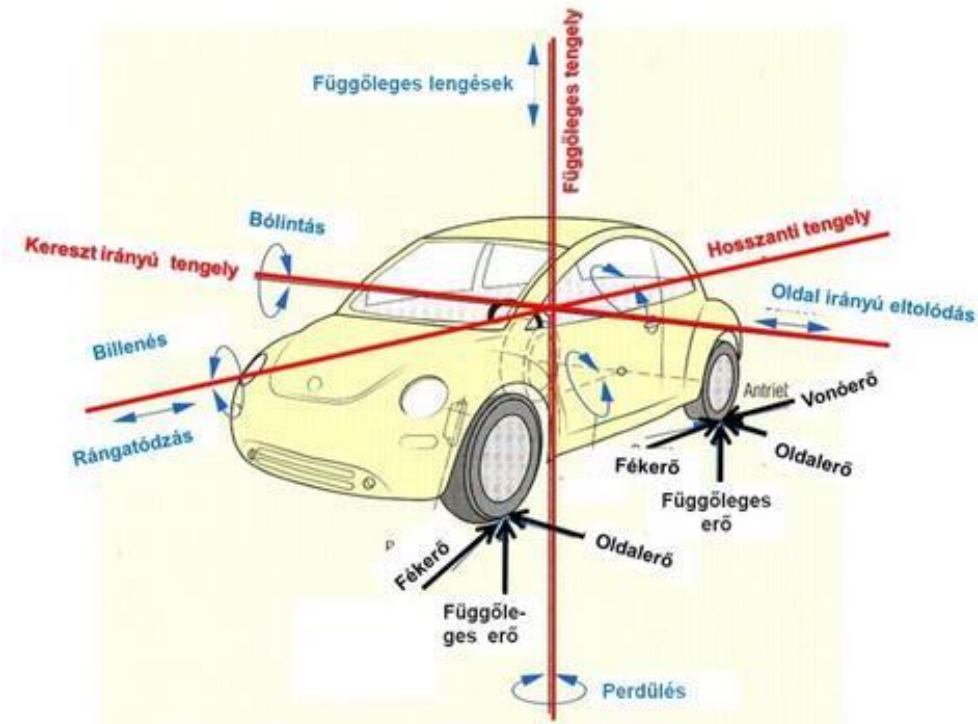
2.2. A gépjármű lengéseivel kapcsolatos alapfogalmak

„Közepes sebességnél már csekély út-egyenetlenség esetén is erős, az útról származó lökések lépnek fel. A járművel rosszabbul lehet manőverezni, mivel a kerekek könnyen elvesztik az úttal az érintkezést” (Staudt, 1988). Egy rugón nyugvó tömeget a nyugalmi pozíciójából erővel kitérítve a rugóban reakció erő ébred, amely visszalendíti a rendszert. A tömeg a nyugalmi helyzetén túllendül, hogy ismételten visszatérítő erő keletkezzen. Ez az ismétlődés addig következik be, amíg a kitérítő erő által a bevitt lengésnek az energiája a belső súrlódások következtében maradéktalanul hővé nem változik. A következő fogalmakat különböztetjük meg: lengés, amplitúdó, periódusidő, frekvencia, rezonancia. A lengés a tömeg különböző irányú mozgását jelenti. Az amplitúdó a lengő tömeg legnagyobb távolsága a nyugalmi helyzettől. Periódusidőnek egy lengési ciklus lefolyási idejét nevezzük. A frekvencia a másodpercenként történő lengések számát jelenti, hogyha a nagy tömeg lágy rugóval párosul, akkor a frekvencia kicsi, a kis tömeg és kemény rugó párosítása nagy frekvenciát hoz létre. A rezonancia a tömeget a lengés ütemében gerjeszti, így az amplitúdó értéke növekedést mutat (Staudt, 1988).

2.2.1 A gépjárműre ható lengések

A kocsiszekrény lengései keletkezhetnek helytelenül megválasztott vezetési mód, valamint a személygépjármű egyoldalú megterhelésekor.

A rugók és a lengéscsillapítók befolyásolják a függőleges irányú gyorsulást és a karosszéria bólintó, ingadozó mozgásait (Bauer, 2002). A lengések a személygépjármű súlypontja körül három térbeli tengely körül jöhetnek létre (2.7. ábra), így különböző lengések halmozódhatnak fel (Fehér és Sári, 1984).



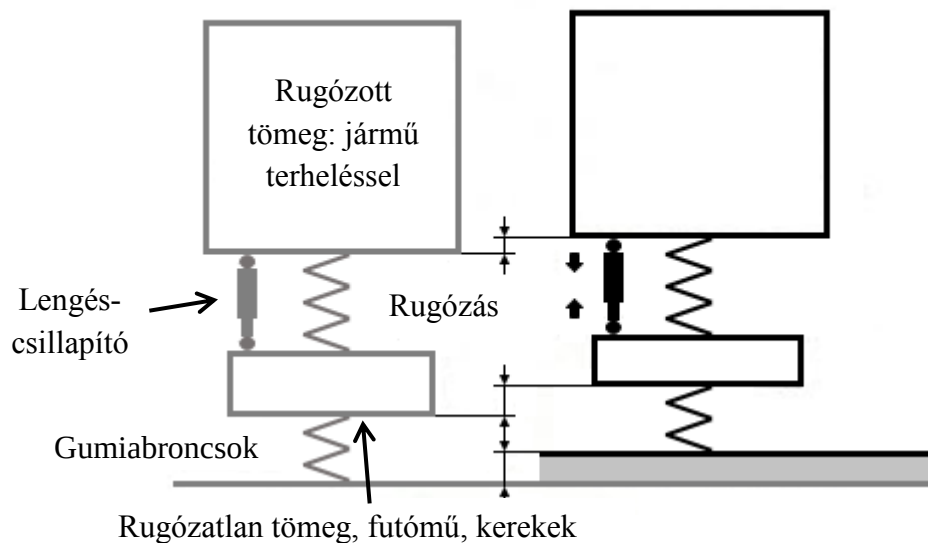
2.7. ábra: A gépjárműre ható lengő mozgások (Kőfalusi, 2014)

Megkülönböztetjük a bólintó, függőleges és az oldalirányú lengéseket. Ismétlődő igénybevételkor függőleges lengések alakulnak ki a talaj egyenetlenségekor (Fehér és Sári, 1984). A bólintó lengések a gépjármű keresztirányú tengelye körüli elforduláskor és gyors fékezéskor lépnek fel. Nagy sebességnél és kanyarban oldallengések keletkeznek. Indítás és fékezés esetén a bólintó mozgást csökkenthetjük a megfelelően kialakított tengelykinematikával (Bauer, 2002). A billegés többnyire egy előről letről felfelé és hátrafelé mutató, a hossz tengely körül, a kormányzáskor fellépő elfordulás. Kanyarban a gépjármű külső oldala berugózik, a belső oldala kirugózik (Bauer, 2002). A nemkívánatos lengések csökkentik a menetbiztonságot és befolyásolják a járműben utazók közérzetét.

A futóműben található különböző alkatrészek a megnövekedett igénybevétel következtében hamarabbi cserére szorulnak. A rugók valamint a futómű öncsillapításától függ a lengés időtartama (Fehér és Sári, 1984).

2.3. Jármű rugózás

A rugók minden esetben a gépjármű súlyát támasztják alá, valamint a karosszéria és az úttest közötti szükséges távolságot tartják fenn. A rugózás a gépjármű függőleges rezgéseire és lengéseire van hatással, feladata a súly és a tömegek felvétele, az útról származó lökések felfogása és lágy lengéssé alakítása az utazási komfort érdekében, valamint a gumiabroncsok úthoz történő tapadásának biztosítása az utazás biztonságának biztosításáért (Tenneco Gmbh, évszám nélkül).



2.8. ábra: A rugózott és rugózatlan tömeg felépítése (Staudt, 1988)

Rugózott tömegnek nevezzük a felépítményt, motort, sebességváltót és a hasznos terhelést. Annál nyugodtabban fut a gépjármű, minél nagyobb a rugózott tömeg, a frekvencia ekkor 1-2 lengés másodpercenként. A rugózatlan tömeget a kerékfelfüggesztés elemei és a gumiabroncsok alkotják. Nagy rugózatlan tömeg esetén nagy lesz a mozgási energia az útról származó lökések miatt. Az abroncsok könnyebben és magasabbra tudnak elmozdulni, ezért a rugózatlan tömegnek kicsinek kell lennie. Másodpercenként körülbelül 10-15 lengés a frekvencia (Staudt, 1988).

2.3.1. Járműveknél alkalmazott acélrugók

Laprugó

Személygépkocsik laprugója



Tehergépkocsi laprugója pótrugóval



2.9. ábra: Laprugó (Bauer, 2002)

A laprugó futóműhöz való kapcsolódása rugókengyel segítségével történik (2.9. ábra). A berugózásnál történő hosszváltozás kiegyenlítését egy mozgó rugókengyelhez történő rögzítéssel valósítják meg. A laprugók legfőbb igénybevétele a hajlítás. Alkalmazásuk legtöbbször félelliptikus rugóként történik, hosszanti rugóként a haszonjárművekben az első és hátsó futóművekben, a személygépjárművekben a merev hidas hátsó futóműveknél használják (Staudt, 1988).

Tekercsrugó

Hengeres rugó



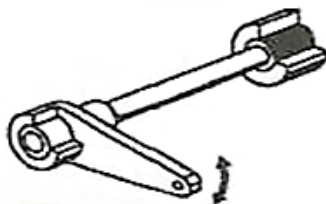
Hordó alakú rugó



2.10. ábra: Tekercsrugó típusai (Bauer, 2002)

A tekercsrugó tekercselése huzalból valósul meg (2.10. ábra), melynek a közepén található szabad területet a lengéscsillapító beépítésére vesznek igénybe. A tekercsrugót különböző kivitelekben gyártják, megkülönböztetünk húzó és nyomó, valamint csavarásra igénybe vehető rugót. Az alkalmazása leginkább a független kerékfelfüggesztésnél történik (Staudt, 1988).

Torziós rugó



2.11. ábra: Torziós rugó (Bauer, 2002)

A torziós rugók egy vagy több acélrúdból épülnek fel, amelyek kapcsolódása a lengőkarhoz történik (2.11. ábra). Ezeket a rugókat csavaró igénybevételre használják. Felületük érzékenysége és a korrózió miatt, többnyire védőréteget alkalmaznak. Általában menetirányban vagy arra merőlegesen építik be, stabilizátorként is működtethető (Staudt, 1988).

2.3.2. Speciális rugófajták

Légrugók

Megkülönböztetjük a hengeres és a gyűrű rugótömböt. Alkalmazásuk rugóstagként, egyedi rugóként történik, leginkább autóbuszoknál és haszongépjárművekben használják. A légrugók által a függőleges irányban lágyabb rugózás érhető el, így nagyobb a kényelem utazás közben (Bauer, 2002).

Hidro-pneumatikus rendszerek

Megkülönböztetjük a membrános hidro-tömböt és a dugattyús tömböt. A tömbben található gáz térfogata állapítja meg a rugózás tulajdonságait. A gáz összenyomása a hidraulikaolaj segítségével történik, amely a kerékterhelésétől függően alakul. A lengéscsillapítóban találhatóak meg a csillapító szelepek, amelyeket a rugóstag és a tömb közti összekötő elembe iktattak be (Bauer, 2002).

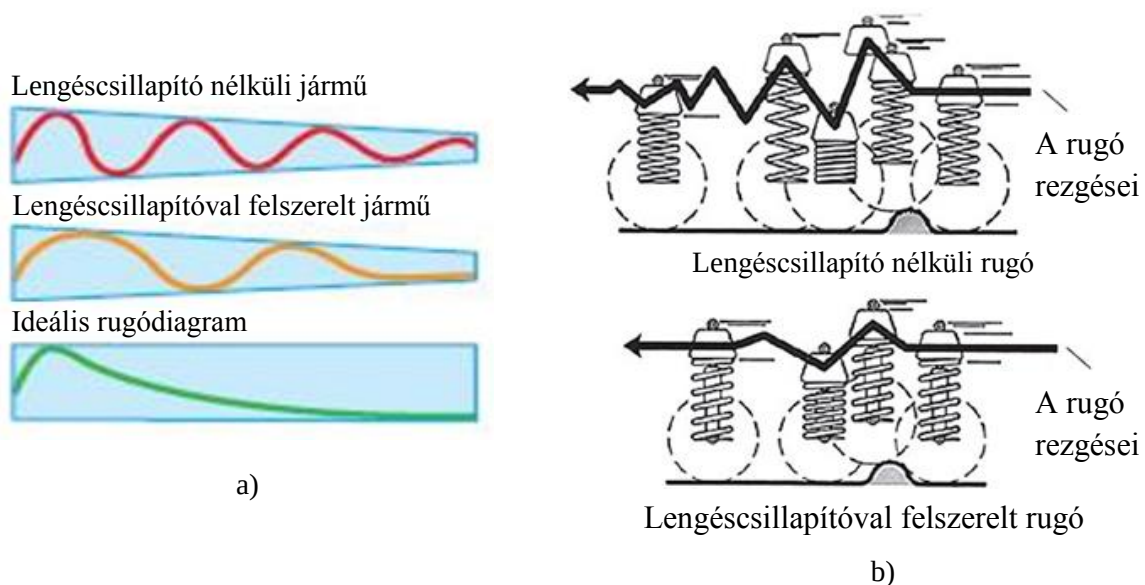
Gumirugó

„A gumi, mint rugó, viszonylag ritkán kerül alkalmazásra, aminek legfőbb oka a fajlagosan nagy mérete és tömege. A gumit a közhiedelemmel ellentétben nem, vagy nagyon ritkán veszik húzásra igénybe.” (Lévai, évszám nélkül)

Fém alkatrészek közé építik be, vulkanizált gumirugók hidraulikus csillapítással. Hajtóegységek felfüggesztésekor, kormányműnél és pótrúgóként használják (Bauer, 2002).

2.3.3. A lengéscsillapítók és a rugók együtműködése

A rugó a mozgási energia tárolását követően, amit az összehúzódással nyelt el és tárolt, kirugózással próbál megszabadulni az energiától, így egy olyan lengés keletkezne, amely a jármű instabilitását és bizonytalan helyzetét idézné elő. Az ilyen hatások megelőzése miatt szükséges a rendszerbe iktatni a lengéscsillapítót (2.12. ábra, Tenneco Gmbh, évszám nélkül).



2.12. ábra: a) Lengéscsillapítóval és a nélkül felszerelt gépjármű diagramja, b) A lengéscsillapítók és a rugók együtműködése (Tenneco Gmbh, évszám nélkül)

2.4. Lengéscsillapítás

A gépjármű rugózásával párhuzamosan kapcsolt lengéscsillapítónak a feladata a kerekek és futómű lengéseinek gyors csillapítása az út egyenetlenségeinek következtében, valamint a jármű felépítmény belengésének, hosszú utánlengésének megakadályozása, csökkentése. „A lengéscsillapító csillapítási viszonya a kihúzás (dugattyúrúd kifelé mozog) és benyomás (dugattyúrúd befelé mozog) közti erők arányát jelöli. Ez kb. 3:1.” (Staudt, 1988)

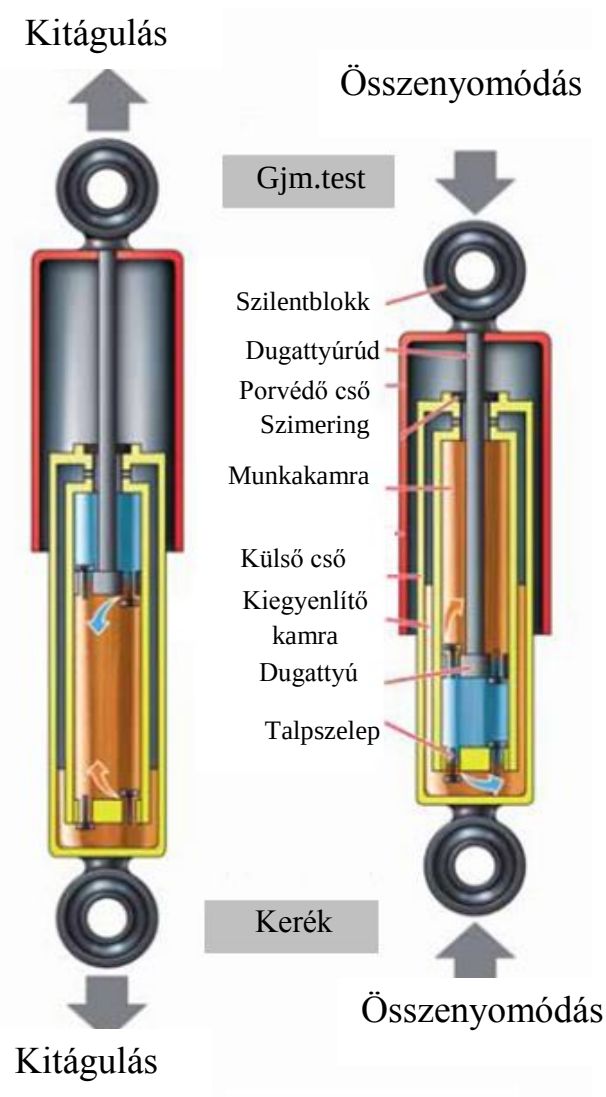
A lengéscsillapító hatásossága normál üzemeltetéskor lassan, az egyre erősödő igénybevételnél pedig gyorsabban csökken, amit vezető a hiba kezdetekor és később sem tud megállapítani (Fehér és Sári, 1984).

2.4.1. Lengéscsillapító fő funkciói

A lengéscsillapító fő funkciói: a felfüggesztés és a rugók mozgásának szabályozása, a gumibroncs idő előtti kopásának megelőzése, az abroncsok és az út közötti kapcsolat fenntartása, a kerekek párhuzamosan állásának megtartása a jármű mozgása közben, az autó pattogásának, különböző irányú lengéseinek csillapítása, különböző futómű alkatrészek kopásának csökkentése, egyenletes gumi és fék kopás biztosítása, a vezető fáradtságát csökkenti, biztosítja az állandó kormányozhatóságot és fékezést.

Megkülönböztetünk kétsőves, valamint egysőves (gáznyomásos) lengéscsillapítót (Tenneco Gmbh, évszám nélkül).

Kétsőves lengéscsillapító

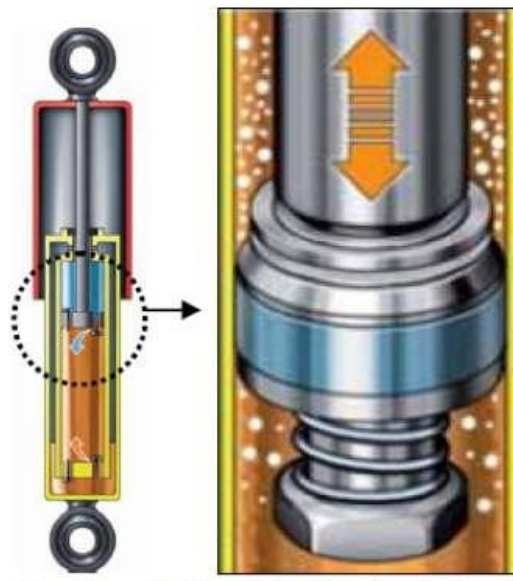


2.13. ábra: Kétsőves-hidraulikus lengéscsillapító felépítése (Tenneco Gmbh, évszám nélkül)

A kétsöves lengéscsillapítónál két különböző átmérőjű csövet egymásba tolnak, így két olajjal töltött tér jön létre, az olajtér és a munkatér, melyben a dugattyú mozog (2.13. ábra). A beépítésnél figyelni kell a dugattyúrúd felső pozíciójára, maximálisan 45 fokos döntés a megengedett. Amikor a dugattyúrúd befelé halad, akkor a dugattyúszeleppel együtt lefelé mozog. Az olaj áramlása a nyitott dugattyúszelepen keresztül történik és átáramlik a dugattyú feletti térbe. A dugattyúrúd a talpszelepen keresztül nyomja az olajtérbe az olajat. A csillapítást a talpszelep áramlási ellenállása határozza meg.

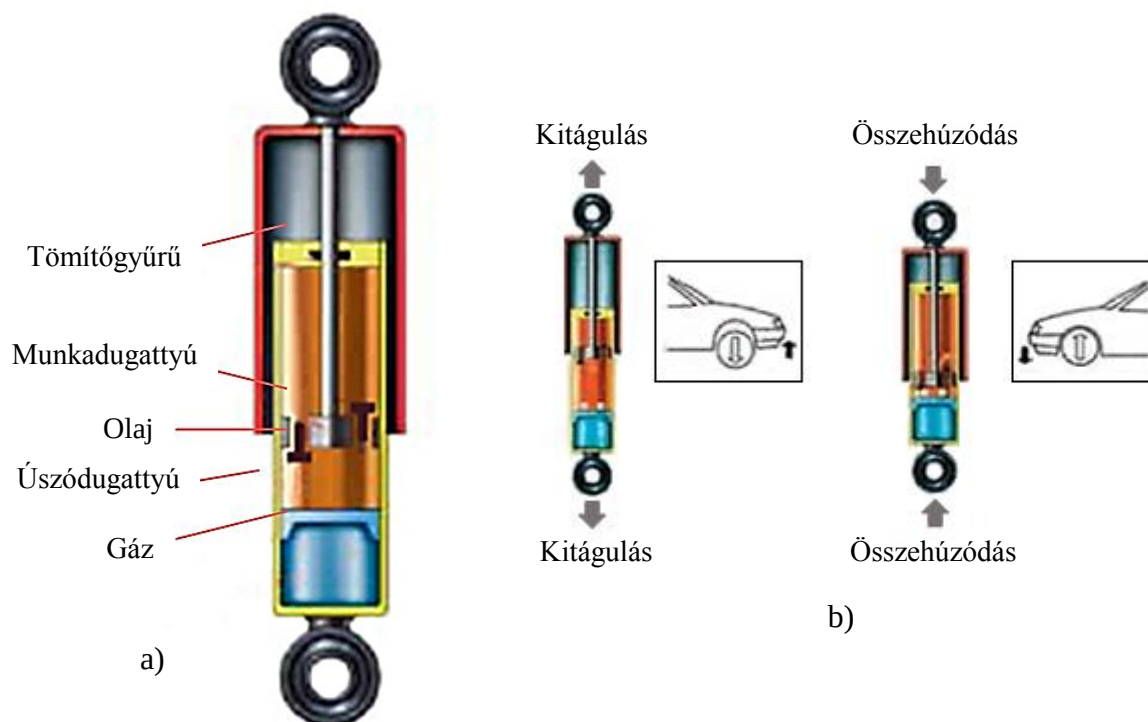
A dugattyúrúd kifelé haladásakor a dugattyúszeleppel felfele mozdul, a nyitott talpszelepen az olaj akadálytalan áramlása történik. A dugattyúszelep olajáramlással szembeni ellenállása határozza meg a csillapítást.

A kétsöves lengéscsillapító felépítése költséghatékonyan kivitelezhető, hátránya, hogy erős igénybevétel esetén olajhabzás lép fel (2.14. ábra). Személyautóknál, tehergépkocsiknál valamint különleges járműveknél alkalmazzák (Staudt, 1988).



2.14. ábra: Kétsöves lengéscsillapítóban bekövetkező habosodás (Tenneco Gmbh, évszám nélkül)

Egycsöves lengéscsillapító



2.15. ábra: a) Az egycsöves lengéscsillapító felépítése, b) Egycsöves lengéscsillapító összehúzódásának, kitágulásának folyamata (Tenneco Gmbh, évszám nélkül)

Az egycsöves lengéscsillapító esetén, amelyben rugalmas tárcsa van, nincs elválasztva az olaj és a gáz egymástól (2.15. ábra). Beépítéskor a dugattyúrúdnak lefelé kell állnia. Az elválasztó dugattyúval ellátott lengéscsillapítóban az olajat és a gázt egy mozgó dugattyú választja el egymástól. A dugattyúrúd befelé haladásakor a munkahengerben lévő tér csökken, a gáz több mint 30 bar nyomásra sűrítése történik. A rugótárcsa köteg határozza meg, hogy milyen mértékű a csillapítás. Amikor a dugattyúrúd kifelé mozog, a munkahengerben a tér növekedése következik be, mivel a túlnyomás csökken, a gáz tehermentessé válik. Az egycsöves lengéscsillapító előnye, hogy a túlnyomás miatt a legkisebb elmozdulás következtében működésbe lépnek a szelepek. Nagyobb igénybevétel esetén sem következik be az olaj habzása, így megmarad a csillapító hatás. Mivel az egész keresztmetszet rendelkezésre áll, nagyobb az olajmennyiség. Hátránya az anyagminőség és a gyártás pontossága következtében költségesebb. Alkalmazása személygépjárműveknél történik (Staudt, 1988).

2.4.2. A nem megfelelő állapotú lengéscsillapító hatása a biztonságra

„Mivel tudjuk, hogy átlagos körülmények között egy lengéscsillapító kilométerenként 5-7000 alkalommal húzódik össze és tágul ki, könnyen kiszámolhatjuk, hogy 100 000 kilométer megtétele után lengéscsillapítóink 5-700 millió ciklust hajtanak végre. Ekkora munkamennyiség után a lengéscsillapító mechanikus alkatrészei valamint a benne lévő olaj egyaránt előregszenek, és a rendszer jó teljesítményének érdekében ki kell őket cserélni.” (Tenneco Gmbh, évszám nélkül)

2.4.3. Különböző közlekedési tényezők és a lengéscsillapítók állapotának kapcsolata

Féktávolság

Minél jobban hagyjuk a lengéscsillapítókat elöregedni, annál jobban nő a féktávolság (2.16. ábra). Például 45 km/h sebességnél a féktávolság 2 méterrel növekszik, ABS-sel, ESP-vel felszerelt gépjárművek esetében ez az érték még nagyobb. Legtöbbször pontosan ez a távolság jelentheti számunkra azt, hogy biztonságosan meg tudunk állni vagy pedig balesetet okozunk.



2.16. ábra: Egy 50%-os állapotú és egy új lengéscsillapító féktávolságok közötti különbség¹

Fényszóró beállítás

Éjszaka a lengéscsillapító pattogó mozgása miatt elvakítjuk a szembejövő gépjármű vezetőjét, valamint a saját autónkból is rosszabbak a látási viszonyok.

Úttartás

¹ Lövei, 2011: <http://www.automotor.hu/aktualis/jo-auto-kell-a-baleset-elkerulesehez-381793>

Egy átlagos jármű 0,1 m²-en érintkezik az útfelülettel, rossz lengéscsillapító esetén ez a felület jelentősen csökken, így a baleset bekövetkezésének lehetősége drasztikusan nő.

Oldalszél fellépésekor a járművet érő sodró hatás nehezen kezelhetővé teszi. Egy 50 %-ig elhasznált lengéscsillapítóval rendelkező gépjármű kanyarodási sebessége száraz útburkolaton 10 %-kal csökken.

Megúszás

Egy 50 %-os lengéscsillapítóval felszerelt jármű, 6 mm vastag vízrétegen egyenletes sebesség mellett már 10 %-kal alacsonyabb sebességnél csúszik meg, mint egy azonos gépjármű új lengéscsillapítókkal felszerelve.

Reakcióidő

A rossz lengéscsillapító miatt a vezetőnek jobban kell figyelnie a jármű viselkedését, így ez fokozódó fáradtságérzettel jár, amely a reakcióidőt 26 %-kal növeli (Tenneco Gmbh, évszám nélkül).

2.5. A lengéscsillapító diagnosztikája

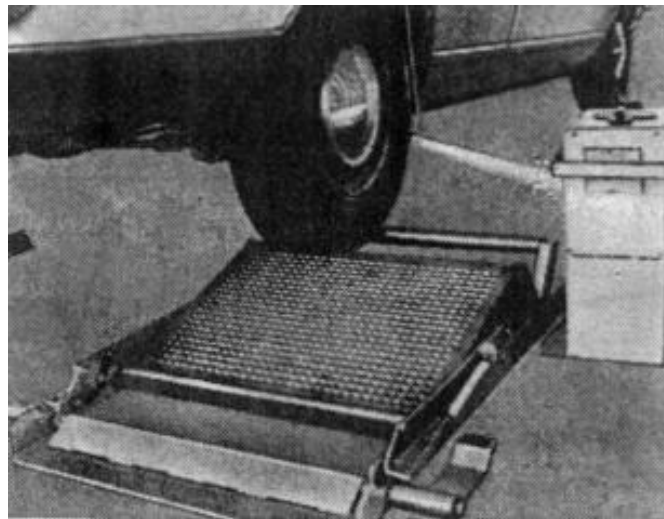
A közlekedésbiztonság egyik legjelentősebb eleme a lengéscsillapító diagnosztika. A lengéscsillapítók jelentős szerepet kapnak a járművekben. A lengéscsillapító egyik fontos feladata a lengéskényelem és talperő stabilitása. A leginkább kellemetlenebbnek tartjuk azokat a lengéseket, amelyeket a sajátfrekvenciával azonos erőhatások váltanak ki, ezt nevezzük rezonancia állapotnak (Lakatos és Nagyszokolyai, 2010).

2.5.1. Vizsgálati módszerek

A lengéscsillapító vizsgálati eljárások alapelvei megegyeznek, három eljárás terjedt el a műszaki gyakorlatban, melyeknek a lényege az, hogy rezonancia állapotot váltanak ki, melynek során vizsgálják a lengéscsillapító jellemzőit. A vizsgálatot beépített lengéscsillapítókon végzik el. Megkülönböztetjük a gépjármű ejtésén (KONI) alapuló vizsgálatot, a kerék lengetésén (BOGE) és a dinamikus talperő-ingadozás mérésén alapuló (EUSAMA) lengéscsillapító diagnosztikát.

A KONI eljárás során 100 mm magasságból ejtjük le a gépjárművet egy szétnyíló, billenő lap segítségével (2.17. ábra). Ezzel a művelettel a rugózott tömeg kerül gerjesztésbe, amely közben egy írószerkezet rajzolja ki a lengés képét.

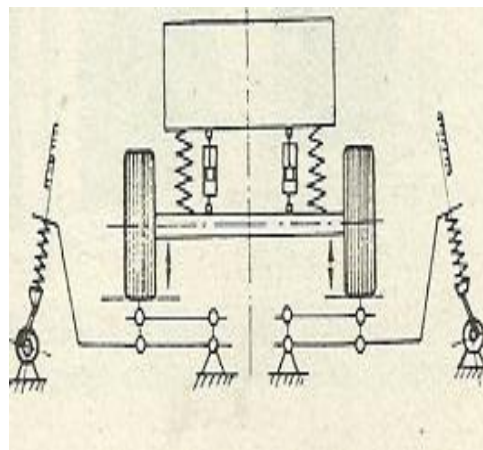
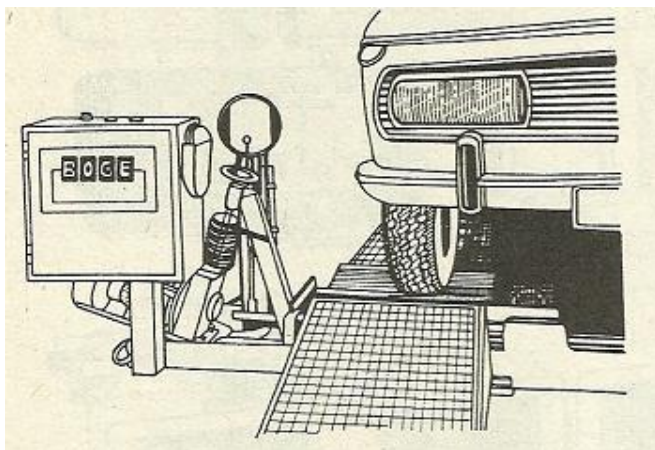
Az amplitúdó és a frekvencia csökkenéséből, valamint a lengések számából állapítjuk meg a lengéscsillapító állapotát (Lakatos és Nagyszokolyai, 2010).



2.17. ábra: Koni vizsgálat (Lakatos és Nagyszokolyai, 2011)

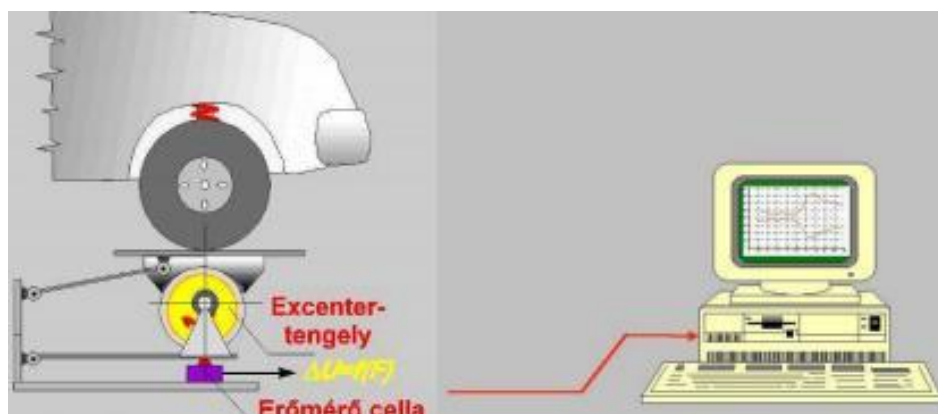
A BOGE módszerrel a rezonanciafrekvencia felett levő értékkel történik a gerjesztés és így mérik a kerék lengés kitéréseit. A BOGE féle pad a következőképpen működik: a négy keréktámaszt és a jármű rugózatlan tömegét egy hajtómotor hozza lengésbe a két rugón valamint az excenteren keresztül, gerjesztő frekvencia értéke 14,7 Hz (2.18. ábra).

Miután a motor kikapcsolt, a hajtás fordulatszáma és a gerjesztő frekvencia értéke csökken, ez alatt áthalad a rezonanciafrekvencia értékén. Az írószerkezet felrajzolja a keréktámasznak a lengési amplitúdóit. Az eredmények kiértékelésekor a maximális lengéskitérés amplitúdó nagyságát kell megvizsgálni mm-ben. Hogyha a lengéskitérés a határérték felett van, akkor a lengéscsillapító állapota nem megfelelő. A BOGE vizsgálat hátrányai, hogy egy olyan lengőrendszerben történik a gépjármű rugózatlan tömegének mérése, amihez két rugó és négy keréktámasz kapcsolódik, így megváltozik a rendszer rezonanciafrekvenciája, 5-9 Hz-re csökken. Ebből következik az a probléma, hogy nem valós a közlekedésbiztonsági tartományban a mérés. Egy másik hátrány a mérés kiértékelésének típusfüggősége, hiszen előfordulhat, hogy az adott gépjárműben nem a gyári lengéscsillapító van beszerelve (Lakatos és Nagyszokolyai, 2010).



2.18. ábra: BOGE módszer (Kovács, 1993)

Manapság az EUSAMA vizsgálat a legelterjedtebb, hazánkban kizárólag ezt a mérési eljárást alkalmazzák hatósági célokra. Az eljárás lényege, hogy a lengéscsillapító minősítése a talperő változása alapján történik (2.19. ábra).



2.19. ábra: EUSAMA vizsgálat (Lakatos és Nagyszokolyai, 2011)

Tökéletesen sík útfelületen a tapadási erő állandó, amelynek folyamatát a következő képlet írja le:

$$F = \varphi \cdot G \quad (2.1)$$

ahol: φ – tapadási tényező [-], G – kerékterhelés [N]

Teljesen sima útburkolat azonban nem létezik a valóságban, ezért a kerékterhelés folyamatosan változik, valamint a tapadási erő is. A tapadási feltételek a rezonancia állapotában a legrosszabbak. Ezt a tényt a következő összefüggéssel állapítjuk meg:

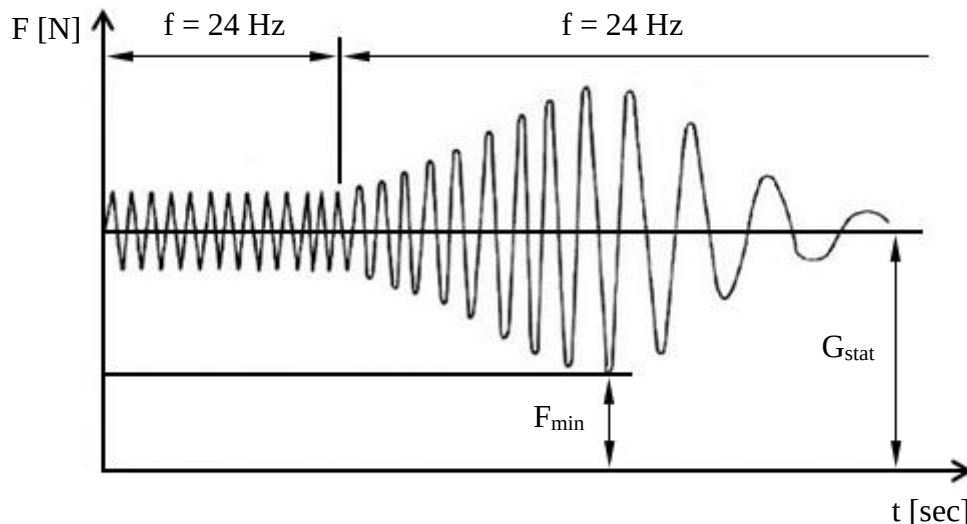
$$F = A \cdot \varphi \cdot G \quad (2.2)$$

ahol: „A” a talperő viszonyt jelenti, általában százalékban szokták megadni

A definíció szerinti képlet, amely a talperő viszony értékét adja meg (2.20. ábra):

$$A\% = 100 \cdot \frac{F_{\min}}{G_{\text{stat}}} \quad (2.3)$$

ahol: $F_{\min}$ – a minimális talperő értéke a rezonancia állapotában [N], G_{stat} – a statikus talperő értéke [N].



2.20. ábra: Az EUSAMA vizsgálat során a talperő változása az idő függvényében (Lakatos és Nagyszokolyai, 2010)

A talperőviszony értékét befolyásoló tényezők a következők: jármű konstrukciója, a lengéscsillapító állapota, típusa, a gumiabroncs állapota, típusa, a kerékterhelése.

Az EUSAMA kiértékelésének legfőbb előnye a típusfüggetlenség, a vizsgálatot a következő skála szerint értékeljük:

- 60...100 % nagyon jó
- 45...60 % jó
- 30...45 % gyenge
- 20...30 % elégtelen
- 0 % nincsen érintkezés a talajjal

Bizonyos berendezések az úgynevezett B% jellemzőt használják, amely azt mutatja meg, hogy a statikus talperő értéke mennyivel csökken a rezonancia állapotában.

A% és B% értéke a következő a képlet szerint:

$$A\% + B\% = 100 \quad (2.4)$$

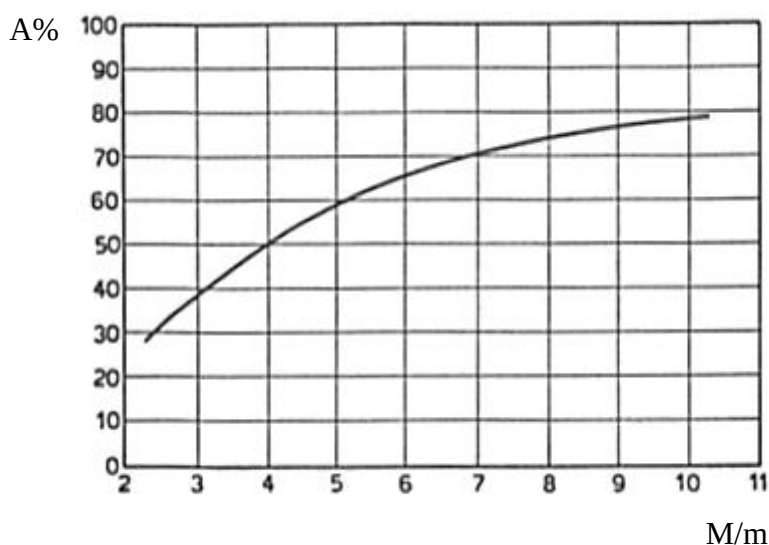
Hogyha 0 % a mérési adat, akkor a kerék a talajtól való elszakadás határhelyzetében van. Az azonos tengelyeken lévő két-két kerék mért értékeinek a különbsége nem haladhatja meg a 20...25%-ot az EUSAMA ajánlás szerint (Lakatos és Nagyszokolyai, 2010).

2.5.2. Az EUSAMA vizsgálat mérés eredményeit befolyásoló tényezők

Járműkonstrukció

„Az M rugózott és az m rugózatlan tömeg aránya befolyásolja a dinamikus talperő viszonyának ($A\%$) értékét, mégpedig úgy, hogy minél nagyobb a rugózott tömegarány, annál kedvezőbbek a tapadási viszonyok.” (Lakatos és Nagyszokolyai, 2010)

A következő ábra mutatja meg a talperőviszony értékét a rugózott és a rugózatlan tömeg arányában.

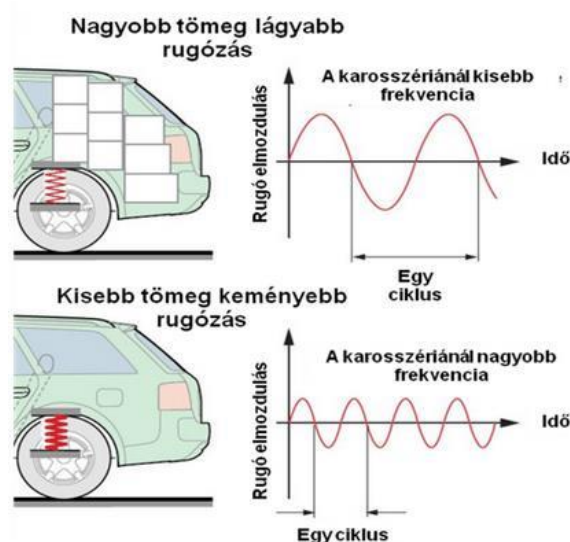


2.21. ábra: A rugózott (M) és rugózatlan (m) tömeg arányának hatása a talperőviszony ($A\%$) értékére (Lakatos és Nagyszokolyai, 2010)

A 2.21. ábra felhívja a figyelmet arra, hogy a rugózott tömeg megváltoztatása a vizsgálat során jelentősen befolyásolhatja, meghamisíthatja a vizsgálat eredményeit, így a lengéscsillapítót jobb állapotúnak ítéldhetjük meg, mint amilyen valójában (Lakatos és Nagyszokolyai, 2010).

2.5.3. A tömeg hatása a rugózásra

A nagyobb tömeg lágyabb rugózást, míg a kisebb tömeg keményebb rugózást eredményez (2.22. ábra, Kőfalusi, 2014).



2.22. ábra: A rugózást befolyásolja a tömeg (Kőfalusi, 2014)

2.5.4. A gumiabroncsok

A gumiabroncs rugalmassága és a benne lévő levegő összenyomhatósága is fontos szerepet játszik az útegyenetlenségek csillapításában. A dinamikus talperőviszony értékét gumiabroncsban lévő nyomás is befolyásolja. Azzal, hogy növeljük az abroncsnyomást, csökkentjük a tapadást, 0,5 bar abroncsnyomás változása akár 10%-os tapadáserő változást is okozhat. Hogyha csökkentjük a gumi nyomását, akkor 0,5 báronként 100 kg-mal csökken az abroncs teherbírása és az élettartama is. A mérést az előírt guminyomás beállítását követően kell elvégezni, ahhoz hogy reprodukálható mérési eredményt kapjunk (Lakatos és Nagyszokolyai, 2010).

Kötelező biztonsági berendezés

Idén új EU-szabályozás lépett érvénybe, amely az autógyártókat érinti. 2014 novemberében hatályba lépett rendelet szerint kötelező a gépjárművekben a guminyomás ellenőrző berendezés (2.23. ábra). A legújabban forgalomba helyezett járműveknél ez a berendezés már megtalálható, így az abroncsban lévő légnyomás folyamatosan megfigyelhető. Hogyha a légnyomást gyári értékeken tartjuk, akkor a féktávolság optimális lesz, és az üzemanyag fogyasztásának csökkenése várható.

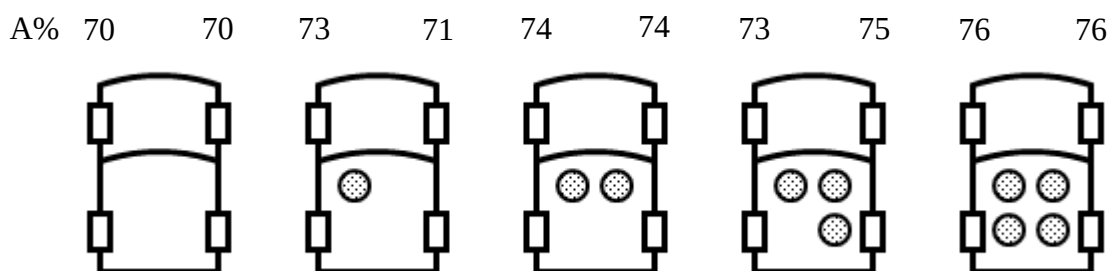
Az új szabályozás a kevesebb balesetet és a gazdaságosabb közlekedést tartja szem előtt (Nemzeti Közlekedési Hatóság szakmai lapja, 2013).



2.23. ábra: A műszerfalon látható abroncsnyomás értékei²

2.5.5. A jármű terhelése és terheléseloszlás

A mérés eredményét a terheléseloszlás jelentős mértékben befolyásolja. Hogyha utasokkal terhelt a gépjármű, akkor a talperőviszony növekedése következik be az üres, utasokkal nem rendelkező gépjármű talperőviszonyához képest. A 2.24. ábra szemlélteti, hogy az előírt terhelési viszonyoknak megfelelően kell elvégezni a vizsgálatot (Lakatos és Nagyszokolyai, 2010).



2.24. ábra: A terheléseloszlásának hatása a talperőviszony értékére gumiabroncsokként
(Lakatos és Nagyszokolyai, 2010)

² MTI, 2012: http://hvg.hu/cegauto/20121031_Uj_unios_autos_szabalyok_lepnek_eletbe_no/

2.5.6. Hőmérséklet

A hőmérséklet nagymértékben befolyásolja az olaj viszkozitását és a lengéscsillapító csillapítási tényezőjét. A mérést üzemmeleg lengéscsillapítókkal kell végezni. Hogyha -15 fokról +60 fokra növekszik az olaj hőmérséklete, akkor akár 30%-al is csökkenhet a csillapítási tényező. (Lakatos és Nagyszokolyai, 2010)

2.6. Következtetések az áttekintett szakirodalom alapján

Manapság szabványos lengéscsillapító vizsgálatok léteznek, de ahhoz, hogy megállapítsák a lengéscsillapító állapotát százalékos értékben, autószervizbe kell fáradnunk. Olyan gépjárművekbe beépített fedélzeti rendszer, amely tájékoztatja a vezetőt arról, hogy lengéscsillapítója használható állapotban van, esetleg cserére szorul, jelenleg még nem létezik. Európában az EUSAMA vizsgálat a legelterjedtebb, hazánkban is ez az elfogadott hatósági eljárás. A járművezetők legtöbbször nem veszik észre lengéscsillapítójuk rossz állapotát, mivel az fokozatosan romlik, hozzászoknak a rosszabb állapothoz. Egy fedélzeti rendszer segítségével folyamatosan információt kaphatunk ennek a fontos alkatrésznek az aktuális paramétereiről.

3. Módszer és eszközök

3.1. Az alkalmazott mérőrendszerek ismertetése

A gépjármű lengéscsillapítóinak mérését két különböző mérőkör használatával végeztem el. A mérőkörök közül az egyik az Energotest lengéscsillapító vizsgáló pad volt, amely a mérőberendezésben található erőmérő cella által mért értékeket szolgáltatta, tehát ezt a mérőkört definiáltam *referencia mérőkörnek*. A *kísérleti mérőkört* a célfeladatnak megfelelően állítottam össze, melyben a felhasznált érzékelők gyorsulásérzékelők voltak. A mintavételezést két darab HBM Spider8 mérési adatgyűjtő segítségével végeztem, a kiértékelés pedig számítógépen történt.

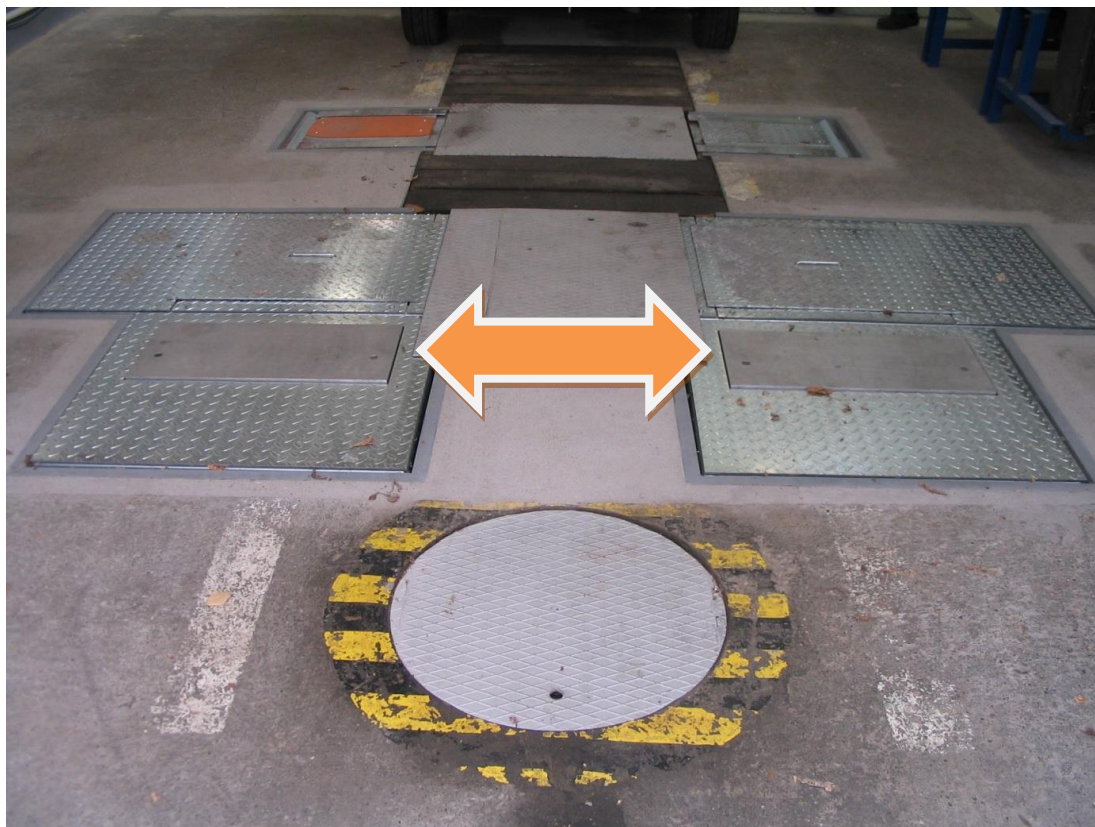
3.1.1. Referencia mérőrendszer

A fent leírtaknak megfelelően referencia mérőrendszernek tekintetem az Energotest lengpad saját mérőrendszerét. A berendezés 3.1. ábrán látható két darab lengető lapja alatt két darab talperő mérő cella található. A 0,05 % pontosságú cellák kilogrammban kalibráltak. A mintavételezett adatokat az Energotest rendszer a mérőszámítógépén futó program segítségével értékeli ki, a számítógépes környezet pedig lehetőséget ad arra, hogy a kapott függvények a lengpad alkatrészeinek saját lengéseivel korrigálásra kerüljenek.

A vizsgáló pad alumíniumból készült lengő lapok által csatlakozik a gépjármű mért tengelyén található kerekekhez, a lengőlapok a gépjármű futóművét 6 mm-es lökettel gerjesztik. Az EUSAMA mérési ciklusának megfelelő szabványos gerjesztés az excenteres tengelyforgató mechanizmus segítségével valósul meg. A berendezés műszaki adatait 3.1. táblázat tartalmazza.

3.1. táblázat: Energotest lengpad műszaki adatai (ETL-20 Felhasználói gépkönyv, 2013)

Típusa:	ETL-20
Mechanika:	Maximális tengelyterhelés: 20kN
	Nyomszélesség belül min.: 850 mm
	Nyomszélesség kívül max.: 2170 mm
	Gerjesztési út: 6 mm
	Villamos motorok teljesítménye: 2 x 2.2 kW
	Méretei: 2 db 850x740x260
	Óránkénti kapcsolások száma: 30



3.1. ábra: Az Energotest lengéscsillapító vizsgáló pad (Horváth, 2013)

A mért adatok és a százalékban megadott talperő viszony megjelenítése a 3.2. a ábrán látható számítógépes Energoline munkaállomáson történik. A lengéscsillapítót minősítő százalékos érték mellett a képernyőn a talperő-frekvencia függvény burkológörbéje is megjelenik, a narancssárgával jelölt értékek pedig a lengőlapon nyugalmi állapotban mérhető tömegek (3.2. b ábra).



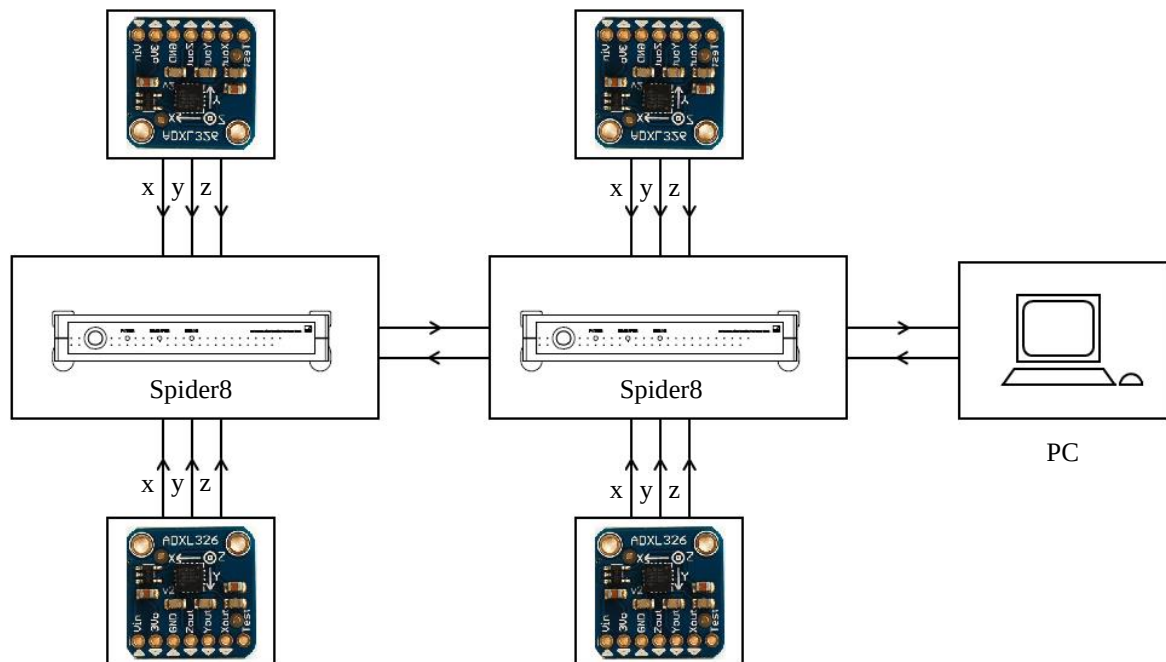
a)



b)

3.2. ábra: a) Energoline kiértékelő állomás, b) Lengőpados mérési eredmények megjelenítése (Horváth, 2013)

3.1.2. Kísérleti mérőrendszer

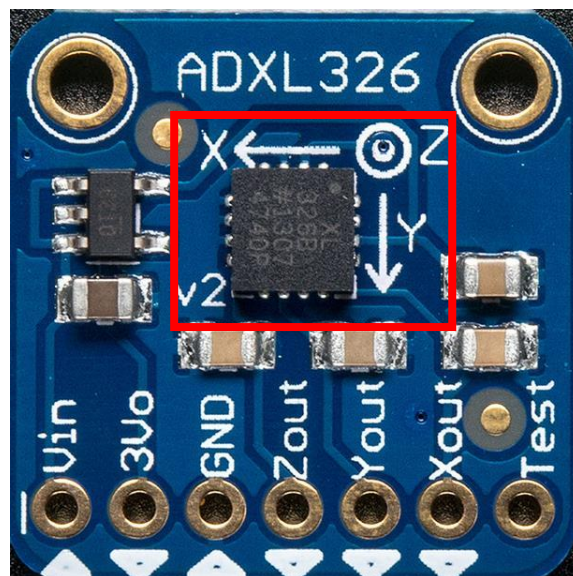


3.3. ábra: Kísérleti mérőrendszer felépítése

Az 3.3. ábrán látható az a kísérleti mérőrendszer, amelyet a lengéscsillapítók vizsgálatához állítottam össze. Az ADXL 326-os gyorsulás érzékelőkből négy darabot használtam a gépjármű elején a jobb és baloldalon, a rugózott és a rugózatlan tömeg egységére szerelve. A mérőrendszer kialakításakor különös figyelmet fordítottam az érzékelők kiválasztására, az érzékelő hordozó alaplapp megtervezésére, a felfogató polimer érzékelő tartók könnyű szerelhetőségére, illetve a mérőkábelek minőségére. Mivel a távlati céljaim között szerepel a mérőrendszer közúti vizsgálatra alkalmassá tétele, ezért elhatároztam, hogy az érzékelők telepítését mind geometriailag, mind pedig villamos tekintetben a lehető legkörültekintőbben valósítom meg.

3.1.3. A választott gyorsulásérzékelők

Az ADXL 326-os MEMS gyorsulásérzékelő egy háromirányú (un. triaxiális) érzékelő. Az érzékelő MEMS chip-jét (3.4. ábra, pirossal jelölve) rengeteg elektronikai cég árulja különböző méretű nyomtatott áramköri lapokra szerelve.



3.4. ábra: ADXL 326-os gyorsulásérzékelő (<http://www.adafruit.com/product/1018>

Letöltve:2014.10.17.)

Az általam választott készre szerelt érzékelő áramkör méreteit a 3.2 táblázat tartalmazza.

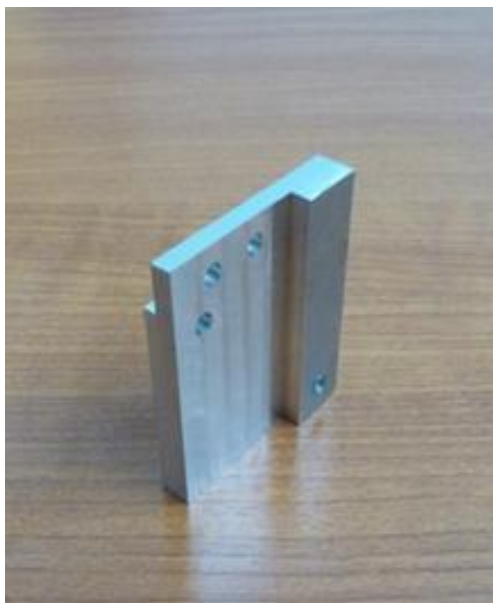
3.2. táblázat: Az ADXL 326-os gyorsulásérzékelő műszaki adatai

Hossz	19 mm
Szélesség	19 mm
Magasság	3,14 mm
Súly	1,29 g

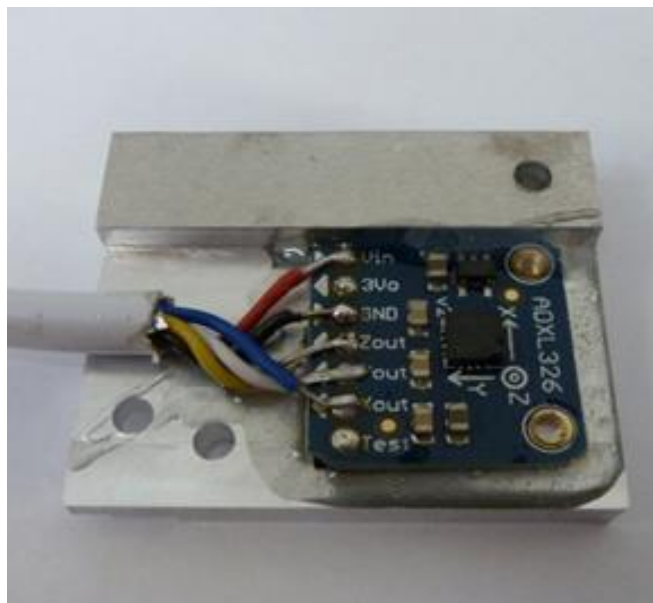
Az ADXL 326 típusú gyorsulásérzékelő 5 V-os, analóg kimenettel ellátott érzékelő, amely +/-16g mérésére alkalmazható az X, Y és Z tengelyen. Az erőhatásnak megfelelő feszültség érték mutatkozik meg az analóg kimeneteken. Pozitív gyorsulásnál a maximális feszültség értéke 3,3V, negatív gyorsulásnál pedig 0V a minimum feszültség.

Az ADXL 326 érzékelő szélesebb frekvenciatartománnyal rendelkezik, mint a kutatás előzménye során alkalmazott Kistler érzékelők. Ebből kifolyólag a kapott gyorsulásfüggvényeken kevesebb jelfeldolgozási műveletet kell végrehajtani a peremzavarás következtében létrejövő zajok miatt, és a referencia mérőrendszerrel mért adatokhoz hasonlítva pontosabb eredményt érhetünk el.

3.1.3. Gyorsulásérzékelők felszereléséhez készített alkatrészek



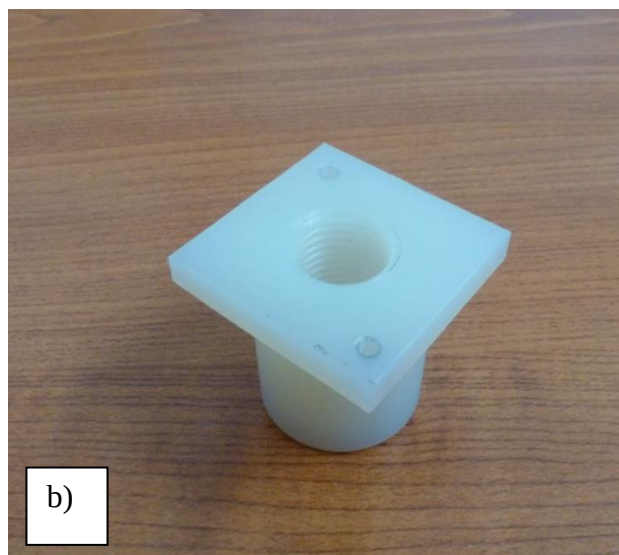
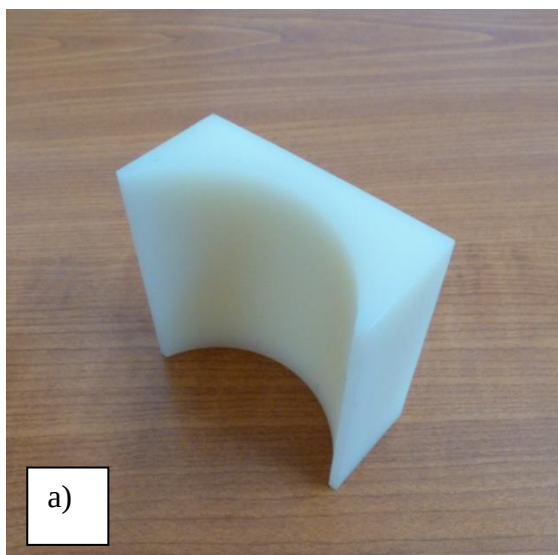
a)



b)

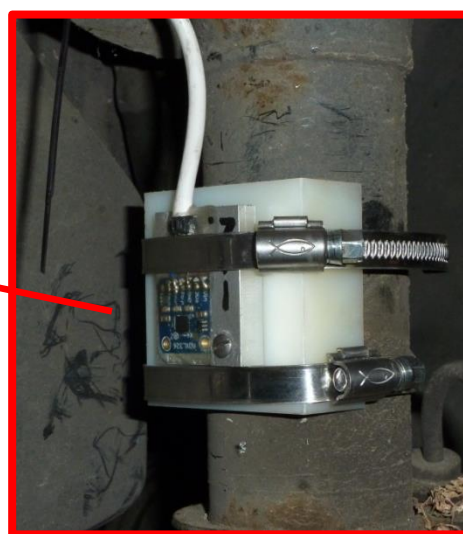
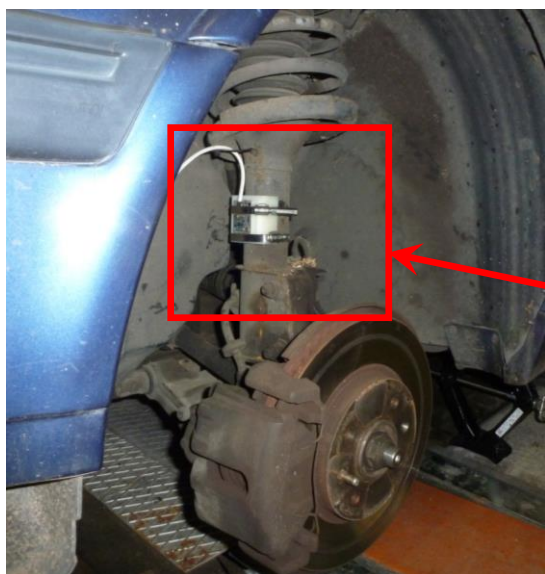
3.5 ábra: A gyorsulásérzékelő elhelyezése az alaplapon

A gyorsulás érzékelőt nyomtatott áramköri lapra (továbbiakban *nyáklap*) szerelve rendeltem meg. A nyáklap önmagában nem volt alkalmas arra, hogy az érzékelőt telepíteni tudjam a gépjármű futómű elemeire, ezért terveztem egy nyáklap hordozó alaplapot (3.5. a. ábra). Az alaplagnak több követelményt is teljesítenie kellett, nevezetesen: elég merev legyen; geometriai kialakítása könnyítse meg a nyáklap felragasztását; könnyű legyen; az oldallapjai 90 fokos szöget zárjanak be egymással; valamint rendelkezzen a mérővezeték leszorítására alkalmas megoldással. Az alaplap alumíniumból készült, amelyre az érzékelő ragasztása két komponensű epoxy ragasztóval történt. Az epoxy gyantás ragasztó réteg a mérés körülményeihez illeszkedően megfelelő merevségű, ugyanez a ragasztóanyag használható az érzékelő mechanikai védelmét ellátó védőburkolat kialakítására. A lap minimális gyártási pontatlanságaitól eltekintve a MEMS gyorsulás érzékelő tengelyei párhuzamosnak mondhatóak az alaplap oldaléleivel. Ez a párhuzamosság az érzékelő statikus kalibrációját könnyíti meg, mivel így nem kell egy speciális állványt tervezni ahhoz, hogy az érzékelőt bekalibráljuk a gravitációs gyorsulás, illetve a nulla gyorsulás értékére.



3.6. ábra: a) alsó polimer szenzortartó, b) felső polimer szenzortartó

Az érzékelő-alaplap ragasztott egysége úgy lett megvalósítva, hogy a kutatás során esetlegesen felmerülő újabb igényeket is ki tudja szolgálni, valamint több helyre is felfogatható legyen. Ez a megoldás szükségessé tette egy közdarab beiktatását. A közdarabok anyagául műanyagot választottam, ezek ugyanis lehetővé teszik a pontatlanabban megmunkált külsejű alkatrészekhez történő csatlakoztatást is. Mivel jelenleg a rugózott és a rugózatlan tömeg egységén végeztem gyorsulásméréseket, szükség volt egy polimer tartóra, amit a lengéscsillapítók aljához (3.6. a. ábra) tudtam a futómű megbontása nélkül csatlakoztatni, illetve egy másikra, amit a futómű tornyaiba tudtam telepíteni (3.6. b. ábra).



3.7. ábra: Alsó gyorsulásérzékelő felszerelése

Az 3.7. ábrán látható a rugózatlan tömeg egységére telepített gyorsulás érzékelő. Az általam tervezett alumínium alaplapot csavarkötéssel rögzítettem a műanyag érzékelő tartóra, ezután az egész egységet két darab aba-bilincses szorító kötéssel fogattam a lengéscsillapító külsejéhez.



3.8. ábra: Felső gyorsulásérzékelő elhelyezése

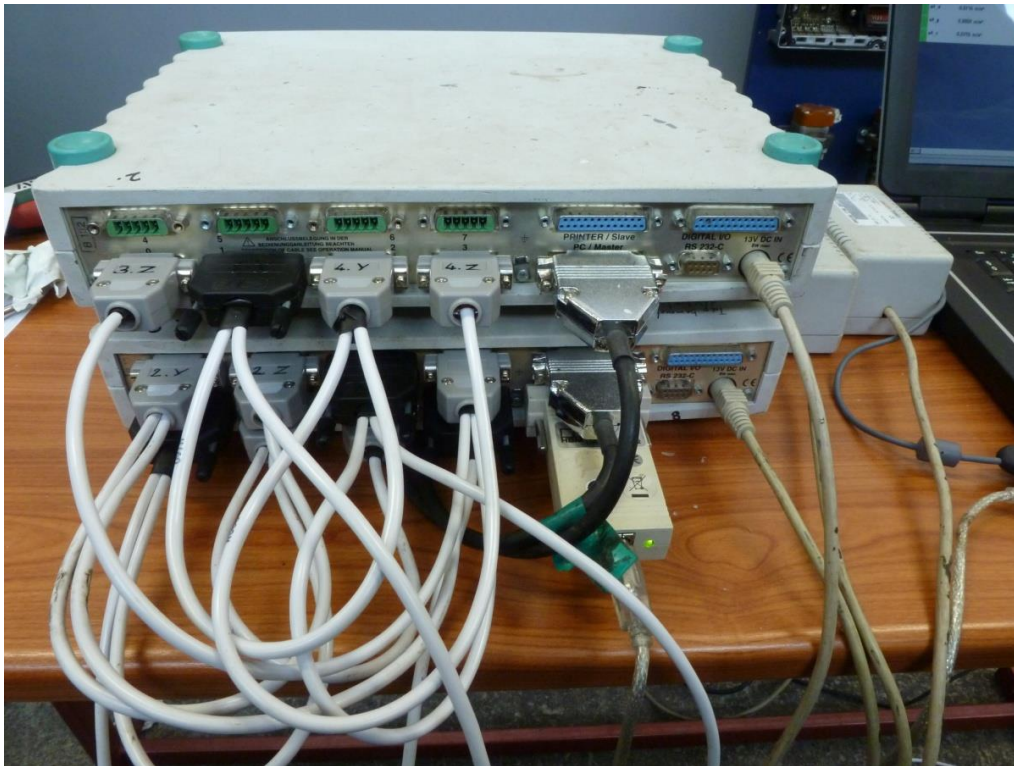
Az 3.8. ábrán látható a rugózott tömeg egységére telepített gyorsulásérzékelő. Az érzékelőt a futómű tornyaiban a lengéscsillapító menetes szárára szereltem. A menetes furattal ellátott polimer érzékelő tartó kézi erővel igen könnyedén, szerszámok nélkül szerelhető. Az alumínium alaplapot a polimer érzékelő tartóhoz csavarkötéssel rögzítettem.

3.1.5. Spider8

A Spider8 egy PC-k részére megvalósított elektromos mérésadatgyűjtő berendezés, amely különböző jelek fogadására és feldolgozására alkalmas, úgymint erő, gyorsulás, nyomás, nyúlás és hőmérséklet. A mérőberendezésben erősítő, A/D konverter, PC interface és a csatlakozó egységek találhatók (Schiffer, 2008).

A Spider8 tulajdonságai

A berendezés négy digitális erősítővel és 4.8 kHz vívőfrekvenciával rendelkezik. Minden egyes csatorna magában foglal egy A/D konvertert, amelyek mindegyike szinkronizált. Az első két csatorna impulzusszámlálóként is használható. A Spider8 folyamatos adatgyűjtés megvalósítására képes, magas mintavételezési frekvencia is beállítható. További tulajdonságai közé tartozik a digitális szűrés, kalibrált bemenetek és a könnyű használat. Több Spider8 összekapcsolása esetén maximum 64 csatorna használata lehetséges (Schiffer, 2008).



3.9. ábra: Spider8 mérési adatgyűjtő, csatornák bekötése

A 3.9. ábrán két darab Spider8 mérési adatgyűjtő látható a kísérleti mérőrendszerbe illesztve. A Spider8-ak bemeneteire a képen látható módon lettek csatlakoztatva a gyorsulásérzékelők (4x3 darab csatorna). A fekete csatlakozók eltérnek a többitől, ezeken keresztül kapják az egyes érzékelők a működésükhöz szükséges tápfeszültséget.

4. A mérések végrehajtása, mérési eredmények kiértékelése

4.1. A mérés körülményei

A mérést szabványos 24 Hz-es 6 mm-es útgerjesztés mellett végeztem. A mérések üzemmeleg lengéscsillapító mellett zajlottak, az üzemmeleg állapot eléréséhez oldalanként 4-4 szabványos EUSAMA gerjesztési ciklusra volt szükség. Az Energotest lengpad mérőrendszerével, valamint az általam összeállított kísérleti mérőrendszerrel párhuzamosan történt a mérési eredmények regisztrálása. Mind a két mérőrendszer ugyanazt a gerjesztést kapta. Jelentős eltérésnek mondható a két mérőrendszer között, hogy a mérés más helyen valósul meg. A referencia mérőrendszer érzékelője (az erőmérő cella) a gépjárművön kívül a kerekek alatt található alumínium lapra van építve. A kísérleti mérőrendszer a gépjármű fedélzetére telepíthető mobilizálható megoldás.

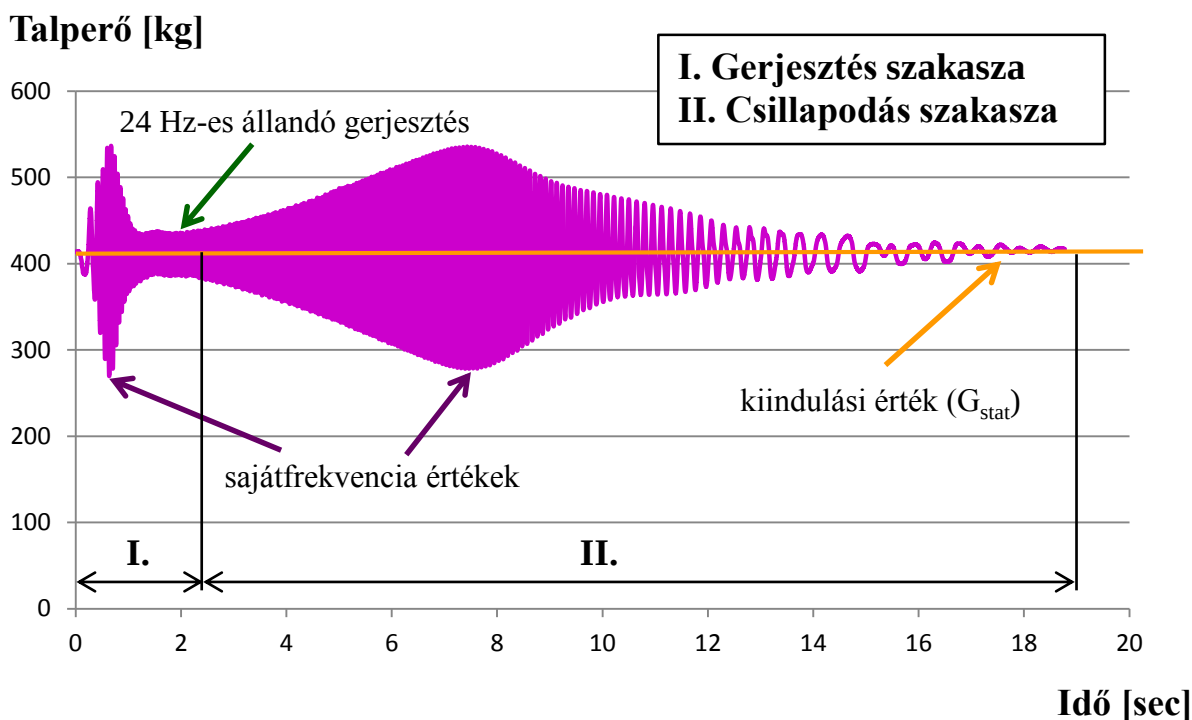
A gépjármű lengőrendszerének tulajdonságát a gumiabroncs nyomásával befolyásoltam (4.1. ábra). A méréseket 220, 240, 260, 280 kPa-os guminyomás értékeken végeztem, a gépjármű bal és jobb első lengéscsillapítóján. Minden abroncsnyomás értéken a jobb és baloldalon egyaránt ötször ismételtam a mérést.



4.1. ábra: Guminyomás beállítása a mérések között

4.2. A mérések során kapott adatok értelmezése

A lengőpados mérések során az erőmérő cella által regisztrált adatok megjeleníthetők egy diagramban, amely az adott mérési beállításhoz tartozó talperő-idő függvény lesz (4.2. ábra). A narancssárga vonal jelöli a nyugalmi állapotban mért tömeg értéket, amely az adott kerékre esik (G_{stat}). A lila nyilakkal jelölt pontokon a lengés frekvenciája eléri a gépjárműtest sajátfrekvenciájának értékét.



4.2. ábra: Az Energotest erőmérőcella adataiból kapott talperő-idő függvény

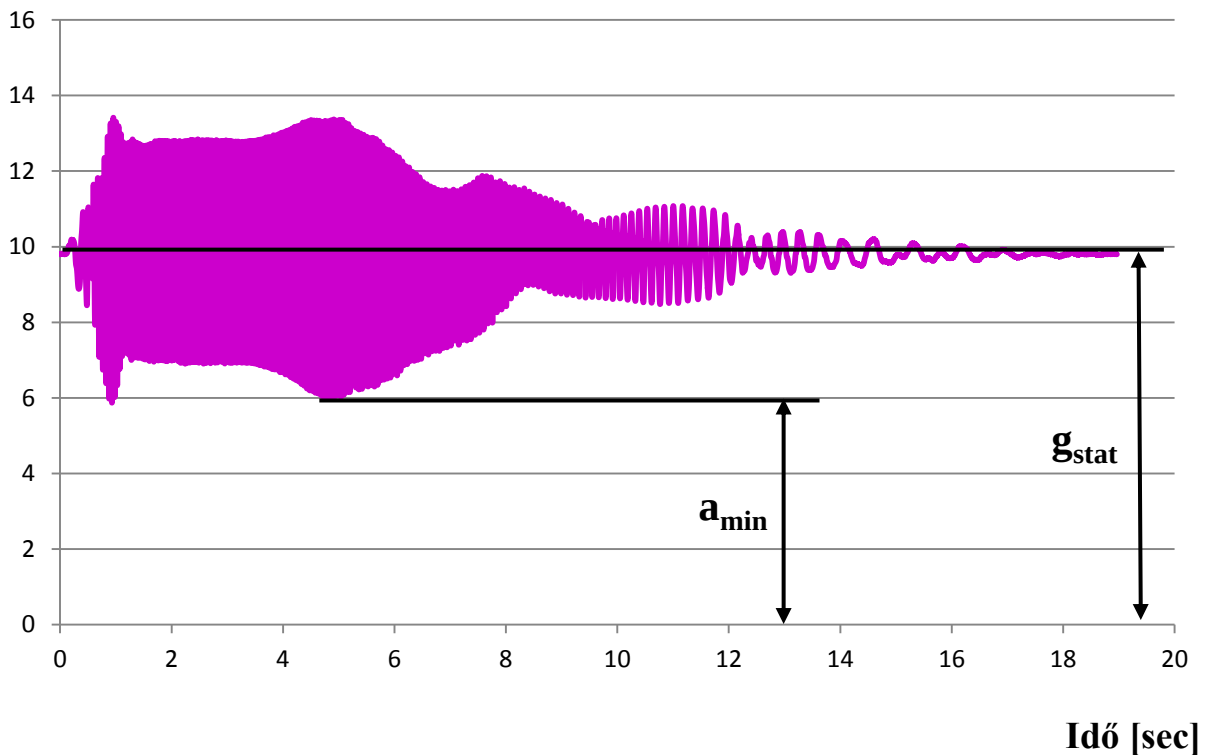
A diagramon bemutatott nevezetes értékek alapján határozható meg a talperőviszony értéke, amely alapján a lengéscsillapító állapota meghatározható a 25. oldalon olvasható szakirodalmi feldolgozásban tárgyalt módon. Mivel a „lengéscsillapítási” képességet értékeljük, ezért a csillapodás szakaszában keletkező minimum értéket használjuk a talperőviszony meghatározásához.

Az Energotest pad mérőrendszere egy korrekciós eljárással is rendelkezik, mely segítségével a csillapodás szakaszában a talperő-idő függvény a pad saját lengéseivel korrigálható. Önmagában a korrigált függvényt nem lehet használni a talperőviszony meghatározásához, mert a kiindulási állapotról és a gerjesztés szakaszáról az adatsorban nem áll rendelkezésre adat.

Munkámban a nyers és a korrigált adatokat egyaránt felhasználtam, azonban az Energotest adataiból készített talperő-idő függvényeket grafikusán nem volt szükséges vizsgálnom, elegendő volt az adatsorok tipikus értékeit felhasználnom.

A kísérleti mérőrendszerben lévő gyorsulásérzékelők által szolgáltatott adatok alapján a talperő-idő függvényhez nagyon hasonló diagram hozható létre (4.3. ábra). Ezen diagram alapján ugyanazokból a nevezetes pontokból kiindulva (ezúttal a gyorsulás értékekből) szintén meghatározható a talperő-viszony értéke (Horváth, 2013).

Gyorsulás [m/s^2]



4.3. ábra: A kísérleti mérőrendszerrel mért gyorsulás-idő függvény

Munkám előzményének tekinthető, Horváth Csongor dolgozata, amit 2013-ban írt a SZIE Gépészmérnöki Karának Méréstechnika tanszékén. A szerző dolgozatában arra a következtetésre jutott, hogy az adott keréknél meghatározott talperő viszony értéke (A%) jól közelíthető a gravitációs gyorsulás, valamint a gyorsulás függvény 2. minimum helyének értékeinek hányadosával.

A feltételezés helyesnek bizonyult, és 5%-os pontosságon belül reprodukálni tudta ezen összefüggéssel a referencia mérőrendszer által mért értékeket. A 4.3. ábrán látható egy gyorsulásérzékelőkkel a futómű tornyokban mért gyorsulás-idő függvény és annak a talperő viszony százalékos értékének számításához szükséges, $a_{\min}$ és g_{stat} értékei.

A gyorsulás-idő függvényre vonatkozóan, az A% megállapítására vonatkozó képlet a következő:

$$A\% = 100 \cdot \frac{a_{min}}{g_{stat}} \quad (4.1)$$

4.3. Mérési eredmények kiértékelése

Amikor kutatási témámmal elkezdtem foglalkozni, úgy gondoltam, hogy fontos lenne a kísérleti mérőrendszerrel kapott mérési adatokat a referencia mérőrendszer mérési eredményeihez képest pontosítani (laboratóriumi körülmények között). Ennek első lépése volt a célnak megfelelő érzékelő kiválasztása, valamint a beépíthetőség megvalósítása. Ezen kívül a különböző zavaró tényezők kiküszöbölésére is szükség volt. A mérések során megfigyeltem, hogy a gépkocsi statikus, vízszintes állapotában is „0”-tól eltérő értéket mutatnak az érzékelők. A „0” érték valójában a 9,81 m/s²-nek felel meg, (vagyis a gravitációs gyorsulás értékének), hiszen érzékelőinket erre az értékre kalibráltuk a mérés megkezdése előtt. A külső zavaró hatásoknak, zajoknak köszönhetően ez az említett érték akár meg is haladhatja a gravitációs gyorsulás értékét. Természetesen, nem változott meg a gravitáció a mérési időpillanatban, pusztán elektromos berendezések által keltett zajról beszélhetünk. Bár mérőkábelként árnyékolt, sodrott érpárokkal rendelkező kábelt használtunk, közel 10 méteres hossza problémát jelenthetett. Valószínűbb azonban, hogy az Energotest lengpad gerjesztést előállító lengető lapjai alatt található villamos motor elektromos zaja okozta statikus helyzetben a gravitációs gyorsulás értékétől akár tizedekkel történő eltérést. Célszerűnek láttam tehát, hogy a Horváth Csongor 2013-as TDK dolgozatában felállított képletében használt g statikus értéke helyett azt a számértéket használjam, amely a mérés előtt nyugalmi helyzetben lett betárazva, és a gravitációs gyorsulás értékétől kismértékben eltér.

A 4.1. táblázatban látható a Spider 8 által rögzített adatsorok fejléce, amelyben a betárazott statikus érték ki van emelve (Software Zero). Ezt az értéket én $g_{stat\ tára}$ -nak definiáltam, használatának köszönhetően pedig sikerült a két különböző mérési és adatfeldolgozási eljárás közötti hibát 0.5 % -nál kisebb értékre csökkenteni.

A talperő viszony értékét a következő módon számoltam:

$$A\% = 100 \cdot \frac{a_{min}}{g_{stat\ tára}} \quad (4.2)$$

4.1. táblázat: A Spider 8 által rögzített adatsor fejléce

T0 =29.10.14 14:09:14
dt =0,833333333333333 ms
CH 4
S/N Not available
SR 55 Carrier frequency ID=5053
Not available ID=0
Spider8 DC Voltage ID=420
x1=0 y1=0;x2=0 y2=0
V (Electr.)
(Engin.)
1,356316E-19 Nominal value
Not available ID=0
Scaling = Engineering units ID=0
Unknown ID=20000
Filter = No filter ID=140
fg = no highpass filter Hz ID=1199
0 Zero
1,8656 Tare
9,727563 Software-Zero
k = 0
b = 0
Software scaling: Linearization table x(1) = 0 y(1) = 0 x(2) = 0,0476 y(2) = 9,81

A kiválasztott gyorsulásérzékelők típusa és a beépítési módszer pontosabbá tételének köszönhetően a referencia mérőrendszer és a kísérleti mérőrendszer mérési eredményei között az eltérés **0,32 %-os** érték alá csökkent (4.2. táblázat.)

4.2. táblázat: A két különböző mérőrendszerből származó eredmények a névleges guminyomáson

	g stat [m/s ²]	a min [m/s ²]	Gyorsulás függvényből származó eredmény [%]	Energotest mérőberendezésből származó eredmény [%]
2,4 bar vízszintes vizsgalat bal 1. érték	9,81	-3,668	62,60958206	62,35540859
2,4 bar vízszintes vizsgalat bal 2. érték	9,734538	-3,62	62,81282173	62,93582862
2,4 bar vízszintes vizsgalat bal 3. érték	9,724538	-3,621	62,7642979	63,16259604
2,4 bar vízszintes vizsgalat bal 4. érték	9,734538	-3,686	62,13482345	63,19412506
2,4 bar vízszintes vizsgalat bal 5. érték	9,81	-3,667	62,61977574	62,84981268
	Átlag:		62,58826018	Átlag: 62,8995542

A gyorsulásfüggvény átlagolásának segítségével megállapítható egy középérték, ami a fentiekben említett tara értékhez (Software Zero) igen közel van. Mivel az eltérés pár tizedes nagyságrendben mozog, ezért, ha a g_{statikus} érték helyett ezzel az értékkel számolunk, elhanyagolható hiba keletkezik (4.3. összefüggés).

$$A\% = 100 \cdot \frac{a_{min}}{f_{(gy)átlag}} \quad (4.3)$$

Az így számított középértéknek főleg közúton vehetjük hasznát, mivel ha ott is szeretnénk egy középértéket használni a számításunkhoz, azt így megkaphatjuk. Az átlagolt értékek eltérése a tára értéktől (Software Zero) kisebb, mint **0,05 %** (4.3. táblázat).

4.3. táblázat: Az átlagolt függvényközépértékkel és a tára értékkel kalkulált A% különbsége

	g stat [m/s ²]	a min [m/s ²]	Gyorsulás függvényből származó eredmény [%]	Gyorsulás függvényből származó eredmény [%]; g _{stat} = f _(gy) átlag
2,4 bar vízszintes vizsgalat bal 1. érték	9,81	-3,668	62,60958206	62,44669568
2,4 bar vízszintes vizsgalat bal 2. érték	9,734538	-3,62	62,81282173	62,8520792
2,4 bar vízszintes vizsgalat bal 3. érték	9,724538	-3,621	62,7642979	62,81090328
2,4 bar vízszintes vizsgalat bal 4. érték	9,734538	-3,686	62,13482345	62,16807413
2,4 bar vízszintes vizsgalat bal 5. érték	9,81	-3,667	62,61977574	62,42850152
		Átlag:	62,58826018	Átlag: 62,54125076

Az összes mérési beállítást kiértékelve megállapítható, hogy a névlegestől eltérő guminyomás értékeken az átlagértékek különbsége 0,05 %-nál nem nagyobb. A névlegestől jelentősebb guminyomás eltérés esetén (± 40 kPa) az egyes mérési pontokban a különbségek nagyobb szórást mutathatnak (kb. 0,1 %).

5. Összefoglalás

5.1. Kutatásom eredményei

Laboratóriumi méréseim során annak a lehetőségét vizsgáltam, hogy a lengéscsillapítók állapotát hogyan lehetne gyorsulás érzékelők segítségével vizsgálni. Céljaim közé tartozott, hogy pontosítsak a gyorsulásérzékelővel történő laboratóriumi lengéscsillapító diagnosztika eredményein, ugyanis a közúti sztochasztikus gerjesztés mellett is fontos kíváncsi leszek a pontosságra. Ez a célkitűzés magvalósult, emellett pedig a kiválasztott érzékelők mérete is megfelelőbb egy esetleges nagy számban előállítandó beépített rendszer működéséhez.

Ha laboratóriumi körülmények között egy rendszer pontosan működik, akkor nagyobb az esély rá, hogy közúti körülmények között is a kívánt pontosságon belül lehessen megvalósítani a diagnosztikai feladatot. Kutatásaimnak, és az általam definiált új képletnek köszönhetően (4.2-es összefüggés) a laboratóriumi gyorsulás érzékelővel történt mérések kiértékelt eredménye maximum **0,32 %**-os eltérést mutatott a referencia mérőrendszerhez képest. A szintén általam definiált, a gyorsulás függvények átlag értékét g_{statikus} értéként definiáló képlet eredményei, mindösszesen **0,05 %** eltérést mutattak a g_{statikus} tára értékkel számoló összefüggés eredményével. Ez a referencia mérőrendszer eredményeitől mindössze **0,37 %**-al tér el. A gyorsulás érzékelőkkel történő lengéscsillapító diagnosztika terén jelentős előrelépésnek számít az a megállapítás, hogy a függvény bizonyos kiragadott értékeinek átlagolásával jól közelíthető a statikus viszonyítási érték. Ez lehetőséget jelent majd arra, hogy a közúti mérések sztochasztikus függvényeiből is meg tudjuk állapítani a viszonyítási középértéket.

5.2. Javaslatok a beépített mérőrendszer jövőbeni fejlesztésével kapcsolatban

A rendszer közúti prototípusának megépítéséhez szükség van a gépjármű szögállásának megállapítására a gravitációs erő irányához képest. Ehhez a jelenlegi mérőrendszer bővítésére is szükség van.

Javasolt továbbá a gépjármű közúton történő vizsgálatokhoz egy olyan célprogramot írni, amely monitorozza, hogy a gerjesztés milyen frekvencián megy éppen végbe. A gépjármű sajátfrekvencia értékével egybe eső frekvencia tartomány környékén érdemes a gyorsulás függvény lokális minimum értékét felhasználni a talperő viszony kalkulációjához.

Definiálni kell továbbá, hogy a gépjármű karosszériájának függőleges tengelye milyen mértékben térhet el a gravitációs erő iránytengelyétől.

A rugózatlan tömeg egységén felszerelt gyorsulásérzékelők segítségével az útburkolat által szolgáltatott gerjesztés frekvenciája határozható meg, amely a gépjármű sajátfrekvenciájának elérésekor jelzi, hogy a gyorsulás-idő függvény minimumértéke regisztrálható és feldolgozás céljára eltárolható.

5.3. Köszönetnyilvánítás

Kitűzött feladatom elkészítéséhez a Szent István Egyetem Gépészmérnöki Karának oktatói és dolgozói nyújtottak segítő kezet. Külön köszönet illeti a FOMI labor munkatársait, Sánta Györgyöt és Török Tamást. A gyorsulásérzékelők beépítését biztosító tartók legyártásában Zsidai László tanár úr működött közre. Munkáját köszönöm.

Az adatok kiértékelésében témavezetőim Farkas Csaba és Bércesi Gábor támogatott. Segítségüket köszönöm.

Irodalomjegyzék

- [1] BAUER H. (2002): A gépjárműtechnika kézikönyve, Dialóg Campus Kiadó, Budapest
- [2] CRONIN D.L. (1981): Mechanism and Machine Theory, MacPherson Strut Kinematics, Pergamon Press Ltd, Great Britain
- [3] FEHÉR L. - SÁRI L. (1984): Gépjármű-diagnosztikai gyakorlatok és mérések, Műszaki Könyvkiadó, Budapest
- [4] HORVÁTH CS. (2013): Személygépjármű fedélzeti lengéscsillapító felügyeleti rendszer fejlesztése, Gödöllő
- [5] KOVÁCS L. (1993): Gépjárművizsgálat-javítás, Műszaki Könyvkiadó, Budapest
- [6] KÓFALUSI P. (2014): Futómű rendszerek mechatronikája, BME-MOGI, Forrás: http://moodle.autolab.uni-pannon.hu/Mecha_tananyag/futomu_rendszerek_mechatronikaja/simple.html, Letöltve: 2014. 10.09.
- [7] LAKATOS I. - NAGYSZOKOLYAI I. (2010): Gépjármű-diagnosztika, Képzőművészeti Kiadó, Budapest
- [8] LAKATOS I. - NAGYSZOKOLYAI I. (2011): Gépjárművek Üzeme I., Typotex Kiadó, Forrás: http://oszkdk.oszk.hu/storage/00/00/60/66/dd/1/Lakatos_Nagyszokolyai_Gepjarm_uz_I.pdf, Letöltve: 2014.10.12.
- [9] LÉVAI Z. (1978): Gépjárművek Szerkezetana, Tankönyvkiadó, Budapest
- [10] LÉVAI Z. (s.a.): Szerkezetan oktatási segédlet, Forrás: <http://www.lezo.hu/szerkezetan/futomuvek/felfuggesztes/lengescsillapitas/lengescsillapitas.html> , Letöltve: 2014. 10. 21.
- [11] PETRÓK J. (2003): A Volvo R modellek futóműve, Autótechnika 2003/7
- [12] SIMIONESCU P.A. - BEALE D (2002): Mechanism and Machine Theory, Synthesis and analysis of the five-link rear suspension system used in automobiles, Elsevier Science Ltd., USA

- [13] SCHIFFER Á. (s.a.): Mérés nyúlásmérő bélyegekkel, adatgyűjtés Spider 8 – CATMAN rendszerrel, online előadás anyag, Forrás: http://e-oktat.pmmf.hu/webgui/www/uploads/images/1165/Mrs_nylsmr_blyegekkel_adatgyjts_Spider_8_.pdf, Letöltve: 2014. 10. 26.
- [14] STAUDT W. (1988): Gépjárműtechnika, "OMÁR" Könyvkiadó, Székesfehérvár
- [15] TENNECO GMBH (s.a.): Minden, amit a felfüggesztésről tudni kell, Forrás: https://alkatreszek.hu/dokumentumok/markaismerteto/monroe/MONROE_Lengescsillapitas_felfuggesztes.pdf, Letöltés: 2014. 10. 15.
- [16] WU J. et al. (2014): An interval uncertain optimization method for vehicle suspensions using Chebyshev metamodels, Elsevier Lnc, 2014
- [17] A Nemzeti Közlekedési Hatóság szakmai lapja, Közlekedés-biztonság, 2013/1-2. szám, Forrás: <http://www.nkh.gov.hu/documents/10181/19539/K%C3%B6zleked%C3%A9sbiztons%C3%A1g+2013+-+1-2.+sz%C3%A1m/2ff452a6-cfa3-4993-89f7-7a286aab9270?version=1.2&type=pdf>, Letöltve: 2014. 10. 20.
- [18] Energotest Kft.: Energotest ETL-20 Felhasználói gépkönyv, 2013
- [19] Az alkalmazott gyorsulásérzékelő műszaki adatai: <http://www.adafruit.com/product/1018> Letöltve: 2014.10.17.