

BIAS

MÜHENDİSLİK

KULLANICI

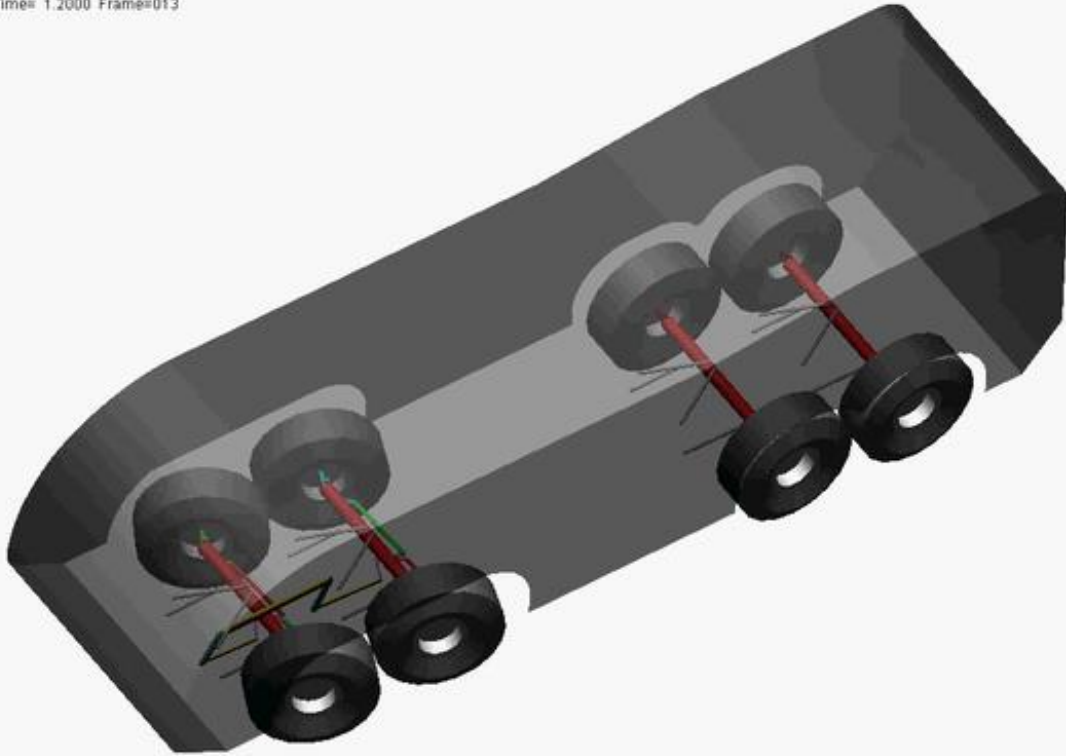
KONFERANSI

2019

Özel Amaçlı bir Taşıt için Çok Akstan Yönlendirme Mekanizması Tasarımı: Kinematik Tasarımı ve Optimizasyonu

[Design of A Multi-Axle Steering Mechanism for a Special Purpose Vehicle: Kinematic Design and Optimization]

Last_Run Time= 1.2000 Frame=013



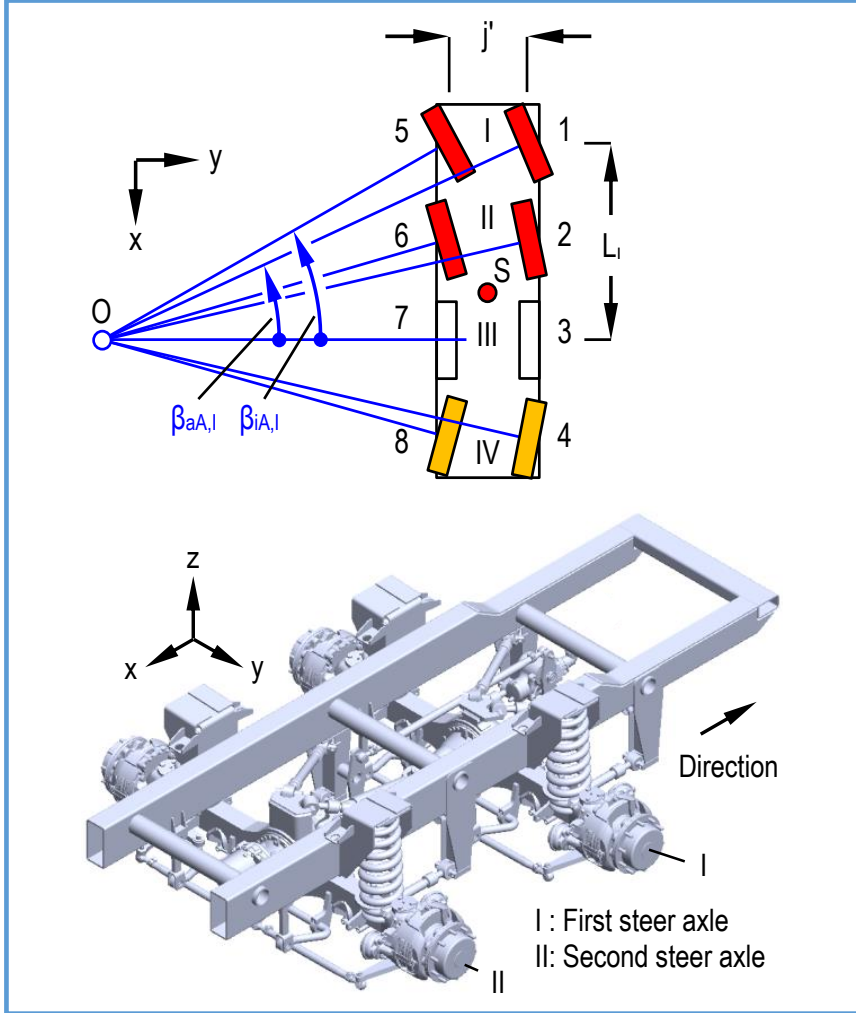
Mehmet Murat TOPAÇ, Ph.D.¹
Ata KAPLAN, B.Sc.¹
Batuhan KULELİ, B.Sc.^{2,3}
Uğur DERYAL, M.Sc.³

¹ Makine Mühendisliği Bölümü, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, Türkiye

² Volkan İtfaiye Araçları San. Ve Tic. A.Ş.

³ Fen Bilimleri Enstitüsü, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, Türkiye

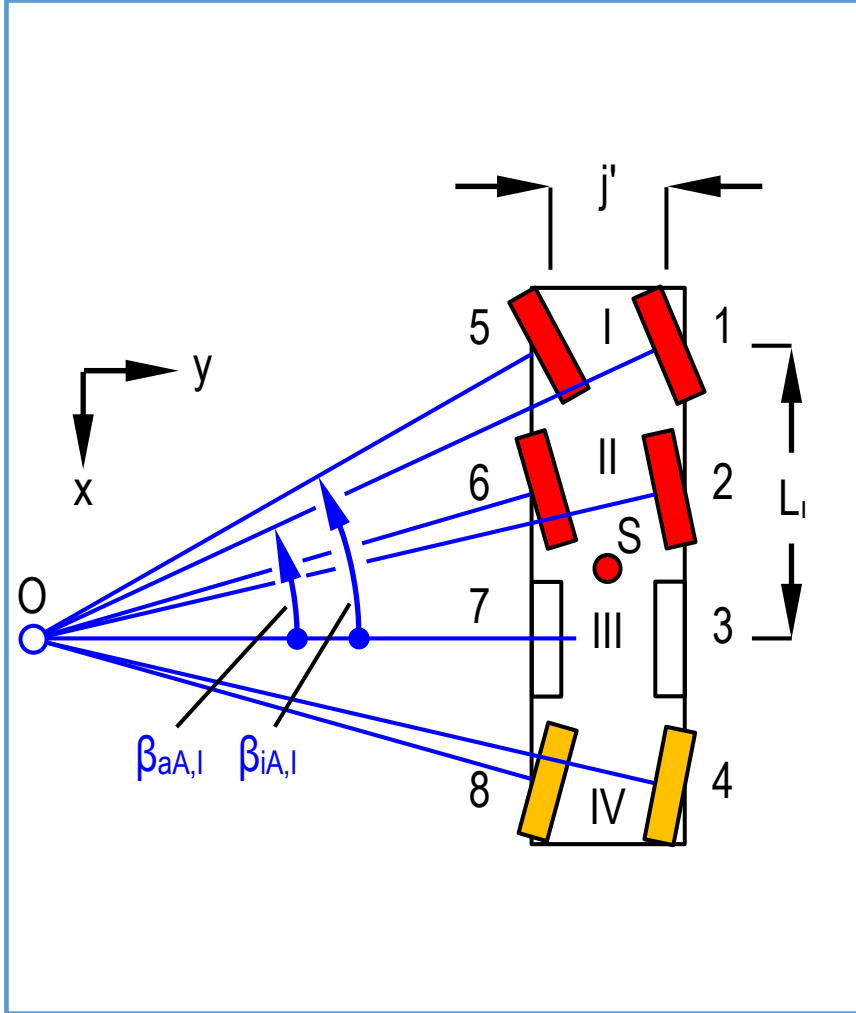
Çok Akstan Yönlendirme



Trafik regülasyonları ve yol koşullarına uyum amacıyla ön iki akstan yönlendirme konsepti ağır taşıtlarda taşıma kapasitesini arttırmak ve sürüş stabilitesini iyileştirmek için uygulanan bir çözüm olmuştur.

Öte yandan; bu yönlendirme sistemi genellikle lastik aşınmasına sebep olmaktadır. Bu sorunun üstesinden gelmek için tekerleklerin doğru yönlendirme hareketini gerçekleştirmesini sağlayacak mekanizma bağlantı noktalarının (hardpoint) belirlenmesi gerekmektedir.

Ackermann Geometrisi



Taşıt yönlendirme mekanizmasının ana hedeflerinden biri yönlendirilebilir tekerleklere, her birinin eksenini dönüş yayının merkezinde kesişecek şekilde birbirleriyle ilişkili β_L açısının verilmesidir. Yaygın olarak "Ackermann Geometrisi" olarak da bilinen bu kural dört akslı ve üçüncü aksı yönlendirilemez (referans aks) bir taşıt için solda görülmektedir. Bu geometri taşıtın düşük hızda dönüş karakteristiğini temsil etmektedir.

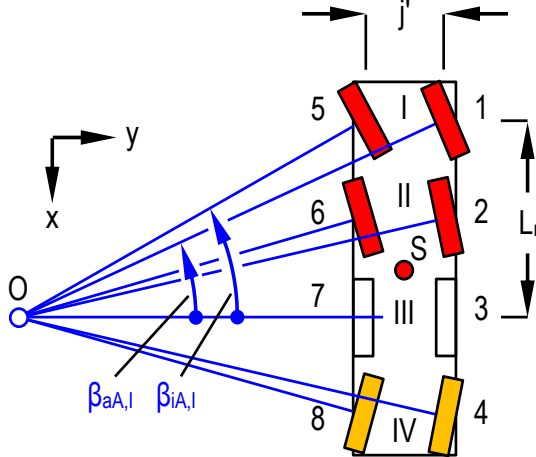
Ackermann Prensipleri

$$\beta_{aA} = \tan^{-1} \frac{1}{\cot \beta_i + \frac{j'}{L_I}}$$

1. Aksın tekerlekleri için 'Ackermann Geometrisi' ifadesi.

$$\beta_F = \beta_a - \beta_{aA}$$

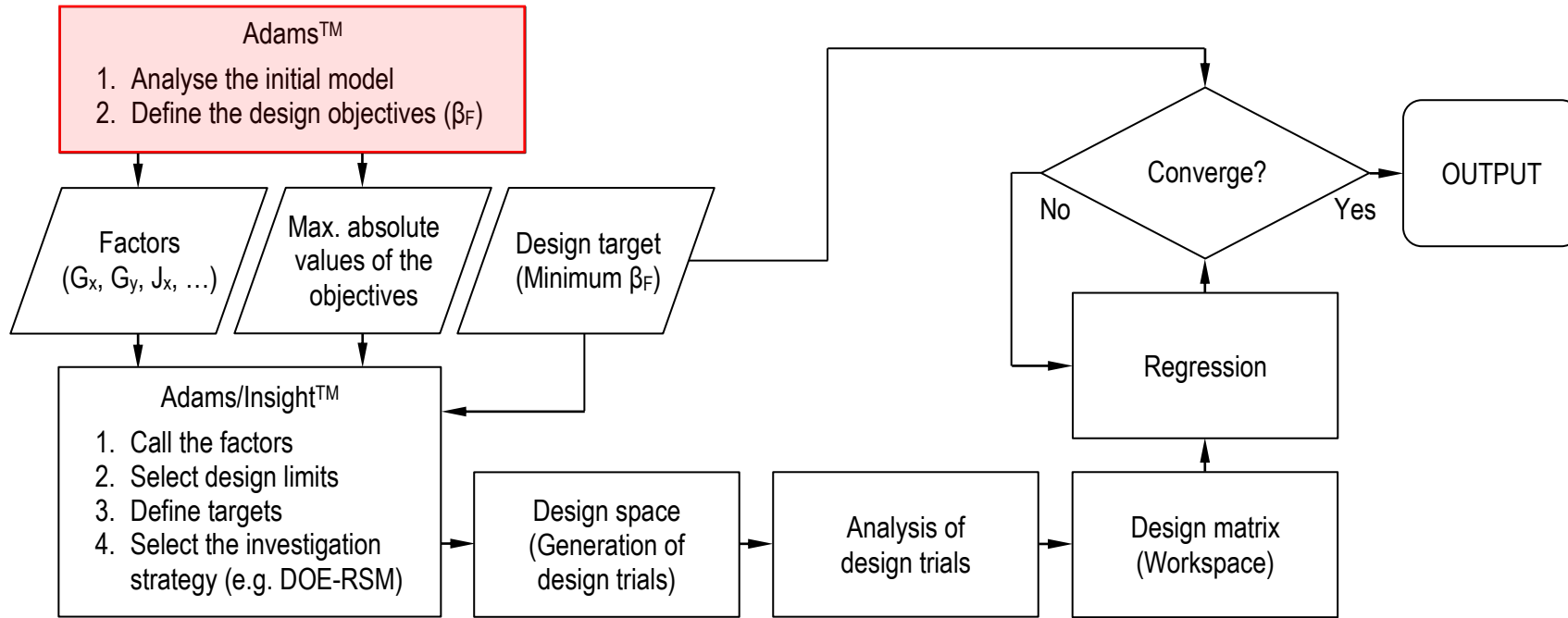
Ackermann Hata Fonksiyonu



β_{aA} , iç tekerleğin β_i yönlendirme açısı için dış tekerleğin dönüş açısını ifade etmektedir. Temelde bir yönlendirme sistemi belirlenen yönlendirme hata toleransı aralığında Ackermann Prensihini karşılamak zorundadır. Yönlendirme hatası ya da Ackermann Hatası olarak adlandırılan β_F , tekerleğin gerçek dönüş açısı β_a ile ideal dönüş açısı arasındaki farktır.

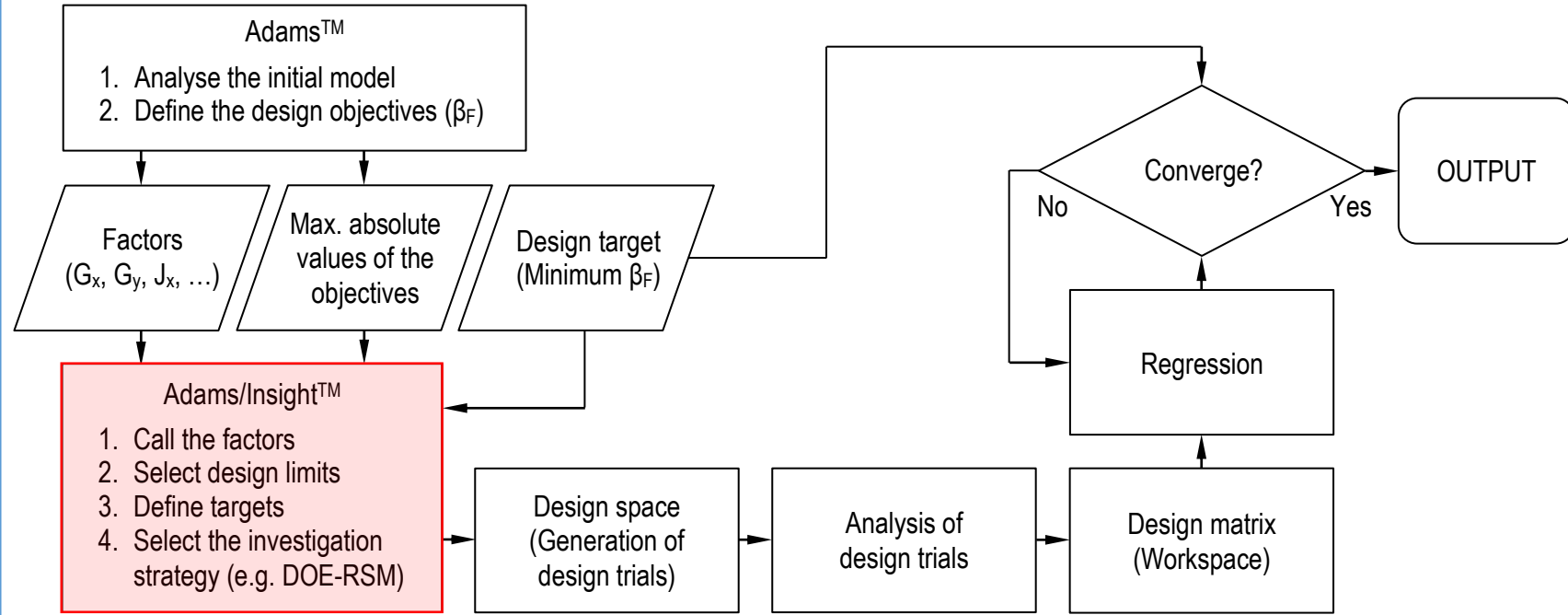
Optimizasyon Süreci Akış Şeması

İlkel modelin oluşturulmasından sonra bu model için analizler tamamlanır ve tasarım hedefleri belirlenir.



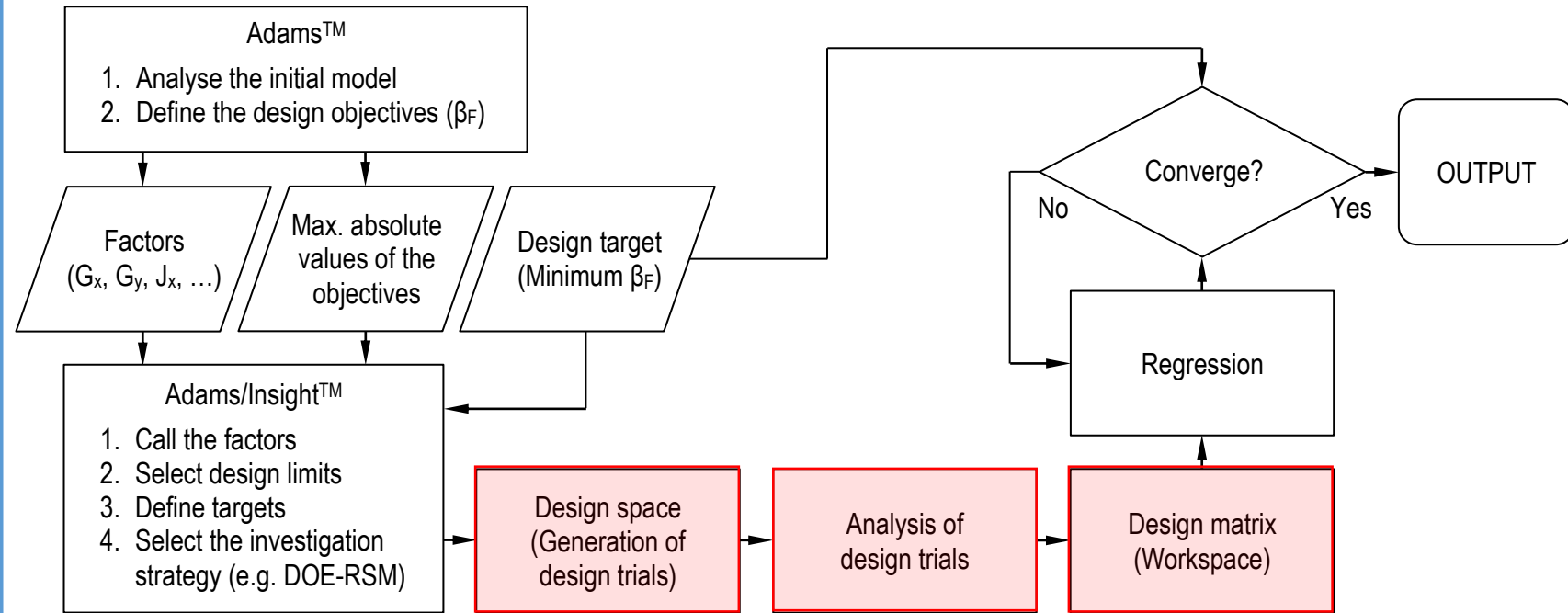
Optimizasyon Süreci Akış Şeması

Sonra belirlenen hedefler doğrultusunda Adams/Insight içerisinde optimizasyon için gerekli düzenlemeler yapılır.



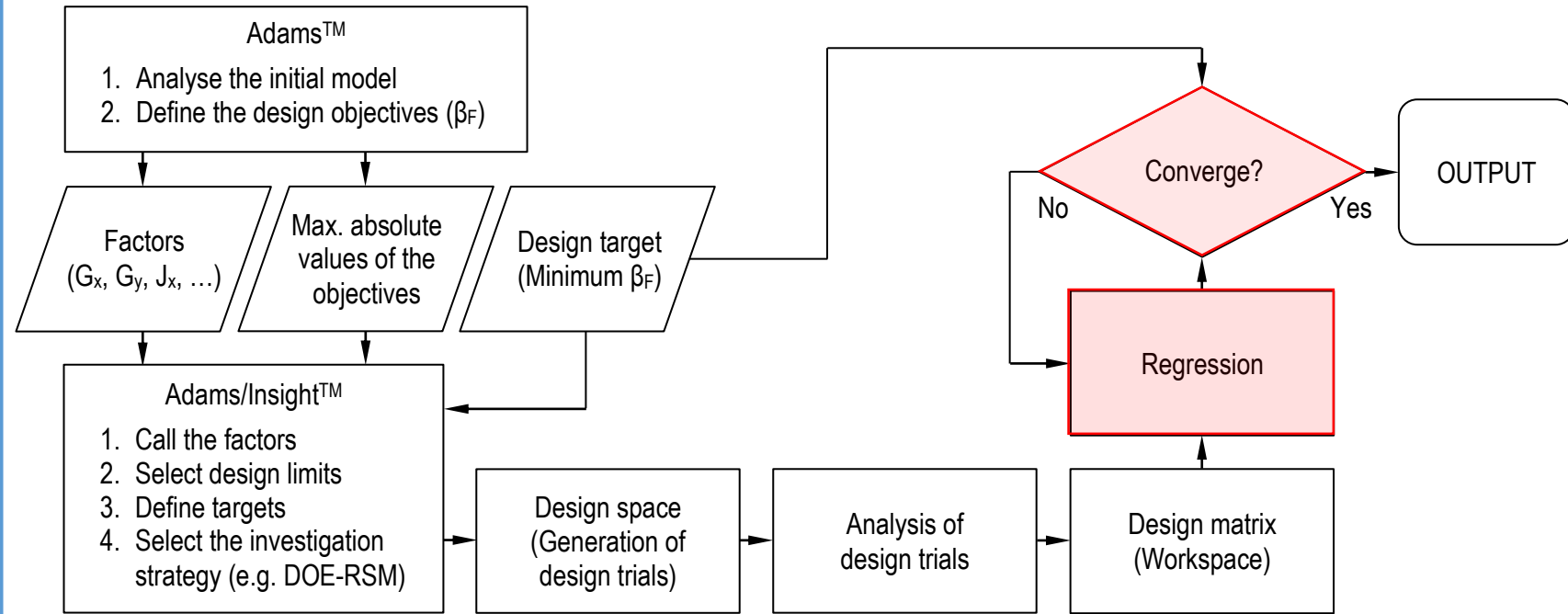
Optimizasyon Süreci Akış Şeması

Optimizasyon kurulumunun son aşaması olarak tasarım denemeleri türetilir, analiz edilir ve tasarım matrisi oluşturulur.



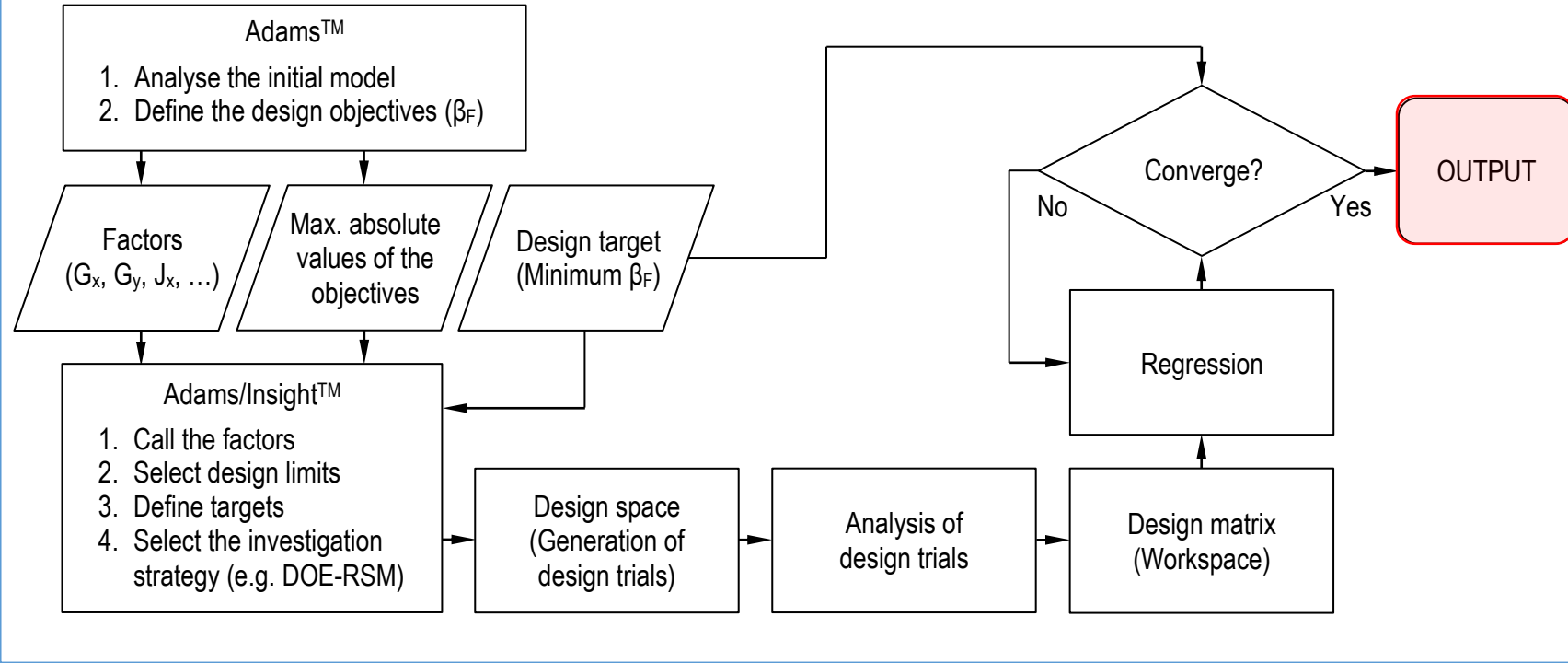
Optimizasyon Süreci Akış Şeması

Son olarak değişkenler arasındaki regresyon (ilişki) bulunur ve elde edilen sonuçlar yakınsaklık bakımından kontrol edilir.

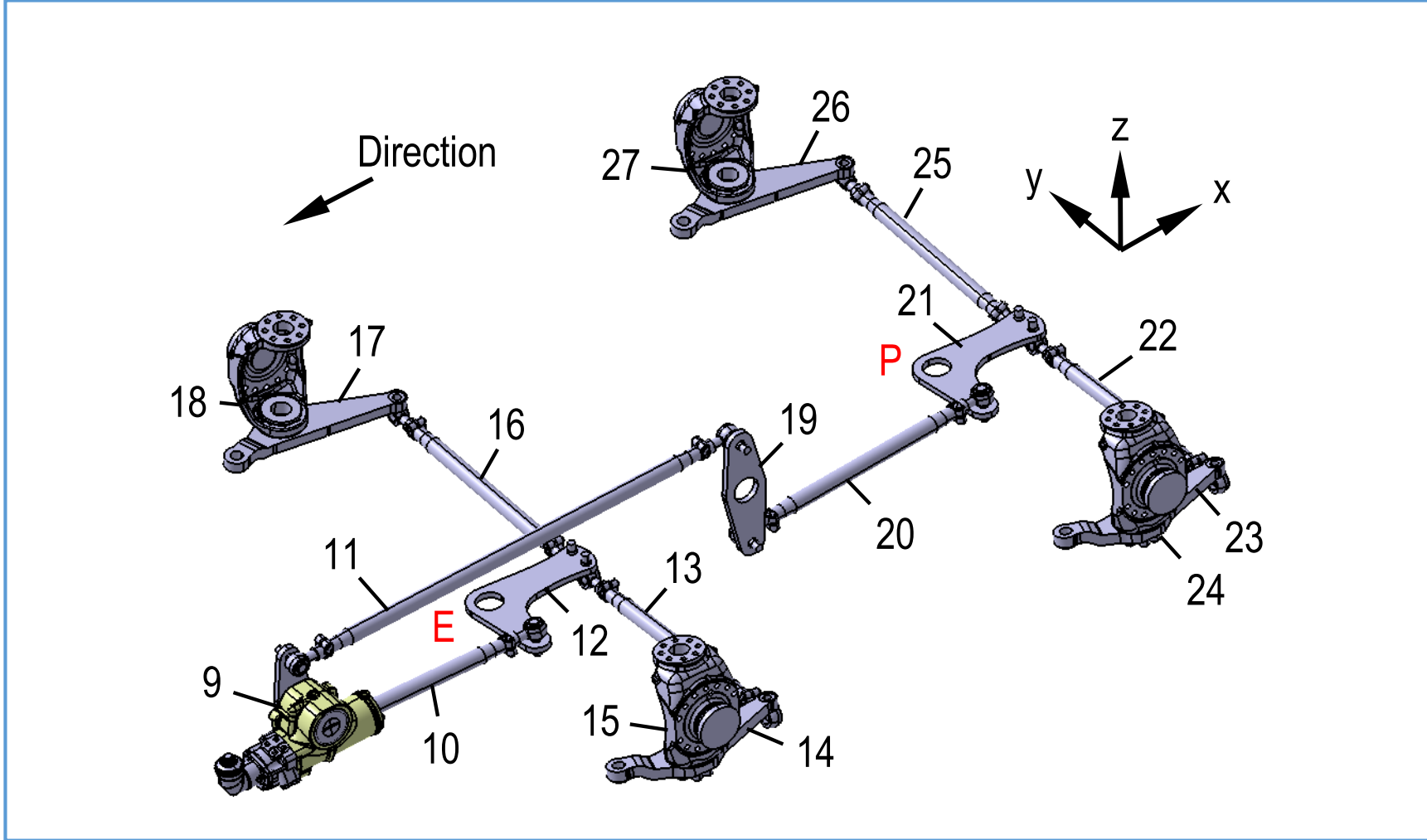


Optimizasyon Süreci Akış Şeması

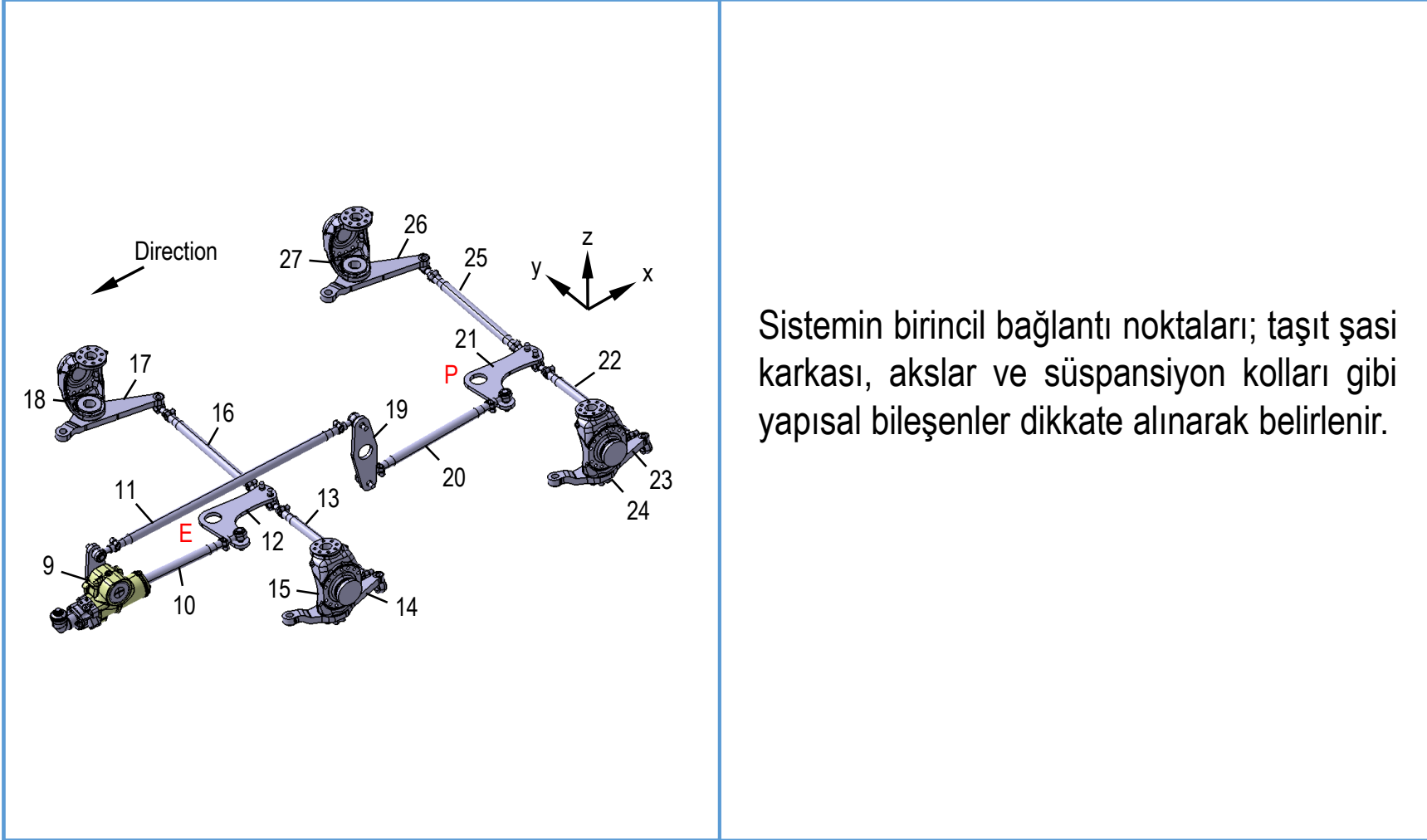
Eğer sonuçlar arasındaki yakınsaklık önceden belirlenen aralık içerisindeyse çıktı elde edilmiş olur.



Çok Akstan Yönlendirme Sisteminin CAD Tasarımı

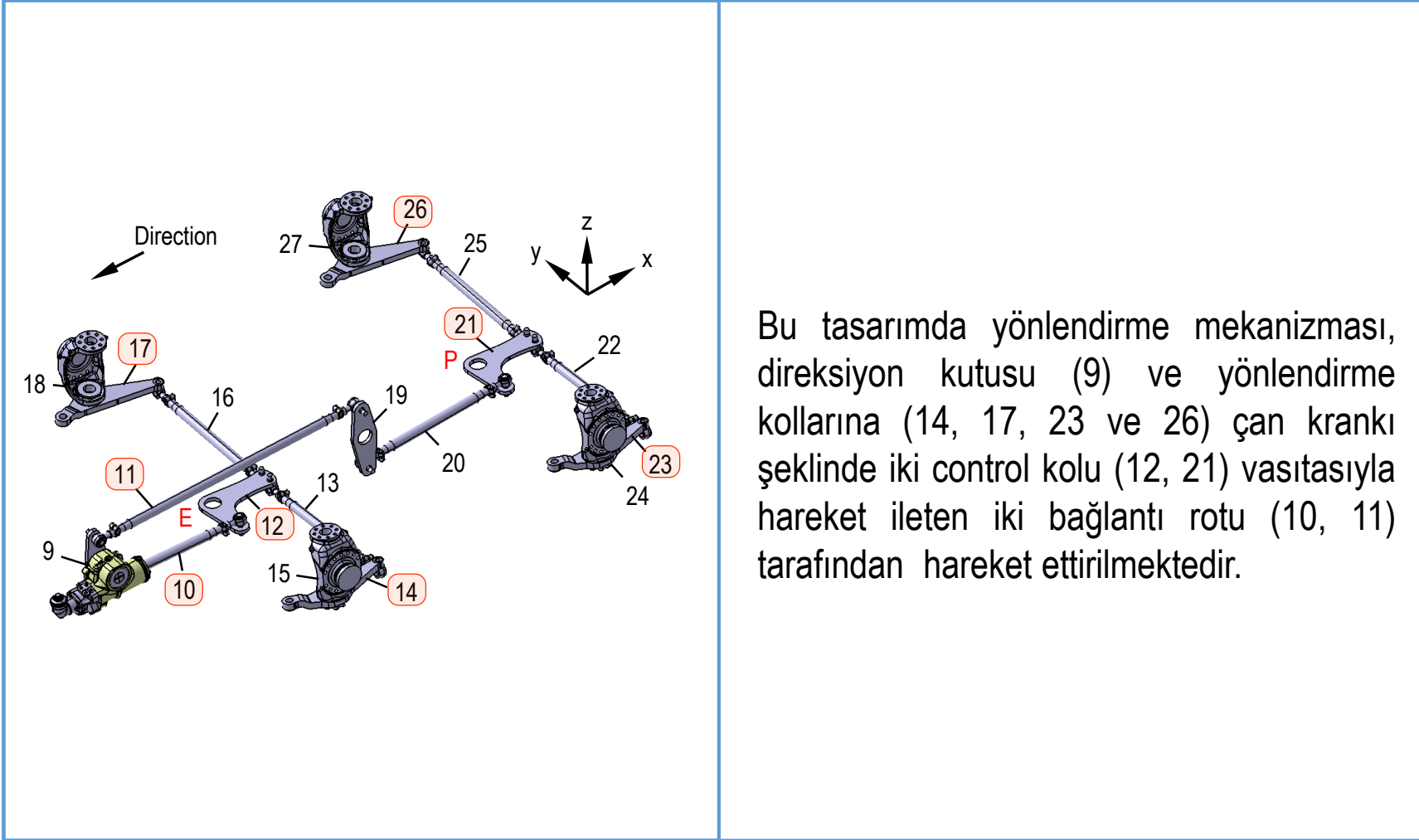


Çok Akstan Yönlendirme Sistemi Tanımı



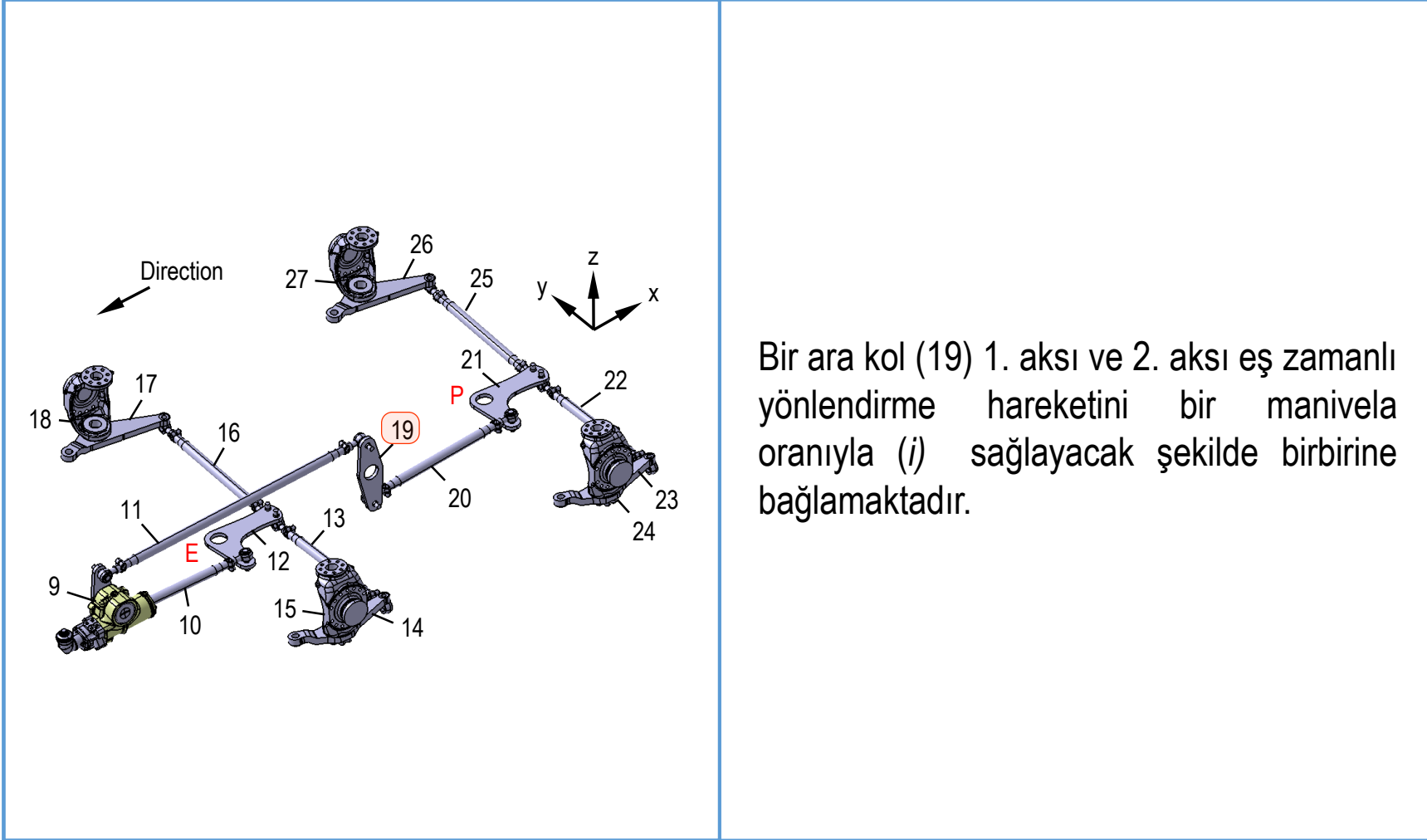
Sistemin birincil bağlantı noktaları; taşıt şasi karkası, akslar ve süspansiyon kolları gibi yapısal bileşenler dikkate alınarak belirlenir.

Çok Akstan Yönlendirme Sistemi Tanımı



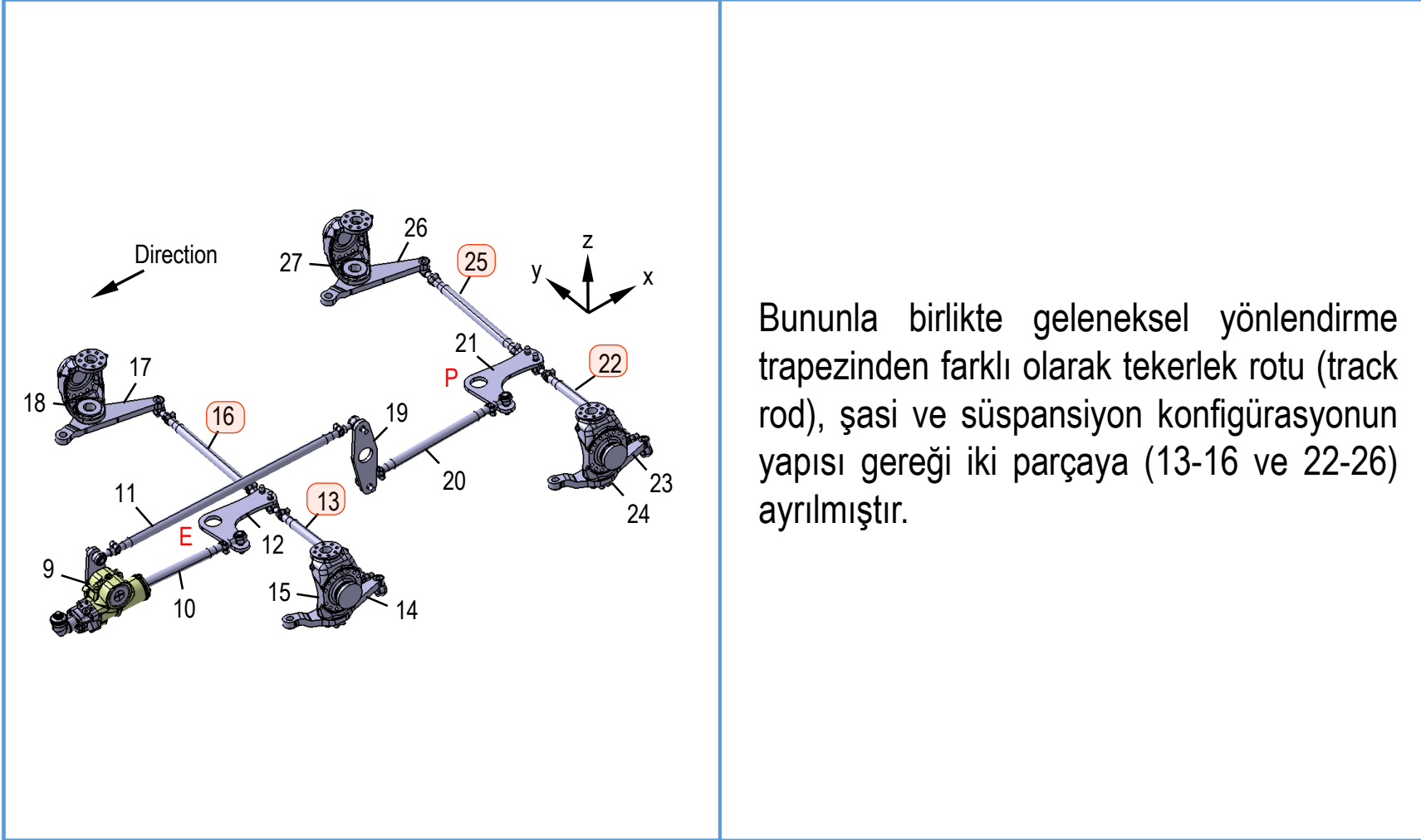
Bu tasarımda yönlendirme mekanizması, direksiyon kutusu (9) ve yönlendirme kollarına (14, 17, 23 ve 26) çan krankı şeklinde iki control kolu (12, 21) vasıtasıyla hareket ileten iki bağlantı rotu (10, 11) tarafından hareket ettirilmektedir.

Çok Akstan Yönlendirme Sistemi Tanımı



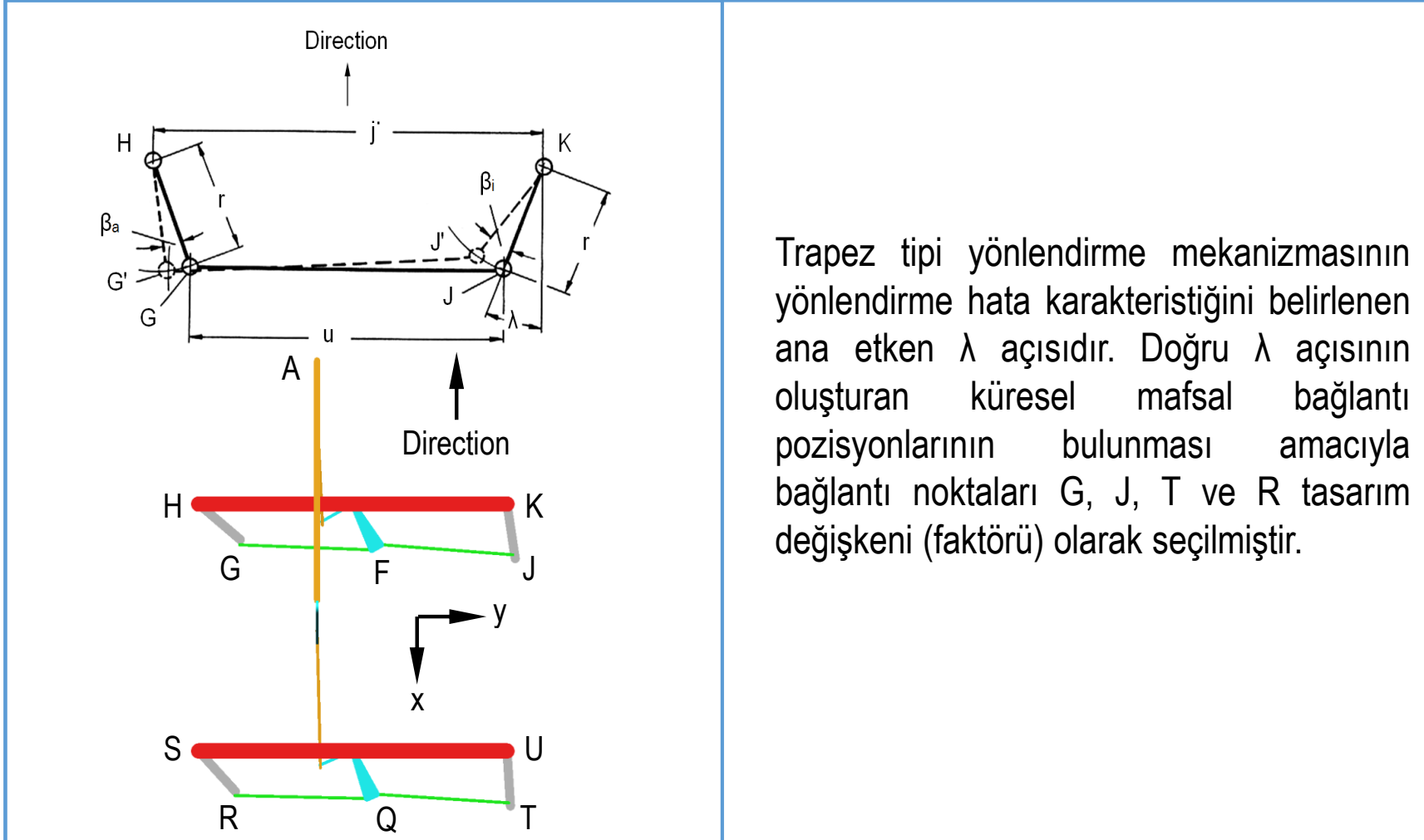
Bir ara kol (19) 1. aksı ve 2. aksı eş zamanlı yönlendirme hareketini bir manivela oranıyla (*i*) sağlayacak şekilde birbirine bağlamaktadır.

Çok Akstan Yönlendirme Sistemi Tanımı



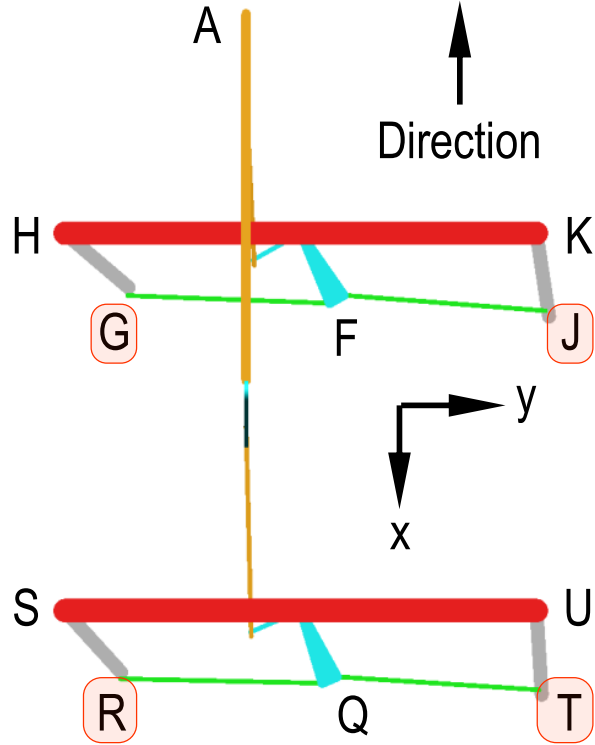
Bununla birlikte geleneksel yönlendirme trapezinden farklı olarak tekerlek rotu (track rod), şasi ve süspansiyon konfigürasyonunun yapısı gereği iki parçaya (13-16 ve 22-26) ayrılmıştır.

Çoklu Cisim Sistem Model Tarifi

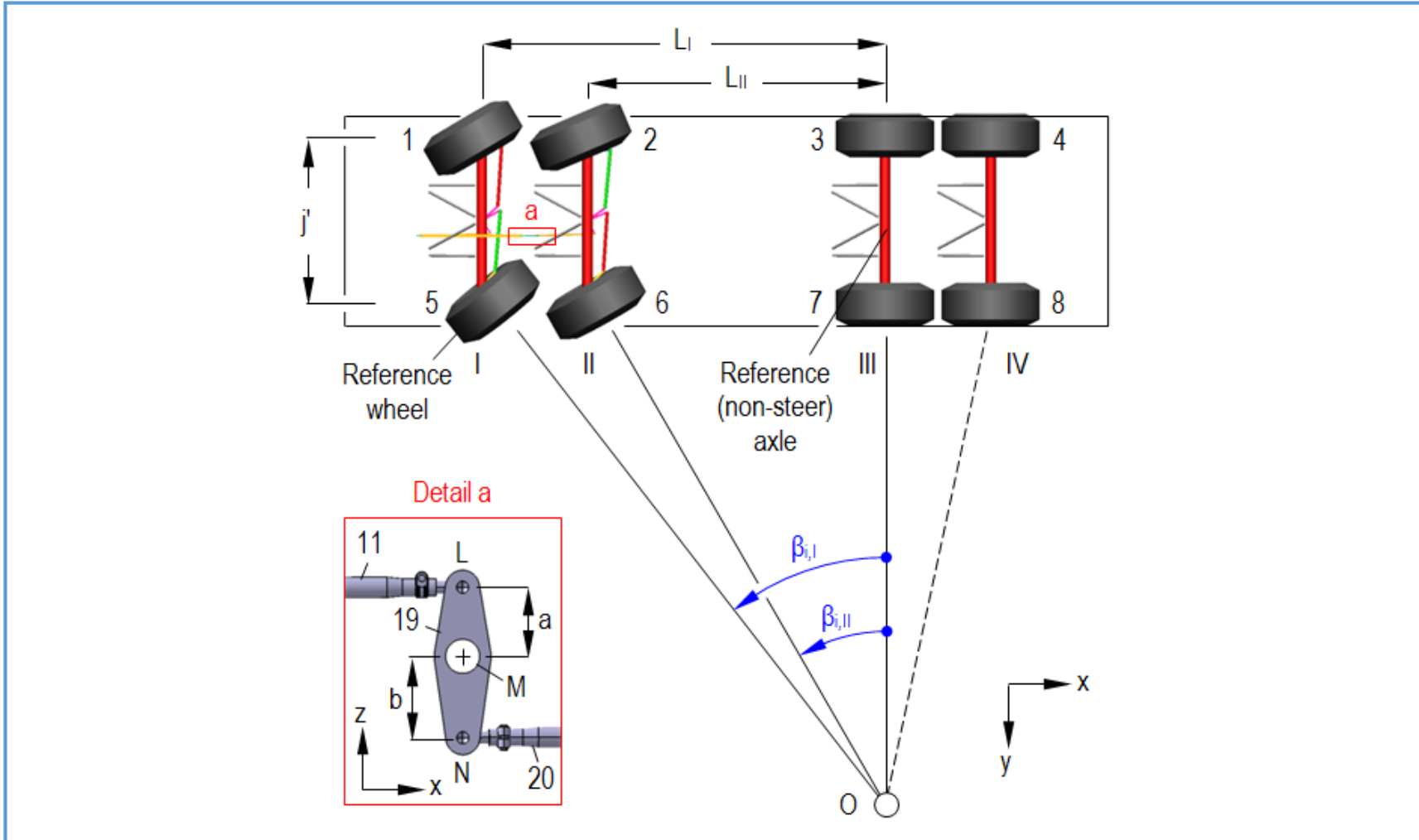


Trapez tipi yönlendirme mekanizmasının yönlendirme hata karakteristiğini belirlenen ana etken λ açısıdır. Doğru λ açısının oluşturan küresel mafsallı bağlantı pozisyonlarının bulunması amacıyla bağlantı noktaları G, J, T ve R tasarım değişkeni (faktörü) olarak seçilmiştir.

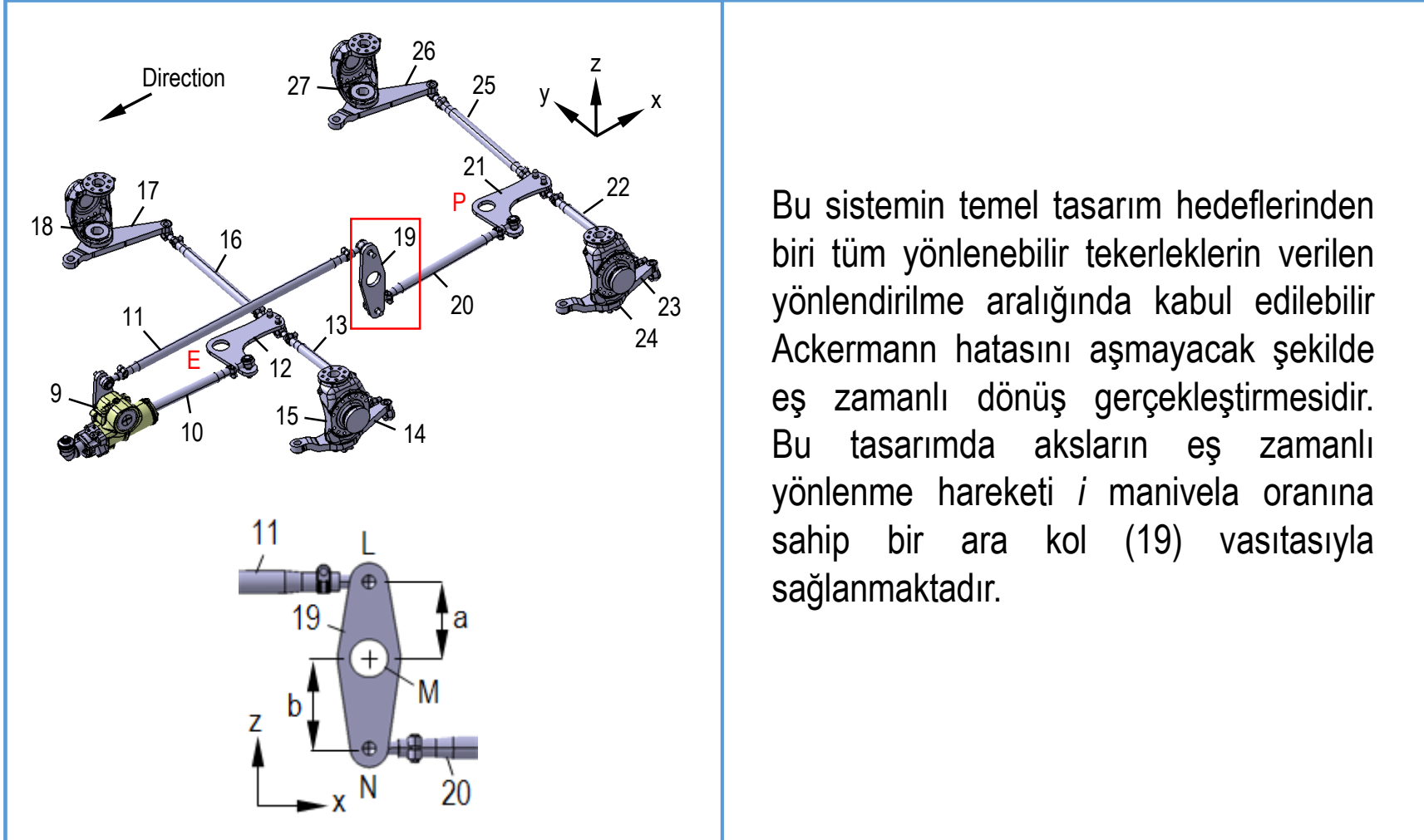
Çoklu Cisim Sistem Model Tarifi



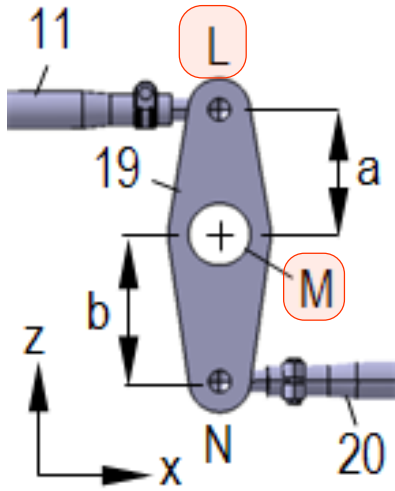
Başka bir deyişle bahsedilen bağlantı noktalarının x-y düzlenimdeki doğru pozisyonları DOE-RSM yazılımı kullanılarak aranmıştır. Ancak yönlenebilir akslar için $\beta_F \leq 0.5^\circ$ koşulunun sağlanması çok akstan yönlendirme mekanizmasının tasarım gerekliliklerini yeterince karşılamamaktadır.



Ara Kolun Oranı



Ara Kolun Oranı

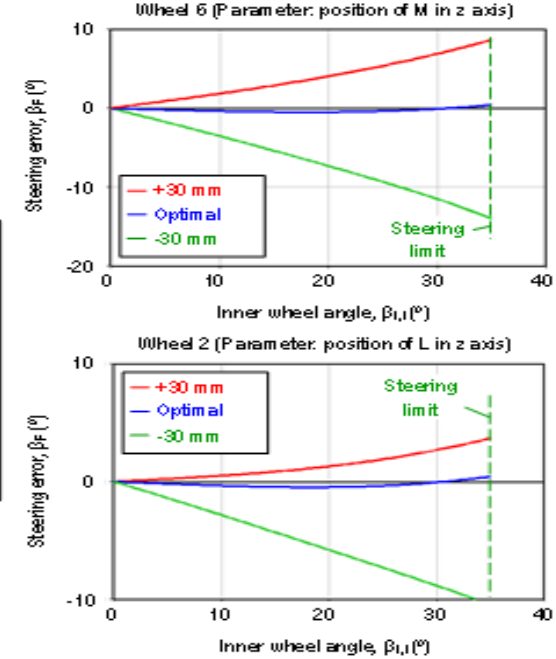
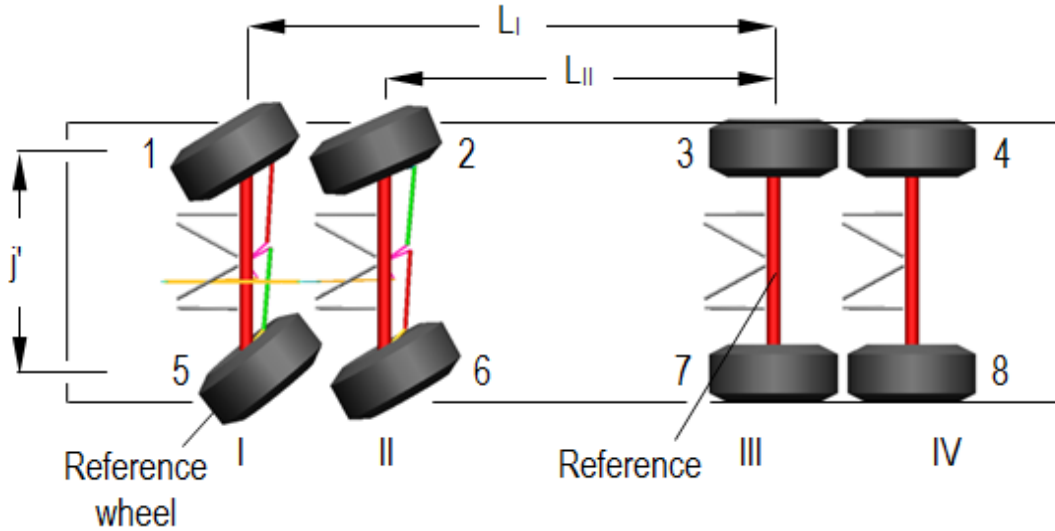


$$i = \frac{b}{a}$$

Dolayısıyla i oranını belirleyen ara kol ölçülerinin belirlenmesi doğru bir yönlenme karakteristiği için önemlidir. İkel tasarımın i manivela oranı $b/a=1.76$ dır. Ara kolun geometrisi eş zamanlı yönlenme karakteristiğine etki ettiğinden bağlantı noktaları M ve N de ayrıca tasarım değişkenleri olarak seçilmiştir.

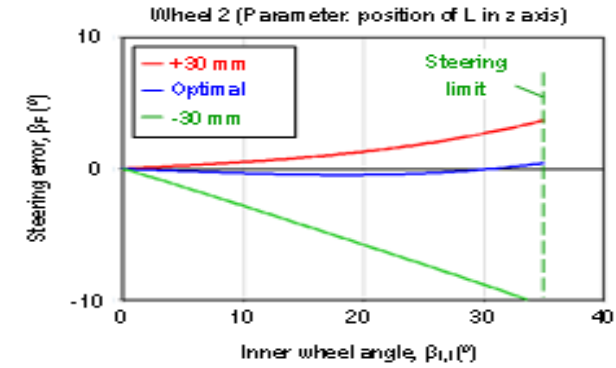
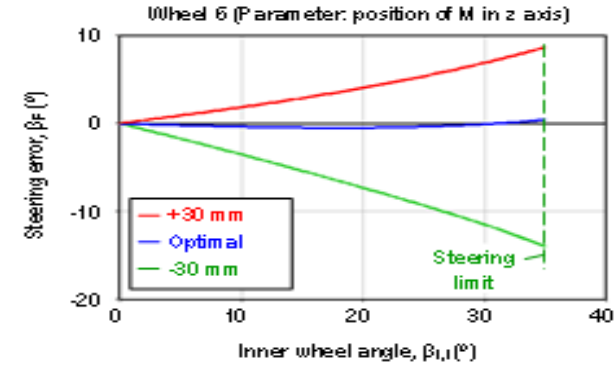
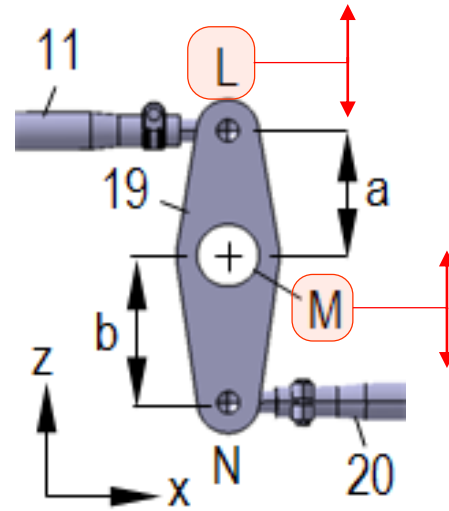
Ara Kol Geometrisinin Etkisi

Ara kolun bağlantı noktası pozisyonlarının 6 numaralı tekerleğin referans tekerleğe göre yönlenme hatasına etkisi şekillerde görülmektedir. Bu grafiklerin 6 numaralı tekerleğin, 5 numaralı tekerleğe (referans) göre hesaplanan Ackermann hatası ile belirli bir i değeri için gerçek yönlenme açısı karakteristiği arasındaki farkı yansıttığı not edilmelidir.



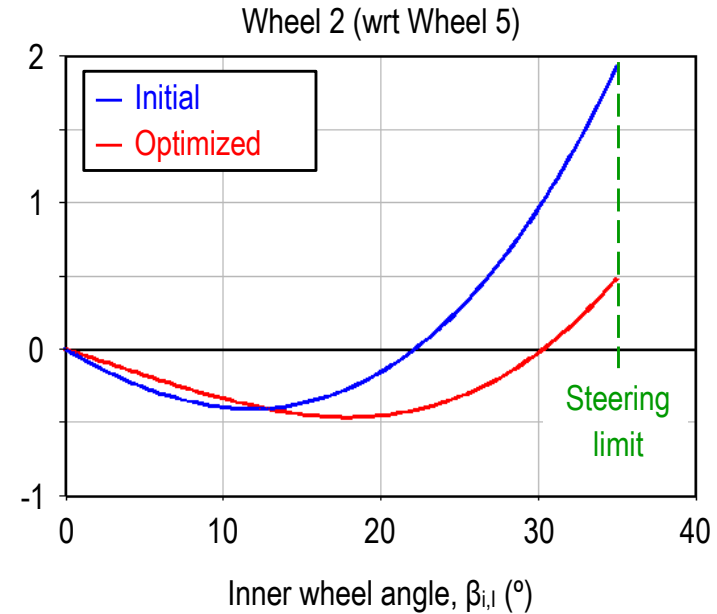
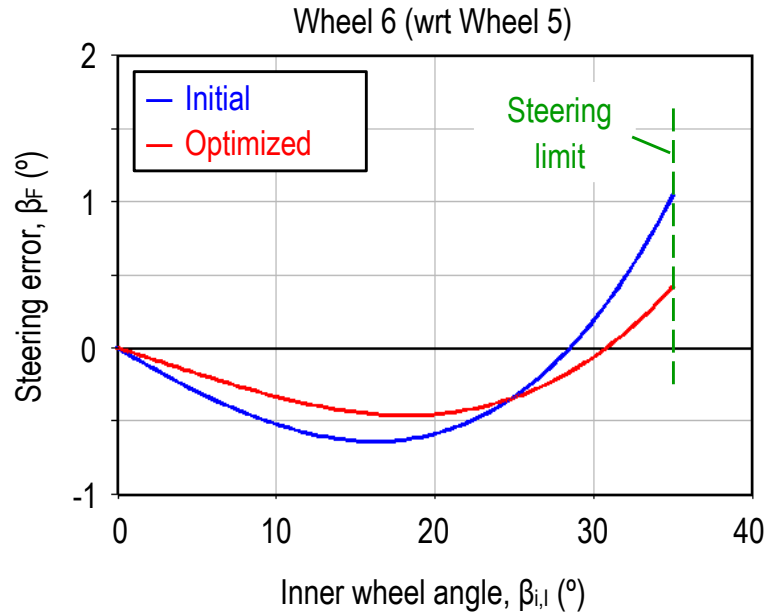
Ara Kol Geometrisinin Etkisi

Bu grafiklerin apsisi 5 numaralı tekerleğin dönüş açısını göstermektedir. Bu grafiklerin eldesinde bağlantı noktaları L ve M z-ekseninde ± 30 mm aralığında hareket ettirilmiştir. DOE-RSM yöntemi optimal i değerini elde etmek için tekrarlanmıştır.

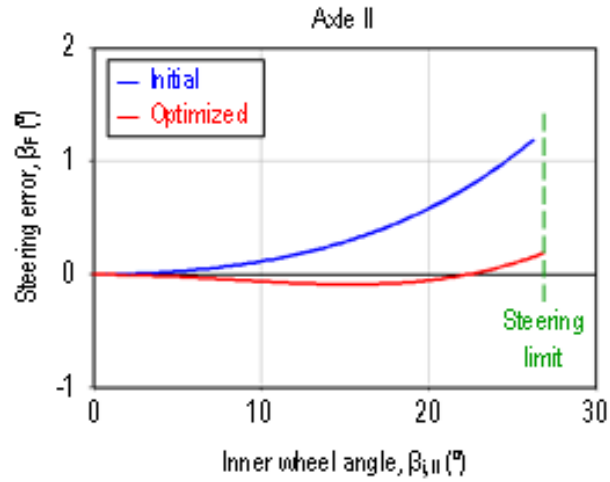
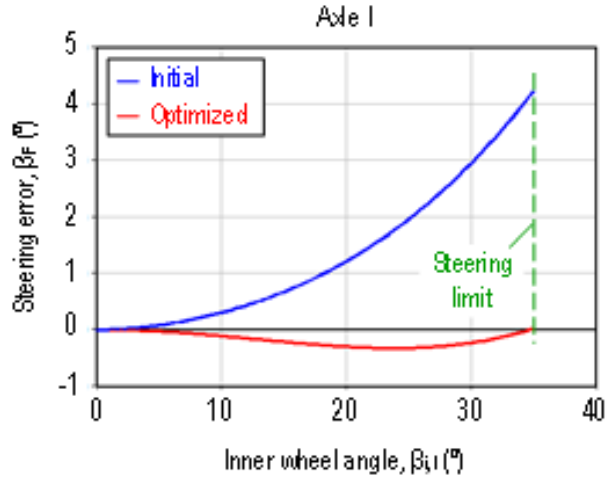


Ara Kol Oranı Optimizasyonu

Ara kolun optimizasyon işleminin sonuçları şekillerde görülmektedir. Burada i değerinin ilkel ve optimal değerlerinin, 6 ve 2 numaralı tekerleklerin referans tekerleğe göre yönlendirme hatalarına etkisi karşılaştırılmıştır. Optimal i değeri $b/a= 1.213$ olarak hesaplanmıştır.

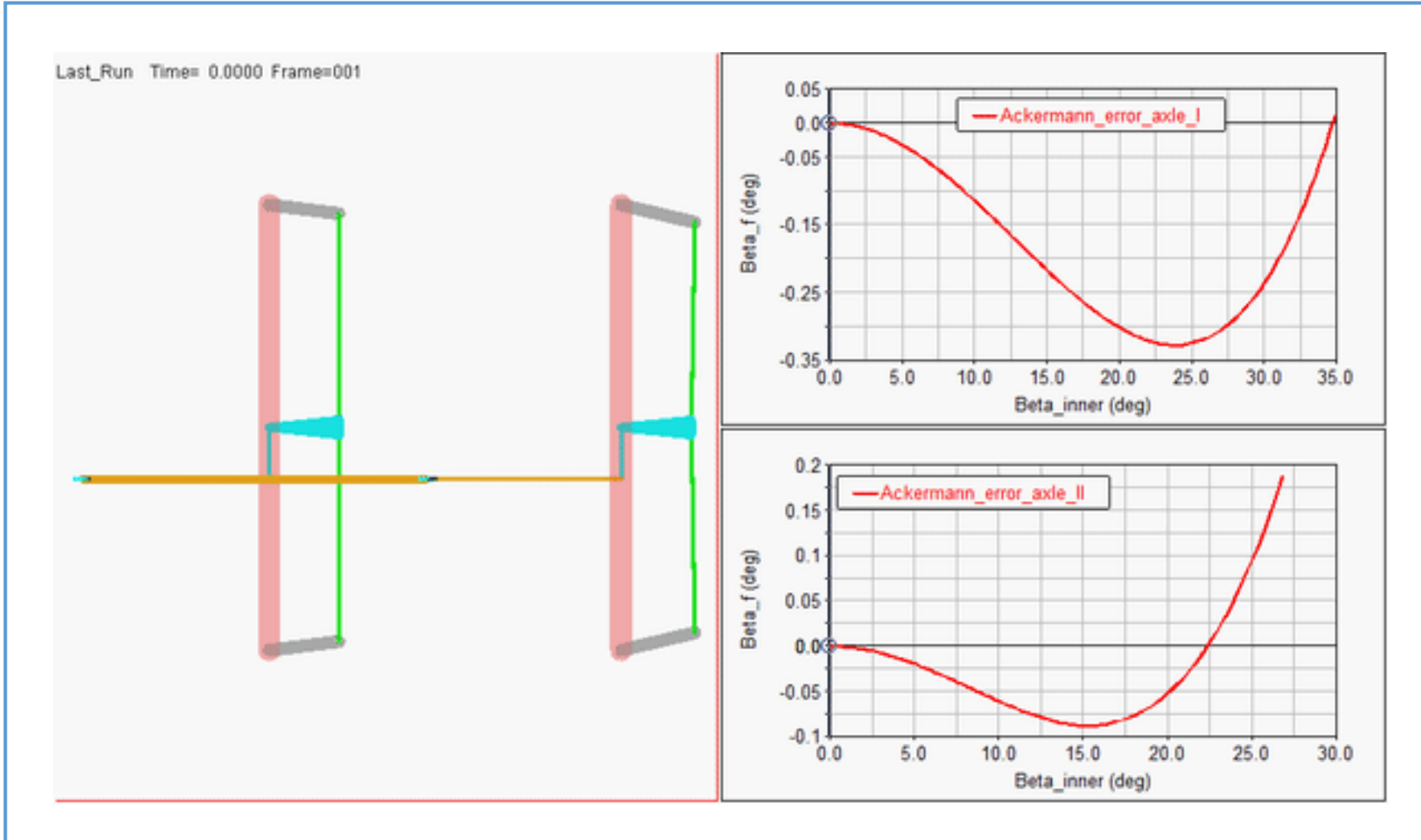


Ackermann Hatası Sonuçları

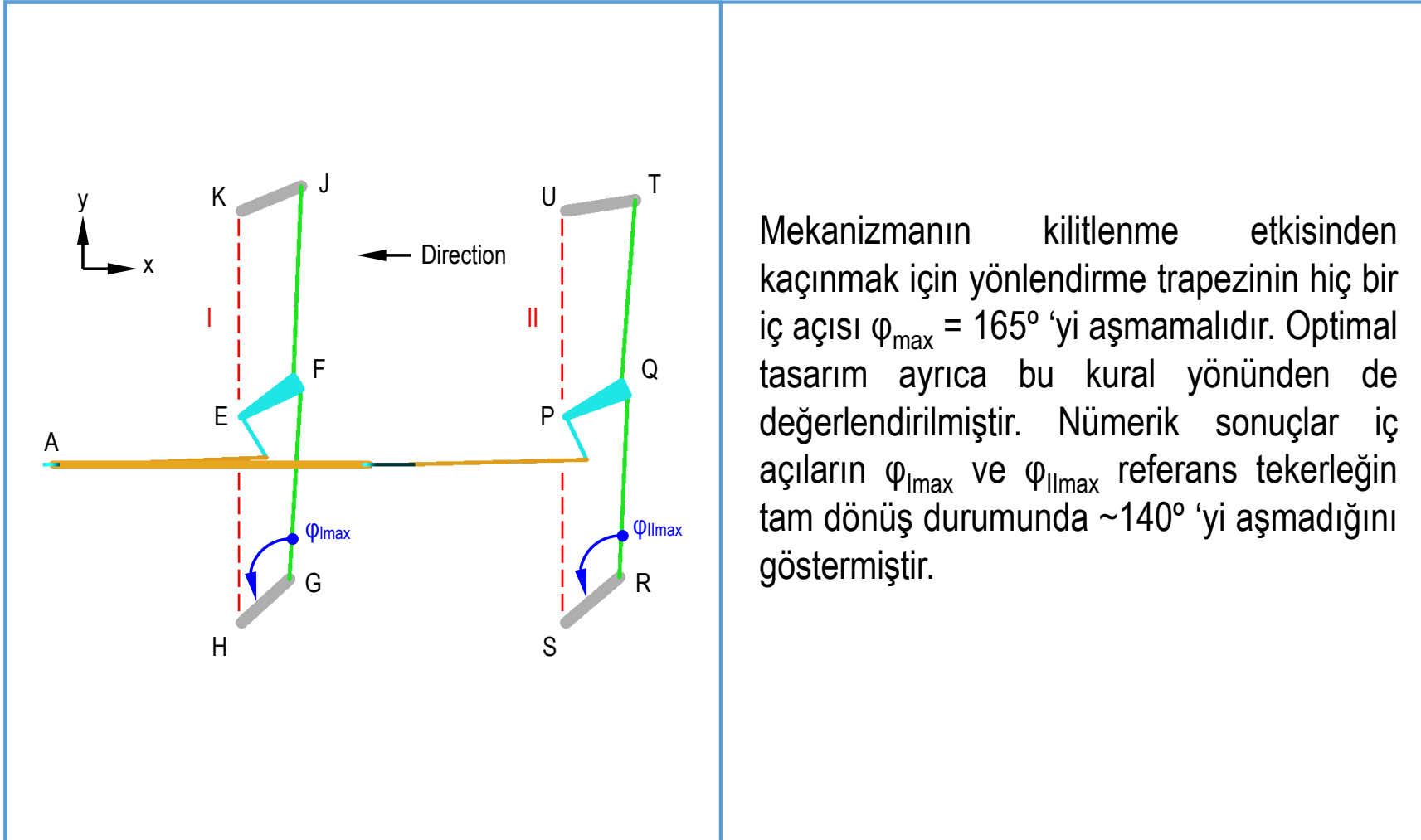


1. ve 2. aksın yönlendirme hata karakteristikleri β_{iI} ve β_{iII} fonksiyonları olarak şekillerde görülmektedir. Bu şekillerde ilkel ve optimal trapez geometrilerinden alınan sonuçlar da ayrıca karşılaştırılmıştır. Açıkça görüleceği üzere DOE-RSM yönteminin kullanımıyla 1. ve 2. aksın yönlendirme hataları iç tekerleğin maksimum dönüş açısına göre %91.8 ve %92.8 oranında azaltılmıştır.

Çoklu Cisim Sistemi Modeli



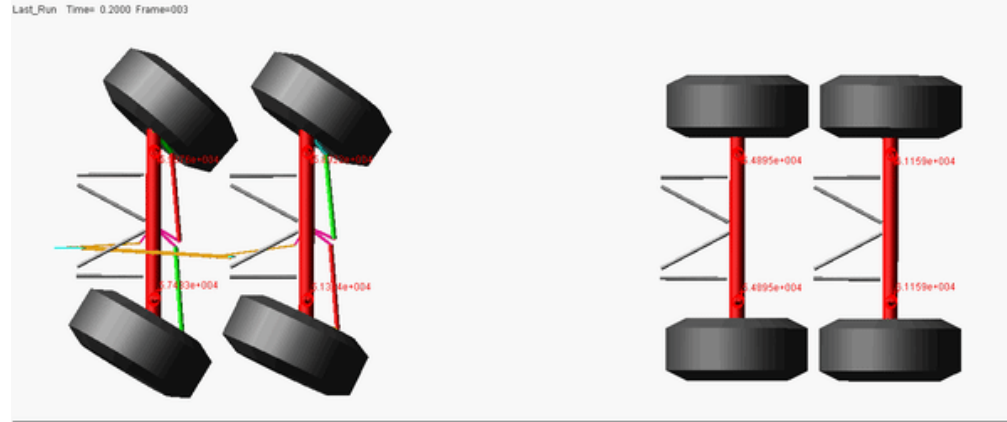
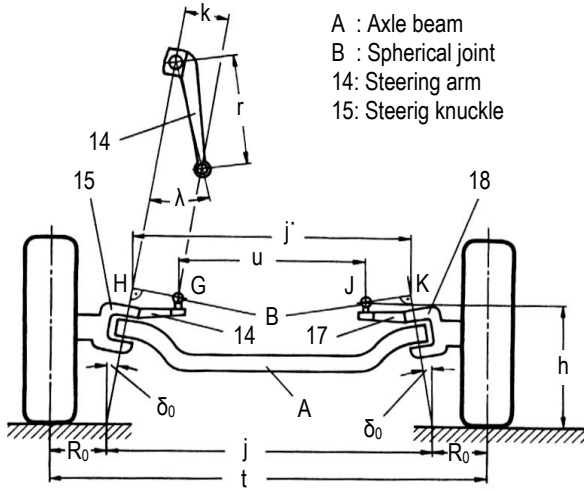
Trapez Açısı



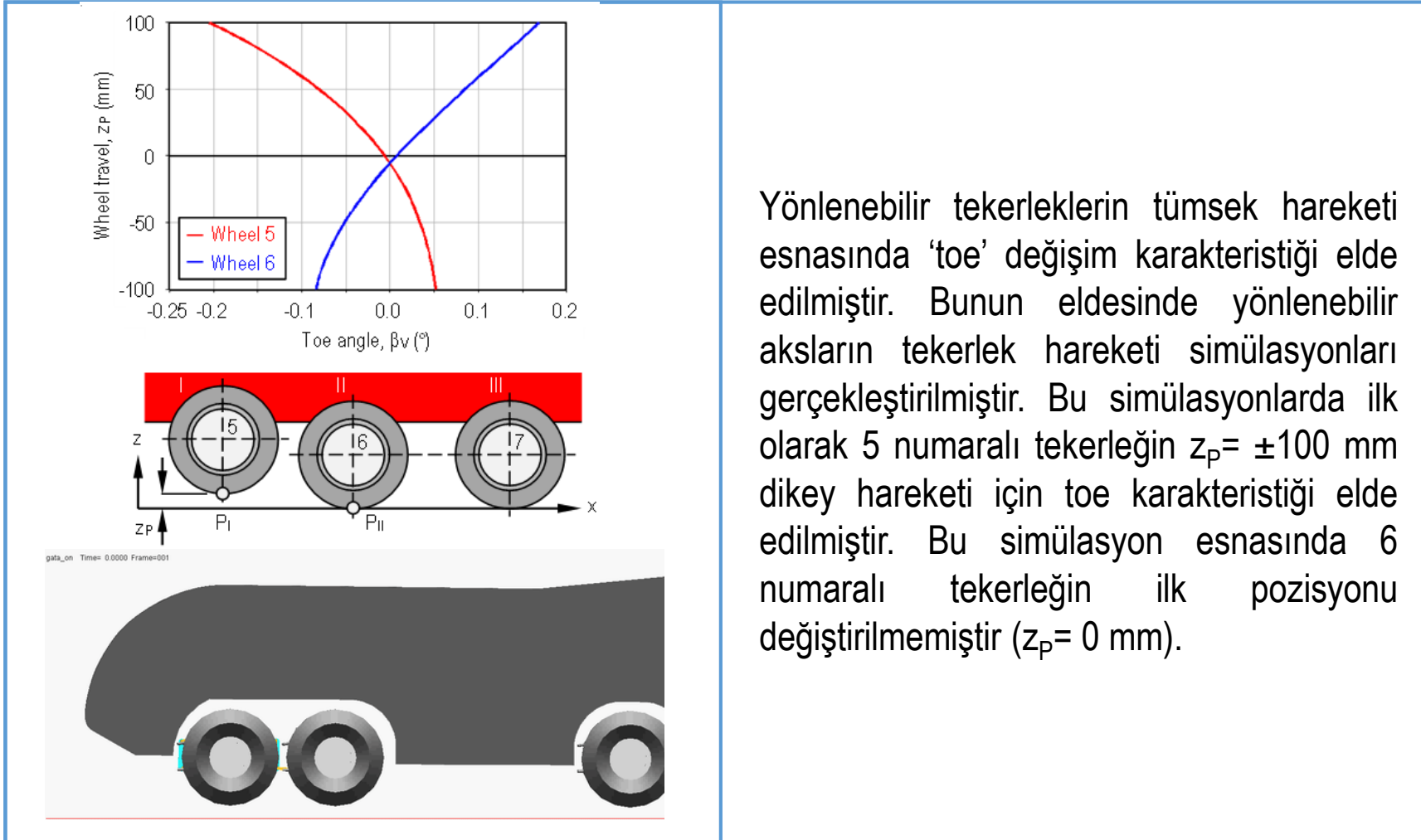
Mekanizmanın kilitleme etkisinden kaçınmak için yönlendirme trapezinin hiç bir iç açısı $\phi_{\max} = 165^\circ$ 'yi aşmamalıdır. Optimal tasarım ayrıca bu kural yönünden de değerlendirilmiştir. Nümerik sonuçlar iç açılarının $\phi_{I\max}$ ve $\phi_{II\max}$ referans tekerleğin tam dönüş durumunda $\sim 140^\circ$ 'yi aşmadığını göstermiştir.

Tam Taşıt Kinematik Modeli

Düzlemsel modelin optimizasyonunun tamamlanmasından sonra yönlendirme sisteminin ilk 3B modeli oluşturulmuş sonrasında tam taşıt modeli kinematik olarak kurulmuştur.

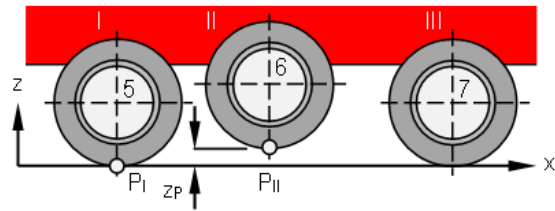
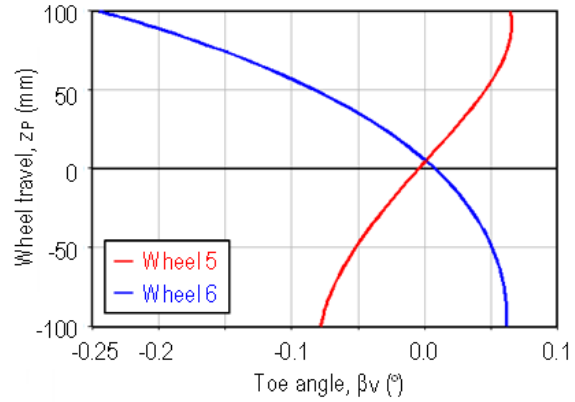


Toe Açısı Optimizasyonu



Yönlenebilir tekerleklerin tümsek hareketi esnasında 'toe' değışim karakteristiği elde edilmiştir. Bunun eldesinde yönlenebilir aksların tekerlek hareketi simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Bu simülasyonlarda ilk olarak 5 numaralı tekerleğin $z_p = \pm 100$ mm dikey hareketi için toe karakteristiği elde edilmiştir. Bu simülasyon esnasında 6 numaralı tekerleğin ilk pozisyonu değiştirilmemiştir ($z_p = 0$ mm).

Toe Açısı Optimizasyonu



Last_Run Time= 0.0000 Frames001



İkinci adımda, 6 numaralı tekerleğin $z_p = \pm 100$ mm tümsek hareketi, 5 numaralı tekerlek hareketsiz tutularak simüle edilmiştir. Nümerik sonuçlar bu yönlenebilir tekerleklerin toe değişiminin ± 100 mm tekerlek hareketi esnasında $\beta_v = \pm 0.25^\circ$ ' yi aşmadığını göstermiştir.

🚩 Sonuçlar

- 🚩 DOE-RSM tabanlı optimizasyon aracı kullanılarak Ackerman (veya y6nlenme) hatası β_F ' nin 1. aks için 91.8% ve 2. aks için 92.8% oranına kadar azaltılabileceği g6r6lm6şt6r. Sonuçlar y6nlendirilebilir aksların i tekerleklerin maksimum d6n6ş açılarında Ackerman hatası için $\beta_F \leq \pm 0.5^\circ$ Őartının sağlanabileceğini g6stermiştir.
- 🚩 Ara kol geometrisinin ikinci aksın birinci aksa g6re Ackermann hatası bakımından eř zamanlı doğru hareketi 6zerinde b6y6k etkisi olduğu g6r6lm6şt6r.
- 🚩 Referans tekerleğin azami d6nme açısında mekanizmanın t6m i açılarının $\phi_i \leq 165^\circ$ altında kaldığı g6r6lm6şt6r.
- 🚩 Optimizasyon işlemi sonucunda y6nlenebilir akslardaki toe değişiminin $z_p = \pm 100$ mm dikey tekerlek hareketinde, $\beta_v = \pm 0.25^\circ$ altında kaldığı g6r6lm6şt6r.

Teşekkürler

Mehmet Murat TOPAÇ, Ph.D.¹

Ata KAPLAN, B.Sc.¹

Batuhan KULELİ, B.Sc.^{2,3}

Uğur DERYAL, M.Sc.³

¹ Makine Mühendisliği
Bölümü, Dokuz Eylül
Üniversitesi, İzmir, Türkiye

² Volkan İtfaiye Araçları
San. ve Tic. A.Ş.

³ Fen Bilimleri Enstitüsü,
Dokuz Eylül Üniversitesi,
İzmir, Türkiye