TEKNOLOJİ

TEKNOLOJİ, (2001), Sayı 3-4, 1-8

BİLGİSAYAR BENZEŞİMİ İLE ÖN SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN KİNEMATİK ANALİZİ

Bülent ÖZDALYAN Z. K. Ü. Karabük Teknik Eğitim Fakültesi, 78050 Karabük

ÖZET

Bilgisayar benzeşimi ile gerçek bir süspansiyon sistemi ölçümlerinin karşılaştırılmasını temel alan bu çalışmada McPherson tipi bir ön süspansiyon sistemi kullanılmıştır. Tekerin tam olarak yukarıya ve aşağıya hareketi boyunca ön düzen geometrisindeki değişimlerin analizi yapılmıştır. McPherson tipi ön süspansiyon sistemi aracın gövdesine, yay, amortisör ve lastik takozlar vasıtası ile bağlıdır. Birçok yol darbesi bu yayamortisör sayesinde emilmektedir. Bu çalışmada kullanılan süspansiyon sistemi Coventry Üniversitesinin laboratuarlarında bulunan Peugeot 605 aracına aittir. Yazılım olarak, otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılmakta olan ADAMS (<u>Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems</u>) [1] programı kullanılmıştır.

Bu çalışmanın amacı, öncelikle ön tek süspansiyon sistemi modellemesinin yapılmasıdır. Diğer bir amaç ise ön süspansiyon geometrisindeki değişimler ile sistemin dönme merkezini ve konumundaki değişimin belirlenmesidir. Bu ölçümler, tekerin statik konumu referans alınarak hidrolik kriko aracılığı ile yukarı ve aşağı hareketleri boyunca alınmıştır. Aynı metodun kullanılması ile elde edilen ADAMS modelinin sonuçları da tartışılacaktır. Hem deneysel olarak hem de bilgisayar benzeşimi yolu ile elde edilen sonuçlar kıyas edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: McPherson, ADAMS, Süspansiyon, Benzeşim

ABSTRACT

A McPherson strut front suspension system has formed the basis of a study comparing actual rig measurements with a computer simulation. Front suspension geometries were analysed moving vertically between the full rebound and full bump positions. The front suspension is a combination of a McPherson which is connected to the vehicle body with spring, damper and bushes. Most of the road inputs are absorbed within the spring dampers. The study is based on a Peugeot 605 suspension located at a Coventry University. The software used, ADAMS (<u>Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems</u>) [1] is well established within the automotive industry.

The aim of this paper is primarily to describe the generation of the front single wheel model. A secondary aim is to describe the changes on suspension geometry, instantaneous suspension centre and roll centre positions have been determined. These measurements were taken when the rig was jacked up and down from a static condition. The methods used to model and obtain the same results in ADAMS are also discussed. The results obtained from both methods are compared.

Key Words: McPherson strut, ADAMS, Suspension, Simulation

BİLGİSAYAR BENZEŞİMİ İLE ÖN SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN KİNEMATİK ANALİZİ

1.0 GİRİŞ

Süspansiyon sistemlerinin hareketlerinin bilgisayar benzeşimi yolu ile incelenmesi, ADAMS [2] programının ilk uygulamalarından biriydi. McPherson tipi ön süspansiyon sistemleri binek arabalarda sıklıkla kullanılmakta olup, bunun avantajları [3]'de açıklanmıştır. Bu çalışmada kullanılan süspansiyon sistemi ve ADAMS programı ile modellenmesi temel olarak Peugeot 605 aracına aittir. Ön düzen geometrisi üzerinde ölçümlerin alınabilmesi için ihtiyaç duyulan süspansiyon sistemi, Coventry Üniversitesi'nin laboratuarında bulunmaktadır. Yapılan deneysel testlerin benzeri ADAMS programı kullanılarak oluşturulan model üzerinde de yapılmış ve sonuçlar bilgisayar benzeşimi yolu ile karşılaştırılmıştır. Oluşturulan modelde süspansiyon sistemine ait parçaların bağlantılarının elastik olmadığı kabul edilmiştir. Şekil 1'de süspansiyon sisteminin ana parçaları ve bağlantıları görülmektedir. Süspansiyon sistemi düşey eksende normal konumundan yukarıya ve aşağıya doğru 60 mm hareket edebilir özelliktedir. Tekerin yukarı aşağı hareketi esnasındaki değiştirdiği pozisyonu ve koordinat sistemindeki konumu hesaplanmış ve bu harekete göre ön düzen geometrisindeki açıların değişimine ait sonuçlar X-Y grafikleri olarak verilmiştir.

İlk oluşturulan ön süspansiyon sistemi modelinin (Kinematik model) genellikle sıfır serbestlik derecesine sahip olması istenir. Bu durum modeldeki parçaları bağlıyan elemanların elastik olmadığı kabul edilirse mümkündür. Eğer dizayn modeldeki parçaları bağlıyan elemanların elastik olmasını gerektiriyorsa kinematik analiz mümkün değildir ve bu analizin yapılabilmesi için bağlantı elemanlarının elastik katsayılarının önceden temin edilmesi gerektmektedir. Bu ise daha fazla zaman ve çaba gerektirir.



Şekil 1. McPherson tipi tek teker ön süspansiyon sistemi modeli

2.0 MODELLEME YAKLAŞIMI

Tek teker ön süspansiyon sistemi, düşey eksende yukarıya ve aşağıya doğru hareketi esnasındaki, geometrisindeki değişimi deneysel olarak test edilmiştir. Şekil 1'de görülen ön süspansiyon sistemine ait teker dönme yönünde sabitlenmiş olup, bir hidrolik kriko aracılığı ile yukarıya ve aşağıya doğru hareket ettirilmiştir. Teker ile poyra birbirine Menteşe (Revolute) bağlantı elemanı ile bağlıdır. Burada poyra süspansiyon sisteminin ana bağlantı elemanıdır. Yoldan gelen darbeler poyra aracılığı ile direksiyon koluna,

alt salıncak koluna ve yay-amortisör sistemine dağılmaktadır. Bu darbelerin birçoğu süspansiyon sistemi ile aracın gövdesini bağlıyan yay-amortisör sistemi ve bağlantı noktalarında kullanılan lastik takozlar aracılığı ile emilmektedir. Testin amacı dikkate alındığında, az sayıdaki lastik takozların etkilerinin de az olacağı düşünüldüğünden bütün elastik bağlantı elemanları rijit olarak kabul edilmiştir. Süspansiyon sistemi üzerinde üç yere bu lastik bağlantı elemanları vardır. Bunlardan iki tanesi alt salıncak kolunun araç gövdesine bağlanmasında kullanılmıştır ki bu Revolute tipi bir bağlantı olarak ADAMS modeline uygulanmıştır. Üçüncüsü ise üst amortisör ile gövde arasına yerleştirilmiştir ki bu küresel (Spherical) bağlantı olarak uygulanmıştır. Bu lastik bağlantı elemanlarının sertlikleri onları rijit kabul edecek kadar fazladır. Bunlara ilave olarak rijit bağlantı elemanlı bir kinematik modelin gerçekleştirilebilmesi için mümkünse sistemin serbestlik derecesinin sıfır olması arzu edilir.

2.1 Serbestlik Derecesinin Hesaplanması

Birbirine bağlantılı olarak çalışan tüm sistemlerin bir serbestlik derecesine sahip olduğu düşünülebilir. Sistemin her bir elemanının altı serbestlik derecesi vardır. Tablo 1'de de görüldüğü gibi serbestlik dereceleri bağlantı elemanlarının hareket kabiliyetleri doğrultusunda kısıtlanabilir.

Parça Numaraları ve İsimleri	Bağlantı elemanlarının isimleri	Bağlantı Sayısı	Toplam sınırlandırma	Serbestlik Derecesi
Teker, Poyra ve Alt Amortisör, Üst Amortisör, Alt Salıncak kolu,	Menteșe (REVolute)	2	* - 5	- 10
	Küresel (SPHerical)	4	* - 3	- 12
	Doğrusal Kaymalı (TRAnslational)	2	* - 5	- 10
Direksiyon Kolu, Hidrolik Kriko alt ve	Hareket girdisi (MOTion)	2	* - 1	- 2
Hidrolik Kriko üst kolu	Üniversal mafsal (UNIversal)	2	* - 4	- 8
Parça Sayısı = 7	-	-	* + 6	+ 42
Σ Serbeslik Derecesi	Serbestlik derecesi balansı			0

Tablo 1. McPherson tipi süspansiyon sisteminde Serbestlik Derecesinin Hesaplanması.

Şekil 1'e göre model yedi parçadan teşekkül etmektedir. Teker ile yer arasına yerleştirilen hidrolik krikonun alt ve üst kolları birbiri ile doğrusal kaymalı şekilde bağlanmıştır. Kriko üst tarafından tekerin tabanına küresel mafsal ile alt tarafından da yere üniversal bağlantı elemanı ile bağlanmıştır. Hareket (Motion) komutu ile teker doğrusal kaymalı şekilde düşey eksende hareket ettirilmektedir. Bu hareket esnasında tekerin tabanına etki eden kaldırma kuvvetinden dolayı, tekerin yan ve doğrusal eksenlerindeki kuvvet dengeleri ile konumu değişmektedir.

3.0 DENEYSEL ÇALIŞMA

Deneysel çalışma, hidrolik kriko, yük ölçme aleti (Load-Cell), aynalar, projektör ve bir tahta aracılığı ile yapılmıştır. Testte kullanılan üç adet ayna sayesinde süspansiyon geometrisindeki açısal değişiklikler aynı tahta üzerine aktarılmıştır. Projektör ışığı tekerin ön ve yan düzlemine yerleştirilen aynaların merkezinden yansıttırılmıştır.

Aynaların uzunlukları düşey eksende yukarıya ve aşağıya doğru 60'şar mm boyunca yapılan hareket esnasında yansıtma yapabilecek özelliktedir. Hareket boyunca her 250 N'luk yük aralığında sistem durdurulmuş ve ölçümler alınmıştır. Amortisörün gazlı olması nedeni ile düşey eksende yukarı hareket esnasında ölçüm aralıklarında sistemin durdurulması esnasında gazın etkisinin ortadan kalkması için soğuması beklenmiş sonra işaretleme yapılmıştır. Her bir basamakta tahtaya yansıtılan ışıklar işaretlenmiş ve böylece kamber, kaster ve direksiyon açısı değişimi hesaplanabilmiştir. Başlangıç noktası olarak, aracın normal şartlarda yere uyguladığı, 4730 N ağırlık kullanılmıştır. Tahta üzerindeki işaretlenen noktaların başlangıç noktasına göre düşey ve yatay eksenlerindeki farklılıkları hesaplanmıştır. Kamber ve direksiyon açılarındaki değişimler aynı grafiğin düşey ve yatay eksenlerindeki farklılıktan hesaplanmış ve tekerin yanal gezintisi ile tekerin düşey eksendeki hareketi metre ile ölçülmüştür. Şekil 2'de deneysel çalışmanın şematik bir resmi görülmektedir. Buna ilave olarak süspansiyon sisteminin dönme merkezi ile aracın yuvarlanma merkezi koordinat sistemine göre hesaplanmıştır.



Şekil 2. Deneysel test düzeneğinin üç boyutlu görünüşü

4.0 ÖN DÜZEN GEOMETRİSİNİN BELİRLENMESİ

Deneysel ölçüm sonuçları ile PSA (Peugeot Society Automotive) tarafından sağlanan ölçüm sonuçları karşılaştırılmış ve aralarındaki benzerlik tespit edilmiştir. PSA verileri ile Peugeot 605 ön teker süspansiyon sisteminin ADAMS aracılığı ile benzeşimi yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda elde edilen sonuçlar ADAMS programına SPLINE komutu ile tanıtılmış ve hem deneysel hem de bilgisayar benzeşimi sonuçları aynı grafik üzerine aktarılarak aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Aşağıda ön düzen geometrisinin ADAMS programına adapte edilebilmesi için izlenen işlem basamakları anlatılmıştır. ADAMS programına girilen verilere göre bütün ön düzen geometrisine ait açıları ve parçaların yer değişim miktarlarını tekerin düşey eksendeki aşağı ve yukarı hareketi boyunca otomatik olarak hesaplamaktadır. Sonuçlar dereceden Radyan'a 180/ π faktörü ile dönüştürülerek ADAMS programına aktarılmıştır. Ön süspansiyon sisteminin ölçümü aşağıda açıklandığı gibi yapılmıştır:

4.1 Teker Oranı

Teker oranı, hidrolik krikonun Z eksenindeki boyunca yukarıya ve aşağıya hareketi boyunca belirlenir. Deneysel çalışmada belirli aralıklar ile alınan her bir ölçümde teker oranı (yük/yer değişimi) ölçülmüştür. Bu tek ön tekere ait süspansiyon sisteminin yukarı aşağı hareketi esnasındaki karakteristiğini göstermektedir. Teker oranı ile süspansiyon sistemine ait yayın, amortisörün ve maksimum noktalardaki hareketi sınırlandıran lastik takozların analizi yapılmıştır. Deneysel olarak yapılan testlerin en basiti olan bu kısımda, tekerin normal konumu merkez olmak şartı ile, düşey eksende yukarı ve aşağı doğru hareketi esnasında almış olduğu mesafe ve buna karşılık gelen yük miktarı ölçülmüş ve Şekil 3'de ADAMS'dan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.



4.2 Düşey Hareket Boyunca Kamber Açısındaki Değişim

Şekil 4'de görüldüğü gibi tekere aracın önünden bakıldığında, düşey eksen ile teker düzleminin düşey ekseni arasındaki açıdır. Kamber açısı derece cinsinden hesaplanır ve tekerin üst noktası araç eksenine göre dışa doğru olduğunda pozitif olarak değerlendirilir. Deneyin her basamağında tekerin yanal yüzeyine (Y eksenine dik olarak) yapıştırılan ayna ile tahta üzerine yansıtılan ışıkların işaretlenmesi sayesinde, düşey eksene göre noktalar arasındaki açısal farkın hesaplanması ile kamber açısı değişimi bulunmuş ve Şekil 5'de ADAMS ile karşılaştırılmıştır.

5



Şekil 4. Kamber açısındaki değişimin hesaplanması

4.3 Düşey Hareket Boyunca Kaster Açısındaki Değişim

Şekil 6'de görüldüğü gibi tekere aracın yanından bakıldığında, düşey eksen ile king-pim ekseni arasındaki açıdır. Kaster açısı derece cinsinden hesaplanır ve king-pimin üst noktası aracın arka tarafına doğru olduğunda pozitif olarak değerlendirilir. Deneyin her basamağında tekerin ön yüzeyine (X eksenine dik olarak) yapıştırılan ayna sayesinde tahta üzerine yansıtılan ışıkların işaretlenmesi sayesinde, düşey eksene göre noktalar arasındaki açısal farkın hesaplanması ile kaster açısı değişimi bulunmuş ve Şekil 7'de ADAMS sonucu ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 6. Kaster açısındaki değişimin hesaplanması

4.4 Düşey Hareket Boyunca Direksiyon (Toe) Açısındaki Değişim

Şekil 8'de görüldüğü gibi tekere aracın üstünden bakıldığında, aracın hareket doğrultu ekseni ile tekerin yola temas ettiği düzlemindeki eksenler arasındaki açıdır. Toe açısı derece cinsinden hesaplanır ve tekerin ön tarafi aracın merkezine (içeri) doğru olduğunda pozitif olarak değerlendirilir. Deneyin her basamağında tekerin hem yan hem de ön yüzeylerine (Y ve X eksenine dik olarak) yapıştırılan ayna sayesinde tahta

BILGİSAYAR BENZESİMİ İLE ÖN SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN KİNEMATİK ANALİZİ

üzerine yansıtılan ışıkların işaretlenmesi sayesinde, noktalar arasındaki yatay eksene göre açısal farkın hesaplanması ile direksiyon açısındaki değişimler hem kamber hem de kaster grafiklerinden bulunmuş ve Şekil 9'da ADAMS sonucu ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 8. Toe açısındaki değişimin hesaplanması

4.5 Düşey Hareket Boyunca Tekerin Yanal Yer Değişimi

Şekil 10'da görüldüğü gibi tekerin yanal yer değişimi, tekere aracın önünden bakıldığında, tekerin yol yüzeyine temas eden noktasının normaline göre yanal olarak içe veya dışa doğru hareket eder. Tekerin yanal yer değiştirmesi milimetre cinsinden ölçülür ve eğer teker ön ucu aracın dışına doğru hareket ederse pozitif olarak kabul edilir. Deneysel ölçüm sonucu ile tekerin yatay eksendeki gezintisi düşey eksene göre ölçülmüş ve Şekil 11'de ADAMS sonucu ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 10. Tekerin yanal yer değişimin hesaplanması

4.6 Düşey Eksendeki Hareketi Esnasında Süspansiyon Sisteminin Dönme Merkezinin (IC) ve Aracın Yuvarlanma Merkezinin (RCH) Yer Değiştirmesi

Süspansiyon sisteminin dönme merkezi tekerin yukarı aşağı hareketi ile olmaktadır. Dolayısı ile tekerin dönme merkezinin ve aracın yuvarlanma merkezinin, süspansiyon sisteminin düşey eksendeki hareketi boyunca değişiminin formüle edilmesi ve ADAMS programına uyarlanması oldukça komplekstir. Bu hesaplamaların yapılması ve formüle edilebilmesi ve programa aktarılabilmesi için kullanılan metot Şekil





TEKNOLOJİ, Yıl 4, Sayı 3-4, 2001

12'de görülmektedir. Bu ölçümler deneysel olarak yapılmamış sadece süspansiyon sisteminin AutoCAD programındaki çiziminden elde edilen sonuçlar ile ADAMS programı sonuçları karşılaştırılmış, Şekil 13'de ise sadece ADAMS sonucu verilmiştir.

7



Şekil 12. Ön süspansiyon sisteminin dönme ve yuvarlanma merkezinin bulunması

McPherson tipi süspansiyon sisteminin (tekerin) dönme merkezi, alt salıncak kolunun doğrultusunda çizilen çizgi ile amortisörün tepe noktasında ve eksenine dik çizilen çizginin kesiştiği noktadır. Aracın yuvarlanma merkezi ise bu kesişme noktasından tekerin tabanına doğru çizilen çizginin araç orta eksen çizgisi ile kesiştiği noktanın yol yüzeyinden olan yüksekliğidir. Bütün hesaplamalar aracın önden görüşünü içeren YZ düzleminde yapılmaktadır. Bu metot ile ADAMS dilinde hesaplamaların yapılabilmesi için sistemin mutlaka geometrik olarak düzenlenmesi gerekmektedir. Şekil 12'ye göre amortisör üzerindeki A ve B noktalarına ve alt salıncak kolu üzerindeki C ve D noktalarına göre GR1 ve GR2 açıları 1 ve 2 numaralı denklemler aracılığı ile çıkartılabilir.

$$GR1 = \frac{(BY - AY)}{(AZ - BZ)} \text{ veya } GR1 = \frac{(AZ - ICZ)}{(AY - ICY)} \text{ denklemlerinden, } ICZ = AZ - (GR1*(AY - ICY))$$
(1)

$$GR2 = \frac{(DZ - CZ)}{(CY - DY)} \text{ veya } GR2 = \frac{(ICZ - DZ)}{(DY - ICY)} \text{ denklemlerinden, } ICZ = DZ + (GR2*(DY - ICY))$$
(2)

1 ve 2 numaralı denklemler birbirine eşitlenirse tek bilinmeyen ICY buradan çekilerek 3 numaralı denklem elde edilerek bu eşitlikten ICY bulunur.

$$ICY = \frac{GR1*AY + GR2*DY + DZ - AZ}{GR1 + GR2}$$
(3)

Elde edilen ICY değeri, 1 veya 2 numaralı denkleme yazılarak ICZ değeri bulunabilir. GR3 ise aşağıdaki eşitlikten elde edilebilir.

$$GR3 = \frac{(ICZ - WBZ)}{(WBY - ICY)} \text{ veya } GR3 = \frac{(RCZ - WBZ)}{(WBY - RCY)}$$
(4)

Araç yuvarlanma merkezinin Y eksenindeki değeri, yuvarlanma merkezinin, aracın orta ekseninde olması nedeni ile sıfırdır. Dolayısı ile 4 numaralı formülün ilk kısmı ile GR3 değeri bulunurken ikinci kısmı ile RCZ hesaplanabilir.

5.0 SONUÇ

Günümüzde özellikle otomotiv sanayiinde sıklıkla kullanılan ve araçların dinamik analizini yapabilen bilgisayar programları ve bunların kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Özellikle tam bir araba modeli yaparak

BİLGİSAYAR BENZEŞİMİ İLE ÖN SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN KİNEMATİK ANALİZİ

bunun dinamik davranışlarını incelemek amacı ile ve süspansiyon sisteminin performansını artırmak amacı ile değişik çalışmalar yapılmıştır [4-6]. Bu çalışmada ise Peugeot 605 ön tek teker süspansiyon sistemi kinematik olarak modellenmiştir.

Bu modelde tekerin düşey eksendeki hareketini sağlayan hidrolik kriko da süspansiyon sistemi ile birlikte modellenmiştir. Böylece krikonun maksimum ve minimum anlarındaki süspansiyon sistemi üzerindeki doğrusal ve yanal yönlerdeki etkileri de sonuçlara aktarılmıştır. Bu nedenle yapılan deney sonuçları ile bilgisayar benzeşimi arasında büyük bir benzerlik görülmüş olup aralarındaki ihmal edilebilir uyuşmazlıkların nedeni ise insan hatası olarak değerlendirilmiştir.

Bu çalışma sonucunda elde edilen modelin doğruluğu, deneysel çalışma sonuçları ile bilgisayar benzeşimi ile yapılan model arasındaki mukayeseden anlaşılmıştır. McPherson tipi Peugeot 605 aracına ait ön süspansiyon sisteminin bilgisayar modeli gerçekleştirilmiştir. Aynı model üzerinde geleceğe dönük çalışmaların yapılabilmesi için temel model kurulmuştur.



Şekil 14. ADAMS/View Ön süspansiyon grafiği a. Normal, b. Yukarı kalkmış, c. Aşağı düşmüş, d. Üst üste bindirilmiş grafikler

KAYNAKLAR

- Ryan Robert R. 1993. "ADAMS Mechanical System Simulation Software." <u>Multibody computer codes in vehicle system dynamics</u>. Swets & Zeitlinger B.V., Amsterdam/Lisse.
- [2] Orlandea, N. and Chase, M. 1977. "Simulation of a Vehicle Suspension with the ADAMS computer program." <u>SAE Paper No. 770053</u>, Society of Automotive Engineers, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096, pp. 1-13, Feb. 28-March 4.
- [3] Reimpell J. and Stoll H., 1996. "The Automotive Chassis: Engineering Principles". <u>Arnold Press,</u> London.
- [4] Antoun, R. J., Hackert P. B., O'Leary M. C. ve Sitchen A., 1986. "Vehicle Dynamic Handling Computer Simulation - Model Development, Correlation and Application using ADAMS," <u>SAE 860574.</u>
- [5] Blundell M. V., 1991. "Full Vehicle Modelling and Simulation using the ADAMS Software System," <u>Autotech '91, ImechE.</u>
- [6] Blundell M. V., Phillips B. D. A. ve Mackie A., 1994. "The Modelling and Simulation of Suspension Systems, Tyre Forces and Full Vehicle Handling Performance," <u>ICSE '94, Coventry, UK.</u>