

ÇİFT ENİNE YÖN VERİCİLİ ASKI SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ KONUM ANALİZİ

M. Murat TOPAÇ*

*Dokuz Eylül Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi, Makine
Mühendisliği Bölümü,
Otomotiv Anabilim Dalı, Bornova, İzmir
murat.topac@deu.edu.tr*

Soner ÖZDEL

*Dokuz Eylül Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi, Makine
Mühendisliği Bölümü, Bornova, İzmir*

N. Sefa KURALAY

*Dokuz Eylül Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi, Makine
Mühendisliği Bölümü
Otomotiv Anabilim Dalı, Bornova, İzmir*

ÖZET

Şehirler arası kullanım amacıyla tasarlanan bir yolcu otobüsünün ön aksında uygulanması düşünülen bağımsız askı sisteminin üç boyutlu konum analizi yapılmıştır. Bu amaçla, askı sisteminin kinematik büyüklüklerini, tekerleğin karoseriye göre izafi hareketine bağlı olarak hesaplayan vektörel cebir tabanlı bir bilgisayar uygulaması oluşturulmuştur. Bu şekilde, tekerleğin düşey eksenindeki hareketi ve/veya yönlendirilmesi sırasında, kamber açısı, kaster açısı, dingil pimi açısı gibi kinematik büyüklüklerdeki değişimler belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar, üç boyutlu konum analizine olanak sağlayan bir ticari paket yazılım yardımıyla doğrulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Taşıt dinamiği, askı sistemi kinematiği, konum analizi, uzaysal mekanizmalar, vektör cebri, dönüşüm matrisi

Computer Aided Position Analysis of A Double Wishbone Suspension

ABSTRACT

Position analysis of an independent suspension that will be used in an inter-city passenger bus is carried out. For this purpose, a vector algebra-based computer application that calculates the kinematic properties of the suspension system depending on the relative motion of the wheels according to vehicle body was developed. In this way, changes in the kinematic properties such as camber angle, caster angle and kingpin angle, during the vertical and / or steering motion of the wheel were determined. The results obtained were confirmed by using a commercial software package which allows three-dimensional position analysis.

Keywords : Vehicle dynamics, suspension kinematics, position analysis, spatial mechanisms, vector algebra, transformation matrix

* İletişim yazarı

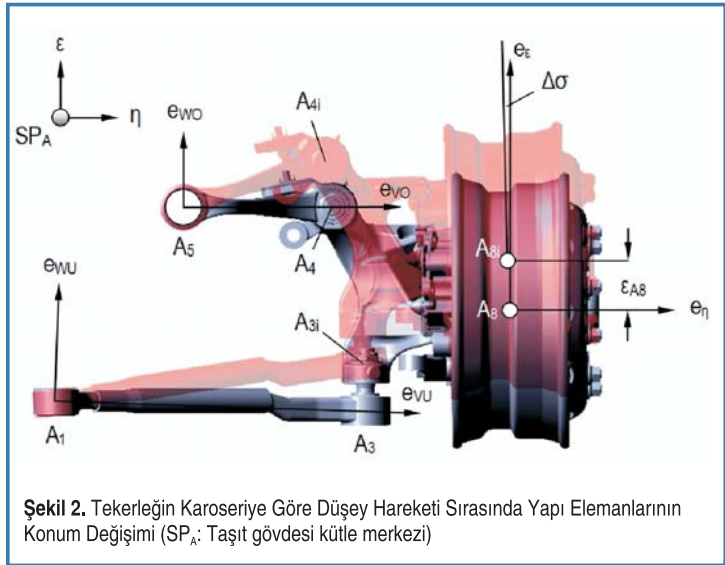
Geliş tarihi : 03.03.2010

Kabul tarihi : 27.05.2010

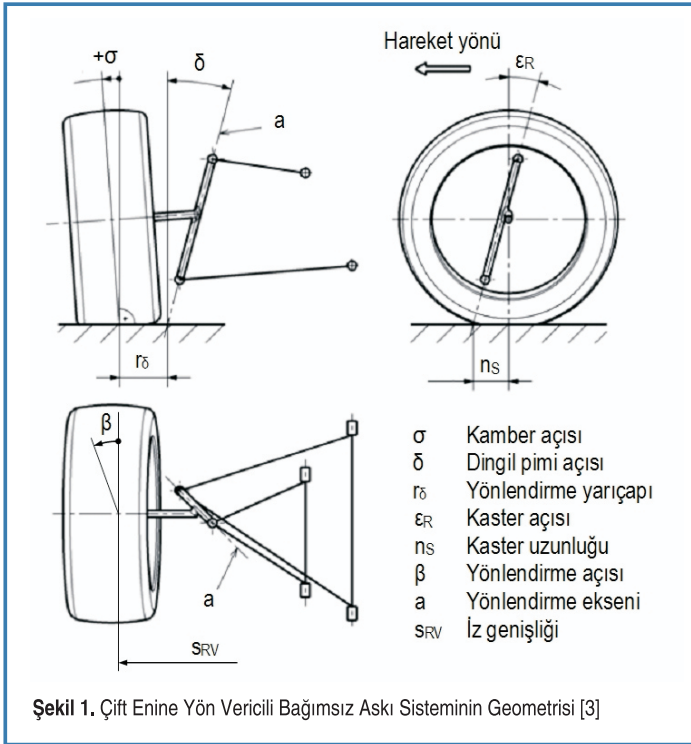
GİRİŞ

Taşıt süspansiyon sistemlerinin tasarımındaki temel beklentilerden biri, yaylandırılmamış kütlelerin mümkün olduğunca düşük tutulmasıdır. Bununla birlikte özellikle ağır taşıt uygulamalarında, yük taşıma kapasitesi ve üretiminin ucuzluğu nedeniyle genellikle sabit aks konstrüksiyonları kullanılmaktadır. Ancak bu uygulama taşıtın yaylandırılmamış kütlelerinin önemli ölçüde artırılması anlamına da gelmekte, yolculuk konforunu ve tekerlek-yol temasını olumsuz etkilemektedir [1,2]. Günümüzde bazı otobüs üreticileri, yolcu otobüslerinin ön aksında taşıyıcı olarak bağımsız askı sistemlerini tercih etmektedir. Böyle bir uygulama ise yaylandırma tekniği açısından uygun olmakla birlikte, askı sisteminin henüz tasarım aşamasında üç boyutlu uzaysal bir mekanizma olarak yeterince incelenmesi zorunluluğunu da gündeme getirmektedir. Zira sabit akslardan farklı olarak, bağımsız askı sistemlerinde, taşıt gövdesinin yaylandırılması ve/veya tekerleğin yönlendirilmesi durumlarında, Şekil 1'de görülen kamber açısı, dingil pimi, yönlendirme yarıçapı ve iz genişliği gibi kinematik parametrelerde, kimi zaman önemli sayılabilecek değişimler ortaya çıkmakta, bu da taşıtın yol yüzeyindeki dinamik özelliklerine etki etmektedir (Şekil 2). Bu nedenle, yol taşıtının dinamik davranışı ve özgül yönlenme karakteristiğini belirleyen unsurlardan bir tanesi, kullanılan askı sisteminin kinematik ve dolayısıyla konstrüktif yapısıdır.

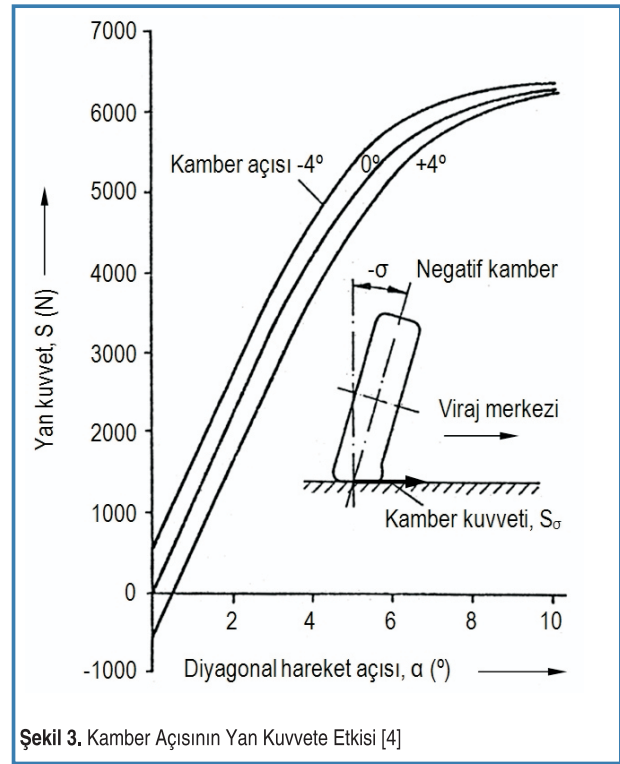
Taşıt tekerleğine viraj hareketi sırasında etkileyen yan kuvvetin diyagonal hareket açısına bağlı değişimi, kamber açısının değişik değerleri için Şekil 3'te örnek olarak verilmektedir. Buna göre, kamber açısının taşıt gövdesi yalpasına bağlı değişimi, tekerleğin virajda yan kuvvet alabilme yeteneğini değiştirmektedir [4]. Tasarım aşamasında askı sistemi yapı elemanlarının uygun şekilde boyutlandırılmasıyla bu değişim, öngörülen sınırlar dahilinde tutulabilir. Bu ise sistemin kinematik açıdan tam olarak değerlendirilebilmesiyle mümkündür. Askı sisteminin kinematik özelliklerinin tasarım



Şekil 2. Tekerleğin Karoseriye Göre Düşey Hareketi Sırasında Yapı Elemanlarının Konum Değişimi (SP_A: Taşıt gövdesi kütle merkezi)



Şekil 1. Çift Enine Yön Vericili Bağımsız Askı Sisteminin Geometrisi [3]



Şekil 3. Kamber Açısının Yan Kuvvete Etkisi [4]

Transformasyon Matrisi

Bir mekanizma kinematik olarak, kendisini oluşturan uzuvlar arasındaki hareketle tanımlana-bilir. Mekanizmada hareketin tarif edilebilmesi için sabit ve hareketli birer referans eksen takımına ihtiyaç duyulur [16,17]. Hareket sırasında bu iki takım arasında, açısal ve/veya doğrusal olarak konum farklılıkları ortaya çıkar. Belirli bir eksen takımına göre tanımlanmış bir vektörün, konum değiştirmiş bir başka eksen takımında ifade edilmesi için anılan iki takım arasında transformasyon matrisi olarak da adlandırılan dönme tansörlerinin tanımlanması gerekir [18-22]. Şekil 6'da A_0 vektörünün O_0 (X_0 - Y_0 - Z_0) ve O_1 (X_1 - Y_1 - Z_1) referans eksen takımları arasındaki iki boyutlu vektör transformasyonu görülmektedir [23]. Burada O_1, O_0 a göre X_0 eksenine çevresinde α açısı kadar dönmüştür. Bu durumda vektörün, O_1 e göre yeni bileşenleri;

$$Ax_1 = Ax_0 \quad (1.a)$$

$$Ay_1 = Ay_0 \cos \alpha + Az_0 \sin \alpha \quad (1.b)$$

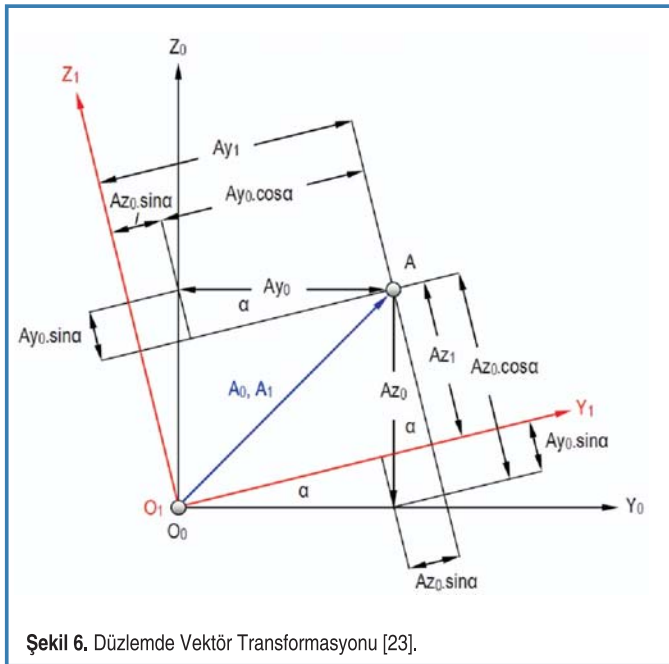
$$Az_1 = -Ay_0 \sin \alpha + Az_0 \cos \alpha \quad (1.c)$$

olarak yazılabilir. Bu denklemler matris formunda düzenlenirse, A_0 vektörünün O_1 e göre yeni ifadesi;

$$A_1 = \begin{bmatrix} Ax_1 \\ Ay_1 \\ Az_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Ax_0 \\ Ay_0 \\ Az_0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

ya da,

$$A_1 = T^{-1} \cdot A_0 \quad (3)$$



Şekil 6. Düzlemde Vektör Transformasyonu [23].

şeklinde dir. Burada T^{-1} , X_0 - Y_0 - Z_0 ve X_1 - Y_1 - Z_1 eksen takımları arasında tarif edilen transformasyon matrisidir.

Alt yön Verici Rotilinin Hareketi

Alt yön verici rotinin (A_3), taşıt gövdesi kütle merkezi SP_A ya sabitlenmiş ξ - η - ε referans eksen takımına göre vektörel yerleşimi Şekil 7'de görülmektedir. A_3 konumunun vektörel hesabında önce A_1 ile O_1 arasındaki A_1O_1 uzunluğu,

$$\overline{A_1O_1} = \frac{(r_{A_3} - r_{A_1}) \cdot (r_{A_2} - r_{A_1})}{|r_{A_2} - r_{A_1}|} \quad (4)$$

olarak belirlenmiş ve

$$A_1O_1 = \overline{A_1O_1} \frac{(r_{A_2} - r_{A_1})}{|r_{A_2} - r_{A_1}|} \quad (5)$$

vektörüne dönüştürülmüştür. Bu vektörün A_1 konum vektörüyle,

$$r_{O_1} = r_{A_1} + A_1O_1 \quad (6)$$

şeklinde toplanması sonucunda ise O_1 in kütle merkezine göre konum vektörü olan r_{O_1} bulunmuştur. O_1 noktasına yerleştirilmiş e_{UU} - e_{VU} - e_{WU} birim vektör takımı ise,

$$e_{UU} = \frac{(r_{A_1} - r_{A_2})}{|r_{A_1} - r_{A_2}|} = A_{UU}e_\xi + B_{UU}e_\eta + C_{UU}e_\varepsilon \quad (7.a)$$

$$e_{VU} = \frac{(r_{A_3} - r_{O_1})}{|r_{A_3} - r_{O_1}|} = A_{VU}e_\xi + B_{VU}e_\eta + C_{VU}e_\varepsilon \quad (7.b)$$

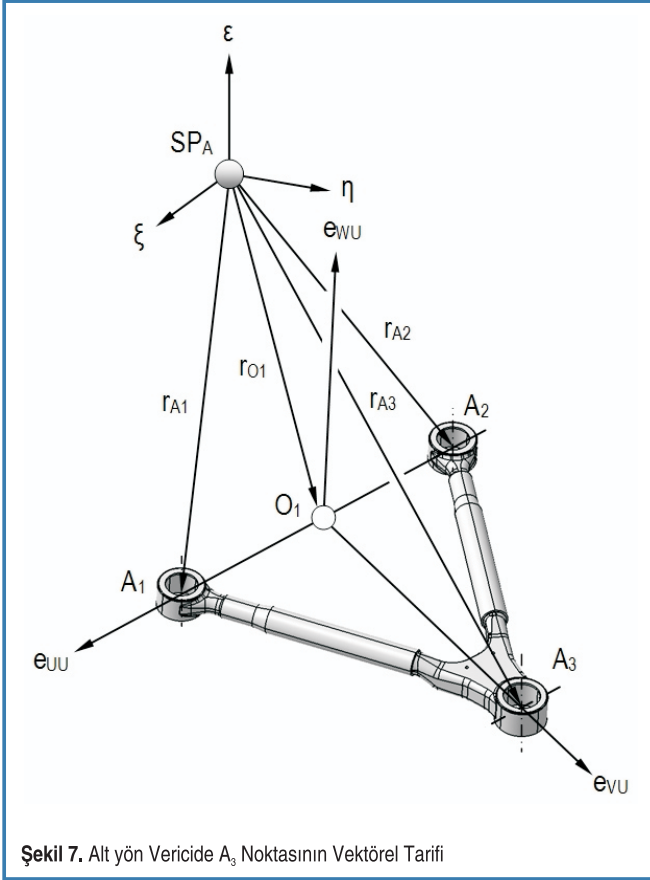
$$e_{WU} = (e_{UU} \times e_{VU}) = A_{WU}e_\xi + B_{WU}e_\eta + C_{WU}e_\varepsilon \quad (7.c)$$

bağıntılarıyla hesaplanmıştır. Burada A, B ve C ile ifade edilen değerler vektör transformasyonu ile bulunan katsayılardır.

Böylece, ξ - η - ε ve e_{UU} - e_{VU} - e_{WU} eksen takımları arasında transformasyon matrisi T_1^{-1} ,

$$T_1^{-1} = \begin{bmatrix} A_{UU} & A_{VU} & A_{WU} \\ B_{UU} & B_{VU} & B_{WU} \\ C_{UU} & C_{VU} & C_{WU} \end{bmatrix} \quad (8)$$

şeklinde yazılmıştır. En genel durumda, askı sisteminin alt salıncağının, karoseriye sabit A_1 ve A_2 mesnet noktalarından geçen bir doğru etrafında, O_1 izdüşüm noktasını merkez kabul eden O_1A_3 yarıçaplı hayali bir küre üzerinde bulunan bir çember yayı boyunca hareket ettiği düşünülebilir (Şekil 8; 2 eğrisi) [10]. Burada özel olarak A_1A_2 doğrusunun kütle merkezine sabit ξ eksenine paralel olması halinde anılan hareket, η - ε düzlemine paralel bir çember üzerinde gerçekleşmektedir (Şekil 8; 1 eğrisi). Yaylanma sonrasında A_{3i}



Şekil 7. Alt yön Vericide A₃ Noktasının Vektörel Tanımı

koordinatının belirlenebilmesi için O₁ noktasında bulunan e_{UU}-e_{VU}-e_{WU} koordinat sisteminde A₃ konum vektörü r_{A3}* Şekil 7 ve Şekil 8'e göre;

$$r_{A3}^* = \overline{O_1 A_3} \cdot e_{VU} \quad (9)$$

olarak yazılır. Burada O₁A₃ uzunluğu,

$$\overline{O_1 A_3} = \left| (r_{A3} - r_{A1}) \times e_{UU} \right| \quad (10)$$

bağıntısıyla ifade edilebilir. A₃ noktasının A₁A₂ hattı çevresinde;

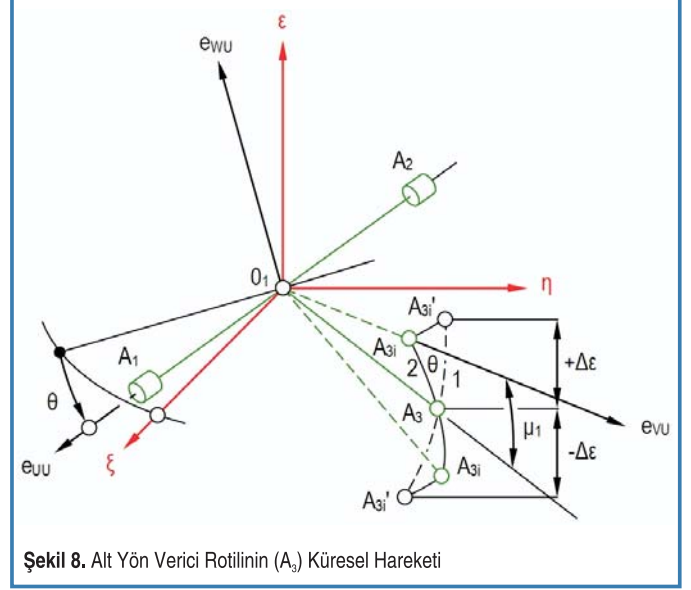
$$\mu_1 \approx \sin^{-1} \left(\frac{\Delta \epsilon_K}{\overline{O_1 A_3} \cdot e_{WU}} \right) \quad (11)$$

kadar açısal yer değiştirmesi durumunda, A₃ noktasının yeni konumu e_{UU}-e_{VU}-e_{WU} koordinat sistemine göre;

$$r_{A3i}^* = \overline{O_1 A_3} \cdot (\cos \mu_1 \cdot e_{VU} + \sin \mu_1 \cdot e_{WU}) \quad (12)$$

olarak ifade edilebilir.

Aynı noktanın ξ-η-ε referans eksen takımına göre yeni konum vektörü ise, T₁⁻¹ yardımıyla



Şekil 8. Alt Yön Verici Rotilinin (A₃) Küresel Hareketi

$$r_{A3i} = r_{O1} + T_1^{-1} \cdot r_{A3i}^* = \begin{bmatrix} \xi_{A3i} \\ \eta_{A3i} \\ \epsilon_{A3i} \end{bmatrix} \quad (13)$$

şeklinde belirlenmiştir.

Üst Yön Verici Mafsalının Hareketi

Üst yön verici mafsalı A₄'ün hareketi, A₃ noktasının konumuna bağlı olarak tanımlanmıştır. A₄ Noktası, O₂ merkezi çevresinde μ₂ kadar açısal yer değiştirdiğinde O₂A₄ yarıçaplı bir çemberin çevresinde hareket eder. A₃A₄ doğrusunun kütle merkezine sabit ξ eksenine paralel olmaması halinde A₄ küresel bir hareket yapar. Mekanizmanın hareketi sırasında A₄ ün bulunması mümkün konumlar, en genel durumda, A₃ merkezli A₃A₄ yarıçaplı Küre 1 ve O₂ merkezli O₂A₄ yarıçaplı Küre 2'nin, Şekil 9'da görülen ara kesiti üzerindedir. A₄ aynı zamanda, Küre 2'nin A₅ ve A₆ y1 barındıran kesiti (Düzlem 1) üzerinde bulunmaktadır [10], [24]. Küre 1 ve Küre 2 denklemleri;

$$(r - r_{A3i})^2 = A_3 A_4^2 \quad (14.a)$$

$$(r - r_{O2})^2 = O_2 A_4^2 \quad (15.a)$$

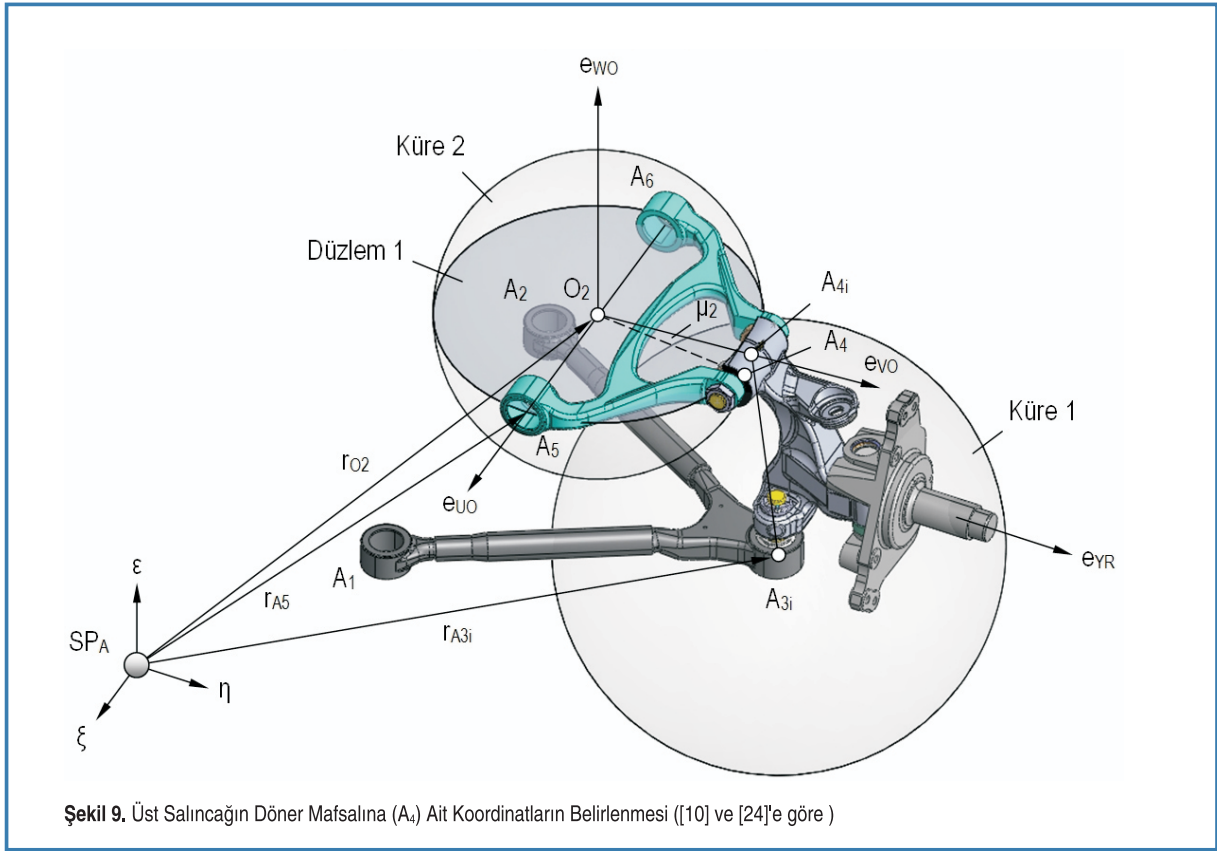
Ya da açık halde,

$$(\xi - \xi_{A3i})^2 + (\eta - \eta_{A3i})^2 + (\epsilon - \epsilon_{A3i})^2 = A_3 A_4^2 \quad (14.b)$$

$$(\xi - \xi_{O2})^2 + (\eta - \eta_{O2})^2 + (\epsilon - \epsilon_{O2})^2 = O_2 A_4^2 \quad (15.b)$$

olarak yazılabilir. Burada,

$$A_3 A_4 = \left[(\xi_{A3} - \xi_{A4})^2 + (\eta_{A3} - \eta_{A4})^2 + (\epsilon_{A3} - \epsilon_{A4})^2 \right]^{0.5} \quad (16)$$



Şekil 9. Üst Salıncağın Döner Mafsalına (A₄) Ait Koordinatların Belirlenmesi ([10] ve [24]'e göre)

$$O_2A_4^2 = (r_{A4} - r_{A6}) \times e_{VO} \quad (17)$$

bağıntılarıyla tanımlıdır. Bu şekilde oluşturulan küre denklemlerinin, O₂A₄ yarıçaplı çemberin düzlemini tarif eden;

$$(r - r_{A4}) \cdot e_{VO} = 0 \quad (18)$$

denklemleriyle ortak çözümünden, A_{4i} noktasının yeni koordinatları hesaplanmıştır.

İncelenen özel uygulamada, doğrultusu e_l birim vektörüyle tarif edilen dingil pimi, A₃ ve A₄ noktalarını birleştiren doğruya, ξ-ε ve η-ε düzlemlerinde paraleldir. Bundan dolayı, A_{3i} ve A_{4i} noktalarının tanımlanmasıyla, dingil pimi açısı δ;

$$\delta = \text{tg}^{-1} \left(\frac{\eta_{A3i} - \eta_{A4i}}{\epsilon_{A4i} - \epsilon_{A3i}} \right) \quad (19)$$

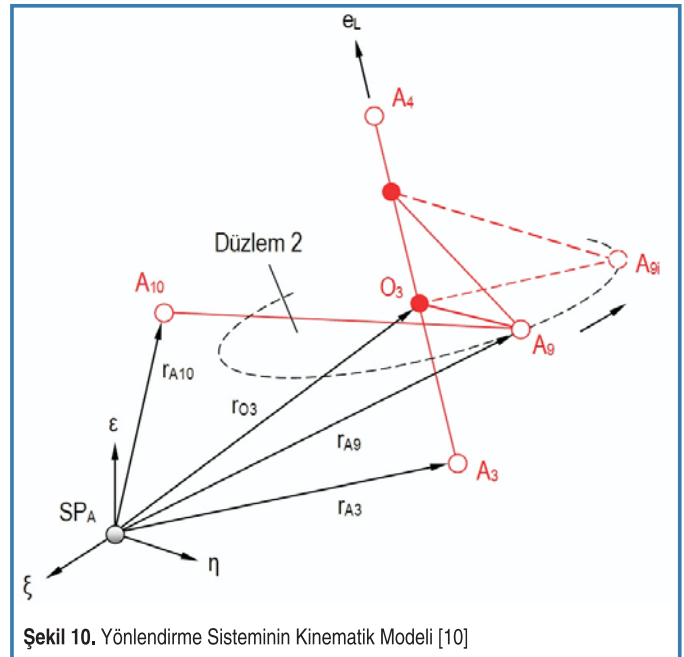
ve kaster açısı ε_R;

$$\epsilon_R = \text{tg}^{-1} \left(\frac{\xi_{A3i} - \xi_{A4i}}{\epsilon_{A4i} - \epsilon_{A3i}} \right) \quad (20)$$

şeklinde hesaplanmıştır.

Yönlendirme Sisteminin Etkisi

Şekil 10 ve Şekil 11'de, yönlendirme ekseninin, A₃-A₄ doğrusu üzerinde bulunduğu basit durum görülmektedir. Tekerleğin düşey yöndeki hareketi sırasında direksiyonun sabit tutulması durumunda, yönlendirme sisteminin kinematığı tekerlek



Şekil 10. Yönlendirme Sisteminin Kinematik Modeli [10]