

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BAĞIMSIZ ASKI SİSTEMİ DİNAMİK
DAVRANIŞININ MATEMATİK TAŞIT MODELİ
ÜZERİNDE SAYISAL İNCELENMESİ**

Soner ÖZDEL

Ekim, 2010

İZMİR

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BAĞIMSIZ ASKI SİSTEMİ DİNAMİK
DAVRANIŞININ MATEMATİK TAŞIT MODELİ
ÜZERİNDE SAYISAL İNCELENMESİ**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makina Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon - İmalat Anabilim Dalı

Soner ÖZDEL

Ekim, 2010

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

SONER ÖZDEL, tarafından **PROF. DR. N. SEFA KURALAY** yönetiminde hazırlanan “**BAĞIMSIZ ASKI SİSTEMİ DİNAMİK DAVRANIŞININ MATEMATİK TAŞIT MODELİ ÜZERİNDE SAYISAL İNCELENMESİ**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. N. Sefa KURALAY

Yönetici

Jüri Üyesi

Jüri Üyesi

Prof.Dr. Mustafa SABUNCU

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Motorlu taşıtlar alanındaki değerli bilgisi ve yaklaşımı ile bu konuda ilerlememi sağlayan, çalışmalarıyla ufkumu genişleten, değerli hocam, Sn. Prof. Dr. N. Sefa KURALAY'a;

Bu yüksek lisans tezinin her aşamasında değerli fikirlerini benden esirgemeyen Ar. Gör. M. Murat TOPAÇ'a ve sayısal çözümlene konusundaki yardımlarından dolayı Sn. Doç. Dr. Zeki KIRAL'a;

Őu ana gelmemde büyük paya sahip, eęitim hayatım boyunca beni sonuna kadar destekleyen aileme;

Sabrını ve sevgisini benden esirgemeyen "değerli arkadaşım" Mak. Müh. Seçil ÇALIŐKAN'a;

Teşekkür ederim.

Soner ÖZDEL

BAĞIMSIZ ASKI SİSTEMİ DİNAMİK DAVRANIŞININ MATEMATİK TAŞIT MODELİ ÜZERİNDE SAYISAL İNCELENMESİ

ÖZ

Bu çalışmada, bağımsız askı sistemlerinin kinematik karakteristiklerinin, taşıtın viraj davranışı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Taşıt gövdesi ile tekerleklerin hareketlerinin, ikinci derece diferansiyel denklem ifadeleriyle açıklandığı beş kütle ve onbir serbestliğe sahip bir matematik model yardımıyla, MATLAB® tabanlı bir simülasyon programı oluşturulmuştur. Bağımsız askı sistemi geometrisindeki değişimlerin, taşıtın viraj karakteristikleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Anahtar sözcükler : Taşıt dinamiği, Bağımsız askı sistemi, Matematik model, Sayısal yöntemler

NUMERICAL ANALYSIS OF DYNAMIC BEHAVIOUR OF THE INDEPENDENT SUSPENSION SYSTEM ON A MATHEMATICAL VEHICLE MODEL

ABSTRACT

In this study, the effects of the kinematic parameters of the independent suspension systems on the cornering behavior of the road vehicle were investigated. By using a five-mass, 11 degrees of freedom mathematical model based on the second order differential equations that were generated from generalized coordinates of the vehicle body and the wheels, a MATLAB[®]-based computer program was developed. The effects of the independent suspension geometry on ride characteristics of the vehicle were studied.

Keywords : Vehicle dynamics, Independent suspensions, Mathematical model, Numerical methods

İÇİNDEKİLER

Sayfa

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v

BÖLÜM BİR - GİRİŞ..... 1

BÖLÜM İKİ - TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİ..... 3

2.1 Giriş	3
2.1.1 Sabit Aks Sistemleri.....	3
2.1.2 Bağımsız Askı Sistemleri.....	4
2.1.2.1 Çift Enine Yön Vericili Askı Sistemi.....	4
2.1.2.2 Mc Pherson Yay Bacaklı Askı Sistemi	5
2.1.2.3 Diyagonal Yön Vericili Askı Sistemi.....	5
2.1.2.4 Sarkaç Aks.....	6
2.2 Ön Aks Geometrisindeki Karakteristik Değerler	7

BÖLÜM ÜÇ - BAĞIMSIZ ASKI SİSTEMİNİN KİNEMATİK MODELİ 8

3.1 Giriş	8
3.2 Askı Sisteminin Kinematik Modeli	8
3.2.1 Mc Pherson Yay Bacaklı Askı Sistemi	8
3.2.1.1 Salıncak Rotili A_3 Noktasının Hareketi	10
3.2.1.2 Yönlendirme Sisteminin Etkisi	14

3.2.1.3 Tekerlek Merkezi A ₈ Noktasının Hareketi.....	15
3.2.1.4 Yönlendirme Sisteminin Kinematığı.....	16
3.2.2 Diyagonal Yön Vericili Askı Sistemi	18
3.3 Eşdeğer Katı Modelin Hazırlanması.....	23
3.4 Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması.....	24
BÖLÜM DÖRT - TAŞIT MODELİ.....	29
4.1 Giriş	29
4.2 Kuvvet Etki Noktalarının Bulunması	30
4.3 Tekerlek Kuvvetlerinin Bulunması	33
4.4 Taşıt Gövdesi Hareket Denklemleri	38
BÖLÜM BEŞ - SÜRÜŞ SİMÜLASYONLARI	40
5.1 Giriş	40
5.2 Ackermann Prensibi	40
5.3 Kamber Açısı Değişiminin Taşıtın Viraj Karakteristiğine Etkisi	43
BÖLÜM ALTI - SONUÇ	53
KAYNAKLAR	55
EKLER.....	57
E.1 Seçilen Taşıtın Askı Sistemi Kinematik Koordinatları.....	57

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Bir ürün, tasarımından itibaren seri üretim durumuna gelinceye kadar birçok aşamadan geçmektedir. Günümüz endüstri anlayışında, bu süreçlerin uzaması, iş gücü, para ve malzeme kaybı, ve hatta pazar kaybı anlamına gelmektedir.

Bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle son on yılda mühendislik uygulamaları anlamında en olumlu gelişme, üç boyutlu ürün modelleme ve analiz yazılımları olmuştur. Bu yazılımların çeşitlenmesi sonucunda ürün geliştirme sürelerinde gözle görülür bir düşüş sağlanmıştır. Geçmişte prototip oluşturma ve yapılan deneylere harcanan iş gücü ve malzeme miktarı; analiz yazılımlarıyla birlikte, doğru parametreler ve sınır koşulları kullanılarak elde edilen düşük hata payına sahip sonuçlar sayesinde minimize edilmiştir.

Taşıt dinamiği disiplininde yapılan uygulamaların temelini oluşturan matematik modelleme ve taşıt yol tutuşu hakkındaki ilk çalışmalar, yirminci yüzyılın ikinci yarısından itibaren başlamıştır. 1956 yılında William F. Milliken, David W. Whitcomb ve Cornell Aeronautical Laboratory'den Leonard Segel, taşıt yol tutuşu hakkında ilk teorik çalışmaları ortaya koymuş ve bu konuda bir dizi makale yayınlamışlardır. Bu yayınlar, halen günümüzde yapılmakta olan çalışmalarda referans olarak verilmektedir. Süregelen yıllarda çoklu cisim sistemi kavramı ortaya atılmış ve çalışmalar bu yeni kavramlar ışığında geliştirilmiştir.

1985 yılında W. Kortüm ve W. Schiehlen yayınladıkları bir makalede bir çoklu cisim sistemi programından istenen özellikleri ortaya koymuş ve yazdıkları iki kod ile o dönemde bazı basit araç modellerini tanımlamışlardır. (Lowndes, 1998).

1993 yılında W. Kortüm ve R.S. Sharp; Vehicle System Dynamics dergisine aralarında ADAMS, AUTOSIM, SIMPACK ve MEDYNA'nın da bulunduğu 27 ayrı çoklu cisim sistemi programını incelemiş ve taşıt simülasyonu kodları hakkında bir yayın vermiştir (Kortüm ve Sharp, 1993).

Günümüzde de bu kavramların çalışılmasına devam edilmektedir. Bu çalışma ile taşıt dinamiği konusuna bir katkıda bulunulması hedeflenmiştir.

Bu çalışmada taşıt dinamiğinin temel unsurlarından biri olan, şasi – yol bağlantısını sağlayan taşıt askı sistemleri incelenmiştir. Bu sistemlerin, taşıt dinamiğine etkisinin parametrik incelenmesini mümkün kılan bir matematik model kullanılarak yapılan bu çalışmanın, yukarıda belirtilen amaçları karşılayarak taşıt tasarımı esnasında yapılacak ön hesapları basitleştirmesi hedeflenmiştir.

BÖLÜM İKİ

TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİ

2.1 Giriş

Tekerlek askı sistemleri, taşıtın yol ile temasını sağlayan elemanlardır. Bu sistemlerden beklenen genel özellikler;

- Tekerleklerin yol ile kesintisiz temasını sağlamak
- Tekerleklerden gelen tahrik, fren ve yan kuvveti karşılayarak kontrol altında tutmak
- Şasinin yapacağı yalpa hareketini sınırlandırmak
- Taşıt içerisindeki seyir konforunu olumsuz etkileyebilecek, yoldan taşıta aktarılacak düzgünlükleri sönmölemek (Gillespie, 1992).

şeklinde özetlenebilir.

Tekerlek askı sistemleri bağlantı tiplerine göre ikiye ayrılmaktadır. Bunlar;

1. Sabit Askı Sistemleri
2. Bağımsız Askı Sistemleri'dir.

2.1.1 Sabit Aks Sistemleri

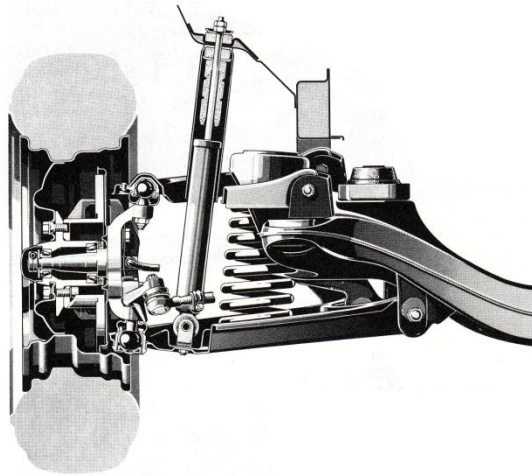
Sabit akslar; iki tekerleğin rijit bir aks ile birbirine bağlanması ile oluşur. Bu sistemler şasiye ise yaprak yaylar ve yön verici kollar yardımıyla bağlanırlar. Bu askı sisteminde tekerleklerden birine verilen hareket diğerine de aktarılmış olur. Sabit aksların en büyük dezavantajı, bir tekerleğin bir engeli aşması sırasında oluşan kamber değişiminin aksın aldığı eğimli pozisyon nedeniyle diğer tekerleği de etkilemesidir. Ancak ekonomik olmaları ve yüksek taşıma kapasitesine imkan vermeleri nedeniyle sabit askı sistemleri genellikle ticari araçlarda (kamyon, kamyonet vb.) ve bazı binek otomobillerin arka aksında kullanılırlar.

2.1.2 Bağımsız Askı Sistemleri

Binek taşıtlarda aks konstrüksiyonları için kısıtlı alan bulunması ve konfor ihtiyacı bağımsız askı sistemlerinin ortaya çıkmasına neden olmuştur. Bağımsız askı sistemleri küçük boyutlara sahip olmakla birlikte konstrüksiyon ve imatları sabit akslara oranla daha güçtür. Ancak bağımsız askı sistemi konstrüksiyonlarındaki yaylandırılmamış kütlelerin azlığı taşıtın seyir konforunu ve tekerlek – yol temasını olumlu yönde etkilemektedir. İleriki bölümlerde taşıtların ön ve arka aks konstrüksiyonlarında sıklıkla kullanılan dört adet askı sistemine yer verilmiştir.

2.1.2.1 Çift Enine Yön Vericili Askı Sistemi

Aracın enine eksenine yerleştirilmiş iki yön vericinin birbirine bağlanması ile oluşan çift enine yön vericili askı sisteminin hareketi bir yay –amortisör çifti ile kontrol edilmektedir.

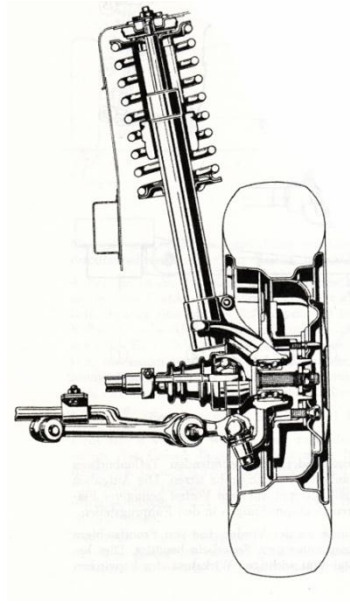


Şekil 2.1 Çift enine yön vericili askı sistemi

(Daimler-Benz) (Reimpell, 1976)

2.1.2.2 Mc Pherson Yay Bacaklı Askı Sistemi

Mc Pherson yay bacaklı askı sistemi, çift enine yön vericili askı sisteminden türemiştir. Üst enine yön verici, dingil pimine bağlı çift borulu bir amortisör ile yer değiştirmiştir (Kuralay, 2008a). Tekerleğin yaylanması, bu amortisör ve amortisör ile eş merkezli olarak yerleştirilmiş helisel bir yay ile kontrol edilmektedir.

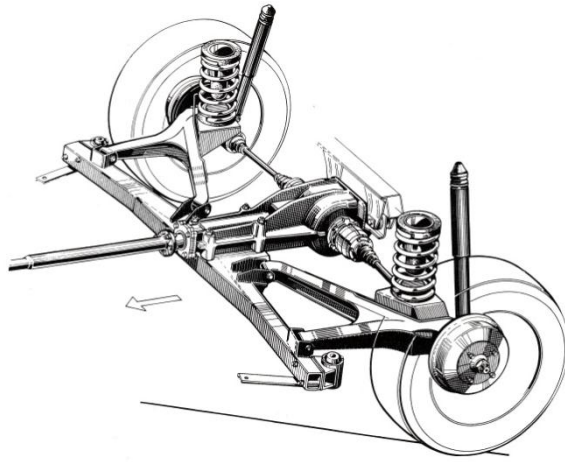


Şekil 2.2 Mc Pherson yay bacaklı askı sistemi

(Reimpell, 1976)

2.1.2.3 Diyagonal Yön Vericili Askı Sistemi

Arka aks konstrüksiyonlarında sıklıkla görülen diyagonal yön vericili askı sistemi üçgen formundaki bir yön vericiden oluşur. Bu yön vericide dönme eksenini taşıyan gövdesi üzerindeki her iki askı noktasından araç enine eksenine eğimli (ϵ) ve araç ortasına eğimli (α) olarak geçer (Kuralay, 2008a).

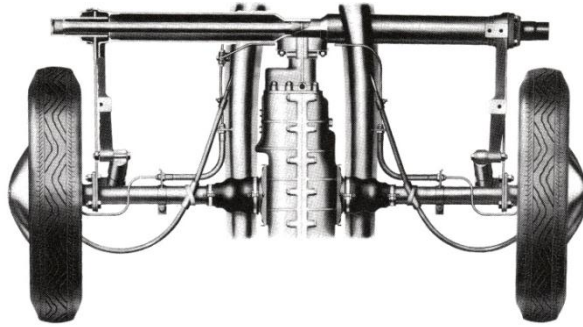


Şekil 2.3 Diyagonal yön vericili askı sistemi

(Reimpell, 1976)

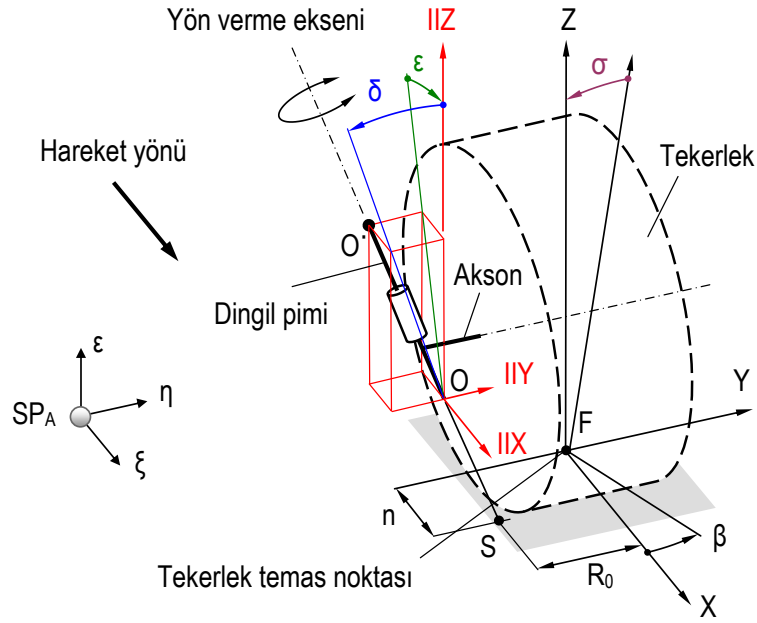
2.1.2.4 Sarkaç Aks

Sarkaç akslar araç şasisinde bulunan mafsallar etrafında dönme yaparlar. Bu akslarda yaylanma hareketi helisel yaylar veya burulma çubukları yardımıyla sağlanır.



Şekil 2.4 Sarkaç aks (Reimpell, 1976)

2.2 Ön Aks Geometrisindeki Karakteristik Değerler



Şekil 2.5 Tekerlek askı sistemindeki karakteristik değerler (Topaç ve diğer., (2007)'ye göre)

Şekil 2.5'te verilen ön aks geometrisinin karakteristik değerleri aşağıda verilmiştir.

- Yön verme eksenini : Tekerleğin etrafında döndüğü eksenidir.
- Yön verme açısı (β) : Tekerleğe verilen açıdır.
- Kamber açısı (σ) : Tekerlek düzlemi ile yola dik düzlem arasında kalan açıdır.
- Kaster açısı (ϵ) : Yön verme ekseninin ξ - ϵ düzlemindeki izdüşümünün ϵ eksenine göre yaptığı açıdır.
- Dingil pimi açısı (δ) : Yön verme ekseninin η - ϵ düzlemindeki izdüşümünün ϵ eksenine göre yaptığı açıdır.
- Kaster mesafesi (n) : Yön verme ekseninin yeri kestiği nokta ile tekerlek temas noktasının arasında kalan mesafenin ξ eksenindeki izdüşümüdür.
- Yön verme yuvarlanma dairesi yarıçapı (R_0) : Yön verme ekseninin yeri kestiği nokta ile tekerlek temas noktasının arasında kalan mesafenin η eksenindeki izdüşümüdür.

BÖLÜM ÜÇ

BAĞIMSIZ ASKI SİSTEMİNİN KİNEMATİK MODELİ

3.1 Giriş

Bu bölümün birinci kısmında, çift enine yön vericili askı sisteminin özel bir durumu olarak, binek taşıtların ön aksında sıklıkla tercih edilen, Mc Pherson yay bacaklı askı sistemi incelenmiştir. Mc Pherson yay bacaklı askı sisteminin oluşturulan matematik modeli, MATLAB® programı yardımıyla kinematik açıdan analiz edilmiştir. Ardından, taşıtların arka aksında kullanılan diyagonal yön vericili askı sisteminin kinematik analizi de aynı yöntemle gerçekleştirilmiştir.

İkinci kısımda ise, FunctionBay firmasının yapmış olduğu RecurDyn™ isimli ticari yazılımdan faydalanılarak, eşdeğer katı modelin nasıl oluşturulduğu anlatılmıştır.

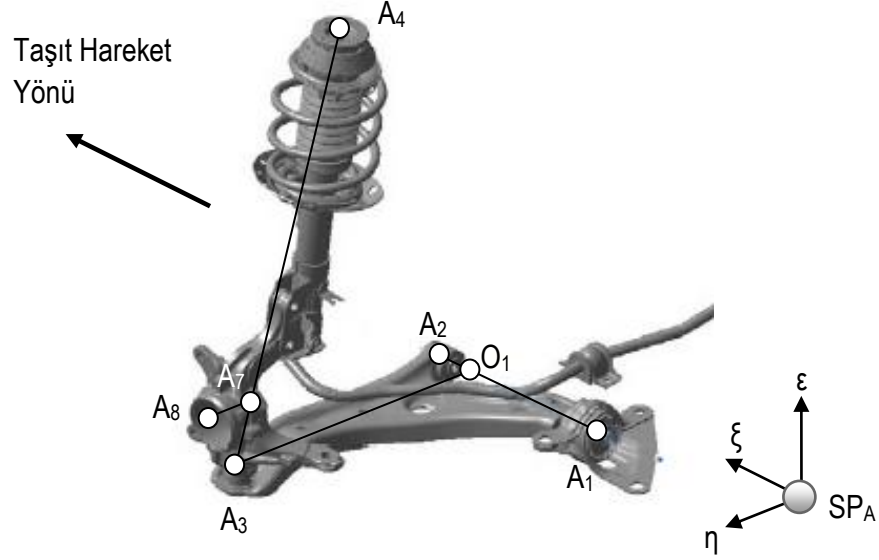
Üçüncü kısımda, kurulan matematik modellerin MATLAB® programı yardımıyla yapılan kinematik analizinden elde edilen sonuçlar ile, RecurDyn™ programında oluşturulmuş eşdeğer katı modelinden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve değerlendirilmiştir. Böylelikle, her iki askı sistemi için kurulan matematik modellerin belirli hareket kısıtları altında eşdeğer katı modele oranla hangi yaklaşıklıkta sonuç vermekte oldukları araştırılmıştır.

3.2 Askı Sisteminin Kinematik Modeli

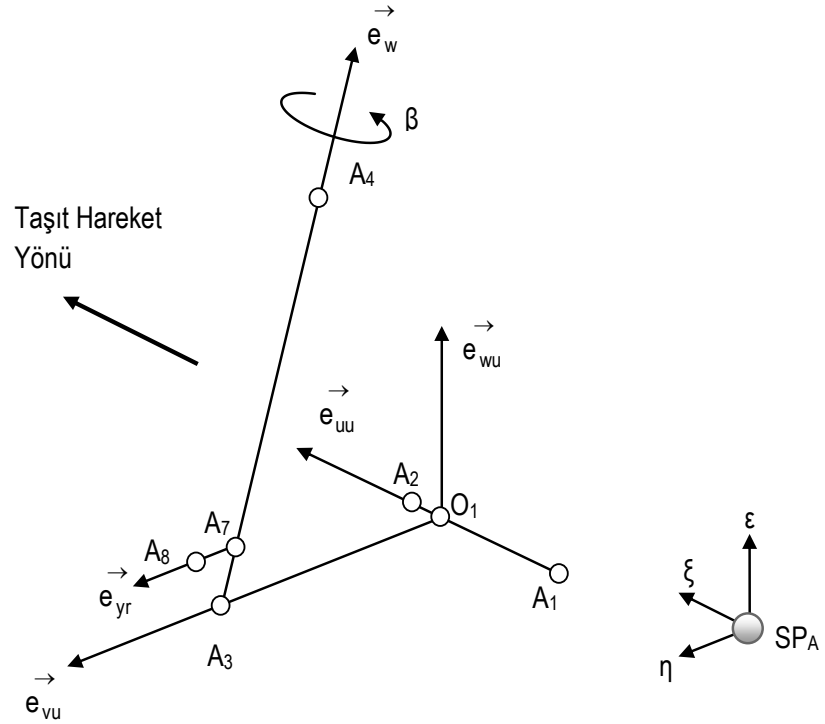
3.2.1 *Mc Pherson Yay Bacaklı Askı Sistemi*

Bir Mc Pherson yay bacaklı askı sistemi, bir tarafından şasiye diğer tarafından da tekerleğe bağlı bir salıncaktan ve bu salıncağın salınımını kontrol edecek bir yay-amortisör grubundan oluşmaktadır. Bu sistem, temelde çift enine yön vericili askı sistemine benzemekle birlikte; bundan farklı olarak üst salıncağın çıkartılması, aks konstrüksiyonunda hacim azalmasına sebebiyet verdiğinden ve taşıtın

yaylandırılmamış kütlesini azalttığından dolayı günümüzde binek otomobil üreticilerinin neredeyse tümü tarafından tercih edilmektedir.



Şekil 3.1 Mc Pherson yay bacaklı askı sisteminin temel noktaları



Şekil 3.2 Mc Pherson yay bacaklı askı sisteminin şematik gösterimi

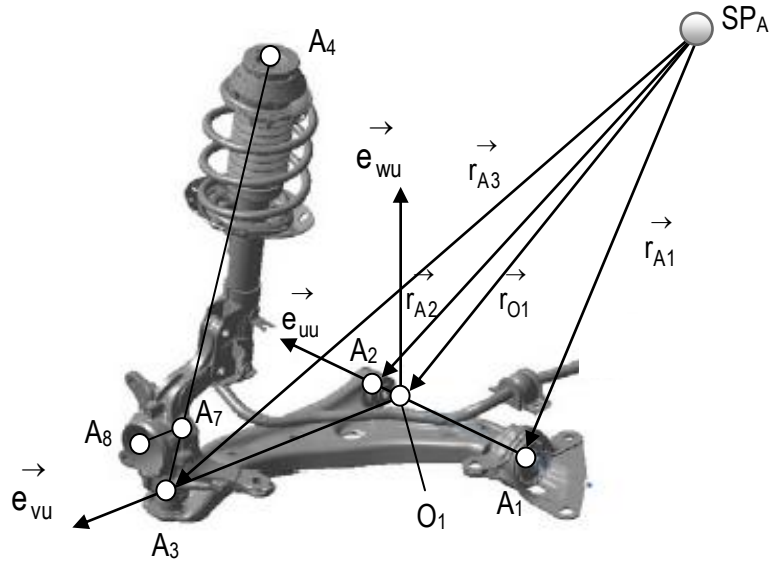
Şekil 3.1 ve Şekil 3.2'deki resimlerde Mc Pherson tipi bir askı sisteminin temel elemanları ve kinematik analizde kullanılacak eksen takımı ve noktalardan bazıları görülmektedir. Sistem kinematik açıdan, Şekil 3.2'de görülen altı nokta ($A_1...A_8$) ve bu noktaların uzaydaki yerleşimlerinden türetilen bir nokta (O_1) ile tarif edilebilmektedir.

Türetilen O_1 noktası, salıncak roteli A_3 'ün $\overline{A_1A_2}$ doğrultusu üzerindeki dik izdüşümüdür. Bu noktaya konumlandırılmış $\vec{e}_{uu} - \vec{e}_{vu} - \vec{e}_{wu}$ eksen takımını oluşturan birim vektörlerden \vec{e}_{uu} , taşıt gövdesine sabit bağlantı yataklarının ($\overline{A_1A_2}$) doğrultusunu; \vec{e}_{vu} ise $\overline{O_1A_3}$ doğrultusunu göstermektedir. Üçüncü boyutu oluşturan \vec{e}_{wu} birim vektörü ise bu iki birim vektörün vektörel çarpımlarından bulunmaktadır.

Mc Pherson askı sistemi, daha önce de bahsedildiği gibi çift enine yön vericili askı sisteminin özel bir durumunu teşkil ettiği için çift enine yön vericili askı sisteminde üst salıncağın şasi bağlantı noktalarını tarif eden A_5 ve A_6 noktaları Mc Pherson askı sisteminde amortisör – şasi bağlantısını oluşturan A_4 noktasına topaklanmış gibi düşünülür. $\overline{A_3A_4}$ doğrultusunu tarif eden \vec{e}_w vektörü, aracın yönlendirme eksenini temsil etmektedir.

3.2.1.1 Salıncak Roteli A_3 Noktasının Hareketi

Salıncak rotelinin (A_3), taşıtın kütle merkezini tanımlayan SP_A noktasına yerleştirilmiş $\xi - \eta - \varepsilon$ eksen takımına göre vektörel tanımı Şekil 3.3'te görülmektedir. A_3 noktasının, salıncak bağlantılarını gösteren A_1 ve A_2 noktalarından geçen doğru ile, A_3 noktasından çizilen dikmenin kesişiminden oluşan O_1 noktasını merkez kabul eden, $\overline{O_1A_3}$ yarıçaplı bir küre etrafında döndüğü düşünülmektedir. Buna göre öncelikle $\overline{A_1A_2}$ doğrultusunun üzerinde bulunan O_1 noktasının konumu belirlenmelidir.



Şekil 3.3 Yön verici üzerindeki noktaların vektörel tanımları

\vec{r} , ilgili noktaların konum vektörlerini göstermektedir. O_1 noktasının kütle merkezine göre konum vektörü olan \vec{r}_{O_1} 'in bulunması için öncelikle,

$$\overline{A_1O_1} = \frac{(\vec{r}_{A_3} - \vec{r}_{A_1}) \cdot (\vec{r}_{A_2} - \vec{r}_{A_1})}{|\vec{r}_{A_2} - \vec{r}_{A_1}|} \quad (3.1)$$

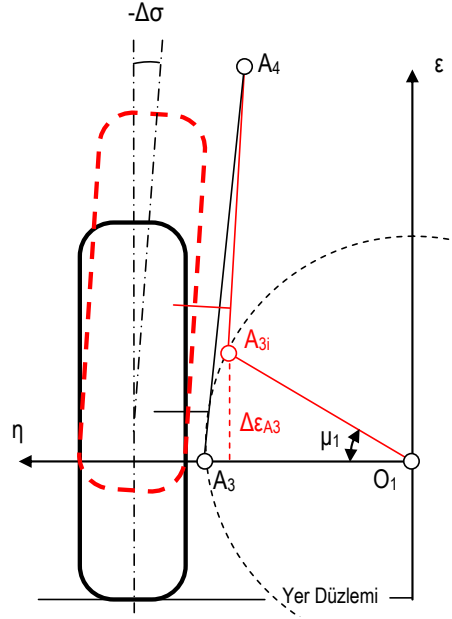
A_1 ve O_1 noktaları arasındaki $\overline{A_1O_1}$ uzunluğu bulunmuş ve $\vec{A_1O_1}$ vektörüne dönüştürülmüştür.

$$\vec{A_1O_1} = \overline{A_1O_1} \frac{(\vec{r}_{A_2} - \vec{r}_{A_1})}{|\vec{r}_{A_2} - \vec{r}_{A_1}|} \quad (3.2)$$

Bu vektörün, A_1 noktasının konum vektörü \vec{r}_{A_1} ile toplanması sonucunda O_1 noktasının konum vektörüne ulaşılmıştır.

$$\vec{r}_{O_1} = \vec{r}_{A_1} + \vec{A_1O_1} \quad (3.3)$$

A_1 ve A_2 noktalarından geçen \vec{e}_{uu} birim vektörünün, referans eksen takımının ξ eksenini ile paralel olması durumunda, öngörülen hareket, küre yüzeyi yerine, O_1 noktasını merkez kabul eden, η - ε düzlemine paralel bir çember üzerinde gerçekleşmektedir.



Şekil 3.5 Yön verici rotinin düzlemsel hareketi

A_3 noktasının ε ekseninde yaptığı $\Delta\varepsilon_{A3}$ kadarlık hareket, μ_1 kadarlık bir açısal değişim yarattığından dolayı, $\vec{e}_{uu} - \vec{e}_{vu} - \vec{e}_{wu}$ koordinat sistemine göre A_3 noktasının yeni konumunu gösteren \vec{r}_{A3}^* vektörü, aşağıda verilen denklemler yardımıyla bulunabilir.

$$\overline{O_1 A_3} = |(\vec{r}_{A3} - \vec{r}_{A1}) \cdot \vec{e}_{uu}| \quad (3.6)$$

$$\mu_1 = \sin^{-1} \left(\frac{\Delta\varepsilon}{\overline{O_1 A_3} \cdot C_{wu}} \right) \quad (3.7)$$

$$\vec{r}_{A_3}^* = \overline{O_1 A_3} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ \cos \mu_1 \cdot \vec{e}_{vu} \\ \sin \mu_1 \cdot \vec{e}_{wu} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

$\vec{r}_{A_3}^*$ vektörünün bulunmasıyla iki eksen takımı arasında gereken vektör transformasyonu yapılarak A_3 noktasının yeni konumunu $\xi - \eta - \varepsilon$ referans eksen takımına göre gösteren $\vec{r}_{A_{3i}}$ vektörüne ulaşılabilir.

$$\vec{r}_{A_{3i}} = \vec{r}_{O_1} + \mathbf{TM}_1^{-1} \cdot \vec{r}_{A_3}^* \quad (3.9)$$

Mc Pherson yay bacaklı askı sisteminde A_4 noktası şasi üzerinde sabit bulunduğu için, A_3 noktasının hareketiyle, $\overline{A_3 A_4}$ uzunluğu, kinematik dingil pimini tarif eden birim vektör $\vec{e}_{w\varphi}$ ve dingil pimi açısı değişme gösterir. Burada;

$$\vec{e}_{w\varphi} = \frac{\vec{r}_{A_4} - \vec{r}_{A_{3i}}}{|\vec{r}_{A_4} - \vec{r}_{A_{3i}}|} \quad (3.10)$$

şeklindedir.

3.2.1.2 Yönlendirme Sisteminin Etkisi

Direksiyon açısı sabit tutulduğu durumda, tekerleğin düşey yönlü hareketinin tekerlek kamberine ve yönlendirme yarıçapına etkisi olduğu bilinmektedir.

Direksiyon kumanda sistemini temsil eden A_{10} noktası, direksiyona hareket verilmediği için tekerleğin düşey hareketi esnasında sabit konumunu korumaktadır. Ancak, tekerleğe hareketi taşıyan $\overline{A_9 A_{10}}$ çubuğu ve A_9 noktasının $\overline{A_3 A_4}$ hattı üzerindeki dik izdüşümü olan O_3 noktasının oluşturduğu $\overline{O_3 A_9}$ çubuğu, tekerleğin düşey hareketi esnasında sistem serbestliklerinden dolayı başlangıç konumlarını koruyamazlar. Bu durum, kinematik açıdan modellendiğinde, merkezi A_{10} noktası olan, $\overline{A_9 A_{10}}$ yarıçaplı hayali bir kürenin içerisinde hareket eden, O_3 noktasını merkez kabul eden $\overline{O_3 A_9}$ yarıçaplı bir kürenin, kesişiminden ortaya çıkan A_9

noktası şeklinde tanımlanabilir. Konunun matematik tanımı, şu denklemlerin ortak çözümüyle anlaşılabilir.

$$(\vec{r} - \vec{r}_{O_3})^2 = \overline{O_3A_9}^2 \quad (3.11.a)$$

$$(\vec{r} - \vec{r}_{A_{10}})^2 = \overline{A_9A_{10}}^2 \quad (3.11.b)$$

$$(\vec{r} - \vec{r}_{O_3}) \cdot \vec{e}_{w\varphi} = 0 \quad (3.11.c)$$

Anılan denklemlerde \vec{r} , aranılan A_{9i} noktasının konum vektörü $\vec{r}_{A_{9i}}$ 'yi, $\vec{e}_{w\varphi}$ ise yönlendirme eksenini $\overline{A_3A_4}$ 'ün birim vektörünü göstermektedir.

3.2.1.3 Tekerlek Merkezi A_8 Noktasının Hareketi

A_3 noktasının hareketine bağlı olarak, tekerlek kütle merkezi A_8 noktası da düşey yönde bir hareket yapmaktadır. A_8 noktasının taşıt kütle merkezinde bulunan SP_A eksen takımına göre konumu tarif edilmek istendiğinde, öncelikle kinematik dingil pimi üzerinde yer alan A_7 noktasının konumunun bulunması gerekmektedir.

A_7 noktasının yeni konumu A_3 noktasına göre tarif edilmek istenirse;

$$\vec{r}_{A_{7i}} = \vec{r}_{A_{3i}} + (\overline{A_3A_7} \cdot \vec{e}_{w\varphi}) \quad (3.12)$$

Buna göre; $\overline{A_7A_8}$ hattının, dingil pimini tanımlayan $\vec{e}_{w\varphi}$ birim vektörü üzerindeki izdüşümünden oluşan $\overline{MA_7}$ mesafesi ile A_8 noktasının çevresinde döndüğü $\overline{MA_8}$ yarıçaplı çemberin merkezi olan M noktası bulunmalıdır. Buradan hareketle tekerlek kütle merkezi A_8 noktasının yeni konumu aşağıda tanımlanan işlemler ile bulunabilir.

$$\overline{MA_7} = |(\vec{r}_{A_8} - \vec{r}_{A_7}) \cdot \vec{e}_{w\varphi}| \quad (3.13)$$

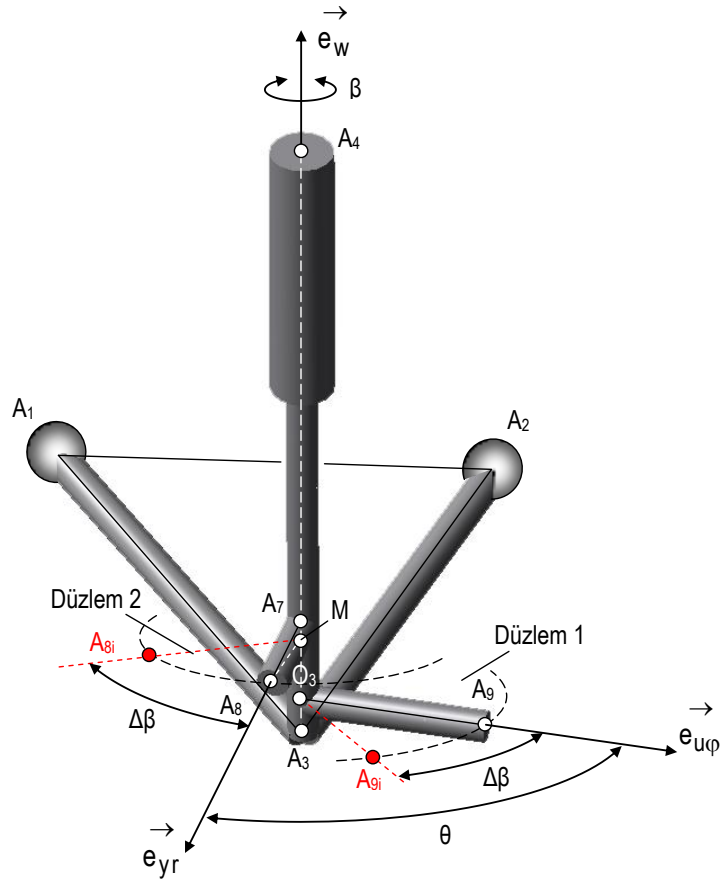
$$\vec{r}_M = \vec{r}_{A_{7i}} - (\overline{MA_7} \cdot \vec{e}_{w\varphi}) \quad (3.14)$$

$$\vec{r}_{A8i} = \vec{r}_M + (\mathbf{TM}_2^{-1} \cdot \vec{r}_{A8}^*) \quad (3.15)$$

3.2.1.4 Yönlendirme Sisteminin Kinematiği

Şekil 3.6'da Mc Pherson askı sisteminin yönlendirme sisteminin kinematik modeli görülmektedir. Askı sistemi düşey yönde hareketsiz halde iken, yönlendirme sistemine verilen açı, dingil pimi ve kaster açılarından dolayı, kamber açısının değişimine neden olmaktadır.

Direksiyon sistemine bağlı A_9 noktasının, merkezi O_3 'te bulunan $\overline{O_3A_9}$ yarıçaplı bir çember üzerinde döndüğü kabul edilmektedir. Anılan noktanın, bu çemberi tanımlayan Düzlem 1 üzerinde yapacağı β kadarlık dönme hareketi, bağlı olduğu akson milini döndürmek suretiyle tekerlek merkezi A_8 noktasının, M merkezli $\overline{MA_8}$ yarıçaplı bir çember üzerinde dönmesine neden olur (Düzlem 2).



Şekil 3.6 Yönlendirme sistemi kinematiğinin şematik gösterimi

θ ; $\vec{e}_{u\varphi}$ ile \vec{MA}_8 vektörleri arasındaki açı olmak üzere;

$$\theta = \cos^{-1} \left(\vec{e}_{u\varphi} \frac{\vec{MA}_8}{|\vec{MA}_8|} \right) \quad (3.16)$$

yukarıdaki denklem yardımıyla bulunabilir. $\overline{O_3A_9}$ doğrultusu ile $\overline{MA_8}$ doğrultusu arasındaki kinematik ilişkiyi tanımlayan $\vec{e}_{u\varphi}$ vektörü aşağıdaki şekilde tanımlanabilir.

$$\vec{e}_{u\varphi} = \frac{(\vec{r}_{A9} - \vec{r}_{O3})}{|\vec{r}_{A9} - \vec{r}_{O3}|} \quad (3.17)$$

Yönlendirme eksenini birim vektörü $\vec{e}_{w\varphi}$ 'nin $\vec{e}_{u\varphi}$ ile vektörel çarpımından;

$$\vec{e}_{v\varphi} = \vec{e}_{u\varphi} \times \vec{e}_{w\varphi} \quad (3.18)$$

bulunur.

Bu birim vektörler sayesinde taşıtın kütle merkezini tanımlayan SP_A noktasına yerleştirilmiş $\xi - \eta - \varepsilon$ eksen takımı ile $\vec{e}_{u\varphi} - \vec{e}_{v\varphi} - \vec{e}_{w\varphi}$ eksen takımı arasında TM_2^{-1} ters transformasyon matrisi tanımlanabilir.

Transformasyon matrisinin tanımlanması ile birlikte O_3 noktasında bulunan $\vec{e}_{u\varphi} - \vec{e}_{v\varphi} - \vec{e}_{w\varphi}$ eksen takımına göre A_9 noktasının yeni konumu;

$$\vec{r}_{A9}^* = \overline{O_3A_9} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta \cdot \vec{e}_{u\varphi} \\ \sin \beta \cdot \vec{e}_{v\varphi} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

denklemini ile bulunur. A_9 noktasının $\xi - \eta - \varepsilon$ eksen takımına göre olan konumunu bulmak için ise aşağıda verilen bağıntıdan yararlanılmıştır.

$$\vec{r}_{A9i} = \vec{r}_{O3} + TM_2^{-1} \cdot \vec{r}_{A9}^* \quad (3.20)$$

A_8 noktasının etrafında döndüğünü kabul ettiğimiz M noktasının SP_A eksen takımına göre konumu;

$$\vec{r}_M = \vec{r}_{A_3i} + \overline{MA_7} \cdot \vec{e}_{w\varphi} \quad (3.21)$$

denklemiyle bulunabilir.

M noktasında bulunan $\vec{e}_{u\varphi} - \vec{e}_{v\varphi} - \vec{e}_{w\varphi}$ eksen takımına göre A_8 noktasının yeni konumu ise;

$$\vec{r}_{A_8}^* = \overline{MA_8} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\theta + \beta) \cdot \vec{e}_{u\varphi} \\ \sin(\theta + \beta) \cdot \vec{e}_{v\varphi} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

denklemi yardımıyla hesaplanabilir. A_8 'in kütle merkezinde bulunan SP_A eksen takımına göre konumu ise;

$$\vec{r}_{A_8i} = \vec{r}_M + \mathbf{TM}_2^{-1} \cdot \vec{r}_{A_8}^* \quad (3.23)$$

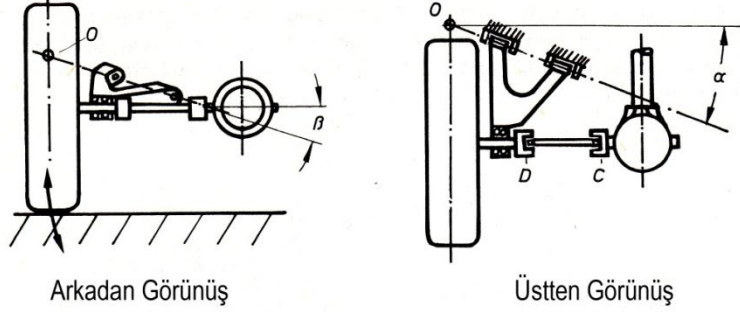
denklemiyle bulunur. Anılan denklemlerde, $\overline{O_3A_9}$, $\overline{MA_7}$ ve $\overline{MA_8}$ belirtilen noktalar arasındaki uzunluğu tanımlamaktadır.

3.2.2 *Diyagonal Yön Vericili Askı Sistemi*

Taşıt arka aksında kullanılan bağımsız askı sistemi tiplerinden biri de diyagonal yön vericili askı sistemidir.

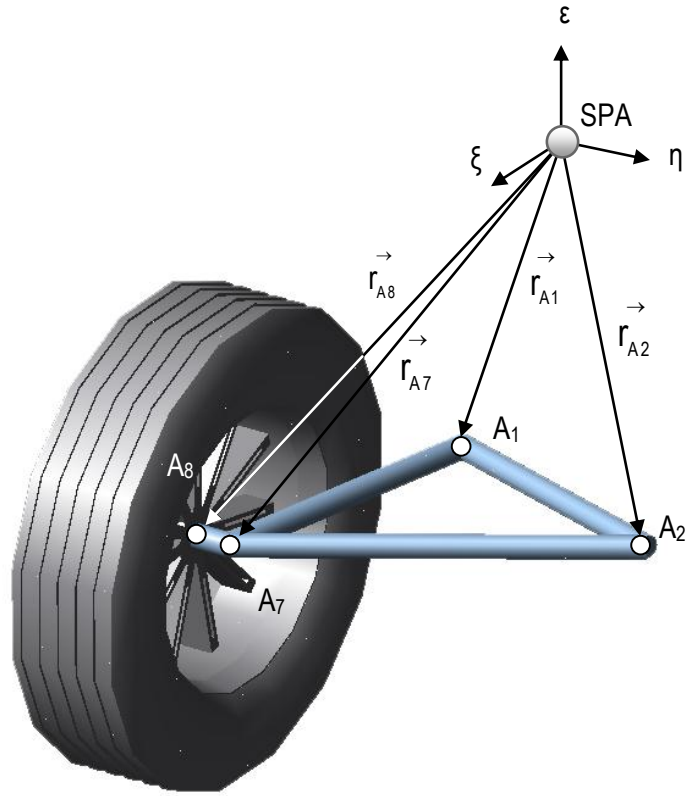
Diyagonal yön vericili askı sistemi, boyuna yön vericili askı sistemlerinin ve iki mafsallı sarkaç aksların avantajlarını birleştiren bir aks konstrüksiyonudur. Üçgen formundaki bu yön vericinin dönme eksenini, karoseri üzerindeki her iki askı noktasından geçen eksen ile tanımlanmaktadır. Bu eksen üstten görünüşte, araç enine

ekseniyle α kadarlık açı yaparken, arkadan görünüşte araç enine eksenine β kadarlık açı yapmaktadır (Kuralay, 2008a).

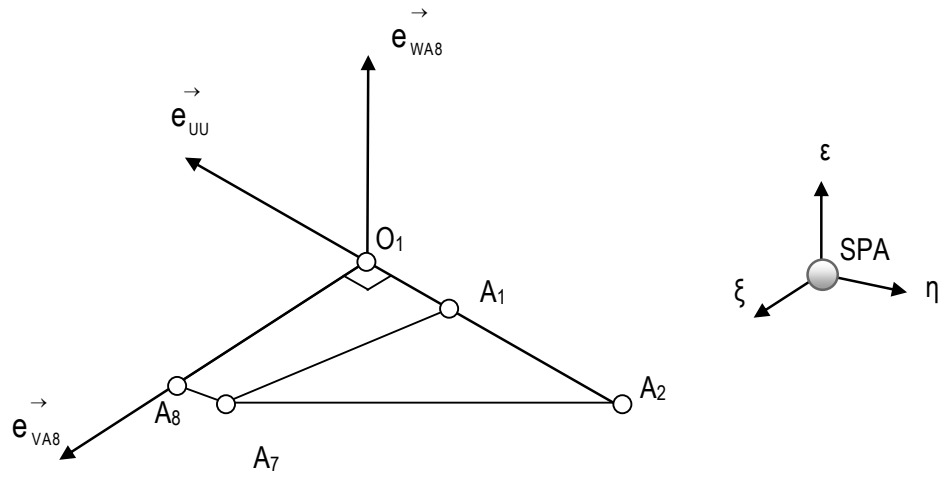


Şekil 3.7 Diyagonal askı sisteminin şasi bağlantısı (Reimpell, 1976)

Diyagonal yön vericili askı sisteminin eşdeğer kinematik modeli Şekil 3.8'de görülmektedir. Sistem, kinematik açıdan Şekil 3.9'da görülen dört nokta (A_1 , A_2 , A_7 , A_8) ve bu noktaların uzaydaki yerleşimlerinden türetilen bir nokta (O_1) ile tarif edilmektedir.



Şekil 3.8 Diyagonal yön verici üzerindeki noktaların vektörel tanımı



Şekil 3.9 Diyagonal askı sisteminin şematik gösterimi

$\vec{e}_{ud} - \vec{e}_{vd} - \vec{e}_{wd}$ eksen takımının yerleştirildiği O_1 noktası , tekerlek merkezi A_8 noktasının \vec{e}_{ud} üzerindeki dik izdüşümüdür. \vec{r} , ilgili noktaların konum vektörlerini

göstermektedir. O_1 noktasının kütle merkezine göre konum vektörü olan \vec{r}_{O_1} 'in bulunması için öncelikle,

$$\overline{O_1A_2} = (\vec{r}_{A8} - \vec{r}_{A2}) \cdot \frac{(\vec{r}_{A2} - \vec{r}_{A1})}{|\vec{r}_{A2} - \vec{r}_{A1}|} \quad (3.24)$$

A_2 ve O_1 noktaları arasındaki $\overline{O_1A_2}$ uzunluğu bulunmuş ve $O_1\vec{A}_2$ vektörüne dönüştürülmüştür.

$$O_1\vec{A}_2 = \overline{O_1A_2} \frac{(\vec{r}_{A2} - \vec{r}_{A1})}{|\vec{r}_{A2} - \vec{r}_{A1}|} \quad (3.25)$$

Bu vektörün A_2 noktasının konum vektörüyle toplanması sonucunda O_1 noktasının konum vektörü \vec{r}_{O_1} 'e ulaşılmıştır.

$$\vec{r}_{O_1} = \vec{r}_{A2} + O_1\vec{A}_2 \quad (3.26)$$

O_1 noktasına yerleştirilmiş eksen takımını tanımlayan \vec{e}_{ud} - \vec{e}_{vd} - \vec{e}_{wd} birim vektörleri, aşağıda verilen üç denklem ile gösterilmiştir.

$$\vec{e}_{ud} = \frac{(\vec{r}_{A2} - \vec{r}_{A1})}{|\vec{r}_{A2} - \vec{r}_{A1}|} = A_{ud}\vec{e}_\xi + B_{ud}\vec{e}_\eta + C_{ud}\vec{e}_\varepsilon \quad (3.27.a)$$

$$\vec{e}_{vd} = \frac{(\vec{r}_{A8} - \vec{r}_{O1})}{|\vec{r}_{A8} - \vec{r}_{O1}|} = A_{vd}\vec{e}_\xi + B_{vd}\vec{e}_\eta + C_{vd}\vec{e}_\varepsilon \quad (3.27.b)$$

$$\vec{e}_{wd} = (\vec{e}_{ud} \times \vec{e}_{vd}) = A_{wd}\vec{e}_\xi + B_{wd}\vec{e}_\eta + C_{wd}\vec{e}_\varepsilon \quad (3.27.c)$$

A,B ve C ile ifade edilen katsayılar, ξ - η - ε ile \vec{e}_{ud} - \vec{e}_{vd} - \vec{e}_{wd} eksen takımları arasında tanımlanan transformasyon matrisinin elemanlarıdır. Buradan hareketle, iki eksen takımı arasındaki ters transformasyon matrisi TM_D^{-1} , şu şekilde yazılabilir.

$$\mathbf{TM}_D^{-1} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{ud} & \mathbf{A}_{vd} & \mathbf{A}_{wd} \\ \mathbf{B}_{ud} & \mathbf{B}_{vd} & \mathbf{B}_{wd} \\ \mathbf{C}_{ud} & \mathbf{C}_{vd} & \mathbf{C}_{wd} \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

Tekerlek merkezi olan A_8 noktasının, \vec{e}_{ud} birim vektörü ile temsil edilen $\overline{A_1A_2}$ eksenini etrafında, $\overline{O_1A_8}$ yarıçaplı bir dairesel yörüngede hareket ettiği düşünülmektedir. Buna göre A_8 noktasının ε ekseninde yaptığı $\Delta\varepsilon_{A8}$ kadarlık hareket, μ_2 kadarlık bir açısal değişim yarattığından dolayı, $\vec{e}_{ud} - \vec{e}_{vd} - \vec{e}_{wd}$ koordinat sistemine göre A_8 noktasının yeni konumunu gösteren \vec{r}_{A8}^* vektörü, aşağıda verilen denklemler yardımıyla bulunabilir.

$$\overline{O_1A_8} = |(\vec{r}_{A8} - \vec{r}_{O1})| \quad (3.29)$$

$$\mu_2 = \sin^{-1} \left(\frac{\Delta\varepsilon}{\overline{O_1A_8} \cdot C_{wd}} \right) \quad (3.30)$$

$$\vec{r}_{A8}^* = \overline{O_1A_8} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ \cos \mu_2 \cdot \vec{e}_{vd} \\ \sin \mu_2 \cdot \vec{e}_{wd} \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

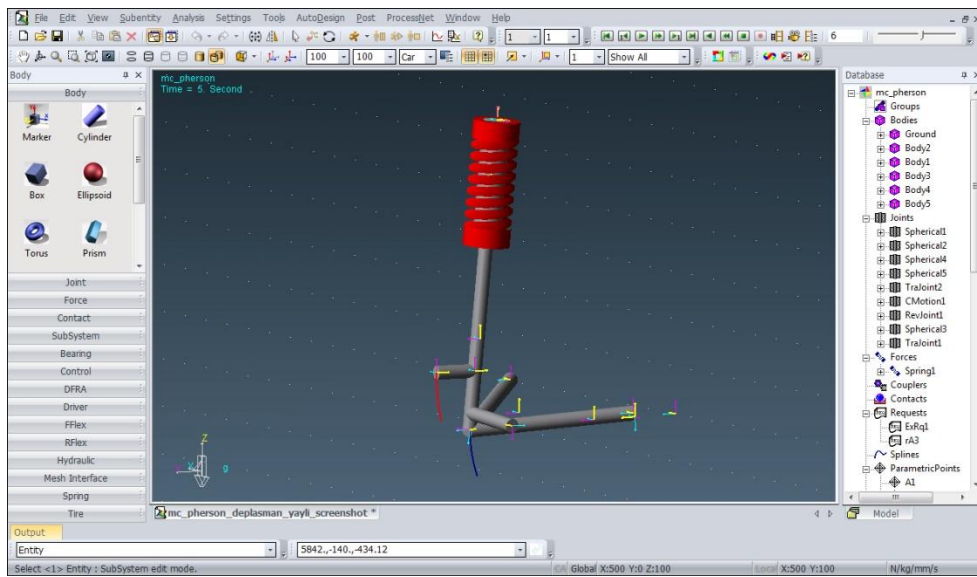
\vec{r}_{A8}^* vektörünün bulunmasıyla iki eksen takımı arasında gereken vektör transformasyonu yapılarak A_8 noktasının yeni konumunu $\xi - \eta - \varepsilon$ referans eksen takımına göre gösteren \vec{r}_{A8i} vektörüne ulaşılabilir.

$$\vec{r}_{A8i} = \vec{r}_{O1} + \mathbf{TM}_D^{-1} \cdot \vec{r}_{A8}^* \quad (3.32)$$

3.3 Eşdeğer Katı Modelin Hazırlanması

Hazırlanan MATLAB® tabanlı uygulamanın hassasiyetinin ölçülmesi amacıyla, FunctionBay firmasının yapmış olduğu RecurDyn™ isimli ticari yazılımdan yararlanılmıştır.

RecurDyn™, çok elemanlı sistemlerin dinamik simülasyonunda, yeni nesil bir çözüm yazılımıdır. Program, global koordinat sistemi yerine, rölatif koordinat sistemleri üzerinde çözüm yapmaktadır. RecurDyn™, kinematik denklemleri çözer, aynı zamanda montaj elastisitesi, sürtünme, montaj rezonansları, toleranslar, kontaklar gibi parametreleri göz önünde bulundurarak dinamik makine davranışlarını simule edebilir. (www.figes.com.tr)



Şekil 3.10 RecurDyn™ programı ile eşdeğer katı modeli hazırlanmış Mc Pherson yay bacaklı askı sistemi

RecurDyn™ yazılımı ortamında, Parametric Points işlem basamağı kullanılarak tanımlanan askı sistemi noktalarının yardımıyla, modelleme kısmı ile oluşturulan eşdeğer katı model, gereken mafsalları tanımlanması sonucunda analize hazır

hale getirilmiştir. Elde edilen sonuçlar grafik yoluyla alınabildiği gibi, metin dosyası formatında da alınabilmektedir.

No	DP	Name	Point	Relative to
1		A1	1467,228,-,332.07	Pt
2		A2	1120,168,-,347.07	Pt
3		A3	1377.948,671.42,-362.13	Pt
4		A4	1359.764,561.214,262.964	Pt
5		A7	1374.454,650.25,-242.034	Pt
6		A8	1375.036,750.23,-244.07	Pt
7		A9	1274,596,-,264.07	Pt
8		A10	1385,151,-,256.07	Pt
9		PP1	1274,40,-,264.07	Pt
10		PP2	1252.948,15.42,-332.13	Pt
11		PP3	1329.5,373.5,-260.07	Pt

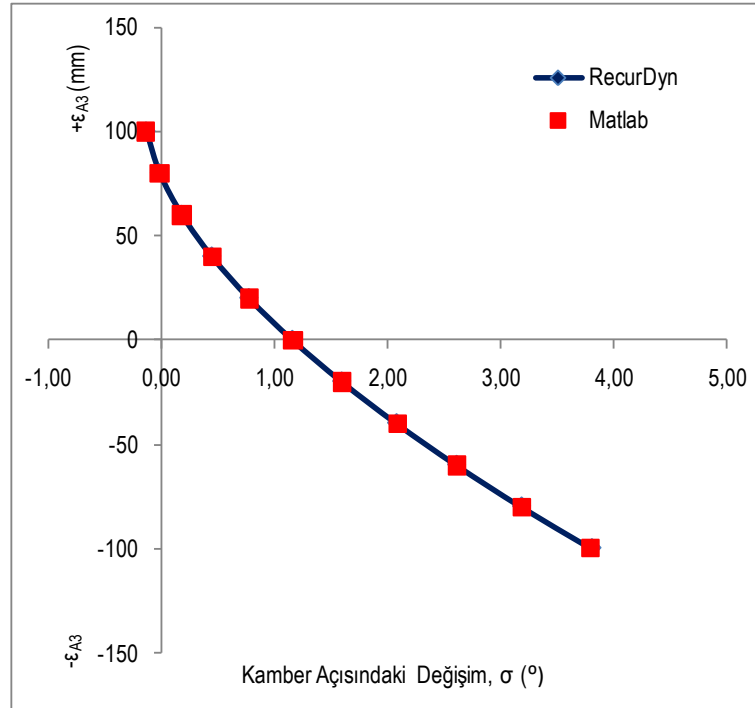
Şekil 3.11 RecurDyn™ programında Parametric Points

işlemleriyle kinematik model koordinatlarının programa tanıtılması

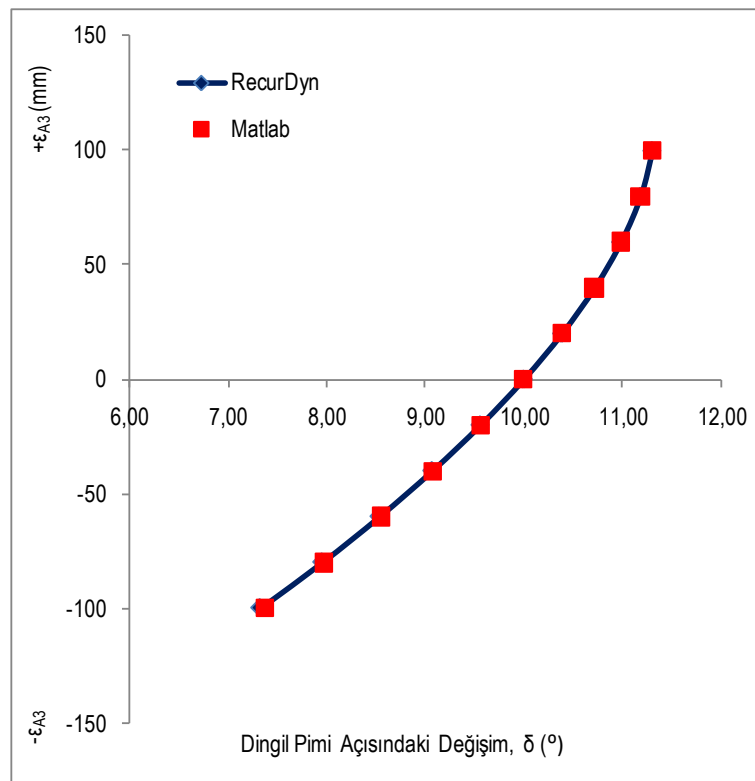
3.4 Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması

Yukarıda özetlenen hesaplama yöntemi ışığında, geliştirilen matematik modeli temel alan MATLAB® tabanlı bir uygulama ile bu uygulamanın hassasiyetini ölçmek amacıyla, RecurDyn™ yazılımı kullanılarak yapılan eşdeğer katı modeli karşılaştırılmıştır.

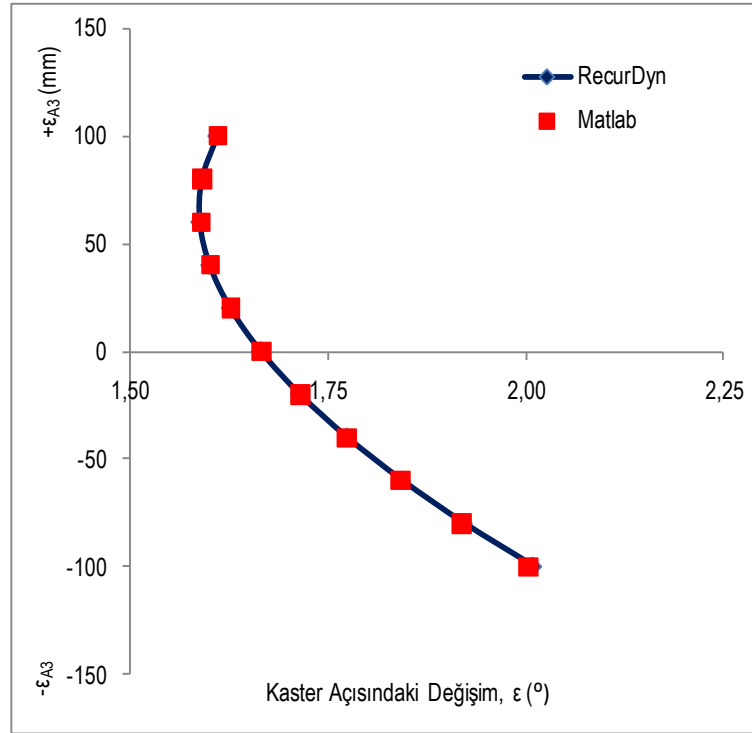
Mc Pherson askı sisteminin kinematik analizinde kullanılan hareket sınırları; salıncak roteli A₃ noktasının düşey yönde hareketi için $\Delta\epsilon_{A3}=20$ mm'lik aralıklarla $\epsilon_{A3}=\pm 100$ mm'lik bir yer değiştirmeyi tanımlamaktadır. Elde edilen 11 noktadaki kamber, kaster, dingil pimi açıları ile ön iz ve aks açıklığı mesafelerine bakılmış ve sonuçlar karşılaştırmalı şekilde grafiğe aktarılmıştır.



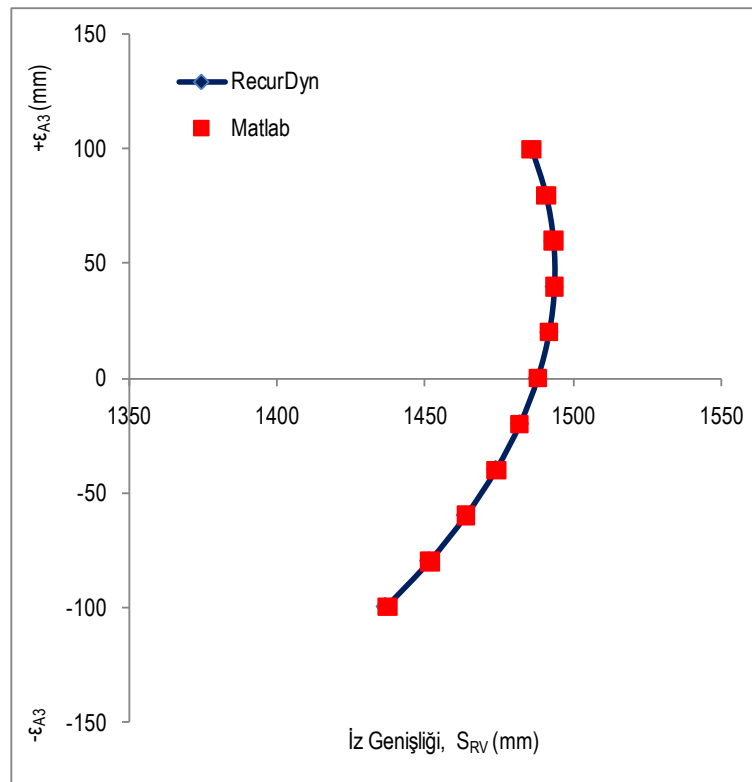
Şekil 3.12 Kamber açısının tekerlek düşey hareketine bağlı değişimi



Şekil 3.13 Dingil pimi açısının tekerlek düşey hareketine bağlı değişimi

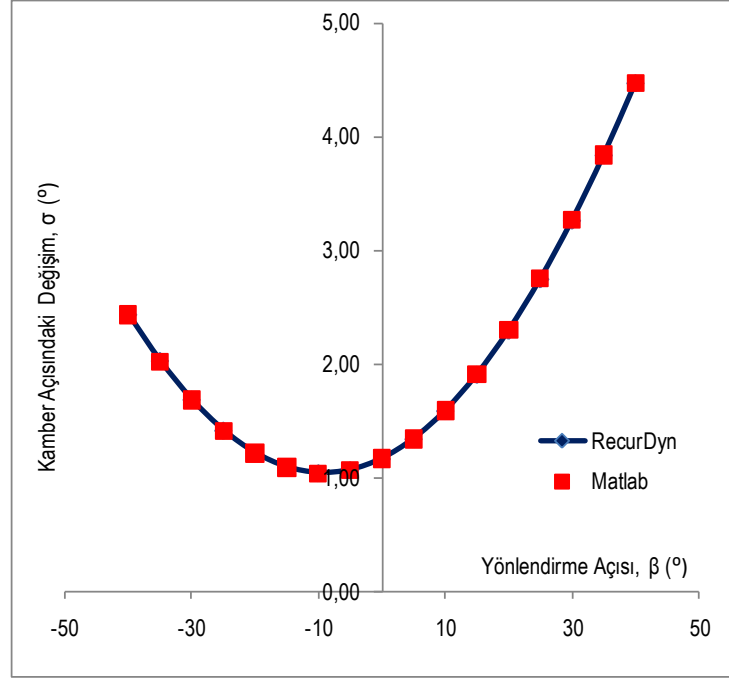


Şekil 3.14 Kaster açısının tekerlek düşey hareketine bağlı değişimi

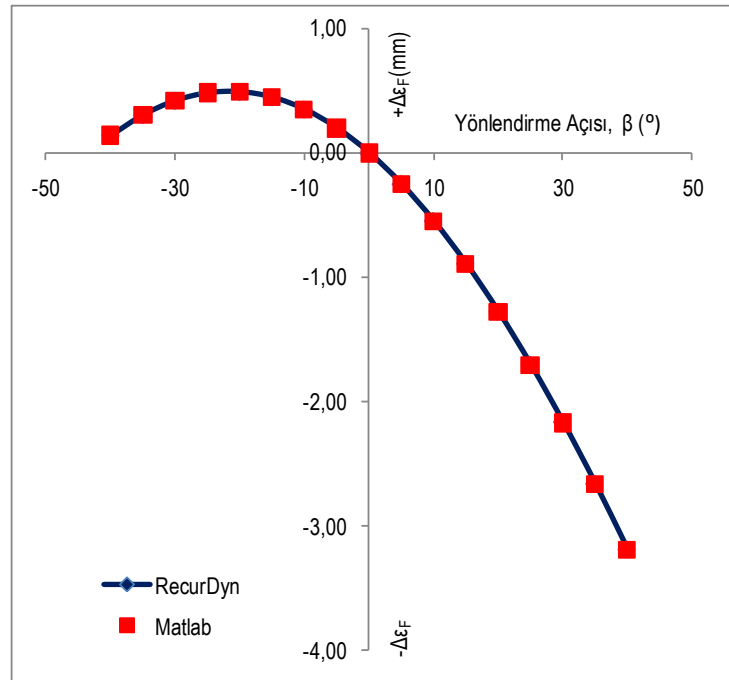


Şekil 3.15 Taşıtın iz genişliğinin tekerlek düşey hareketine bağlı değişimi

Mc Pherson askı sistemi için yapılan ikinci analizde ise; askı sistemi düşey konumda sabit iken ($\varepsilon_{A3}=0$ mm), taşıt tekerleğinin, yönlendirme eksenini etrafında $\Delta\beta=5^\circ$ 'lik adımlarla yaptığı $\beta=\pm 40^\circ$ 'lik bir dönme hareketinden alınan sonuçlar grafiğe aktarılmıştır.

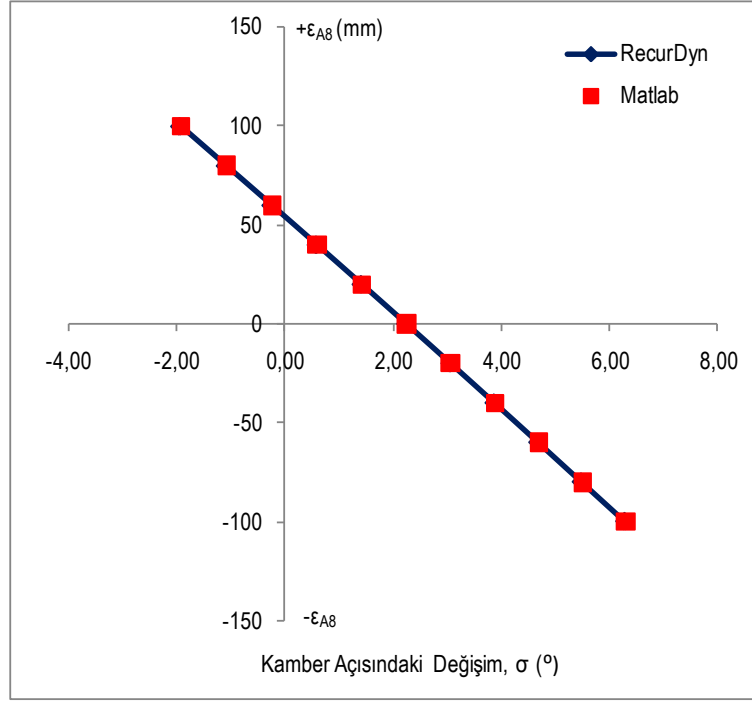


Şekil 3.16 Kamber açısının yönlendirme açısına bağlı değişimi



Şekil 3.17 Tekerlek temas noktasının yönlendirme açısına bağlı değişimi

Diyagonal yön vericili askı sistemi, herhangi bir yönlendirme tertibatına sahip olmadığından ötürü, yalnızca düşey yönde yaptığı hareketlere göre analiz edilmiştir. Askı sisteminin tekerlek merkezini veren A_8 noktasının düşey yönde yapacağı $\Delta\varepsilon_{A8}=20$ mm'lik aralıklarla $\varepsilon_{A8}=\pm 100$ mm'lik hareketin sonucunda, bu hareketin kamber açısında oluşturduğu değişim Şekil 3.18'de görüldüğü gibidir.



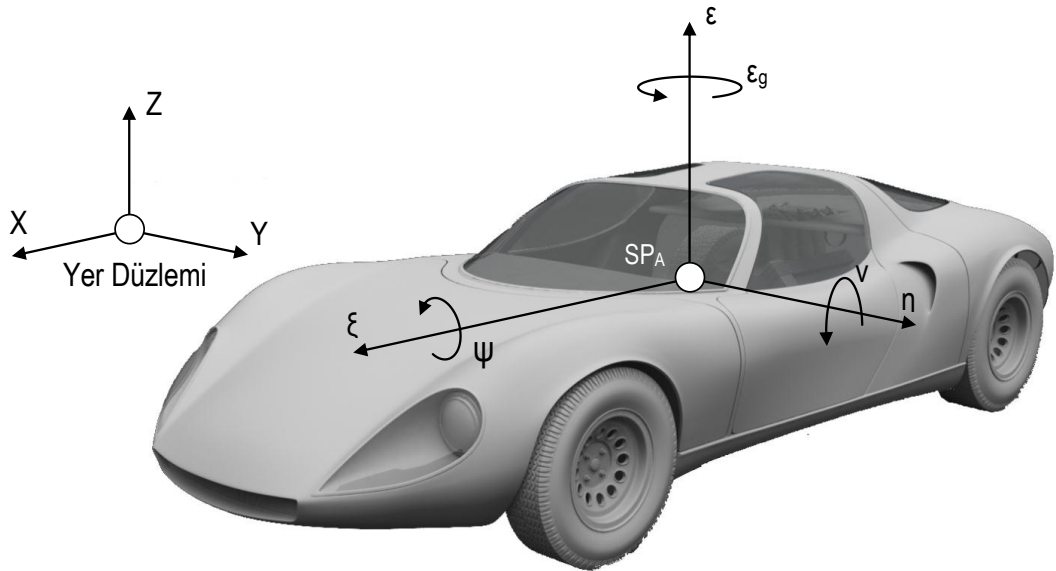
Şekil 3.18 Kamber açısının tekerlek düşey hareketine bağlı değişimi

BÖLÜM DÖRT

TAŞIT MODELİ

4.1 Giriş

Bir cisim uzayda üç öteleme ve üç dönme olmak üzere altı serbestlik derecesine sahiptir. Taşıt gövdesinin hareketi de bu altı serbestlik derecesiyle tanımlanır. Bu hareketin tanımlandığı eksen takımı, Şekil 4.1’de görülmektedir.



Şekil 4.1 Taşıt gövdesine bağlı eksen takımı (Jazar, (2008)’e göre)

Buna göre;

- Boyuna kuvvet (F_ξ) : Taşıt gövdesine ξ eksenine boyunca etkir. F_ξ 'nin sıfırdan büyük olması taşıtın ivmelendiğini, küçük olması ise taşıtın frenlendiğini gösterir.
- Yan kuvvet (F_η) : Boyuna ve düşey kuvvete bağlı olarak değişen bir kuvvettir. Taşıtın yön alması durumunda ortaya çıkar ve taşıtı virajda tutar.

- c. Düşey kuvvet (F_ξ) : $\xi - \eta$ düzlemine dik olan bir kuvvettir. Taşıtın düşey salınımını belirler.
- d. Yalpa momenti (M_ψ) : Viraj hareketinde taşıta etkiyen a_q yanal ivmesinin taşıtı ξ eksenini etrafında devirmeye çalışması ile oluşur.
- e. Baş sallama momenti (M_v) : Taşıt askı sisteminin boyuna eksenindeki ani dönme merkezi ile taşıt kütle merkezinin arasındaki mesafe farkından dolayı, taşıtın ivmelenmesi veya frenlenmesi halinde oluşur. $\xi - \varepsilon$ düzlemindeki dairesel salınım hareketidir.
- f. Savrulma momenti ($M_{\varepsilon g}$) : Taşıtın; örneğin farklı tutunma değerlerine sahip yüzeyler üzerinde bulunduğu durumda, tahrik tekerleklerine etkiyen farklı momentlerden dolayı veya tekerleklerin yan kuvvet alma kapasitesindeki farklılıklar nedeniyle, ε eksenini etrafında dönmesini sağlayan momenttir. (Jazar, 2008)

Bu kuvvet ve momentler, taşıt tekerleğine etkiyen tahrik veya fren kuvveti, yan kuvvet ve geri getirme momentine bağlı olarak ortaya çıkmaktadır. Bu kuvvet ve momentler, her bir tekerleğe bağlı askı sisteminin, taşıtın boyuna ve enine yöndeki ani dönme merkezlerini birleştiren doğruya, A_8 noktasından çekilecek dikmenin oluşturduğu OA noktasından, taşıt gövdesine aktarılmaktadır.

4.2 Kuvvet Etki Noktalarının Bulunması

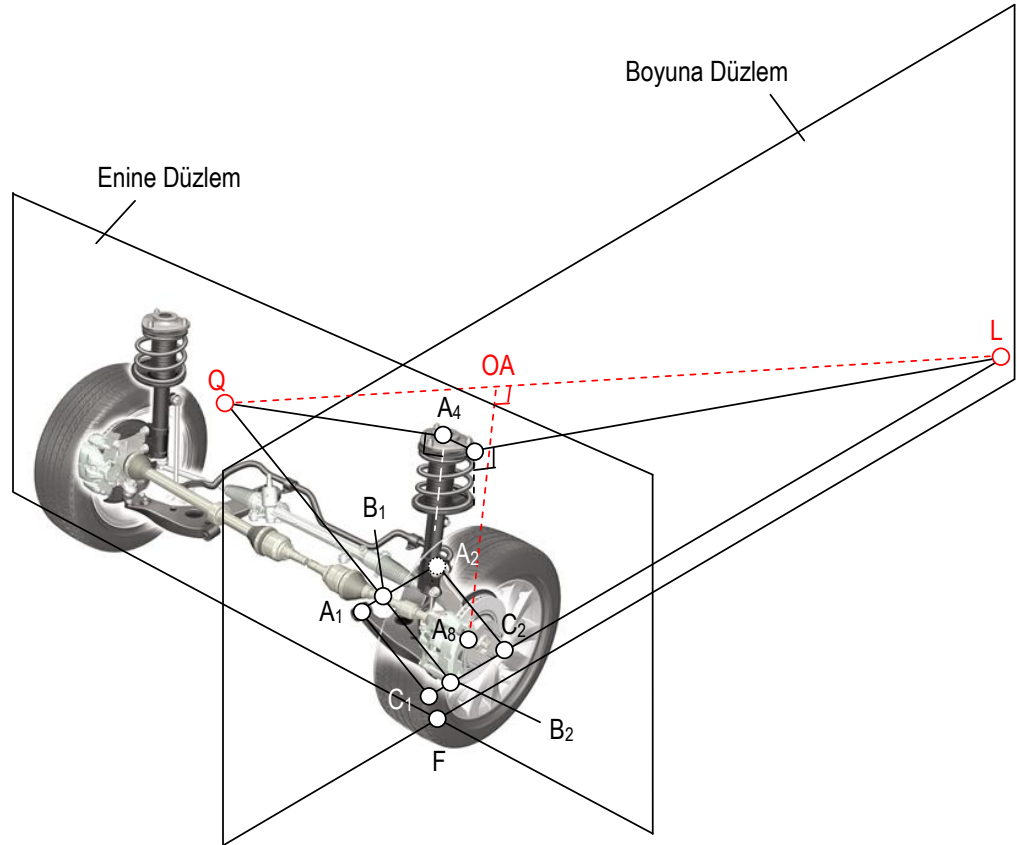
Taşıt gövdesinin hareket dinamiğinin tanımlanabilmesi için, askı sistemi konstrüksiyonlarını, taşıtın boyuna ve enine yönlü eksenleri üzerinde belirlenecek ani dönme merkezleri üzerinden tarif etmek gereklidir.

Taşıtlarda kullanılan bağımsız askı sistemleri, üç boyutlu mekanizmalar olarak değerlendirilebilir. Taşıtın enine ve boyuna yönünde ve tekerlek temas noktasından geçecek düzlemler üzerinde bulunacak iki ani dönme merkezi sayesinde, taşıtın yalpa ve baş sallama davranışları hakkında fikir sahibi olunabilir. Her tekerlek için, taşıtın enine düzleminde belirlenecek ani dönme merkezi Q, taşıtın yalpa hareketi hakkında

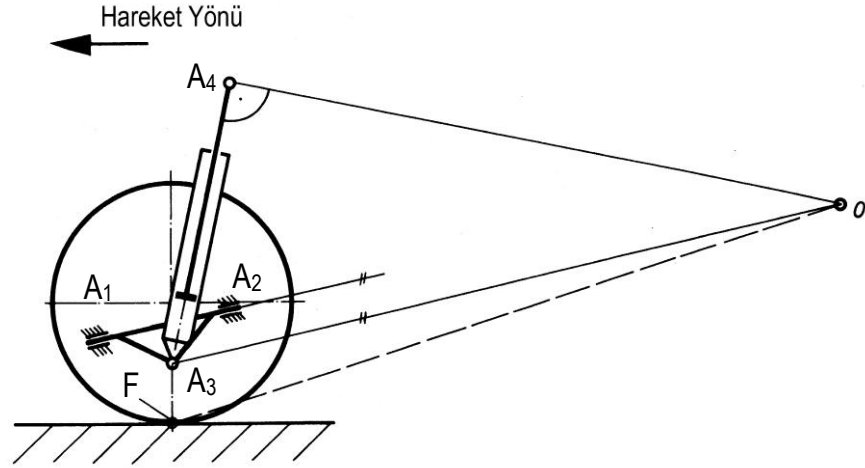
bilgi verirken; boyuna düzlemde belirlenecek ani dönme merkezi L, taşıtın baş sallama davranışını tarif etmede kullanılır (Blundell ve Harty, 2006).

Taşıt hareketi esnasında, dinamik şekilde yer değiştiren bu iki noktayı birleştiren QL eksenini, düşey hareketi sırasında tekerleğin taşıt gövdesine göre etrafında dönme yaptığı hayali eksen olarak düşünülebilir. Bu varsayımınla bütün bağımsız askı sistemlerini, temelde diyagonal yön vericili askı sistemine indirgeyerek değerlendirmek mümkün olmaktadır (Kuralay, 1985).

Şekil 4.2 ve 4.4’de Mc Pherson yay bacaklı askı sistemi ile diyagonal yön vericili askı sisteminde, ani dönme merkezlerinin çıkarılış biçimi fiziksel açıdan tarif edilmiştir.



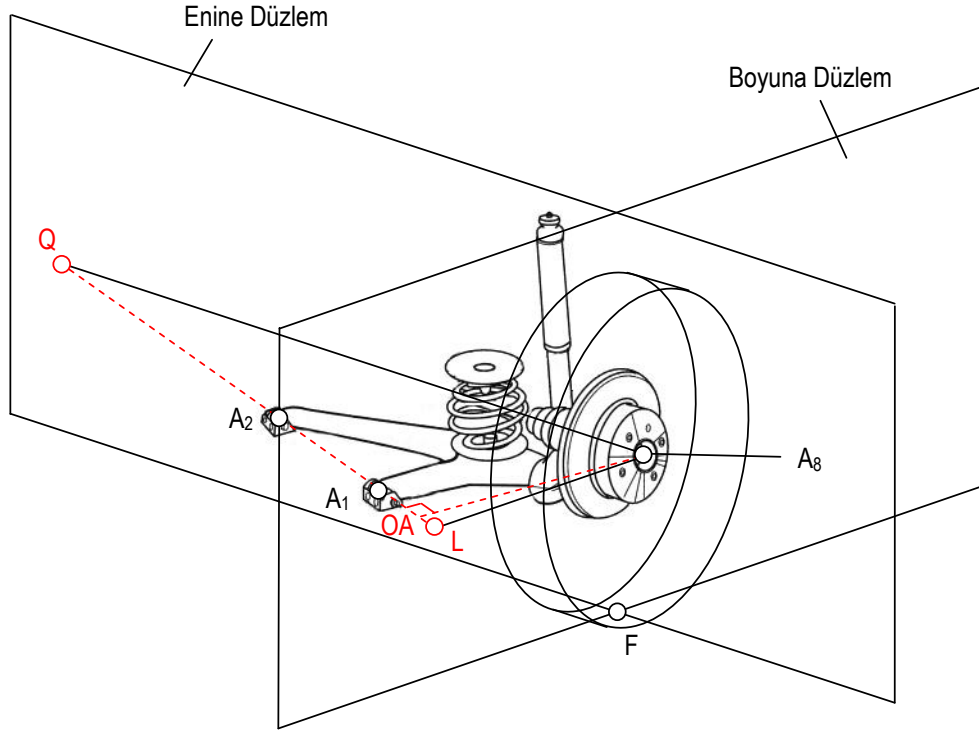
Şekil 4.2 Mc Pherson yay bacaklı askı sisteminde Q, L ve OA noktalarının çıkarılış (Kuralay, (1985)’e göre)



Şekil 4.3 Mc Pherson yay bacaklı askı sisteminde ani dönme merkezinin bulunuşu (Reimpell, 1976)

Mc Pherson yay bacaklı askı sisteminde ani dönme merkezi, Şekil 4.3'ten görüldüğü gibi, A_1A_2 hattına paralel olacak şekilde A_3 noktasından çizilecek doğrunun, A_3A_4 hattına dik olarak çizilecek doğru ile kesişiminden bulunur. Benzer yaklaşımla, Şekil 4.2'de üç boyutlu askı sistemi geometrisi üzerinde ani dönme merkezi Q ve L gösterilmiştir. A_1A_2 hattının boyuna düzleme indirgenmesi ile oluşan C_1C_2 hattının uzatılmasıyla, A_4 noktasının boyuna düzlem üzerindeki izdüşüm noktasından çizilecek dikmenin kesişimi bize boyuna düzlem üzerindeki ani dönme merkezi L yi verir. Aynı şekilde; A_1A_2 hattının enine düzleme indirgenmesiyle oluşan B_1 ve B_2 noktalarından geçirilen doğru ile A_4 noktasından çekilen dikmenin kesişimi bize enine düzlemdeki ani dönme merkezi Q'yu vermektedir. Tekerlek göbeği A_8 'den çekilecek bir dikme ile QL ekseninin kesiştiği nokta, taşıt tekerleğinden şasiye aktarılacak kuvvet ve momentlerin taşındığı OA noktasıdır.

Diyagonal askı sisteminde de Q ve L noktalarının tespiti şu şekilde gerçekleşmektedir. Diyagonal askı sisteminin dönme eksenini tanımlayan A_1A_2 hattının, tekerleğin yere temas noktası olan F noktasından boyuna ve enine yönde geçirilecek hayali düzlemlerle kesiştirilmesi sonucunda, taşıt enine düzleminde Q noktası, boyuna düzleminde ise L noktası bulunur. Tekerlek göbeği A_8 'den çekilecek bir dikme ile QL ekseninin kesiştiği nokta, taşıt tekerleğinden şasiye aktarılacak kuvvet ve momentlerin taşındığı OA noktasıdır.



Şekil 4.4 Diyagonal askı sisteminde Q, L ve OA noktalarının çıkarılışı (Kuralay, (1985)'e göre)

4.3 Tekerlek Kuvvetlerinin Bulunması

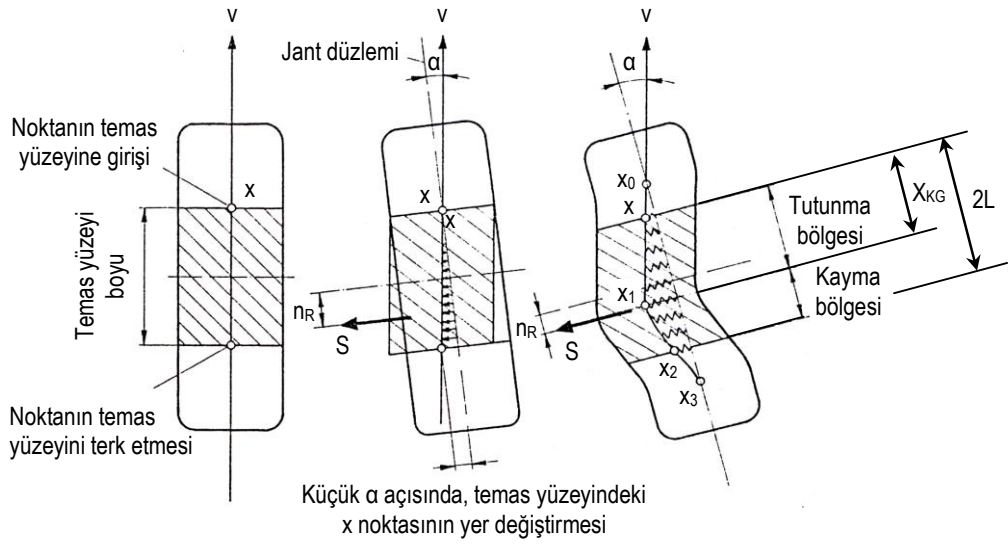
Taşıt tekerleğinin matematik olarak modellenebilmesi için, tahrik kuvvetinin, taşıt tekerleğinin alacağı yan kuvvetin ve yan kuvvete bağlı olarak oluşacak geri getirme momentinin tespiti gereklidir. Bu durum yolun tutunma durumuna, taşıt tekerleğinin yola temas eden yüzeyinde oluşan deformasyona ve yol yüzeyi üzerindeki kayma davranışının belirlenebilmesine bağlıdır.

Tahrik kuvveti alan bir lastik tekerleğin çevresel hızı ile tekerleğin çizgisel hızı birbirinden farklıdır. Yuvarlanan tekerlek, taşıta göre farklı miktarda yol kateder. Bu farklılık, tekerlekte tahrik kayması olarak bilinir.

$$s_A = \left(1 - \frac{\dot{\phi} \cdot R_D}{v \cdot \cos \alpha} \right) \quad (4.1)$$

Bu denklemlerde görülen α açısı tekerleğin aldığı yan kuvvetten dolayı tekerleğin yuvarlanma doğrultusu ile tekerleğin hız vektörü arasındaki farktan oluşan diyagonal hareket açısını tarif etmektedir. Yan kuvvet alan bir tekerleğin yerle temas ettiği yüzey yan kuvvet doğrultusu boyunca ikiye ayrılır. Bu tekerleğin kayma hattıdır. Buna göre tekerleğin yere temas yüzeyi iki ayrı bölgeye ayrılmış olur (Lacombe, 2000).

- Tutunma bölgesi
- Kayma bölgesi



Şekil 4.5 Lastik tekerlekte yan kuvvet ve geri getirme momenti oluşum mekanizması

(Zomotor, 1987), (Kuralay, 2008a)

Şekil 4.5’de taranmış kısımlar, lastiğin yol ile temas ettiği yüzeyi göstermektedir. Doğrusal hareket etmekte olan lastik tekerlek, hareket doğrultusunu α açısı kadar değiştirirse, temas bölgesinde lastiğin yanal bir deformasyonu ortaya çıkar ve S yan kuvveti oluşur. Tekerleğin yapmış olduğu diyagonal hareketten dolayı yanal deformasyonlar, temas bölgesinin arkasında daha büyüktür. Temas yüzeyinde oluşan lokal kuvvetlerin bileşeni (S), temas bölgesi merkezinden n_R tekerlek kaster mesafesi kadar geride olduğundan dolayı $n_R.S$ kadarlık bir moment oluşur. Bu moment ifadesi de geri getirme momenti M_R olarak adlandırılır (Kuralay, 2008a).

Tekerleğin yola temas eden yüzeyinde oluşacak kuvvet ve momentler, bu iki bölgede oluşacak kuvvet ve momentlerin toplamıdır.

Bu durum;

$$\mathbf{B} = \mathbf{B}_T + \mathbf{B}_K \quad (4.2.a)$$

$$\mathbf{S} = \mathbf{S}_T + \mathbf{S}_K \quad (4.2.b)$$

$$\mathbf{M}_R = \mathbf{M}_T + \mathbf{M}_K \quad (4.2.c)$$

şeklinde özetlenebilir.

Tutunma bölgesi için bu kuvvet ve momentler hesaplanmak istenirse, kayma hattını oluşturan ve kayma sınırı olarak belirtilen x_{KG} noktasına kadar anılan değerlerin integrasyonu gerekmektedir.

Kayma başlangıç noktası x_{KG} ;

$$x_{KG} = 2L(1 - G_a) \quad (4.3)$$

olarak verilmektedir. Burada geçen G_a değeri Denklem 4.9'da açıklanmıştır.

$$\mathbf{B}_T = b \int_0^{x_{KG}} k_X \Delta x dx_K = b \int_0^{x_{KG}} k_X \frac{s_B}{1-s_B} x_K dx_K \quad (4.4.a)$$

$$\mathbf{S}_T = b \int_0^{x_{KG}} \left[k_Y (x_K \operatorname{tg} \alpha - y_K) + k_X \frac{s_B}{1-s_B} x_K \operatorname{tg} \alpha \right] dx_K \quad (4.4.b)$$

$$\mathbf{M}_T = b \int_0^{x_{KG}} \left[k_Y (x_K \operatorname{tg} \alpha - y_K) (x_K - L) - k_X \frac{s_B}{1-s_B} (y_0 + L \operatorname{tg} \alpha) x_K \right] dx_K \quad (4.4.c)$$

Yukarıdaki denklemler, kayma bölgesi için yeniden yazılarak, seçilen integrasyon aralığı (x_{KG} ; $2L$) için yeniden belirlenirse, kayma bölgesinde oluşacak fren kuvveti, yan kuvvet ve geri getirme momenti değerleri elde edilmiş olur.

$$B_K = b \int_{x_{KG}}^{2L} \mu_x \cos \xi \cdot p \cdot dx_K \quad (4.5.a)$$

$$S_K = b \int_{x_{KG}}^{2L} \mu_y \sin \xi \cdot p \cdot dx_K \quad (4.5.b)$$

$$M_K = b \int_{x_{KG}}^{2L} [\mu_y \cdot \sin \xi \cdot p(x_K - L) - \mu_x \cdot \cos \xi \cdot p \cdot (y_G + y_0)] dx_K \quad (4.5.c)$$

Sonuç olarak; iki bölgedeki kuvvet ve momentlerin toplanması gerektiğinden, fren kuvveti, yan kuvvet ve geri getirme momenti aşağıdaki şekilde bulunur (Kuralay, 1990).

$$B = C_{SB} \frac{s_B}{1-s_B} (1-G_a)^2 + \mu_x P \frac{s_B}{\sqrt{s_B^2 + tg^2 \alpha}} G_a^2 (3-2G_a) \quad (4.6.a)$$

$$S = \left(C_{SB} \frac{s_B}{1-s_B} + C_\alpha \right) (1-G_a)^2 tg \alpha + \mu_y P \frac{1}{\sqrt{s_B^2 + tg^2 \alpha}} tg \alpha \cdot G_a^2 (3-2G_a) \quad (4.6.b)$$

$$M_R = (1-G_a) \frac{L}{3} tg \alpha \left[C_\alpha (1-G_a) (1-4G_a) - 3 \cdot C_{SB} \frac{s_B}{1-s_B} (1-G_a) + \right. \\ \left. 3P \frac{1}{\sqrt{s_B^2 + tg^2 \alpha}} G_a^2 [3 \cdot \mu_y (1-G_a) - \mu_x \cdot s_B (4-3G_a)] - B \cdot y_0 \right] \quad (4.6.c)$$

Anılan denklemlerde C_α ve C_{SB} sırasıyla lastik tekerleğin yanal ve boyuna yönde rijitliğidir.

$$C_\alpha = \frac{\partial S}{\partial \alpha} \Big|_{\substack{\alpha=0 \\ s_B=0}} = \frac{2bL^2 \left(k_Y + k_X \frac{s_B}{1-s_B} \right)}{1 + \bar{\alpha} b \frac{L}{3}} (1 + tg^2 \alpha) \Big|_{\substack{\alpha=0 \\ s_B=0}} = \frac{2bL^2 k_Y}{1 + \bar{\alpha} b \frac{L}{3}} \quad (4.7)$$

$$C_{SB} = \frac{\partial B}{\partial s_B} \Big|_{\substack{s_B=0 \\ \alpha=0}} = \frac{2bL^2 k_X}{(1-s_B)^2} \Big|_{s_B=0} = 2bL^2 k_X \quad (4.8)$$

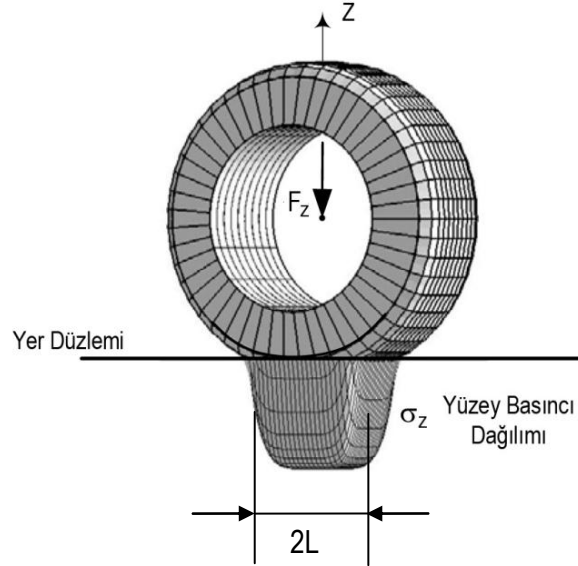
Denklemlerde geçen k_x ve k_y ifadeleri, lokal yay katsayısı ifadeleridir.

P, tekerleğin düşey yönde taşımakta olduğu yük olup, G_a aşağıdaki şekilde açıklanabilir.

$$G_a = \frac{\sqrt{\left[C_\alpha + C_{SB} \left(\frac{s_B}{1-s_B} \right) \right]^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + \left(C_{SB} \frac{s_B}{1-s_B} \right)^2}}{3\mu_H P} \quad (4.9)$$

P düşey yöndeki tekerlek yükü, lastik temas uzunluğu boyunca parabolik bir dağılım gösteren yüzey basıncına bağlıdır. Fiala'ya (1954) göre;

$$p = 4p_m \cdot \frac{x_K}{2L} \cdot \left(1 - \frac{x_K}{2L} \right) \quad (4.10)$$



Şekil 4.6 Tekerlek temas noktasında oluşan yüzey basıncı dağılımı (Jazar, 2008)

şeklinde özetlenebilecek yüzey basıncını temel alan tekerlek düşey yükü denklemi, temas yüzeyi boyunca integre edilerek;

$$P = b \int_0^{2L} 4p_m \cdot \frac{x_K}{2L} \left(1 - \frac{x_K}{2L} \right) dx_K = \frac{2}{3} p_m \cdot b \cdot 2L \quad (4.11)$$

ifadesi elde edilir.

4.4 Taşıt Gövdesi Hareket Denklemleri

Taşıtın viraj davranışını modelleyebilmek için onbir serbestlik derecesine sahip beş kütleli bir matematik modelden yararlanılmıştır. Bu serbestliklerin üçü gövdenin doğrusal hareketini, üçü yalpa - baş sallama - savrulma durumlarını, dördü tekerlek dönmesini ve kalan bir serbestlik de direksiyon sistemine verilen yön verme girdisini tanımlamaktadır.

Bu serbestliklerin ilki; direksiyon sistemine verilen girdi değeri, taşıtın döneceği viraj yarıçapına bağlı olarak Ackermann Prensibi'ne göre belirlenmiş ve matematik modele tanımlanmıştır.

Gövdenin doğrusal hareketini tanımlanması için, Newton'un ikinci yasasını temel olarak türetilen denklemlerden yararlanılmıştır. Taşıt gövdesine etkiyen kuvvetlere bağlı olarak elde edilen ivme değerinin, iki kez integre edilmesi ile yalpa – baş sallama ve savrulma hareket denklemleri üzerinden taşıtın doğrusal yöndeki hız ve konum değerlerine ulaşılmıştır.

$$\bar{F}_{SPA} = -m_T \cdot \ddot{\bar{r}}_{SPA} \quad (4.12)$$

$$\frac{d^2}{dt^2} (\bar{r}_{SPA}) = \begin{bmatrix} \ddot{X}_{SPA} - 2 \cdot \dot{Y}_{SPA} \cdot \dot{\epsilon}_g - Y_{SPA} \cdot \ddot{\epsilon}_g - X_{SPA} \cdot \dot{\epsilon}_g^2 \\ \ddot{Y}_{SPA} + 2 \cdot \dot{X}_{SPA} \cdot \dot{\epsilon}_g + X_{SPA} \cdot \ddot{\epsilon}_g - Y_{SPA} \cdot \dot{\epsilon}_g^2 \\ \ddot{Z}_{SPA} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

Yalpa – baş sallama ve savrulma hareketleri ise taşıt gövdesine üç eksenle etkiyen momentlerden türetilen denklemler ile belirlenmektedir.

$$\frac{d}{dt} (\bar{h}_{SPA}) = \dot{\bar{h}}_{SPA} = M_{SPA} \quad (4.14)$$

$$\dot{\bar{h}}_{SPA} = \begin{bmatrix} I_\xi (\ddot{\psi} + \dot{\epsilon}_g \cdot \sin v \cdot \cos \psi) + H_\xi \\ I_\zeta (\ddot{v} - \dot{\epsilon}_g \cdot \sin \psi) + H_\zeta \\ I_\xi (\dot{\epsilon}_g \cdot \cos v \cdot \cos \psi) + H_\xi \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

H_ξ , H_η ve H_e şeklinde verilen kısaltmalar, her üç eksendeki kütle atalet momentleri I_ξ , I_η , I_e ile yalpa ve baş sallama açılarına bağlı olarak

$$H_{\xi} = (I_{\xi} + I_{\eta} + I_{\varepsilon}) \dot{v} \dot{\xi}_g \cos v \cos \psi - I_{\xi} \dot{\xi}_g \dot{\psi} \sin v \sin \psi - (I_{\varepsilon} - I_{\eta}) \dot{\xi}_g^2 \sin \psi \cos v \cos \psi \quad (4.16.a)$$

$$H_{\eta} = (I_{\xi} - I_{\varepsilon}) (\dot{\psi} + \dot{\xi}_g \sin v \cos \psi) \dot{\xi}_g \cos v \cos \psi - I_{\eta} \dot{\xi}_g \dot{\psi} \cos \psi \quad (4.16.b)$$

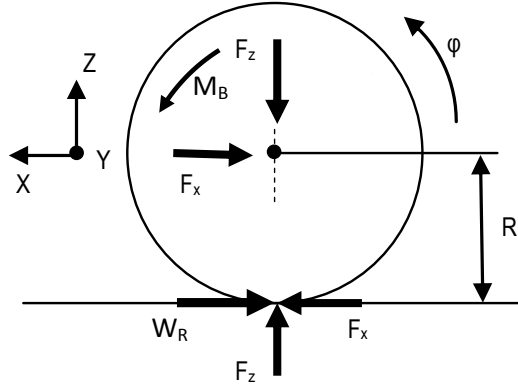
$$H_{\varepsilon} = (I_{\eta} - I_{\xi} - I_{\varepsilon}) \dot{\xi}_g \dot{v} \sin v \cos \psi - [(I_{\eta} - I_{\varepsilon}) \sin \psi + I_{\varepsilon} \sin \psi \cos v] \dot{\xi}_g \dot{\psi} + (I_{\eta} - I_{\varepsilon}) (\dot{\xi}_g \dot{v} - \dot{\xi}_g^2 \sin v \cos \psi \sin \psi) \quad (4.16.c)$$

şeklindedir.

Geriye kalan dört serbestlik ise tekerleklerin açılma hareketini tarif etmekte olup Şekil 4.7’de görülen kuvvet ve moment dengesi üzerinden,

$$\ddot{\phi}_{i=1..4} = \frac{[-M_B(t)_i + (B_i - W_{Ri}) \cdot R_D - M_{Ri} \cdot \sin \sigma_i]}{I_R} \quad (4.17)$$

denklemini yardımıyla, taşıt modelinde ifade edilir.



Şekil 4.7 Tahrik edilen taşıt tekerleğinde kuvvet ve moment dengesi (Greco, 2007)

BÖLÜM BEŞ

SÜRÜŞ SİMÜLASYONLARI

5.1 Giriş

Bu bölümde, önceki bölümlerde aktarılan askı sistemi dinamik davranışının taşıtın üç ekseninde yaptığı savrulma, yalpa ve baş sallama hareketlerini göz önüne alarak, 100 metre yarıçaplı bir viraj dönüşü esnasında taşıtın seyir dinamiğine etkileri incelenmiştir.

5.2 Ackermann Prensibi

Bir virajın geçilmesi esnasında bir aracın tekerlekleri farklı mesafeleri kateder. Ackermann prensibine göre, düşük hızlarda yön verilen ön tekerleklerin aksın eksenlerinin uzantılarının, arka aksın orta ekseninin uzantısı ile viraj merkezinde kesiştikleri düşünülür (Şekil 5.1). Viraj içindeki tekerlek, virajın dışında olan tekerleğe göre daha fazla yönlenme açısı almaktadır. Bu açılar, aşağıdaki denkleme göre hesap edilir (Genta, 1997), (Kuralay, 2008b).

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{B}{L} \quad (5.1)$$

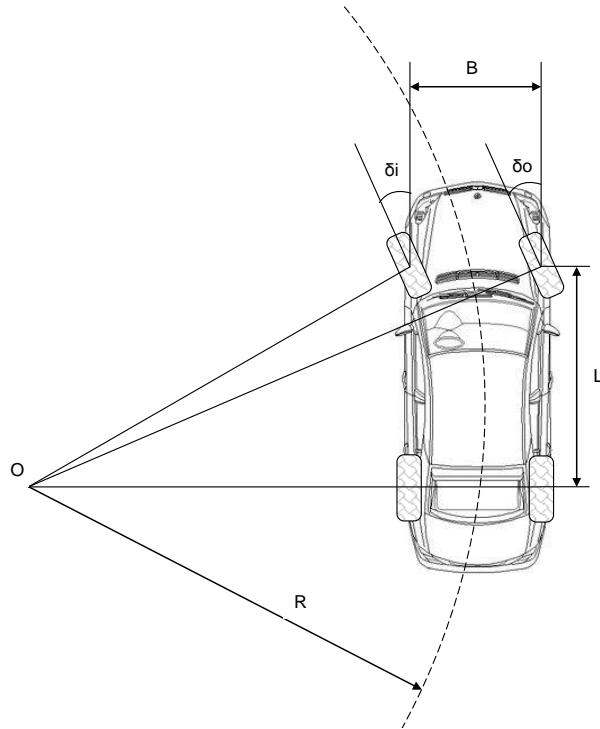
Ancak bu hesaplama tamamen teorik olup, gerçek bir viraj dönüş manevrası esnasında, yuvarlanan bir tekerleğe gelen bozucu kuvvetlerin, yan kuvvet şeklinde tekerleğe etkimesi durumunda, tekerleğin oturma yüzeyi yana doğru kayar. Tekerlek hareket düzleminden α kadar sapsmış bir düzlemde hareket etmeye başlar. Tekerleğin yuvarlanma doğrultusu ile hareket doğrultusu arasındaki bu açığa diyagonal hareket açısı denir (Kuralay, 2008a). Diyagonal hareket açısı, tekerleğin karşıladığı düşey yüke, iç basıncına, kamber açısına ve yan kuvvete bağlı olmasından dolayı her tekerlekte farklıdır.

Diyagonal hareket açısının varlığından ötürü, taşıtın viraj hareketi esnasındaki özgül yönlenme davranışı üç ayrı koşul ile incelenir.

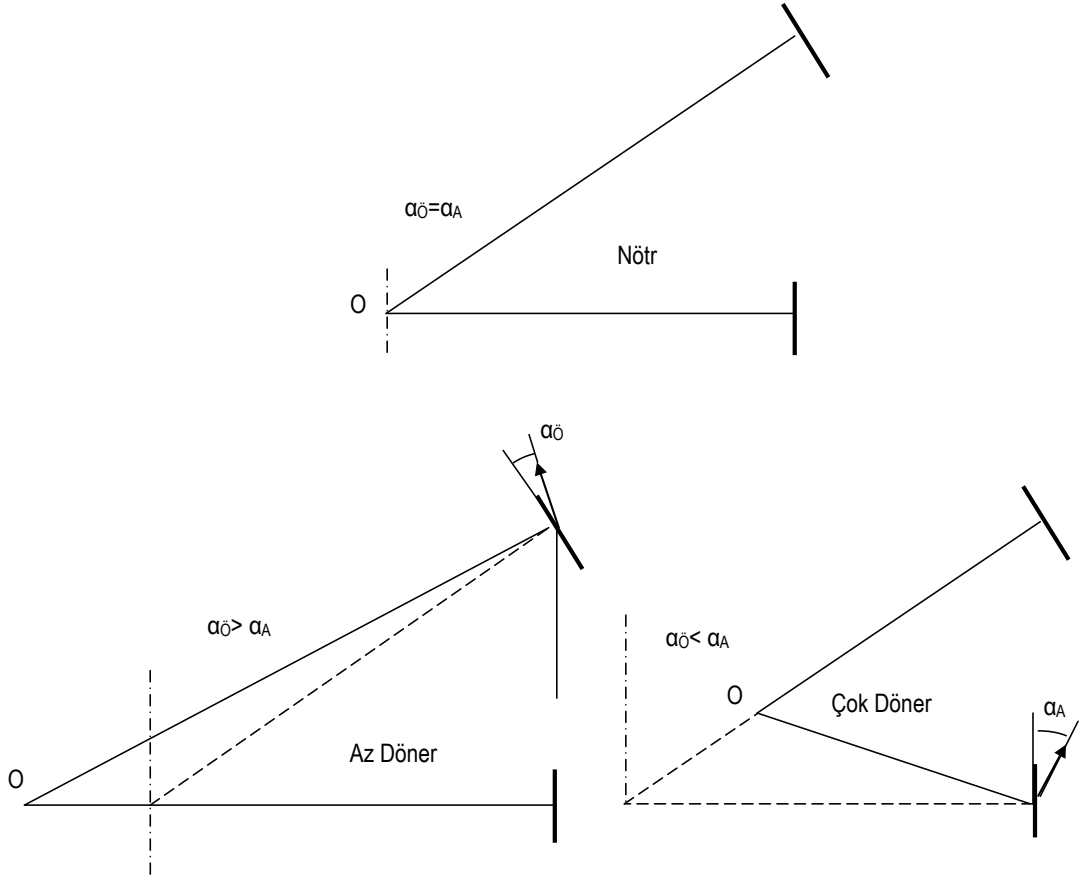
Taşıtın ağırlık merkezinin ön aksa yakın olduğu durumda, ön aksa bağlı tekerlekler daha büyük diyagonal hareket açıları alır. Bunun sonucu olarak artan araç hızı ile direksiyon açısının arttırılması gerekiyorsa bu karaktere sahip araçlara az döner karakteristikli araçlar denir.

Aksi durumda; yani artan araç hızı ile direksiyon açısının azaltılması gerekiyorsa bu karaktere sahip araçlara aşırı döner karakteristikli araçlar denir.

Eğer; dönülen yarıçap veya direksiyon açısı taşıtın seyir hızı ile değişmiyorsa, bu tip karakteristiğe sahip araçlara tarafsız yani nötr karakteristikli araçlar denir (Kuralay, 2008b), (Milliken, ve Milliken, 1995). Bu karakteristikler şematik olarak Şekil 5.2’de görülmektedir.

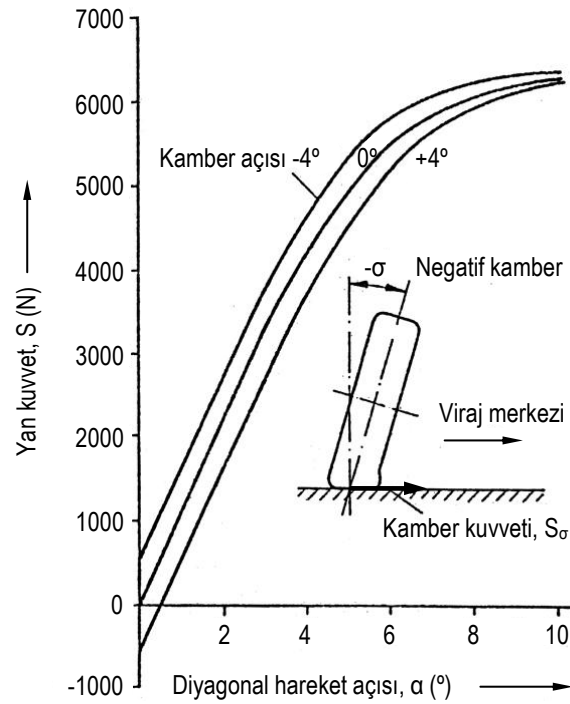


Şekil 5.1 Ackermann prensibinin şematik açıklanması



Şekil 5.2 Diyagonal hareket açısının taşıtın özgül yönlenme davranışına etkisi (Kuralay, 2008b)

Taşıt tekerleklerine etkiyen yan kuvvetin, diyagonal hareket açısına göre değişimi, belirli kamber açlarına göre Şekil 5.3’de verilmiştir. Buna göre taşıt askı sisteminin kamber açısında oluşan değişimler, tekerleklerin yan kuvvet alma kapasitesini değiştirmekte, bu durum taşıtın virajdaki hareketi esnasında özgül yönlenme davranışını etkilemektedir.



Şekil 5.3 Kamber açısının yan kuvvete etkisi (Zomotor, 1987)

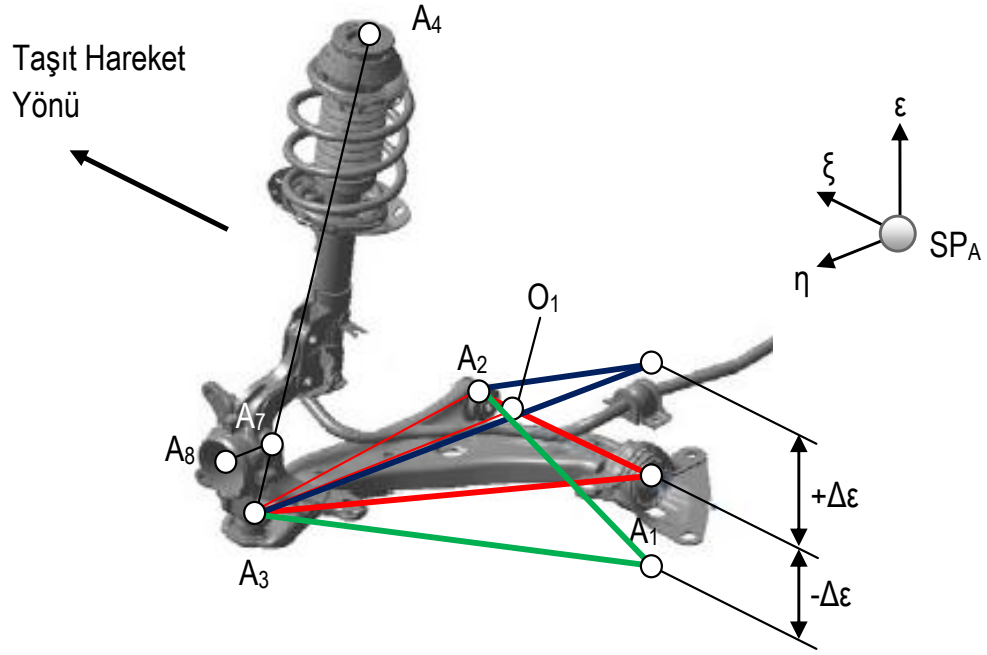
5.3 Kamber Açısı Değişiminin Taşıtın Viraj Karakteristiğine Etkisi

Çalışmanın bu bölümünde, Mc Pherson askı sisteminin alt salıncağının taşıt şasisine bağlandığı A_1 ve A_2 noktalarının, belirlenen eksenlerde ötelenmelerinin askı sisteminin kamber, kaster ve dingil pimi açılarını ne ölçüde değiştirdiği, değişik askı sistemi geometrileri için denenmiştir.

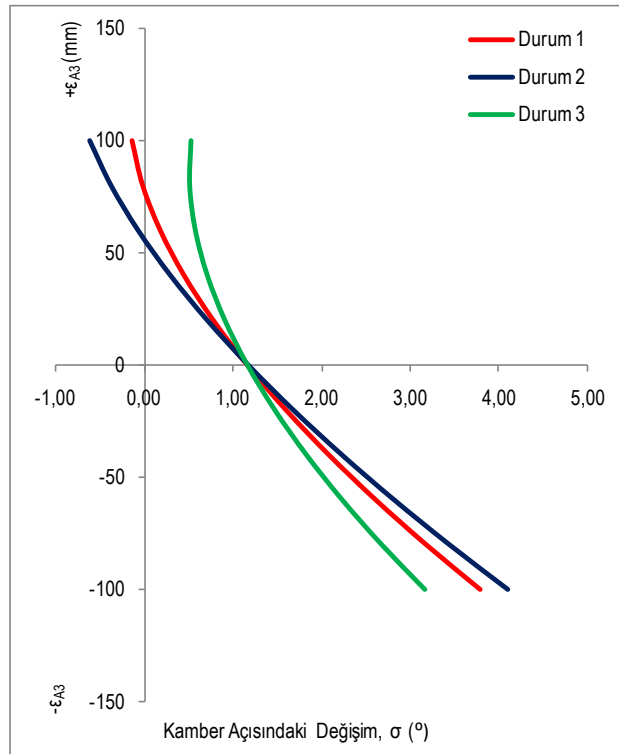
Elde edilen sonuçlar, Şekil 5.5 – 5.10'da verilmektedir.

Tablo 5.1 Mc Pherson yay bacaklı askı sisteminde şasi bağlantı noktalarının konum değişimleri

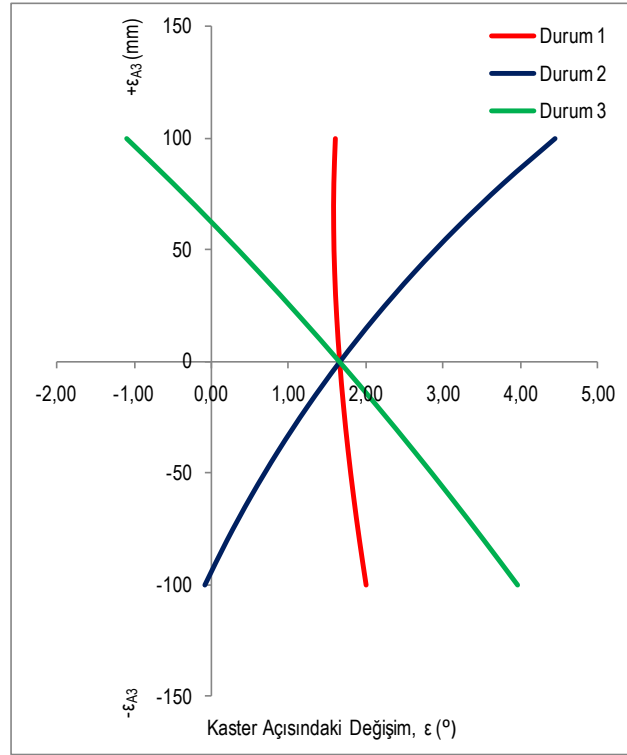
	A_1	A_2
Durum 1	Sabit	Sabit
Durum 2	Sabit	$+\epsilon$ yönünde 100 mm
Durum 3	Sabit	$-\epsilon$ yönünde 100 mm
Durum 4	$+\epsilon$ yönünde 100 mm	Sabit
Durum 5	$-\epsilon$ yönünde 100 mm	Sabit



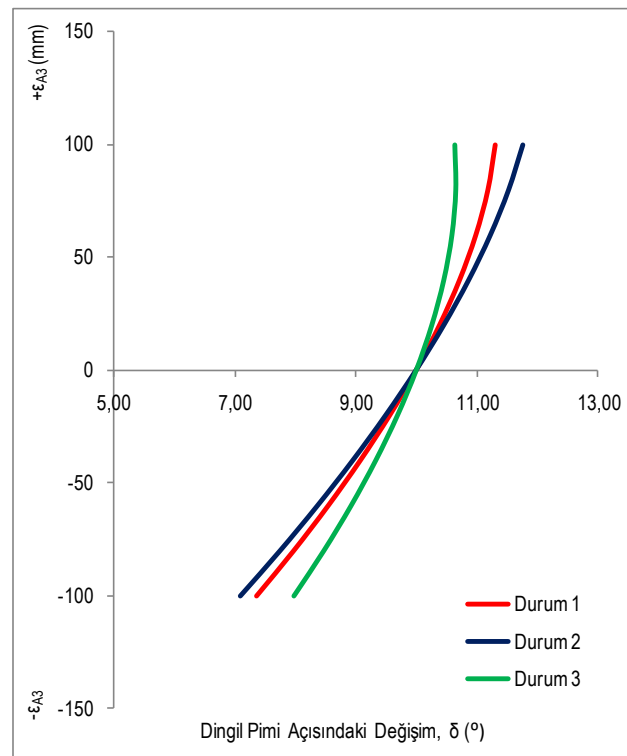
Şekil 5.4 Mc Pherson yay bacaklı askı sisteminde alt salıncak geometrisinin değiştirilmesi



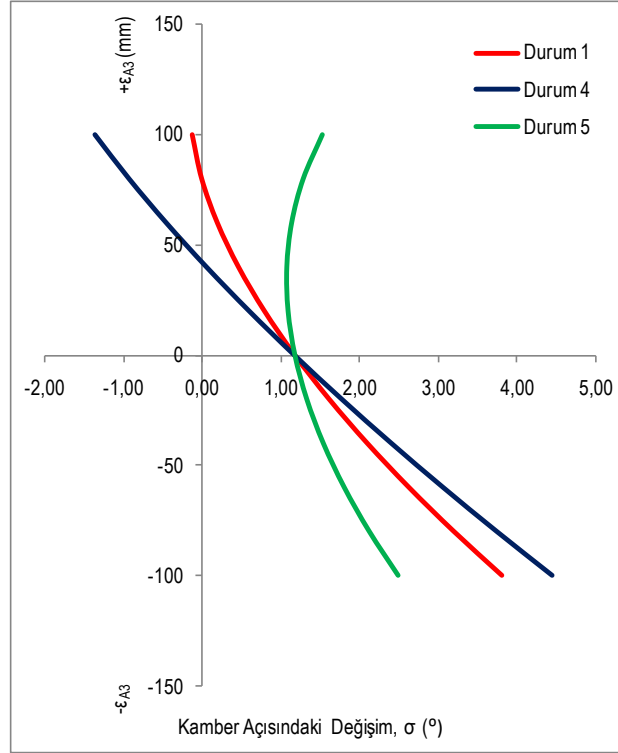
Şekil 5.5 Farklı askı sistemi geometrilerinde kamber açısı değişimi



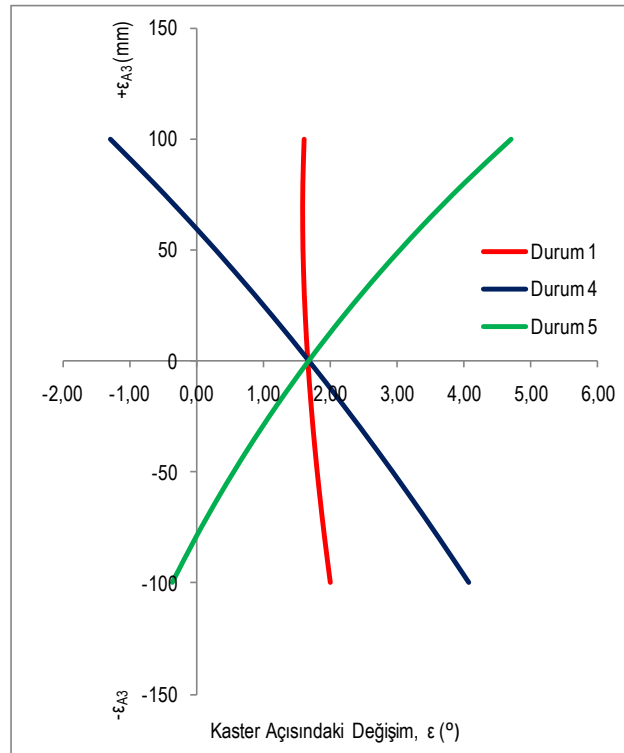
Şekil 5.6 Farklı askı sistemi geometrilerinde kaster açısı değişimi



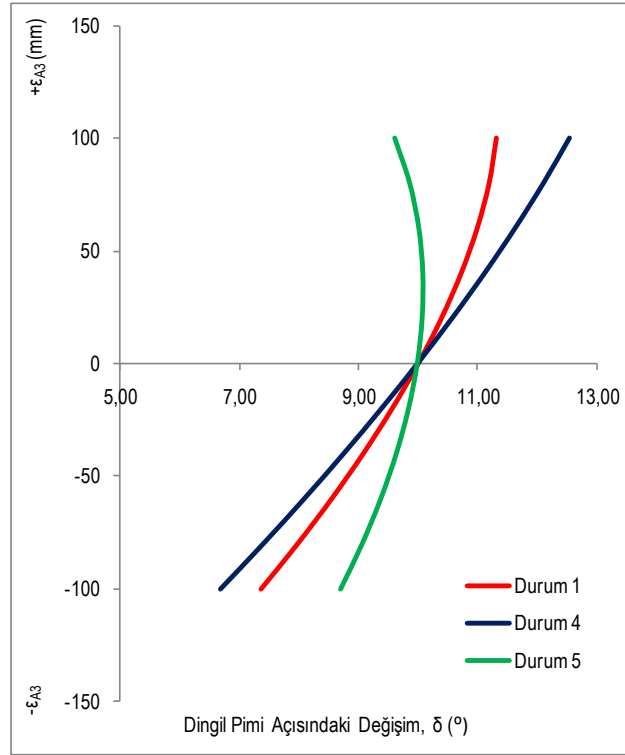
Şekil 5.7 Farklı askı sistemi geometrilerinde dingil pimi açısı değişimi



Şekil 5.8 Farklı askı sistemi geometrilerinde kamber açısı değişimi



Şekil 5.9 Farklı askı sistemi geometrilerinde kaster açısı değişimi

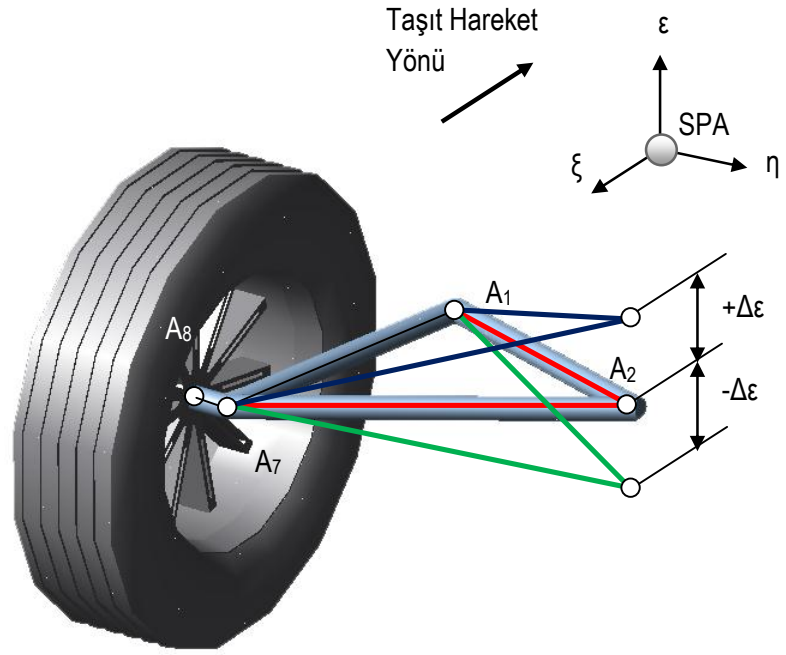


Şekil 5.10 Farklı askı sistemi geometrilerinde dingil pimi açısı değişimi

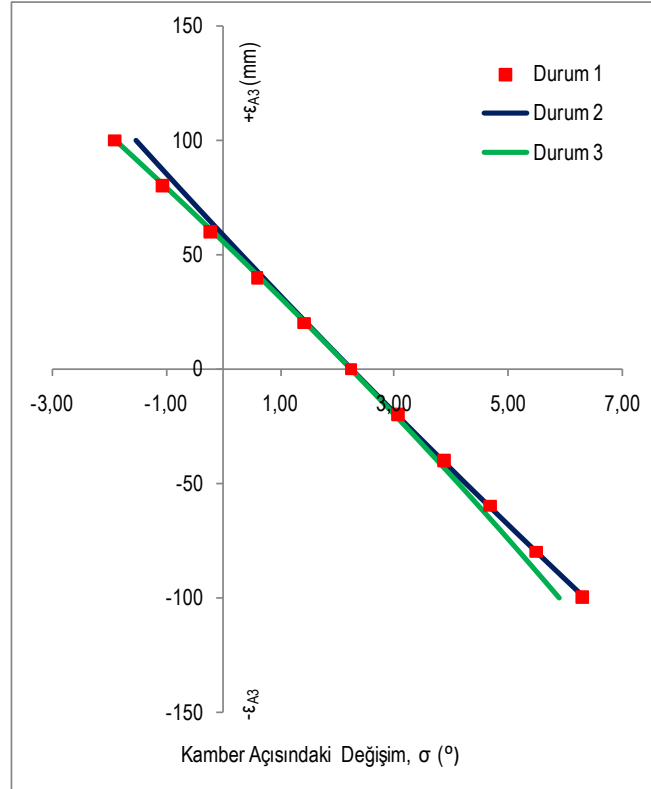
Benzer şekilde, diyagonal askı sisteminin şasi bağlantı noktalarının koordinatlarında yapılacak değişikliklerin, askı sisteminin karakteristik değerlerine etkileri incelenmiştir. Bunun için askı sisteminin bağlantı noktalarından biri sabit tutularak, diğerinin seçilen bir ölçüde ε ekseninde yer değiştirmesi sağlanmıştır. Sonuçlar aşağıdaki gibidir.

Tablo 5.2 Diyagonal askı sisteminde şasi bağlantı noktalarının konum değişimleri

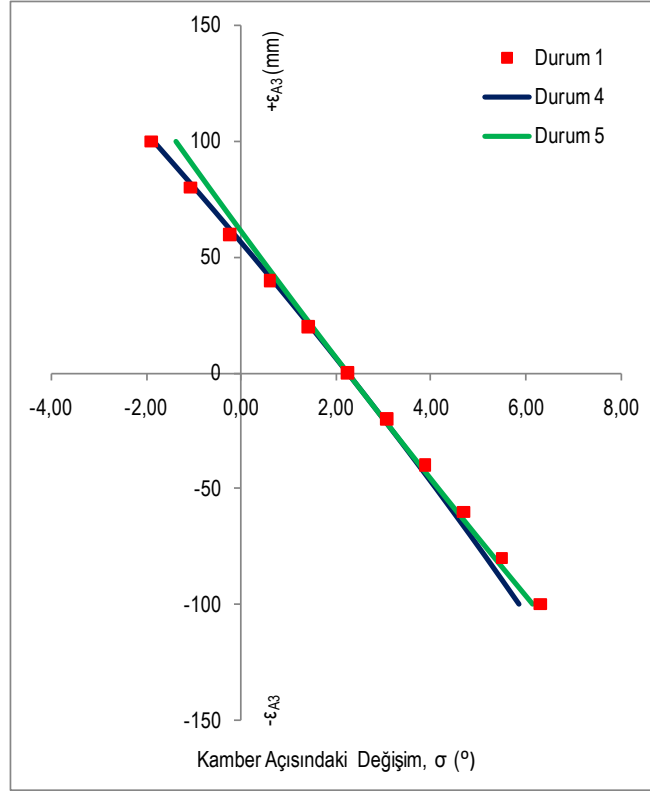
	A_1	A_2
Durum 1	Sabit	Sabit
Durum 2	Sabit	$+\varepsilon$ yönünde 100 mm
Durum 3	Sabit	$-\varepsilon$ yönünde 100 mm
Durum 4	$+\varepsilon$ yönünde 100 mm	Sabit
Durum 5	$-\varepsilon$ yönünde 100 mm	Sabit



Şekil 5.11 Diagonal askı sisteminde alt salıncak geometrisinin değiştirilmesi



Şekil 5.12 Diagonal askı sisteminin farklı geometrilerindeki kamber açısı değişimi



Şekil 5.13 Diyagonal askı sisteminin farklı geometrilerindeki kamber açısı değişimi

Özellikle kamber açısının değişimi, yan kuvvet alma kapasitesini etkileyeceğinden (bkz. Şekil 5.3, (Zomotor, 1987)), taşıtın viraj hareketi esnasında, özgül yönlenme davranışını değiştirme etkisine sahiptir.

Bu durumun açıkça gözlenebilmesi için, önceki örneklerden farklı olarak, her iki askı sisteminde de kamber açısındaki değişimin büyük olduğu özel durumlar kullanılmıştır. Şekil 5.14’de Mc Pherson yay bacaklı askı sistemi geometrisi değiştirilmiş bir taşıtın aldığı kamber açıları incelenmiş, Şekil 5.15’te bu değiştirilen askı sistemini kullanan taşıtın, 20 m/s’lik bir hızda, 100 metre yarıçaplı bir virajda, taşıt tekerleklerine etkiyen bir tahrik momenti olmaksızın, sergilediği özgül yönlenme davranışı görülmektedir. Askı sistemindeki değişiklikte

Pozisyon 1 : Askı sisteminin normal geometrisine,

Pozisyon 2 : A_4 noktasının kütle merkezine doğru ξ ekseninde 200 mm, η ekseninde 200 mm ötelendiği geometriye,

Pozisyon 3 : A_4 noktasının kütle merkezinden dışarıya doğru ξ ekseninde 100 mm, η ekseninde 100 mm ötelendiği geometriye,

karşılık gelmektedir.

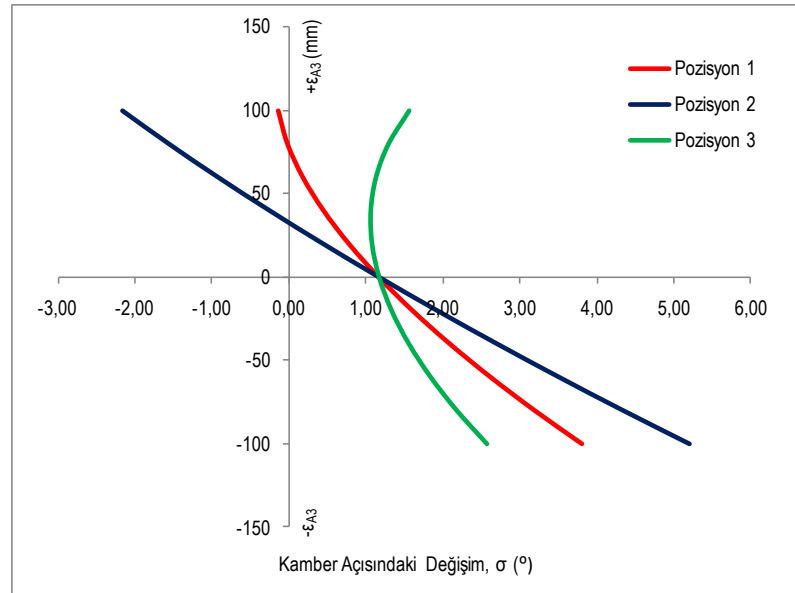
Şekil 5.16'da ise bu kez diyagonal askı sistemi geometrisi değiştirilmiş bir taşıtın almış olduğu kamber açıları gösterilmiş ve Şekil 5.17 ile bu değiştirilmiş askı sistemini kullanan taşıtın, 20 m/s'lik bir hızda, 100 metre yarıçaplı bir virajda, taşıt tekerleklerine tahrik momenti etkimemesi durumundaki viraj davranışı elde edilmiştir. Askı sistemindeki değişiklikte

Pozisyon 1 : Askı sisteminin normal geometrisine,

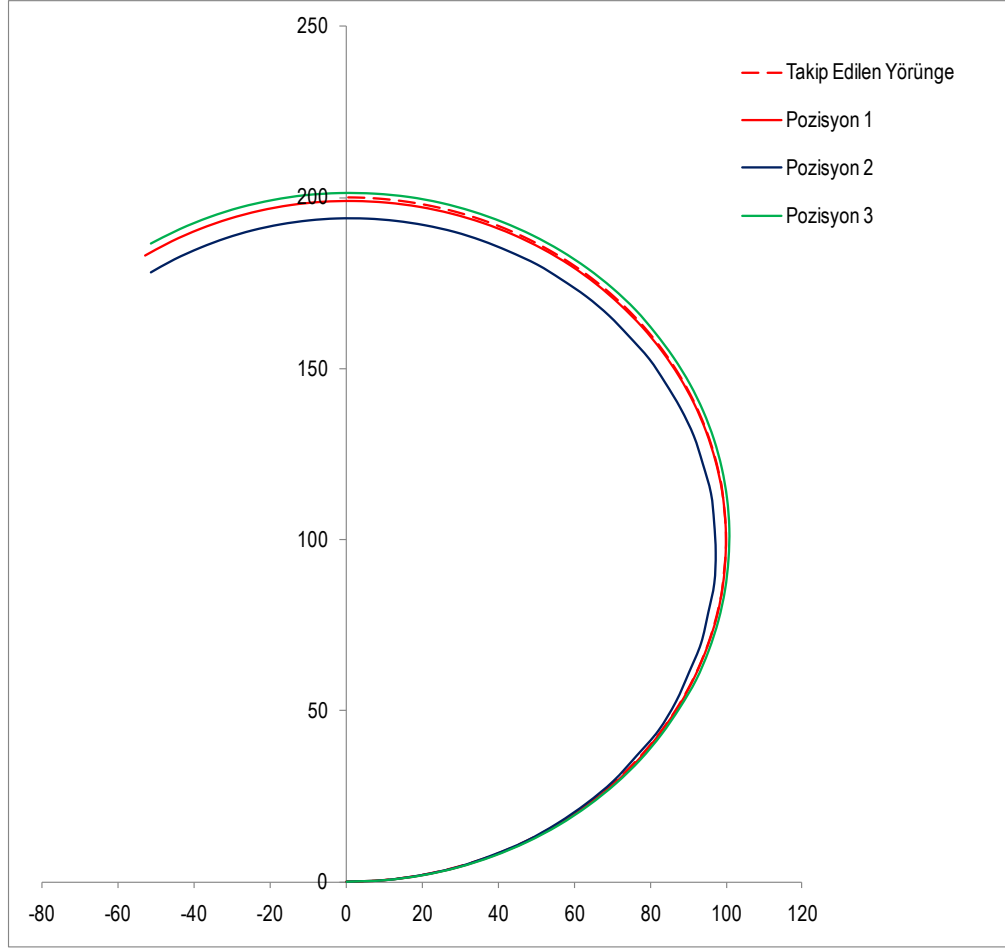
Pozisyon 2 : A_1 noktasının ξ ekseninde kütle merkezine dışarıya doğru 200 mm, η ekseninde kütle merkezine doğru 200 mm ötelendiği geometriye,

Pozisyon 3 : A_1 noktasının ξ ekseninde kütle merkezine doğru 200 mm ötelendiği geometriye,

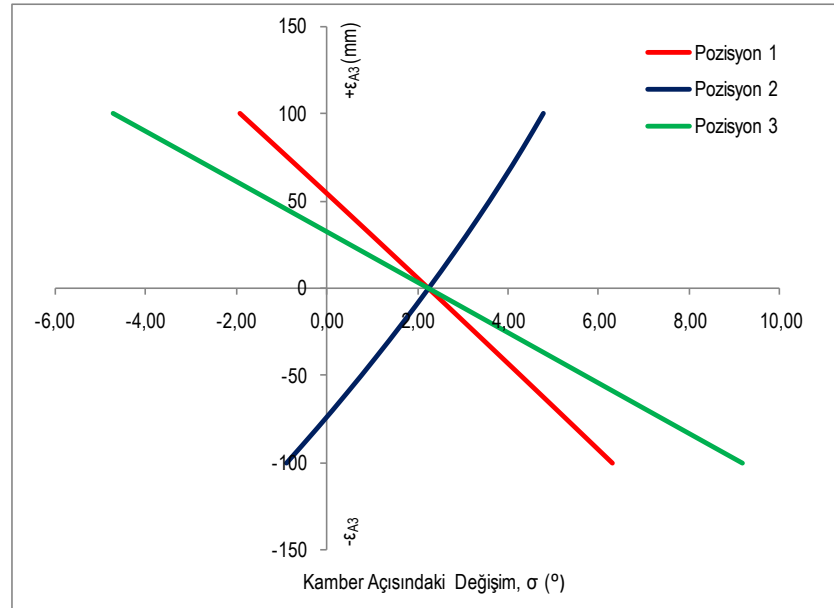
karşılık gelmektedir.



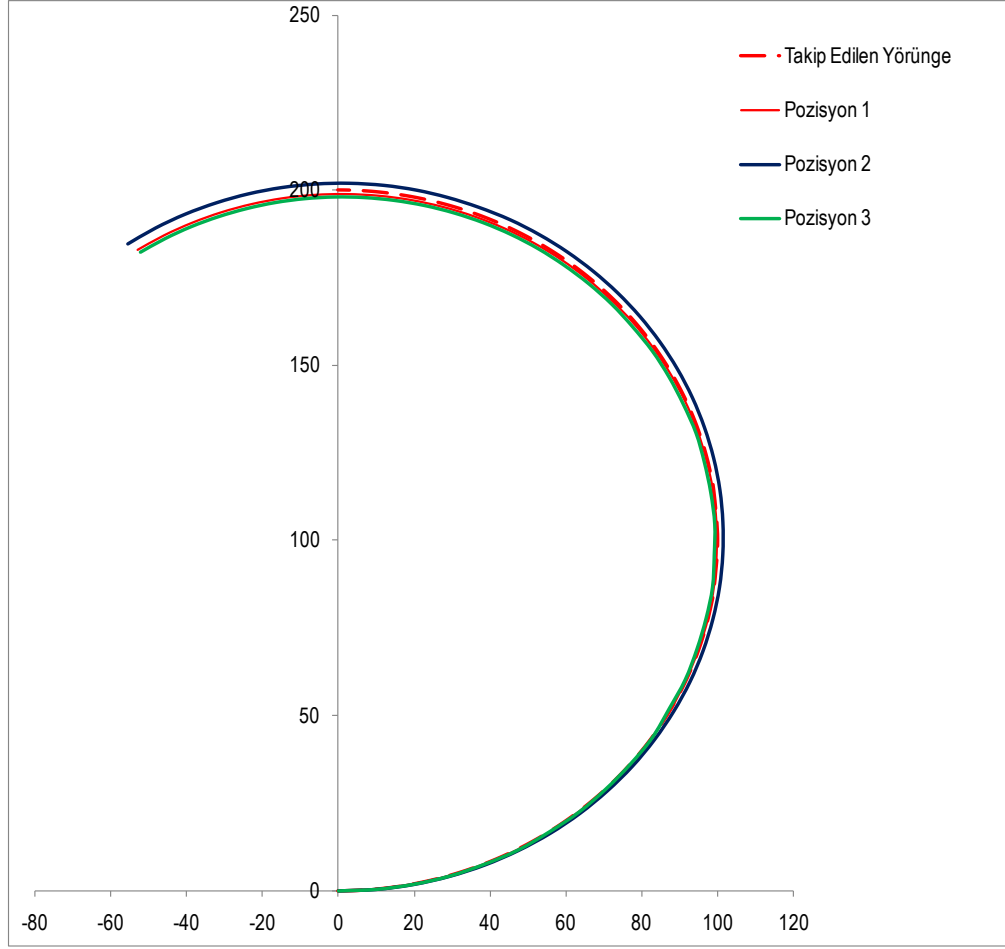
Şekil 5.14 Mc Pherson yay bacaklı askı sisteminin değişen geometrilerindeki kamber açısı değişimi



Şekil 5.15 Mc Pherson yay bacaklı askı sistemi geometrisi değiştirilmiş taşıtların özgül yönelme davranışı



Şekil 5.16 Diyagonal askı sisteminin değişen geometrilerindeki kamber açısı değişimi



Şekil 5.17 Diyagonal askı sistemi geometrisi değiştirilmiş taşıtın özgül yönlenme davranışı

BÖLÜM ALTI

SONUÇ

Bu çalışmada; ilk olarak binek taşıtlarda, gövdenin yaylandırılması ve titreşim sönümlemesi işlevini yerine getiren bağımsız askı sistemleri üç boyutlu mekanizmalar olarak ele alınmış ve bu sistemlerin geometrisinin taşıtın viraj davranışına etkisi bir matematik model yardımıyla incelenmiştir.

Bunun için önce askı sisteminin geometrisini oluşturan kinematik noktalar belirlenmiş ve bu noktalar, konum vektörleri yardımıyla taşıt gövdesinin kütle merkezine göre tanımlanmıştır. Daha sonra vektör cebirinin bilinen kuralları doğrultusunda, sistemin üç boyutlu hareketinin incelenmesine olanak sağlayan bir vektörel model oluşturulmuştur.

Bu model yardımıyla, tekerlek kütle merkezinin seçilen bir düşey yer değiştirme değeri için, askı sistemi geometrisinde ve dolayısıyla sistemin kinematik parametrelerinde meydana gelen değişimler belirlenmiştir. İkinci aşamada, tekerleğin düşey konumu sabit tutulmuş, ve bu kez tekerleğin yön verme eksenini çevresinde belirlenen bir açı değeri çerçevesinde dönmesi sağlanmış ve parametrelerde ortaya çıkan değişimler diyagramlar ile ifade edilmiştir.

Çok elemanlı sistemler dinamiği (Multibody dynamics) mantığını kullanan bir paket program olan RecurDyn kullanılarak, çalışmada kullanılan askı sistemlerinin, Mc Pherson yay bacaklı askı sistemi ve diyagonal yönvericili askı sisteminin katı modelleri oluşturulmuş ve sistemleri oluşturan elemanlar arasında uygun serbestlik dereceleri tanımlanarak, geliştirilen askı sistemi programı kullanılarak gerçekleştirilen analizler tekrarlanmıştır.

Her iki programdan elde edilen sonuçların oldukça yakın olduğu görülmüş, geliştirilen askı sistemi programının tekerleğin belirli bir düşey yer değişimi ya da yön alması durumlarında sistemin kinematik parametrelerindeki değişimi yeterli hassasiyet ile elde edebildiği görülmüştür.

İkinci aşamada, taşıt gövdesi ve dört tekerlekten oluşan toplam beş kütleli ve onbir serbestlik derecesi ile dinamik olarak ifade edilen bir matematiksel taşıt modeli üzerinde, askı sistemi geometrisindeki değişikliklerin, tahrik edilmeyen bir taşıtın virajdaki özgül yönlenme davranışına etkisi incelenmiştir. Bunun için Mc Pherson yay bacaklı askı sisteminin üst bağlantı noktası (A_4), ξ ve η eksenlerinde taşıtın içine ve dışına doğru yer değiştirilmiştir. Benzer şekilde, diyagonal yönvericili askı sisteminin A_1 bağlantı noktasının, ξ ve η eksenlerinde taşıtın içine ve dışına doğru yer değiştirilmesi sağlanmıştır.

Gerçekleştirilen bu değişiklikler sonucunda, tekerleğin düşey hareketine bağlı yeni kamber açısı karakteristikleri elde edilmiştir. İncelenen her bir değişim, taşıt modelinde de ifade edilmiş, bu değişimler sonucunda taşıtın yeni viraj karakteristikleri elde edilmiştir.

Bu değişikliklerin viraj dinamiğine etkileri taşıt modeli üzerinde incelenmiştir. Bu inceleme için yaklaşık nötr karakteristikli bir taşıtın teknik değerleri seçilmiştir.

Viraj hareketi sırasında kamber açısını azaltıcı şekilde gerçekleştirilecek geometrik değişikliklerin tekerleğin yan kuvvet alma kapasitesini arttıracığından, bu tekerleğin bulunduğu aksın viraj dışına savrulma eğiliminin azalması beklenir. Kamber açısı artımında bunun tersi bir durum söz konusudur. Taşıt modeli üzerinde incelenen durumlarda da, viraj hareketi sırasında kamber açısını arttırıcı şekilde yapılacak değişikliklerde, taşıt gövdesinin özgül yönlenme karakteristiğinin değiştiği görülmüştür. Daha açık bir ifade ile, arka aksta kamber açısının arttırılmasının taşıtın belirli ölçüde viraj içine yönlenmesine (aşırı döner karakteristik) neden olduğu, aynı durumun ön aksta ortaya çıkması halinde, taşıtın belirli ölçüde viraj dışına yönlendiği (az döner karakteristik) gözlenmiştir.

Yapılacak buna benzer çalışmalarla, taşıta istenen özgül yönlenme karakteristiğini verecek uygun askı sistemi geometrisinin belirlenmesi mümkündür. Bu şekilde taşıtın viraj davranışı iyileştirilebilir.

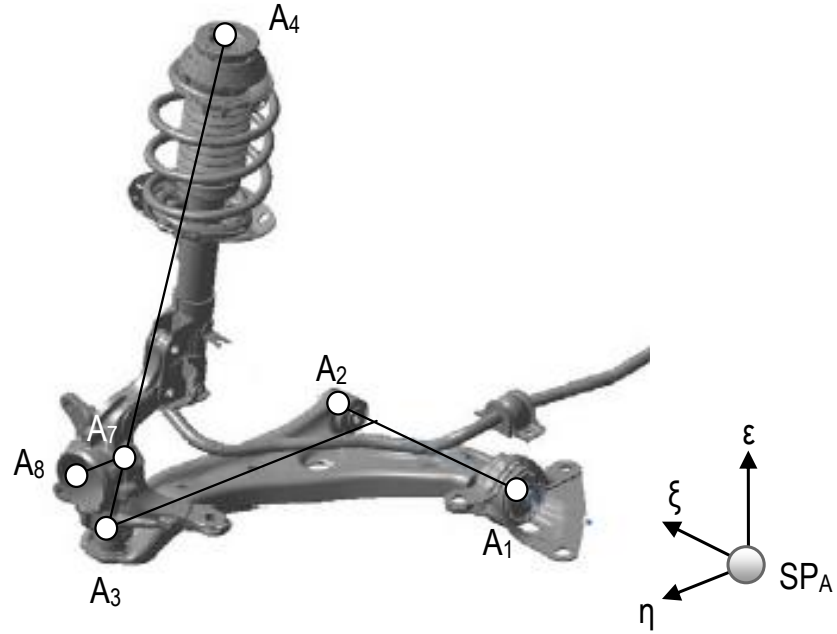
KAYNAKLAR

- Blundell, M. & Harty, D. (2006). *The multibody systems approach to vehicle dynamics*. London: Elsevier Butterworth – Heinemann.
- Fiala, E. (1954). *Seitenkräfte am Rollenden Luftreifen*. Z.VDI, 96 (29), 973-979.
- Figes A.Ş. internet sitesi. *RecurDyn*.11 Nisan 2010,
<http://www.figes.com.tr/urunler/recurdyn/recurdyn.php>
- Genta, G. (1997). *Motor vehicle dynamics*, Singapore: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., Regal Pres (S) Pte. Ltd.
- Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc.
- Greco, G. (2007). *Dynamics of vehicles with controlled limited-slip differential*. Tesi di dottorato di ricerca. Università di Pisa, Scuola di Dottorato in Ingegneria “Leonardo da Vinci”.
- Jazar, R.N. (2008). *Vehicle dynamics; theory and application*. New York: Springer Science+Business Media, LLC.
- Kortüm, W. & Sharp, R.S. (Eds.). (1993). *Multibody computer codes in vehicle system dynamics*. Amsterdam: Swets & Zeitlinger.
- Kuralay, N. S. (1985). *Einfluß von Fahrwerklastizitäten und Reifenparametern auf das Fahrverhalten von Personenkraftwagen*. Dissertation. Universität Hannover, Fakultät für Maschinenwesen.
- Kuralay, N. S. (1990). Motorlu araç lastik kuvvetlerinin teorik yöntemle hesaplanması. *Mühendis ve Makina*, 31 (361), 205-216.
- Kuralay, N. S. (2008a). *Motorlu taşıtlar, cilt 1*. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.

- Kuralay, N. S. (2008b). *Motorlu taşıtlar, cilt 2*. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.
- Lacombe, J. (2000). Tire model for simulations of vehicle motion on high and low friction road surfaces. In J. A. Joines, R. R. Barton, K. Kang, and P. A. Fishwick, (Eds.). *Proceedings of the 2000 Winter Simulation Conference* (1025-1034). San Diego, CA, USA: Society for Computer Simulation International.
- Lowndes, E. M. (1998). *Development of an intermediate DOF vehicle dynamics model for optimal design studies*, Doctoral Thesis, The Graduate Faculty of North Carolina State University, Department of Mechanical and Aerospace Engineering.
- Milliken, W. F. & Milliken, D. L. (1995). *Race car vehicle dynamics*, Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.
- Reimpell, J. (1976). *Fahrwerktechnik, Bd. 1*. (3. Aufl.). Würzburg: Vogel-Verlag.
- Topaç, M. M., Özdel, S., Kuralay, N. S. (2007). Bir ağır vasıta yönlendirme sisteminin boyutsal optimizasyonu, *MakinaTek*; (121), 62-72.
- Zomotor, A. (1987). *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. Würzburg: Vogel Verlag.

EKLER

E.1 Seçilen Taşıtın Askı Sistemi Kinematik Koordinatları

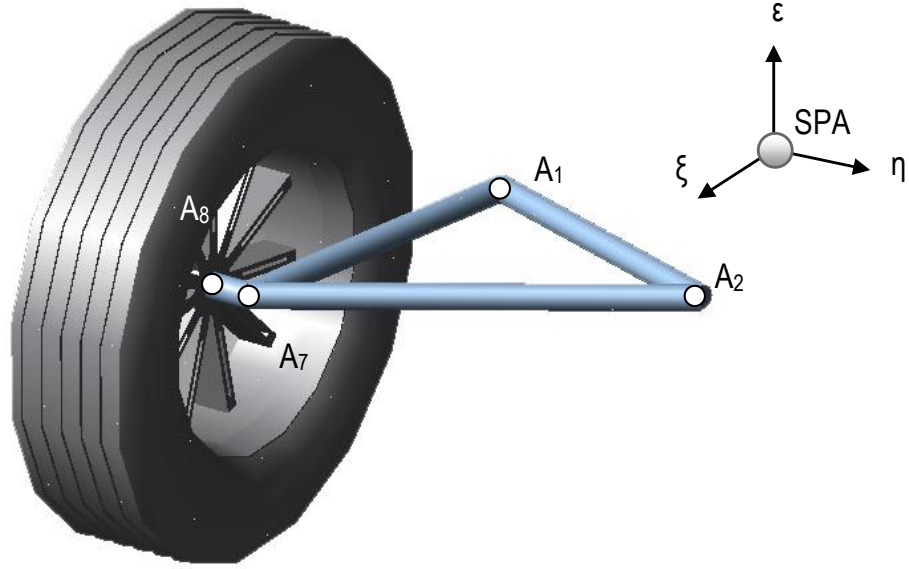


Şekil E.1 Taşıtın ön aksında bulunan Mc Pherson yay bacaklı askı sisteminin şematik gösterilişi

Tablo E.1 Mc Pherson askı sisteminin kinematik noktalarının kütle merkezine göre koordinatları

	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A ₇	A ₈
ξ	1467	1120	1377,94	1359,76	-	-	1374,45	1375,03
η	228	168	671,42	561,21	-	-	650,25	750,23
ε	-332	-347	-362,13	262,96	-	-	-242,03	-244,07

Şekil E.1 üzerinde kinematik noktalarının yerleşimleri verilen ön aks konstrüksiyonu örnek taşıtımızda da bulunan Mc Pherson yay bacaklı askı sistemine aittir. Bu askı sisteminin kütle merkezine göre koordinatları ise eksen takımı bazında Tablo E.1’de verilmektedir.



Şekil E.2 Taşıtın arka aksında bulunan diyagonal yön vericili askı sisteminin şematik gösterilişi

Örnek taşıtın arka aksında kullanılan diyagonal yön vericili askı sisteminin kinematik noktaları Şekil E.2’de verilmiş olup, bu noktaların kütle merkezine olan koordinatları ise Tablo E.2’de detaylı şekilde gösterilmiştir.

Tablo E.2 Diyagonal yön vericili askı sisteminin kinematik noktalarının kütle merkezine göre koordinatları

	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A ₇	A ₈
ξ	-879	-1053	-1376,09	-	-	-	-1376,09	-1374,9
η	594	173	619,12	-	-	-	619,12	756,10
ε	-274	-280	-238,87	-	-	-	-238,87	-244,24