

YOLCU OTOBÜSÜ STABİLİZATÖRÜNÜN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI

M. Murat TOPAÇ*

*Dokuz Eylül Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü,
Otomotiv Anabilim Dalı, 35100
Bornova, İzmir,
murat.topac@deu.edu.tr*

N. Sefa KURALAY

*Dokuz Eylül Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü,
Otomotiv Anabilim Dalı, 35100
Bornova, İzmir,*

ÖZET

Ağır taşıtlarda, gövdenin yalpa eğilimini sınırlandırmak amacıyla, süspansiyon sisteminde kullanılması gereken stabilizatörün çapını belirlemede uygulanabilecek pratik bir yöntem açıklanmıştır. Bunun için tasarım aşamasındaki 17 ton kapasiteli bir yolcu otobüsünün bilinen teknik değerleri ışığında önce, eşdeğer burulma yayı yaklaşımı kullanılarak basit yalpa analizi yapılmıştır. Elde edilen yalpa açısı değerleri, taşıtın tam ölçekteki basitleştirilmiş simülasyon modelinden bulunan sonuçlarla karşılaştırılmış, aks ve taşıt gövdelerini bağlayan çubuk elemanların dinamiğinin yalpa eğilimine etkisi değerlendirilmiştir. Bu sonuçlar ışığında, gövde yalpasını literatürde önerilen sınırlama dahilinde tutabilmek için taşıtın ön aksına yerleştirilmesi gereken stabilizatörün burulma yay katsayısı ve bu katsayıyı sağlayan çap değeri belirlenmiştir. Parçanın tam ölçekte katı modeli oluşturulmuş, taşıtın kritik viraj dönüşü durumunda, stabilizatör bacaklarında oluşacak elastik şekil değişimi sonlu elemanlar analizi kullanılarak simüle edilmiştir. Stabilizatör bünyesinde oluşan en yüksek gerilme değerleri ışığında parçanın öngörülen fonksiyon açısından uygunluğu değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Taşıt gövdesi dinamiği, yalpa, stabilizatör, mekanik tasarım

Computer Aided Design of an Anti-Roll Bar For a Passenger Bus

ABSTRACT

A practical method to determine the diameter of the anti-roll bars used to limit the body's tendency to roll of heavy commercial vehicles is described. In order to do this, a roll analysis was performed by using equivalent roll stiffness approach in the light of the prior known technical data of a 17 tonnes capacity passenger bus. Roll angle values obtained were compared to the results achieved from a simplified full-scaled simulation model of the vehicle which was created to evaluate effects of the dynamics of arms mounting the axle and vehicle body on body roll tendency. In the light of these results, to be able to limit the body roll angle in the recommended limits given in literature, the torsion spring coefficient and diameter of the anti-roll bar which should be placed on the front axle were determined. A full-scaled solid model of the anti-roll bar was composed. The elastic deformation of the anti-roll bar legs during the critical cornering maneuver of the vehicle was simulated by using finite element analysis. In the light of the maximum stress obtained from the analysis, functional convenience of the anti-roll bar was evaluated.

Keywords : Vehicle body dynamics, body roll, anti-roll bar, mechanical design

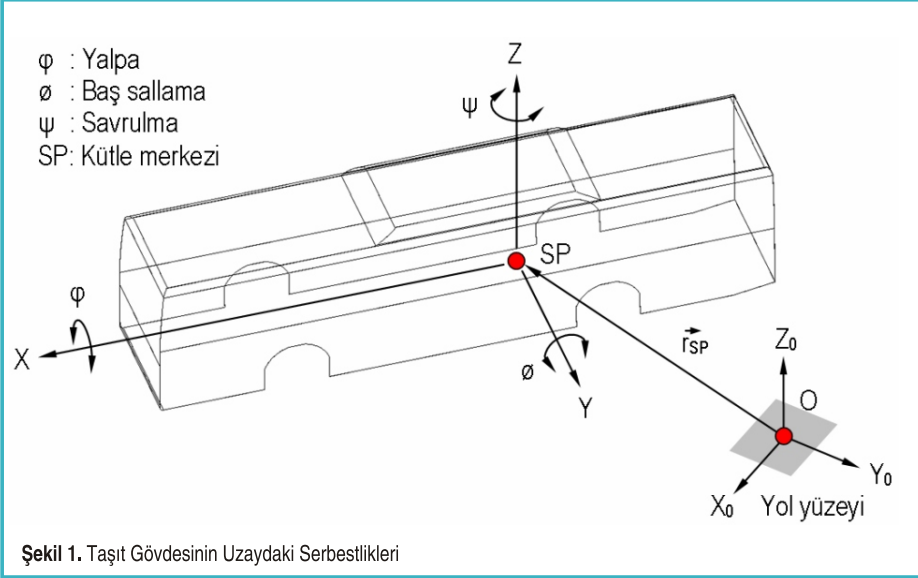
* İletişim yazarı

Geliş/Received : 28.05.2009

Kabul/Accepted : 25.06.2009

GİRİŞ

Bir taşıt gövdesi için uzayda altı temel serbestlik derecesi tanımlanır (Şekil 1). Bunlardan üçü öteleme, diğerleri ise dönme hareketlerine izin verir. Gövdenin, kütle merkezine sabit X, Y ve Z eksenleri çevresindeki sonlu dönme hareketleri sırasıyla yalpa, baş sallama ve savrulma olarak adlandırılır [1,2].



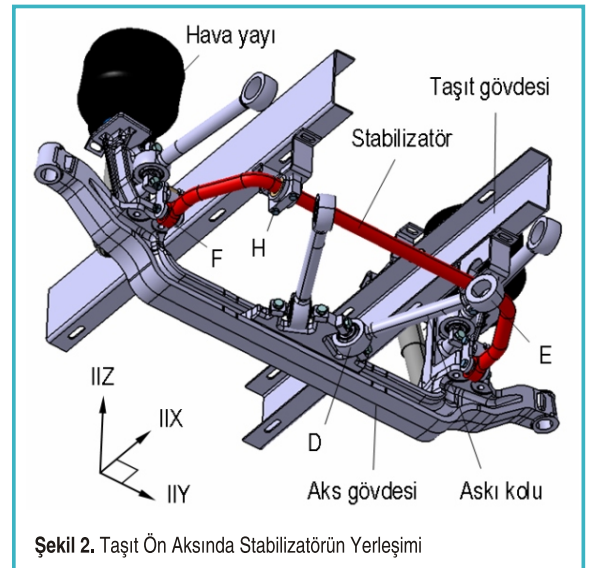
Şekil 1. Taşıt Gövdesinin Uzaydaki Serbestlikleri

Bir karayolu taşıtının stabil bir sürüş karakteristiğine sahip olabilmesi için anılan bu üç hareket belirli sınırlar dahilinde tutulmalıdır. Diğer taraftan, yolcu taşıtlarının süspansiyon sistemlerinde kullanılan yayların, kontrolün yanı sıra konfor gereksinimini de karşılaması beklenir. Ancak konforun ön planda tutulduğu bir süspansiyon sistemi taşıtın viraj hareketi sırasında, öngörülen sınırların daha üzerinde yalpa açısı oluşmasına neden olabilir. Böyle bir durumda gövdenin yaylara ilaveten, stabilizatör olarak adlandırılan dengeleme çubukları yardımıyla desteklenmesi gerekir. Stabilizatör, yapısı ve monte edilmiş biçimi gereği yalnızca burulmaya çalışmakta, taşıt şasisinin düşey titreşim frekansına pratik bir etkide bulunmamaktadır (Şekil 2).

Bu çalışmada, sabit akslı taşıtlarda kullanılan yayların yay katsayısına göre kullanılması gerekli stabilizatörün burulma yay katsayısının ve çapının belirlenmesinde izlenebilecek pratik bir yol kısaca açıklanmıştır. Bunun için tasarım aşamasındaki 17 ton kapasiteli bir yolcu otobüsünün teknik verileri esas alınmış, viraj hareketi sırasında taşıt konstrüksiyonunda kullanılan yayların, gövdenin yalpa eğilimine karşı gelme yeteneği, eşdeğer burulma yay yaklaşımı kullanılarak incelenmiştir. Oluşturulan matematik

modelden hareketle gövde yalpasını, literatürde öngörülmuş sınırlar içerisinde tutmak amacıyla taşıtın ön aks konstrüksiyonuna eklenmesi düşünülen stabilizatörün eşdeğer burulma yay katsayısı belirlenmiştir. Viraj hareketi sırasında ön ve arka aks yalpa merkezlerindeki dinamik konum değişiminin, matematik modelden elde edilen yalpa açısı değerlerine oranla hangi ölçüde farklılığa neden olduğunu saptamak amacıyla, SolidWorks® ve COSMOSMotion® paket programları yardımıyla taşıtın tam ölçekli basitleştirilmiş bir simülasyon modeli oluşturulmuştur. Viraj hareketi, değişik yanıl ivme değerleri için simüle edilmiş, buradan elde edilen yalpa açısı değerleri, kurulan matematik modelden hesaplanan açılarla karşılaştırılmıştır.

Son bölümde, hesaplanan yay katsayısını sağlayacak stabilizatör çapı belirlenmiştir. Taşıtın savrulma sınırlarında gerçekleştirilecek bir viraj dönüşü sırasında, stabilizatör bacaklarında oluşacak elastik şekil değişimi dikkate alınarak, söz konusu çapın mukavemet açısından yeterliliği ANSYS® Workbench V11.0 sonlu elemanlar paketi kullanılarak analiz edilmiştir. Bu şekilde, kritik viraj dönüşü durumunda parça bünyesinde oluşacak gerilme değerleri hesaplanmış, parçanın fonksiyona uygunluğu değerlendirilmiştir.



Şekil 2. Taşıt Ön Aksında Stabilizatörün Yerleşimi

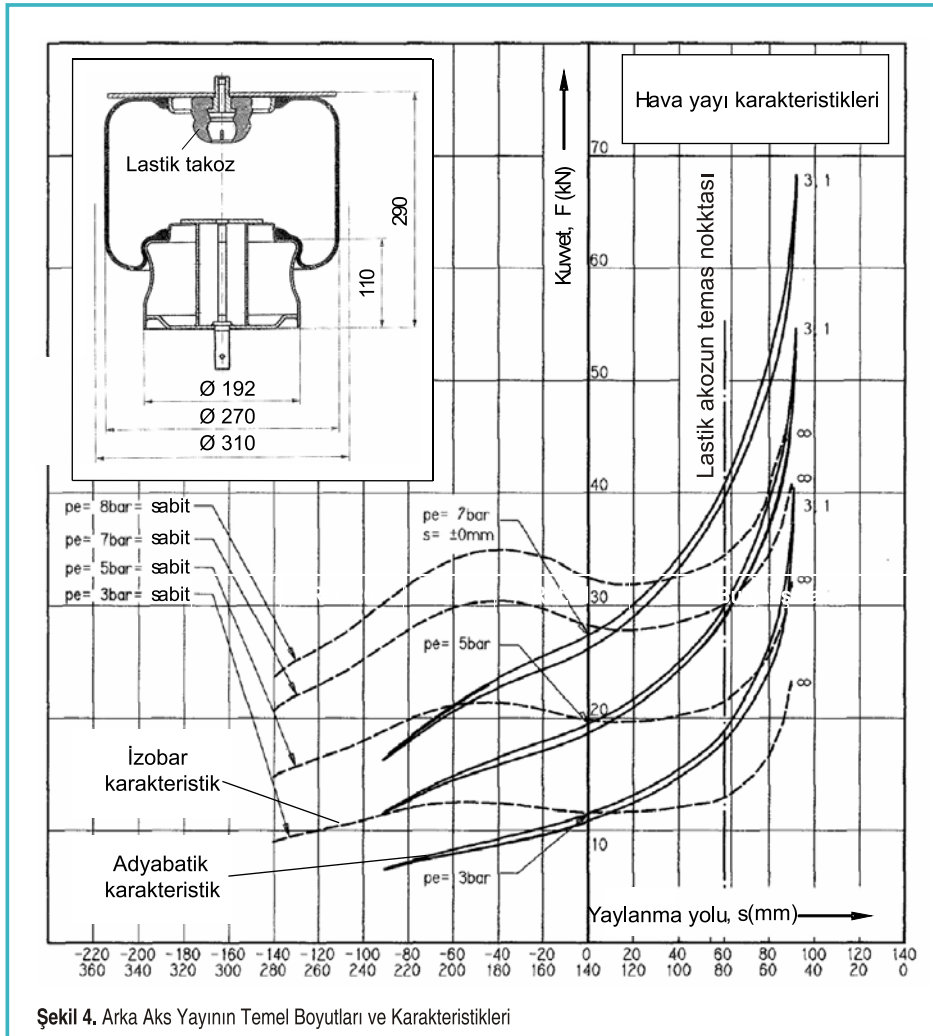
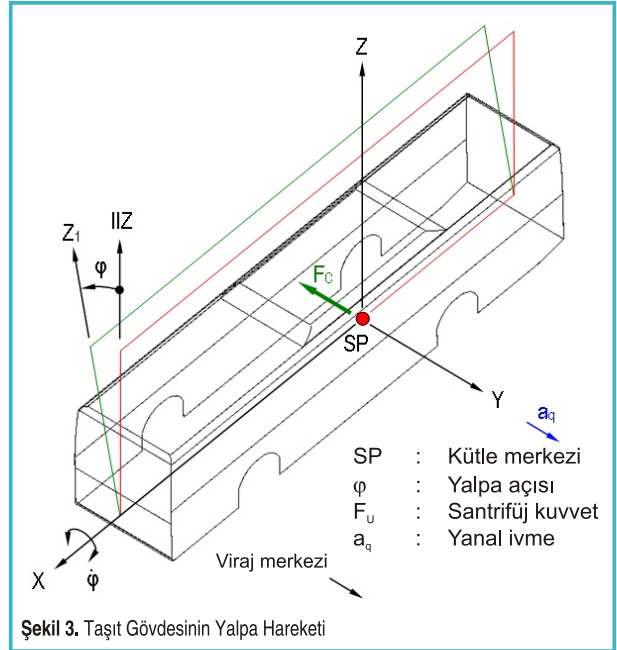
TAŞITIN YALPA DAVRANIŞININ İNCELEMESİ

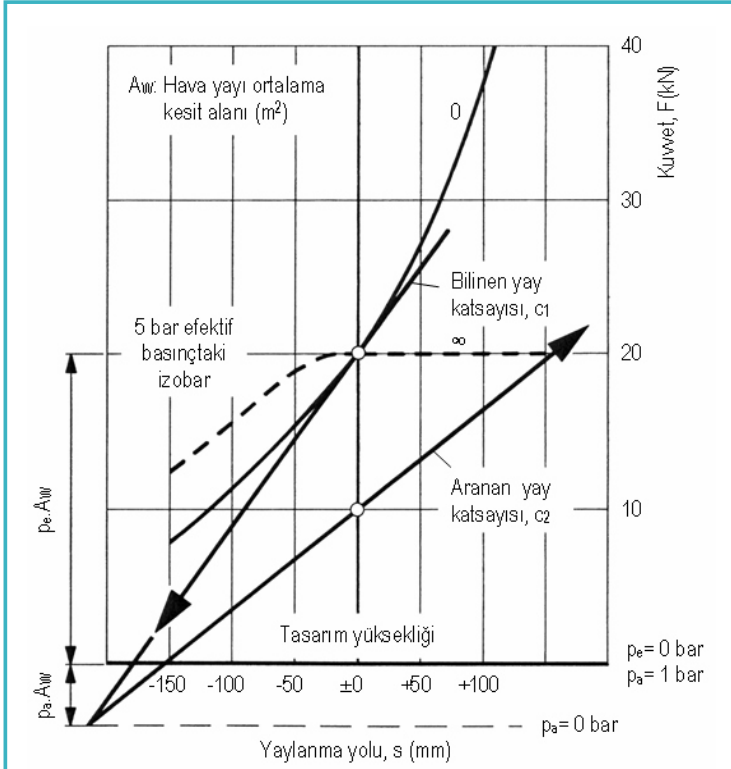
Taşıt Gövdesinin Yalpa Hareketi

Belirli bir a_q yanal ivmesiyle gerçekleştirilen viraj hareketi sırasında taşıt gövdesinin, F_c santrifüj kuvveti nedeniyle düşey eksenenden ϕ yalpa açısı kadar saparak viraj dışına doğru yatması “yalpa hareketi” olarak adlandırılır (Şekil 3). Bu sırada gövdeye etkiyen devirme kuvveti, aks ile gövde arasına monte edilmiş yay elemanlarının oluşturduğu toplam direnç

Tablo 1. Model Taşıtın Bazı Teknik Değerleri

Büyükük	Kısaltma	Değer	Birim
Taşıtın toplam yaylandırılmış kütlesi	m_{ZF}	14788	kg
Aks mesafesi	L_F	6050	mm
Kütle merkezinin ön aksa uzaklığı	L_V	3957	mm
Kütle merkezinin yerden yüksekliği	h_{SP}	1196	mm
Ön aks iz genişliği	S_{RV}	2096	mm
Arka aks iz genişliği	S_{RH}	1825	mm



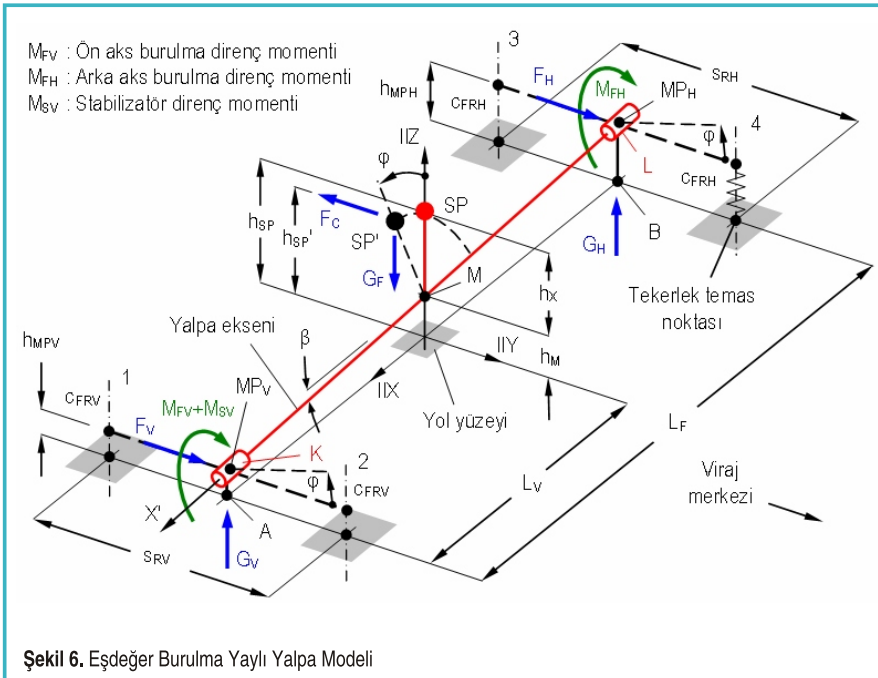


Şekil 5. Karakteristik Eğri Olmaksızın Belirli Bir Yükleme Değerindeki Yay Katsayısının Bulunması [1]

momenti tarafından karşılanır. Konfor ve kontrol nedenleriyle yalpanın belirli sınırlar dahilinde tutulması gerekir. Zira aşırı derecedeki bir yalpa hareketi, özellikle kütle merkezi yüksekte bulunan ağır taşıtlarda viraj

emniyetini olumsuz etkilemektedir. Modern binek taşıtlarında $a_q=1(m/s^2)$ 'lik yanıl ivme için gövdenin ortalama $\varphi \approx 0,6(^{\circ})$ yalpa yapması normal kabul edilmektedir [3].

İncelenen taşıtta gövdenin yaylandırılması, dört noktadan askılı sabit akslar üzerine monte edilmiş hava yayları yardımıyla gerçekleştirilmektedir. Gövde ön aksta iki, arka aksta toplam dört adet yay tarafından taşınmaktadır. Arka aks konstrüksiyonunda kullanılan hava yaylarının temel boyutları ve yay karakteristiği örnek olarak Şekil 4'te verilmiştir. Taşıt gövdesinin düşey dinamiği ve yalpa eğilimi, bu diyagramda görülen, adyabatik progresif eğri takımı üzerinden değerlendirilmektedir. Yüklemin bir fonksiyonu olan hava yayı katsayısı, yay üzerine etkiyen yükün diyagramın ordinatına taşınması ile bulunan noktadan geçen adyabatik eğriye çizilen teğetin eğimidir [1,3,5]. Hava yayı karakteristikleri genellikle efektif basınç, p_e cinsinden ifade edildiğinden, yay katsayısı hesaplamasında açık hava basıncı p_a 'nın etkisi de dikkate alınır. Yay katsayıları bu yaklaşıma göre taşıtın tekerlek temas noktalarına etkiyen düşey yükler üzerinden, Şekil 5'e uygun olarak hesaplanmıştır. Dolayısıyla bulunan değerler yayların montaj noktasındaki gerçek katsayıları (c_F) değil, tekerleğin yere oturduğu noktanın normali doğrultusunda yerleştirildiği varsayılan model yayların katsayısıdır (c_{FR}). Ön ve arka aksa isabet eden yaylandırılmış kütleler ve yay karakteristikleri üzerinden ön aks için, $c_{FRV}=125,3(kN/m)$ ve arka aks için, $c_{FRH}=109,24(kN/m)$ olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6. Eşdeğer Burulma Yaylı Yalpa Modeli

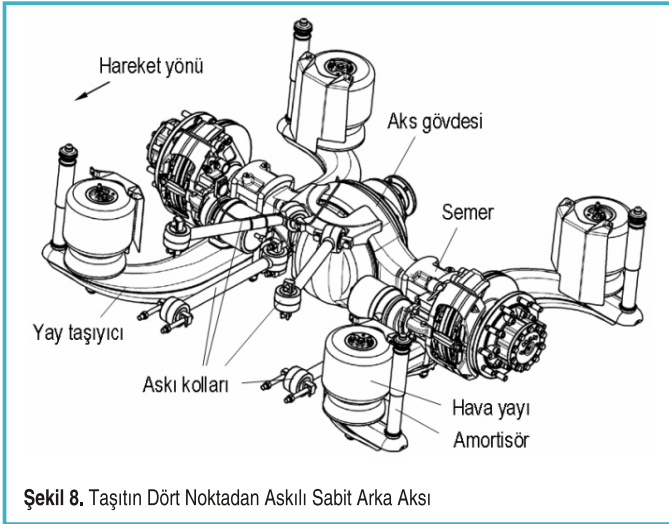
Eşdeğer Burulma Yaylı Yalpa Modeli

Taşıtın yalpa hareketi matematiksel olarak modellenirken kullanılan yaklaşımlardan bir tanesi, gövdenin "yalpa eksenini" olarak adlandırılan bir eksen etrafında döndüğü varsayımdır. Yalpa eksenini, ön ve arka aks yalpa merkezlerini (MP_V ve MP_H) birleştirdiği düşünülen teorik bir doğrudur [6,7]. Yolcu otobüsünün, bu düşünceden yola çıkılarak oluşturulmuş matematiksel yalpa modeli Şekil 6'da görülmektedir. "Eşdeğer burulma yaylı yalpa modeli" olarak da bilinen bu sistemde yalpa ekseninin, yalpa merkezlerinde bulunan, katsayıları c_{DV} ve c_{DH} olan K ve L burulma yaylarına, X' eksenini etrafında dönebilecek şekilde yatakladığı varsayılmaktadır. K ve L, tekerlek temas noktası için katsayıları hesaplanmıştır

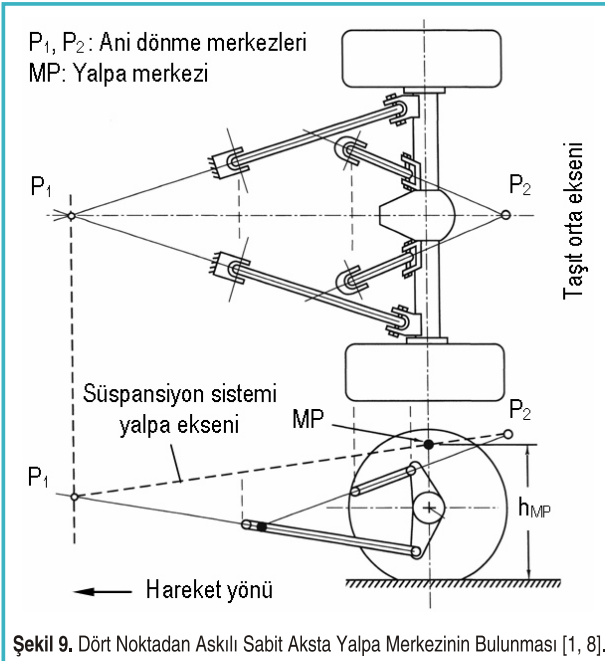
şeklinde bulunur. Burada v_F taşıtın çizgisel hızı, R dönme yarıçapı ve a_q yanal ivmedir. Taşıt gövdesinin $m_{2F}=14788$ (kg)'lık yaylandırılmış kütlesi ve Tablo 2'de verilen yay katsayısı değerleri yardımıyla (7) bağıntısından, sistemde stabilizatör bulunmaması durumunda ($c_{DSV} = 0$ için);

$$\varphi = 1,07 a_q (^\circ) \quad (8)$$

bulunur. Literatürde önerilen $\varphi \approx 0,6 a_q (^\circ)$ sınırlamasının sağlanabilmesi için yayların, taşıt konforunu bozmamak koşuluyla daha sert karakteristikte seçilmesi ya da uygun aksa stabilizatör monte edilmesi önerilebilir. İkinci çözümün uygulanması durumunda sisteme eklenmesi gereken stabilizatörün eşdeğer burulma yayı katsayısı (7) denkleminde $c_{DSV}=418,7$ (kNm/rad) olarak hesaplanmıştır.



Şekil 8. Taşıtın Dört Noktadan Askılı Sabit Arka Aksı



Şekil 9. Dört Noktadan Askılı Sabit Aksta Yalpa Merkezinin Bulunması [1, 8].

Taşıt Gövdesinin Yalpa Simülasyonu

Aksları gövdeye bağlayan askı kollarının, dolayısıyla yalpa merkezlerinin viraj hareketi sırasındaki konum değişimlerinin matematik modelden elde edilen yalpa açısı değerlerine etkisini incelemek amacıyla, yolcu otobüsünün kinematik ve kinetik analizlere olanak sağlayan 1:1 ölçekli bir modeli oluşturulmuştur. SolidWorks® paket programında hazırlanan ve Şekil 9'da genel görünümü verilen bu modelde, kolların aks ve gövdeye basit küresel mafsallarla bağlandığı düşünülmüş, bağlantı noktalarındaki ve lastik tekerleklerin sahip olduğu elastiklik ihmal edilmiştir. Modelde, gerçek montaj noktalarında tanımlanan hava yaylarının (1...4) katsayısı, matematik modelde tekerlek temas noktaları için bulunan teorik değerler yardımıyla;

$$C_F = C_{FR} \cdot i_{WF}^2 \quad (9)$$

bağıntısından hesaplanmıştır [12].

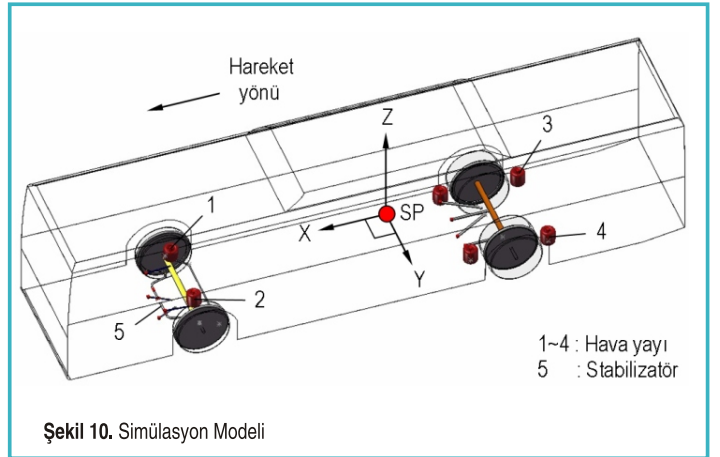
Burada i_{WF} tekerlek temas noktaları ile yayların gerçek montaj noktaları arasında yalpalama durumu için tanımlanan yay kuvveti çevrim oranıdır. Bu oran yay ekseninin uzaydaki açılal yerleşimine de bağlı olup, Şekil 11'e göre basitleştirilmiş olarak,

$$i_{WF} = \frac{s_{RV}}{s_{FV}} \frac{\sqrt{1 + \tan^2 \xi}}{1 - \tan \alpha \cdot \tan \xi} \quad (10)$$

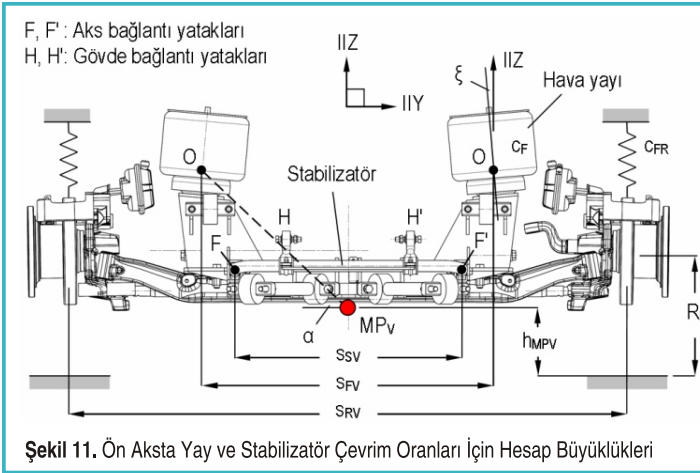
şeklinde yazılır [1, 13]. Bağıntıda α , statik durumdaki yalpa merkezi ile yayın aksa oturduğu O noktasını birleştiren teorik doğrunun Y eksenine yaptığı açıdır. Stabilizatör çevrim oranı da benzer şekilde,

$$i_S = \frac{s_{RV}}{s_{SV}} \quad (11)$$

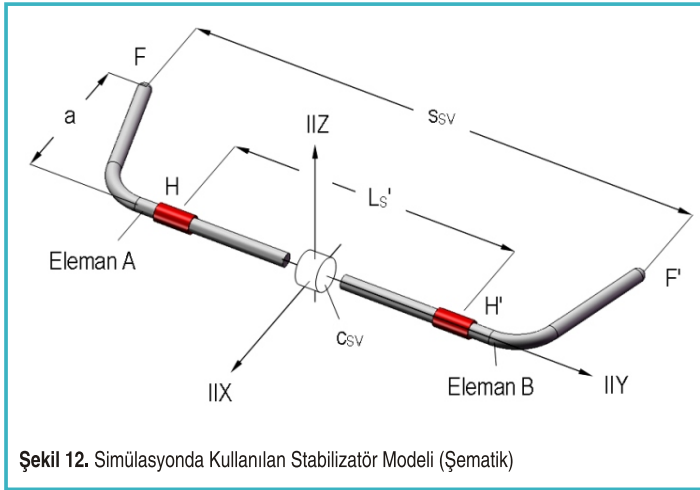
olarak yazılır. Yay çevrim oranları, taşıtın teknik değerleri



Şekil 10. Simülasyon Modeli

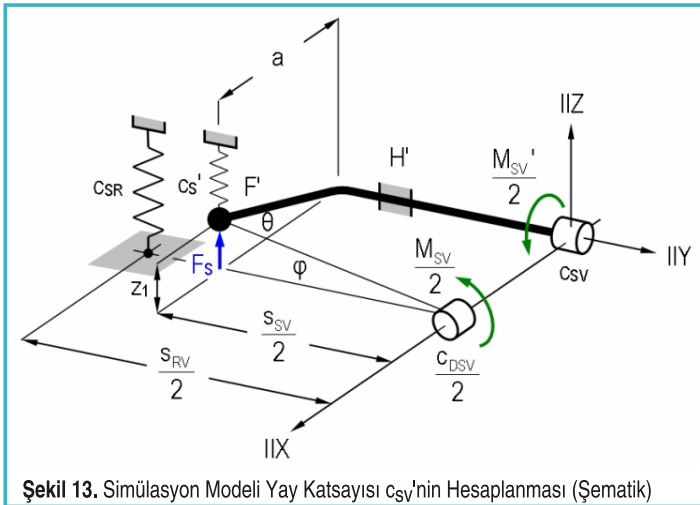


Şekil 11. Ön Aksta Yay ve Stabilizatör Çevrim Oranları İçin Hesap Büyüklükleri



Şekil 12. Simülasyonda Kullanılan Stabilizatör Modeli (Şematik)

üzerinden ön ve arka aksta sırasıyla $i_{wfv} = 1,7(-)$ ve $i_{wfh} = 1,1(-)$ olarak hesaplanmış, stabilizatör çevrim oranı ise parçanın aks gövdesine yataklanması öngörülen F ve F' noktalarının konumuna bağlı olarak ve (11) bağıntısına göre $i_{sv} = 1,85(-)$



Şekil 13. Simülasyon Modeli Yay Katsayısı csv'nin Hesaplanması (Şematik)

olarak bulunmuştur. Simülasyonda stabilizatörün rijit A ve B elemanlarından oluştuğu düşünülüş ve burulma yay katsayısı c_{sv} , bu iki parça arasında Şekil 12'de görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

Şekil 13'te, taşıt gövdesinin φ kadar yalpa yapması sonucu F' yatağına etkileyen F_s kuvveti altında düşey yönde z_1 kadar elastik şekil değiştiren stabilizatör bacağı görülmektedir. Sabit akslı bir taşıtın viraj hareketi sırasında, Şekil 1'de görülen yol yüzeyine sabitlenmiş $X_0-Y_0-Z_0$ eksen takımına göre değerlendirildiğinde; gerçekte stabilizatörün aks gövdesine bağlı F ve F' yatakları düşey ekseninde hareket etmez. Sırt bölgesi ise taşıt gövdesiyle birlikte yalpa açısı φ kadar YZ düzleminde döner. Taşıt kütle merkezine sabitlenmiş X-Y-Z eksen takımı açısından bakıldığında ise sırt sabit kalırken, bacak yataklarının YZ düzleminde, Z eksenine göre φ açısı kadar dönmüş yeni bir Z_1 eksenı boyunca (bkz. Şekil 3) z_1 ve diğer bacakta $z_2 = z_1$ kadar elastik şekil değiştirdiği düşünülebilir.

Bacaklardaki elastik şekil değişiminin tarifini basitleştirdiğinden, Şekil 13'teki yarım stabilizatör modelinde, anılan ikinci yaklaşım esas alınmış, ancak sırt bölgesinin yere paralel kaldığı kabul edilmiştir. Bu kabulün, bacakların z_1 ve z_2 sehim değerlerinin hesabında pratik bir etkisi bulunmamaktadır. Buna göre c_{sv} değeri, c_{sr} ve c_s' sırasıyla, tekerlek temas noktasına ve stabilizatör bacak yatağına (F') indirgenmiş yay katsayıları olmak üzere;

$$c_{sr} = \frac{c_s'}{i_s^2} \quad (12)$$

ve

$$c_s' = \frac{c_{DSV} \cdot i_s^2}{S_{RV}^2} \quad (13)$$

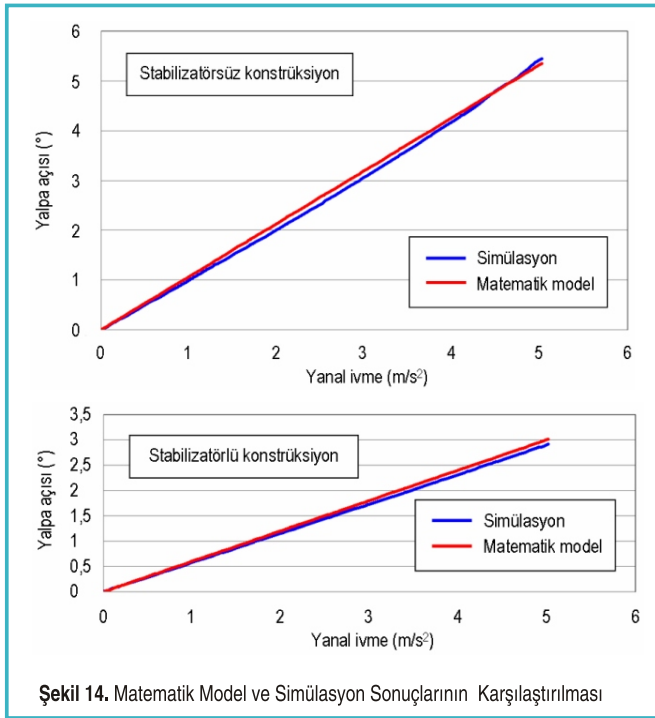
olduğundan;

$$c_{sv} = \frac{c_s' \cdot z_1 \cdot a}{\theta} \quad (14)$$

eşitliği üzerinden bulunmuştur. Burada,

$$\text{tg} \theta = \frac{z_1}{a} = \frac{S_{SV}}{2a} \text{tg} \varphi \quad (15)$$

şekindedir. Böylelikle, $c_s' = 326,2$ (kN/m) ve $c_{sv} = 555,6$ (kNmm/°) olarak hesaplanmıştır. c_{sv} , Aynı zamanda, konstrüksiyona eklenecek gerçek stabilizatöre ait burulma yay katsayısıdır. Hesaplanan c_{sv} ve c_f değerleri kullanılarak, taşıt gövdesinin virajdaki yalpa davranışı COSMOSMotion®



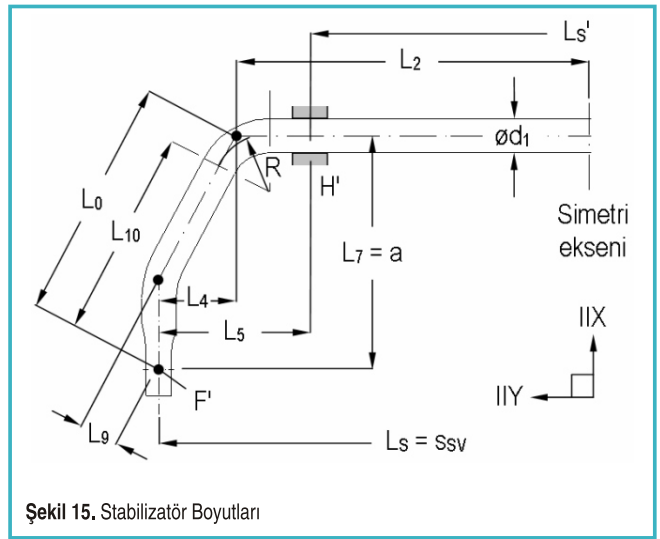
Şekil 14. Matematik Model ve Simülasyon Sonuçlarının Karşılaştırılması

programında yanal ivmenin çeşitli değerleri için simüle edilmiştir. Matematik model ve simülasyondan yanal ivmenin fonksiyonu olarak elde edilen yalpa açısı değerleri, sırasıyla stabilizatörsüz ve stabilizatörlü aks konstrüksiyonları için Şekil 14'te karşılaştırılmıştır.

Bu sonuçlara göre, yanal ivmenin yüksek değerleri için aksların yalpa merkezi yüksekliğindeki değişimler, hesaplanan açı değerlerinde önemli bir farka yol açmamaktadır. Bu nedenle matematik modeldeki sabit yalpa merkezi kabulü yeterli bir yaklaşımdır. İncelenen her iki basitleştirilmiş modelde de, virajda taşıt gövdesine etkiyen jiroskopik moment ve hava direncinin etkileri ihmal edilmiştir.

STABİLİZATÖR ÇAPININ HESAPLANMASI

Stabilizatör çapı, bacak yataklarına indirgenmiş yay katsayısı c_s' üzerinden, Şekil 15'te görülen temel boyutlar üzerinden hesaplanmıştır. Bu boyutlar, gövde iskeleti elemanları ve aks yapı elemanlarının Şekil 2'de görülen konumları dikkate alınarak belirlenmiştir. Uygulamada, stabilizatörler genellikle aksa ve gövdeye H-H' ve F-F' noktalarından elastik elemanlar yardımıyla yataklanmaktadır. Viraj hareketi sırasında bu elemanların şekil değişimi ne kadar fazla olursa, bacakların elastik şekil değişimi de o ölçüde azalmaktadır.



Şekil 15. Stabilizatör Boyutları

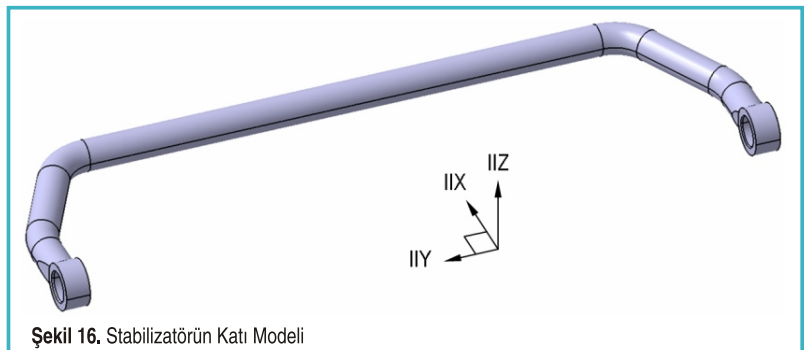
Bu da stabilizatörün burulma direnç momenti oluşturma kapasitesinden tam olarak yararlanılamaması anlamına gelir. Dolayısıyla, istenen stabilizatör katsayısının elde edilebilmesi için ilk hesaplanan c_s' değerinin, düzeltme faktörü b_g ile birlikte değerlendirilerek belirli oranda artırılması gerekir. Yatak elastisitesi dikkate alınarak hesaplanan yeni stabilizatör katsayısı c_s ;

$$c_s = \frac{2 \cdot c_s'}{b_g} \quad (16)$$

şeklinde bulunmaktadır. b_g düzeltme faktörü, çeşitli yataklama tipleri için ilgili literatürden elde edilebilmektedir. Şekil 15'te görülen yataklama düzeni için $b_g = 0,86$ alınması önerilmektedir [1,14]. Stabilizatör çapı d_0 , elde edilen yeni katsayı ve parça boyutları üzerinden;

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot c_s'}{3 \cdot E \cdot \pi} \left(2 \cdot k \cdot L_0^3 + L_5^2 \cdot L_s + \frac{3 \cdot E}{G} \cdot L_2 \cdot L_7^2 \pm 2 \cdot L_4^3 \right)} \quad (17)$$

bağıntısı uyarınca, $d_0 = 50$ mm olarak hesaplanmıştır [1, 14]. Bulunan bu değere göre CATIA® V5R15 paketi yardımıyla oluşturulmuş katı model Şekil 16'da görülmektedir.



Şekil 16. Stabilizatörün Katı Modeli

GERİLME ANALİZİ

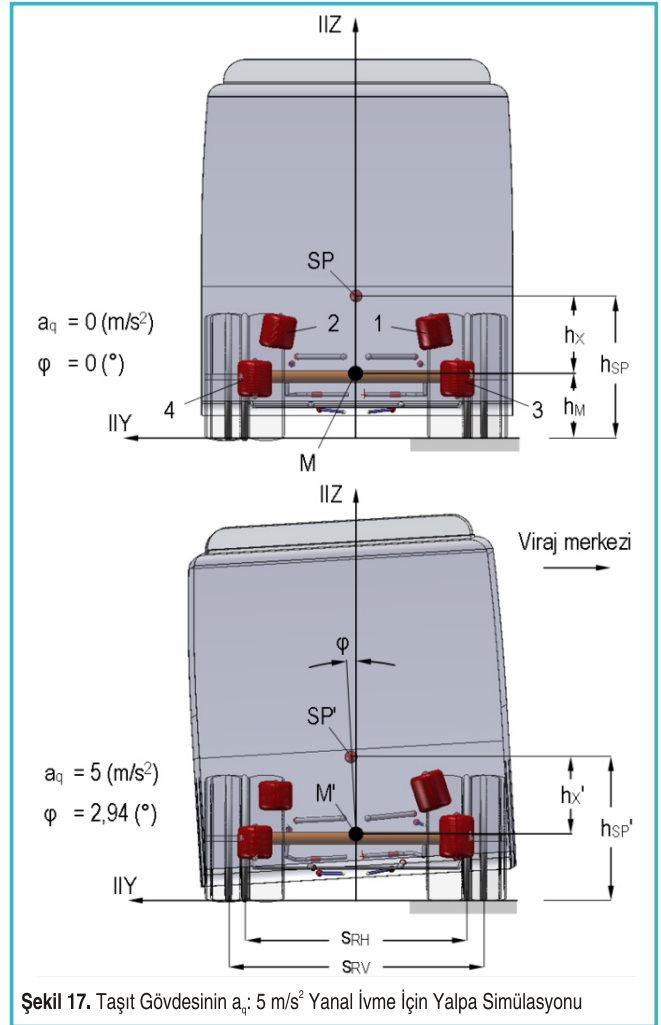
Çapı belirlenen stabilizatörün mukavemet analizi, taşıtın tutunma sınırlarında yapacağı varsayılan bir viraj dönüşü sırasında, bacaklarda ortaya çıkacak şekil değişimi üzerinden gerçekleştirilmiştir. Yol-tekerlek arası yan kuvvet bağıntı katsayısının ortalama, $\mu_s \approx 0,5$ kabul edilmesi durumunda taşıt, $a_q \approx 5 \text{ m/s}^2$ gibi oldukça yüksek bir yanal ivmede savrulma sınırına gelmekte ve bu durumda Şekil 14 üzerinden $\varphi \approx 3^\circ$ olarak bulunmaktadır. Böylece (15) bağıntısı yardımıyla, $\theta=5,46^\circ$ ve $z_1 = z_2 = 30 \text{ mm}$ değerleri elde edilmektedir. Şekil 18'de, $a_q=5(\text{m/s}^2)$ 'lik yanal ivme için gövdenin YZ düzlemindeki hareketi görülmektedir.

Hazırlanan katı model, gerilme analizinin gerçekleştirilmesi amacıyla ANSYS® Workbench V11.0 ticari sonlu elemanlar yazılımına aktarılmıştır. Stabilizatörün sonlu elemanlar modeli Şekil 18'de verilmiştir. Bu modelde her biri üçer doğrusal serbestlik derecesine sahip toplam on düğümden oluşan SOLID187 elemanı kullanılmıştır [15]. Sonlu elemanlar modeli, 74.360 eleman ve 131.971 düğümden oluşmaktadır. Stabilizatör gövdesi, H-H' ve F-F' yatak elemanlarıyla, bu elemanlar içinde/üzerinde dönebilecek ve Y doğrultusunda sınırlı olarak öteleme yapabilecek şekilde ilişkilendirilmiştir. Bacak yatakları her üç eksen de serbest bırakılmıştır. Modelde, yatak elemanlarının kauçuk esaslı oldukları varsayılmıştır. Elemanların elastisite modülü, kauçuk için kabul edilen $E_{maks} = 0,1 \text{ GPa}$ ve Poisson oranı, kauçuk esaslı malzemeler için öngörülen $\nu \approx 0,5$ değerleriyle dikkate alınmıştır [16, 17]. Analizde, yatakların sınırlı şekil değişimleri için malzeme özellikleri lineer izotropik olarak tanımlanmıştır.

Stabilizatörün imalatında yüksek zorlanmalara uygun, ıslah edilebilir 50CrV4 (51CrV4) yay çeliğinin kullanılması öngörülmektedir. Bu malzemenin ıslah edilmiş durumdaki mekanik özellikleri Tablo 3'te verilmiştir [18].

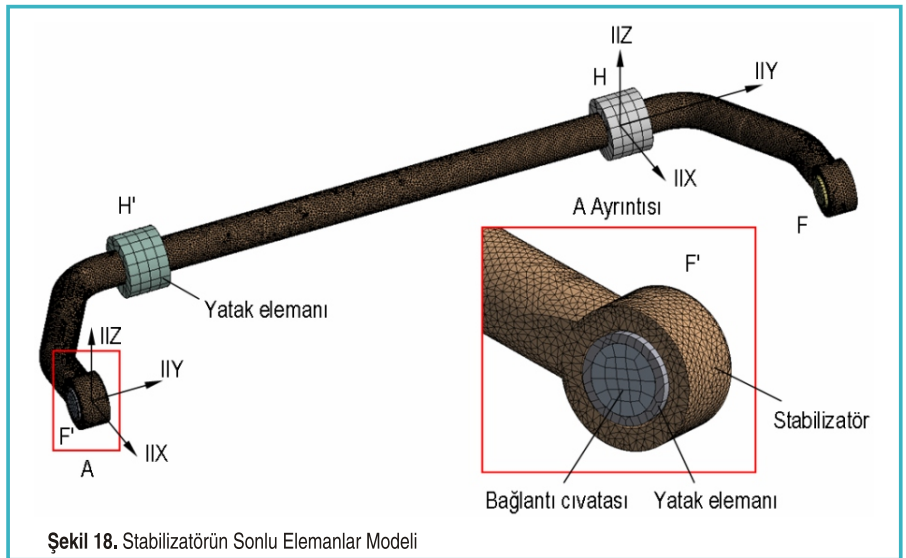
Analiz için, F ve F' bacak yataklarına, Şekil 17'de görüldüğü gibi, Z doğrultusunda ve birbirine ters yönde $z_1 = z_2 = 30 \text{ mm}$ sehim verilmiştir. Stabilizatör gövdesindeki elastik şekil değişimi dağılımı Şekil 18'de görüldüğü gibidir.

Yapılan analiz sonucunda elde edilen gerilme dağılımı Şekil 19'da görülmektedir. Buna göre, eşdeğer von Mises gerilmesinin sırt bölgesinde $\sigma=490\text{-}510 \text{ MPa}$ aralığında kaldığı, H ve H' yataklarının bacak tarafında ise maksimum $\sigma_{maks} \approx 606 \text{ Mpa}$ değerine kadar yükseldiği belirlenmiştir. Bu da malzemenin akma sınırının %76'sına



Şekil 17. Taşıt Gövdesinin $a_q: 5 \text{ m/s}^2$ Yanal İvme İçin Yalpa Simülasyonu

tekabül etmektedir. Parça genelinde en düşük emniyet katsayısı $n=1,32$ olarak hesaplanmıştır.



Şekil 18. Stabilizatörün Sonlu Elemanlar Modeli

dönüşü için parçanın bacak bölgelerinde meydana gelecek sehim miktarı bulunmuştur. Bu elastik şekil değişimi, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak simüle edilmiş ve parçanın gerilme analizi yapılmıştır. Seçilen çapın mukavemet açısından yeterli olduğu belirlenmiştir.

Taşıt süspansiyon sistemlerine stabilizatör eklenmesi, viraj hareketi sırasında düşey tekerlek yükü değişimini arttıracığından, tekerleğin yol düzleminde tahrik/fren kuvveti ve yan kuvvet taşıma kapasitesinin değişmesi gündeme gelmektedir. Bu durum, tekerleklerin diyagonal hareketini ve dolayısıyla taşıtın özgül yönlenme davranışını değiştirmekte, doğrudan kontrol ve stabilizasyon özelliklerine doğrudan ve dolaylı olarak etkimektedir [19]. Şekil 20'de, ön ve arka aksında stabilizatör bulunan bir taşıtın viraj dönüşü sırasında, farklı burulma sertlikleri için direksiyon açısı ihtiyaçları karşılaştırılmıştır [20]. Buna göre, ön aks stabilizatörünün arka aksta bulunandan sert olması durumunda, taşıtı aynı çaplı virajda tutmak için direksiyon simidine verilen açı, her iki akstaki stabilizatörün eşit sertliğe sahip olması durumuna göre artar. Bu da taşıtın az döner (understeer) karakteristiğe sahip olması yani virajın dışına doğru sapma eğilimi taşıması anlamına gelir. Taşıtın yalnızca ön aksına stabilizatör eklenmesi durumunda da özgül yönlenme davranışında belirli ölçüde bir değişimin ortaya çıkması beklenir. Stabilizatörün mekanik tasarımında takip edilebilecek bir yöntemin açıklanması ve gerçek bir ağır taşıta uygulanması ile sınırlandırılmış bu çalışmada, seçilen katsayının, taşıtın özgül yönlenme davranışına etkisi kapsam dışında tutulmuştur. Süspansiyon sistemi tasarımında bu noktanın da gözden uzak tutulmaması gerekir. Yay ve stabilizatör seçimi yapıldıktan sonra, lastik tekerlek için uygun bir matematik modeli de içeren daha kapsamlı modeller kullanılarak taşıtın özgül yönlenme davranışı değerlendirilmelidir. Sonuçta, stabilizatör katsayısı ve çapının belirlenmesi, taşıtın hem yanal hem de yol düzlemindeki dinamik davranışlarının bir arada incelendiği bir optimizasyon problemi halini almaktadır.

TEŞEKKÜR

Yazarlar, katkılarından dolayı, Makine Mühendisi Gediz KULAÇ ve Makine Mühendisi Hasan GÜNAL'a teşekkür eder.

KAYNAKÇA

1. **Kuralay, N.S.** 2008. Motorlu Taşıtlar; Temel ve Tasarım Esasları, Yapı Elemanları, Cilt 1; Tahrik ve Sürüş Sistemleri, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Yayın No: MMO/2008/484, İzmir, s.165,205
2. **Schiehlen, W.** 1982. Introduction to Vehicle Dynamics, Dynamics of High - Speed Vehicles, International Centre

for Mechanical Sciences, Courses and Lectures, No. 274, Springer Verlag, Wien New York, s.3-12

3. **Blundell, M., Harty, D.** 2004. The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics, Elsevier Butterworth-Heinemann, Norfolk, s.333,425
4. Continental Luftfederbälge, Firmenschrift, November 1977, s.11
5. **Pahl, H. J.** Luftfedern in Nutzfahrzeugen, Auslegung-Berechnung-Praxis, Firmenschrift, Luftfedertechnik (LFT)Germany GmbH/AKTAŞ Group, Dormagen, s.77
6. **Bastow, D.** 1990. Car Suspension and Handling, Pentech Press, London, s.53
7. **Mitschke, M.** 1972. Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer Verlag, Berlin, s.418
8. **Milliken, W.F., Milliken D.L.** 1995. Race Car Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineering, Inc., Warrendale, PA, s.648
9. **Genta, G.** 1997. Motor Vehicle Dynamics, Series on Advances in Mathematics for Applied Sciences-Vol.43, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., Singapore, s.344
10. **Matschinsky, W.** 1968. Die Vierpunktig Geführte Starrachse, ATZ 70, Nr.1, s.9-12
11. **Reimpell, J.** 1976. Fahrwerktechnik Bd. 1, Vogel-Verlag, Würzburg, s.164
12. **Matschinsky, W.** 2007. Radführungen der Straßenfahrzeuge, 3. aktualisierte und erweiterte Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, s.101
13. **v.Estorff, H.E.** Technische Daten Fahrzeugfedern Teil 3: Stabilisatoren, Eine Veröffentlichung der Abteilung "Forschung und Entwicklung" der Stahlwerke Brüninghaus GmbH, Stahlwerke Brüninghaus GmbH, Ausgabe September 1969, s.91
14. **Reimpell, J.** 1973. Fahrwerktechnik Bd. 2, Vogel-Verlag, Würzburg, s.262,271
15. ANSYS Theory Reference, 2005. ANSYS Release 10.0, ANSYS, Inc.
16. **Ashby, M.F., Jones, DRH.** 1980. Engineering Materials, an Introduction to their Properties and Applications, Pergamon International Library, International Series on Materials Science and Technology, vol.34, Pergamon Press, Oxford, s.3117. Rinde JA, 1970. Poisson's ratio for rigid plastic foams, J. Applied Polymer Science, 14, pp.1913-1926
18. **Yüksel, M.** 2003. Malzeme Bilimleri Serisi-Cilt 1: Malzeme Bilgisi, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Yayın No: MMO/2003/271/2, Ankara, s.360
19. **Çalışkan, K., Ünlüsoy, Y.S., Dağ, S.** 2004. Otomobil Denge Çubuğu için Otomatik Tasarım Analizi, OTEKON'04 - 2. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 21-23 Haziran 2004, Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa, Kongre Kitabı, s. 205-212.
20. **Zomotor, A.** 1987. Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, Vogel Verlag, Würzburg, s. 150