

Fren Süspansiyon Test Cihazı Tasarımı ve İmalatı

Hüseyin Bayrakçeken¹, Faruk Emre Aysal¹, İbrahim Mutlu¹,

¹Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Afyonkarahisar.
e-posta: faysal@aku.edu.tr

Geliş Tarihi: 25.04.2016; Kabul Tarihi: 31.08.2016

Özet

Anahtar kelimeler

Fren Testi;
Süspansiyon; Taşıt
Dinamiği; Test Cihazı
İmalatı.

Bu çalışmada taşıtların farklı yol şartlarındaki fren-süspansiyon testlerinin laboratuvar ortamında yapılmasını sağlayacak bir taşıt test cihazı tasarlanıp imal edilmiştir. Literatürde taşıt testleri konusunda önemli çalışmaların bulunduğu ancak özellikle yol testlerinin maliyetinin yüksek olması ve deney sonuçlarında oluşacak sapmanın büyüklüğü göz önüne alındığında istenilen hassasiyetin elde edilemediği görülmektedir. Tasarlanan fren-süspansiyon test cihazı ile yol şartları laboratuvar ortamında oluşturularak standart testlerin daha hassas bir şekilde yapılması sağlanmıştır. Tasarım ve imalat işlemleri gerçekleştirilen test cihazının optimizasyon testleri yapılmıştır.

The Design and Manufacturing of Brake-Suspension Test Device

Abstract

Keywords

Brake Test; Suspension;
Test Device
Manufacturing; Vehicle
Dynamics.

In this study designed and manufactured a brake-suspension test device ensure that different road circumstances in the laboratory condition. According to the literature knowledge of authors, many important studies were made already. However, road tests have huge costs and experimental results are not appropriate accuracy. In spite of obtaining more accuracy and less cost designed the brake-suspension test device. The manufactured test device optimized to different conditions for vehicle brake tests.

© Afyon Kocatepe Üniversitesi

1. Giriş

Taşıt fren sistemlerinde yapılan araştırmalar incelendiğinde çalışmaların fren balatası, frenleme sıcaklığı, fren performansı, fren hidroliği ve fren güçlendiricisi (hidrovak) gibi konuların üzerine yoğunlaştığı görülmektedir. Fren sisteminin en önemli parçalarından biri balatadır. Balataların güvenli bir şekilde çalışabilmesi için sürtünme yüzeyi sıcaklığının, aşınma noktası sıcaklığının altında bulunması gerekir. Fren balatalarının sürekli veya uzun süreli olarak aşırı sıcaklıklara maruz kalmaları balataların termo-mekanik yönden zarar görmesine neden olacaktır. Balata yüzeyinin deforme olduğu bu duruma "balata aşınması" denir. Balata aşınması taşıtta frenleme performansında azalma, fren sisteminde hatalı

çalışma, titreşim ve ses oluşumuna neden olmaktadır (Reinsch, 1970).

1980'li yıllarda, fren balatalarında kullanılan asbestin balata aşınmaları sonucunda atmosfere karışması nedeniyle solunum yoluyla akciğere girmesinin ciddi sağlık sorunlarına ve özellikle de akciğer kanserine yol açtığı görülmüştür (Gemalmayan, 1984). Bu sebepten dolayı, birçok ülkede 1980'lerden beri taşıt frenlerinde asbest içeren balataların kullanımı yasaklanmıştır.

Frenleme esnasında balata malzemesinin muhtevastındaki komponentler mikro yapıyı büyük ölçüde etkilemektedir (Kumar ve Bijwe, 2010; Rakesh ve Bhabani, 2014). Dolayısıyla yağlama ve mekanik bakımdan karakteristik özellikler büyük

ölçüde kompozit yapıdaki çok farklı ve kompleks olan bileşenlere bağlıdır (Kchaou vd.,2013; Öztürk vd., 2013; Österle vd.,2001; Mutlu vd., 2006). Otomotiv fren sistemlerinde kullanılan sürtünme malzemelerinin tipik olarak sıcaklığı stabilize edebilen bir matris yapısına sahip olması gerekmektedir (Hwan vd., 2010; Jang vd., 2000). Son yirmi yıldan fazla süredir birçok mineral ve elyaf, asbestin yerine fren balatalarında deneysel çalışmalarda kullanılmıştır (Sellami vd., 2014; Starffellini ve Maines 2013; Poullos vd., 2013; Xiao ve Zhu, 2010). Günümüzde 2000'den fazla farklı malzemenin değişik orandaki karışımları otomotiv sektöründe sürtünme malzemesi imalinde kullanılmaktadır.

Albaltan (2015), fren sıvısının fren hattındaki hidrolik borulardaki davranışının fren performansına ve taşıt dinamiğine etkileri üzerine bir çalışma yapmıştır. Yapılan çalışmada değişik iç çaplara sahip hidrolik borularının etkileri teorik olarak ve bir taşıtın arka aksındaki tekerleklerde de deneysel olarak incelenmiştir. Teorik ve deneysel çalışma sonuçları frenleme verimi ve performansının daha küçük iç çaplı hidrolik borular kullanıldığında daha yüksek olduğunu göstermiştir.

Yang vd. (2012) geleneksel fren sistemlerinde kullanılan pnomatik güçlendirici yerine wireless haberleşme ile çalışan elektrikli güçlendirici kullanılan bir fren sistemi ortaya koymuştur. Yapılan çalışma neticesinde simülasyon ve deney sonuçları bu yeni yaklaşımın fren performansını arttırdığını göstermiştir.

Chung vd. (2010) yaptıkları çalışmada fren diski üzerindeki ısı transferi prosesini ısı akısını ve disk sıcaklığının değişimini analitik olarak türeterek frenleme karakteristiğini incelemişlerdir. Sonlu elemanlar metodu ile yapılan simülasyonlar neticesinde bu parametrelerin ve fren diski kalınlığının frenleme karakteristiği etkilediği görülmüştür.

Belhocine ve Bouchetara (2012) yaptıkları çalışmada frenleme esnasında hava soğutmalı fren diskinin termal karakteristiğini numerik olarak simüle etmiştir. Yapılan çalışmada sonlu elemanlar metodu ve ANSYS programı kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları radyal yöndeki soğutmanın fren diskinin sıcaklığını düşürme açısından önemli bir etki sağladığını göstermiştir. Wu vd. (2014) yaptıkları çalışmada fren sisteminin termo-mekanik özelliklerinin optimize edilmesi için sonlu elemanlar metodu ile dinamik modellemesini yapıp sürtünme deneyi sonuçları ile karşılaştırmıştır.

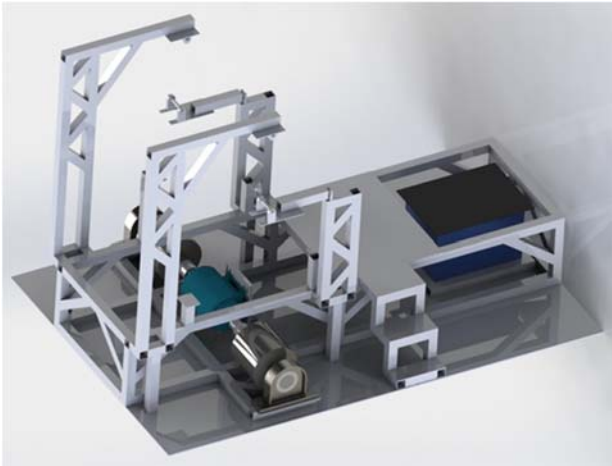
Fren sisteminin çalışma performansı anlık olarak fren sistemi ekipmanlarından doğrudan etkilenmektedir. Ayrıca süspansiyon sistemi de frenleme performansına dolaylı olarak etki etmektedir. Hamersa ve Els (2014), ABS sistemi ve yarı aktif (semi-active) süspansiyon sisteminin frenleme performansı ve durma mesafesi üzerine etkilerini SUV tipi bir araç için Msc. Adams ve Matlab/Simulink ile simüle ederek incelemişlerdir. Simülasyon sonuçları süspansiyon sisteminin frenleme performansını önemli ölçüde etkilediğini ve süspansiyon sisteminde yapılan iyileştirme ile durma mesafesinin azaltılabileceği görülmüştür.

Tasarlanan taşıt test cihazı ile özellikle fren performansı testlerinin laboratuvar ortamında yol koşullarını oluşturacak şekilde gerçekleştirilmesi sağlanmıştır. Literatür incelendiğinde bu alanda önemli çalışmaların bulunduğu ancak fren testlerinin simülasyon yöntemiyle veya yol testleriyle yapıldığı anlaşılmaktadır. Simülasyon çalışmaları gerçeğe yakın olmakla beraber bütün faktörleri yeterince içermemektedir. Yol testlerinin maliyetinin yüksek olduğu ve deney sonuçlarında oluşacak sapmanın istenilen hassasiyeti veremediği görülmektedir. Bu nedenle tasarlanan fren-süspansiyon test cihazı ile yol şartları laboratuvar ortamında oluşturularak standart testlerin daha hassas bir şekilde yapılması sağlanmıştır.

2. Test Cihazının Tasarımı ve Şase İmalatı

Test cihazı bir yarım taşıt modeli olarak ele alınmıştır. Bir taşıtın motor, şanzıman akslar, direksiyon sistemi, fren ve süspansiyon sistemi dâhil bütün ön düzeni aynı marka ve modele ait olacak şekilde ticari bir firmadan temin edilmiştir. Kullanılan motor buji ile ateşlemeli 1,4 L hacminde dört silindir sekiz valfli bir içten yanmalı motordur. İçten yanmalı motora ait standart 5 vitesli manuel bir şanzıman vites kutusu olarak kullanılmıştır. Fren sistemi günümüz binek araçlarında daha yaygın kullanılması sebebiyle diskli fren sistemi olarak seçilmiştir. Süspansiyon sisteminin üst takozlarına bağlanan hidrolik silindirler ile hem taşıtın standart ağırlığı simüle edilmekte hem de çukur tümsek gibi yol şartları simüle edilmektedir.

Şekil 1’de görüldüğü gibi, test cihazının şasesi ve yol şartlarının sağlanacağı tambur sistemi bir CAD programında üç boyutlu olarak tam ölçekli şekilde tasarlanmıştır. Şase imalatında titreşimleri azaltmak amacıyla içi boş 60x60 2.5 mm et kalınlığında profiller kullanılmıştır. Ek olarak cihazın çalışacağı zeminle şase arasına titreşim sönümleyici malzeme yerleştirilerek cihazın minimum titreşimle çalışması sağlanmıştır.



Şekil 1. Fren-Süspansiyon Test Cihazı Şase Resmi

3. Tambur Tahriki İçin Elektrik Motorunun Devir Hesabı ve Elektrik Motoru Seçimi

Test cihazında yol şartlarının sağlanması amacıyla tekerleklerin bir elektrik motoru tarafından tahrik edilme tamburları döndürmesi sağlanmıştır. Elektrik motoru tekerleklerin dönüş yönünde tamburları tahrik etmektedir. Böylece elektrik motorundan alınan döndürme momenti ile taşıta gerçek şartlarda gelmesi beklenen yuvarlanma direnci oluşturulabilmektedir. Bu amaçla kullanılacak olan elektrik motorunun devir ve güç hesabı yapılmıştır. Test cihazında kullanılacak jant çapı:14 inç ve lastik boyutu 195/60 R14 olarak belirlenmiştir. Bu durumda;

Tekerlek Yuvarlanma Dairesi:

$$(14 \cdot 25,4 + 195 \cdot 0,6 \cdot 2) \cdot \pi \cong 1,9 \text{ m} \quad (1)$$

$$V = \frac{\pi \cdot z \cdot n_m \cdot (1-s)}{30 \cdot i_0} \quad (m/s) \quad (2)$$

Olmaktadır. Test düzeneğinin her vites kademesindeki hız hesabı için 2 numaralı formül kullanılmış ve hesaplamada kullanılan redüksiyon oranları Tablo 1’de verilmiştir. 2 numaralı formülde n_m motor devrini i_0 toplam dişli oranını göstermektedir.

Tablo 1. Güç Aktarma Sistemindeki Redüksiyon Oranı

Vites Kademesi	Dişli Oranı	Diferansiyel Dişli Oranı	i_0 Son Dişli Oranı
1. Vites	3,58		$3,58 \cdot 4 = 14,32$
2. Vites	1,93		$1,93 \cdot 4 = 7,72$
3. Vites	1,32	4	$1,32 \cdot 4 = 5,28$
4. Vites	0,95		$0,95 \cdot 4 = 3,80$
5. Vites	0,76		$0,76 \cdot 4 = 3,04$

Tablo 1’de verilen redüksiyon değerleri kullanılarak test cihazının her vites kademesindeki hız değeri $n_m=3000$ rpm motor devri için bulunmuştur. Test cihazında kullanılan tekerleklerin yuvarlanma dairesi 1,9 m’dir. Bu durumda tekerleğin bir devir dönmesi ile 1,9 m yol alınacaktır. Yani anlık hızın 1 devir/s olduğu koşullarda test cihazı 1,9 m/s lik hıza sahip olacaktır. Elde edilen hız değerleri tekerlek yuvarlanma dairesi ile orantılanıp test cihazında kullanılan tekerleğin her bir vites kademesinde kaç devirle döndüğü hesaplanmıştır. Hesaplan tekerlek devirleri Tablo 2’de görülmektedir. Test cihazı için

tasarlanan tamburun çapı kullanılan tekerleğin çapının yarısı kadar seçilmiştir. Bu durumda sürtünme ve transmisyon kayıpları ihmal edilirse tamburun dönme hızı Tablo 2’de görüldüğü gibi tekerlek dönme hızının yaklaşık iki katı olmaktadır.

Tablo 2. İçten Yanmalı Motor 3000 rpm’de Çalışırken Test Cihazının Her Vites Kademesindeki Hız Değerleri

Hız, V (m/s)	Tekerlek Dönme Hızı (devir/s)	Tekerlek Dönme Hızı (rpm)	Tambur Dönme Hızı (rpm)
V ₁ =6,74	3,547	212,800	425,600
V ₂ =12,50	6,578	394,736	789,472
V ₃ =18,27	9,615	576,900	1153,800
V ₄ =25,38	13,360	801,600	1603,200
V ₅ =31,73	16,700	1002,400	2004,800

Gerçek taşıtlar yolda seyir halindeyken çeşitli dirençlere maruz kalmaktadır. Tasarlanan test cihazında bu dirençlerin simüle edilmesi fren ve süspansiyon testlerinin doğruluğu açısından çok önemlidir. Bu amaçla kullanılan elektrik motorlu tambur sisteminin taşıta gelen dirençleri sağlayabilmesi için gerekli elektrik motoru gücünün hesabı Şekil 2’de verilen program yazılarak elde edilmiştir. Tasarlanan test cihazı yarım araç modeli olarak ön görülmüştür. Bu nedenle hesaplamalarda ortalama bir taşıt ağırlığının yarısı olan 600 kg kullanılmıştır. Taşıta gelen yuvarlanma direnci

```
m=600;
g=9.81;
rtam=0.15;
fro=0.015;
n=2004.8;
Rro=m*g*fro;
```

```
for alfa=0:20
    a=sin(alfa*pi/180);
    Ry=m*g*a;
    Ft=Rro+Ry;
    Md=Ft*rtam;
    P=Md*n/9550;
    display(P);
end
```

Şekil 2. Elektrik Motoru Hesaplama Algoritması

$$R_{ro} = m \cdot g \cdot f_{ro} \quad (3)$$

Formülü ile hesaplanmıştır. Burada, f_{ro} yuvarlanma direnci katsayısıdır ve 0,015 alınmıştır. Taşıta yokuş şartlarında gelen direnç ise

$$R_y = m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (4)$$

Formülü ile hesaplanmıştır. Burada “ α ” yolun eğim açısıdır ve yazılan 0-20° eğim aralığındaki şartlarda oluşan yokuş dirençlerini “for” döngüsünde elde etmektedir. Bulunan yuvarlanma ve yokuş dirençlerinin her eğim şartı için ayrı toplanmasıyla toplam direnç kuvveti hesaplanmıştır.

$$F_t = R_y + R_{ro} \quad (5)$$

Hesaplanan direnç kuvveti gerçek şartlarda yola temas noktasından aracın tekerleklerine gelmektedir. Test cihazında simüle edilen direnç kuvveti tambur ile tekerleklerin temas noktasından yarım taşıt modeline aktarılmaktadır. Bu durumda tamburlara bağlı olan elektrik motorunun sağlaması gereken döndürme momenti

$$M_d = F_t \cdot r_{tambur} \quad (6)$$

Formülü kullanılarak elde edilmektedir. Elde edilen moment değerinin elektrik motoru tarafından karşılanması için elektrik motoru farklı devirlerde farklı değerlerde güç harcamaktadır. Her vites

kademesinde tamburun dönmesi gereken devir sayısı farklı olduğunda her vites kademesi için gerekli güç değerleri

$$P = M_d \frac{n}{9550} \quad (7)$$

Eşitlik (7) kullanılarak ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Tablo 3. İçten Yanmalı Motor 3000 rpm’de Çalışırken Taşıta Gelen Dirençlerin Simüle Edilmesi İçin Gerekli Elektrik Motoru Güç Değerleri

Güç Değerleri (kW)	1. Vites	2. Vites	3. Vites	4. Vites	5. Vites
$P_0 (\alpha = 0)$	0,5902	1,0948	1,6000	2,2232	2,7802
$P_1 (\alpha = 1)$	1,2760	2,3686	3,4617	4,8100	6,0149
$P_2 (\alpha = 2)$	1,9634	3,6420	5,3227	7,3959	-
$P_3 (\alpha = 3)$	2,6495	4,9146	7,1827	-	-
$P_4 (\alpha = 4)$	3,3349	6,1861	-	-	-
$P_5 (\alpha = 5)$	4,0195	7,4560	-	-	-
$P_6 (\alpha = 6)$	4,0703	-	-	-	-
$P_7 (\alpha = 7)$	5,3854	-	-	-	-
$P_8 (\alpha = 8)$	6,0662	-	-	-	-
$P_9 (\alpha = 9)$	6,7454	-	-	-	-
$P_{10} (\alpha = 10)$	7,4227	-	-	-	-

Farklı eğim şartları ve farklı vites kademeleri için hesaplanan gerekli elektrik motoru güçleri Tablo 3’te verilmiştir. Yol eğim açısı α ’nın farklı değerleri için farklı yuvarlanma dirençleri oluşmaktadır. Yazılan “for” döngüsüyle hesaplatılan yuvarlanma dirençlerine göre 7,5 kW gücündeki elektrik motorunun maksimum 10°’lik eğimin yuvarlanma direncini sağlayacağı belirlenmiştir. Bulunan güç değerleri performans-maliyet analizi açısından incelendiğinde tambur sistemini tahrik için kullanılacak elektrik motoru olarak 7,5 kW gücünde

1500 rpm maksimum hızında 3 fazlı bir AC motor seçilmiştir. 7.5 kW dan daha yüksek güç gerektiren eğim değerlerinde elde edilen sonuçlar Tablo 3’e alınmamıştır. Dolayısıyla tasarlanan test cihazı ile birinci viteste 3000 rpm motor hızında 0-10° eğim aralığındaki yol şartları için fren-süspansiyon testleri yapılabilmektedir. Benzer çıkartımlar diğer vites kademeleri için Tablo 3 kullanılarak yapılabilir. Bu durum da 7,5 kW’lık elektrik motorunun kullanılmasıyla her vites kademesinde farklı eğimlerdeki yol şartlarının simüle edilebileceği görülmektedir.

4. Bulgular

Yapılan çalışma sonucunda tasarımı ve imalatı gerçekleştirilen test cihazı, fren testlerini yüksek hassasiyette yapabilmektedir. Fren test cihazı ile düz ve eğimli yol şartları başarılı bir şekilde sağlanmaktadır. Taşıtin çukur tümsek gibi farklı yol şartlarındaki frenleme performansı deneysel olarak incelenebilmektedir. Hidrolik sistem sayesinde taşıtin farklı yük durumlarındaki fren performansı ölçülmektedir. Fren test cihazı ile farklı balata, fren diski ve süspansiyon çeşitleri kullanılarak fren testi yapılabilmektedir.

Teşekkür

Bu çalışma Afyon Kocatepe Üniversitesi 15.TEKNOLOJİ.ALTY.04 numaralı BAP projesi tarafından desteklenmiştir.

Kaynaklar

- Albatlan S. A. A., (2015).” Effect of Hydraulic Brake Pipe Inner Diameter on Vehicle Dynamics”, International Journal of Automotive Technology, .Vol. 16, .No.2, pp. 231-237
- Belhocine A. and Bouchetara M., (2012).”Thermal behavior of full and ventilated disc brakes of vehicles”, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 26 No. 11, pp. 3643-3652
- Chung W. S., Jung S. P. and Park T. W., (2010).”Numerical analysis method to estimate thermal deformation of a ventilated disc for automotives”, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 24, No. 11, pp. 2189-2195
- Gemalmayan, N. (1984) “Sürtünme Malzemelerinin Özelliklerinin Deneysel İncelenmesi.”, Gazi University, Phd Thesis.
- Hamersma H. A. and Els P. S., (2014)”Improving the braking performance of a vehicle with ABS and a semi-active suspension system on a rough road”, Journal of Terramechanics, Vol. 56, pp. 91-101
- Hwan, P. J. Oh, C. J. Rae, K. H., (2010)“Friction characteristics of brake pads with aramid fiber and acrylic fiber.” Ind. Lubr. Tribol. 62:91–8.
- Jang, H. Jin, K. S., (2000) “The effects of antimony trisulfide (Sb₂S₃) and zirconium silicate (ZrSiO₄) in the automotive brake friction material on friction characteristics.” Wear 239:229–36.
- Kchaou, M. Sellami, A. Elleuch, R. (2013) “Singh H. Friction characteristics of a brake friction material under different braking conditions.”, Mater Des 52:533–40.
- Kumar, M, Bijwe J. (2010) “Studies on reduced scale tribometer to investigate the effects of metal additives on friction coefficient–temperature sensitivity in brake materials”. Wear, 269:838–46.
- Mutlu, F. Eldogan, I. Findik, O., (2006) “Tribological properties of some phenolic composites suggested for automotive brakes.”, Tribol Int 39:317–25.
- Österle, W. Griepentrog, M. Gross, Th. Urban, I., (2001) “Chemical and microstructural changes induced by friction and wear of brakes.”, Wear 251:1469–76.
- Öztürk, B. Öztürk, S. Ö. Adigüzel, A. A. (2013), “Effect of type and relative amount of solid lubricants and abrasives on the tribological properties of brake friction materials.”, Tribol Trans 56:428–41.
- Poulios, K. Svendsen, G., Hiller, J. Klit, P. (2013) “Coefficient of Friction Measurements for Thermoplastics and Fibre Composites Under Low Sliding Velocity and High Pressure.” Tribol. Lett. 51: 191-198.
- Rakesh, K. K., Bhabani, S. K. (2014) “Synergistic effect of tungsten disulfide and cenosphere combination on braking performance of

composite friction materials.”, Mater Des 56:368–78.

Reinsch, E. W. (1970) “Sintered Metal Brake Linings For Automotive Applications.”, Delco-oraine division, General Motors corp. Dayton, s. 2, 9-21.

Sellami, A. Kchaou, M. Elleuch, R. Cristol, A. L. Desplanques, Y., (2014) “Study of the interaction between microstructure, mechanical and tribo-performance of a commercial brake lining material.” Materials and Design, s. 59, 84 - 93.

Straffelini, G. Maines, L., (2013) “The relationship between wear of semimetallic friction materials and pearlitic cast iron in dry sliding.”, Wear, s. 307, 75 - 80.

Wu, Y. Jin, H. Li, Y. Ji, Z. Hou, S., (2014) “Simulation of Temperature Distribution in Disk Brake Considering a Real Brake Pad Wear” Tribol. Lett. 56: 205–213

Xiao, G. Zhu, Z., (2010) “Friction materials development by using DOE/RSM and artificial neural network.” Tribology International, s. 43: 218 - 227.

Yang I. J., Choi K. and Huh K., (2012). “Development Of An Electric Booster System Using Sliding Mode Control For Improved Braking Performance”, International Journal of Automotive Technology, Vol. 13, No.6, pp. 1005–1011