

Gépjárműalkatrész-alakoptimalás hatásának dinamikai vizsgálata

Ficzere Péter*és Székely Péter*

**Budapest University of Technology and Economics,
Faculty of Transportation and Vehicle Engineering,
Department of Vehicle Elements and Vehicle-Structure Analysis,
H-1111 Budapest, Hungary
(e-mail: szekelyp@kme.bme.hu, ficzere@kge.bme.hu)*

Abstract: Napjainkban a felszíni közlekedés fenntarthatósága folyamatos innovációt igényel. Az innovációnak egyszerre több területen kell megvalósulnia, úgy mint a forgalomirányítás, a közlekedési hálózatok irányítása, valamint a járművek fejlesztése. Előbbihez hálózattervezés, számítógépes vezérlések fejlesztése, valamint törvényi és gazdasági szabályozórendszerek szükségesek. A klímaváltozásért, valamint a légszennyezésért felelős károsanyagkibocsátás másik lehetősége a járművek fejlesztése. A belsőégésű motorokban lejátszódó égési folyamatok hatásfokán jelentős mértékben javítani már nem igen lehetséges. Más pl. elektromos hajtások elterjedéséhez még nincs kiépítve a megfelelő infrastruktúra. Viszont az egyértelmű, hogy a járművek tömegének csökkentésével jelentős mértékben csökkenthető a károsanyag kibocsátás. Ennek további előnye a járműdinamikai jellemzők javulása, aminek vizsgálatával foglalkozunk. Vizsgálatunk tárgyának egy olyan alakoptimalt alkatrészt választottunk, amely a futómű része, ezáltal az ún. rugózatlan (vagy gyengén rugózott) tömegek közé tartozik. Az optimalás során az alkatrész eredeti tömegét kb. 40 %-kal csökkentettük. A csökkentés hatását vizsgáltuk és elemeztük járműdinamikai szempontból.

1. BEVEZETÉS

A gépjárművek fejlesztése során mindig arra törekszünk, hogy azok megbízhatóbban, gyorsabban, kényelmesebben, olcsóbban és minél inkább környezetbarát módon közlekedjenek. Ezen szempontok teljesítése nem egyszerű a fejlesztőmérnökök számára, különösen úgy, ha figyelembe vesszük, hogy egyre rövidebb idő áll rendelkezésre. A mérnöki tervező- és szimulációs szoftverek segítségével ennek ellenére is jelentős eredményeket lehet elérni. Fontos megjegyezni, hogy a szoftverek csak segítenek, lerövidítik a számítási időt, de gondolkodni nem gondolkodnak. Így a legnehezebb rész a modellalkotás, a terhelési esetek definiálása (várható igénybevételek), valamint az eredmények értékelése továbbra is a mérnök feladata marad. Bizonyos területeken szabványok írják elő a vizsgálati feltételeket (Szyrocka 2016).

Általánosan ismert, hogy a járművek esetében a tömegcsökkentés, a downsizing döntő fontosságú, hiszen a járművek olyan speciális gépek, amik mozognak. Logikusan adódik tehát, hogy ahol lehet könnyíteni érdemes. Ezzel csökkenthetjük az anyagfelhasználást (anyagár), a gyorsuló- és a szállítandó tömeget. A mozgó tömegek csökkentésének köszönhetően csökkenthetőek az alkatrészekre ható erők is (Newton II. tv.). További előnye a tömegcsökkentésnek, hogy ezáltal könnyebb a jármű, a mozgásához szükséges energiaigény is csökken. Ez pedig azt jelenti, hogy csökken a fogyasztása és a károsanyagkibocsátása is (Török, 2015).

Abban az esetben, ha a rugózatlan tömegeket csökkentjük, további javulás érhető el járműdinamikai, stabilitási szempontokból.

Vizsgálatunk tárgyának ezen indokok alapján a felfüggesztés részét képező egyik alkatrészt a tengelycsonkot választottuk. Ez az alkatrész ún. rugózatlan (egzaktul gyengén rugózott) tömegnek minősül.

Korábbi vizsgálatok megmutatták, hogy alakoptimalás segítségével jelentős mértékben, kb. 40%-kal csökkenthető a vizsgált alkatrész tömege (Ficzere and Török, 2013). Fontos megjegyezni, hogy az alakoptimalás hatással van a tömegcsökkenésen kívül a gyártási időre, költségekre, a kifáradási tulajdonságokra, valamint a dinamikai jellemzőkre is. Jelen tanulmányban ezeket a dinamikai jellemzőkre gyakorolt hatást kívánjuk vizsgálni.

2. MÓDSZERTAN

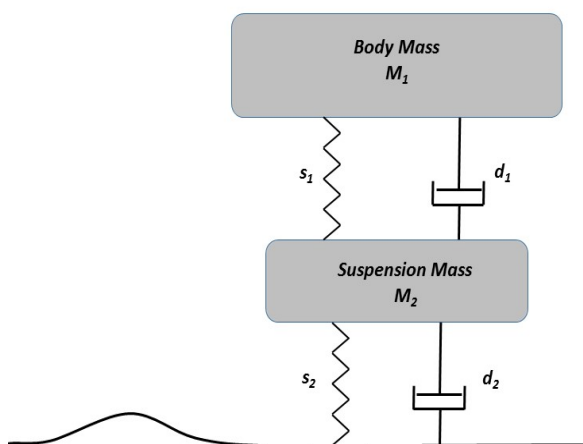
A korábban már említett optimalt tengelycsonk látható az 1. ábrán.

Az eredeti tengelycsonkhoz képest a kikönnnyítéseknek (furatok, hornyok) köszönhetően kb. 40%-os tömegcsökkenést sikerült elérni.



1. ábra Alakoptimált tengelycsonk

A járműdinamikai vizsgálatok során jelentős mértékben egyszerűsíteni kell a modelleket. A fellépő igénybevételeknek megfelelő terhelési esetek száma a valóságban végtelen, így csak néhány szélsőséges esetet vizsgálunk. Az eredményekből a további köztes állapotokra is következtetni lehet. Esetünkben egy ún. negyed járműmodellt alkalmazunk.



2. ábra Negyed járműmodell (Control Tutorials For Matlab & Simulink)

A számításokhoz egy kiskategóriás személygépkocsi adatait használtuk. A számításokhoz szükséges kiinduló adatok (Ilosvai 2012):

- $m_{\text{össz}} = 800 \text{ kg}$ (önsúly) $\Rightarrow M_{11} = 200 \text{ kg}$
- $m_{\text{max}} = 1160 \text{ kg}$ (max. terhelés) $\Rightarrow M_{12} = 290 \text{ kg}$
- $m_{\text{futómű}} = 25 \text{ kg} \Rightarrow M_{21} = 25 \text{ kg}$
- $m_{\text{optimalt futómű}} = 15 \text{ kg} \Rightarrow M_{22} = 15 \text{ kg}$

- rugómerevség $\Rightarrow s_1 = 160000 \text{ N/m}$
- csillapítási tényező $\Rightarrow d_1 = 350 \text{ NS/m}$
- gumi rugómerevsége $\Rightarrow s_2 = 375000 \text{ N/m}$
- gumi csillapítása $\Rightarrow d_2 = 15000 \text{ Ns/m}$

Ugyan a hivatkozott alakoptimalás során csak a tengelycsonk esetében végeztük el az optimalást, annak alapján azt feltételezzük, hogy a futómű többi eleménél is nagyságrendileg hasonló eredményre juthatunk. Ezt támasztja alá, hogy a tömegerek csökkenése miatt kisebb csapágyakat, kisebb rugókat és kisebb teljesítményű, csillapítókat használhatunk. Mindezek alapján az feltételeztük, hogy a teljes felfüggesztés esetében elérhető a 40 %-os tömegcsökkentés.

Útgerjesztésként egy $h = 100 \text{ mm}$ magasságú sinusos jellegű útegyenlőtleniséget feltételeztünk

- $v = 10 \text{ m/s}$ és
- $v = 30 \text{ m/s}$

egyenletes sebességgel haladva.

A megadott terhelési esetekben a vizsgált jellemzők:

- kitérések
 - kocsitest
 - kerék
- gyorsulások
 - kocsitest
 - kerék
 -

3. EREDMÉNYEK

A különböző esetekhez tartozó szimulációk lefuttatása után az alábbi eredményekre jutottunk.

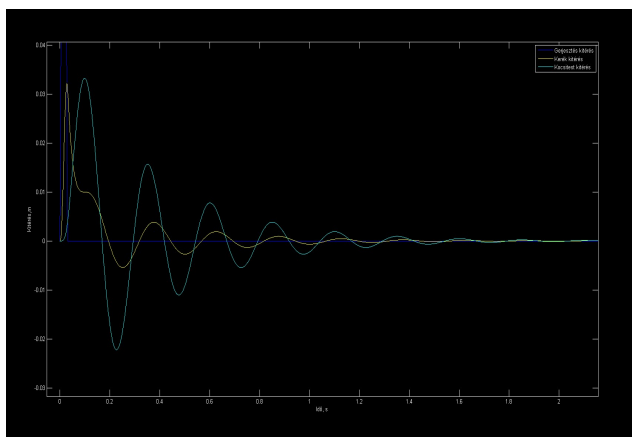
1. táblázat Kitérés és gyorsulás $M_{11} = 200 \text{ kg}$ és $v = 10 \text{ m/s}$ esetén

$M_{11} = 200 \text{ kg}$			
$v = 10 \text{ m/s}$			
		$M_{21} = 25 \text{ kg}$	$M_{21} = 15 \text{ kg}$
Kitérés [mm]	Kocsitest	33,22	33,07
	Kerék	32,19	31,65
Gyorsulás	Kocsitest	23,9	23,61

[m/s ²]	Kerék	230,6	258,3
---------------------	-------	-------	-------

Az 1. táblázatban a gyakorlatilag üres ($M_{11} = 200$ kg), $v = 10$ m/s sebességgel az úthibára hajtó autónak megfelelő negyed járműmodellt használtuk.

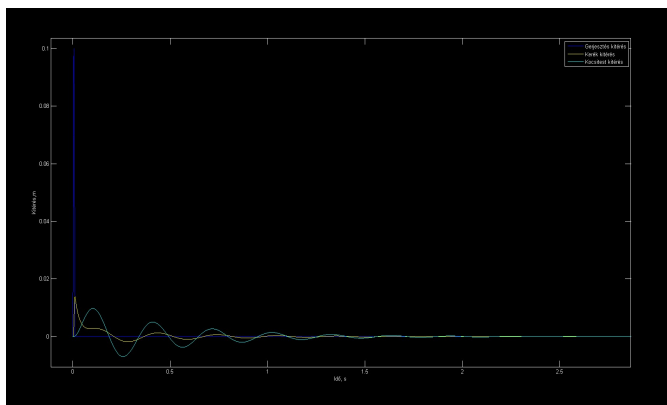
A szimuláció eredményei láthatók az alábbi diagramon, ahol az idő függvényében láthatók a kocscitest és a kerék kitérések. Az ábrán világoskék színnel a kocscitest, míg sárgával a kerék kitéréseit jelöltük. A jobb áttekinthetőség érdekében a gerjesztés (sötétkék színnel jelölt görbe) nem látható teljes mértékben.



3.

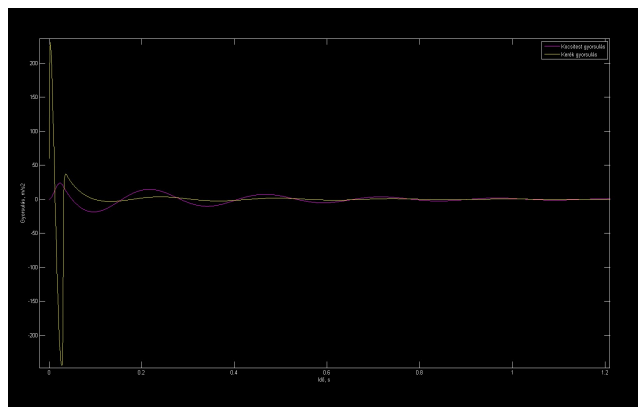
3. ábra Kocscitest és kerék lengésképei (kitérés [m] az idő [s] függvényében)

Az arányok jobb érzékelhetősége érdekében megmutatjuk egy diagramon ábrázolva a teljes gerjesztést is, valamint a kocscitest és a kerék kitéréseket.



4. ábra A gerjesztés és a kocscitest és kerék kitérései [m] az idő [s] függvényében

A kitéréseken túl, az idő függvényében vizsgáltuk a fellépő gyorsulások mértékét mind a kocscitest, mind pedig a kerék esetében. Ennek eredményei láthatók a következő diagramon. (sárga színnel a keréken, lila színnel pedig a kocscitesten fellépő gyorsulásokat jelenítjük meg)



5.

5. ábra A kocscitest és kerék gyorsulásai [m/s²] az idő [s] függvényében

2. táblázat Kitérés és gyorsulás $M_{11} = 200$ kg és $v = 30$ m/s esetén

$M_{11} = 200$ kg			
$v = 30$ m/s			
		$M_{21} = 25$ kg	$M_{21} = 15$ kg
Kitérés [mm]	Kocscitest	11,16	11,11
	Kerék	13,7	13,88
Gyorsulás [m/s ²]	Kocscitest	11,55	11,57
	Kerék	594,8	764,9

A 2. táblázatban ugyanilyen feltételek mellett, csak háromszor nagyobb sebességgel ($v = 30$ m/s) sebességgel hajtottunk át az úthibán.

A továbbiakban egy leterhelt állapotban ($M_{12} = 290$ kg) lévő autónak megfelelő negyed járműmodellen végeztük el a szimulációkat. A 3. táblázatban a $v = 10$ m/s sebességgel végzett vizsgálatok eredményét mutatja.

3. táblázat Kitérés és gyorsulás $M_{12} = 290$ kg és $v = 10$ m/s esetén

$M_{11} = 290$ kg			
$v = 10$ m/s			
		$M_{21} = 25$ kg	$M_{21} = 15$ kg
Kitérés [mm]	Kocscitest	29,23	29,14
	Kerék	32,11	31,59
Gyorsulás	Kocscitest	16,84	16,65

[m/s ²]	Kerék	230,5	258,3
---------------------	-------	-------	-------

Végül a terhelte autóval ($M_{12} = 290$ kg) nagy sebességgel ($v = 30$ m/s) végzett vizsgálatokat is elvégeztük. Ennek eredményei láthatók a 4. táblázatban.

4. táblázat Kitérés és gyorsulás $M_{12} = 290$ kg és $v = 30$ m/s esetén

$M_{11} = 290$ kg			
$v = 30$ m/s			
		$M_{21} = 25$ kg	$M_{21} = 15$ kg
Kitérés [mm]	Kocsitest	9,794	9,758
	Kerék	13,68	13,87
Gyorsulás [m/s ²]	Kocsitest	7,992	8,01
	Kerék	594,8	764,9

4 AZ EREDMÉNYEK KIÉRTÉKELÉSE

Az eredményeket megvizsgálva megállapítható, hogy a vizsgált peremfeltételek mellett, adott terhelés hatására:

- a kocsitest kitérésai a rugózatlan tömegek csökkentésének hatására igen kismértékben ugyan, de csökkennek.
- A kerék kitérésiek esetében a tömegcsökkentés hatására szignifikáns változás nem mutatható ki.
- A kocsitest gyorsulásai a terhelési esetektől és a rugózatlan tömegek csökkentéstől függetlennek bizonyultak.
- A kerékgyorsulások a kisebb sebességek ($v = 10$ m/s) esetén kb. 10 %-os mértékben nőttek a rugózatlan tömegek csökkentésének hatására. Ez a tömegcsökkentés szempontjából jelentős, több, mint 30 %-os csökkenést eredményez.
- A kerékgyorsulások a nagyobb sebességgel ($v = 30$ m/s) végzett szimulációk alapján nagyobb mértékben nőttek. Ezért a kerékgyorsulásokból származó tömegcsökkentés kisebb mértékben, 23 %-kal csökkentek.
- A csillapítási idő mértékét a rugózatlan tömegek csökkentése jelentős mértékben nem befolyásolta.

5 ÖSSZEGZÉS

Az alkatrészek optimalizálásával elérhető tömegcsökkentésből adódnak előnyök és hátrányok is. A korábbi számítások alapján a tömegcsökkentés okozta fogyasztáscsökkenés és

károsanyagkibocsátás csökkenés az egyén számára nem jelentős mértékű, de társadalmi szinten már az lehet (Szendro, Csete, Török, 2014). Korábbi feltételezésünk szerint a rugózatlan tömegek csökkentésének járműdinamikai szempontból jelentősebb hatása lehet (Horvath, Torok, 2015). A cikkben bemutatott vizsgálati eredmények alapján azonban kijelenthető, hogy a vizsgált esetekben, az adott peremfeltételek mellett járműdinamikai szempontból jelentős különbségek nincsenek. Fontos azonban megjegyezni, hogy a tömegcsökkentésből származó dinamikai igénybevétele csökken a futóműnek, ami a méretezés során további jelentős előnyöket jelenthet.

Fontos megjegyezni továbbá, hogy a pontos elemzéshez, eredményekhez a szerzők szükségesnek tartják további esetek (vészfékezés, ivmenet, összetett igénybevételek) vizsgálatát is. Az eredmények feltételezhetően jobban közelítik a valóságot egy pontosabb modell, pl. fél- vagy egész járműmodell esetén.

6 HIVATKOZÁSOK

CONTROL TUTORIALS FOR MATLAB & SIMULINK,

<http://ctms.engin.umich.edu/CTMS/index.php?example=Suspension§ion=SimulinkModeling#2> (utolsó letöltés: 2016. 08.01.)

Ficzere P., Török Á. (2013). Gépjárműalkatrészek biztonságkritikus optimalizálása. *A JÖVŐ JÁRMŰVE, JÁRMŰIPARI INNOVÁCIÓ* 8:(3-4), pp. 66-70.

Horvath E., Torok A. (2015): Development of road transport emission standards, *PRODUCTION ENGINEERING ARCHIVES / ARCHIWUM INŻYNIERII PRODUKCJI* 7:(2) pp. 6-10.

Ilosvai L. (2012) *Gépjárműmechanika*, pp 490

Szendro, G., Csete, M., & Török, Á. (2014). The Sectoral Adaptive Capacity Index of Hungarian Road Transport. *Periodica Polytechnica. Social and Management Sciences*, 22(2), 99.

Szyrocka J. R. (2016) AUTOMOTIVE STANDARD ISO/TS 16949 AS A QUALITY DETERMINANT, *Production Engineering Archives* Vol. 10, No. 1 (2016) pp.25-28, ISSN 2353-7779 (ONLINE VERSION), ISSN 2353-5156 (PRINTING VERSION)

Török, Á. (2015). Comparative analysis between the theories of road transport safety and emission. *Transport*, p1-6., DOI: 10.3846/16484142.2015.1062798