

FREN TEST CİHAZI TASARIMI VE FRENLEME KUVVETİ ÖLÇÜM VE MODELLEMESİ

Hüseyin BAYRAKÇEKEN ve Duran ALTIPARMAK*

Makine Eğitimi Bölümü, Teknik Eğitim Fakültesi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, A.N.S.03200 Afyon

*Makine Eğitimi Bölümü, Teknik Eğitim Fakültesi, Gazi Üniversitesi, 06500, Beşevler, Ankara

bceken@aku.edu.tr, duration@hazi.edu.tr

(Geliş/Received: 07.11.2005; Kabul/Accepted: 08.09.2006)

ÖZET

Taşıtlarda frenleme performansı, fren sisteminin durumunu ortaya koyması bakımından oldukça önemlidir. Frenleme performansını, fren sistem elemanları ve tekerlek-yol şartları gibi faktörler doğrudan etkilemektedir. Bu faktörlerin fren kuvvetleri üzerindeki etkileri, deneysel yöntemlerle tespit edilebileceği gibi matematiksel modeller yoluyla da tahmin edilmesi mümkündür. Bu çalışmada; frenleme kuvvetlerini doğru ve anlık ölçebilmek ve fren kuvvet analizi yapabilmek için bir elektro-mekanik fren test cihazı geliştirilmiştir. Deneysel sonuçlarından elde edilen verilerden matematiksel model oluşturulmuştur. Geliştirilen model ile frenleme performansını etkileyen lastik hava basıncı, lastik tırnak derinliği ve direksiyon dönüşüne bağlı tekerlek sapma açısının etkileri incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Frenleme kuvveti, tekerlek modeli, fren test.

DESIGN OF A BRAKE TEST EQUIPMENT AND BRAKE FORCE MEASUREMENT AND MODELLING

ABSTRACT

The braking performance of vehicles is very important due to various braking system situations. Braking performance is influenced directly by some factors such as braking system elements and conditions of wheel-road. Estimation of the factors over brake forces is possible by means of mathematical models experimental methods. In this study; an electro-mechanic braking test equipment was designed in order to measure the brake force correctly and to analyze the brake force. A mathematical model was developed based on data obtained from the experiment. By using the developed model, influences of angle of steering, tire pressure and thread depth on the braking force was investigated.

Keywords: Brake force, tire model, brake test.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Frenleme performansı, fren sisteminin etkili çalışmasının bir göstergesidir. Frenleme performansını, taşıt ağırlığı, kampana veya disk yapıları, merkez ve tekerlek silindirleri, fren hidrolik devresi ve fren hidroliği, lastikler, süspansiyon sistemi, fren sistemi mekanik aksamı, yol şartları, taşıtın üzerindeki yük gibi birçok faktör doğrudan etkilemektedir. Frenleme kuvvetlerini etkileyen parametrelerin etkilerini incelemek ve doğru fren analizi yapabilmek için hem deneysel hem de teorik modelleme çalışmaları yapılmıştır [1-4].

Frenleme kuvvetleri değişimi, frenleme esnasında doğrusal kaymaya bağlıdır. Lastik tekerlek ve zemin şart-

larının belirlediği tutunma değerleri, frenlemede önemli rol oynamaktadır [5].

Tekerleğe etkiyen kuvvetlerden başlıca üç kuvvet ve bu kuvvetler sonucunda ortaya çıkan momentler, yapılan analizlerde ele alınmaktadır. Bu kuvvetler; tahrik veya frenleme sırasında oluşan doğrusal kuvvet, yanal kuvvet ve düşey kuvvet olarak tanımlanmaktadır [6].

Lastiğin yola temas ettiği yüzeyde ve hareket yönünde bir kuvvet oluşturabilmesi için, bir miktar kayması zorunludur. Frenleme esnasındaki kayma miktarı, lastiğin yolun durumu ile taşınan yük miktarı ve frenleme kuvvetine bağlıdır. Frenleme sırasında tekerlek hızı, taşıt hızına oranla daha az olacaktır. Kilitlenmiş bir teker-

leğin “kayma” değeri % 100 iken serbest dönen bir tekerlekte ise bu değer % 0’dır [7,8]. Doğrusal frenleme kayması, aşağıdaki gibi formüle edilebilir:

Doğrusal tekerlek frenleme kayması = (Serbest yuvarlanan tekerlek çevresel hızı - frenlenen tekerlek çevresel hızı) / Serbest yuvarlanan tekerlek çevresel hızı.

Yani,

$$\text{Frenleme kayması: } \lambda = \frac{V_f - V_t}{V_f} = 1 - \frac{V_t}{V_f} \text{ olarak}$$

yazılabilir. Burada,

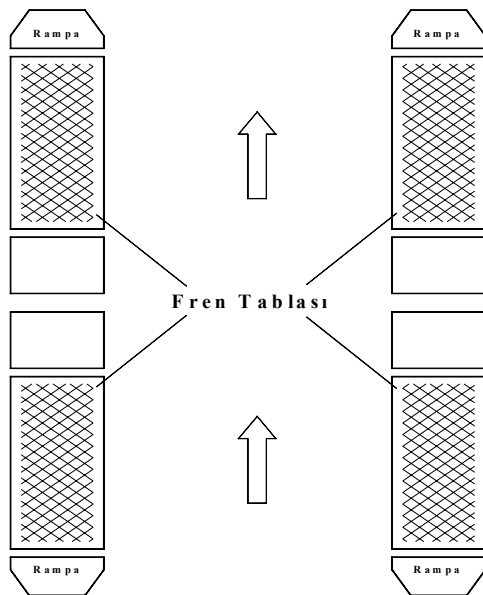
λ : Frenleme kayması,

V_f : Frenlenen tekerleğin çevresel hızı,

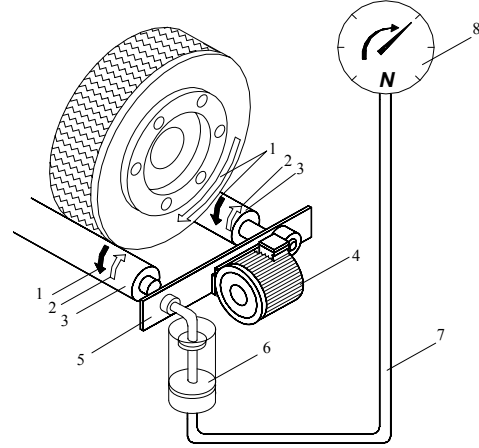
V_t : Serbest yuvarlanan tekerleğin çevresel hızıdır.

Fren testleri, yol testleri şeklinde olabileceği gibi, daha kısa sürede ve daha çok verinin alınabildiği test cihazlarında da yapılabilmektedir. Yol testlerinin uzun zaman alması, özel test alanları gerektirmesi gibi zorluklar nedeniyle, fren test cihazları üzerinde yapılan ölçümler ve elde edilen verilere göre yapılan fren analizleri daha uygun olmaktadır [9,10].

Düz zeminli test cihazlarında taşıt, fren test cihazının üzerine belirli bir hızla çıkmakta ve frenleme yapılmaktadır (Şekil 1). Cihazın algılayıcılarından elde edilen değerler göstergeden okunmaktadır. Tamburlu tip cihazlar da, ölçüm yapılacak araç test cihazının tamburları üzerine çıkmakta daha sonrada cihazın elektrik motoru ile tamburlar taşıtın tekerleklerini belirli bir devirde döndürmektedir (Şekil 2). Frenleme ile tamburlar durdurulmaya çalışılmaktadır. Bu sırada ortaya çıkan kuvvet, cihaz üzerindeki algılayıcılar (hidrolik, elektronik vb) sayesinde cihazın göstergesinden alınmaktadır. Fren testlerinde, daha az yer kaplaması, daha çok verinin alın-



Şekil 1. Düz zeminli fren test cihazının şematik görünüşü [10]



Şekil 2. Tamburlu tip fren test cihazı (Hidrolik basınçlı) [10] (1. Fren momenti 2. Döndürme momenti 3. Tambur çifti 4. Şanzumanlı elektrik motoru 5. Moment kolu 6. Hidrolik kuvvet ölçüm kutusu 7. Hidrolik borusu 8. Fren kuvveti göstergesi)

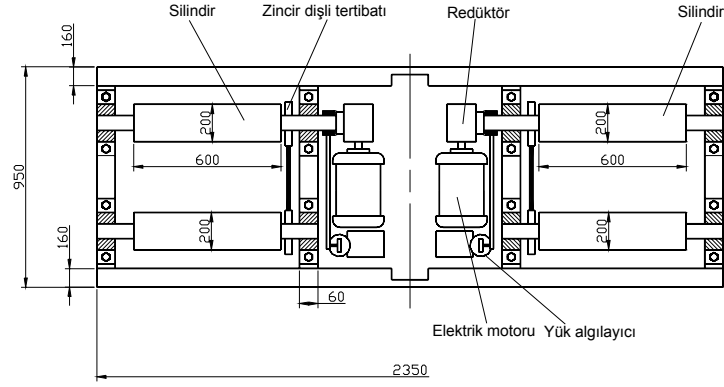
bilmesi gibi nedenlerden dolayı tamburlu tip fren test cihazları daha çok kullanılmaktadır.

Bu deneysel çalışmada; frenleme kuvvetlerinin doğru ve hassas bir şekilde belirlenebilmesi ve analizinin yapılabilmesi için fren test cihazı geliştirilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda elde edilen verilerden matematiksel bir model oluşturulmuş ve sonuçların literatürle uyumlu olduğu gözlenmiştir. Daha önce yapılmış çeşitli teorik ve deneysel çalışmalar; geliştirilen tekerlek modelleri, taşıt davranışını, frenleme kuvvet dağılımlarını en doğru bir şekilde tahmin etmeye yönelik araştırmalardır [11-14].

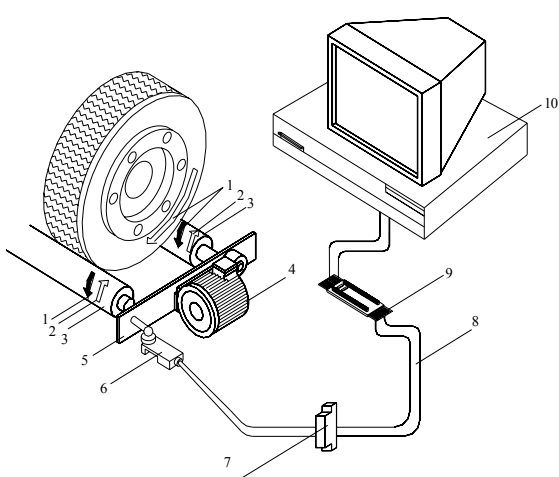
2. GELİŞTİRİLEN TEST CİHAZI (DEVELOPMENT OF TEST EQUIPMENT)

Fren kuvvetlerinin ölçülebilmesi için hidrolik olarak çalışan ve sadece maksimum frenleme kuvvetini veren test cihazı elektro-mekanik hale getirilerek saniyede 50 veri alabilecek şekilde geliştirilerek, frenleme sırasındaki fren kuvveti değişimlerinin hassas ve eş zamanlı görülebilmesi sağlanmıştır (Şekil 3). Geliştirilen test cihazı, 4540 N'a kadar frenleme kuvveti ölçülebilecek şekilde düzenlenmiştir. Cihaz üzerinde toplam 4 tambur ve iki adet de elektrik motoru kullanılmaktadır. Dönüşümde kullanılan donanım Şekil 5-8'de görülmektedir. Yük algılayıcılarının mekanik bağlantısı Şekil 9'da ve elektronik bağlantı şeması da Şekil 10'da verilmiştir.

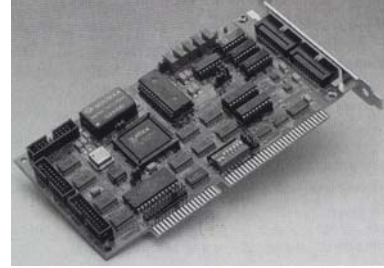
Fren kuvveti ölçümü için yapılan deneyler, Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Otomotiv Ana Bilim Dalı laboratuvarında geliştirilen fren test cihazında yapılmıştır. Sistemik deneyler 1993 model, kütlesi 945 kg, lastik hava basıncı 2.02 bar (30 psi), lastik tırnak derinliği 9 mm olan ve ABS sistemi bulunmayan bir araç üzerinde yapılmıştır. Deneyler sırasında sadece sürücü mahallinde bir kişi bulundurulmuştur (ISO 6597-1991). Deney cihazının şematik resmi Şekil 4'de görülmektedir. Geliştirilen cihazda maksimum hata miktarı ~ % 0,2 olabileceği belirlenmiş olup, bu hatanın 110.8 g'si I/O kartının 12 bitlik olmasından, 221,6 g'si 3016 adam'ın



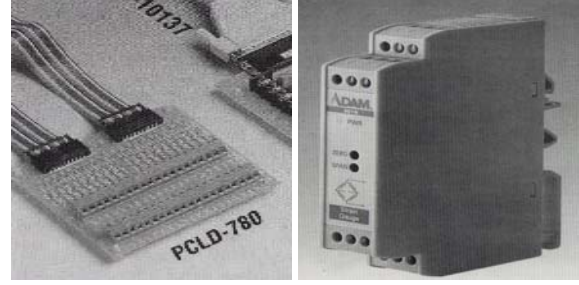
Şekil 3. Geliştirilen fren test cihazının zemin bölümünün şematik görünüşü



Şekil 4. Elektro-mekanik fren test cihazının görünüşü ve parçaları (1. Fren momenti, 2. Döndürme momenti, 3. Tambur çifti, 4. Şanzımanlı elektrik motoru, 5. Moment kolu, 6. Yük algılayıcısı, 7. Voltaj yükseltici, 8. Elektrik kabloları, 9. Sinyal aktarıcı, 10. Bilgisayar)

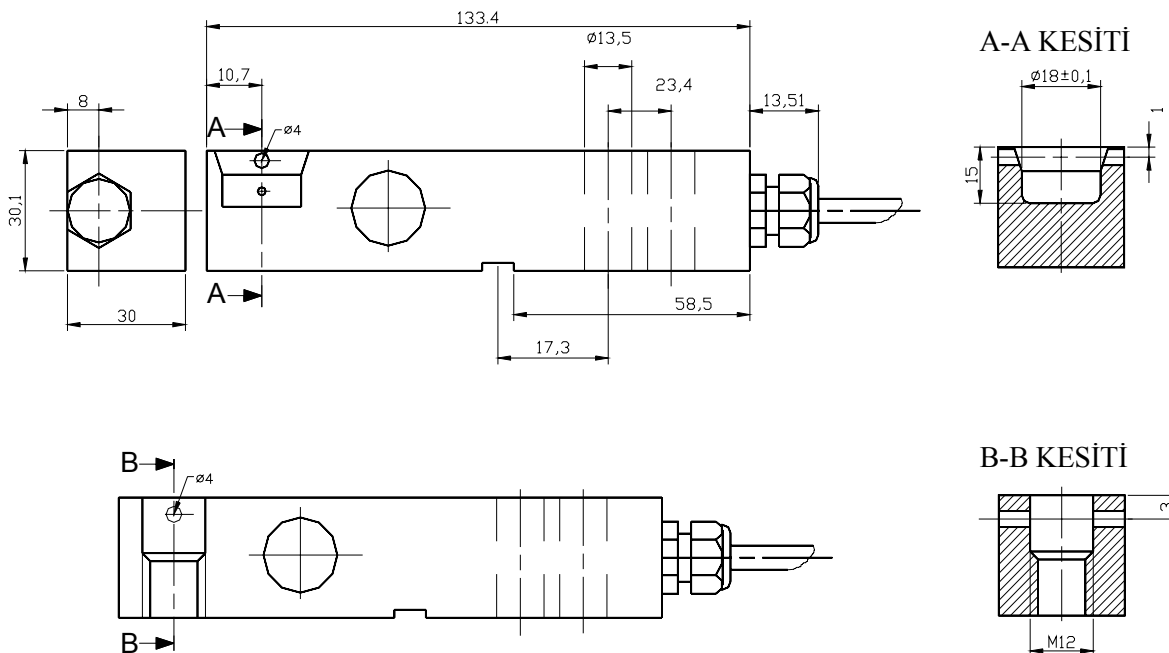


Şekil 5. PCL-812 PG I/O kartının görünüşü

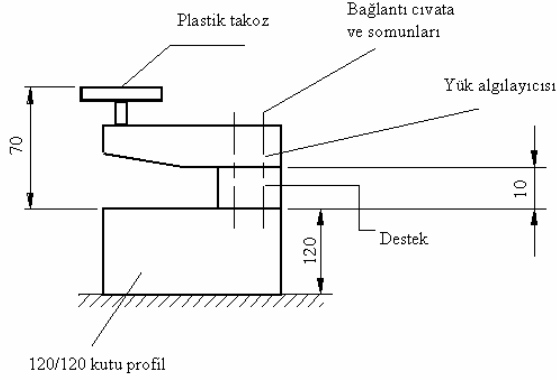


Şekil 6. PCLD - 780 taşıyıcı kartın görünüşü

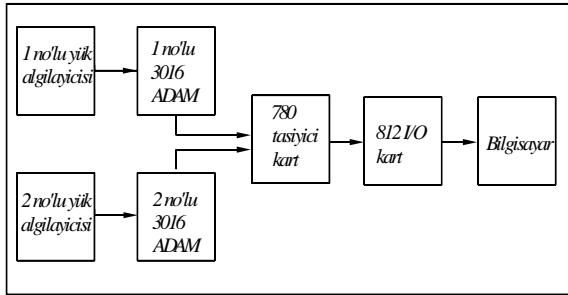
Şekil 7. ADAM-3016 Isolated Strain Gauge Input Module görünüşü



Şekil 8. Yük algılayıcısı



Şekil 9. Yük algılayıcısı mekanik bağlantı şeması



Şekil 10. Yük algılayıcısı elektronik bağlantı şeması

çıkış geriliminin ± 5 volt olmasından, 908 g'si yük algılayıcısından ve 320 g'si de elektrik tesisatından kaynaklanmaktadır. Ölçümler taşıtın tek dingili üzerinde yapılmıştır. Yapılan deneylerde ölçüm yapılan parametre değiştirilmiş diğer parametreler sabit tutulmuştur. Pedal kuvveti ölçme aparatı ile yapılan ölçüm sonucunda deney yapılan aracın pedal kuvveti maksimum 350 (N) olarak ölçülmüştür.

3. DENEYSEL VERİLER VE MATEMATİKSEL MODEL (EXPERIMENTAL DATA AND MATHEMATICAL MODEL)

Matematiksel model oluşumunda yapılan deney sonuçlarının güvenilir olması modelin güvenilirliğine de ortaya koyacaktır. Deneylerin hassas ve doğru olması için fren test cihazı geliştirilmiş ve bu cihaz ile deneyler yapılarak elde edilen verilerden matematiksel model ortaya konulmuştur. Ortaya çıkan modelde değişkenler için kullanılan katsayılar Tablo 1'de verilmiştir. Değişik tekerlek – yol şartlarındaki fren kuvvetlerinin hesaplanması sağlanmaktadır. Elde edilen veriler fren kuvveti-kayma grafiklerinde gösterilmiştir. Her bir

değişkeni temsil eden katsayılar (A,B,C,D,E) denklemde yer almaktadır. Elde edilen bu değerler arasında korelasyon yapılarak değişen parametrelerin fonksiyonları yansıtılmıştır. Genel matematik modelde frenleme kuvvetinin sadece bir parametreliliği değişimleri tanımlanmış olup diğer parametrelerin sabit olduğu durumlar göz önünde bulundurulmuş ve hesaplamalar 3 kN düşey yük için yapılmıştır. Matematiksel modelde R^2 değeri 0,967 ile 0,999 arasında değişmektedir. Yapılan deneylerde %40 kayma değerinden itibaren frenleme kuvveti sabit kalmaktadır ve matematiksel model de buna bağlı olarak geliştirilmiştir.

Geliştirilen modelde örneğin; direksiyon dönüşüne bağlı olarak tekerlek sapma açısının değişimini incelendiğinde, lastik hava basıncının 2,02 bar, lastik tırnak derinliği 9 mm, tekerlek sapma açısı 9° ve % 30 kayma şartlarında frenleme kuvveti 2796,299 N olmaktadır. Deneysel olarak aynı şartlarda 2823,01 N ölçülmüştür. Diğer parametreler için benzer şekilde hesaplama yapılabilmesi mümkündür.

Fren test cihazında, frenleme performansını etkileyen tırnak derinliği, tekerlek dönüş açısı, lastik hava basıncının değişimleri ile ilgili deneyler yapılmış, elde edilen veriler ile geliştirilen modelden hesaplama ile elde edilen frenleme kuvvetleri karşılaştırmaları Şekil 11-13'te görülmektedir. Tekerlek üzerine gelen düşey yük ~ 3000 N'dur.

$$A = 0,0172 * \varphi^{-0,0936} = 0,0172 * 9^{-0,0936} = 0,014003$$

$$B = 1,681 * \varphi^{-0,0979} = 1,681 * 9^{-0,0979} = 1,355649$$

$$C = 57,899 * \varphi^{-0,1025} = 57,899 * 9^{-0,1025} = 46,22333$$

$$D = 800,85 * \varphi^{-0,1015} = 800,85 * 9^{-0,1015} = 640,7603$$

$$E = -0,0418 * \varphi^2 + 2,0227 * \varphi + 71,052 = -0,0418 * 9^2 + 2,0227 * 9 + 71,052 = 85,8705$$

$$F_x = -A\lambda^4 + B\lambda^3 - C\lambda^2 + D\lambda - E = -0,014 * 30^4 + 1,3556 * 30^3 - 46,22 * 30^2 + 640,76 * 30 - 85,87 = 2796,299$$

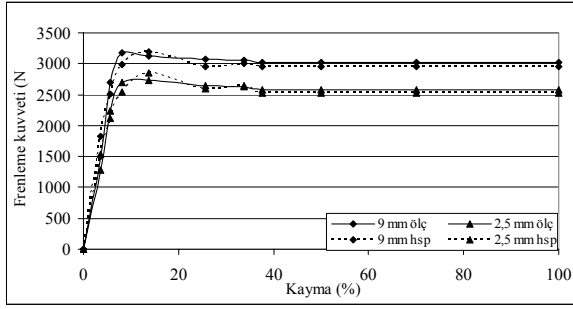
Şekil 11'de tırnak derinlikleri 9 ve 2,5 mm olan farklı iki lastiğin, tamburlu tip fren test cihazında ölçüm sonucu elde edilen frenleme kuvvetleri ile matematiksel modelden hesaplama ile elde edilen değerlerin karşılaştırılması görülmektedir.

Ölçülen değerlerle hesaplanan değerler arasında maksimum % 6 fark bulunmaktadır. Tırnak derinliklerinin farklı olması lastik-yol arasındaki tutunmayı etkilediğinden fren kuvvetlerinde farklılıklar oluşmaktadır.

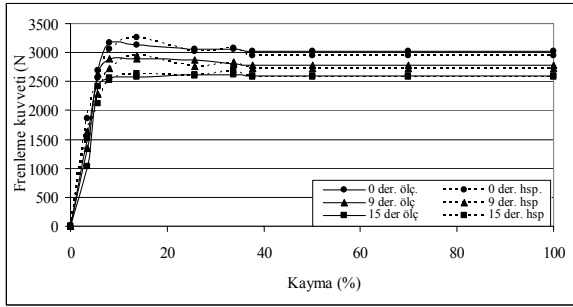
Tablo 1 . Geliştirilen matematiksel modelde kullanılan katsayılar

Değişken	$F_x = -A\lambda^4 + B\lambda^3 - C\lambda^2 + D\lambda - E$					R^2	
	A	B	C	D	E	En az	En fazla
Tırnak derinliği	$0,0097.\tau^{0,2179}$	$0,9806.\tau^{0,1958}$	$35,083.\tau^{0,1723}$	$512,95.\tau^{0,1444}$	$1,804.\tau + 59,276$	0,978	0,999
Tekerlek dönüş açısı	$0,0172.\varphi^{-0,0936}$	$1,681.\varphi^{-0,0979}$	$57,899.\varphi^{-0,1025}$	$800,85.\varphi^{-0,1015}$	$-0,0418.\varphi^2 + 2,0227.\varphi + 71,052$	0,996	0,999
Lastik hava basıncı	$0,0222.p^{-0,5054}$	$2,089.p^{-0,4646}$	$68,49.p^{-0,4093}$	$881,7.p^{-0,3156}$	$-148,06.p^2 + 689,3.p - 716,31$	0,967	0,994

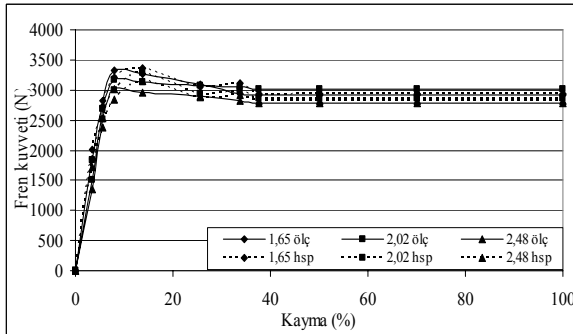
F_x : Doğrusal frenleme kuvveti, λ : Kayma, τ : Lastik tırnak derinliği (9-2,5 mm), φ : Tekerlek dönüş açısı (0-15 derece), p: Lastik hava basıncı (1,65- 2,02-2,48 bar)



Şekil 11. Lastik tırnak derinliğinin frenleme kuvvetine etkisi (Lastik hava basıncı: 2,02 bar, Tekerlek dönüş açısı: 0°)



Şekil 12. Tekerlek dönüş açısının frenleme kuvvetine etkisi (Lastik hava basıncı: 2,02 bar, lastik tırnak derinliği: 9 mm)



Şekil 13. Lastik hava basıncının frenleme kuvvetine etkisi (Lastik tırnak derinliği: 9mm, Tekerlek dönüş açısı: 0°)

Tırnak derinliğinin azalması ile lastik-yol arasında kaymaya yol açabilecek su, toz vb. maddeler lastik tırnaklarının arasındaki boşluklara yeterince giremeyeceği ve lastikten uzaklaştırılmayacağı için frenleme kuvvetlerinde azalmalara yol açmaktadır.

Lastik ve yol arasındaki kararlılık ve kontrol, lastik üzerinde bulunan lastik tırnakları ile sağlanmaktadır. Kuvvet aktarımında önemli olan lastik tırnak derinliği, zemin şartlarından sonra tutunma katsayısını belirleyen önemli bir faktördür [15].

Direksiyon dönüşüne bağlı olarak tekerlek sapma açısının etkisi test cihazından elde edilen frenleme kuvvetleri ile matematiksel modelden elde edilen değerlerin karşılaştırılması Şekil 12'de görülmektedir. Bu iki değer arasındaki maksimum fark % 8'dir. Cihazda yapılan ölçümde, 0-9-15 derece tekerlek dönüş (sapma) açısında frenleme kuvvetleri ölçülmüştür. Tekerleğin dönüş açısının artmasına paralel olarak frenleme kuv-

vetlerinde azalma olmaktadır. Direksiyonun dönmesi ve tekerlekte sapmanın oluşması ile lastik-yol arasındaki temas yüzeyi azalmakta, lastiğin kenar bölgele- rindeki tırnak derinliklerinin de diğer bölgelere göre az olması nedeniyle tutunma azalacağı için frenleme kuvvetinde de azalma ortaya çıkmaktadır. Maksimum frenleme kuvvetleri, doğrusal kaymanın yüksek olduğu bölgeye doğru değişim göstermektedir. Bu sonuçlar, çeşitli deneysel ve teorik modellerle uyumlu görülmektedir [3,16].

Lastik hava basıncının azalması fren kuvvetini artırıcı yönde etki ederken, basıncın artması fren kuvvetinin azalmasına neden olmaktadır. Lastik hava basıncının fren kuvvetleri üzerindeki etkisi Şekil 13'te görülmektedir. Deney yapılan taşıt için, lastik hava basıncının üretici firma tarafından tavsiye edilen değeri 30 lb/inç² (2,02 bar)'dır.

Lastik hava basıncının azalması ile maksimum fren kuvvetlerinde artma görülmektedir. Mesela, lastik hava basıncı 1,65 bara düşürüldüğünde, frenleme kuvveti % 4,7 artmıştır. Bunun nedeni; lastik hava basıncının azalmasına bağlı olarak temas yüzeyinin artması ve tutunmanın artması olarak değerlendirilebilir. Buna karşılık, lastik hava basıncının artırılması (2,48 bar) ile maksimum fren kuvvetlerinde % 4,8 azalma olmaktadır. Lastik havasının artması ile lastiğin yola temas yüzeyi azalmış ve lastik ile yol arasındaki tutunma azaldığından frenleme kuvvetinde düşme olmuştur. Lastik dişlerinin basınca bağlı olarak açılması nedeniyle lastikteki kanallar genişleyerek lastiğin yola temasını azaltmaktadır.

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Binek taşıtlarında frenleme kuvvetlerini ölçmek ve değişik şartlarda meydana gelen fren kuvveti dağılımlarını incelemek amacıyla tasarılan ve geliştirilen test ekipmanının etkinliği amaca uygun olmuştur. Cihazın kalibrasyonu, uygulanan yük değişimlerine göre yapılmıştır. Data toplama sistemi, anlık yük değişim sinyallerini aktarabilmektedir. Cihazın yaklaşık toplam ölçüm hatası % 0.2 civarındadır. Ölçülen frenleme kuvveti değerleri ile çeşitli teorik modellerden elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında, biri biriyle uyumlu olduğu gözlenmektedir.

Fren kuvvetlerinin matematiksel modeller ile tespit edilmesi, fren test cihazları ile yapılan ölçüm sonuçlarının doğruluğunun bir göstergesi olmaktadır. Matematiksel model ile fren kuvvetlerinin tespiti taşıt tasarımında oldukça önemlidir. Frenleme kuvvetine etki eden her bir değişken için ölçümler ve bundan çıkarılan frenleme kuvveti-kayma eğrileri, matematiksel modelin kullanılabilirliğini göstermektedir. Yapılan deneylerden elde edilen veriler incelendiğinde, R² değerinin 0,967 ile 0,999 arasında değiştiği görülmektedir. Bu sonuç, deneysel çalışmanın güvenilirliğini göstermektedir.

Ölçüm değerleri ile oluşturulan matematik modelin çözümünden elde edilen değerler kıyaslandığında,

hata miktarının maksimum % 8 olduğu tespit edilmiştir. Buna göre, frenleme kuvvetini etkileyen parametrelerdeki değişimin sonuçları yapılacak fren analizi için yeterli görülebilir. Ancak; yapılan deneyler cihaz tamburunun hızı olan 144 min^{-1} ile sınırlı olmuştur. Yüksek hızlardaki atalet etkisi (yol şartlarında) tam olarak cihaza yansıtılamamıştır.

Lastik ile yol arasındaki tutunmayı etkileyen faktörlere bağlı olarak frenleme kuvveti değişmekte, lastik tırnak derinliğinin azalması, direksiyon dönüşüne bağlı olarak ortaya çıkan tekerlek sapma açısının artması, lastik hava basıncının artması frenleme kuvvetini azaltmaktadır.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Maalej A.Y., Guenther. D.A. ve Ellis. J.R., "Experimental Development of Tyre Force and Moment Models", **Int. J. Of Vehicle Design**, Cilt 10, No 1, 1989.
2. Oppenheimer P., "Comparing Stopping Capability of Cars with and without Antilock Braking Systems (ABS)", **SAE**, No 880324, 1988.
3. Pacejka H.B. ve Sharp. R.S., "Shear Force Development by pneumatic Tyres in Steady State Conditions: A Review of Modeling Aspects", **Vehicle System Dynamics**, Cilt 20, 121-176, 1991.
4. Wang Y.Q., Gnadler. R., Schieschke. R., "Vertical Load-Deflection Behaviour of a Pneumatic Tire Subjected to Slip and Camber Angles", **Vehicle System Dynamics**, Cilt 25, 137-146, 1996.
5. Dixon J.C., **Tires, Suspension and Handling**, 2nd ed., SAE, USA, 1996.
6. Gillespie T.D., **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers Inc., United States of America, 1992.
7. Çetinkaya S., **Taşıt Mekanikği**, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara, 1999.
8. Lök A., "Trafikte Güvenlik için Fren ve Anti-Blokaj Sistemi", **2. Ulusal Trafikte Güvenlik ve Çağdaş Uygulamalar Sempozyumu Bildiriler Kitabı**, İstanbul, 1995.
9. Stewart E.E. ve Bowler L.L., "Road Testing of Wheel Slip Control Systems in The Laboratory", **International Automotive Engineering Congress**, Detroit, Mich, SAE, No 690215, 1969.
10. Bayrakçeken H., **Motorlu Taşıtlarda Fren Performans Analizi ve Geliştirilen Test Cihazında Uygulaması**, Doktora Tezi, Gazi Üniv. Fen Bil. Enst. Ankara, 2002.
11. Liu C.S. ve Peng H., "Road Friction Coefficient Estimation for Vehicle Path Prediction", **Vehicle System Dynamics**, Cilt 25, 413-425, 1996.
12. Pacejka H.B., Bakker E. ve Takahashi T., "Description of Tyre Behavior Including Side Slipping on Uneven Roads", **Vehicle System Dynamics**, 1-14, 1987.
13. Yeh E.C. ve Day G.C., "A Parametric Study of Anti-Skid Brake Systems Using Poincare Map Concept", **Int. J. of Vehicle Design**, Cilt 13, No 3, U.K, 1992.
14. Lacombe J., "Tire Model for Simulations of Vehicle Motion on High and Low Friction Road Surfaces", **Proceedings of the 2000 Winter Simulation Conference**, 1025-1034.
15. Limpert R., **Brake Design and Safety**, 2nd ed., SAE, USA, 1999.
16. Taheri S. ve Law E.H., "Slip Control Braking of an Automobile During Combined Braking and Steering Maneuvers", **Advanced Automotive Technologies**, Cilt 40, 209-227, ASME, 1991.