

Kardan Kaplinlerindeki Eksenel Kayar Mafsaldaki Sürtünme Kuvvetinin Şasi ve Güç Aktarma Sistemlerinde Oluşturduğu Etkilerinin İncelenmesi

Mehmet UÇAR*, Recep ÇINAR*, Hamdullah MERDANE**
* Kocaeli Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, KOCAELİ
**Akkardan A.Ş., Genel Müdür Yardımcısı Çayırova, KOCAELİ

ÖZET

Kardan kaplinlerinde eksenel hareketin serbestliği ara milindeki eksenel kayar mafsal ile sağlanmaktadır. Moment iletimi esnasında kayar mafsalın profil temas yüzeyleri arasında sürtünme kuvvetleri oluşmaktadır (1). Bu çalışmada, ticari bir taşıtın şasi ve askı donanımına kardan şaftı da katılarak sistemin genel kinematik analizi yapılmıştır. Yapılan deneysel çalışmada, taşıt üzerindeki yük değişimine bağlı olarak yaprak yayların deformasyon miktarı ve hızı ölçülmüştür. Oluşturulan modelle, herhangi bir ticari yük taşıtında, kardan şaftının eksenel kayar mafsalındaki şekil değişim miktarı ve hızı taşıt yükü değişimine bağlı olarak ifade edilmiştir. Diğer yandan eksenel kayar mafsalın statik ve dinamik sürtünme katsayıları deneysel olarak tespit edilmiştir. Böylece kayar mafsalda oluşan sürtünme kuvvetinin moment iletimi ve taşıt askı donanımlarına etkisi belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kardan mili, Yaprak yay, Kamalı kayıcı mafsal, Moment iletimi, Taşıt tekerleği, Kinematik analiz

An Investigation of the Effects of Friction Forces Caused by Axial Slider Joint of Cardan Shaft on Vehicle Chassis and Transmission Systems

ABSTRACT

Universal couplings are forced to axial motion due to kinematical structure of vehicle suspension system during the torque transmission. Hence an axial slider joint is placed on the shaft to allow axial motion. But axial friction force occurs between inner and outer surfaces of the slider joint. This force affects all the transmission system of a vehicle. In this study, axial displacement and velocity analysis of the slider joint of a vehicle was conducted depending on the amount of elastic deformation of the leaf springs. In the experimental study, the amount of elastic deformation of the leaf springs has been determined according to load change of the vehicle. On the other hand static and kinematics friction coefficient of the slider joint have been determined. Thereby, the effect of the friction force on the torque transmission and suspension system of the vehicle has been determined.

Keywords: Universal coupling, Leaf spring, Wedge slider joint, Tork transmission, Vehicle wheel, Kinematics analysis

1. GİRİŞ

Günümüz ticari taşıtlarında kullanılan hotchkiss tahrik sistemi vites kutusu ile arka aks'taki diferansiyel giriş miline bağlanmış olan universal mafsalı miller ve arka aksı şasiye bağlayan tabaka yay bağlantısından teşekkül olmaktadır (1). Bu sistemde yaprak yayın ön ucu taşıt şasisine döner mafsalla bağlıdır. Yayın arka ucu ise serbest mesnet modeline bağlı olarak taşıt şasisine bağlanmıştır. Bu kinematik yapı sayesinde aks yaklaşık olarak yaprak yayın yarı uzunluğuna eş bir yarı çap yayı yoluyla sabit perno etrafında dönme hareketi yapar (2). Diğer yandan yaprak yayın deformasyonu ile, tork ve hareket iletim hattının etkin uzunluğunda sistemin kinematik yapısından dolayı eksenel boyut değişimi söz konusudur. Bu değişimde serbestlik oluşturmak için şe-

kil bağımlı kuvvet bağına dönüştüren eksenel kayar mafsal kullanılmaktadır (3).

Taşıt seyir halinde iken, yaprak yaydaki deformasyonlar sonucunda eksenel kayar mafsalda aktarılan döndürme momentine bağlı olarak yüzey sürtünmesinden dolayı eksenel sürtünme kuvveti oluşacaktır. Bu sistemin konstrüktif yapısından dolayı aktarma organlarına reaksiyon kuvveti olarak etkiyecektir. Bu nedenle Tjernberg (4) eksenel kayar mafsalda eksenel yöndeki yük dağılımının düzgün (üniform) olmasını ifade etmiş ve bunun eksenel kayar mafsalın yorulma ömrünü doğrudan etkileyeceğini belirtmiştir. Diğer yandan Tjenberg (5) eksenel kayar mafsalda dış profillerinin biçimine göre yük dağılımını ve buna bağlı olarak eksenel sürtünme değerinin değişimini tanımlamıştır. Kawarada ve diğerleri (6)

kardan mili malzemesi olarak kompozit malzeme kullanılması ile aksel deformasyonların çelik esaslı malzemelere nazaran bir miktar daha iyi sönümleneceğini ifade etmiştir. Koyagi ve diğerleri (7) poliamit kaplı kamalı mil kullanarak profil yüzeylerindeki kayma direncini ve sürtünme katsayısını düşürmüştür.

Askı donanımı olarak yaprak yayların deformasyon hızı da dinamik sürtünme katsayısını etkileyen faktörler arasındadır. Bu nedenle Rajendran ve Vijayarangan (8) genetik algoritma kullanarak kompozit yaprak yayların optimal tasarımı üzerine çalışmış ve bunların çelik alaşımlı malzemelere nazaran yer değişim hızlarının farklı olacağını ifade etmiştir. Al-Qureshi (9) camelyaf takviyeli kompozit yaprak yay tasarımı üzerine çalışmış ve bunların enerji depo etme kabiliyetlerini izah etmiştir. Shokrieh ve Rezaei (10) epoksi reçineli cam elyaftan yapılan kompozit yaprak yaylar üzerine çalışmış ve bu tür malzemeden yapılan yayların birim şekil değiştirme enerjilerinin ve deformasyon miktarlarının çelik alaşımlı malzemelere nazaran daha yüksek olduğunu ifade etmiştir. Ancak literatürde hotchkiss tahrik sisteminde kardan mili üzerindeki aksel kayar mafsalın kinematik analizi üzerine detaylı bir çalışmaya rastlanamamıştır.

Bu çalışmada hotchkiss tahrik sistemi ve simetrik yaprak yay donanımlı tekerlek askı sisteminin yer aldığı bir ticari yük taşıtı (kamyon) model olarak seçilmiştir. Seçilen modelde vites kutusu ile diferansiyeli arasındaki tahrik donanımının aksel yer değişimi ve kinematik analizi yapılmıştır. Sistemin kinematik yapısı göz önüne alındığında, diferansiyelin bulunduğu aks'ın şasi ile bağlantısını sağlayan yaprak yay sisteminin deformasyon ve deformasyon hızı kardan mili üzerindeki aksel kayar mafsalın aksel yer değişim miktarını ve hızını doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle yayın deformasyon miktarı ve hız analizi için Şekil 1'de görülen sistemin kinematik şeması esas alınmıştır.

mafsal merkezine taşınarak mekanizma oluşturulmuştur. Kurulan analitik model ile yaprak yaydaki deformasyon sonucu R_m kolunun pozitif x eksenine göre yaptığı açısal deplasman ve bunun sonucu aksel kayar mafsaldaki bağıl mesafe değişikliği hesaplanmıştır.

Yine bu modelle yaprak yaydaki maksimum çökme için aksel kayar mafsaldeki maksimum şekil değişikliği bulunmuştur. Ayrıca kurulan enerji denklemlerinden çökme miktarına göre yayın deformasyon hızının değişimi ve buradan R_m kolunun açısal hızı ve aksel kayar mafsaldeki bağıl hız hesaplanmıştır. Böylece aksel kayar mafsaldeki hız değişimleri ve tork iletimi esnasında aksel kayar mafsalın dış profillerindeki sürtünmeyi nasıl etkilediği ortaya konulmuştur. Yapılan deneysel çalışma ile iki farklı profilin sürtünme katsayısı tespit edilmiştir. Böylece kayar mafsaldeki sürtünme sonucu ara yatağa ve diferansiyele etkiyen kuvvetler tespit edilmiştir.

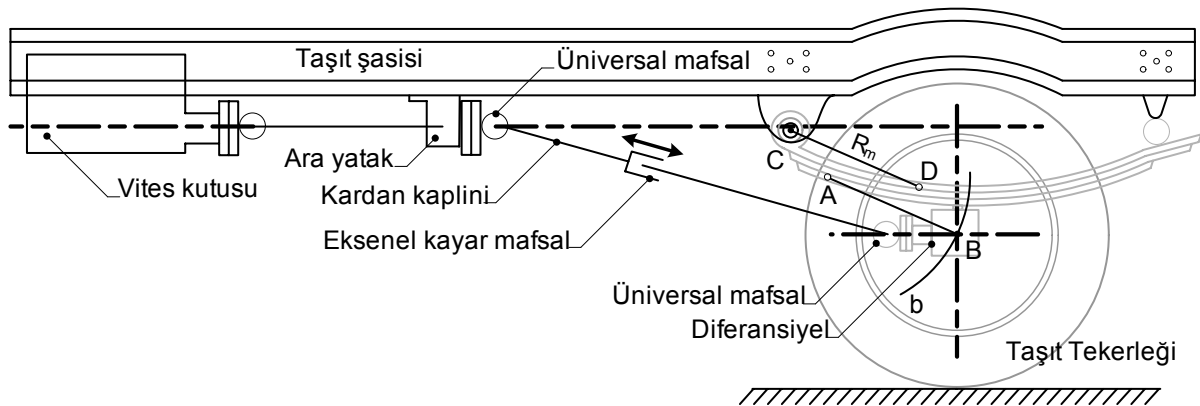
2. YAPRAK YAY VE TORK AKTARMA ELEMANLARININ KİNEMATİK DAVRANIŞI

Şekil 1'de görüldüğü gibi deformasyon esnasında yaprak yayın CD eşdeğer bağlantı kolu C pimi etrafında döner. CD kolu aks merkezine taşınırsa akstaki B maddesel noktası b yörüngesinde hareket eder. Yaya B noktasından bağıl aksın hareket yarıçapı olan eşdeğer bağlantı kolu uzunluğu ise Milliken (2) tarafından şöyle ifade edilmiştir.

$$R_m = \frac{3}{4}l = 0,75l \quad (1)$$

Burada l yaprak yayın yarı uzunluğudur. Bulunan eş değer bağlantı kolu aks merkezine taşınarak deformasyon esnasında aksın izlediği yol tespit edilebilir. Diğer yandan eşdeğer bağlantı kolu kardan milinin arka ucundaki üniversal mafsal merkezine taşınarak sistemin kinematik şeması Şekil 2'deki biçimde oluşturulabilir.

Taşıt üzerindeki yük değişimlerinden oluşan



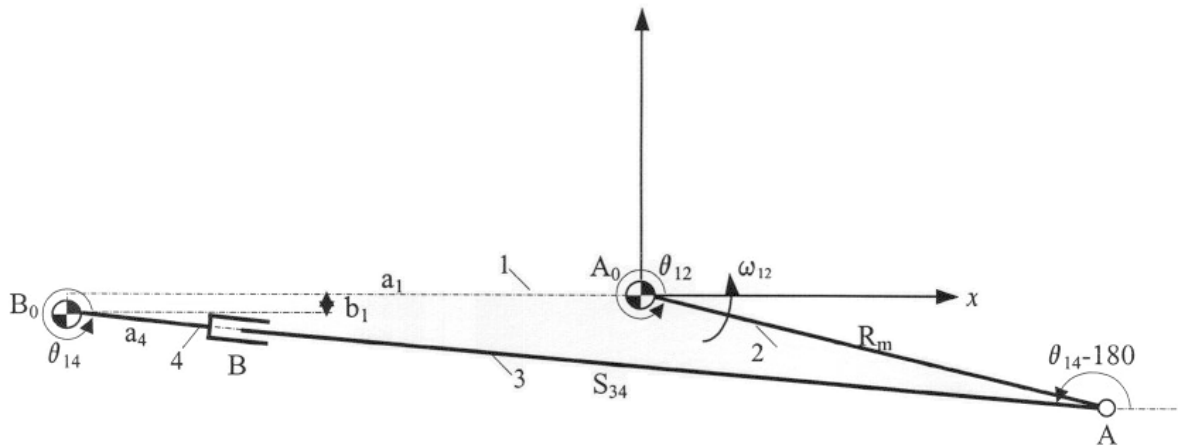
Şekil 1. Kardan kaplininin taşıt üzerindeki kinematik şeması

Sistemin kinematik analizi için, yayın etkin yarıçapı R_m kolu kardan şaftının arka ucundaki üniversal

tekerleğin taşıt gövdesine göre dikey hareketi, yaprak yaylar tarafından kısıtlanır. Dolayısı ile yaprak yaylar,

aks ve kardan mili birbirlerine paralel düzlemde hareket eden uzuvlar olup bunlar tek düzlemde incelenir. Çünkü bu uzuvlar düzlemsel mekanizma yapısındadır (13).

$$\theta_{12} = \arcsin\left(\frac{-h + \delta}{R_m}\right) \quad (5)$$



Şekil 2. Taşıtlı tork aktarma donanımının kinematik şeması

Şekil 2'de B₀ ve A üniversal mafsallar olup 2 serbestlik derecesine sahiptirler. Ancak yaprak yaylar tarafından sadece dikey harekete müsaade edildiği için düzlemde döner mafsal olarak çalışmaktadır. Buna göre oluşturulan mekanizmanın serbestlik derecesi 1 dir. Bu mekanizmada konum analizi için referans eksen takımının başlangıç noktası eşdeğer bağlantı kolu (R_m)'nin dönme eksenini olan A₀ noktası olarak seçilmiştir.

Şekil 2'de, θ₁₂ eş değer bağlantı kolu (R_m)'nin pozitif x eksenini ile yaptığı açıdır. θ₁₄ kayıcı çatalın pozitif x eksenini ile yaptığı açıdır. A₀ eşdeğer bağlantı kolunun dönme merkezi, B₀ ara yataktaki üniversal mafsal merkezidir. Oluşturulan mekanizma için vektör devre denklemini aşağıdaki gibi yazılabilir.

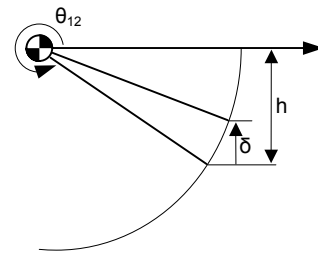
$$\overrightarrow{A_0A} + \overrightarrow{AB} = \overrightarrow{A_0B_0} + \overrightarrow{B_0B}$$

$$R_m e^{i\theta_{12}} - S_{34} e^{i\theta_{14}} = -a_1 - ib_1 + a_4 e^{i\theta_{14}} \quad (3)$$

Burada R_m, a₁, b₁ ve a₄ sabitlerdir. Yine burada θ₁₄, S₃₄ bağımlı konum değişkenleri ve θ₁₂ bağımsız konum değişkenidir. 3 nolu denklem ve eşleniği kullanılarak çözüm yapılırsa;

$$S_{34} = \sqrt{a_1^2 + b_1^2 + R_m^2 + 2a_1R_m \cos(\theta_{12}) + 2b_1R_m \sin(\theta_{12})} - a_4 \quad (4)$$

kayar mafsaldaki şekil değişimi tanımlanır. Böylece yaprak yaydaki deformasyon ile bulunan θ₁₂ denklem 4'de yerine konulursa kayar mafsaldaki şekil değişimi bulunur. θ₁₂ nin yaprak yaydaki deformasyona göre değişimi Şekil 3'deki geometrik yapıdan faydalanılarak tanımlanabilir.



Şekil 3. θ₁₂ açısı ile δ arasındaki ilişki

Burada h yaprak yaydaki ön deformasyon miktarı olup δ ise yük değişiminden kaynaklanan deformasyon miktarıdır.

Kayar mafsaldaki deformasyon hızını ifade etmek için mekanizmanın hız analizi yapılır. Bunun için (3) nolu vektör devre denkleminin türevini alınarak hız devre denklemini elde edilir (13).

$$i\omega_{12}R_m e^{i\theta_{12}} - \dot{S}_{34} e^{i\theta_{14}} - i\omega_{14}S_{34} e^{i\theta_{14}} = i\omega_{14}a_4 e^{i\theta_{14}} \quad (6)$$

Burada; ω₁₂, S₃₄, ω₁₄ hız değişkenleridir. Eksenel kayar mafsaldaki hızını belirlemek için eş değer bağlantı kolunun açısal hızının bilinmesi gerekir. Bunun için yaprak yaydaki enerji değişimi ifade edilerek yaprak yayın deformasyon hızı bulunabilir.

$$mg\delta = \frac{1}{2}mv_{def}^2 + \frac{1}{2}k\delta^2 \quad (7)$$

olarak yazılabilir. Burada m yay üzerine gelen kütle, k yay katsayısı, v_{def} yaprak yayın deformasyon hızıdır. (7) nolu denklemden yayın deformasyon hızı v_{def} ifade edilebilir.

$$v_{def} = \sqrt{2g\delta - \frac{k\delta^2}{m}} \quad (8)$$

Diğer yandan mekanizmaya taşınan eş değer bağlantı kolunun açılma hızı ifade edilebilir.

$$\omega_{12} = \frac{v_{def}}{R_m} \quad (9)$$

Diğer yandan eksenel kayar mafsala ait \dot{S}_{34} bağımlı hız değişkeni, 6 nolu hız devre denklemi ve eşleniği kullanılarak (kramer kuralıyla) ifade edilebilir.

$$\dot{S}_{34} = \omega_{12} R_m \sin(\theta_{14} - \theta_{12}) \quad (10)$$

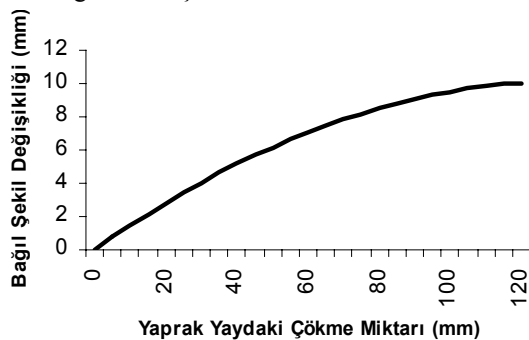
Böylece kayar masalın eksenel hızı R_m kolu uzunluğuna ve açılma hızı ω_{12} 'ye bağlı olarak tanımlanabilir.

Tanımlanan parametrik değerleri sayısal örneklerle değerlendirmek için modelde ele alınan taşıta ait yaprak yayın mekanik ve geometrik özellikleri Tablo 1 de verilmiştir.

Tablo 1. Yaprak yayın mekanik ve geometrik özellikleri

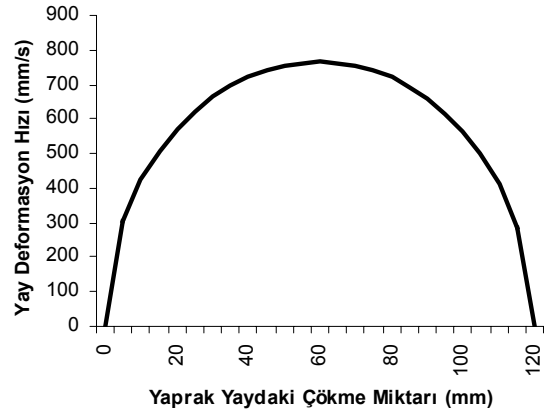
| | |
|---|---------------------|
| Yay katsayısı, k (daN/mm) | 6,575 |
| Elastiklik modülü, E (daN/mm ²) | 2,1.10 ⁴ |
| σ_{em} (daN/mm ²) | 60 |
| Yay yarı uzunluğu, l (mm) | 660 |
| Toplam tabaka sayısı n | 9 |
| Ana tabaka sayısı n' | 2 |
| Tabaka kesiti b x h (mm) | 63 x 6 |
| Yay ucundaki çökme miktarı δ (mm) | 59 |
| Müsaade edilen maksimum çökme miktarı δ_{max} (mm) | 118 |

Burada sabitler model seçilen taşıtın verilerine göre: R_m (495 mm), a_1 (587,81 mm), b_1 (20,55 mm), a_4 (175mm) olup belirlidir. Yine burada bağımlı konum değişkenleri: θ_{14} , S_{34} (898 mm) ve bağımsız konum değişkeni: θ_{12} (346,23°) olarak model taşıtın verilerinden elde edilmiştir. Buna göre 5 nolu eşitlikten, $\delta = 0$ için $\theta_{12} \approx 346^\circ$, $\delta_{max} = 119$ mm için $\theta_{12} \approx 360^\circ$ olmaktadır. Model taşıtın yüklü halde arka aksındaki yaprak yayın uç noktasına etkiyen kuvvet 3920 N olarak ölçülmüştür. Buna göre kayar mafsaldaki bağıl şekil değişikliği ise Şekil 4 de gösterilmiştir.

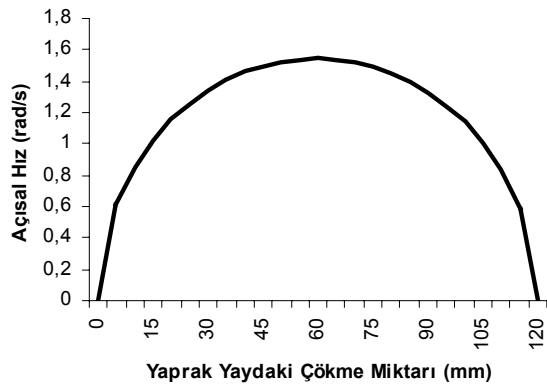


Şekil 4. δ ' ya göre kayar mafsaldaki şekil değişikliği

Diğer yandan, model seçilen deney taşıtının parametrik değerlerine göre yayın deformasyon hızının deformasyon miktarına bağlı olarak değişimi Şekil 5' de, eş değer bağlantı kolunun açılma hızının yaprak yaydaki çökmeye göre değişimi ise Şekil 6' da görülmektedir.

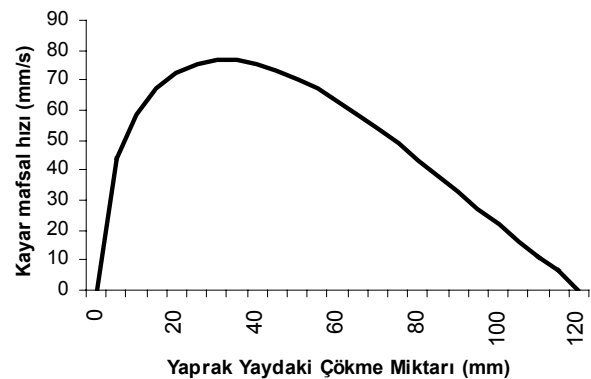


Şekil 5. Yaprak yay deformasyon hızı

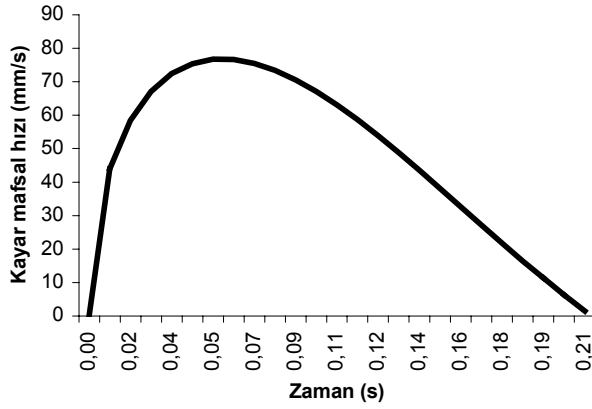


Şekil 6. Eş değer bağlantı kolunun açılma hızı

Eksenel kayar mafsalsal hızının yaprak yaydaki çökmeye göre değişimi Şekil 7' de; kayar mafsalsal hız zaman grafiği ise Şekil 8' de gösterilmiştir.



Şekil 7. Kayar mafsalsal bağıl hızı

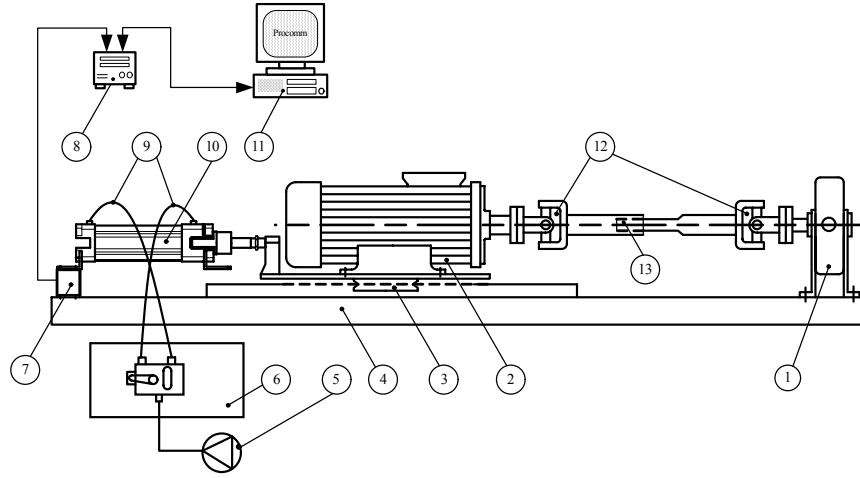


Şekil 8. Kayar mafsalsal hızının zamana göre değişimi

3. EKSENEL KAYAR MAFSALDA MEYDANA GELEN SÜRTÜNMENİN DENEYSEL İNCELENMESİ

3.1. Deneysel tertibatı

Bu çalışmada, kardan milinin eksenal kayar mafsalsındaki sürtünme kuvvetlerinin ölçümü yapıp statik ve kinetik sürtünme katsayıları bulunmuştur. Deneysel tertibatının şematik görünüşü Şekil 9'da görülmektedir.



Şekil 9. Deneysel tertibatının şematik görünümü

1. Hidrolik dinamo
2. Elektrik motoru
3. Lineer yuvarlanmalı yatak
4. Şasi bağlantısı
5. Kompresör
6. Kumanda panosu
7. Yük hücresi (Load Cell)
8. Dijital indikatör
9. Basınçlı hava hortumları
10. Pnömomatik silindir
11. PC
12. Üniversal mafsallar
13. Eksenal kayar mafsalsal

Deneysel çalışmada tahrik için 15 kW ve 1500 dev/dak lık AC elektrik motoru kullanılmıştır. Elektrik motoru ile hidrolik dinamo arasındaki test edilen kardan şaftı AKKARDAN üretimi 1310 serisi olup kayar kısmın kanal profili SAE 1 3/8" ölçüsündedir. Değişken tork oluşturabilen hidrolik dinamo aracılığı ile kardan mili üzerinde 97,68 Nm lık sabit bir döndürme momenti oluşturulmuştur. Momenti ölçmek için, hidrolik dinamometrenin kolu, CAS SW-1 model tipi 0.01 hassasiyetinde dijital teraziye arada yuvarlanma elemanı kullanılarak temas ettirilmiştir. Kardan milinin eksenal yönde hareketini sağlamak için 63 mm iç çaplı, çift etkili pnömomatik silindir kullanılmıştır. Pnömomatik silindirin tahriki için kullanılan kompresörün çalışma basıncı 6 bar olarak sabit tutulmuştur.

Hidrolik dinamometreyi tahrik eden elektrik motoru bir pleyt aracılığı ile INA marka KWE 35 tipi lineer yuvarlanmalı yatak ve klavuzlama sistemi ile şasiye bağlanmıştır.

Sürtünme kuvveti verilerini toplamak için 2000 N kapasiteli, platforma direkt olarak monte edilen ve tek noktadan yüklenen ESİT SP tipi yük hücresi (load

cell) kullanılmıştır. Böylece yatak reaksiyon kuvveti elimine edilerek kayar mafsalsındaki sürtünme kuvveti doğrudan load cell'e iletilmiştir. Yük hücresi veri çıkışı aynı sistemle uyumlu dijital indikatörün analog giriş konnektörüne bağlanmıştır. Yük hücresinden gönderilen analog sinyaller indikatörde dijital sinyale çevrilerek seri port ile PC ye aktarılmıştır. İndikatörün load cell den data okuma sayısı saniyede 50 datadır. Bu datalar eş zamanlı olarak bilgisayara aktarılmaktadır. Bilgisayara gelen verileri hard diske kaydetmek için Procomm 2.1 yazılımı kullanılmıştır.

3.2. Eksenel Kayar Mafsallarda Sürtünme Katsayısının Deneysel Olarak İncelenmesi

Sistemin kalibrasyonu için önce sistem sıfır tork ile çalıştırılarak elektrik motorunun lineer yuvarlanmalı yatak üzerine etki ettiği kuvvet ve moment den kaynaklanan direnç kuvvetleri ölçülmüştür. Burada elektrik motoruna hidrolik dinamometreden gelecek olan reaksiyon momenti için, motor üzerine askı kolu ve ucuna ağırlık bağlanarak 97.68 Nm lik tork uygulanmıştır. Bu şartlarda 5 defa deney tekrarlanmıştır. Böylece pnömatik silindire etkiyen reaksiyon kuvvet değerleri bulunmuştur. Bu değerler hidrolik dinamometrenin 97.68 Nm lik tahriki esnasında harcanan kuvvetlerden çıkartılarak eksenel kayar mafsallarda sürtünme kuvveti bulunmuştur. Bu uygulama bütün deney şartları için yinelenmiştir.

Bu deneysel çalışma dört farklı biçim için uygulanmıştır. Bunlar kaplamalı profil yağlı ve yağsız, kaplamasız profil yağlı ve yağsız şeklinde kullanılmıştır. Önce eksenel kayar mafsallarda profillerinde kaplama malzemesi kullanılmadığında oluşan sürtünme kuvvetleri tespit edilmiştir. Daha sonra profilleri Naylon 6.6 bazlı RILSAN ile kaplanmış olan eksenel kayar mafsallarda meydana gelen sürtünme kuvvetleri tespit edilmiştir. Deneyde ayrıca profillerin yağlı ve yağsız durumları incelenmiştir. Böylece kullanılan yağlama yağı ile sürtünme katsayısının ne kadar düşürüldüğü tespit edilmiştir. Tablo 2’de deneysel çalışmada kullanılan kardan milinin eksenel kayar mafsallarda boyutları ve test şartları verilmiştir.

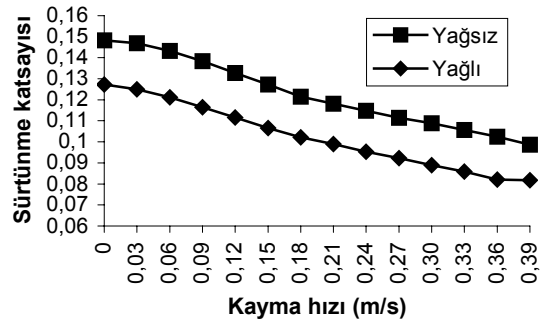
Tablo 2. Deneysel çalışmada kullanılan kardan mili ölçüleri ve test şartları

| | |
|---------------------------------------|----------|
| Kamalı milin dış çapı (d_2) (mm) | 34,861 |
| Kamalı milin iç çapı (d_1) (mm) | 29,362 |
| Mafsallarda açısı | 0 |
| Profil sayısı (z) | 16 |
| İletilen tork (M_b) (Nm) | 97,68 |
| Profillere gelen kuvvet (F_t) (N) | 6085,981 |
| Kayma stroku uzunluğu (mm) | 59 |

Diğer yandan, yapılan deneysel çalışmada eksenel kayar mafsallarda hızı kat ettiği yol ve bu süreçteki kaydedilen data sayısına bağlı olarak bulunmuştur. Profillerinde kaplama malzemesi olmayan ve yağsız kayar mafsallarda kayma sürecinde 14 adet data kaydedilmiştir. Load cell’in data okuma sayısı saniyede 50 data olduğundan dolayı 59 mm lik kayma mesafesi (14/50) 0,28 s de kat edilmiştir. Bu çalışmada eksenel kayar mafsallarda hızının lineer olarak arttığı kabul edilmiştir. Buna göre ortalama hız, (59/0,28) 210,71 mm/sn olarak bulunmuştur. Ancak bu hızın 0 dan başlayıp maksimuma gittiği göz önüne alındığında eksenel kayar mafsallarda 59 uncu mm deki hızı 421,42

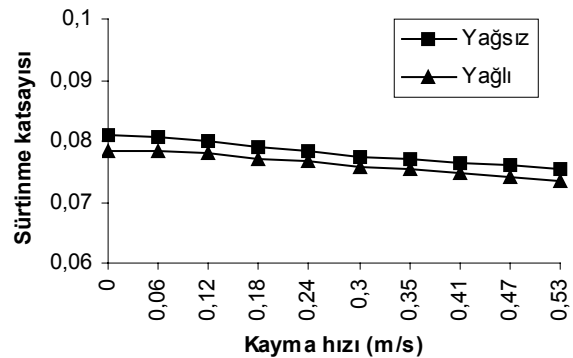
mm/s olarak hesaplanmıştır. İvme sabiti (421,42/0,28) 1505,07 mm/s² dir.

Load cell den kaydedilen her data dan sürtünme kuvveti değerleri okunmuştur ve sürtünme katsayısı hesaplanmıştır. Profillerinde kaplama malzemesi olmayan, ancak gres yağı ile yağlanmış olan kayar mafsallarda kayma sürecinde 13 adet data kaydedilmiştir. 59 mm lik kayma mesafesi (13/50) 0,26 s de kat edilmiştir. Buna göre eksenel kayar mafsallarda sürtünme katsayılarının mafsallarda hızına bağlı olarak değişimi Şekil 10 da gösterilmiştir.



Şekil 10. Profilleri kaplamasız kayar mafsallarda sürtünme katsayısının kayma hızına göre değişimi

Profilleri Naylon 6.6 bazlı RILSAN malzemesi ile kaplanan ve profilleri yağsız ve yağlı olan kayar mafsallarda kayma sürecinde 9 adet data kaydedilmiştir. 59 mm lik kayma mesafesi (9/50) 0,18 s de kat edilmiştir. Buna göre eksenel kayar mafsallarda sürtünme katsayılarının mafsallarda hızına bağlı olarak değişimi Şekil 11’de gösterilmiştir.



Şekil 11. Profilleri kaplanmış kayar mafsallarda sürtünme katsayısının kayma hızına göre değişimi

Sonuç olarak; profillerinde kaplama malzemesi kullanılmayan kayar mafsallarda yağsız durumdaki statik sürtünme katsayısı μ_s : 0,148, yağlı durumunda μ_s : 0,127 olarak tespit edilmiştir. Profilleri Naylon 6.6 bazlı RILSAN malzemesi ile kaplanan kayar mafsallarda yağsız durumdaki statik sürtünme katsayısı μ_s : 0,081, yağlı durumda μ_s : 0,078 olarak tespit edilmiştir.

4. EKSENEL KAYAR MAFSALDAKİ SÜRTÜNME KUVVETİNİN ARA YATAĞA VE DİFERANSİYELE ETKİSİ

Taşıt seyir halindeyken yaprak yayda meydana gelen deformasyonlardan ötürü tork iletim hattının etkin uzunluğunda küçük değişimler meydana gelir(15). Bu değişimleri karşılamak için kullanılan eksenel kayar mafsalda meydana gelen sürtünme kuvvetleri direkt olarak ara yatağa (veya vites kutusu) ve diferansiyel girişine etkir. Şekil 12’de yay deformasyonu sonucu eksenel kayar mafsalda oluşan sürtünme kuvvetinin ara yatağa ve diferansiyele nasıl etki ettiği görülmektedir. Oluşan sürtünme kuvveti sürtünme katsayısı ile doğru orantılıdır. Dolayısı ile eksenel kayar mafsaldaki sürtünme katsayısı ne kadar düşürülürse ara yatağa ve diferansiyele etkiyen kuvvetler de o derece azalır. Bu kuvvetler,

$$F_{sx} = F_s \cos(\alpha) \quad (11)$$

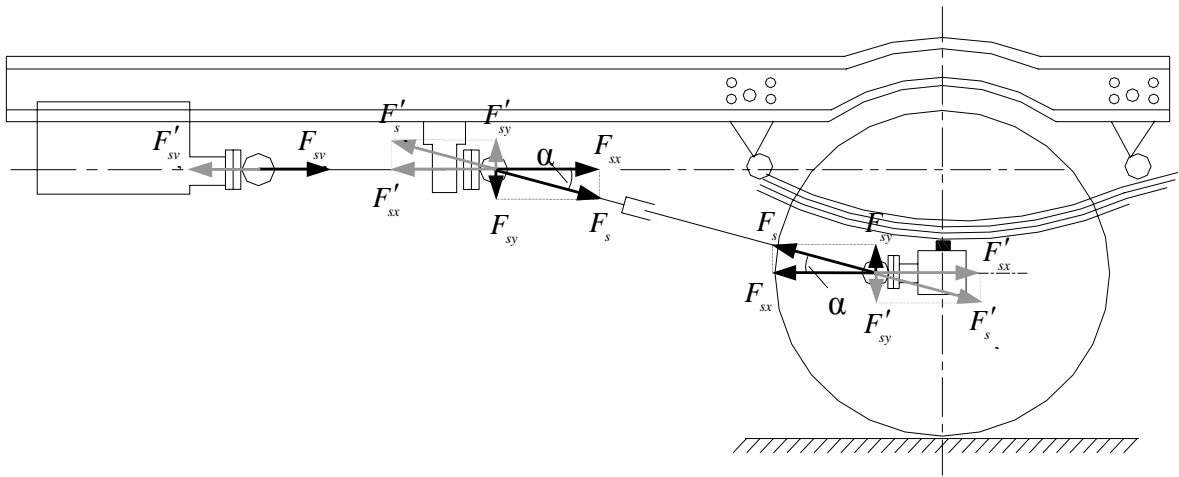
$$F_{sy} = F_s \sin(\alpha) \quad (12)$$

olarak ifade edilebilir. Burada α mafsaldaki açı, F_s eksenel kayar mafsaldaki sürtünmeden dolayı ara yatağa ve diferansiyele etkiyen kuvvet, F'_s ise tepki kuvvetidir. Diferansiyelde oluşan F_s ara yatağa etkiyen kuvvet F_s ile ters işaretlidir. Kuvvetlerin işareti yaprak yayın şekil değişimine göre seçilir. F_{sv} ise vites kutusuna

kutusu ile diferansiyeli arasındaki tahrik donanımının eksenel yer değişimi ve kinematik analizi yapılmıştır. Sistemin kinematik yapısı göz önüne alındığında, diferansiyelin bulunduğu aks’ın şasi ile bağlantısını sağlayan yaprak yay sisteminin deformasyonu ve deformasyon hızı kardan mili üzerindeki eksenel kayar mafsaldaki eksenel yer değişim miktarını ve hızını doğrudan etkilemektedir.

Yapılan kinematik analizde taşıt üzerindeki yük değişimine bağlı olarak yaprak yay sisteminin deformasyon miktarını tanımlayan ifade belirtilmiştir. Buradan taşıtın seyir halinde iken tekerleklerinin tümsek yada çukura gelmesi durumunda yaprak yayda oluşacak deformasyon miktarı ve deformasyon hızı tanımlanmıştır. Yine sistemin genel kinematik analizi ile yaprak yayın deformasyonu ve hızına bağlı olarak kayar mafsaldaki hareket miktarı ve hızı analitik olarak ifade edilmiştir. Yayın deformasyonu esnasında kardan şaftı üzerindeki eksenel sekil değişimini oluşturmaktadır. Bunun miktarı tahrik sisteminin ve askı sisteminin konstrüktif yapısına bağlı olarak 4 nolu ifade ile tanımlanmıştır. Buradan görülüyor ki, kayar mafsaldaki hareketini değerinde tutmak için diferansiyel üzerindeki her hangi bir maddesel noktanın yörüngesi ilgili noktanın taşıt şasisine olan dik doğruya hemen hemen paralel olacak şekilde sistem konstrükte edilmelidir.

Diğer yandan moment iletimi esnasında eksenel kayar mafsalda oluşan sürtünme kuvvetinin incelenmesi



Şekil 12. Eksenel kayar mafsaldaki sürtünme sonucu ara yatağa ve diferansiyele etkiyen kuvvetler

etkiyen kuvvettir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada ticari yük taşıtlarında kullanılan kardan kaplininin ara milinde bulunan eksenel kayar mafsaldaki ve taşıt askı sisteminin hareketleri analitik ve deneysel olarak incelenmiştir. Bunun için hotchkiss tahrik sistemi ve simetrik yaprak yay donanımlı tekerlek askı sistemi model seçilmiştir. Seçilen modelde vites

gayesi ile yapılan deneysel çalışmada, sürtünme kuvvetinin iletilen torkla doğru orantılı olarak arttığı görülmüştür. Bu da doğrudan diferansiyel miline ve yatağına, taşıt şasisi üzerindeki ara destek yatağına ve vites kutusu çıkış miline yansımaktadır. Bu durum sistemde kullanılan yatak seçimini doğrudan etkileyecektir.

Yapılan deneysel çalışmada SAE 1 3/8" x16C tipi profilli eksenel kayar mafsaldaki kullanılmıştır. Burada,

gres yağı ile yağlanmış RILSAN kaplanmış profillerin statik sürtünme katsayısı $\mu_s:0.078$, kaplamasız profillerin statik sürtünme katsayısı $\mu_s:0.127$ olarak tespit edilmiştir. Yağsız şartlarda ise kaplamalı profillerin statik sürtünme katsayısı $\mu_s:0.081$, kaplamasız profillerin sürtünme katsayısı $\mu_s: 0.148$ olarak tespit edilmiştir. Buradan görülüyor ki kayar mafsalin aksel hareketinden dolayı oluşan sürtünme kuvvetini aşgariye çekmek için profil yüzeyleri sürtünme katsayısı düşük ve yüzey basınç ve aşınma mukavemeti yüksek malzemeler ile kaplanmasını daha uygun olacağı görülmüştür. Diğer yandan kayar mafsalin çalışma şartlarında daima yağlı olması yüzeyler arasındaki sürtünme katsayısının ve aşınmanın minimize edilmesi bakımında büyük önem taşımaktadır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma KOÜ. Araştırma Fonu 2002/36 nolu proje desteği ve Akkardan A.Ş tarafından desteklenmiştir. İlgililere teşekkür ederiz.

6. KAYNAKLAR

1. Heisler, H., Vehicle and Engine Technology, London, 1999.
2. Milliken, W.F. ve Milliken, D.L., Chassis Design Principles and Analysis, Society of Automotive Engineers, Canada, 2002.
3. Nunney, M.J., Light & Heavy Vehicle Technology, Butterworth – Heinemann, Oxford, England, 1998.
4. Tjernberg, A., “Load Distribution in the Axial Direction in a Spline Coupling”, Engineering Failure Analysis, 8, 557 – 570, 2001.
5. Tjernberg, A., “Load Distribution and Pitch Errors in a Spline Coupling”, Materials and Design, 22, 259 – 266, 2001.
6. Kawarada, K., Yamagata, H., Wakamatsu, M., Sekiyama, K., “Development of New Composite Propeller Shaft”, Toyota Technical Review, Vol 43, No : 2, March 1994.
7. Koyagi, K., Kitahata, K. Uemara, A., “Development of Polyamide – Coated High Performance Spline Shaft”, KOYO Engineering Journal English Edition, No. 160E, 52-55, 2002.
8. Rajendran, I. ve Vijayarangan, S., “Optimal Design of a Composite Leaf Spring Using Genetic Algorithms”, Computers and Structures, 79, 1121 – 1129, 2001.
9. Al – Qureshi, H.A., “Automobile Leaf Springs from Composite Materials”, Journal of Materials Processing Technology, 118, 58 – 61, 2001.
10. Shokrieh, M.M., ve Rezaei, D., “Analysis and Optimization of a Composite Leaf Spring”, Composite Structures, 60, 317 -325, 2003.
11. Akkurt, M., Makine Elemanları, Vol. 1-2, Birsen Yayınevi Ltd. Şti., İstanbul, 2000.
12. Serway, R.A., Fen ve Mühendislik için Fizik, Vol. 1, Palme Yayıncılık, Ankara, 1995.
13. Söylemez, E., Mekanizma Tekniği, Prestij Ajans Matbaacılık Basım Yayın Sanayi ve Ticaret Ltd., Ankara, 2000.
14. SAE Spring Design Manual, AE-11, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., 1999.
15. Uçar, M., İmalat Toleransları Dahilinde Kardan Kaplinlerinin Kinematik Analizi, Doktora Tezi MÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü. 1995