

Otomobil Lastiklerinde Yuvarlanma Direncine Etkiyen Faktörlerin ve Standart Yuvarlanma Direnci Ölçüm Tekniklerinin İncelenmesi

Mustafa Ertunç TAT

Yrd. Doç. Dr., Osmangazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü

Ferhan ÖZENC

Osmangazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Otomobil üretim teknolojilerinin artışı ile gün geçtikçe sayısı artan otomobiller, dünyada daha çok enerji gereksinimine yol açmıştır. Bu gereksinim sonucu dünya üzerindeki enerji rezervlerinin daha verimli kullanılması büyük önem kazanmıştır. Enerji kullanımını daha verimli kılmak için uygulanabilecek yöntemlerden biri işletme şartlarındaki kayıpları azaltmaktır. Otomobil üzerine etkiyen çeşitli kuvvetler de enerji kaybına yol açar. Etkiyen bu kuvvetlerden birisi yuvarlanma direnci kuvvetidir. Bu kuvvete etkiyen kullanım koşulları (hız, şişirme basıncı, yük) incelenerek, yakıt ekonomisi sağlanmaya çalışılmalıdır. Bu çalışmada, yuvarlanma direnci standart ölçüm teknikleri SAE J1269/70 ve yuvarlanma direncine etki eden parametreler incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Otomotiv, yuvarlanma direnci, yakıt ekonomisi

ABSTRACT

Developments in automotive technologies increased the number of automobiles in use and caused an explosion of energy consumption and demand. As a result of this demand, efficient use of the world energy resources became extremely important. One of the many ways of using the energy resources efficiently is to minimize losses at operation conditions. The forces acting on a car are sources of energy losses. One of the forces is the rolling resistance of tires. Significant fuel economy can be achieved by a good understanding of the effects of operation conditions (temperature, pressure, speed, load, etc) on rolling resistance. In this study, determination of rolling resistance and standard test techniques, SAE J1269/70 were reviewed, the most important parameters effecting the rolling resistance were studied.

Keywords: Automotive, rolling resistance, fuel economy

TANIM

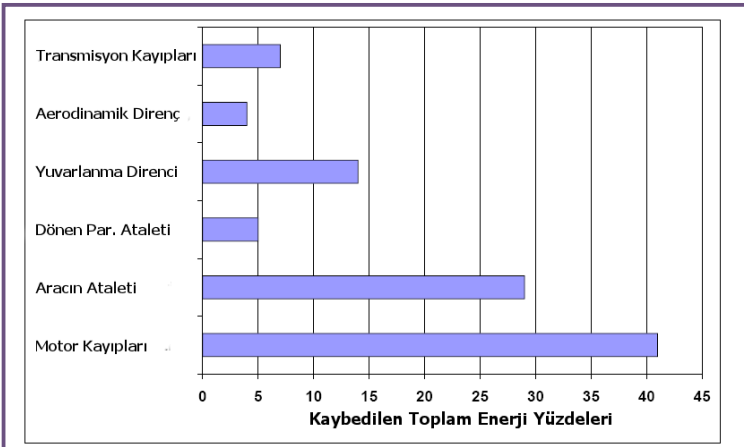
Otomobillerin hareket etmesine engel teşkil eden birçok faktör vardır. Yuvarlanma direnci de bu faktörlerden birisidir. Tekerlek yuvarlanırken, pnömatik lastiğin yol ile temas halindeki kısmı üzerindeki yük nedeniyle bir miktar çöker. Bu sehimin (çökme) etkisi ile hareket etmek üzere tahrik edilen tekerleği, önünde adeta bir tümsek varmış gibi engelleyen etmen yuvarlanma direnci olarak adlandırılır. Yuvarlanma direnci, tekerleğin maruz kaldığı yük, çeşitli işletme koşulları ve üretim faktörlerine bağlı değişkenlik göstermektedir.

YUVARLANMA DİRENCİNİN ÖNEMİ

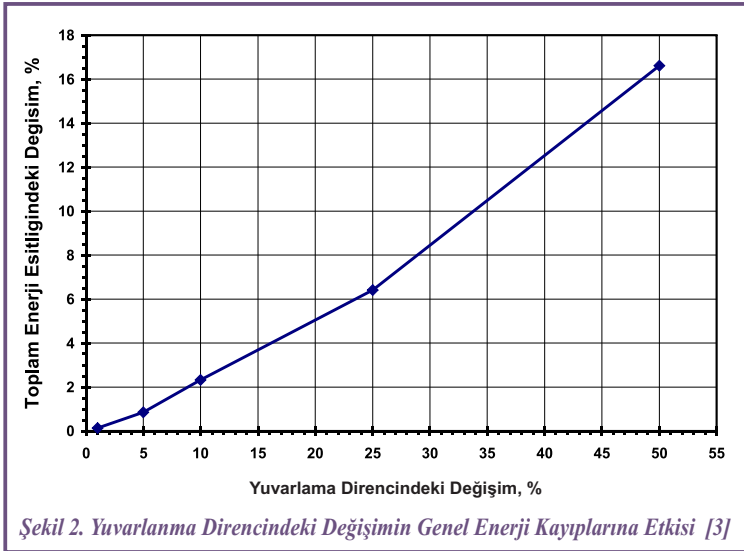
Yuvarlanma direnci tekerleklerin hareketi için daha fazla bir güç gereksinimine yol açar. Bu fazladan güç gereksinimi daha fazla yakıt tüketilerek karşılanacağından, yuvarlanma

direnci ile yakıt ekonomisinin direkt olarak bağlantılı olduğu sonucuna varılır. Bu bağlantı “yuvarlanma direnci” konusunu, araştırmacıların ilgisini çekecek konuma sokmuş ve konu üzerine bilimsel yaklaşımların çoğalmasına neden olmuştur. Gün geçtikçe azalan enerji kaynakları, ülkeleri enerji kullanımını konusunda daha duyarlı olmak zorunda bırakmıştır. Bu zorunluluğu gösteren bir örnek, Amerika Birleşik Devletleri’ndeki taşıt üreticilerinin, her yıl üretilen araçların yakıt ekonomilerinin ülkedeki Ortalama Yakıt Ekonomisi Kurumunun “Corporate Average Fuel Economy (CAFE)” belirlediği, otomobiller için 8.5 L/100 km ve hafif kamyonlar içinse 11.4 L/100 km kanuni standartlarda tutulması zorunluluğudur. Ayrıca 2000 yılında yayımlanan Ulaştırma Geriçağrı Programını Geliştirme, Sorumluluk ve Belgeleme “Transportation Recall Enhancement, Accountability and Documentation (TREAD) Act” kanununa göre otomobil üreticileri; tüketiciyi ürettikleri araçlardaki arızalı parçaları bildirmekle ve maliyetsiz bir şekilde tamir ya

da değiştirmekle sorumludurlar. Bu kanun ayrıca otomobil üreticilerine ürettikleri araçlarda enerji tasarrufu sağlayacak Lastik Basıncı İzaz Sistemi “Tire Pressure Monitoring System (TPMS)” takma zorunluluğu getirmiştir. Pearce ve Hanlon’un ülkenin 220 milyon aracı göz önüne alarak tesadüfi 275 araç üzerinde yaptıkları çalışmaya göre araba bakım tesislerinin sistematik ve ücretsiz olarak tekerlek basınç kontrolü yapmalarının; trafik güvenliğini artırarak kaza oranlarını düşürüp yılda yüzün üzerinde hayatı kurtaracağını, petrol tüketimini bir milyar galonun üzerinde azaltarak tüketiciye dört milyar dolarlık tasarruf sağlayacağını ve kirli emisyonlarla beraber sera gazlarını 13.5 milyon ton azaltacağını dolayısı ile ülke güvenliğini arttıracığını tespit etmişlerdir [1].



Şekil 1. Araca Etkiyen Dirençlerin Etkilerinin Kıyaslanması [3]



Şekil 2. Yuvarlanma Direncindeki Değişimin Genel Enerji Kayıplarına Etkisi [3]

Yuvarlanma direnci, aracı sürekli bir hıza ulaştırmak için oluşturulan gücün %25'e yakın kısmını harcar. Lastik üreticileri bu durumu göz önüne alarak yaptıkları deney ve çalışmalarının sonucunda, yuvarlanma direncini %5 azaltmakla, yakıt ekonomisine %1 katkı sağlanacağını iddia

etmişlerdir. Schuring'e göre [2], taşıttan olan herhangi bir enerji kaybı oranı %p ise, bu kaybın yakıt ekonomisine etkisi (%10~15)*p civarındadır. Yuvarlanma direncinin araçtaki diğer enerji kayıplarına oranla ne derecede etkili olduğu Şekil'1 ile gösterilmiştir. Yuvarlanma direncinin bu etkilerini daha aza indirmek üzere yapılan araştırmalar ile yuvarlanma direncindeki azalmaya karşılık, toplam enerji kayıplarındaki azaltma etkisi bulunmuştur. Bu değerler de grafik olarak Şekil 2'de verilmiştir [3].

YUVARLANMA DİRENCİ DENEY STANDARTLARI

Amerika Birleşik Devletlerine 1972 yılında uygulanan ham petrol ambargosu ile yakıt ekonomisinin önemi tekrar gündeme geldi. Bunun üzerine 1974 yılında Amerikan Ulaştırma Bakanlığı “Department of Transportation (DOT)” ve Ulaştırma Sistemleri Merkezi “Transportation Systems Center (TSC)” kuruluşları yakıt ekonomisini sağlamak üzere yaptığı çalışmada, yuvarlanma direncini de göz önüne aldı. Tüm bu gelişmeler ışığında, Thomas Baker başkanlığında 1975 yılında yuvarlanma direncinin sağlıklı ölçümü ve deneylerinin yapılmasının belirli bir çerçevede tutulması için komisyon tarafından Otomotiv Mühendisleri Cemiyeti “Society of Automotive Engineers (SAE)” prosedürü oluşturuldu. Daha sonra 1978 yılında Clark ve Schuring 'in de yuvarlanma direncinin ölçümünü yapmak üzere yaptıkları çalışma, lastik endüstrisinde kullanılmaya başlandı. Yapılan çalışmaların da etkisi ile ilk standart yuvarlanma direnci deney prosedürü, otomobil lastikleri için SAE J1269/70 1979'da yayımlandı. 1982 yılında ise kamyon ve otobüs lastikleri için SAE J1379/80 deney prosedürü yayımlanmıştır. Bu deney prosedürleri, deney uygulama olanaklarının zamanla artması ve deneylerde yapılan hata oranlarının gün geçtikçe azalması da dikkate alınarak geliştirilmiş ve geliştirilmektedir [4, 5].

SAE standartları ile deney koşullarına bazı kısıtlamalar getirilmiş ve bu koşullara göre deneylerin yapılması öngörülmüştür. Ancak tüm SAE deneylerinin laboratuvar şartlarında yapılacak olmaları deney sonuçlarının gerçek koşullarla özdeş olmayacağını göstermektedir. Bu nedenle 1979 yılında Amerikan Çevre Koruma Kurumu “Environmental Protection Agency (EPA)” geçici durum deney prosedürünü kullanmayı önermiştir. Bu önerilen deneye göre, lastiğin süregelen çalışmaları esnasında lastik üzerinden alınan enerji kaybı değerleri toplanır ve daha sonra bu değerlerin toplamının alınan toplam yola bölümü sonucunda ortalama bir

enerji kaybı hesaplanabilir. Bu kayıp ile de yuvarlanma direnci belirlenebilir.

SAE standardının dışında yürürlükte olan diğer bir ölçüm standardı da 1992'de yayımlanmış olan "ISO 8767-Yuvarlanma Direnci Ölçüm Metodu" adındaki standarttır.

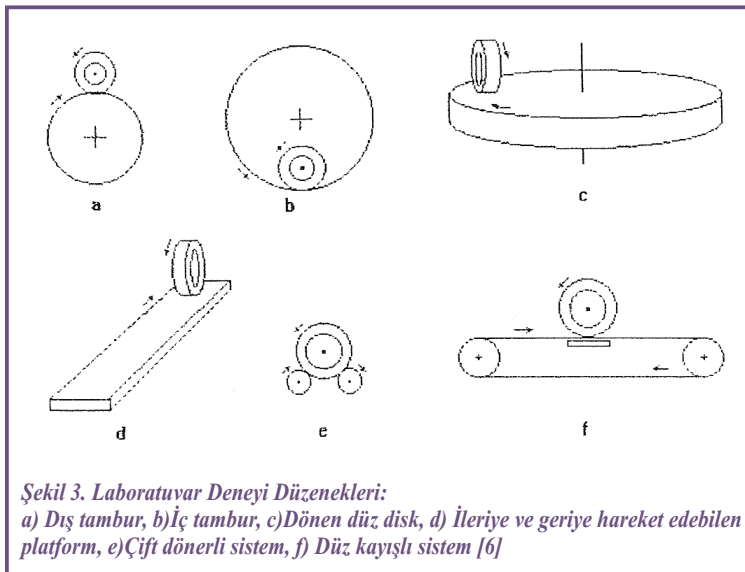
YUVARLANMA DİRENCİ ÖLÇÜM METOTLARI

Yuvarlanma direncinin ölçümü için günümüze kadar birçok çalışma yapılmış ve yapılan bu çalışmalardan birçok ölçüm metodu ve deney düzeneği elde edilmiştir. Ancak tüm bu metotları incelemek mümkün olmayacağından ve yapılan çalışmalar içerisinde kabul görmüş ve belirli doğrulukları bize sağlayan deney ve ölçüm metotlarını incelemek akılcı olacaktır.

Yuvarlanma direncini ölçmek üzere kullanılan ölçüm metotlarını standartlara bağlı kalmaksızın, genel anlamda iki başlık içerisinde incelemek mümkündür. Laboratuvar deneyleri ve yol deneyleri olarak sınıflandırılabilir, bu deneyler ile ilgili ayrıntılı açıklamanın çalışmanın ilerleyen kısımlarında açıklanması öngörülmüştür.

Laboratuvar Deneyleri

Laboratuvar deneyleri, yol deneyleri ile tam uyuşmamasına rağmen, daha kontrollü, hassas ve daha az maliyetli deneylerdir. Bu nedendir ki yol deneylerine oranla daha çok kullanılırlar. Laboratuvar deneyleri ile yuvarlanma direncini belirlemenin birkaç yolu mevcuttur. Bunlar, dönen düz disk, ileriye ve geriye hareket edebilen platform, çift dönerli sistem, düz kayışlı sistem ve tamburlar (iç ve dış) olarak sıralanabilir. Bu tasnif sembolik olarak Şekil 3 ile verilmiştir.



Şekil 3. Laboratuvar Deneyi Düzenekleri:
a) Dış tambur, b) İç tambur, c) Döner düz disk, d) İleriye ve geriye hareket edebilen platform, e) Çift dönerli sistem, f) Düz kayışlı sistem [6]

Ancak bu yöntemlerden en çok kullanılanlar dış tambur (a) ve düz kayış (f) deney düzenekleridir. Çift dönerli sistemde küçük yarıçaptaki merdanelerin normal şartlardan daha fazla deformasyona yol açması, dönen düz disk düzeneğinde tekerleğin hareket yörüngesinin lineer olmaması, ileriye ve geriye hareket edebilen platformda deney ölçüm uzunluğunun sınırlı tutulma zorunluluğu ve iç tamburun konstrüksiyon ve dizaynındaki zorluklar gibi şartlar düz kayış ve dış tambur deney düzeneğinin daha çok kullanılıyor olmasına sebep olarak gösterilebilir. Ayrıca tüm bu konstrüktif ve deneysel etkilerin ölçüm doğruluğuna da direkt etkileri mevcuttur.

Bu incelemede, genel olarak en çok kabul gören dış tambur deney düzeneği ve düz kayış deney düzeneği irdelenmiş, avantaj ve dezavantajları sıralanmaya çalışılmıştır.

Dış Tambur Deney Düzeneği

Deney düzeneği, genel anlamda bir tamburun dönüşü ile simüle edilmesi amaçlanan ve yol üzerinde hareketi sağlanan tekerleğin tambura uyguladığı kuvvet değeri ve oluşan tork değerine bağlı olarak yuvarlanma direncini elde etmeyi amaçlamaktadır. Dış tamburun yüzeyi deney sonuçlarını direk olarak etkileyen bir faktör olduğundan çok büyük önem taşır. Bu nedenle dış tambur yüzeyinin yol şartlarına eş koşullarda ya da yakın koşullarda olarak kaplanması sonuçları daha doğru kılacaktır. Tambur düzeneği ile yuvarlanma direncini belirlemenin üç farklı temel yolu; mil gücü metodu, tork metodu ve güç metodu olarak sıralanabilir.

Bu deney düzeneği SAE J1269/70 standardında bahsi geçen prosedürde kullanılan düzenek olması açısından da ayrı bir öneme sahiptir. Dış tambur deney düzeneğinde kullanılan standartlaştırılmış üç farklı boyutta tambur vardır. Bunlar

1.71 m, 2 m, 3 m çaplı tamburlardır. SAE standardına göre bu tambur boyutlarından uygun olan ile deney uygulanabilir. Eğer bu çaplar dışındaki bir çaptaki tambur ile deney tatbik edilecek olursa R1 yarıçapından ölçülen değer dikkate alınarak, R2 yarıçapı için değerler Denklem (1) ile bulunabilir [4].

$$k = \left[\frac{(R_1 / R_2)(R_2 + R_T)}{(R_1 + R_T)} \right]^{1/2} \quad (1)$$

Denklemden;

R_1 : Deneyin yapıldığı tambur yarıçapı (m)

R_2 : Hesap yoluyla yuvarlanma direncinin hesaplanması istenilen yarıçap (m)

R_T : Tambur yarıçapı (m)

k : Kuvvetler arası geçiş faktörü

Denklem (1) kullanılarak birinci düzenek için bulunan yuvarlanma direnci kuvveti k faktörü ile çarpılarak diğer yarıçaptaki yuvarlanma direnci kuvveti bulunabilir. (Denklem (2))

$$F_{RO2} \approx kF_{RO1} \quad (2)$$

Denklemden;

k : Kuvvetler arası geçiş faktörü

F_{RO1} : Deney düzeneğinin yuvarlanma direnci kuvveti (N)

F_{RO2} : Değişken yarıçap için ile hesaplanılan yuvarlanma Direnci kuvveti (N)

Deney düzeneğinin oluşturulmasının kolay ve uygulama maliyetinin düşük oluşu ve deney sonuçlarında istediğimiz doğrulukları genelde sağlayabilmesi nedeniyle yuvarlanma direnci ölçümünde en çok uygulanan deney düzeneklerinin başında gelir.

Düz Kayışlı Deney Düzeneği

Dış tambur deney düzeneğinde tambur üzerinden sağlanan yol şartları, düz kayışlı deney düzeneğinde iki tambur arasına yerleştirilmiş çelik, düz kayışlar ile sağlanır. Kayışın tambur ile konumu ve diğer parametreler ayarlanarak gerçekte lastiğe etkileyen basınçla eş bir basınç oluşturulması sağlanabilir. Bu sayede gerçek deneylere yakın ideal sonuçlara ulaşmak mümkündür.

Düzenekte bulunan lastiğin etkisi ile kayışın ters yöne gitmesi durumu ölçümleri etkileyeceğinden, oluşması muhtemel bu ters yöne hareket pnömatik veya hidrolik yataklar kullanılarak, dikey yük tatbiki ile engellenebilir. Hazırlanan düzenekte, lastiğin çelik kuşak üzerinde hareketinden oluşacak yuvarlanma direnci, lastik ve jantın bağlı olduğu mil üzerindeki boyuna kuvvetin ölçülmesi ile belirlenebilir.

Bu deney düzeneğinin uygulanması, dış tambur deney düzeneğinin uygulanmasından daha masraflıdır. Ayrıca kurulması gereken düzenek daha karmaşık bir yapıdadır. Bu nedenler ile dış tambur deney düzeneğine oranla az tercih edilse de, daha doğru sonuçları sağlaması sebebi ile de pratikte kullanılan bir düzenektir.

Yol Deneyleri (Kullanım Şartlarında Ölçüm)

Yuvarlanma direncinin belirlenmesinde kullanılan diğer bir yol ise laboratuvar deneylerinden uygulanabilirlik zorluğu daha fazla olmasının yanı sıra daha gerçekçi sonuçlar almamıza olanak sağlayan yol deneyleridir. Bu deneyleri genel anlamda iki başlıkta inceleyebiliriz: Taşıt üzerinden direk ölçüm ve dinamometre motorlu taşıtla ölçüm. Taşıt üzerinden direk ölçüm metodları ise; aygıtla donatılmış araç metodu, boşta bırakılan araç metodu, yakıt ekonomisi metodu gibi başlıklar halinde incelenebilir.

Aygıtla donatılmış araç metodunda yuvarlanma direnci, araç lastiğindeki, dingildeki veya şafttaki tork veya kuvvet değerlerinin bir transdüser kullanılarak ölçülmesi ile elde edilebilir. Elde edilen bu veriler bir bilgisayarda saklanır ve değiştirilen kuvvete bağlı olarak yuvarlanma direnci verileri elde edilebilir. Bu metotta ölçülmesi gerekli kuvvet değerleri çok küçük değerlerde olmasından ve çevre koşullarının ölçüme etkilerinin olmasından dolayı doğru ve hassas ölçüm yapılması için özen gösterilmelidir [7].

Boşta bırakılan araç metodu, aerodinamik direnç ve diğer sürtünme kayıplarının bilindiği koşullarda yuvarlanma direncini belirlemenin basit bir yoludur. Vitesi boşa alınan bir aracın ivmelenmesine bağlı olarak Newton'un II. Hareket yasası ($F=ma$) formülasyonunun kullanılmasıyla belirlenen kuvvete bağlı yuvarlanma direnci kuvveti bulunması bu metodu ana hatları ile açıklamaktadır. Ancak ivmelenmeye başlayan aracın hızını ölçme işlemine, aracın kalkışından bir süre sonra başlanması kalkış anında oluşan kayıpları göz ardı edebilmemizi sağlar. Bu metodun sonuçlarının çevre etmenlerine (sıcaklık, rüzgar vb.) direkt olarak bağlı olması bu deneyin hassasiyetini düşürür. Deney ölçümlerine göre yuvarlanma direnci hesabı Denklem (3) ile yapılabilir.

$$F_R^* = m_v \dot{V} - 0,5\rho V^2 A c_x \quad (3)$$

Denklemden;

m_v : Etkin araç kütlesi, [kg]

V : Araç hızı, [m/s]

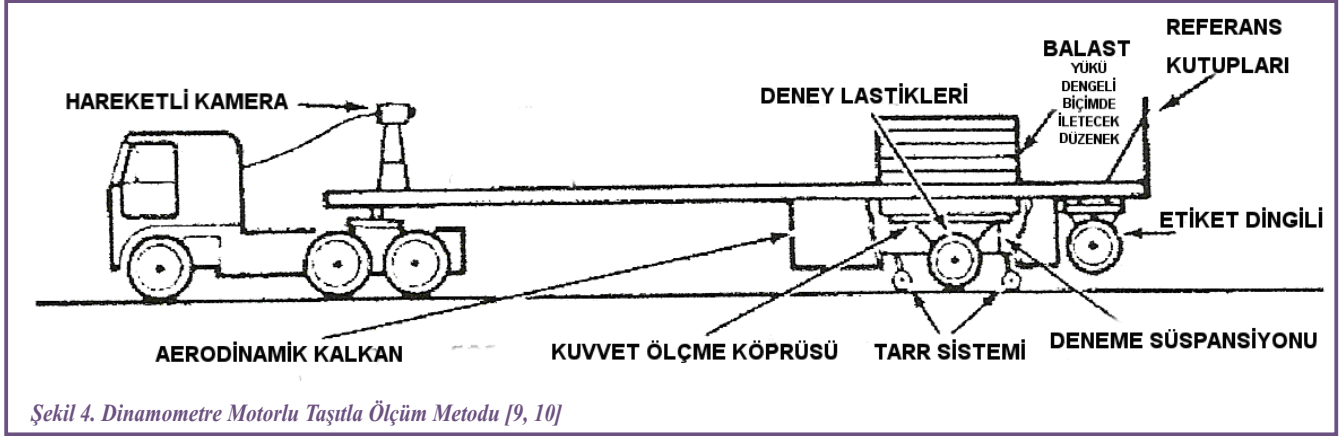
ρ : Havanın yoğunluğu, [kg/m³]

A : Aracın ön kesit alanı, [m²]

c_x : Aerodinamik kayıp katsayısı

Yakıt ekonomisi metodunun uygulanabilmesi için, ölçüm yapılacak tüm araçların işletme koşulları (klimanın açık ya da kapalı konumda olması, eş zamanlı çalıştırma vb.) aynı olmalıdır. Çünkü bu koşullar yakıt sarfiyatına direkt etki eden parametrelerdir. Bu nedenle yakıt ekonomisi metodu daha çok karşılaştırmalı deneylerde kullanılır ve uygulanan metodlar içerisinde doğruluğu en az olan metottur [8].

Araç üzerinden direk ölçüm metodunun yanı sıra dinamometre motorlu araçla ölçüm metodu adında bir metod daha yuvarlanma direnci belirlenmesinde kullanılan bir metottur. Bu metod ile uygulanan deney için düzenek Şekil 4 ile verilmiştir. Şekilde görülen aerodinamik kalkan ile ölçümün hava koşullarına bağımlılığı azaltılmaya, yol üzerindeki düzensizliklerden oluşacak salınımların ölçümü etkilemesi de elektronik filtreleme ile sağlanabilir. Kullanılan metodlar arasında en gerçekçi sonuçlar dinamometre motorlu araçla ölçüm metodu ile elde edilir. Ancak deney düzeneğini düzenleme maliyeti diğer düzeneklere kıyasla oldukça fazladır [9, 10].



Şekil 4. Dinamometre Motorlu Taşıtla Ölçüm Metodu [9, 10]

LİTERATÜRDEKİ YUVARLANMA DİRENCİ DENEY SONUÇLARININ İNCELENMESİ

Literatürde yuvarlanma direncini direkt olarak ya da dolaylı olarak konu edinen birçok çalışma yapılmıştır. Ancak çalışmaların sonuçları, ölçüm tekniklerinin farklı olması ve ölçüm şartlarının farklılığından dolayı farklılıklar göstermiştir. Literatürde yayınlanan birkaç yuvarlanma direnci çalışmasına değinmek, yuvarlanma direnci hakkında çalışmalar yapacaklara yararlı olacaktır.

Orta Doğu Teknik Üniversitesi (ODTÜ) makine mühendisliği bölümü otomotiv mühendisliği laboratuvarında dış tambur deney düzeneği ile bir yuvarlanma direnci ölçüm uygulaması yapılmıştır. Bu çalışmada 0.979 m çapındaki tamburu tahrik etmek üzere 41Hp (beygir) gücündeki AC elektrik motoru ile ona bağlı 1:3.8 dişli oranı olan bir dişli kutusu kullanılarak tambur devri 3000 1/d kadar çıkartılmış, hız kontrolü motorun hızını control eden elektronik sürücü ünitesi tarafından yapılmıştır. [4, 11]. Bu sayede deney esnasında hız değerinin de değiştirilebilmesi sağlanmıştır. Deneyde 4 adet aynı ölçülerde farklı markalarda radyal otomobil lastiği kullanılmış, çevre ve işletme koşullarına bağlı olarak yuvarlanma direncindeki değişimler gözlenmeye çalışılmıştır. Tüm lastik ebatlarının aynı olması (175/70 R) boyutun yuvarlanma direncini etkisinin de incelenecek parametreler arasından çıkarmaktır. Bu düşünce, yuvarlanma direncine etkileyen diğer parametrelerin daha çok göz önüne alınması amacıyla uygulanmıştır. Deneyde SAE J1269/70 standardında sözü edilen dış tambur deney düzeneğinin uygulanmasının yanı sıra, standardın öngördüğü dört farklı koşulda ölçüm yerine, dokuz farklı koşulda ölçüm yapılmıştır. Bunun nedeni deney sonuçlarının temel alınarak analiz yapılması halinde sayısı artan verilerin, en küçük kareler metodu uygulandığında daha güvenilir sonuçları sağlamasıdır.

Yuvarlanma direncinin ölçülmesinde yol deneylerine örnek gösterilebilecek bir uygulama da Helsinki Üniversitesinde yapılan çalışmadır [9, 10]. Burada metot olarak yol deney metotlarındaki çeşitli metotların yanı sıra, dinamometreli tambur ile ölçüm yöntemi de kullanılmıştır. Bunun yanı sıra üniversite bünyesinde yapılan HUT NOTRA (Helsinki University of Technology, Noise Trailer) ve LONTRA (Longitudinal Friction Measurement Trailer) donanımları da yardımcı eleman olarak kullanılmıştır. Helsinki'de yapılan bu çalışmada daha çok yol yüzeyinin etkisi ve yakıt ekonomisine olan etki tartışılmıştır. Ayrıca lastik yüzeyinin etkisinin (lastik deseni, dış genişliği vb.) daha belirgin biçimde algılanabilmesi için ASTM E501 adında standartlaştırılmış, yüzeyi tamamen düz bir lastik de ölçümlerde kullanılmıştır.

Her iki deneyde de kuvvetin eşit olarak dağılımını sağlamak amaçlı yük hizalaması uygulanmış ve bu sayede daha doğru sonuçlara ulaşılması amaçlanmıştır. Ayrıca iki deney metodunda da kuvvet transdüseri kullanılarak ölçülen değerlerin analizi hazır paket programlar yardımı ile yapılmıştır.

SONUÇ

Yuvarlanma Direncini Etkileyen Faktörler

Yuvarlanma direncini etkileyen faktörleri en genel anlamda iki başlıkta toplayabiliriz. Bunlar; lastik üretim faktörlerinin etkisi ve işletme koşullarının etkisidir. Lastik üretim faktörlerinden karkas açısı, kayış açısı, lastik diş tipi ve boyutları, lastik yanak ölçüleri gibi faktörler yuvarlanma direnci kuvvetini değiştiren parametrelerdir. İşletme koşullarından ise şişirme basıncı, hız, lastik sıcaklığı, ortam sıcaklığı, yük, yol yüzeyinin yapısı başta olmak üzere yuvarlanma direncine etkileyen parametreler sıralanabilir. Şüphesiz ki; irili ufaklı tüm parametrelerin sonucu değiştirdiği söylenebilir. Ancak ele alınan yuvarlanma direncini etkileyen faktörler önemli sayılabilecek değişimlere yol açanlardır. Bu

şekilde yuvarlanma direncini oluşturan etmenler gözlenebilecek ve yuvarlanma direnç kuvvetinin azaltılması için çalışmalar yapılabilecektir [12, 13].

İşletme Şartlarının Yuvarlanma Direncine Etkileri

Şişirme basıncının yuvarlanma direncine etkisi ele alındığında, lastikteki toplam yükün %90 gibi yüksek bir oranının lastik içerisindeki hava tarafından taşındığı gerçeğini göz ardı etmemek gerekir. Bu denli önemli bir basıncın yuvarlanma direncine olan etkileri yapılan deneylerle ortaya konulmuştur. Deney sonuçlarına göre, aynı sert yol şartlarında lastik şişirme basıncının artışı yuvarlanma direncini azaltıcı etki yaparken, yumuşak zeminli yollarda (kum, çamur vb.) şişirme basıncının artırılması ile yuvarlanma direnci katsayısı artan bir eğri ile temsil edilmektedir. Bu sonuca göre sert zemin yollarda (beton vb.) lastik basıncı şartlar dâhilinde yüksek tutulduğunda, daha az bir yuvarlanma direncine maruz kalacaktır, yumuşak zemin yollarda lastik basıncı azaltıldığında yine daha az bir yuvarlanma direncine maruz kalacaktır [14, 15, 16].

Lastik sıcaklığının yuvarlanma direncine etkisi üzerine yapılan çalışmalar, lastiğin sıcaklığının artışının yuvarlanma direncini azaltıcı yönde tesiri olduğunu göstermiştir. Bu konuda çalışmaları bulunan Janssen ve Hall'e göre [17], -10°C 'de çalışan bir lastikteki yuvarlanma direnci, 60°C 'de çalışan eş lastiğin yuvarlanma direncinin 1,8~2 kat fazlasıdır. Ayrıca Browne [18], bu durumdan hareketle lastiğin malzemesinin temas yüzeyine ısı vermesini mümkün mertebe azaltacak malzemelerin lastiklerde kullanımının etkili olabileceğini belirtmiştir.

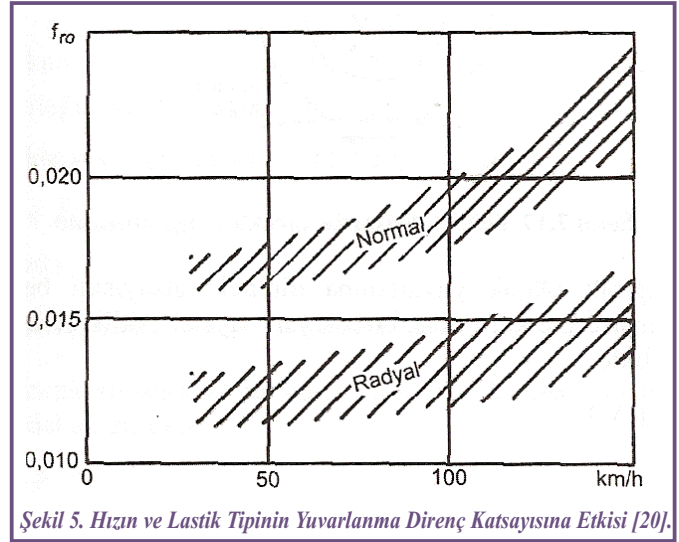
Ortam sıcaklığının yuvarlanma direncine etkisi konusunda yapılan çalışmalar tartışılır doğrulukta sonuçlar vermiştir. Ancak çevre sıcaklığındaki 10 °C değişim lastik sıcaklığında yaklaşık 6 °C bir değişime neden olacağından, genel anlamda lastik sıcaklığına etki konusundaki prensipler çevre sıcaklığı için de söylenebilir. Schuring, Siegfried ve Hall [19], sabit yük ve hızda, yuvarlanma direnci ile ortam sıcaklığı arasındaki bağıntıyı küçük bir hata ile ortaya koymuşlardır (Denklem (4)).

$$F_R(\theta_0) = F_R(\theta_{amb})[1 + k(\theta_{amb} - \theta_0)] \quad (4)$$

Denklemden;

- $F_R(\theta_{amb})$: Ortam sıcaklığındaki yuvarlanma direnci, [N]
- $F_R(\theta_0)$: Referans ortam sıcaklığındaki yuvarlanma direnci, [N]
- θ_0 : Referans ortam sıcaklığı, [°C] veya [°F]
- θ_{amb} : Ortam sıcaklığı, [°C] veya [°F]
- k : SAE standardına bağlı seçilen bir sabit (0,006 1/C ± 0,002)

Bir lastiğin dönüş hızının iki katına çıkarılması ile, oluşturduğu ısı da yaklaşık olarak iki katına çıkar. Bu nedenle dış lastik sıcaklığı da yükselir. Sıcaklığın artışıyla da histeretik kayıplar azalır ve devir başına ısı üretimi azalacağından, yuvarlanma direnci de azalış gösterir. Diğer bir bakış açısı ile, lastiğin devir sayısını artırmak, deformasyon oranını da artırır. Lastik malzemesinde meydana gelen bu değişim ise histeretik kayıpları artırarak, yuvarlanma direncinde artışa yol açar. Bu etkilerden hareketle, düşük sıcaklıklarda yuvarlanma direncinin hızın artışı ile arttığı, daha yüksek sıcaklıklarda da yuvarlanma direnci de küçük artışların meydana geldiği söylenebilir. Kuvvetteki bu küçük artış nedeniyle SAE, hız parametresini, yuvarlanma direnci deneylerinde bir değişken yapmak yerine, 80 km/h hızındaki bir araç için ölçülen değerin yuvarlanma direnci kuvvetini dikkate almayı önermiştir. Hızın yuvarlanma direncine etkisi normal ve radyal tip lastikler için Şekil 5 ile verilmiştir.



Şekil 5. Hızın ve Lastik Tipinin Yuvarlanma Direnç Katsayısına Etkisi [20].

Araçın dik yükü ile yuvarlanma direncinin doğru orantılı olduğu aşikardır ve şişirme basıncı ve yük parametreleri dikkate alınarak yapılan deney sonuçları [21], şişirme basıncındaki belirli bir yük artışta, yuvarlanma direncindeki düşüşün, %120 yüklü durumda, %60 yüklü durumdakinden fazla olduğunu belirtiyor. Deneysel veriler [21, 22], yuvarlanma direncinin yükün düştüğü tüm durumlarda azaldığını gösteriyor ve şüphesiz ki bu azalış düşük şişirme basınçlarında daha etkindir.

Yol yüzeyinin durumu da şüphesiz ki yuvarlanma direncine direkt etkiyen bir parametredir. Yol yüzey özellikleri sertlik, kuru yol durumlarındaki sürtünme katsayısı, makro ve mikro yüzey durumu (pürüz, parlatılmış, düzgün vb.), yol durumu (çamurlu, karlı vb.) ve sıcaklık gibi parametreler olarak sıralanabilir. Değişken yüzey durumlarındaki deney sonuçlarındaki yuvarlanma direncinin, düzgün çelik yüzeydekenden küçük bir yüzde daha fazla olması beklenir.

Çünkü kaplanmış yüzeyde lastikteki yıpranma daha fazladır. Pürüzlü yollarda, enerji kayıpları, ısı üretimi ve dönen lastiğin aşınması artar. Tabii ki su filmi ile kaplanmış yollarda lastik ile yol yüzeyi arasında enerji (ısı) geçişi daha azdır. Yani ıslak pürüzlü yollarda meydana gelen yuvarlanma direnci, kuru yollara nazaran daha düşüktür. Ancak ıslak yollarda beklenmeyen bazı etkiler de mevcuttur. Bunlar başlıklar halinde, suyun lastiğin soğutmaya yardımcı olmasından kaynaklanan yuvarlanma direnci artışı ve suyun yer değiştirmek için duyduğu enerji gereksiniminin yuvarlanma direncini arttırması olarak anılabilecek etkilerdir.

Lastik Üretim Faktörlerinin Yuvarlanma Direncine Etkileri

Yuvarlanma direnci üzerindeki etkileri dikkatle incelenerek araştırılmış bazı temel tasarım parametreleri karkas açısı ve kayış açısıdır. Elliot, Klamp ve Kraemer [23], karkas açısı ve kayış açısının etkilerini incelemişler ve daha yüksek karkas açısının radyal lastiklerde daha düşük yuvarlanma direnci sağladığı sonucuna varmışlardır.

Lastik diş kauçuğunun, lastiğin tümüne oranla büyük hacmi dikkate alınırsa bu diş geometrisinin enerji kayıplarına büyük etkisi olduğu yadsınmaz. Lastik diş bileşenlerini değiştirerek yuvarlanma direncini azaltma yolunun kayma direncini arttırıcı bir tesir olarak da göze çarpmaktadır. Bunun bir sonucu olarak bileşenleri değiştirerek yuvarlanma direncini azaltma yoluna gidildiğinde, aynı yüzdede fren mesafesi artacak ve trafik güvenliği tehdit altına girecektir. Elliot, Klamp ve Kraemer [23], diş kalınlığının yaklaşık olarak yuvarlanma direnci ile lineer olarak değiştiğini savunmaktadırlar.

Lastik dışında meydana gelen enerji kayıplarının yanı sıra, kesme ve burulma gibi etkiler de lastik yanaklarında bir sorun olarak ortaya çıkmaktadır. Yapılan deney [23] sonuçlarına bakıldığında, yuvarlanma direncinin lastik yanak yüzeyine yazılan yazı yüksekliği ile değişiminin %1,5 'ten daha az olduğu görülmektedir.

KAYNAKÇA

1. **Pearce M.P. and Hanlon J.T.** Energy Conservation from Systematic Tire Pressure Regulation, Energy Policy 35:2673-2677, 2007.
2. **Schuring, D. I.** "The Rolling Loss of Pneumatic Tires", Rubber Chemistry and Technology, 53(3):July-August, 1980.
3. Nokian Tyres plc, Finland, European Tyre School Project. Supported by Leonardo da Vinci Programme of European Commission. www.tut.fi/plastics/tyreschool/index.html
4. **Toyran, U. A.**, "Experimental Analysis and Comparison of Rolling Resistance of Passenger Car Tires", M. S. Tezi, ODTÜ, Makina Mühendisliği, Aralık 2002.
5. **Popio, James A. and Luchini, John R.** "Fidelity of J1269 and J2452", Tire Science and Technology, 35(2):94-117, 2007.
6. <http://www.tut.fi>
7. Spinning Wheel Integrated Force Transducer (SWIFT), MTS Systems Corporation, Eden Prairie, 1998.
8. **Bosik, A.J. ve Loughed, J. H.**, On-Road Test Facility for Truck Tire Rolling Resistance and Bearing Losses Measurements, Frictional Interaction of Tire and Pavement, ASTM STP 793, American Society for Testing and Materials, Eylül 1998.
9. **Leinonen A.**, "Tyre Rolling Resistance On Road", M.S Tezi, Helsinki University Of Technology, Department of Mechanical Engineering, Ekim 2005.
10. **Leinonen, Antti and Juhala, Matti** "Development Of Measurement Equipment For Measuring Tire Rolling Resistance on Road", Proceedings of 8th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis, ESDA2006, v 2006, Proceedings of 8th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis, ESDA2006, 2006.
11. **Toyran U.A., Tönük E. ve Ünlüsoy Y. S.** Otomobil Lastiklerinin Yuvarlanma Direncinin SAE J1269 ve SAE J1270 Standardına Göre Deneysel Olarak Belirlenmesi, 11. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi 4-6 Eylül 2003.
12. **Komandi, G.** "An Evaluation of the Concept of Rolling Resistance", Journal of Therramechanics 36:159-166, 1996.
13. **Luchini, John R. And Popio, James A.** "Modeling Transient Rolling Resistance Of Tires", Tire Science and Technology, 35(2):118-140, 2007.
14. **Pytko, J., Dabrowski, J., Zajac, M. and Tarkowski, P.** "Effects of Reduced Inflation Pressure and Vehicle Loading on off-road Traction and Soil Stress and Deformation State", Journal of Therramechanics 43:469-485, 2006.
15. **Harnisch, C., Lach, B., Jakabs, R., Troulus, M., and Nehls, O.** "A New Tyre-Soil Interaction Model for Vehicle Simulation on Deformable Ground", Vehicle System Dynamics, 43(Supplement):384-394, 2005.
16. **Komandi, G.** "Soil Vehicle Relationship: The peripheral Force", Journal of Therramechanics 43:213-223, 2006.
17. **Janssen, M.L., ve Hall, G.L.**, "Effect of Ambient Temperature on Radial Tire Rolling Resistance", SAE Bildiri No. 800090, Sayfa 576, 1980.
18. **Browne, Alan L.**, "An Experimental Study of the Effects of Wheel and Sidewall Parameters on Tire Power Loss", SAE Bildiri No. 820457, Sayfa 1873, 1982.
19. **Schuring, D.J, Siegfried, J. F., ve Hall, G.L.**, "Transient Speed and Temperature Effects on Rolling Loss of Passenger Car Tires", SAE Bildiri No. 850463, Sayfa 515, 1985.
20. **Çetinkaya, Selim**, Taşıt Mekaniği, Nobel Yayınları, Ankara 2005
21. **Collier, B.L., ve Warchol, J.T.**, "The Effect of Inflation Pressure on Bias, Bias - Belted and Tire Performance", SAE Bildiri No. 800087, Sayfa 552, 1980
22. **Grappe, F., Candau, R., Barbier, B., Hoffman, M.D., Belli, A. and Rouillon J.D.** "Influence of Tyre Pressure and Vertical Load on Coefficient of Rolling Resistance and Simulated Cycling Performance", Ergonomics 10:1367-1371, 1999.
23. **Elliot, D.R., Klamp, W.K., and Kraemer, W.E.**, "Passenger Tire Power Consumption", SAE Bildiri No. 710575, Sayfa 1885, 1971.