

kamberi ve yönlendirme yarıçapını belirli ölçüde etkilemektedir. A_9 ve A_{10} elemanlarının uzaysal hareketleri yardımıyla, yönlendirme sisteminin kinematik davranışını belirlemek mümkündür. İlk aşamada sabit direksiyon açısı altında tekerleğin düşey yer değişiminin, askı sistemi kinematik büyüklüklerine olan etkisi incelenmiştir. Bu durumda, A_{10} noktasının konumu sabit kalmaktadır. Bu nedenle, A_3 noktasının düşey hareketi sırasında, iz kolu bağlantı noktası A_9 'un, merkezi A_{10} olan, A_9A_{10} yarıçaplı hayali bir küre üzerinde hareket ettiği düşünülebilir. Bu nokta aynı zamanda, O_3 merkezli O_3A_9 yarıçaplı bir çember üzerinde hareket etmektedir. O_3 , A_9 un A_3A_4 doğrusu üzerindeki dik izdüşümüdür.

A_{4i} Noktasının belirlenmesine benzer şekilde A_{9i} noktası da, basit olarak;

$$(r - r_{O_3})^2 = O_3A_9^2 \quad (21)$$

ve

$$(r - r_{A_{10}})^2 = A_9A_{10}^2 \quad (22)$$

şeklinde yazılabilen küre denklemleri ile

$$(r - r_{O_3}) \cdot e_L = 0 \quad (23)$$

düzlem denkleminin (Düzlem 2) ortak çözümünden bulunmuştur. Burada r , aranan A_{9i} noktasının konum vektörü, e_L ise yönlendirme ekseninin birim vektörüdür. Tekerlek kütle merkezi A_8 , yaylanma sırasında, aynı anda hem tekerlek ekseninde bulunmakta, hem de yönlendirme ekseninde dönmektedir. Yönlendirme sonrasında A_8 'e ait yeni konumu veren $r_{A_8}^*$, eksenlerinden biri yönlendirme eksenine doğrultusunda olan, A_8 in A_3A_4 eksenindeki dik izdüşümü M 'yi orijin kabul eden ve tekerlekle birlikte dönen yeni bir $(u_\varphi - v_\varphi - w_\varphi)$ koordinat sistemine göre;

$$r_{A_8}^* = MA_8 (\cos\theta e_{u\varphi} + \sin\theta e_{v\varphi}) \quad (24)$$

olarak ifade edilebilir (Şekil 11).

Burada birim vektörler;

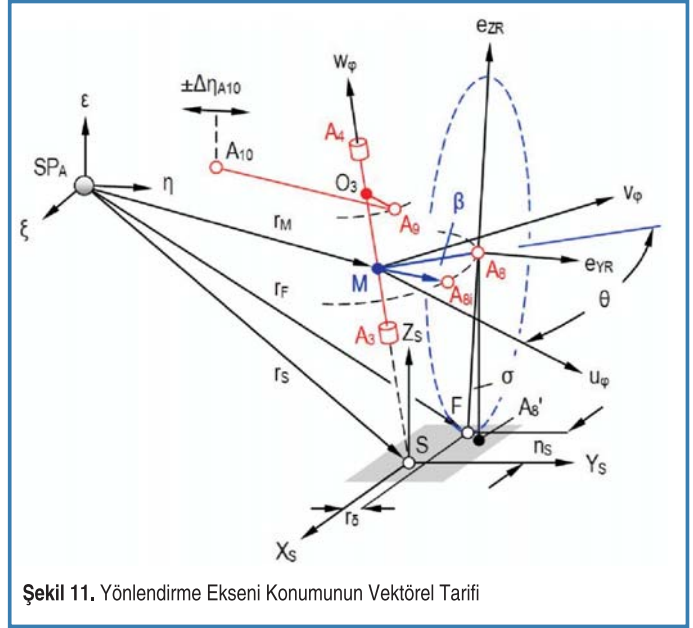
$$e_{u\varphi} = \frac{(r_{O_3i} - r_{A_9i})}{|r_{O_3i} - r_{A_9i}|} \quad (25)$$

ve yönlendirme eksenini birim vektörü $e_{w\varphi}$ (e_L) yardımıyla;

$$e_{v\varphi} = (e_{u\varphi} \times e_{w\varphi}) \quad (26)$$

bulunur. θ , $e_{u\varphi}$ ve MA_8 vektörleri arasındaki açı olmak üzere;

$$\theta = \cos^{-1} \left(e_{u\varphi} \cdot \frac{MA_8}{|MA_8|} \right) \quad (27)$$



Şekil 11. Yönlendirme Ekseni Konumunun Vektörel Tanımı

olarak hesaplanmaktadır. Bu açı yardımıyla, MA_8 ve O_3A_9 doğruları arasındaki kinematik ilişki tanımlanmıştır. ξ - η - ϵ ve u_φ - v_φ - w_φ eksen takımları arasındaki vektör transformasyonunu veren T_2^{-1} matrisi yardımıyla A_{8i} nin ξ - η - ϵ takımına göre konum vektörü;

$$r_M = r_{A_{3i}} + \overline{MA_7} \cdot e_{w\varphi} \quad (28)$$

olmak üzere,

$$r_{A_{8i}} = r_M + T_2^{-1} \cdot r_{A_8}^* \quad (29)$$

şeklinde yazılmıştır. A_{7i} , A_{8i} noktasının, tekerlek göbeğine sabit e_{vR} birim vektörü doğrultusunda A_3 - A_4 ile kesişim noktası olmak üzere;

$$r_{A_{7i}} = r_{A_{3i}} + \overline{A_3A_7} \cdot e_{w\varphi} \quad (30)$$

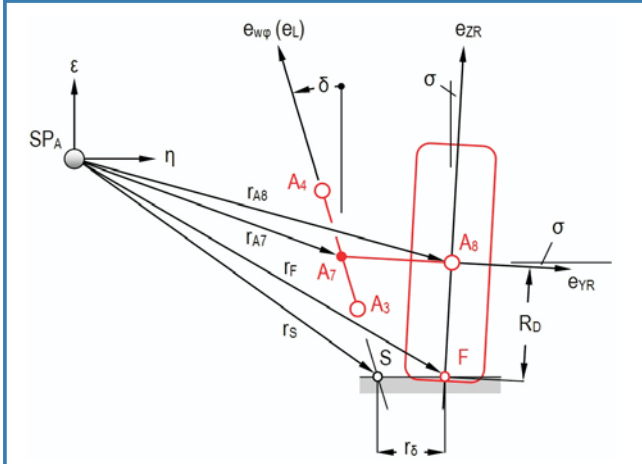
olarak hesaplanmıştır. Kamber açısı, A_7 ve A_8 noktalarının yaylanma sonrası koordinatları yardımıyla, Şekil 12'ye göre;

$$\sigma = \sin^{-1} \left(\frac{\epsilon_{A_{7i}} - \epsilon_{A_{8i}}}{A_7A_8} \right) \quad (31)$$

ve yönlendirme yarıçapı

$$r_\delta = |\eta_{Fi} - \eta_{Si}| \quad (32)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Tekerlek temas noktası F_i ye ait konum vektörü r_{Fi} , tekerlek orta noktası A_{8i} den bu noktaya yönelmiş e_{ZR} birim vektörü ve dinamik tekerlek yarıçapı R_D olmak üzere, taşıt kütle merkezine sabitlenmiş ξ - η - ϵ eksen takımına göre;



Şekil 12. Kamber Açısının, Taşıt Gövdesi Kütle Merkezine (SP_A) Göre Vektörel Tanımı

$$r_{Fi} = r_{A8i} - R_D \cdot e_{ZR} \quad (33)$$

bağıntısı üzerinden hesaplanmıştır. Taşıt hızı ve yükleme durumu gibi faktörler R_D yi ve dolayısıyla r_{Fi} uzaklığını değiştirmektedir. Yönlendirme ekseninin yol yüzeyini kestiği S_i noktası ise,

$$r_{Si} = [(r_{A3i} - r_{Fi}) \times e_L] + r_{A3i} = \begin{bmatrix} \xi_{Si} \\ \eta_{Si} \\ \epsilon_{Si} \end{bmatrix} \quad (34)$$

şeklinde bulunmuştur. Yol yüzeyinin düzlemsel olduğu kabulüyle, $\epsilon_{Si} = \epsilon_{Fi}$ olarak dikkate alınmıştır.

Yönlendirme sırasında tekerlek, genellikle yola dik olmayan dingil pimi çevresinde döndüğünden tekerleğin karoseriye göre düşey ve açılma konumu direksiyon açısı değişiminden belirli ölçüde etkilenmektedir. İncelenen uygulamada kumanda sistemi olarak kremayer tahrikli dişli mekanizması öngörüldüğünden, bu etkiyi modelde hesaba katabilmek için A_{10} noktasının ξ ve ϵ eksenlerinde konum değiştirmedeği, yalnızca η eksenine paralel olarak hareket ettiği düşünülmüştür. Böylelikle A_{10} noktasının yeni koordinatları;

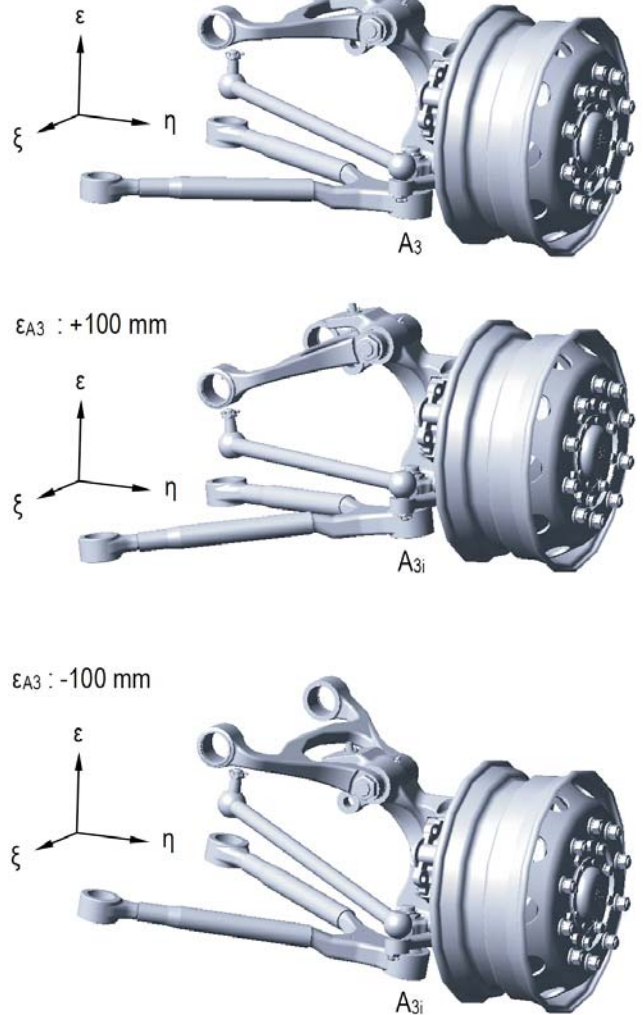
$$r_{A10i} = \begin{bmatrix} \xi_{A10} \\ \eta_{A10} \pm \Delta\eta_{A10} \\ \epsilon_{A10} \end{bmatrix} \quad (35)$$

olarak hesaplanmıştır. Bu şekilde A_7 , A_8 ve A_9 noktalarının, tekerlekte yayanma ve yönlenmenin birlikte ortaya çıktığı durumdaki konumları, (35) ifadesi, yukarıda verilen notasyonda uygulanarak hesaplanabilmektedir.

SONUÇLARIN DOĞRULANMASI ve DEĞERLENDİRME

Yukarıda özetlenen hesaplama yöntemi kullanılarak bir MATLAB® uygulaması geliştirilmiştir. Kullanılan kinematik modelin hassasiyet derecesini ölçebilmek amacıyla RecurDyn™V7R1 ticari yazılımı yardımıyla, askı sisteminin bir karşılaştırma modeli hazırlanmıştır. Bunun için CATIA® V5R15 ticari yazılımında hazırlanmış askı sistemi katı modeli, Parasolid® dosya formatı kullanılarak, çoklu cisim sistem dinamiği yaklaşımını esas alan [25] RecurDyn™V7R1 ticari yazılımına aktarılmıştır. Bu aşamada, sistemi oluşturan temel

Başlangıç durumu



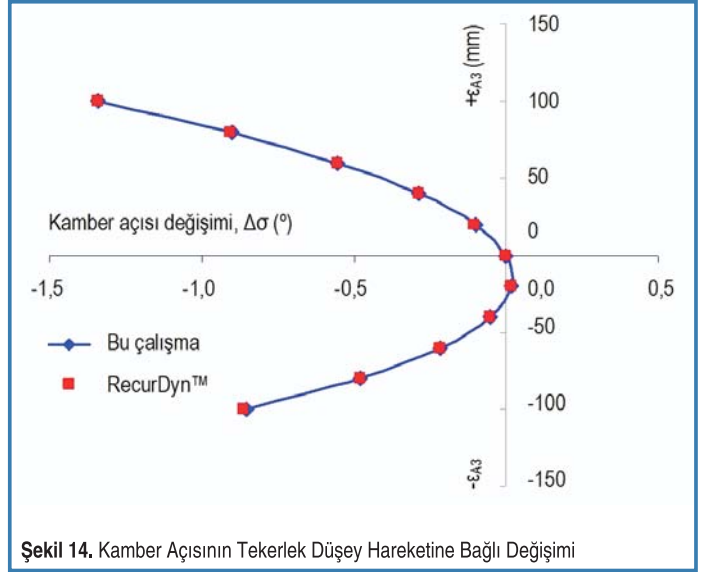
Şekil 13. Askı sisteminin RecurDyn™ V7R1 Ticari Yazılımı ile Oluşturulmuş Düşey Yer Değişimi Simülasyonu

yapı elemanlarının mafsal noktalarında, uygun sınır koşulları (döner ya da küresel mafsal) tanımlanarak Şekil 13'te görülen simülasyon gerçekleştirilmiştir. Modelde ilk olarak, karoseri kütle merkezinin geometrik konumuna bir referans eksen takımı sabitlenmiştir.

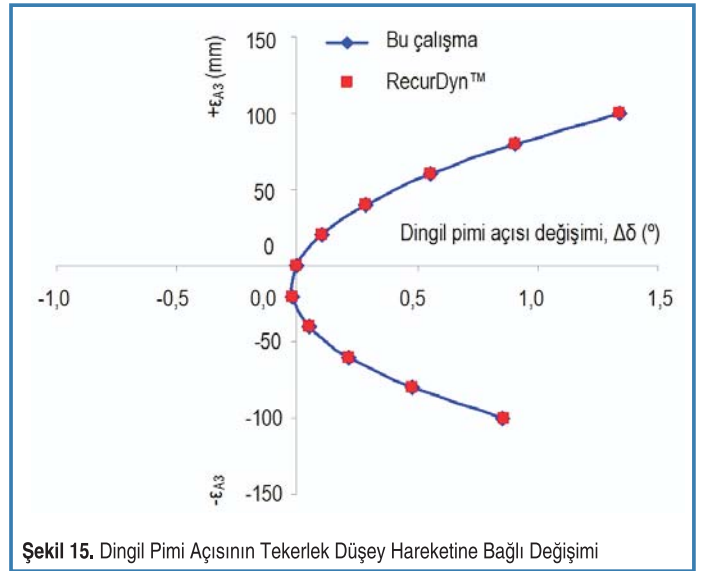
Hareket karakteristiği belirlenecek parça üzerinde, seçilen noktaların referans takıma göre yaptığı açısal değişimlerin izlenmesi amacıyla, parçaya göre açısal ya da çizgisel konumu değişmeyen ikinci bir eksen takımı (marker) tanımlanmıştır. Daha sonra, tekerleğin yönlendirme açısı sabit tutularak, alt yön verici rotininin (A_3), taşıt kütle merkezine sabit ξ - η - ε eksen takımına göre düşey doğrultuda, $\Delta\varepsilon_{A_3} = 20$ mm aralıkla toplam $\varepsilon_{A_3} = \pm 100$ mm yer değiştirmesi sağlanmıştır. Elde edilen 11 konum için dingil pimi, kaster ve kamber açıları ile iz genişliği ve aks aralığı gibi parametrelerde ortaya çıkan değişimler ölçülmüştür. Geliştirilen MATLAB® tabanlı uygulamadan ve RecurDyn™ paketi ile hazırlanan katı modelden elde edilen değerler karşılaştırmalı olarak aşağıda verilmektedir. Şekil 14, Şekil 15, Şekil 16 ve Şekil 17, tekerleğin herhangi bir yönlendirme açısı söz konusu değilken, yalnızca düşey ekseninde yaptığı hareket sırasında kinematik büyüklüklerin değişimini göstermektedir. İkinci aşamada, askı sistemi başlangıç durumundayken ($\varepsilon_{A_3} = 0$ mm) tekerlek taşıyıcı, yönlendirme eksenini çevresinde $\beta = \pm 40^\circ$ aralığında $\Delta\beta = 5^\circ$ aralıkla döndürülmüştür (Şekil 18). Bu durumda, kamber açısı değişirken, dingil pimi ve kaster açıları sabit kalmaktadır. Elde edilen 17 durum için kamber açısının değişimi ve tekerlek kütle merkezinin düşey doğrultuda yukarı ve aşağı yönde yaptığı hareketin miktarı ($\Delta\varepsilon_{A_3}$) belirlenmiştir. Şekil 19, Şekil 20 ve Şekil 21, bu durumda kamber açısını, tekerlek göbeğinin düşey eksenindeki yükselme/alçalma miktarını ve yönlendirme yarıçapındaki değişim miktarını karşılaştırmalı olarak göstermektedir. Diyagramlarda σ , δ , ve ε_R , askı sisteminin belirli bir hareketi sırasında ölçülen değer (yeni) ile başlangıç değeri (ilk) arasındaki fark (örneğin, $\Delta\sigma = \sigma_{\text{yeni}} - \sigma_{\text{ilk}}$) şeklinde verilmiştir. Değişimleri incelenen sistem parametrelerinin başlangıç durumundaki değerleri Tablo 1'de verilmektedir. Hesaplamalarda, tekerlek yarıçapı $R_D = 521$ mm olarak dikkate alınmıştır.

Tablo 1. Askı Sistemi Parametrelerinin Başlangıç Değerleri

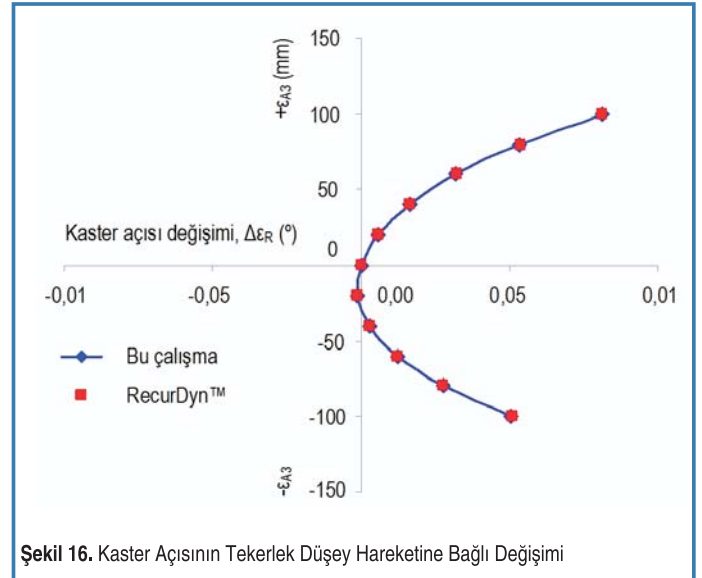
Büyükölük	Kısaltma	Değer	Birim
Kamber açısı	σ	0	$^\circ$
Dingil pimi açısı	δ	9,27	$^\circ$
Kaster açısı	ε_R	1,97	$^\circ$
Yönlendirme yarıçapı	r_δ	41,54	mm
İz genişliği	s_{RV}	2081,7	mm



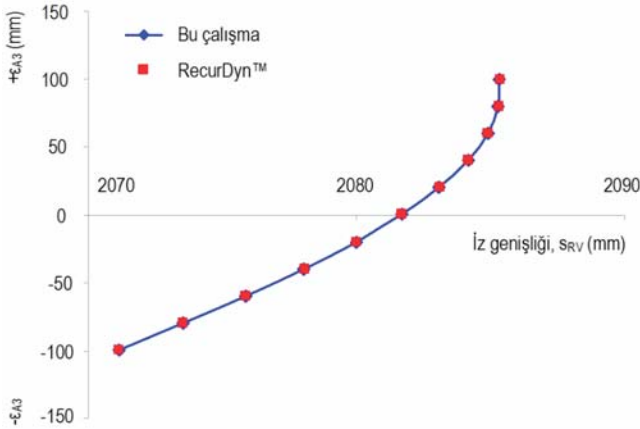
Şekil 14. Kamber Açısının Tekerlek Düşey Hareketine Bağlı Değişimi



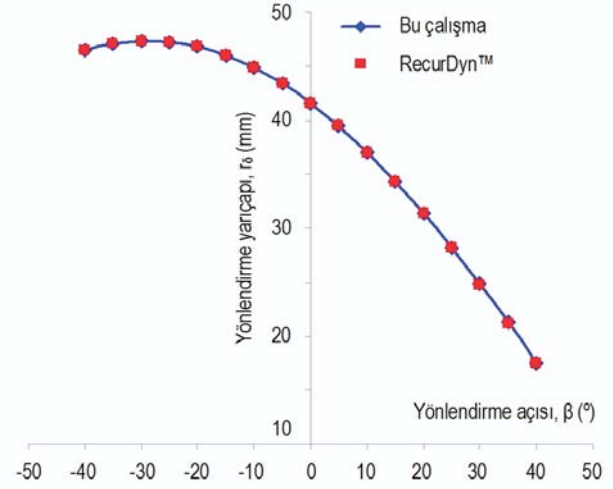
Şekil 15. Dingil Pimi Açısının Tekerlek Düşey Hareketine Bağlı Değişimi



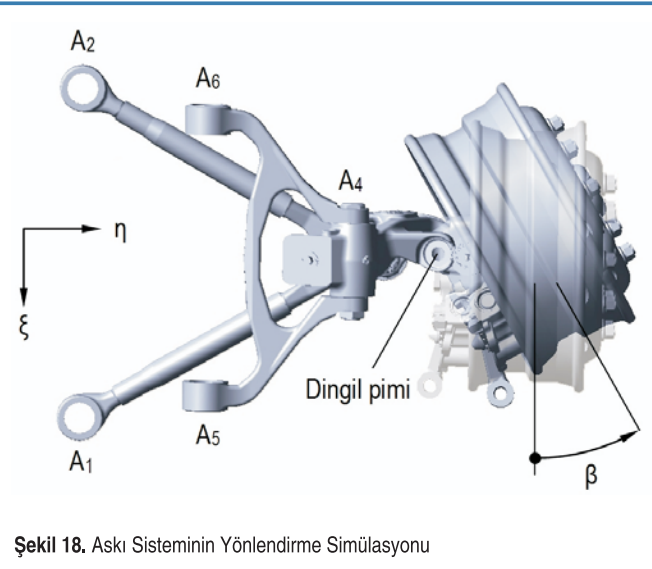
Şekil 16. Kaster Açısının Tekerlek Düşey Hareketine Bağlı Değişimi



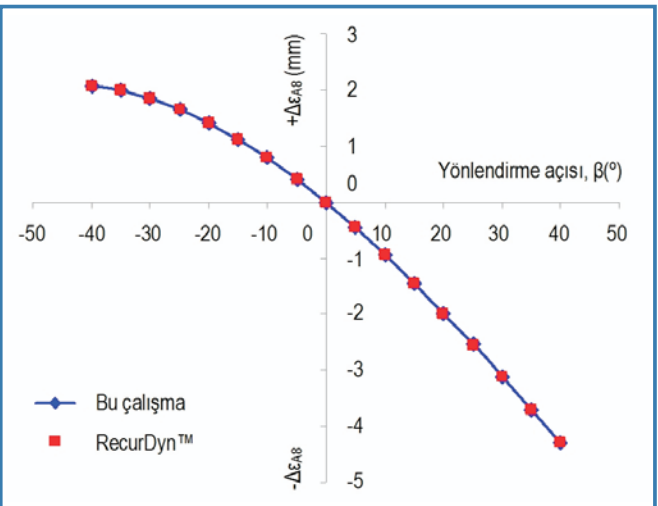
Şekil 17. İz Genişliğinin Tekerlek Düşey Hareketine Bağlı Değişimi



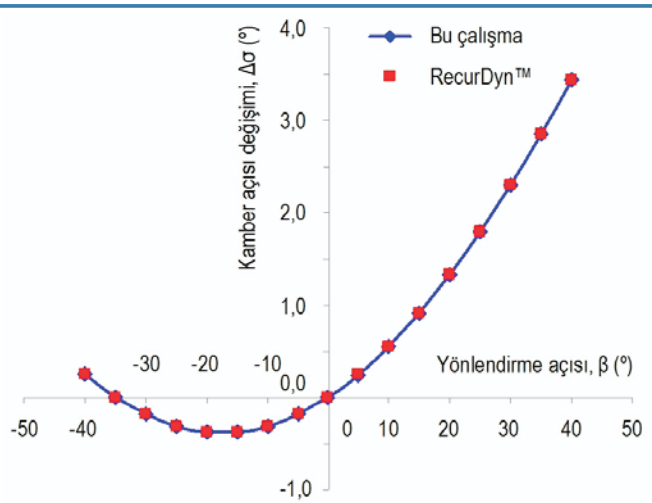
Şekil 20. Yönlendirme Yarıçapının Yönlendirme Açısına Bağlı Değişimi



Şekil 18. Askı Sisteminin Yönlendirme Simülasyonu



Şekil 21. A₈ Noktasının Taşıt Kütle Merkezine Göre Düşey Konumunun Yönlendirme Açısına Bağlı Değişimi

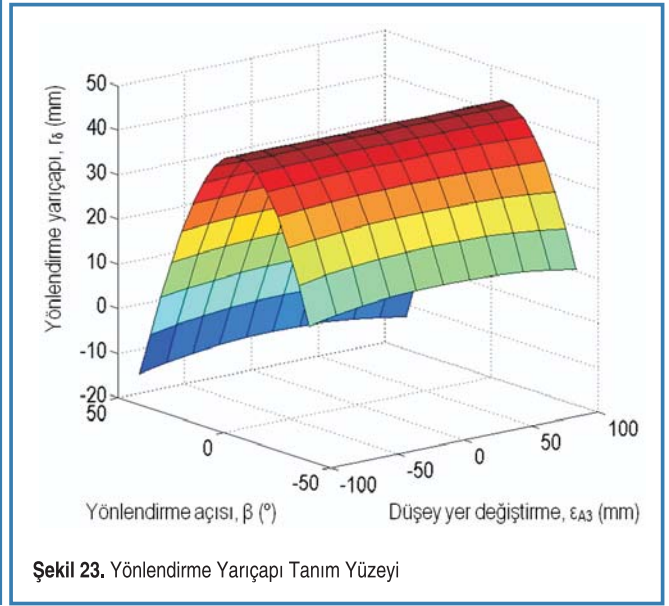
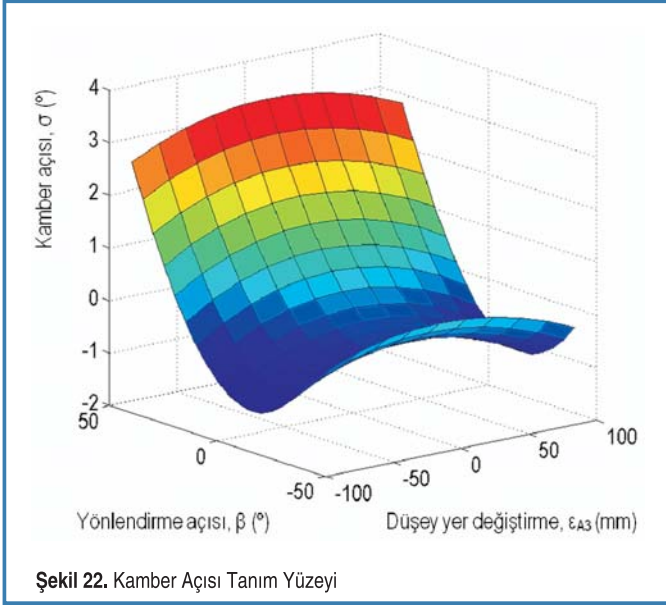


Şekil 19. Kamber Açısının Yönlendirme Açısına Bağlı Değişimi

Geliştirilen MATLAB® tabanlı uygulamadan, kamber açısı ve yönlendirme yarıçapı için elde edilen, $\sigma = f(\epsilon, \beta)$, $r_\delta = f(\epsilon, \beta)$ tanım yüzeyleri Şekil 22 ve Şekil 23'te görülmektedir.

Her iki yazılımdan elde edilen sonuçlar arasındaki farkın, σ , δ , ϵ_R açı değerleri için $0,01^\circ$ nin, s_{RV} , r_δ ve ϵ_{A8} için ise $0,29$ mm'nin altında kaldığı belirlenmiştir.

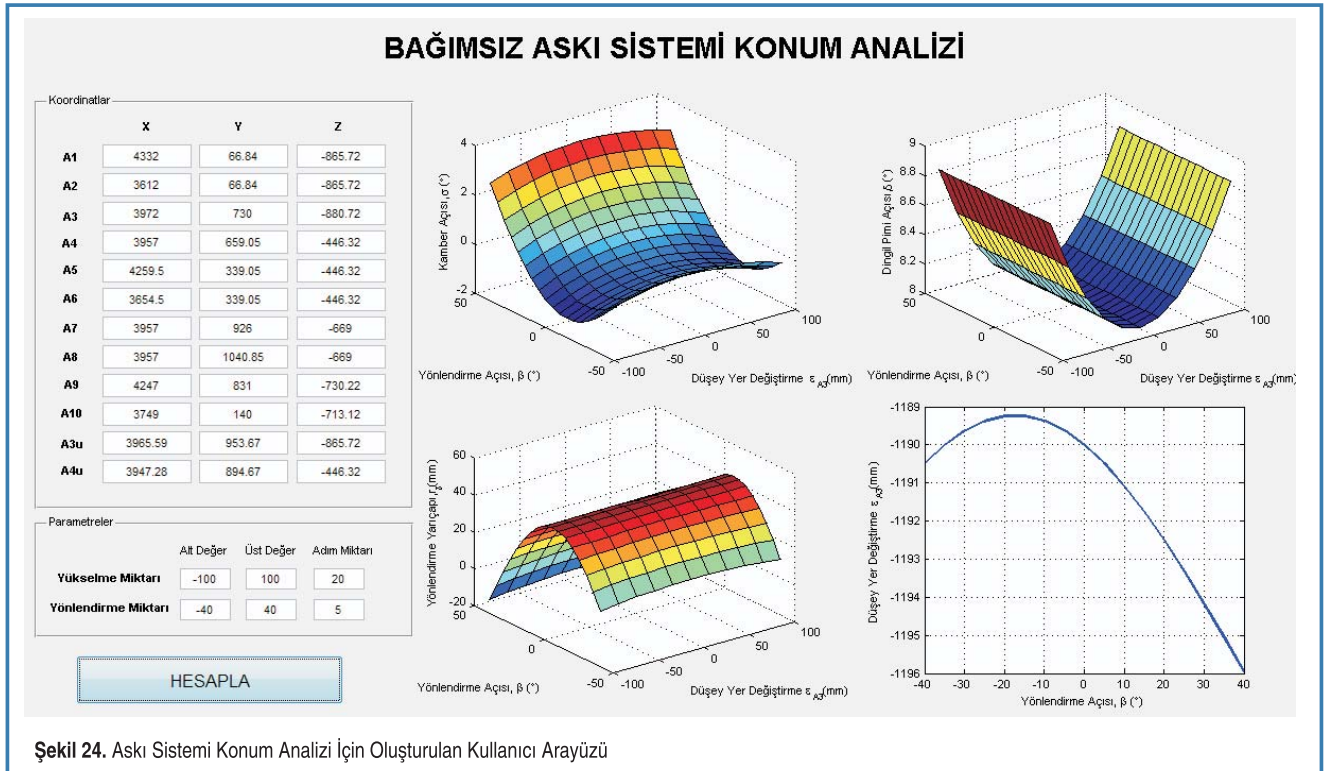
Çalışma kapsamında ayrıca, hazırlanan uygulamadan elde edilen sonuçların değerlendirilmesini kolaylaştırmak amacıyla, basit bir kullanıcı arayüzü oluşturulmuştur. MATLAB® GUI (Graphical User Interface) aracı kullanılarak [26] oluşturulan ve Şekil 24'te görülen bu uygulamaya, sistemin kinematik noktalarının kütle merkezine göre belirlenen koordinat bileşenleri, tekerlek için öngörülen düşey yer değiştirme ve yönlendirme açısı aralığı ile birlikte

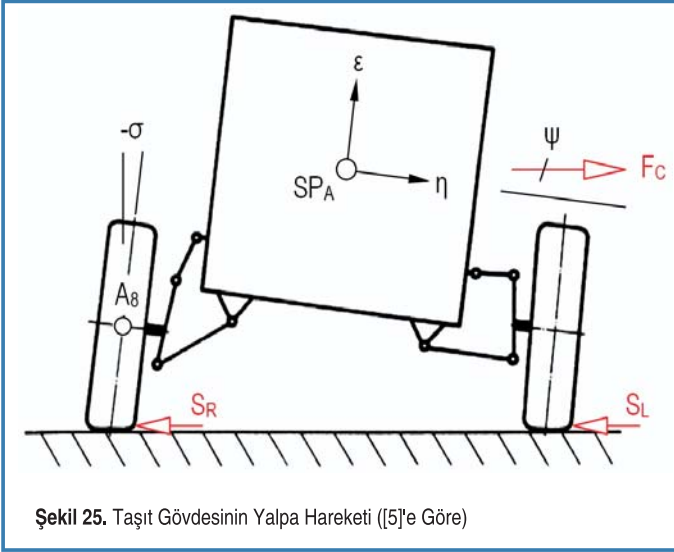


tanıtılmaktadır. Karakteristikler, hazırlanan bu arayüz vasıtası ile kullanıcıya toplu olarak sunulmaktadır.

Yapılan çalışma, bir bağımsız askı sisteminin, konum vektörleri kullanılarak oluşturulabilecek basit bilgisayar uygulamalarıyla, kinematik olarak yeterli hassasiyetle tarif edilebildiğini göstermektedir. Bu şekilde, örneğin viraj hareketi sırasında gövdeye etkiyen santrifüj kuvvetinin (F_c)

oluşturacağı yalpa açısı (ψ) nedeniyle, A_8 ve SP_A arasındaki uzaklığın değişim miktarının ($\Delta \epsilon_{A8}$) hesaplanması halinde, kamber açısının (σ) başlangıç durumuna göre değişimi, tekerleğe verilen yönlendirme açısının kinematik etkisi de dikkate alınarak belirlenebilir (Şekil 25). Böylece taşıt tekerleğine ait ve Şekil 3'te örneği verilen bir karakteristik diyagram yardımıyla, öngörülen bir sürüş senaryosu için tekerleklerin yan kuvvet (S) ve Kamm Çemberi mantığından





Şekil 25. Taşıt Gövdesinin Yalpa Hareketi ([5]'e Göre)

hareketle, boyuna kuvvet (tahrik ya da fren kuvveti) alabilme kapasitesi tayin edilebilir. Elde edilen bu verilerin, taşıtın düzlemsel dinamiğinin incelenebileceği bir bilgisayar uygulamasında giriş verisi olarak kullanılması halinde, askı sistemi karakteristiklerinin taşıt özgül yönlenme davranışına etkisinin değerlendirilmesi de mümkündür. Ayrıca, tasarıma yönelik olarak, askı sisteminin kinematik özelliklerinden birinin belirli bir hedefe uygun olarak değiştirilmesinin, diğer özellikleri nasıl etkilediği hakkında bilgi edinilebilir.

SONUÇ

Bir ağır taşıtta uygulanması öngörülen çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminin üç boyutlu konum analizi yapılmıştır. Bunun için sistem, uzaysal bir mekanizma olarak ele alınmış, temeli vektörel hesaplamaya dayanan ve transformasyon matrisi uygulamalarını içeren bir matematik model kullanılarak, bir MATLAB® uygulaması geliştirilmiştir. Bu uygulama yardımıyla önce, yönlendirme açısının $\beta = 0^\circ$ olduğu durumda, tekerlek göbeğinin taşıt gövdesine göre düşey hareketi sırasında kamber, dingil pimi ve kaster açılarıyla, iz genişliğinin değişim eğrileri elde edilmiştir. Daha sonra düşey yer değişiminin $\Delta \varepsilon_{A3} = 0$ olduğu durumda tekerleğe yön verilmiş ve kamber açısı, yönlendirme yarıçapı ve tekerleğin düşey hareketindeki değişimler belirlenmiştir. Bunlara ek olarak kamber açısı, dingil pimi açısı ve yönlendirme yarıçapı, alt rotelin düşey yer değişimi ve yönlendirme açısının fonksiyonu olarak ifade edilerek, $\sigma = f(\varepsilon, \beta)$, $\delta = f(\varepsilon, \beta)$ ve $r_\delta = f(\varepsilon, \beta)$ tanım yüzeyleri oluşturulmuştur. Elde edilen kinematik karakteristikler, taşıt endüstrisinde kullanılmakta olan RecurDyn™ V7R1 ticari yazılımı yardımıyla hazırlanan tam ölçekli katı modelden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Oluşturulan uygulamanın genel olarak, oldukça uyumlu ve hassas sonuçlar verdiği görülmüştür.

Taşıta uygulanması düşünülen bir askı sisteminin temel kinematik büyüklükleri, MATLAB® ve benzeri yazılımlar kullanılarak oluşturulabilecek buna benzer bilgisayar destekli uygulamalar yardımıyla elde edilebilir. Bu şekilde, tasarımın erken aşamalarında, kullanılması öngörülen askı sisteminin uygunluğunun değerlendirilmesi ya da arzu edilen uygunluğun sağlanabilmesi için yapı elemanlarının sahip olması gerekli optimum boyutların pratik bir şekilde belirlenmesi mümkündür.

KAYNAKÇA

1. **Kuralay, NS.** 2008. Motorlu Taşıtlar; Temel ve Tasarım Esasları, Yapı Elemanları, Cilt 1; Tahrik ve Sürüş Sistemleri. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Yayın No: MMO/2008/484; S.258
2. **Jazar, RN.** 2008. Vehicle Dynamics; Theory and Application. New York: Springer Science+Business Media, LLC; S.24.
3. **Trzesniowski, M.** 2008. Rennwagenteknik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme. Wiesbaden: Vieweg+Teubner GWV Fachverlage GmbH; S.246.
4. **Zomotor, A.** 1987. Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. Würzburg: Vogel Verlag; S.151.
5. **Reimpell, J., Fahrwerktechnik, Bd., Würzburg, 1.** 1973. Vogel-Verlag; S.146-171
6. **Ellis, JR.** 1994. Vehicle Handling Dynamics. London: Mechanical Engineering Publications Limited; S.III-1-26.
7. **Prigge G.** 1971. Zur graphischen Ermittlung der Rollachslage bei Kraftfahrzeugen Mit Räumlicher Radführung. ATZ;72(1):4-9.
8. **Matschinsky, W.** 1971. Zur Analyse und Synthese Räumlicher Einzelradhängungen. ATZ; 73(7):247-254.
9. **Apetaur, M.** 1975. Zur kinematischen Synthese der Einzelradaufhängungen, ATZ, 77 (3):85-88.
10. **Kuralay, N.S.** 1985. Einfluß von Fahrwerk elastizitäten und Reifenparametern auf das Fahrverhalten von Personenkraftwagen. Dissertation, Universität Hannover.
11. **Kuralay, N.S.** 1987. "Bilgisayar Yardımıyla Motorlu Araç Bağımsız Askı Sistemleri Kinematığının İncelenmesi." Teorik ve Uygulamalı Mekanik Türk Milli Komitesi, V. Ulusal Mekanik Kongresi, Kirazlıyayla, Bildiri Kitabı s.663-67.
12. **Simionescu, PA., Beale, D.** 2002. Synthesis and Analysis of the Five-Link Rear Suspension System Used in Automobiles. Mech Mach Theory; 37:815-832.
13. **Mántaras, DA., Luque, P., Vera, C.** 2004. Development and Validation of a Three - Dimensional Kinematic Model for the McPherson Steering and Suspension Mechanisms, Mech Mach Theory;39: 603-619.
14. **Matschinsky, W.** 2007. Radführungen der Straßenfahrzeuge. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag; S.101.

15. **Reimpell, J.** 1988. Fahrwerktechnik: Radaufhängungen. Würzburg: Vogel-Buchverlag; S.168.
16. **Suh, C. H.** 1989. Synthesis and Analysis Of Suspension Mechanisms With Use of Displacement Matrices; Technical Report SAE 890098: 189-200.
17. **Haug, E.J., Sohoni, V.N.** 1984. Design Sensitivity Analysis and Optimization of Kinematically Driven Systems. Computer Aided Analysis and Optimization of Mechanical System Dynamics, Edward J. Haug Ed., NATO ASU Series, Series F: Computer System Sciences Vol.9. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag; S.499-554.
18. **Suh, C.H., Radcliffe, C.W.** 1978. Kinematics and Mechanisms Design. New York : John Wiley & Sons, Inc.; S.61-62.
19. **Schiehlen, W.** 1984. Computer Generation of Equations of Motion. Computer aided Analysis and Optimization of Mechanical System Dynamics, Edward J. Haug Ed., NATO ASU Series, Series F: Computer System Sciences Vol. 9. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag; S.184-216.
20. **Nikravesh, P.** 1984. Spatial Kinematics and Dynamic Analysis with Euler Parameters. Computer Aided Analysis and Optimization of Mechanical System Dynamics, Edward J. Haug Ed., NATO ASU Series, Series F: Computer System Sciences Vol. 9. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag; S.261-282.
21. **Shabana, A.A.** 2001. Computational Dynamics. New York : John Wiley & Sons, Inc.; S.382.
22. **Shabana, A.A.** 2005. Dynamics of Multibody Systems. New York: Cambridge University Press; S.64.
23. **Blundell, M., Harty, D.** 2004. The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics. Norfolk: Elsevier Butterworth-Heinemann; S.31.
24. **Zomotor, A.** 1970. Untersuchung über den Einfluß der Vorderachskinematik auf die Lenkungsunruhe. Dissertation, Universität Stuttgart.
25. RecurDyn™ / Solver Theoretical Manual, FunctionBay, Inc. 5th Revision, September 2005.
26. **Chapman, S.J.** 2008. MATLAB® programming for engineers, Toronto, Ontario, Canada: Thomson Learning; s.439-505.

makalelerinizi <http://omys.mmo.org.tr/muhendismakina> web adresinden bize ulaştırabilirsiniz.

