



Taşıtlarda Üç Mafsallı Moment İletim Performansının Kinematik Analizi

Kinematic Analysis of Three-Joint Moment Transmission Performance in Vehicles

Mustafa Umut Karaođlan ^{*}, Nusret Sefa Kuralay 

Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, İzmir, TÜRKİYE
Sorumlu Yazar / Corresponding Author*: mustafa.karaoglan@deu.edu.tr

Öz

Özellikle uzun aks aralığına sahip taşıtlarda moment iletiminin kesintisiz ve hız düzgünlüğünün minimum olması için iki mafsala sahip tek kardan mili yerine parçalı şekilde üç mafsala sahip iki kardan milinin kullanımı gerekmektedir. Bu çalışmada, üç mafsallı tahrik iletim hattına sahip bir taşıtın moment iletim performansı, çeşitli bağlantı yükseklikleri ve mil açılarına göre gerçekleştirilen kinematik analizlerle belirlenmiştir. Bu amaçla öncelikle teorik olarak üç farklı tahrik bağlantı alternatifi için hesaplamalar yapılmıştır. Ayrıca ilk alternatif için bulunan sonuçlar, kardan mili test düzeneği üzerinden alınan sonuçlarla karşılaştırılarak, sonuçların doğrulanması gerçekleştirilmiştir. Her üç tasarım için giriş dönüş açısına bağlı kardan mili çıkış dönüş açısı değişimleri hesaplanmıştır. Bu çalışma ile üç mafsallı tahrik iletim hattına sahip araçlarda, orta mafsal konumu ve bağlantı açılarının değişimine bağlı olarak açılal hız değişimleri incelenerek kullanıcılara hız düzgünlüğü düşük ve verimli bir tahrik iletim hattı tasarımı için örnek oluşturulması amaçlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kardan Mafsala, Üç Mafsallı İletim, Kinematik Analiz, Otomotiv

Abstract

Especially in vehicles with long wheelbase, it is necessary to use two cardan shafts with three joints instead of a single drive shaft with two joints to ensure that the moment transfer is uninterrupted and the fluctuation of rotation is minimal. In this study, the moment transfer performance of a vehicle with three cardan joint powertrain lines was determined by kinematic analysis according to various coupling heights and shaft angles. For this purpose, theoretical calculations have been performed for three different powertrain connection alternatives. In addition, the results for the first alternative were compared with the results obtained from the cardan shaft test setup, and the results were verified. For all three designs, the cardan shaft output rotation angle changes depending on the input rotation angle have been calculated. In this study, it is aimed to set an example for the users for an efficient powertrain line design with low speed variation by examining the angular velocity changes depending on the middle joint position and the change of connection angles in vehicles with three joint powertrain lines.

Keywords: Cardan Joint, Three Joint Powertrain, Kinematic Analysis, Automotive

EXTENDED ABSTRACT

Introduction

In light and heavy commercial vehicles that have a long wheelbase and that are driven by multiple or single axles, it is necessary to ensure a comfortable, durable and efficient motion at the shafts. For this purpose, in heavy vehicles used in the automotive industry at transportation, where the engine is at the front and the drive is at the rear axle, power and moment transmission must be provided by two split cardan shafts instead of a single cardan shaft. For this reason, the transfer of power and torque received through the transmission to the rear differential in vehicles is carried out by two-piece cardan shafts with three joints.

In this study, kinematic analysis of the motion was focused for continuous moment transfer and the value of the output angular velocity according to the input angular velocity was determined according to different joint positions. In addition to theoretical calculations, a test bench was designed in which the vertical position of the intermediate universal joint can be changed in order to conduct experimental analysis of the three-joint drive. Using this test setup, the smoothness of the movement was experimentally realized by measuring the input and output angular speed of a vehicle's movement according to the initial joint positioning.

Materials and Methods

It may be possible to compensate for the irregularity in movement by connecting two cardan joints consecutively. This balancing process can be achieved by eliminating the positive phase shift ($+\Delta\alpha$) in the movement created by the first joint with a negative phase delay ($-\Delta\alpha$) of the same magnitude as the other joint. However, it is not possible to use a single cardan shaft in vehicles with long wheelbases. Therefore, in vehicles with long wheelbases, balancing is carried out with three joints by using a two-piece propeller shaft. In a three-joint drive line, when looking at the drive shafts from the front view, an angle of $\beta_{\delta,1}$ is formed at the input joint, $\beta_{\delta,2}$ at the intermediate joint and $\beta_{\delta,3}$ at the output joint. An angle of $\beta_{\delta,1}$ is formed at the input joint, $\beta_{\delta,2}$ at the intermediate joint and $\beta_{\delta,3}$ at the output joint. . Using these angle values, the resultant angles of each joint, β_{r1} , β_{r2} and β_{r3} , are calculated for a shaft with three joints.

Results and Discussion

For the designs of different propeller shaft constructions, the ratio of the output angular velocity to the input angular velocity was calculated for one full rotation of the propeller shaft, and it was determined that the irregularity occurred the most in Design-1, which is the construction in which the middle joint is at

the top, and the angular velocity ratio varied between 1.08 and 0.93. It is seen that for Design-2, where the intermediate joint is at the bottom and $\beta_{\delta,1}$, $\beta_{\delta,2}$ values are -5° and $+7.5^\circ$, respectively, the angular velocity ratio values oscillate between 1.07 and 0.94. With Design-3, where the propeller shaft connection angles were reduced and the middle joint was brought to a close horizontal position compared to the first universal joint, significant improvements were achieved in the irregularity values and it was determined that the angular velocity ratio changed between 1.05 and 0.95.

Conclusion

According to the results obtained, by changing the position of the middle joint in the propeller shaft construction, the transmission performance of the movement received from the gearbox to the differential changes. The findings obtained as a result of the experimental and theoretical studies show that, in the three-joint drive, the connection height of the middle joint, except for the first and last joints, which are connected to the gearbox and differential position, differs from the other joints in a positive or negative direction, causing an increase of $\beta_{\delta,1}$, $\beta_{\delta,2}$, $\beta_{\delta,3}$. It shows that the speed irregularity increases accordingly and the motion transfer performance will decrease accordingly. Finally, joint locations can be designed for better performance in vehicles.

1. Giriş

Uzun aks mesafesine sahip çok veya tek akstan tahrik edilen hafif ve ağır ticari araçlarda konforlu, mukavim ve verimli bir hareket iletiminin sağlanması gerekmektedir. Bu amaçla otomotiv sektöründe özellikle ulaşım ve taşımacılıkta kullanılan motorun önde, tahrikin arka aksta bulunduğu ağır taşıtlarda güç ve moment iletiminin, tek bir kardan mili yerine parçalı olarak iki kardan mili ile sağlanması gerekmektedir. Bu sebeple, araçlarda şanzıman üzerinden alınan güç ve momentin arka diferansiyele aktarım işlemi, üç mafsallının bulunduğu iki parçalı kardan milleri ile gerçekleştirilmektedir. Kardan mafsalları, U şeklinde birbirine karşılıklı duran iki adet çatal ve istavrozdan oluşan ve açılı olarak hareket iletimine olanak sağlayan makine elemanlarıdır [1]. Mafsallar genellikle eksenleri arasında belirli bir açıya sahip ve eksenleri birbirinden kaçık olan miller ile hareket ve moment iletimini gerçekleştirmek için kullanılmaktadırlar [2].

Hareket ve momentin iletilmesi için kullanılacak olan millere, mafsalların uygun şartlar altında monte edilmesi ile açılı olarak tahrik momenti vites kutusundan diferansiyele iletilmektedir. Literatürde genellikle iki kardan mafsallı kullanılarak gerçekleştirilen hareket iletiminin analizine yönelik çok sayıda çalışma mevcuttur. Vedam ve diğer., (1995) vites kutusu ve diferansiyel arasında yer alan kardan mafsallı bir araç tahrik hattının kinematik analizini ve nümerik çözümünü yaparak mafsallı bağlantı noktalarındaki reaksiyon kuvvetlerini belirlemişlerdir [3]. Uçar ve diğer., (1996) kardan mafsalların kinematik analizi ve imalat toleranslarının kardan kinematiğine etkisini incelemişlerdir [4]. Uçar (1999) kardan mafsallı kinematiğine etki eden faktörleri ve kardan mili kinematik performansının iyileştirilmesi için alınması gereken tedbirleri belirlemiştir [5]. Krishna ve diğer., (2000) iki mafsallı kardan mili bağlantılarının araç tahriki açısından analizini gerçekleştirerek iletim kuvvetini mafsallı dönme açısına bağlı olarak hesaplamışlardır [6]. Rabeih ve Demerdash, (2002) iki mafsallı tahrike sahip bir araç için mafsallı kaynaklı seyir sürüş titreşim özelliklerini belirlemişlerdir [7]. Yavuz, (2005) taşıtlarda güç aktarma organlarında meydana gelen hasar analizi için kardan mafsallı bağlantılarını ve konstrüksiyonlarını incelemiştir [8].

Çetiner, (2007) sabit akslı bir hafif taşıt için iki mafsallı kardan mili tahrikinin dinamik etkiler altında analizini yapmıştır [9]. Korkut, (2008) kardan mili kinematik analizi ile arkadan itişli hafif ticari araçlarda arka tekerlek hareket transferini gerçekleştiren kardan millerinde oluşan titreşim ve seslerin analizi çalışmıştır [10].

Son yıllarda ise özellikle üretilmiş ve geliştirilmekte olan araçlara yönelik teorik ve deneysel tasarım iyileştirme çalışmaları ile kardan mafsallı tahrik sistemlerinin analizi büyük önem kazanmıştır. Akkurt, (2013) bir ağır ticari taşıt için kardan miline etkiyen moment değerlerini deneysel ve teorik olarak belirlemiştir [11]. Salinic ve diğer., (2016) kardan mafsallının dinamik analizi ile farklı çalışma koşulları için hız iletim performansını incelemişlerdir [12]. Kishore ve diğer., (2016) belirli bir kullanım koşulu için farklı malzemelere sahip kardan milli bağlantıların tasarımı ve analizini gerçekleştirmişlerdir [13]. Hadju ve diğer., (2016) kardan mili katı modeli üzerinden mafsallı kinematiğinin simülasyonu yaparak hız düzensizliğini incelemişlerdir [14]. Cardozo ve Weber, (2018) mafsallı kinematiği ve kuvvet analizinin sonuçlarına dayanarak sabit hız mafsalları için geliştirilmiş formül geliştirmişlerdir [15].

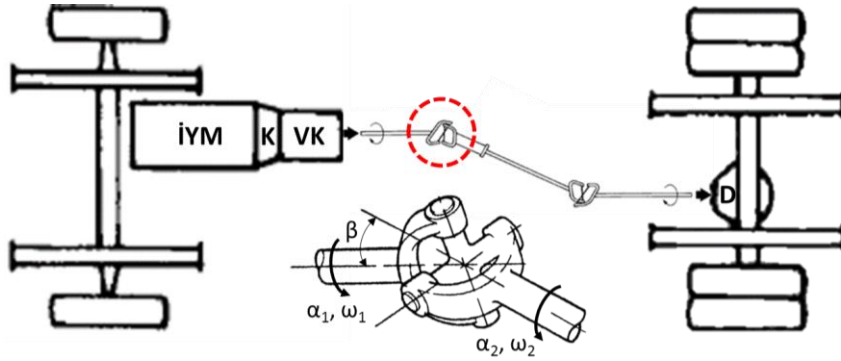
Literatürde sıklıkla çalışılmış iki mafsallı kardan mili konstrüksiyonlarının kinematik ve deneysel incellenmesi dışında üç mafsallı millerin bağlantı noktalarının hareket iletim performance etkisine yönelik yeterli çalışma mevcut değildir. Uçar ve diğer., (2004) iki parçalı kardan miline sahip bir ağır taşıt için kardan mafsallındaki sürtünme kuvvetinin hareket iletimine etkilerini deneysel olarak incelemiştir [16]. Bu çalışmada giriş mili ara mafsala kadar yere paralel konumlandırılmış ve ara mafsallı bağlantı noktasının konumunun tahrik iletimine etkisi çalışmaya dahil edilmemiştir. Fischer (1991) ise çift kardan milli bir tahrik sisteminin kinematik analizini yapmış ve deney düzeneği üzerinden aldığı sonuçları teorik sonuçlarla kıyaslamıştır [17]. Fakat bu çalışmada da ara mafsallı yatayda yaptığı açı çalışmaya dahil edilmiş, ara mafsallı yüksekliğine bağlı olarak düşeyle yaptığı açının harekete olan etkisi incelenmemiştir.

Kısa aks aralığına sahip binek veya ticari araçlardan farklı olarak, vites kutusu ile diferansiyel arası mesafenin yüksek olduğu durumlarda, üç kardan mafsallının iki ayrı mil ile kullanılmasıyla titreşimsiz ve sabit moment iletiminin sağlanması zorlaşmaktadır. Bu tür araçlarda hareket iletiminde oluşan hız düzensizliğünün düşük olması gerekmektedir. Bu çalışmada sürekli (hız düzensizliği nedeniyle dalgalanma olmaksızın) moment iletimi için hareketin kinematik analizi yapılmış ve giriş açısal hızına göre çıkış açısal hızın değeri farklı mafsallara göre belirlenmiştir. Teorik hesaplamalara ek olarak üç mafsallı tahrik ileminin deneysel olarak analizinin yapılabilmesi için ara kardan mafsallı düşeydeki konumun değiştirilebildiği bir test düzeneği tasarlanmıştır. Bu test düzeneği kullanılarak, bir aracın ilk mafsallı konumlandırılmasına göre hareketinin giriş ve çıkış açısal hızı ölçülerek hareketin

düzensizliği deneysel olarak gerçekleştirilmiş ve hesaplamaların doğruluğu ortaya konmuştur.

2. Materyal ve Metot

Kardan mafsalları, çeşitli yol koşullarında hareket eden bir araçtaki kardan mafsalların açı değişimleri ile eksenel ve açısal hareket edebilme özellikleriyle, bozuk yol koşullarında tahrik aksının vites kutusuna eğilme kuvveti ve darbe uygulayarak hasar vermesini engeller [18]. Şekil 1'de sabit akslı bir ağır taşıt için kardan mafsallı tahrik sisteminin genel şeması, tahrik sistemi yapı elemanları ve mafsallardaki detaylı görünüm ile birlikte gösterilmektedir. Burada, içten yanmalı motordan (İYM) elde edilen hareket, kavrama (K) ve vites kutusundan (VK) geçerek mafsallar üzerinden diferansiyel (D) aktarılmaktadır.



Şekil 1. Arkadan itişli kardan mafsallı moment iletim hattına sahip bir aracın tahrik düzeni ve kardan mafsallı detayı

Figure 1. Powertrain and cardan joint detail of a rear-wheel drive vehicle with universal joint moment transmission line

Giriş mili üzerindeki mafsallı vasıtasıyla çıkış milinin eksenleri birbirleriyle β açısı yaparak hareket yön değiştirmektedir. Mafsallı detay görünümünde giriş açısal hızı ω_1 , çıkış açısal hızı ω_2 , giriş mili dönüş açısı α_1 ve çıkış mili dönüş açısı α_2 olarak gösterilmektedir. Mafsallı bağlantılarda giriş mili bir tam dönüş yaptığında çıkış mili de bir tam dönüş yapmaktadır. Giriş ve çıkış millerinin dönüş sayıları aynı olmasına rağmen ikinci milin dönme açısı α_2 aşağıdaki denklem ile α_1 ve sapıtma açısı olan β açısına bağlı olarak hesaplanmaktadır.

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_1}{\cos \beta} \right) \quad (1)$$

Çalışma sırasında kardan mafsallı çıkışındaki dönüş ile giriş dönüş açısı arasındaki fark ($\Delta\alpha$) ise aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$\Delta\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_1}{\cos \beta} \right) - \alpha_1 \quad (2)$$

Giriş mili ile çıkış milinin dönüş açılarının farklı olması ve bu sebeple aynı zaman aralığında taradıkları alanların farklı olması sebebiyle mafsallı milin her iki çenesindeki açısal hızlar da birbirinden farklı olmaktadır. Sabit bir devirle döndürülen giriş milinin açısal hızı ω_1 değeri aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (3)$$

Burada n ile ifade edilen, kardan milinin dönüş devir sayısı olmaktadır. Kardan mafsallı sebebiyle β açısı kadar yön değiştiren ω_1 açısal hızlı tahrikin çıkış açısal hızı (ω_2):

$$\omega_2 = \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2(\alpha_1) \cdot \sin^2(\beta)} \cdot \omega_1 \quad (4)$$

Yukarıdaki bağıntıya göre kardan mafsallının giriş tarafının her bir tam tur dönüşü için giriş milinin 0° ve 180° dönmesinde çıkış açısal hız değeri maksimum, giriş milinin 90° ve 270° dönüşünde ise çıkış açısal hızı minimum değerini almaktadır. Kardan mafsallı ile hareket aktarımında açısal hızın maksimum ve minimum değerler arasında gösterdiği bu değişim, hız değişimi veya hız düzensizliği olarak adlandırılmaktadır. Tek bir kardan mafsallı üzerinden gerçekleştirilen hareket iletimi için hız düzensizliği (U) aşağıdaki gibidir.

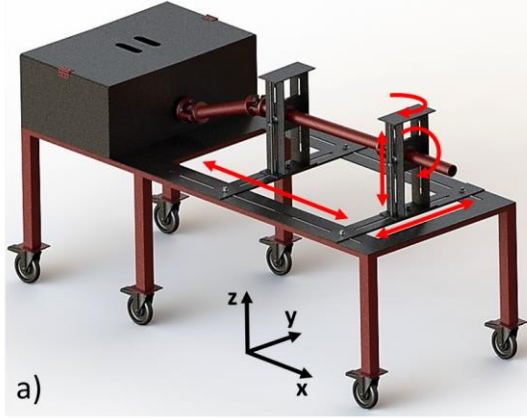
$$U = \frac{\omega_{2max} - \omega_{2min}}{\omega_1} = \sin \beta \cdot \tan \beta \quad (5)$$

İki kardan mafsallının art arda bağlanması ile hareketteki düzensizliğin dengelenmesi mümkün olabilir. Bu dengeleme işlemi birinci mafsallı oluşturduğu hareketteki pozitif faz kayması ($+\Delta\alpha$) diğer mafsallı sağlayacağı büyüklük olarak aynı orandaki negatif faz gecikmesi ($-\Delta\alpha$) ile ortadan kaldırılarak sağlanabilir. Fakat aks aralığı uzun araçlarda tek bir kardan milinin kullanılması mümkün olmamaktadır. Bu yüzden uzun aks aralığına sahip araçlarda iki parçalı kardan milini kullanarak dengeleme işlemi üç mafsallı ile gerçekleştirilir. Üç mafsallı bir tahrik hattında tahrik millerine ön görünüşten bakıldığında giriş mafsallında $\beta_{0,1}$, ara mafsallarda $\beta_{0,2}$ ve çıkış mafsallında $\beta_{0,3}$ açısı oluşurken üstten bakıldığında giriş mafsallında $\beta_{ü,1}$, ara mafsallarda $\beta_{ü,2}$ ve çıkış mafsallında $\beta_{ü,3}$ açısı oluşmaktadır. Bu açı değerleri kullanılarak üç mafsallı bir mil için her mafsallın bileşke açısı olan β_{r1} , β_{r2} ve β_{r3} hesaplanmaktadır. Herhangi bir mafsallı sırası n olmak üzere çıkış mafsallının bileşke açısı genel olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\beta_{rn} = \arctan \sqrt{\tan^2 \beta_{0,n} + \tan^2 \beta_{ü,n}} \quad (6)$$

Sistem üzerindeki konstrüktif nedenlerden dolayı sapma açılarının eşitliği sağlandığı durumlarda üç mafsallın toplam bileşke açısının 3° 'den küçük olmasının gerekmektedir [1].

Teorik olarak her ne kadar çıkış açısal hızının düzgünlüğü hesaplanabilse de farklı mil mesafeleri ve farklı mafsallı bağlantı açıları için hareket iletimin düzgünlüğünün deneysel olarak ölçülerek hesaplamaların doğrulamasının yapılması ve çıkış açısal hızının değişimine etki eden faktörlerin belirlenebilmesi



gerekmektedir. Bu amaçla üç mafsallı kardan millerinde farklı mafsallı bağlantı açılarına göre tahrik iletiminde meydana gelen düzgünlüklerin ölçülebilmesini sağlayan bir test düzeneği tasarımı ve üretimi gerçekleştirilmiştir. Üç mafsallı kardan miline sahip ve mafsalların açı değişikliklerinin yapılabilmesine için yeterli hareket kabiliyetinin sağlandığı test düzeneğinin tasarımı ve yapılan tasarıma uygun olarak üretilmiş son hali Şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 2. Üç kardan mafsallı tahrik iletim hattı test düzeneğinin a) tasarımı ve b) üretilmiş son hali

Figure 2. a) Designed and b) final manufactured version of the powertrain test rig with three cardan joints

Test düzeneğinin mafsallara yeterli derecede hareket kabiliyeti sağlayabilmesi için üç boyutlu uzayda mafsalların x, y ve z doğrultularında serbestçe hareket edebilmesi, yatak sisteminin y ve z eksenini etrafında dönebilmesi ve gerekmektedir. Üç eksen boyunca oluşturulan kızak sistemleri ile test düzeneğindeki üç yönlü öteleme hareketi ihtiyacı karşılanmıştır. Ayrıca rulmanlı yatakların dikey kızak yoluna iki taraftan birer civata ile bağlanması ile rulman yataklarına z ekseninde dönme kabiliyeti, rulmanlı yatakların bağlanmış olduğu dikey kızak yolunun yatay kızak plakalarına tek bir civata ile bağlanmasıyla ise y eksenini etrafında dönme kabiliyeti kazandırılmıştır. Şekil 2a'da üç yönde öteleme hareketi ve iki yönde dönme hareket yapan kızak sisteminin Solidworks tasarımı ve Şekil 2b'de üretim sonrası nihai hali görülmektedir.

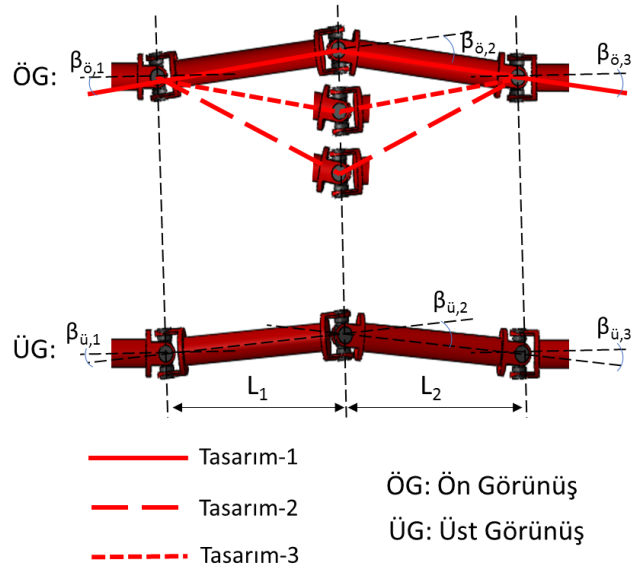
Tasarımı tamamlanan test düzeneğinin üretiminde ağırlığın fazla olması için çelik malzeme yerine alüminyum kullanılmıştır. Alüminyum levha 5mm kalınlığında 1250x2500 mm boyutlarında 5754 serisi olarak tercih edilmiştir. Levha üzerinde kanalların açılması ve parça kesim işlemlerinde lazer kesim kullanılmış, kesilen parçaların birleştirilmesi alüminyum kaynağı ile yapılmıştır. Lineer ve rotasyonel hareket yapacak test düzeneği parçaları ise kanal sistemi ile M12 civata kullanılarak monte edilmiştir.

Kardan millerinin düzgünlüğü, milin açısal hızına bağlı olarak değişim gösterdiği için test düzeneğinde milin devir sayısının lineer olması gerekmektedir. Bu nedenle düzenekte 1400 d/dk yapan bir elektrik motoru, çevrim oranı 1:10 olan bir redüktörle beraber kullanılmıştır. Motor ve redüktör, çalışma esnasında tehlike yaratacağından dolayı kapalı bir kutu içerisine alınmıştır. Motorda oluşacak herhangi bir sorunda motor veya redüktöre ulaşabilmek için de bu kutu üst kısmından kapaklı olacak şekilde tasarlanmıştır. Test düzeneğinin kullanımını kolaylaştırmak ve asıl olarak taşınabilirliğini sağlamak amacıyla 50x50 mm kutu profilden ayak ve bu ayaklara frenli tekerlekler yerleştirilmiştir.

Test düzeneği üzerinde çıkış devir sayısını ölçebilmek için Arduino, encoder ve bilgisayar bağlantısı yapılmıştır. Sistemin çıkış miline eş eksenli şekilde bağlanmış olan encoder ile kardan

milinin bir tam tur dönüşü sırasında belirli aralıklarla dönüş devrinin ölçüm işlemi gerçekleştirilmiştir. Her 15° mil dönüşünde encoderin okuduğu sinyallerin algılanabilmesi için enkodere Arduino bağlantısı yapılmış ve Arduino kodlanmıştır. Arduino ile bilgisayar bağlantısı gerçekleştirilerek okunan değerlerin Excel dosyası formatına aktarılması ve sonuçların grafiklendirilmesi sağlanmıştır.

Üç mafsallı tahrik iletim performansının çeşitli orta mafsallı bağlantı konumlarına göre incelenebilmesi için vites kutusu çıkışının yer aldığı birinci mafsallı ve diferansiyel girişinin yer aldığı üçüncü mafsallı yatay ve düşeydeki konumunun sabit tutulup orta mafsallı yüksekliğinin değiştiği üç tasarım belirlenmiştir. İncelenen üç tasarım için kardan mil ve kardan mafsallarının ön ve üst görünüşleri Şekil 3'de gösterilmektedir.



Şekil 3. Üç mafsallı tahrik iletim hattı tasarımları

Figure 3. Three joint powertrain line designs

Orta mafsallın yataydaki konumunun sabit tutulduğu üç mafsallı tahrik iletimine sahip bir aracın üst görünüşteki mafsal bağlantı açıları ve temel araç boyutları Tablo 1'de gösterilmiştir.

Tablo 1. Tahrik iletim hattı temel ölçüleri.

Table 1. Powertrain line basic dimensions.

Sembol	Değer	Birim
L_1	0.6	[m]
L_2	0.8	[m]
$\beta_{0,1}$	7.5	[°]
$\beta_{0,2}$	15	[°]
$\beta_{0,3}$	7.5	[°]

Üç mafsallı tahrik iletiminde incelenen üç farklı tasarım, Tasarım-1, Tasarım-2 ve Tasarım-3 olarak adlandırılmaktadır. Tablo 2'de her tasarımda kullanılan mafsal bağlantı açılarının ön görünüşte aldığı değerler gösterilmektedir. Gösterilen açılar, çıkış mafsallının yön değişimine göre artı ve eksi değerler almaktadırlar.

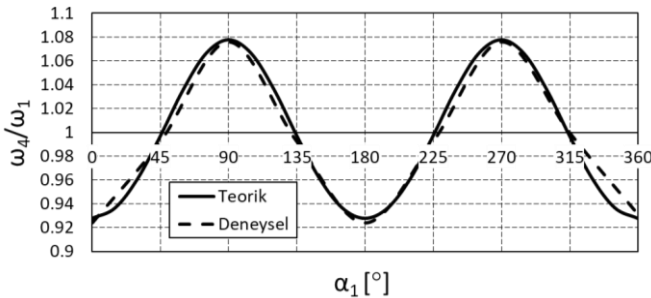
Tablo 2. Farklı tahrik tasarımlarına ait mafsal bağlantı açıları.

Table 2. Joint connection angles for different drive designs.

	$\beta_{0,1}$ [°]	$\beta_{0,2}$ [°]	$\beta_{0,3}$ [°]
Tasarım-1	+5	-10	+5
Tasarım-2	-5	+7.5	-2.5
Tasarım-3	-1	+4	-0.5

3. Bulgular

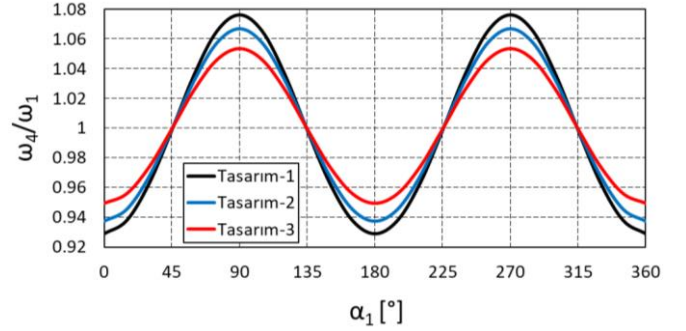
Mafsallı millerde, mafsallın yaptığı hareket yön değiştirme açısı ile birlikte açısal hızın bir tam tur dönüşteki salınımı da artar. Üretilen test düzeneği üzerinde, Tablo 2'de bağlantı açıları verilen Tasarım-1 için tahrik mili konstrüksiyonu ayarlanmış ve belirlenen mafsal açı düzenlerinde testler gerçekleştirilmiştir. Ayrıca teorik olarak Tasarım-1 için Denklem (4)'de verilen bağlantıya göre kardan milli tahrik sisteminin çıkış açısal hızının giriş açısal hızına oranının değişimi, kardan milinin bir tam tur dönüşü için hesaplanmıştır. Denklem (4)'de tek bir mafsal için verilen açısal hız oranı ifadesi her bir mafsal için ayrı ayrı hesaplanarak, üç mafsallın oluşturduğu tahrik sisteminin açısal hız oranı, hesaplanan her bir mafsala ait açısal hız oranlarının çarpımıyla belirlenmiştir. Elde edilen teorik ve deneysel sonuçlar Şekil 4'de mukayese edilmiştir.



Şekil 4. Tasarım-1 için çıkış açısal hızının giriş açısal hızına oranının teorik ve deneysel sonuçları

Figure 4. Theoretical and experimental results of the ratio of angular velocity at output and angular velocity at input for Design-1

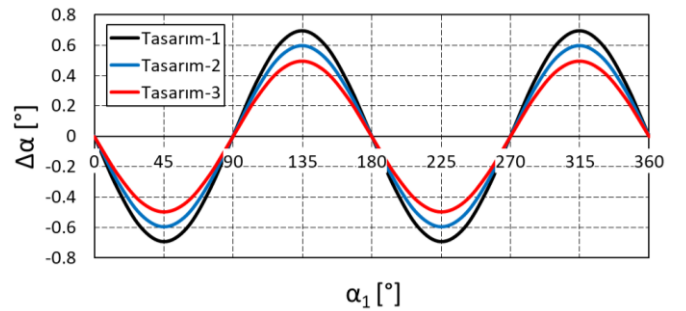
Kardan milinin bir tam tur dönüşünde çıkış ve giriş açısal hızları arasındaki oran, kardan milinin 90° ve 270° dönüşünde 1.08, kardan milinin 0°, 180° ve 360° dönüşlerinde ise 0.92 değerini almaktadır. Elde edilen sonuçlara göre özellikle açısal hız oranlarının maksimum değerlerinde teorik ve deneysel sonuçların tutarlılık gösterdiği gözlemlenmiştir. Tasarım-1 için teorik ve deneysel olarak belirlenen açısal hız oranının aynı sonuçlar vermesi tasarlanan test düzeneğinin doğruluğunu göstermektedir. Tasarım-1 için yapılan mukayese, test düzeneğinin doğrulaması olarak kabul edilmiş ve Tasarım-2 ve Tasarım-3'e ait hesaplamalar teorik olarak yapılmıştır. Her üç tahrik mili konstrüksiyonu tasarımına ait çıkış açısal hızının giriş açısal hızına oranının teorik hesabı Şekil 5'de gösterilmiştir.



Şekil 5. Üç mafsallı tahrik mili konstrüksiyonlarının çıkış açısal hızlarının giriş açısal hızlarına oranı

Figure 5. Ratio of output angular velocities to input angular velocities of three-joint cardan shaft constructions

Farklı kardan mili konstrüksiyonlarına ait tasarımlar için çıkış açısal hızın giriş açısal hızına oranı kardan milinin bir tam tur dönüşü için hesaplanmış ve orta mafsallın en üstte bulunduğu konstrüksiyon olan Tasarım-1'de düzensizliğin en fazla meydana geldiği ve açısal hız oranının 1.08 ile 0.93 arasında değiştiği belirlenmiştir. Ara mafsallın en altta bulunduğu ve $\beta_{0,1}$, $\beta_{0,2}$ değerlerinin sırasıyla -5° ve +7.5° olduğu Tasarım-2 için ise açısal hız oranı değerlerinin 1.07 ile 0.94 salınım gerçekleştirdiği görülmektedir. Kardan mili bağlantı açılarının düşürülerek orta mafsallın birinci kardan mafsallına göre yatayda yakın bir konuma getirildiği Tasarım-3 ile düzensizlik değerlerinde önemli ölçüde iyileşmeler sağlanarak açısal hız oranının 1.05 ile 0.95 değerleri arasında değiştiği belirlenmiştir.



Şekil 6. Üç mafsallı tahrik mili konstrüksiyonlarının dönüş açılarındaki düzensizliği

Figure 6. Irregularity of rotation angles of three-joint cardan shaft constructions

Üç mafsallı kardan mili düzenlerinin giriş dönüş açısına göre meydana gelen açısal düzensizlik değerleri ise Şekil 6'da gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre açısal hız oranına benzer şekilde kardan mili konstrüksiyonun çıkışında meydana

gelen en yüksek açısıl fark ($\Delta\alpha$) Tasarım-1'de, en düşük açısıl fark ise Tasarım-3'de meydana gelmiştir.

Açısıl hız oranından farklı olarak kardan mili konstrüksiyonun çıkışında meydana gelen en yüksek açısıl değişim, kardan milinin 45° , 135° , 225° ve 315° dönüş açılarında en yüksek değerine ulaşmaktadır. Çıkış mili ile giriş mili arasındaki en yüksek dönüş açısı farkı, Tasarım-1 için $\pm 0.7^\circ$, Tasarım-2 için $\pm 0.6^\circ$ ve Tasarım-3 için $\pm 0.5^\circ$ şeklinde meydana gelmektedir.

4. Tartışma ve Sonuç

Taşıtlarda gözlemlenen üç mafsallı kardan mili bağlantılarından örnek olarak ele alınan bir tasarım (Tasarım-1) test düzeneği üzerinde oluşturularak kardan mili çıkışındaki açısıl hız ve sapma açısının değerleri deneysel olarak belirlenmiş ve gerçekleştirilen teorik hesaplamalarla sonuçların örtüştüğü gözlemlenmiştir. İki tasarım ise (Tasarım-2 ve Tasarım-3) kardan mafsallı konumlarının ve bağlantı açılarının değiştirilmesi sonucunda açısıl düzgünlük değerlerindeki değişimin incelenmesi ve ilk tasarım ile mukayese edilebilmesi için oluşturulmuştur. Elde edilen sonuçlara göre kardan mili konstrüksiyonunda yer alan orta mafsallı konumun değiştirilmesi ile vites kutusundan alınan hareketin diferansiyel iletim performansı değişmektedir. Yapılan deneysel ve teorik çalışmalar sonucunda elde edilen bulgular, üç mafsallı tahrik iletiminde vites kutusu ve diferansiyel konumuna bağlı olarak ilk ve son mafsallı dışındaki orta mafsallı bağlantı yüksekliğinin pozitif veya negatif yönde diğer mafsallardan farklılaşması ile $\beta_{\delta,1}$, $\beta_{\delta,2}$, $\beta_{\delta,3}$ artışına bağlı olarak hız düzgünlüğünün arttığını ve buna bağlı olarak hareket iletim performansının azalacağını göstermektedir. Bu kapsamda yapılan çalışma, özellikle uzun aks mesafesi sebebiyle kullanımı zorunlu olan üç mafsallı kardan mili konstrüksiyonunun bağlantı noktalarının hareket iletimi açısından önemini ve orta mafsallı konumuna bağlı olarak kinematik hesaplamaların yapılmasının gerekliliğini ortaya koymaktadır.

Etik kurul onayı ve çıkar çatışması beyanı

Hazırlanan makalede etik kurul izni alınmasına gerek yoktur.

Hazırlanan makalede herhangi bir kişi/kurum ile çıkar çatışması bulunmamaktadır.

Teşekkür

Yazarlar katkılarında dolayı Mak. Müh. Pelin Gündoğmuş, Mak. Müh. Efekan Mut, Mak. Müh. Burak Can Mertoğlu ve Mak. Müh. Deniz Bahadır Demirdağ'a teşekkürlerini sunarlar.

Yazar katkılarının beyanı

İlk yazar literatür taraması, makale yazımı, veri toplama, deney tasarımı ve analizlerin gerçekleştirilmesi konularında görev almış, ikinci yazar ise fikir oluşturma ve eleştirel inceleme gerçekleştirmiştir. Ayrıca Mak. Müh. Pelin Gündoğmuş, Mak. Müh. Efekan Mut, Mak. Müh. Burak Can Mertoğlu ve Mak. Müh. Deniz Bahadır Demirdağ ise deney tasarımı ve analizlerin gerçekleştirilmesi ile ilgili yardımda bulunmuşlardır.

Kaynaklar

- [1] Kuralay, N.S., 2008. Motorlu Taşıtlar Temel Tasarım Esasları, Yapı Elemanları Cilt 1, Tahrik ve Sürüş Sistemleri, MMO/484, İzmir, 104-119s.
- [2] Seher-Thoss, H.C., Schmelz, F., Aucktor, E. 2006. Universal Joints and Driveshafts Analysis, Design, Applications, Springer-Verlag, New York.
- [3] Vedam, K., Naganathan, N., Szadkowski, A., and Prange, E. 1995. Analysis of an Automotive Driveline with Cardan Universal Joints, SAE Technical Paper 950895, DOI:10.4271/950895.
- [4] Uçar, M., Çakır, A., Uçar, N. 1996. İmalat Toleransları Dahilinde Kardan Kavramaların Kinematik Analizi ve İmalat Toleranslarının Kavrama Kinematiğine Etkisi. 7. Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, 11-13 Eylül, Ankara.

- [5] Uçar, M. 1999. Kardan Kaplinlerinde Hasara Etki Eden Faktörler Ve Alınması Gereken Tedbirler, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, Cilt. 5, s. 1033-1039.
- [6] Krishna, V., Naganathan, N.G., Phadnis, R., Dukkupati, R.V. 2000. Analysis of driveline loads in an automotive powertrain with multiple Cardan joints, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering Cilt. 214, s. 509-522. DOI: 10.1243/0954407001527808
- [7] Rabeih, E., El-Demerdash, S. 2002. Investigation of the Vehicle Ride Vibration Effect on the Driveline Fluctuations, SAE Technical Paper 2002-01-3065, DOI: 10.4271/2002-01-3065.
- [8] Yavuz, İ. 2005. Taşıtlarda güç aktarma organlarında hasar analizi: shaft mafsallı ve aks örneği. Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 101s, Afyon.
- [9] Çeiner, İ. 2007. Hafif tip ticari araç kardan millerinin dinamik etkiler altında modellenmesi. Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 137s, Sakarya.
- [10] Korkut, T. 2008. Arkadan itişli hafif ticari araçlarda tekerlekler hareket transferini gerçekleştiren kardan milinde oluşan titreşim ve seslerin analizi. Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 111s, Kocaeli.
- [11] Akkurt, T. 2013. Ağır ticari araçlarda kardan shaftuna etkien tork değerlerinin araştırılması. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 79s, İstanbul.
- [12] Salinic, S., Vranic, A., Nestic, N.D., Tomovic, A.M. 2017. On the torque transmission by a cardan-hooke joint, FME Transactions Cilt. 45, s. 117-121. DOI: 10.5937/fmet17011175
- [13] Kishore, ; Keerthi, J., Kumar, V. 2016. Design and analysis of drive shaft of an automobile, International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT) Cilt. 38(6), s. 291-296. DOI: 10.14445/22315381/IJETT-V38P253
- [14] Hadju, S., Rolnik, L., Svos, J. 2016. Kinematics simulation of the cardan shaft for investigation of the cardan error in catia v5, Research Papers Faculty Of Materials Science And Technology, Cil. 24(39), s. 159-166. DOI: 10.1515/rput-2016-0031
- [15] Cardozo, W.S., Weber, H.I. 2018. A compact formulation for constant velocity joint kinematics, Mechanism and Machine Theory Cilt. 121, s. 1-14. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.10.009
- [16] Uçar, M., Çınar, R., Merdane, H. 2004. Kardan kaplinlerindeki eksenel kayar mafsaldaki sürtünme kuvvetinin şasi ve güç aktarma sistemlerinde oluşturduğu etkilerinin incelenmesi, Politeknik Dergisi, Cilt. 7(4), s. 307-314.
- [17] Fischer, I.S., Paul, R.N. 1991. Kinematic displacement analysis of a double-cardan-joint driveline, Journal of Mechanical Design, Cilt. 113(3), s. 263-271. DOI: 10.1115/1.2912778