



Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi

Araştırma Makalesi

Deney Tasarımı Yaklaşımıyla, Dört Tekerlekten Çekişli Bir Taşıtın Direksiyon Trapezinin Kinematik Optimizasyonu

Mehmet Murat TOPAÇ^{a,*}, İsmail DURAN^b, Nusret Sefa KURALAY^a

^a Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, TÜRKİYE

^b Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Fen Bilimleri Enstitüsü, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, TÜRKİYE

* Sorumlu yazarın e-posta adresi: murat.topac@deu.edu.tr

ÖZET

Dört tekerlekten çekişli, genel amaçlı bir taşıta ait yönlendirme sisteminin optimum kinematik tasarımı ve gerilme analizi yapılmıştır. Çalışmanın ilk bölümünde, Adams/Car™ yazılımı kullanılarak, ön aksın, Ackermann yönlendirme trapezini de içeren çoklu cisim (ÇC) modeli kurulmuştur. Literatürde verilen yönlendirme hatası (β_F) sınırlamasını sağlayan trapez geometrisi, Adams/Insight™ optimizasyon modülü kullanılarak, Deney Tasarımı-Yanıt Yüzey Yöntemi (DT-YYY) yardımıyla elde edilmiştir. İkinci bölümde, yönlendirme sırasında tekerlek temas yüzeyine etkiyen kazıma momenti (M_B) yaklaşık olarak hesaplanmıştır. M_B yardımıyla, direksiyon trapezinin sonlu elemanlar analizi (SE) yapılmış ve kinematik olarak optimize edilen sistemin, mekanik açıdan güvenilir olup olmadığı incelenmiştir. DT-YYY kullanılarak elde edilen direksiyon trapezi geometrisi, viraj içinde kalan tekerleğin $\beta_{Li} = 0^\circ-36^\circ$ aralığında yönlendirilmesi sırasında, $\beta_F \leq \pm 0,5^\circ$ yönlendirme hatası koşulunu sağlamaktadır.

Anahtar Kelimeler: Ackermann yönlendirme prensibi, Direksiyon hatası, Çoklu cisim dinamiği, Kinematik optimizasyon, Deney tasarımı, Sonlu elemanlar analizi

Kinematic Optimisation of the Steering Trapezoid of a 4WD Vehicle by Using Design of Experiments Approach

ABSTRACT

Optimal kinematic design and stress analysis of the steering system of a 4WD multi-purpose vehicle were performed. In the first part of the study, the multibody (MB) model of the front axle including the Ackermann steering trapezoid was built by Adams/Car™ software. With the help of the Adams/Insight™ optimisation module, the trapezoid geometry which satisfies the steering error (β_F) tolerances given in the literature was obtained by using Design of Experiments-Response Surface Methodology (DOE-RSM). In the second part, the bore torque (M_B) acting on the tyre contact patch during the steering manoeuvre was approximately calculated. By using M_B , finite element (FE) analysis of the steering trapezoid was carried out. By this way, mechanical reliability of the system was also examined. The trapezoid geometry obtained from DOE-RSM satisfies the $\beta_F \leq$

$\pm 0.5^\circ$ condition for the $\beta_{Li} = 0^\circ$ - 36° steering range of the inner wheel during a cornering manoeuvre.

Keywords: Ackermann steering principle, Steering error, Multibody dynamics, Kinematic optimisation, Design of experiments, Finite element analysis

I. GİRİŞ

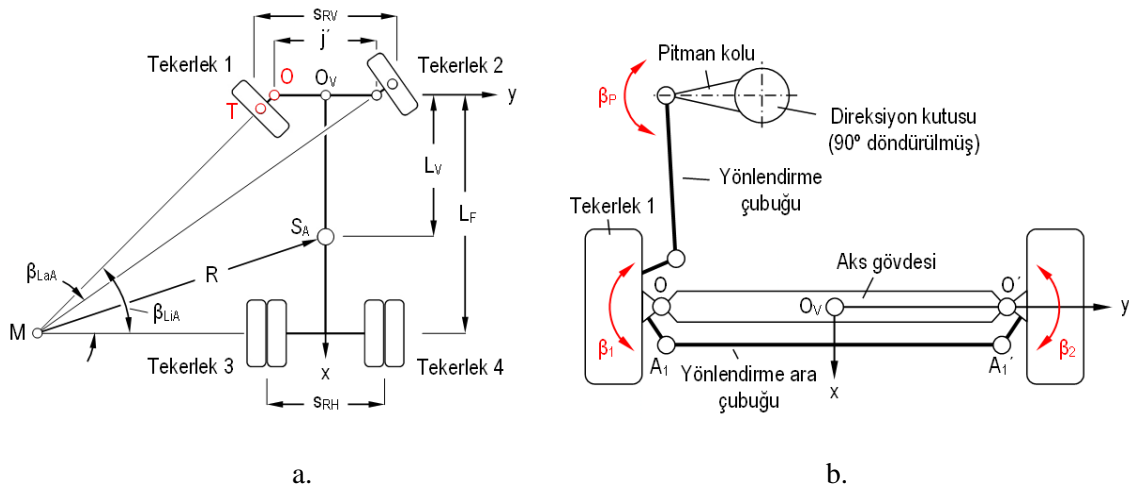
BİR taşıtın viraj hareketi sırasında tekerleklerin yol yüzeyinde kaymadan yuvarlanmasının sağlanabilmesi, taşıta ait tüm tekerleklerin dönme eksenlerinin viraj merkezi olarak bilinen bir noktada kesişmesi ile mümkündür. Şekil 1.a.'da, viraj merkezi "M" etrafında dönen, iki akslı bir taşıt için uygulaması görülen bu kural, Ackermann Prensipleri olarak bilinmektedir [1-3]. Matematiksel olarak, Ackermann prensibi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;

$$\beta_{LaA}(\beta_{Li}) = \tan^{-1} \frac{1}{\cot \beta_{Li} + \frac{j}{L_F}} \quad (1)$$

Burada β_{La} viraj dışında kalan tekerleğin yönlendirme açısı, β_{LaA} iç tekerleğin belirli bir β_{Li} dönüş açısı için denklem (1)'den elde edilen ideal yönlendirme açısıdır. Yönlendirme hatası ya da "Ackermann hatası" β_F , ideal ve gerçek durumlardaki dönüş açıları farkı olup aşağıdaki bağıntıyla ifade edilir;

$$\beta_F(\beta_{Li}) = \beta_{La}(\beta_{Li}) - \beta_{LaA}(\beta_{Li}) \quad (2)$$

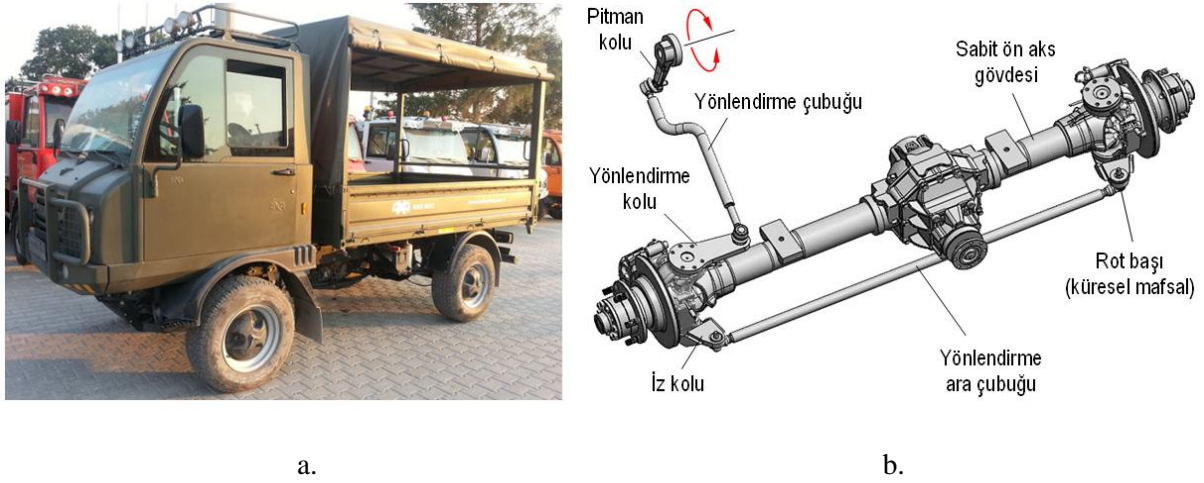
Taşıtın yönlendirilebilir tekerlekleri arasında, yukarıda verilen kinematik ilişkinin kurulabilmesi için genellikle, belirli kinematik özellikleri sağlayan çubuk mekanizmalarından yararlanır. Şekil 1.b.'de [4]'e göre prensip şeması görülen dört kol tipi yönlendirme mekanizması (O-A₁-A₁'-O'), tasarım ve üretim kolaylığı, maliyet düşüklüğü gibi getirileri nedeniyle, sabit akslı taşıt tasarımlarında halen yoğunlukla tercih edilen bir sistemdir. Yönlendirme trapezi olarak da adlandırılan bu sistem esasında idealleştirilmiş bir model olup, üretilecek yönlendirme sistemi konstrüksiyonunun kinematik açıdan bu trapeze eşdeğer olması beklenir.



Şekil 1. (a) Ackermann yönlendirme prensibi ve (b) Yönlendirme trapezi

Gerçek seyir manevraları sırasında, ön aks tekerlekleri genellikle düşük açı değerleriyle yönlendirilirler [5,6]. Bu nedenle, trapez mekanizmasının Ackermann prensibini, düşük iç tekerlek yönlendirme açıları için sağlaması genellikle yeterli kabul edilir. Genel bir kural olarak, bir yönlendirme trapezinin, viraj içinde kalan tekerleğin $\beta_{Li} = \pm 30^\circ$ dönüş aralığı için Ackermann prensibini, $\beta_F \leq \pm 0,5^\circ$ hata toleransı ile sağlaması istenir [7,8]. Eğer bu koşul sağlanamıyorsa, sistemin en azından $\beta_{Li} = \pm 20^\circ$ için söz konusu hata aralığı içinde kalması kabul edilebilir olarak değerlendirilmektedir.

Bu çalışmada, Şekil 2.a'da genel görünüşü verilen dört tekerlekten çekişli çok amaçlı bir taşıtın Şekil 2.b'de görülen tahrikli ön aksı için optimum yönlendirme hatası değerlerini sağlayan direksiyon trapezi geometrisi belirlenmiştir. Bu amaçla önce, MSC. Adams® yazılımı yardımıyla, taşıtın mevcut yaprak yaylı sabit aksının ve yönlendirme sisteminin çoklu cisim (ÇC) modeli oluşturulmuştur. Tekerleğin ve sabit aks yapı elemanlarının oluşturduğu tasarım sınırlamaları dikkate alınarak, yönlendirme trapezine ait küresel mafsalların yerleştirilebileceği tasarım hacimleri belirlenmiştir. Bu hacimler kullanılarak, Deney Tasarımı-Yanıt Yüzey Yöntemi (DT-YYY) yardımıyla, literatürde izin verilen yönlendirme hatası değerini aşmayan optimum trapez geometrisi, Adams/Insight™ uygulaması üzerinden elde edilmiştir. Yapılan bu geometrik iyileştirmenin sistemin yapısal mukavemetine etkisinin incelenmesi için ANSYS® Workbench V16.0 paket programı yardımıyla, direksiyon trapezinin sonlu elemanlar (SE) modeli oluşturulmuştur. Sistemi en fazla zorlayacağı düşünülen yükleme senaryosu, tekerleğin, taşıt durduğu sırada yönlendirilmesi olarak belirlenmiş ve bu koşulda tekerleğin yola temas ettiği yüzeye etkileyen kazıma momenti MB, yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Bu moment, SE modelinde girdi değeri olarak kullanılarak, trapezin sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiş ve kinematik olarak iyileştirilen sistemin mukavemet koşullarını sağlayıp sağlamadığı değerlendirilmiştir.

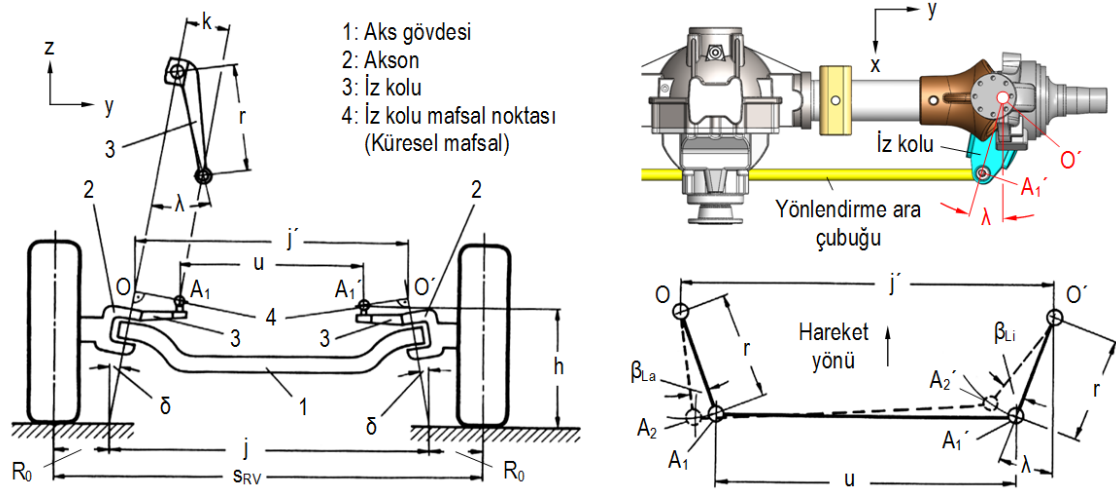


Şekil 2. (a) Dört tekerlekten çekişli çok amaçlı taşıt ve (b) Taşıtın yönlendirilebilir sabit ön aksı

II. YÖNTEM

A. KİNEMATİK OPTİMİZASYON

Yönlendirme sistemi elemanlarının aks konstrüksiyonu üzerindeki yerleşimi Şekil 3.a.'da şematik olarak verilmektedir. Yönlendirme trapezi, bu elemanların konumları ve boyutları yardımıyla, Şekil 3.b.'de görüldüğü gibi oluşturulmaktadır [9,10]. Trapez tipi yönlendirme sistemlerinin hata karakteristiğini belirleyen temel geometrik büyüklük trapez açısı λ 'dır [11, 12]. Kinematik trapezin λ açısı, rot başı küresel mafsalinin uzaysal konumuyla (A_1) belirlenmektedir. Bu çalışmada, optimum yönlendirme hatasını veren λ açısının tespiti, Adams/Insight™ optimizasyon uygulaması yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Taşıtın mevcut aksında uygulanan direksiyon trapezi için $\lambda=17^\circ$ olarak ölçülmüştür. Trapezin optimum geometrisinin belirlenebilmesi için Deney Tasarımı-Yanıt Yüzey Yöntemi (Design of Experiments - Response Surface Methodology) uygulanmıştır. Deney Tasarımı (DT) yaklaşımı, bir sistemin tasarım parametreleri ile sistem performansı arasındaki ilişkiyi belirlemek amacıyla kullanılmaktadır [13-15]. Yanıt Yüzey Yöntemi (YYY), polinom tipi regresyon modeli kullanan genişletilmiş bir Deney Tasarımı yöntemidir [16].



Şekil 3. Reimpell'e göre yönlendirme trapezinin temel boyutları [9,10]

Yanıt yüzey deneylerinin başlıca amacı, tasarım değişkenleri ve sistem cevabı arasında ilişkiyi belirleyebilmek için uygun bir model elde etmektir. İkinci mertebeye bir yanıt yüzey için regresyon modeli aşağıdaki şekilde tanımlanabilir [17];

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i \leq j}^k \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (3)$$

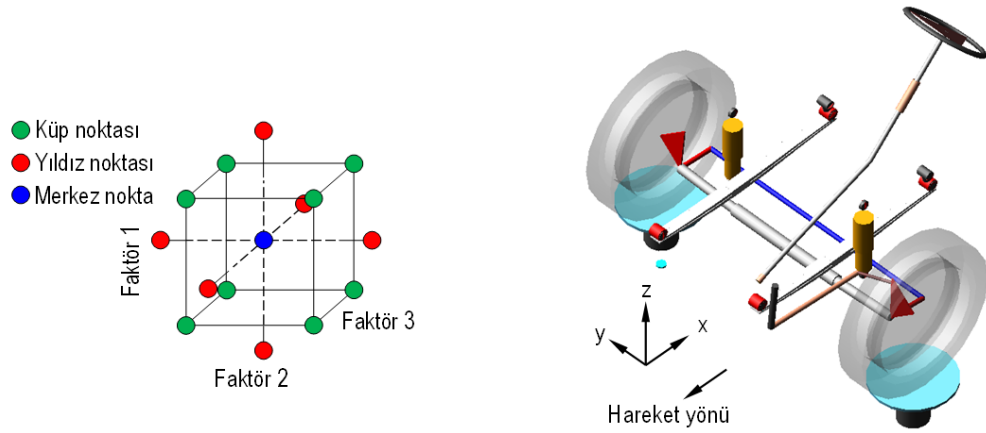
Bu ifade, örneğin M adet deney için matris formuna uygun olarak aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$y = X\beta + \varepsilon \quad (4)$$

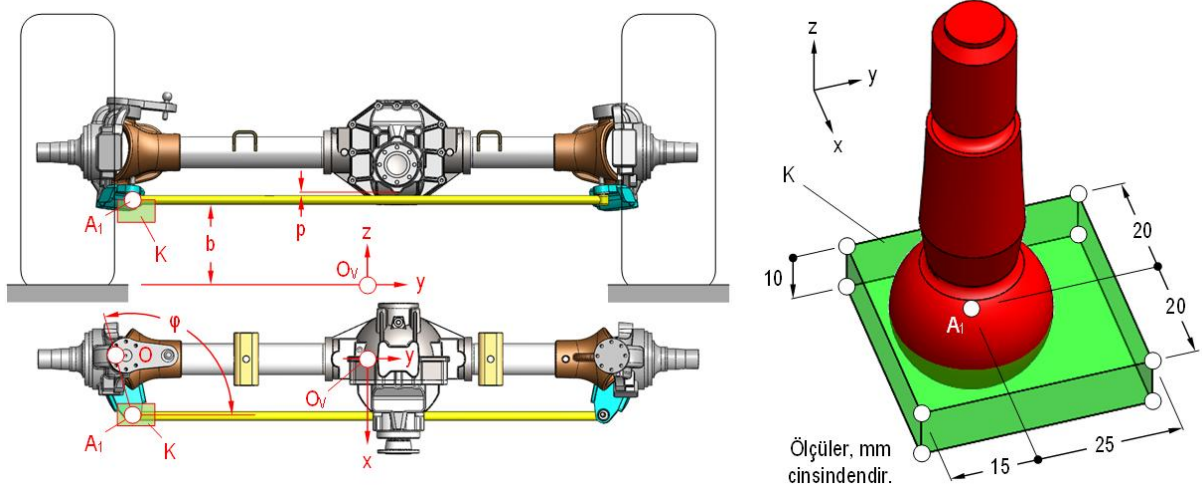
Burada y , gözlem vektörü, X model matrisi, β kısmi regresyon sabitlerini içeren vektör ve ε hata vektörü olarak adlandırılır [20]. En düşük hata değerini sağlayan tahmini β değeri;

$$\hat{\beta} = (X^T X)^{-1} X^T y \quad (5)$$

bağıntısıyla ifade edilir [15-17]. ADAMS/Insight™ uygulaması, regresyon modelindeki β parametrelerinin tahmin edilebilmesi için en küçük kareler yöntemini kullanmaktadır [18, 19]. Bu çalışmada, deney noktalarının belirlenebilmesi için Adams/Insight™ uygulamasının tasarım tanımlama tablosunda seçenek olarak sunulan ve şematik gösterimi Şekil 4.a'da verilen Merkezi Kompozit Tasarım (MKT) tipi uygulanmıştır. MKT, $2k$ adet aksenal (ya da “yıldız”) nokta ile kombine edilmiş iki seviyeli faktöriyel (küp) noktalarından oluşmaktadır. Böylelikle, analiz için gerekli deneysel noktaların türetilmesi için toplamda, $2k+2^k+n_c$ adet tasarım örneğinin oluşturulması gerekmektedir. Burada k , faktör sayısı, n_c ise merkez nokta için oluşturulan örnek sayısıdır. [19, 20]. Sabit ön aks ve yönlendirme sisteminin MSC.Adams® programı yardımıyla oluşturulan ÇC dinamiği modeli Şekil 4.b’de görülmektedir. Optimizasyon işlemi için ilk aşamada, küresel mafsalsın (A_1) uzaydaki konumunu sınırlayan tasarım kısıtları belirlenmiştir. Optimizasyon modülü yardımıyla bulunacak optimum nokta, bu kısıtların belirlediği ve Şekil 5’de görülen dikdörtgenler prizması geometrilili hacim (K) içerisinde kalmak zorundadır.



Şekil 4. (a) Merkezi Kompozit Tasarım ve (b) Ön aksın ÇC dinamiği modeli



Şekil 5. Tasarım sınırlamaları

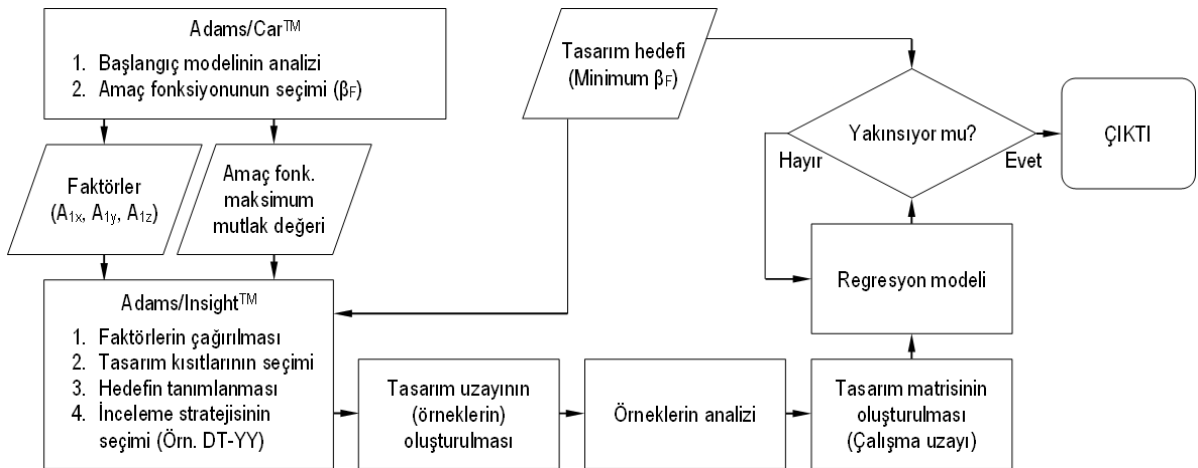
A1 noktasının x, y ve z eksenleri boyunca hareket edebilme miktarları, Şekil 5’de şematik olarak görülen ve aşağıda özetlenen konstrüktif sınırlamalar dikkate alınarak belirlenmiştir:

- Yönlendirme ara çubuğu, iki adet küresel mafsallarla iz kollarına bağlanmaktadır. Çubuğun ve dolayısıyla küresel mafsallın konumu, -x yönünde diferansiyel tarafından sınırlanmaktadır. Mafsallın +x yönündeki hareketi ise sistemin çalışma hacmini artırmaktadır.
- Küresel mafsall, -y yönünde tekerlek göbeği ve fren sistemi tarafından sınırlanmaktadır. +y Yönündeki sınırlamada ise tam yönlenme durumunda sistemde sıkışma meydana gelmemesi koşulu belirleyici olmaktadır. Tam yönlenme sırasında, Şekil 5’de görülen trapez iç açısı φ ’nin, $15^\circ \leq \varphi \leq 165^\circ$ aralığında kalması istenmektedir [9].
- Tahrik edilmeyen yönlendirilebilir bir sabit ön akstan farklı olarak bu tasarımda, ön diferansiyelin konumu, direksiyon trapezi için sınırlayıcı olmaktadır. Sistemin sağlıklı çalışabilmesi için belirli bir p mesafesi gereklidir. İlk tasarımda $p=2$ mm olarak ölçülmüştür. Çubuğun, dolayısıyla mafsallın +z eksenindeki hareketini diferansiyel, -z eksenindeki hareketini ise taşıtın taban serbestliği, b sınırlamaktadır.

Yukarıda açıklanan sınırlamalar ve taşıt modeli üzerinden yapılan ölçümler yardımıyla, A₁ noktası konumunun değişim aralıkları $\Delta x = \pm 20$ mm, $\Delta y = -15; +25$ ve $\Delta z = 0; -10$ mm olarak belirlenmiştir. O_v, ön aks iz genişliğinin orta noktası olup bu çalışma kapsamında referans nokta ($x=0; y=0; z=0$) olarak seçilmiş, ÇÇ dinamiği modelinde kullanılan koordinatlar, bu noktaya göre ölçülmüştür. Ackermann hatası hesabında kullanılan taşıt parametreleri, Şekil 1.a’ya göre, Tablo 1’de özetlenmektedir. Optimizasyon işlemine ait akış şeması ise Şekil 6’da görülmektedir.

Tablo 1. Taşıtın temel boyutları

L_F (mm)	L_V (mm)	S_{RV} (mm)	j' (mm)
2500	1557	1760	1471



Şekil 6. DT-YYY tabanlı kinematik optimizasyon işleminin adımları

Optimizasyonun ilk aşamasında, bu değerler kullanılarak, ilk tasarıma ait kinematik modele $\beta_{Li} = \pm 45^\circ$ sınır değerleri için Adams/Car™ ortamında yönlendirme simülasyonu, uygulanmıştır. Daha sonra β_{Fmaks} , programa “tasarım amacı” (design objective) olarak tanımlanmıştır. Yönlendirme hatasının, ilk

analizden elde edilen maksimum mutlak değeri ve ilk tasarım modeli Adams/Insight™ uygulamasına aktarılmıştır. Tasarım sınırlamaları ve hedefi dikkate alınarak, seçilen faktörlerin mümkün en yüksek ve en düşük fiziksel değerleri programa tanıtılmıştır. Analiz tipi, DT-YY olarak seçilmiştir. MKT seçeneği kullanılarak oluşturulan tasarım örneklerine (deney noktası) uygulanan ardışık kinematik analizlerden elde edilen sonuçlar kullanılarak, tasarım matrisi (çalışma uzayı) meydana getirilmiştir. Son aşamada, bu matris kullanılarak oluşturulan regresyon modeli yardımıyla, bağlantı noktalarının optimum konumları seçilmiştir. MKT yardımıyla oluşturulan 17 adet tasarım örneğine ait koordinatlar Tablo 2’de, tasarım değişkenlerinin seçilen maksimum ve minimum değerleri ile optimizasyon çalışması sonucu belirlenen optimum küresel mafsalsal konumu Tablo 3’de verilmektedir.

Tablo 2. *Tasarım örnekleri (koordinatlar, mm cinsinden verilmiştir.)*

Deney no.	Koordinat			Deney no.	Koordinat		
	x	y	z		x	y	z
Referans	175	-690,5	310	9	155	-685,5	305
1	155	-705,5	300	10	195	-685,5	305
2	155	-705,5	310	11	175	-705,5	305
3	155	-665,5	300	12	175	-665,5	305
4	155	-665,5	310	13	175	-685,5	300
5	195	-705,5	300	14	175	-685,5	310
6	195	-705,5	310	15	175	-685,5	305
7	195	-665,5	300	16	175	-685,5	305
8	195	-665,5	310	17	175	-685,5	305

Tablo 3. *Tasarım değişkenleri*

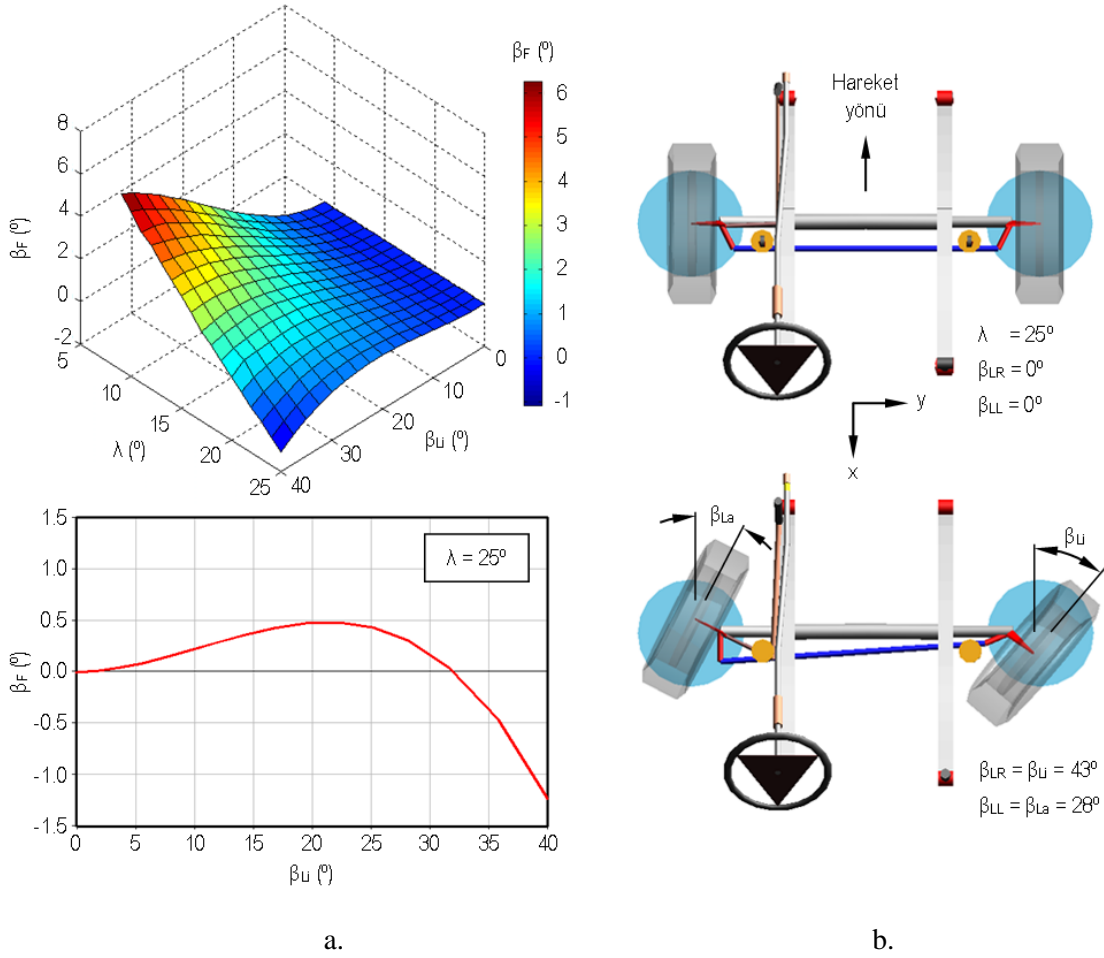
Koordinat	Maksimum değer (mm)	Minimum değer (mm)	Optimum değer (mm)
x	195	155	155
y	-665,5	-705,5	-671
z	310	300	302

Tablo 3’de verilen optimum koordinatları sağlayan λ_{opt} değeri, 25° olarak belirlenmiştir. λ ’nın 5° ’lik atlamalarla bulunan $9^\circ - 25^\circ$ arasındaki 17 değeri için Adams/Car™ uygulamasından elde edilen direksiyon hatası fonksiyonları kullanılarak, MATLAB® uygulamasında oluşturulmuş $\beta_F(\beta_{Li}, \lambda)$ yanıt yüzeyi ve $\lambda = 25^\circ$ için elde edilen hata eğrisi Şekil 7.a’da görülmektedir. İlk tasarım için ($\lambda = 17^\circ$) hata değeri, $\beta_{Li} = 0^\circ - 30^\circ$ aralığında yaklaşık $\beta_F = 2,94^\circ$ ’ye kadar çıkmaktadır. Hesaplanan λ_{opt} değerinde ise viraj içinde kalan tekerleğin $\beta_{Li} = 0^\circ - 36^\circ$ aralığında yönlendirilmesi sırasında, literatürde önerilen $\beta_F \leq \pm 0,5^\circ$ yönlendirme hatası koşulunun sağlandığı belirlenmiştir.

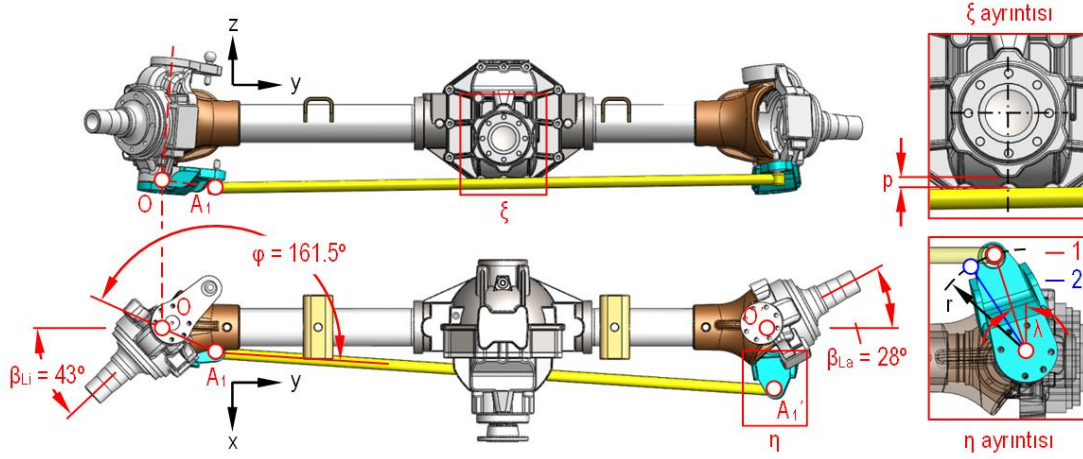
λ_{opt} için oluşturulan trapez tasarımının yönlendirme simülasyonu, Şekil 8’de görülmektedir. $\delta = 4^\circ$ ’lik dingil pimi açısından dolayı, direksiyon açısının artan değerlerinde, yönlendirme ara çubuğu, x-y düzlemine ilave olarak, y-z düzleminde de hareket etmektedir. $\beta_{Li} = 43^\circ$ için gerçekleştirilen simülasyonda, yönlendirme ara çubuğunun diferansiyel taşıyıcıya çarpmadığı ve p mesafesinin 5,5 mm’nin altına düşmediği belirlenmiştir (ξ ayrıntısı). Dolayısıyla, elde edilen tasarım, kinematik yeterliliğin yanı sıra, konstrüktif açıdan da uygun olarak değerlendirilmiştir. Kinematik

optimizasyondan elde edilen hata değerlerinin, konstrüktif olarak da sağlanabilmesi iz kolu üzerinde herhangi bir tasarım değişikliğine gidilmemiş, yalnızca parçanın dingil pimine yardımcı pimlerle monte edildiği açı değiştirilerek, optimum λ değeri sağlanmıştır (η ayrıntısı). Böylelikle yeni tasarımın (2) r değeri, ilk durumla aynı kalmaktadır. Ayrıca λ açısının artışına uygun olarak, yönlendirme ara çubuğunun kısaltılması gerekmektedir.

Elde edilen optimum trapez geometrisinin $\beta_{Li} = 43^\circ$ sınır değerine kadar, direksiyon sisteminde kasılmaya neden olmadan, yönlendirme fonksiyonunu yerine getirebildiği ve bu sırada trapez iç açısının en fazla $\varphi_{maks} = 161,5^\circ$ değerine kadar ulaşabildiği belirlenmiştir. Söz konusu değer, φ için verilen tasarım sınırlamasını sağlamaktadır.



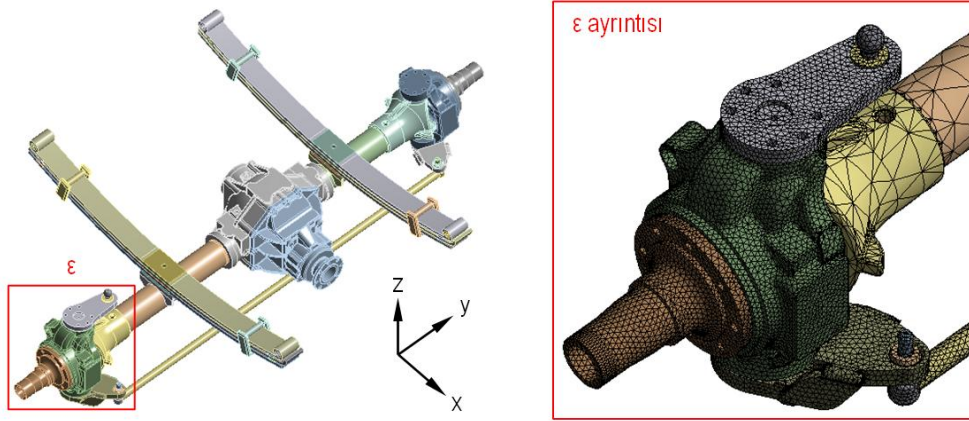
Şekil 7. (a) β_F (β_{Li} , λ) değişim yüzeyi ve (b) Sağa tam yönlenme simülasyonu



Şekil 8. Sola tam yönlenme durumunda yönlendirme ara çubuğunun açısal konumu

B. GERİLME ANALİZİ

Çalışmanın ikinci bölümünde, kinematik optimizasyon çalışması sonucunda ortaya çıkan geometrik değişikliğin, düşey yük ve yönlendirme momenti altında sistemin mukavemetine etkisi incelenmiştir. Bu amaçla, sabit ön aksın ve yönlendirme sisteminin katı modeli ANSYS® Workbench V16.0 sonlu elemanlar (SE) paketine aktarılmıştır. Model, Şekil 9’da görülmektedir.

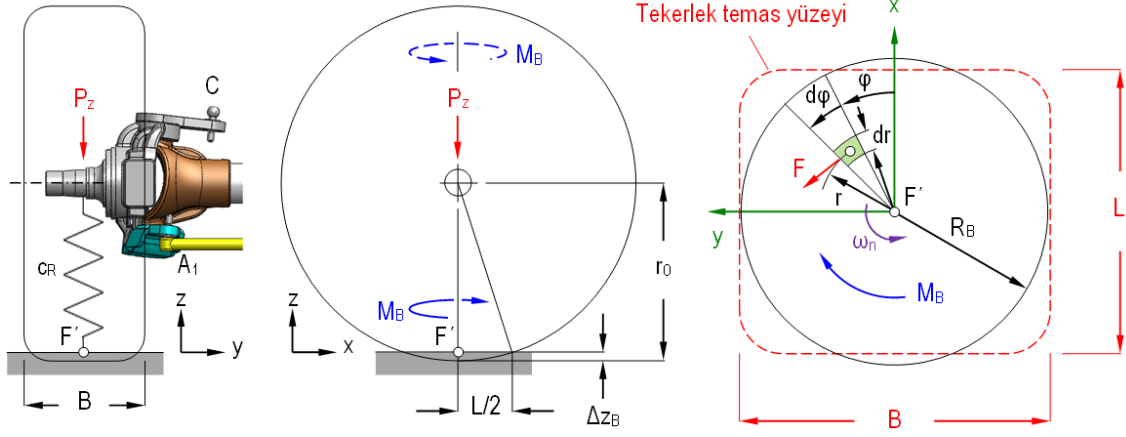


Şekil 9. Ön aksın SE modeli

Kritik yükleme koşulu, tekerleğin durduğu sırada yönlendirilmesi olarak seçilmiştir. Ayrıca, yönlendirme yarıçapı $R_0 \approx 0$ mm kabul edilmiştir. Böylece, tekerleğin yuvarlanmadan yönlendirildiği en yüksek zorlanma koşulu dikkate alınmıştır. Söz konusu koşulda sistemin, düşey yük P_z 'ye ilave olarak, yönlendirmeye karşı bir direnç şeklinde ortaya çıktığı ve tekerlek temas yüzeyinin merkez noktası F' 'den yol düzleminde etkilediği varsayılan kazıma momenti (M_B) tarafından da zorlandığı düşünülmüştür. M_B , Rill [4] tarafından önerilen idealize edilmiş bir model yardımıyla, Şekil 10'da görüldüğü gibi hesaplanmıştır. Bu modele göre tekerlek, belirli bir düşey yük altında, kenar uzunlukları B ve L olan yaklaşık dikdörtgen bir yüzey üzerinden yola temas etmektedir. Bu yüzey, yarıçapı R_B olan bir dairenin alanı ile eşdeğer kabul edilmektedir. Eşdeğer daire yarıçapı;

$$R_B = \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} + \frac{B}{2} \right) = \frac{1}{4} (L + B) \quad (6)$$

bağıntısıyla hesaplanmaktadır. B yaklaşık olarak, tekerleğin yanak genişliğine eşit kabul edilmiştir. Taşıtın tasarımında kullanılan lastik tekerleklerin boyutları, 205/75 R 16 şeklinde olup, düşey yay katsayısı $c_R = 650 \text{ N/mm}$ olarak verilmektedir.



Şekil 10. Kazıma momentinin hesaplanması ([4]’e göre)

Tekerlek temas uzunluğu L , c_R yardımıyla [4, 21-23];

$$P_z = c_R \Delta z_B \quad (7)$$

üzerinden;

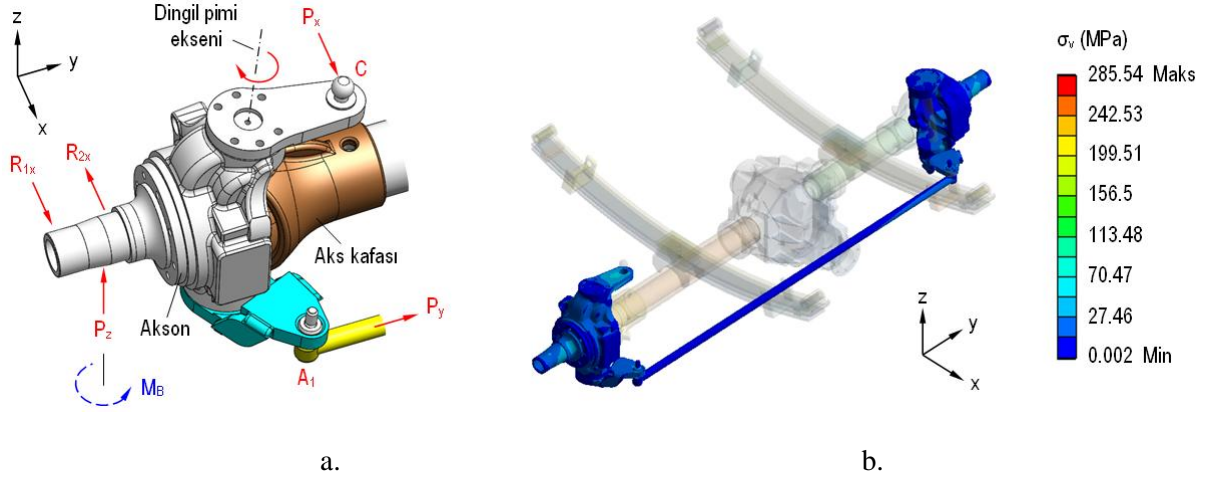
$$\left(\frac{L}{2}\right)^2 + (r_0 - \Delta z_B)^2 = r_0^2 \quad (8)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Tekerleğin yuvarlanmaksızın, yol üzerinde yönlendirilmesi sırasında ortaya çıkan M_B ;

$$M_{Bmaks} = \frac{1}{A} F \int_A r dA \quad (9)$$

$$M_{Bmaks} = \frac{1}{R_B^2 \pi} F \int_0^{R_B} \int_0^{2\pi} r r d\varphi dr = \frac{2}{R_B^2} F \int_0^{R_B} r^2 dr = \frac{2}{3} R_B F \quad (10)$$

olarak ifade edilmektedir. Burada F , birim yüzey elemanına etkiyen sürtünme kuvvetidir. Sistemde ortaya çıkabilecek en yüksek zorlamanın etkilerinin görülebilmesi için yol ve tekerlek arası aderans katsayısı $\mu_H \approx 1$ kabul edilmiştir. Bu şekilde hesaplanan M_B , Şekil 11.a’da görüldüğü gibi, akson üzerinde öngörülen rulmanlı yataklar üzerine, bir kuvvet çifti (R_{1x} , R_{2x}) olarak indirgenmiştir.

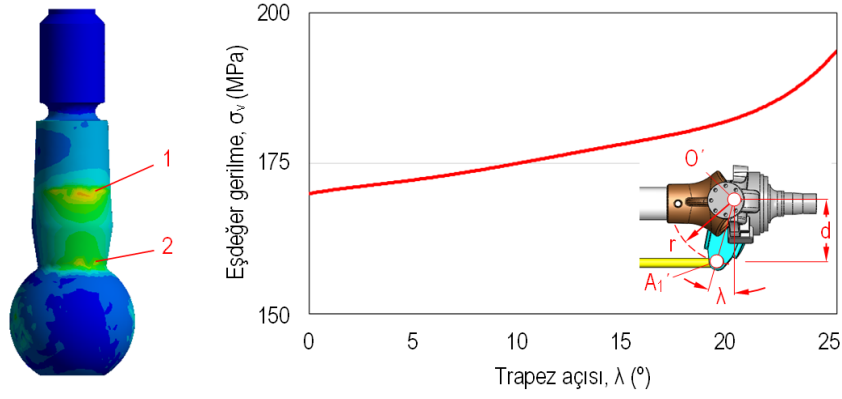


Şekil 11. (a) Akson üzerinde kuvvet dengesi ve (b) Yönlendirme mekanizmasının SE analizi

SE simülasyonunda M_B , her iki tekerleğin temas noktalarına uygulanmış, bu momentlerin dingil pimi eksenindeki etkisi, yönlendirme kolu küresel mafsalı C'ye +x yönünde etkiyen eşdeğer bir P_x kuvveti yardımıyla dengelenmiştir. Böylece, statik denge sağlanmıştır. Basitleştirme amacıyla, yönlendirme kolunun açısız konumu ihmal edilmiştir. Yönlendirme ara çubuğuna etkiyen P_y kuvveti, 2 numaralı tekerleğin temas noktasına etkiyen kazıma momenti nedeniyle ortaya çıkmaktadır. Analizlerde ön aks tekerlekleri için izin verilen en yüksek yük değeri olan $P_z = 9810$ N, tekerlek temas noktasından (F') akson üzerine +z yönünde statik olarak uygulanmıştır. Söz konusu düşey yük, aks gövdesi üzerinde bulunan ve SE analizlerinde dikkate alınmış lineer karakteristiğe sahip yaprak yaylarla karşılanmaktadır. Dolayısıyla, analizdeki düşey yük dengesi yay kuvvetiyle sağlanmaktadır. SE modelinde aksonun, aks kafası üzerine döner mafsalla yatakladığı düşünülmüştür. Kritik yapı elemanları olan rot başları için küresel mafsallı sınır koşulu tanımlanmıştır. Analizlerde, her biri üçer doğrusal serbestlik derecesine sahip toplam on düğümden oluşan SOLID187 elemanı kullanılmıştır [24]. Analiz için oluşturulan ilk model, 455.939 eleman ve 743.762 düğümden oluşmaktadır.

III. BULGULAR ve TARTIŞMA

Şekil 11.b'de optimize edilmiş yönlendirme sistemi üzerinde oluşan von Mises gerilmesi (σ) dağılımı, görülmektedir. En yüksek gerilme yığılmasının, sistemin kritik elemanı olan rot başı küresel mafsallının dayanma (1) ve boyun (2) bölgelerinde ortaya çıktığı belirlenmiştir. Bu gerilmeler sırasıyla, σ_{v1} ve σ_{v2} olarak adlandırılmıştır. λ açısının artırılması ile kuvvetin etkilediği efektif moment kolu d kısaltmakta ve böylelikle, $\beta_{Li} = \beta_{La} = 0^\circ$ durumunda yapılan analiz için küresel mafsallı üzerinde ortaya çıkan σ_{v1} ve σ_{v2} artmaktadır. σ_{v1} , yüzey basıncı karakteristiği göstermektedir. $\lambda_{opt} = 25^\circ$ için maksimum $\sigma_{v1} = 285,54$ MPa olarak elde edilmiştir. λ açısının farklı değerleri için rot başının kritik boyun kesitinde ortaya çıkan ve eğilme gerilmesi karakteristiği gösteren σ_{v2} 'nin λ 'ya göre değişimi ise Şekil 12'de verilmiştir. Yapılan analizlerde, bu bölgede gerilme yığılması, $\lambda = 0^\circ$ için $\sigma_{v2} = 170$ MPa olarak bulunurken, $\lambda_{opt} = 25^\circ$ için söz konusu gerilme değerinin $\sigma_{v2} = 193,81$ MPa değerine kadar çıktığı görülmüştür. Tekerleğin yuvarlanma etkisi ihmal edildiğinden, normal servis koşullarında ortaya çıkacak gerilmenin, bu değer altında olması beklenmektedir. Rot başının üretiminde 34CrNiMo6 (EN 10 083-1 ve 3'e göre; W.Nr. 1.6582, AISI 4140) ıslah çeliğinin kullanılması öngörülmüştür. Islah edilmiş durumda, malzemenin çekme dayanımı $R_m \approx 1000-1300$ MPa aralığında bulunmakta ve akma sınırı $R_e \approx 900$ MPa değerini almaktadır [25, 26]. Bu nedenle, incelenen kritik yapı elemanının, söz konusu üst sınır yüklemeler için mukavemet açısından güvenli olduğu değerlendirilmiştir.



Şekil 12. Küresel mafsalsın boyun bölgesinde ortaya çıkan σ_v 'nin λ 'ya göre değişimi

IV. SONUÇ

Bu çalışmada, dört tekerlekten çekişli çok amaçlı bir taşıtın yönlendirme trapezi Deneysel Tasarım-Yanıt Yüzey Yöntemi (DT-YYY) kullanılarak, kinematik açıdan optimize edilmiştir. Bu amaçla, taşıtın mevcut yönlendirilebilir sabit aksı, MSC.Adams® ÇC dinamiği paket yazılımı kullanılarak modellenmiş ve mevcut sistemin Ackermann hata karakteristiği belirlenmiştir. Adams/Insight™ optimizasyon uygulaması yardımıyla, sistemin kinematik optimizasyonu gerçekleştirilmiş ve yönlendirme hatası değeri, literatürde önerilen aralığa çekilmiştir. Yapılan bu tasarım değişikliğinin sistemin mukavemeti üzerindeki etkisi, ANSYS® Workbench paket yazılımı yardımıyla incelenmiştir. Sonlu elemanlar analizlerinde, tekerleğin, taşıt hareketsiz durumdayken yönlendirildiği kritik koşuldaki yüklemeye dikkate alınmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmektedir:

- Trapez geometrisinin optimizasyonu ile maksimum β_F , $\beta_{Li} = 0^\circ-30^\circ$ aralığında, ilk geometriye ($\lambda = 17^\circ$) göre % 83 oranında azaltılmıştır.
- DT-YYY kullanılarak elde edilen direksiyon trapezi geometrisinin, viraj içinde kalan tekerleğin $\beta_{Li} = 0^\circ-36^\circ$ aralığında yönlendirilmesi sırasında, literatürde önerilen $\beta_F \leq \pm 0,5^\circ$ yönlendirme hatası koşulunu sağlandığı belirlenmiştir.
- Optimum trapez geometrisi, iç tekerleğin $\beta_{Li} = 43^\circ$ lik dönüş açısına kadar kilitlenmeden işlev görmektedir. Bu sırada ϕ açısı $\approx 161,5^\circ$ olarak ölçülmüştür. Elde edilen mekanizma, taşıtın teorik koşullarda 10 m'den düşük çaplı bir dairede dönmesine izin vermektedir.
- Gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizleri, elde edilen optimum geometri için rot başının kritik boyun kesitinde σ_v 'nin, paralel kol geometrisine göre ($\lambda = 0^\circ$) göre yaklaşık %12 oranında arttığını göstermiştir. Buna karşın sistemin mukavemet koşullarını sağlamakta olduğu değerlendirilmiştir. Bununla birlikte bu sonuç, daha yüksek tonajlı taşıtlar için yapılacak benzeri çalışmalarda, kinematik optimizasyonun sistemde ortaya çıkabilecek gerilmeler üzerindeki etkisinin de incelenmesinin gerekliliğini ortaya koymaktadır.

V. KISALTMALAR

- B : Tekerlek genişliği, mm
b : Taban serbestliği, mm

β_F	: Yönlendirme hatası, °
β_L	: Tekerlek yönlendirme açısı, °
β_P	: Pitman kolu açısı, °
β_S	: Direksiyon simidi açısı, °
c_R	: Tekerlek düşey yay katsayısı, N/mm
ÇC	: Çoklu cisim
DT	: Deney Tasarımı
δ	: Dingil pimi açısı, °
Δz	: Tekerleğin düşey yük altında çökme miktarı, mm
F	: Birim yüzey elemanına etkiyen sürtünme kuvveti, N
F'	: Tekerlek temas noktası
φ	: Trapez iç açısı, °
L	: Tekerlek temas uzunluğu, mm
LF	: Aks açıklığı, mm
λ	: Trapez açısı, °
M	: Viraj merkezi
M_B	: Kazıma momenti, Nmm
MKT	: Merkezi Kompozit Tasarım
μ_H	: Aderans katsayısı, -
O_V	: Referans nokta; ön aks iz genişliğinin orta noktası
$P_{x,y,z}$: Kuvvet, N
R	: Viraj yarıçapı, mm
r	: İz kolu yarıçapı, mm
R_B	: Eşdeğer sürtünme dairesi yarıçapı, mm
R_0	: Yönlendirme yarıçapı, mm
r_0	: Tekerlek yarıçapı, mm
S_A	: Taşıtın kütle merkezi
SE	: Sonlu elemanlar
s_R	: İz genişliği, mm
σ_v	: Eşdeğer gerilme, MPa
YYY	: Yanıt Yüzey Yöntemi

VI. KAYNAKLAR

- [1] J. Reimpell, H. Stoll, J.W. Betzler, *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, 2. Baskı, Society of Automotive Engineers, Inc., (2002).
- [2] P.A. Simionescu, D. Beale *Mech. Mach. Theory*. **37(12)** (2002) 1487-1504.
- [3] A.R. Hanzaki, P.V.M. Rao, S.K. Saha *Mech. Mach. Theory*. **44(1)** (2009) 42-56.
- [4] G. Rill, *Vehicle Dynamics, Lecture Notes*, Fachhochschule Regensburg, (2009).
- [5] X.L. Bian, B.A. Song, W. Becker *Forsch. Ingenieurwes.* **68(1)** (2003) 60-65.
- [6] X.L. Bian, B.A. Song, R. Walter *Forsch. Ingenieurwes.* **69(1)** (2004) 38-43.
- [7] S. Ünlüsoy, *Automotive Engineering II, Lecture Notes*, METU Mechanical Engineering Department, (2000).
- [8] N.S. Kuralay, *Motorlu Taşıtlar, Cilt 1*, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, (2008).
- [9] J. Reimpell, *Fahrwerktechnik, Cilt 3*, Vogel-Verlag, (1974).
- [10] J. Reimpell, *Fahrwerktechnik: Radaufhängungen*, Vogel Buchverlag, (1988).

- [11] G. Genta, *Motor Vehicle Dynamics*, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., Regal Pres (S) Pte. Ltd., (1997).
- [12] W. Matschinsky, *Radführungen der Straßenfahrzeuge*, 3. Baskı, Springer-Verlag, (2007).
- [13] D.H. Besterfield, C. Besterfield, G.H. Besterfield, M. Besterfield, *Total Quality Management*, Prentice Hall Inc., (1995).
- [14] G. Akman, C. Özkan *Doğuş Üniversitesi Dergisi*. **12(2)** (2011) 187-199.
- [15] D.C. Montgomery, *Design and Analysis of Experiments*, John Wiley & Sons, Inc., (2000).
- [16] K. Park, S.J. Heo, D.O. Kang, J.I. Jeong, J.H. Yi, J.H. Lee, K.W. Kim *Int. J. Automot. Techn.* **14(6)** (2013) 927-933.
- [17] H. Han, T. Park *Multibody Syst. Dyn.* **11** (2004) 167-183.
- [18] R.H. Myers, D.C. Montgomery, C.M. Anderson-Cook *Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Design of Experiments*, John Wiley & Sons, Inc., (2009).
- [19] M. Aydın, S. Ünlüsoy *Int. J. Adv. Manuf. Tech.* **60(5-8)** (2012) 743-754.
- [20] Anonim, *ADAMS/Insight™ User Guide*. MSC. Software Corporation, (2013).
- [21] M. Blundell, D. Harty, *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*, Elsevier Butterworth – Heinemann, (2006).
- [22] J.R. Ellis, *Vehicle Handling Dynamics*, Mechanical Engineering Publications Limited, (1994).
- [23] R.N. Jazar, *Vehicle Dynamics*, Springer Science+Business Media, LLC., (2008).
- [24] Anonim, *ANSYS Theory Reference, ANSYS Release 10.0*. ANSYS, Inc., (2005).
- [25] H. Rende, *Makine Elemanları, Cilt 1*, Seç Yayın Dağıtım, (1996).
- [26] M. Yüksel, *Malzeme Bilimleri Serisi, Cilt 1*, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, (2003).