



Bir Apron Otobüsünün Yalpa Davranışının Çoklu Cisim Sistemleri Yaklaşımıyla İyileştirilmesi

Roll Behaviour Improvement of an Apron Bus by Using Multibody Systems Approach

Ezgi Zeynep Sarıkaya^{1,2}, **Mehmet Murat Topaç^{3*}**

¹ Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, Türkiye

² BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş., İzmir, Türkiye

^{2,3} Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İzmir, Türkiye

Sorumlu Yazar / Corresponding Author *: murat.topac@deu.edu.tr

Geliş Tarihi / Received: 02.12.2021

Kabul Tarihi / Accepted: 10.02.2022

Araştırma Makalesi/Research Article

DOI:10.21205/deufmd.2022247123

Atıf şekli/ How to cite: SARIKAYA,E.Z., TOPAÇ, M.M.(2022). Bir Apron Otobüsünün Yalpa Davranışının Çoklu Cisim Sistemleri Yaklaşımıyla İyileştirilmesi. DEUFMD, 24(71), 587-599.

Öz

Havaalanlarında yolcu taşıma amacıyla kullanılacak bir apron otobüsünün, yanal ivme altındaki yalpa eğiliminin azaltılması için gerçekleştirilmiş tasarım iyileştirme ve saha testi çalışmaları özetlenmiştir. İlk olarak, seçilen referans taşıta uygulanan testler sonucunda, hedef yalpa karakteristiği belirlenmiştir. İkinci aşamada, oluşturulan ön prototip taşıt üzerinden taşıtın yalpa davranışına ait test dataları toplanmıştır. Bu datalar kullanılarak, taşıtın Adams/Car™ tabanlı doğrulanmış sanal Çoklu Cisim Sistemleri (ÇCS) modeli elde edilmiştir. Bu model ile yapılan analizler sonucunda yalpa eğilimini iyileştirmek amacıyla taşıtın ön süspansiyonunda yapılması gereken tasarım değişiklikleri belirlenmiştir. Bunlar arasından, taşıtın ön aksına viraj denge çubuğu (VDÇ) takılmasının daha uygun bir çözüm olduğu görülmüştür. Saha testleri, seçilen çözümün, prototip taşıtın yalpa eğilimini ilk tasarıma göre %42 oranında azaltabildiğini göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: Apron otobüsü, Taşıt dinamiği, Taşıt süspansiyonu, Viraj denge çubuğu (VDÇ), Çoklu Cisim Sistemleri (ÇCS)

Abstract

The design improvement and field test studies carried out to reduce the roll tendency under lateral acceleration of an apron bus to be used for passenger transport at airport fields are summarised. Firstly, the target roll characteristic was determined as a result of the tests applied to the selected reference vehicle. In the second stage, test data which portray the roll behaviour of the prototype vehicle were collected. A validated Adams/Car™-based Multibody Systems (MBS) model bus was built by using these data. As a result of the analysis carried out with this model, the design alterations that should be made in the front suspensions of the vehicle were determined in order to improve the roll tendency. Among these, it has been seen that installing anti-roll bar (ARB) on the front axle of the vehicle is a more suitable solution. Field tests have shown that the chosen solution can reduce the roll tendency of the prototype vehicle by 42% compared to the initial design.

Keywords: Apron bus, Vehicle dynamics, Vehicle suspension, Anti-roll bar (ARB), Multibody Systems (MBS)

1. Giriş

Apron otobüsleri, havaalanlarında yolcuların havaalanı terminali ve pistteki uçaklar arasında ulaşımını sağlayan özel tip yolcu taşıtlarıdır. Şehir içi ve şehirler arası yolcu taşıma otobüslerine göre boyutsal olarak enine eksende daha geniş, daha büyük bir gövde uzunluğuna sahip olup, alçak tabanlıdır. Diğer otobüslerin aksine, kısa mesafeler arasında yolcu ulaşımı sağladığı için ayakta yolcu taşıma kapasitesi, konvansiyonel otobüslerin oturan yolcu taşıma kapasitesine göre daha fazladır. Şehir içi otobüslerinin maksimum hızları 80km/h iken apron otobüsleri maksimum 40km/h hıza ulaşabilmektedir. Şehir içi yolcu otobüsleri ve apron otobüsleri iki akslı yolcu otobüsleri olarak değerlendirildiklerinde birbirlerine göre boyutsal farklılıkların yanında, toplam taşıt ağırlığı olarak apron otobüsleri, yolcu ve yolcu bagajı ağırlığı nedeniyle şehir içi otobüslerine göre daha fazladır. Apron otobüslerinin süspansiyon tasarımında, taşıtın daha fazla yük taşıyabilmesi önemli bir tasarım girdisi iken, ayaktaki yolcuların kısa mesafedeki seyahatlerinin emniyetli bir şekilde olması da göz önünde bulundurulmalıdır. Taşıtın düz güzergah harici havaalanı trafiğinden kaynaklı ani viraj manevralarında da ayakta seyahat eden yolcuların emniyetli bir şekilde ulaşımının sağlanması için taşıtın yalpa açısının belirli bir aralıkta sınırlandırılması gerekmektedir.

Açık literatürde, ağır ticari taşıtların viraj davranışlarının incelendiği çalışmalara rastlamak mümkündür. Bununla birlikte, ağır ticari taşıt sınıfında yer alan apron otobüsleri, genellikle havayolu şirketlerine özel projeler kapsamında üretildiğinden, yazarların bilgisi dahilindeki literatürde, apron sınıfı bir taşıtın yalpa dinamiği incelemesinin gerçekleştirildiği bir kaynağa rastlanmamıştır. Hussain [1], bir ticari taşıtın Çoklu Cisim Sistemleri (ÇCS) sanal modelleme detaylarını verdiği çalışmada, yol tutuş ve yalpa stabilitesini farklı hızlar için gerçekleştirdiği sanal analiz sonuçları üzerinden incelemiştir. Topaç ve diğerleri [2] 17 ton kapasiteli bir yolcu otobüsünde kullanılacak viraj denge çubuğunun (VDÇ) sonlu elemanlar analizi yardımı ile viraj dönüş durumundaki en yüksek gerilmesine göre uygun çap değerlerini incelemiştir. Topaç ve diğerleri [3], şehirler arası bir yolcu otobüsünde kullanılan VDÇ'nin geometrik ölçülerini dikkate alarak yaptıkları parametrik çalışmalarında, minimum gerilme

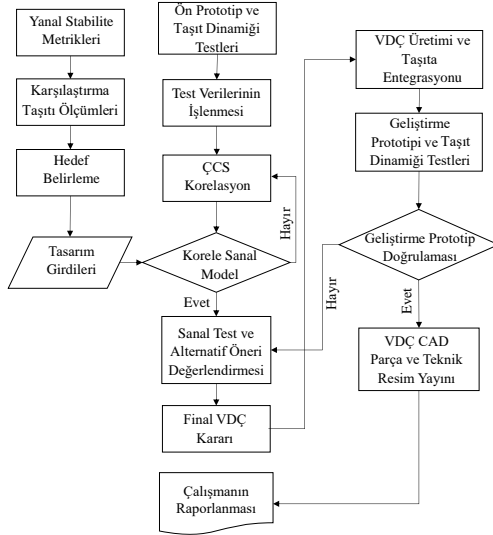
yiğilmesi hedefi gözetilerek, bir yapısal optimizasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir. yapmıştır. Prado [4], gerçek taşıt testlerinden elde ettiği yol tutuş manevrası çıktıları ile ÇCS taşıt modeli analizlerinden elde ettiği, taşıt yanal ivme ve savrulma açısı gibi parametreler arasında karşılaştırma yaparak sanal model doğrulaması yapmıştır. Gögen ve diğerleri[5] çalışmalarında mekanik yaprak yaylı bir midibüs için ön ve arka süspansiyon sürüş frekanslarının birbirine oranlarını sabit tutacak şekilde taşıtın viraj dönme karakteristiğini incelemiştir.

Bu çalışmada, tasarım aşamasındaki özel tip bir apron yolcu otobüsünün, halihazırda havaalanlarında hizmet veren bir karşılaştırma taşıtının yalpa dinamiği karakteristikleri baz alınarak bir tasarım geliştirme çalışması yapılmıştır. Ön ve arka aksı hava yaylı olan apron otobüsü, kararlı hal viraj manevralarında taşıtın yalpa karakteristiğinin iyileştirilmesi adına öncelikle, farklı hava yay karakteristikleriyle incelenmiş, ardından sisteme eklenen VDÇ ile taşıtın yalpa eğilimi ve konfor değerlendirmeleri yapılmıştır.

2. Materyal ve Metot

Geliştirilen otobüs için, öncelikle, iyileştirilmesi hedeflenen yalpa karakteristiğine ait metrikler belirlenmiştir. Bu metriklerin sağlanması gereken uygun ve ideal değerlerinin saptanması için seçilen karşılaştırma taşıtı yardımıyla, yalpa karakteristiklerinin elde edildiği test manevraları yapılarak ölçüm alınmıştır. Böylece, geliştirilen tasarım için hedef girdi değerleri belirlenmiştir. Daha sonra, geliştirilen havaalanı otobüsünün mevcut ön prototipi ile karşılaştırma taşıtı üzerinde yapılan test ve ölçümler tekrarlanmıştır. Ön prototip testlerinden elde edilen ham veriler, sanal model ile doğrulama işlemi yapılabilmesi ve yorumlanabilmesi amacıyla işlenmiştir. Tasarım geliştirme çalışmasında kullanılmak üzere, ÇCS yaklaşımıyla oluşturulmuş tam taşıt modeli, işlenmiş test verileri ile sanal ortamda doğrulanmıştır. Doğrulama işleminde, ön prototipte yapılan testler sanal ortamdaki otobüs modelinde de tekrarlanmıştır. Bu aşamanın ardından ÇCS modeli kullanılarak, prototip taşıtın yalpa karakteristiğinin, karşılaştırma ölçümünden elde edilen tasarım girdilerinin sağlanması için uygulanabilir tasarım alternatifleri değerlendirilmiştir. Bu

alternatifler içerisinde VDC entegrasyonunun tüm hedef metriklerini sağladığı görülmüştür. Otobüs gövde ve süspansiyon bölgesi tasarım hacmine uygun VDC ve bağlantı elemanları üretilerek geliştirme prototip apron otobüsüne uygulanmıştır. VDC entegre edilmiş geliştirme prototipi ile yalpa karakteristiklerinin elde edildiği test manevraları tekrarlanmıştır. Geliştirme prototipinden elde edilen yalpa karakteristikleri, sanal ortamda hedeflerin sağlandığı VDC alternatifli tam taşıt model analizlerinde elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu aşama, sanal taşıt modeli ile final geliştirme prototipi arasındaki doğrulamadır. Çalışmanın iş akış şeması özet olarak Şekil 1’de görülmektedir.



Şekil 1. Çalışmanın İş Akış Şeması

2.1. Yalpa Davranışı

Taşıt süspansiyonları, tekerleklerin yol ile temasını sağlayan, aynı zamanda tüm taşıt eksenleri boyunca yoldan gelen bozucu girdileri yolcu ve sürücülerin bulunduğu gövdeye belirli bir oranda sönümleyerek ileten alt sistemlerdir. Taşıt gövdesinin, yanal ivme etkisi altında, taşıt üzerinde tanımlanan ve “yalpa eksen” olarak adlandırılan sanal bir eksen etrafında ‘yalpa hareketi’ yapabildiği kabul edilir. Yalpa eksenini basit olarak, ön ve arka süspansiyonların kinematik tasarımına göre belirlenen yalpa merkezlerinin birleştirilmesiyle elde edilir [2, 6,7]. Taşıtın yalpa davranışının değerlendirilmesinde sıklıkla kullanılan eşdeğer burulma yaylı yalpa modeli, Şekil 2’de verilmiştir.

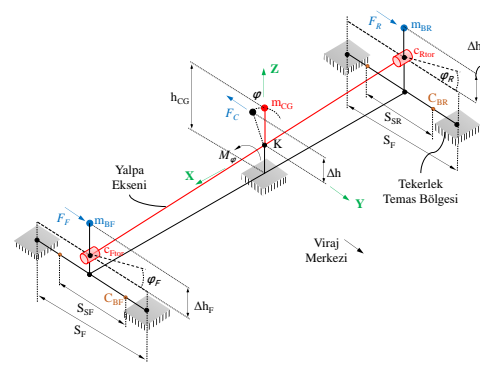
Burada, m_{CG} kütleli bir taşıtın, viraj merkezi etrafında dönmesi ile taşıt ağırlık merkezinde F_C santrifüj kuvveti meydana gelir. Yalpa eksenine taşıt kütle merkezi arasındaki Δh mesafesi moment kolu görevi görerek taşıtın yalpa ekseninde F_C kaynaklı bir yalpa momenti M_ϕ oluşmasını sağlar. Ön süspansiyon ve arka süspansiyon sistemine ait yalpa merkezlerinin yerden yükseklikleri aynı olmak zorunda olmadığı için yalpa eksenine her zaman yer ile paralel değildir. Yalpa eksenine etrafında oluşan yalpa momenti aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$M_\phi = F_C \cdot \Delta h \cdot \cos \varphi + m_{CG} \cdot g \cdot h_{CG} \cdot \sin \varphi \quad (1)$$

$\varphi \leq 10^\circ$ için basitleştirildiğinde,

$$M_\phi = F_C \cdot \Delta h \quad (2)$$

elde edilir.



Şekil 2. Eşdeğer Burulma Yaylı Yalpa Modeli

Taşıt gövdesini etkileyen bu yalpa momenti, taşıtın ön ve arka süspansiyonlarının yalpa katlılıkları C_{Ftor} ve C_{Rtor} ile dengelenir. Ağırlık merkezinin yalpa eksenine indirgenmiş K noktasından moment eşitlik denkleği kurulduğunda,

$$F_C \cdot \Delta h = 2 \cdot \frac{S_{SF}}{2} \cdot C_{BF} \cdot f_{S,SF} + 2 \cdot \frac{S_{SR}}{2} \cdot C_{BR} \cdot f_{S,SR} \quad (3)$$

Burada, süspansiyon yaylarının ön ve arka aktaki yanal açıklıkları, S_{SF} ve S_{SR} 'dir. Denge formülasyonunda yer alan $f_{S,SF}$ ve $f_{S,SR}$ yayların yalpa hareketi altındaki elastik deformasyonları olup, geometrik olarak aşağıdaki bağıntı ile açıklanabilir.

$$f_{S,(SF)(SR)} = \varphi \cdot \frac{S_{(SF)(SR)}}{2} \quad (4)$$

Denklemlerden görüldüğü gibi, yay katlıklarının yanı sıra yay iz genişlikleri S_{SF} ve S_{SR} de taşıt gövdesinin virajda aldığı yalpa açısını etkileyen parametreler arasındadır. Yay iz genişliklerinin artırılmasıyla, virajlarda taşıtın yalpa açısı azaltılabilmektedir. Elde edilen denklemlere göre, yalpa momentinin yalnızca yayların deformasyonlarıyla karşıladığı varsayılmaktadır [8]. Yalpa momenti yay kuvvetleri ile karşılanırken, süspansiyon elemanı olan VDÇ'nin burulma yayı çalışma prensiplerinden yararlanılarak gösterilen tepki kuvvetleri desteklenebilir.

VDÇ, aksın sağ ve sol tekerlekleri arasına yerleştirilmiş bir süspansiyon elemanıdır. Süspansiyon sistemleri ile gövde arasında montajlanarak taşıtın yalpa hareketini dengeleyici rol almaktadır. Süspansiyon sistemlerinin yol girdilerine göre, sağ ve sol tekerleklerinin aynı anda yukarı ya da aşağı yaylanmaları durumunda, VDÇ herhangi bir tepki momenti üretmeden, süspansiyon sisteminin sağ ve sol simetrik olan düzeydeki hareketini sınırlandırmayacak şekilde bağlantı noktalarından pasif olarak dönmektedir. Sağ ve sol tekerleklerin birbirine göre asimetrik şekilde düşey hareket ettiği durumlarda, VDÇ burularak iki tarafın birbirine göre hareketini sınırlayıcı rol oynar. Virajdan manevrası sırasında gövdeye etkileyen yalpa momenti, VDÇ üzerinde oluşan tepki momenti ile desteklendiğinde, gövdede görülen yalpa açısı azaltılmış olur. VDÇ'nin moment dengesine katkısının eklenerek elde edilen yalpa açısı denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\varphi = (2 \cdot \Delta h \cdot F_C) / (C_{BF} \cdot S_{SF}^2 + C_{BR} \cdot S_{SR}^2 + C_{stab,F} \cdot S_{stab,F}^2 + C_{stab,R} \cdot S_{stab,R}^2) \quad (5)$$

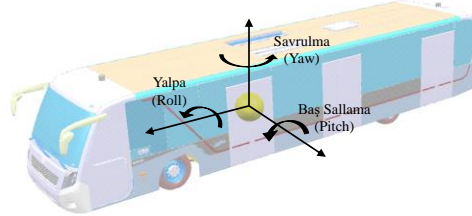
Özellikle binek taşıtlarda taşıtın aks mesafelerinin düşük olmasından kaynaklı ticari taşıtlardaki kadar ön ve arka aks burulma açısı farklılığı görülmemektedir. Ticari taşıtlarda aks mesafelerinin artması ile beraber ön ve arka burulma boyu artmaktadır. Ön ve arka aks burulma açısının ayrı ayrı hesabı için aşağıdaki denklemler kullanılabilir.

$$m_F \cdot a_y \cdot \Delta h_f = \varphi_F \cdot \frac{S_{SF}^2}{2} \cdot C_F + (\varphi_F - \varphi_R) \cdot C_{Ftor} \quad (6)$$

$$m_R \cdot a_y \cdot \Delta h_r = \varphi_R \cdot \frac{S_{SR}^2}{2} \cdot C_R + (\varphi_R - \varphi_F) \cdot C_{Rtor} \quad (7)$$

2.2. Kararlı Hal Viraj Testleri ve Enstrümantasyon

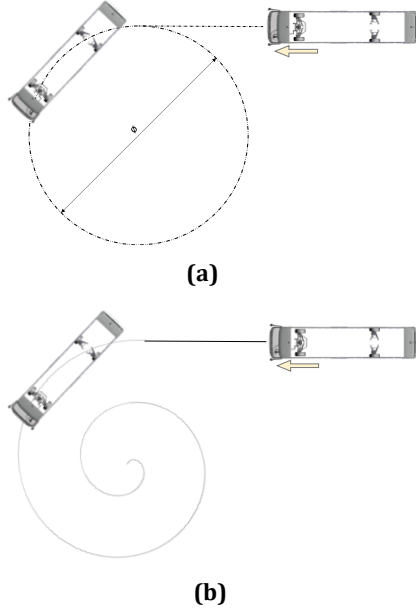
Taşıtın kararlı durumdaki yalpa davranışının ölçüldüğü ve değerlendirildiği, uluslararası "ISO-14792 Steady-State Circular Tests" standardında tariflenen iki viraj testi, seçilmiş karşılaştırma taşıtına uygulanmıştır. Test için kullanılan enstrümantasyonlar, taşıtın kütle merkezine, Şekil 3'te gösterilen eksen takım oryantasyonunda konumlandırılmış IMU (Inertial Measurement Unit) sensörü ve direksiyon simidine konumlandırılmış Direksiyon efor sensörüdür. IMU sensörü ile Şekil 3'de görüldüğü gibi taşıtın üç eksenindeki; yani boylamsal, yanal ve düşey eksenlerdeki doğrusal öteleme ve rotasyonel hareketlerine ait veriler toplanırken, direksiyon efor sensörü ile direksiyon açısı, direksiyon açısız hız, direksiyon eforu vb. gibi veriler toplanmaktadır [9].



Şekil 3. Taşıt Ağırlık Merkezine IMU Sensörü Konumlandırılması ve Oryantasyonu

Yalpa karakterinin elde edilmesi amacıyla uygulanan ISO standartlarındaki iki kararlı durum manevrasından ilki, Şekil 4.a'da görülen Sabit Yarıçapta Viraj manevrasıdır [10]. Bu test manevrasında sabit bir yarıçapta taşıtın kayma limitlerine kadar taşıt hızı artırılır ve test boyunca sensörlerden taşıtın Tablo 1'de bulunan boylamsal hızı, direksiyon açısı, direksiyon eforu, taşıt yanal ivmesi, taşıtın yalpa açısı gibi parametrelerinin kaydı alınır. İkinci test manevrası Şekil 4. b'de görülen Sabit Hızda Viraj testidir. Bu manevrada sabit bir hızda

seyir halinde iken, taşıta sabit bir direksiyon çevirme hızında bir direksiyon girdisi verilerek tutunma limitlerine kadar direksiyon girdisi arttırılır. Karşılaştırma taşıtı ile tasarım girdilerinin belirlenmesi için bu iki standart test yapılmıştır. Manevra sırasında karşılaştırma taşıtına bağlanan sensörlerden zamana bağlı olarak Tablo 1'de belirtilen test ölçüm dataları toplanmıştır [11].



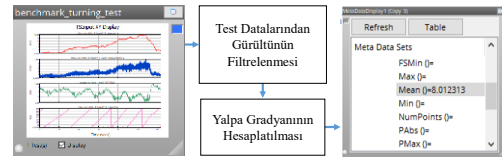
Şekil 4. a. ISO 14792 Sabit Yarıçapta Viraj Testi
b. ISO 14792 Sabit Hızda Viraj Testi

Tablo 1. ISO Testleri, Sensör ve Test Dataları

Test	Sensörler	Ölçülen Test Verileri
ISO-14792 Constant Radius Test	IMU(Inertial Measurement Unit)	Boylamsal Taşıt Hızı Direksiyon Açısı Direksiyon Açıl Hızı Direksiyon Torqu
ISO-14792 Constant Speed Test	Direksiyon Efor Sensörü	Boylamsal İvme Yanal İvme Yalpa Açısı

İlk aşamada, zamana bağlı olarak toplanan test verileri, sensörlerin 100 Hz veri toplama hassasiyetleri göz önünde bulundurularak, gürültüden ayrıştırılmak için nCode Glyphworks programında filtrelenmiştir. Filtrelenmiş test

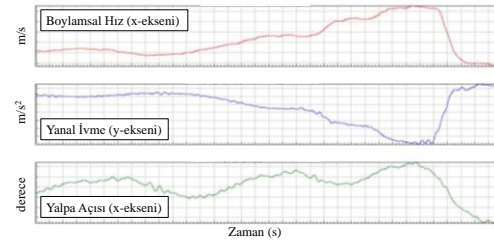
verilerinden, Şekil 5'te görüldüğü gibi testin yapıldığı zaman aralıkları içerisindeki yalpa açısı verisi, taşıtın yanal ivme verisine bölünerek taşıtın yalpa gradyanı hesaplanmıştır. Benchmark taşıtıyla yapılan ISO testlerinden elde edilen referans taşıt karakteristikleri tasarım girdisi olarak belirlenmiştir. Şekil 6.a'da görülen, ön prototip taşıtı ile ISO-14792 testleri yapılarak taşıtın yanal ivme karşısındaki davranışı, testte kullanılan sensörler yardımıyla Şekil 6.b'de görüldüğü gibi elde edilmiştir. Toplanan bu test dataları nCode ortamında işlenerek sanal model korelasyonu için referans karakteristik olarak kullanılmıştır.



Şekil 5. nCode Glyphworks Benchmark Taşıt Test Dataları



(a)



(b)

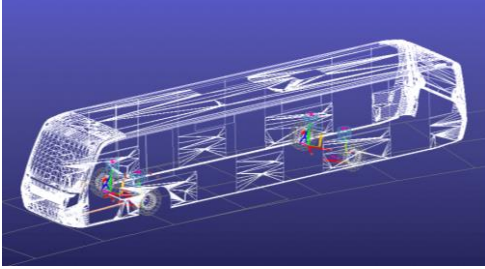
Şekil 6. a. Ön Prototip **b.** nCode Glyphworks Ön Prototip Taşıtı Test Dataları

3. Çoklu Cisim Sistemleri Modeli

Adams/Car™ programında ÇCS tabanlı tam taşıt modeli Şekil 7'de görüldüğü gibi ve özellikleri

ön prototip taşıtını sanal ortamda yansıtabilecek şekilde modellenmiştir. Modeli oluşturan alt sistemler, ön ve arka süspansiyonlar, yönlendirme sistemi, gövde alt sistemi, fren sistemi, güç aktarma sistemleri, ön ve arka tekerlek gruplarıdır. Gerçek ön prototip taşıtında gerçekleştirilen ISO testlerinin sanal ortamda Adams/Car™ programında sabit hızda viraj ve sabit yarıçapta viraj analizleri gerçekleştirilmiştir.

Sabit Hızda Viraj [12] analizinde, tam taşıt modelinin test hızı, testte ulaşması hedeflenen maksimum yanal ivme ve viraj manevrasına başlanacak zaman detayları gibi analiz koşulları programda tanımlanarak analiz gerçekleştirilir.

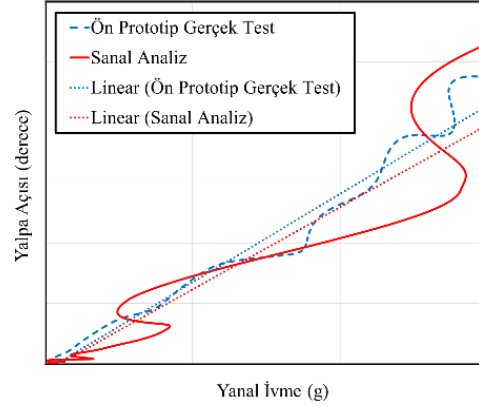


Şekil 7. Taşıtın ÇCS Modeli

Taşıt öncelikle düz bir yolda belirtilen test hızında seyir halinde iken tanımlanmış manevra başlangıç saniyesinde taşıtın analiz girdisinde belirtilen yanal ivmeye ulaşmaya kadar sabit bir açısal hız ile devamlı arttırılan direksiyon açısı girilir. Taşıtın viraj içerisine doğru bir spiral çizmesi sağlanarak tekerleklerin yoldan koptuğu ana kadar değerlendirilir. Sabit Yarıçapta Viraj analizinde [12] ise, tam taşıt modelinin dönmesi istenen sabit bir viraj yarıçapı, viraj manevrasının ne kadar süreceği ve testte aracın manevra başlangıcındaki ve bitişindeki hızı girilir. Bu analiz girdileri ile taşıt direkt olarak belirtilen yarıçaptaki virajda başlar ve manevra başlangıç hızından bitiş hızına kadar sabit bir ivme ile hızlanarak tekerleklerin yoldan koptuğu ana kadar değerlendirilir.

Sanal modelden elde edilen yalpa açısı ve yanal ivme metrikleri ile ön prototip reel taşıt testlerinden elde edilen yalpa açısı ve yanal ivme değerleri ile sanal model sonuçları lineerleştirilmiş karakteristikler baz alınarak, %85 oranında doğrulanmıştır. Ön prototip testlerinden toplanan yalpa gradyanı ile doğrulanmış sanal taşıt yalpa gradyanı grafiği

Şekil 8'deki gibidir. Taşıtın sahip olduğu hava yaylarının çalışma prensibinden kaynaklı test sonuçlarında ve analizlerde taşıt gövdesinin aldığı yalpa karakteristiğinin doğrusal olmadığı görülmektedir. Bunun sebebi, viraj senaryolarında taşıtın viraj içi ve viraj dışında kalan yaylarının yük dağılımının devamlı değişken halde olmasıdır.



Şekil 8. Yalpa Karakteristiği Korelasyonu

Taşıt gövdesine etkiyen yanal ivme kaynaklı merkezkaç kuvveti ile aks tekerlekleri arasında, viraj içinden viraj dışına doğru bir yük transferi olmaktadır. Bu tip taşıtların sahip olduğu ECAS (Elektronik Kontrollü Havalı Süspansiyon) sistemleri, süspansiyon için ayarlanmış yay montaj boyunun sabit kalması için körüğe havanın girişini ve çıkışını ayarlayan sistemlerdir. Hava yayı boylarının istenen montaj boyunda korunması ile sürüş yüksekliklerinin her yükte aynı kalması sağlanır. Ön prototip taşıtında yapılan testte taşıtın yaptığı maksimum yalpa açısı anı Şekil 9.a' da, doğrulanmış sanal modelin maksimum yalpa yaptığı simülasyon adımı Şekil 9.b' de görülmektedir.



Şekil 9. Prototip Testinde (Sol) ve Doğrulanmış Sanal Modelde (Sağ) Yalpa Durumu

Doğrulanmış sanal model ile, taşıtın yanal ivme karşısında hedeflenen yalpa açısı karakteristiği

iyileştirecek iki alternatif geliştirme yöntemi incelenmiştir. İncelenen iki yöntemde de taşıtın mevcut sürüş konforunun korunarak, yalpa gradyanı değerinin %42 oranında iyileşmesi hedeflenmektedir.

4. ÇCD Modelinin Kurulması ve Yalpa Davranışının İyileştirilmesi

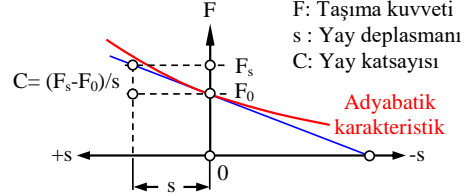
4.1. Hava yayı karakteristiği

Taşıtlarda yüke bağlı olarak, ön aksların yay katlıkları, genellikle sürüş konforu göz önüne alınarak, arka aksların yay katlıklarına göre daha düşük seçilir. Bundan dolayı viraj manevralarında taşıtın ön bölgesi, arka bölgesine göre daha çok yalpa açısı alma eğilimindedir. Tasarımcılar genellikle taşıtların viraj alma kabiliyetlerini artırmak amacıyla ön süspansiyon bölgesinde daha yüksek bir yalpa sertliği isterler [13]. Apron otobüsünde de arka süspansiyon sistemi yalpa katılığının ön süspansiyon sistemi yalpa katılığına oranı yaklaşık 2' dir. Bu oranın azaltılması için ön süspansiyon sisteminin katılığının artırılması amaçlanmıştır. İlk yöntem olarak, ön aks hava yaylarının karakteristiklerinin daha sert seçilmesi düşünülmüştür.

Yaylar, sürüş konforunu direkt etkileyen süspansiyon elemanları olduğu için mevcut ideal sürüş konfor aralığını koruyacak yay karakteristiklerinin seçilmesi önem kazanmaktadır. Ön aks bölgesinin yalpa katılığının artırılması bununla beraber mevcut ideal sürüş konforunun korunması göz önünde bulundurulduğunda, mevcut yay karakteristiğine ek olarak iki farklı yay karakteristiği ile değerlendirme yapılmıştır. ÇCS sanal modelindeki hava yay modeline, hava yayının sahip olduğu farklı basınçlara ait Şekil 10'da görülen mevcut adyabatik karakteristik tanımlanmıştır.

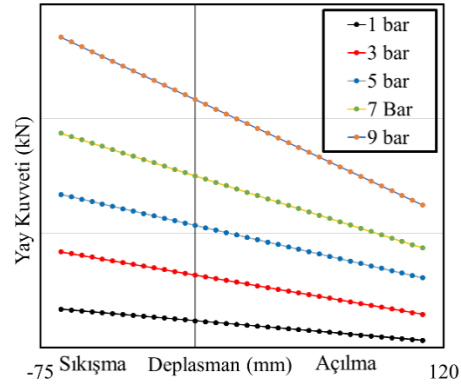
Hava yayları, taşıdıkları yaylandırılmış kütlelerin değişimine bağlı olarak, çalışma basınç aralığındaki farklı basınçlarda yük taşıyabilmektedir. Böylelikle yay, her bir basınçta farklı yay karakteristiğine sahiptir. Yüke göre çalışma basıncı değişebilen hava yayları sayesinde taşıtların sahip olduğu sürüş yüksekliği her zaman sabit tutulabilmektedir. Birden fazla farklı basınçta çalışabilme özelliğine sahip olan hava yaylarının, her bir basınca ait katsayısı Şekil 10'da gösterilen grafiksel yöntem ile yaklaşık olarak bulunabilmektedir [14,15]. Belirli bir F_0 taşıma

kuvveti için hava yayı deplasmanının sıfır olduğu nokta referans olarak belirlenerek, kuvvet karakteristiğine çizilen teğetin eğimi, bu eğriye denk gelen basınca ait yay katsayısıdır.



Şekil 10. Hava Yayı Adyabatik Eğrilerinden Yay Katsayısı Elde Edilmesi [14, 15]

Apron otobüsünde kullanılan ön süspansiyon hava yaylarının idealize edilmiş karakteristikleri, sırasıyla 1-9 bar aralığında beş farklı basınç değeri için Şekil 11'de verilmektedir.



Şekil 11. Hava Yayı Adyabatik Karakteristiği

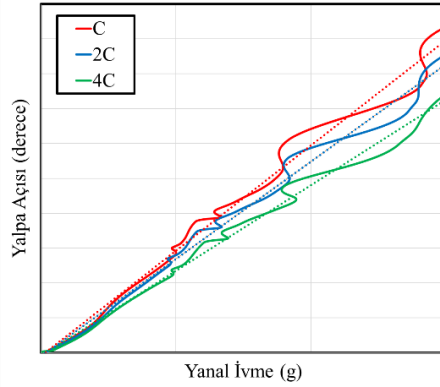
Apron otobüsünün ön aks boş ve dolu ağırlıkları arasında yaklaşık 2900kg fark bulunmaktadır. Bu ağırlık farkından yaylandırılmamış kütlelerin çıkartılmasıyla süspansiyon sistemindeki hava yaylarının taşıdıkları yaylandırılmış kütle farkları bulunur. Taşıtın boş ve dolu ağırlık arasındaki ağırlık değişiminde hava yaylarındaki boş-dolu ağırlık değişimi yaklaşık 1500kg civarındadır. Taşıt tam dolu yolcu ağırlığındayken 9 bar basınç altında çalışan ön aks hava yayı, taşıt boş ağırlıktayken 7 bar basınçta çalışmaktadır. Kullanılan hava yayında, yaylandırılmış kütleye göre 1 bar'dan 9 bar basınca kadar beş farklı yay karakteristiğinde çalışmaktadır ve 9 bar'daki yay katılığının 1 bar'daki yay katılığına oranı 5.3'tür.

Şekil 2'de verilen eşdeğer burulma yay modeline göre, taşıtın sahip olduğu yalpa

katılığı ön ve arka süspansiyon sistemlerinin katılıklarıyla doğru orantılıdır. Apron otobüsünde arka süspansiyon sisteminin yalpa katılığı ön süspansiyon sistemine göre daha fazla olduğundan ve yük taşıma kapasitesi açısından izin verilen en yüksek sınırdaki çalışan hava körüklerine sahip olduğundan dolayı arka süspansiyonda değişiklik yapılmamıştır. Taşıtın sahip olduğu sürüş yüksekliğinin ve yolcuların binışteki basamak yüksekliğinin değişmemesi için süspansiyon hava yayı montaj boylarının da sabit tutulma isteri tasarım girdilerinden biridir.

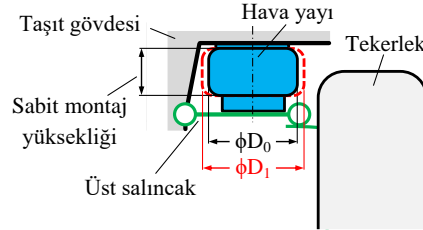
Taşıtın yalpa stabilitesini arttırmak için uygulanabilecek yöntemlerden ilki, ön aksta kullanılan hava yayının daha sert seçilmesidir. Hava yayının kendi içerisinde farklı çalışma basınçlarına ait katılık değişimleri ve %42' lik yalpa gradyanı iyileştirme hedefi göz önünde bulundurulduğunda, mevcut yaya göre sırasıyla iki ve dört kat sertliğe sahip hava yayları ile değiştirilmesinin yalpa davranışına etkisi incelenmiştir. İki kat rijit yay kullanılması durumunda, yalpa gradyanında %8 oranında iyileşme sağlanabildiği görülmüştür. Ancak bununla beraber arka süspansiyon ve ön süspansiyon sistemi sürüş frekans oranı $f_{Ride,R}/f_{Ride,F}$, 1,1 değerini almaktadır. Mevcut taşıt kurgusunda, Olley'nin sürüş konforu için ideal durum olarak tanımladığı arka süspansiyon sürüş frekansının ön süspansiyon sürüş frekansından %30 oranında daha fazla olmasını hedefleyen $f_{Ride,R}/f_{Ride,F} = 1,3$ koşulundan sapılmaktadır [13]. Hedeflenen yalpa gradyanı iyileşmesi için hava yayı karakteristiği dört kat sertleştirilmiştir. Bu durumda yalpa eğilimi ve düşey konfor performansı değerlendirildiğinde ise taşıtın yalpa gradyanının en çok %14 oranında iyileştiği gözlemlenmiştir. Arka süspansiyon karakteristiklerinde yine değişiklik yapılmadığı için sürüş frekans oranının $f_{Ride,R}/f_{Ride,F} = 0,9$ mertebelerine düştüğü görülmüştür. Şekil 12'de farklı yay karakteristiklerinin uygulandığı sanal model analizlerinde taşıtın yanal ivme karşısındaki aldığı yalpa açısı değişimleri görülmektedir.

Yalpa gradyanının iyileştirilmesi için yapılan yay karakteristik katılaştırılmasında, konfor kaybının yanı sıra, yeni katılık değerine sahip hava yaylarının süspansiyon bölgesi içerisinde kapladıkları hacimler de değerlendirilmelidir.



Şekil 12. Farklı Yay Katılıkları için Taşıtın Yalpa Karakteristikleri

Tasarım sınırlamalarından biri olan hava yayı montaj yüksekliğinin sabit tutulması göz önünde bulundurulduğunda, iki kat ve dört kat sert seçilen yeni hava yayları daha yüksek çapa sahiptir [15]. Ön süspansiyon bölgesinde iki kat sertleştirilmiş hava yayındaki hacim artışı diğer süspansiyon elemanları ve taşıt gövdesi ile problem yaratmıyorken, dört kat sertleştirilen hava yayının hacmi ile taşıt gövdesi arasında kabul edilen yeterli mesafe isteri sağlanamamaktadır. Yay katsayısı değişimi için hava körüğüne ait hacim değişimi, Şekil 13'de şematik olarak görülmektedir.



Şekil 13. Hacim Değişimi için Tasarım Kısıtları (Şematik)

Hava yayının sertleştirilmesiyle yalpa gradyanı belirli bir oranda iyileştirilebiliyorken, yalnızca ön süspansiyon sistemindeki hava yayı karakteristiğinin değiştirilebiliyor olmasından kaynaklı arka süspansiyon ve ön süspansiyon sistemi arasındaki sürüş frekansının ideal orandan saptığı görülmüştür.

Tablo 2'de yay katılık değerlerine bağlı olarak sürüş frekans ve yalpa gradyanı iyileşme oranları değerlendirildiğinde, yalnızca hava yayı

karakteristiği ile bu taşıtta hedeflenen yalpa karakteristiğine ulaşamadığı anlaşılmaktadır.

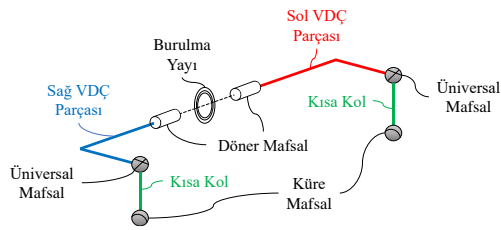
Tablo 2. Yay Katılıklarına Göre Konfor ve Yalpa Gradyanı Değişimi

Ön Aks Yay	$\frac{f_{Ride,R}}{f_{Ride,F}}$	İdeal Sürüş Frekans Oranı	Yalpa Gradyanı İyileşmesi	Hedef $\varphi/^\circ$
C	1,3	-	-	-
2C	1,1	1,3	% 8	% 42
4C	0,9	-	% 14	-

4.2. Viraj denge çubuğu

İkinci yöntem, taşıtın ön aks bölgesine VDC entegre edilmesidir. Taşıtın sürüş konforuna direkt etkisi olmayan VDC, taşıt gövdesinin yalpa katılığını artıran süspansiyon elemanıdır. Ön ve arka süspansiyon yay karakteristikleri değiştirilmeden, ön süspansiyon bölgesindeki gövde elemanları ve diğer süspansiyon eleman konumlandırılmalarına göre çubuk için en ideal tasarım hacmi belirlenmiştir.

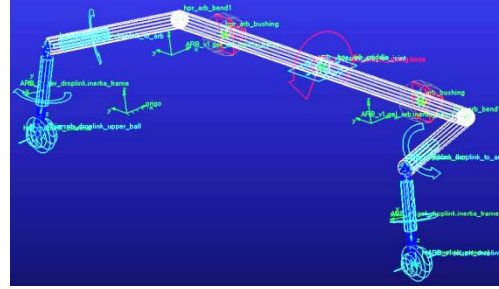
Ön süspansiyon sisteminin tüm eksenlerdeki serbestlikleri göz önünde bulundurularak, ön süspansiyon sistemi elemanlarının sürüş anındaki tüm manevralarda gelebilecekleri maksimum konum ve açıları elde edilerek VDC formu ve parçanın gövde bağlantı noktaları belirlenmiştir. VDC'nin ÇCS tam taşıt modeli içerisinde modellenmesi, Şekil 14'te gösterilen Blundell tarafından verilen rijit parçalar arası burulma yayı tanımlaması kabulüne göre gerçekleştirilmiştir [16].



Şekil 14. ÇCD VDC Modellemesi [16]

Tam taşıt modelinde kullanılan VDC alt sistemi ise Şekil 15'te görülmektedir. Yukarıdan bakıldığında U şeklinde olan ana burulma görevini üstlenen VDC gövdesi, burçlar ile taşıt gövde alt sistemine bağlanmaktadır. VDC gövdesinin sağ ve sol parçaları, Şekil 14'te

gösterilen kısa kollar yardımı ile bağımsız ön süspansiyonlara bağlanmıştır. Bu sayede, yalpa hareketi nedeniyle ön aks tekerlekleri arasında ortaya çıkabilecek düşey yer değiştirme farkı, kısa kollar üzerinden VDC gövdesi parçalarına aktarılır ve sistemi, taşıt gövdesine monte edilmiş iki burç arasında burulmaya zorlar.



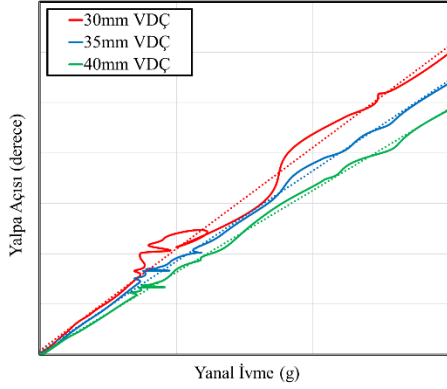
Şekil 15. Adams/Car VDC Çubuğu Alt Sistem Modeli

Parçanın burulma katılık değeri için malzeme, bağlantı noktaları arası mesafe, VDC'nin iç ve dış çap parametreleri hesaba katılır. Burulma yayı katılığı aşağıdaki formülasyon ile hesaplanmaktadır.

$$C_{VDC} = \frac{G \cdot \pi \cdot d^4}{57,3 \cdot 32 \cdot L} \quad (8)$$

Burada, G kayma modülü, d çap, L ise VDC burulma uzunluğudur [17-19]. Süspansiyon sistemi elemanlarının hareket sınırlarına göre belirlenen VDC tasarım hacminde, burulan ana kolun konumu, gövde ile bağlantı noktalarının yeri, gövde profillerine göre uygun bir hacimde konumlandırılmıştır. Gövde bağlantı noktasının sabit tutulması ile torsiyonel katılığın hesaplandığı değişkenlerden diğer hesaplama girdisi çap değişkenidir. Mevcut tasarım hacmi ve kısıtlar içerisinde konumlandırılan VDC'nin, ön aks bölgesindeki burulma katılık etkisinin incelenmesi amacıyla, seçilen üç farklı çap değeri, sanal tam taşıt modelinde tanımlanmış ve ISO testlerinin simüle eden analizler yardımıyla değerlendirilmiştir. Şehir içi otobüslerde VDC kullanılması durumunda, çap için genellikle 25 ile 45 mm çap aralığı tercih edilmektedir. Bu aralık, otobüslerin süspansiyon bölgelerindeki yapısal farklılıklara ve taşıt süspansiyonu yaylarının oluşturduğu yalpa katılığına göre değişmektedir. Taşıtın mevcut tasarımından yola çıkılarak, parametrik çalışma için sırasıyla, $\phi d = 30$ mm, 35 mm ve 40 mm olmak üzere üç farklı VDC çapı seçilmiştir.

Ön süspansiyon sistemine entegre edilen farklı çaplardaki bu çubuklar, eşdeğer burulma yayı modelindeki ön süspansiyon yalpa katılığına farklı oranlarda ilave katılık kazandırmaktadır. Söz konusu üç farklı çap için yapılan analizlerin yanal ivmeye göre taşıtın aldığı yalpa açıları Şekil 16'da görülmektedir.



Şekil 16. Farklı VDC Çapları için Taşıtın Yalpa Karakteristiklerinin Karşılaştırılması

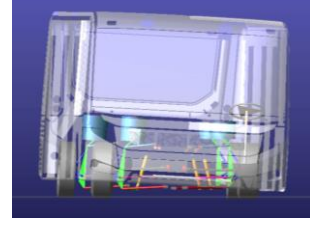
Ön süspansiyon sisteminin düşey hareketini sınırlandırmayan ve sürüş konforuna pratikte bir etkisi olmayan VDC ile farklı çaplara göre elde edilen iyileşme oranları ise Tablo 3'de verilmektedir. Burada, taşıtın mevcut yayları korunarak 30 mm ve 35 mm çaptaki VDC ile yalpa hareketinin incelendiği sanal analizler ayrı ayrı değerlendirildiğinde, taşıtın yalpa eğiliminin sırasıyla %30 ve %37 oranında azaldığı görülmüştür. 40 mm çap için analizlerin tekrarlanması ile elde edilen analizlerde taşıt yalpa eğilimi ise %42 oranında iyileştirme hedefini sağlamaktadır.

Tablo 3. VDC ile Yalpa Açısı İyileşmesi

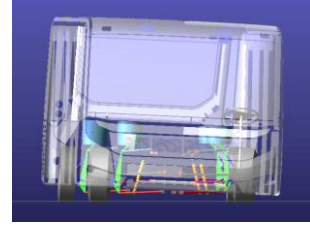
VDC Çapları	Sürüş Frekans Oranı	Yalpa Açısı İyileşmesi
Mevcut		-
Ø30 mm	1,3	% 30
Ø35 mm		% 37
Ø40 mm		% 42

Şekil 17'de ön aksına sırasıyla, 30 mm, 35 mm ve 40 mm çaplarında VDC uygulanmış taşıtın, aynı simülasyon girdilerine göre yapılan

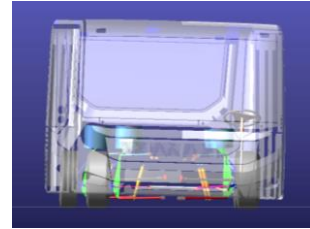
analizinde aynı simülasyon adımı yaptığı farklı yalpa açıları görülmektedir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 17. Farklı VDC çapları için yalpa eğilimleri: a. 30 mm b. 35 mm c. 40 mm

Sanal ve kavramsal tasarım aşamasında son olarak, taşıt yalpa hedefini sağlayabileceği değerlendirilen 40 mm çaptaki VDC'nin diğer süspansiyon elemanları ile uygunluğu da incelenmiştir. Ön süspansiyon sistemi, tekerleklerin düşeydeki hareket ve en yüksek yönlendirme açısı sınırları dikkate alınarak göre modellenmiştir. Gerçekleştirilen simülasyonlarda, tüm kritik tekerlek konumlarında göre, VDC entegre edilmiş modelde 40 mm çap için, süspansiyon elemanları arasında bulunması gereken boşlukların uygun düzeyde olduğu görülmüştür.

5. Saha Testi ve Doğrulama

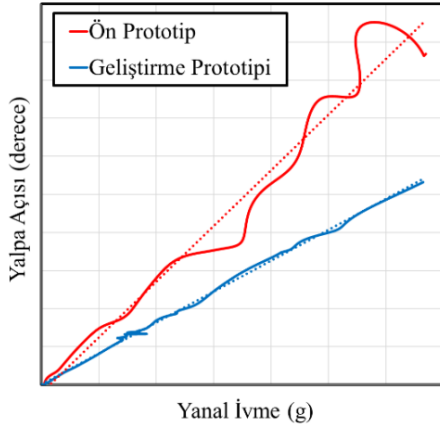
Karşılaştırma çalışmasından elde edilen hedefler ve diğer tasarım girdilerine göre gerçekleştirilen analizlerden elde edilen

sonuçlar ışığında, taşıtın ön aksı için 40mm çaplı VDC ve ara rot kolları üretilerek Şekil 18’de görülen geliştirme prototip taşıtına monte edilmiştir. Söz konusu durum için kararlı durumda, taşıtın yalpa eğiliminin incelendiği ISO-14792 testleri tekrarlanmıştır.



Şekil 18. 40mm VDC Monte Edilmiş Geliştirme Prototipi

Ön aksa entegre edilen VDC ile, maksimum yanal ivme için taşıt gövdesinin yalpa açısının azaldığı ve yalpa gradyanı değerinin hedef aralığa çekildiği görülmüştür. Ön prototip ile yapılan test ve VDC kullanılan geliştirme prototipine ait yanal ivme başına taşıtın aldığı yalpa açıları Şekil 19’teki gibidir.



Şekil 19. Ön Prototip ve Geliştirme Prototipi Yalpa Karakteristiklerinin Karşılaştırılması

6. Tartışma ve Sonuç

Bu çalışma kapsamında, apron otobüsünün süspansiyon sisteminde tasarım değişiklikleri ve iyileştirmeler yapılarak taşıtın yanal ivme altındaki yalpa eğilimi, istenen hedef aralığına çekilmiş ve sayısal analizlerden elde edilen sonuçlar, saha testleri ile desteklenmiştir. İlk aşamada, karşılaştırma çalışmasından elde

edilen hedef yalpa karakteristiğinin iyileştirilmesi çalışmalarının yapılabilmesi için ADAMS/Car™ programı yardımıyla modellenen sanal taşıt modeli, reel otobüs prototipinden elde edilen test sonuçları ile doğrulanmıştır. Bu model üzerinden,

- İlk olarak, taşıtın sahip olduğu optimum konfor korunacak şekilde farklı hava yayı sertlikleri seçilerek analizler ile taşıtın yalpa açısı incelenmiştir. Taşıtın birim yanal ivme başına aldığı yalpa açısını azaltmak için belli aralıkta tutularak değiştirilen hava yayı sertlikleri ile hedef yalpa eğilimi karakteristiğinin istenen ölçüde sağlanamadığı görülmüştür. Hava yayı karakteristiğinin parametrik çalışması ile elde edilen %14’lik yalpa açısı iyileştirmenin yetersiz olduğu görülmüştür.
- İkinci olarak, mevcut hava yayları sabit tutularak taşıtın viraj manevrasındaki hareketini daha stabil hale getirme görevi olan VDC entegrasyonu değerlendirilmiştir. Taşıtın eşdeğer burulma çubuğu kabulüne göre yetersiz olduğu görülen ön aks yalpa direngenliğinin artırılması için yalnızca ön aksa VDC konumlandırması yapılmıştır. Üç farklı çap için incelenen VDC entegre edilmiş sistemde, yalpa açısı karakterinin yaklaşık %42 oranındaki iyileşmesi ile hedefin sağlanabildiği görülmüştür.
- Konfor hissiyatının ön planda tutulduğu yolcu otobüslerindeki süspansiyon sistemleri tasarımları gereği taşıtın viraj manevrasında fazla yalpa açısı almasına sebep olabilmektedir. Bu tasarım örneğinde, taşıtın düşeydeki sürüş titreşimine etki etmeyen, yalnızca burulma ile taşıtın birim yanal ivme başına aldığı yalpa açısını iyileştiren süspansiyon sistemi elemanı olan VDC’nin tercih edilmesinin daha uygun sonuçlar verdiği görülmüştür.

Teşekkür

Bu çalışma, birinci yazarın yüksek lisans tezi kapsamında gerçekleştirilmiştir. Yazarlar, çalışmaya sunmuş oldukları katkılardan dolayı, Mak. Müh. Uğur Deryal ile Y. Müh. Alican Yılmaz’a ayrıca, başta Ar-Ge ve Mühendislik Direktörü Sayın Serdar Özkan olmak üzere, sağladığı teknik malzeme ve lisanslı yazılım desteğinden dolayı, BMC Sanayi ve Ticaret A.Ş. yönetimine teşekkür eder. Çalışma kapsamında sunulan malzeme, BMC Sanayi ve Ticaret A.Ş.’nin yazılı izniyle yayımlanmaktadır.

Kaynakça

- [1] Hussain, K., Stein, W., Day, J. A., 2005). Modelling Commercial Vehicle Handling and Rolling Stability, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, Cilt. 219, s. 357-369. DOI: 10.1243/146441905X48707
- [2] Topaç, M., Kuralay, N.S. 2009. Yolcu Otobüsü Stabilizatörünün Bilgisayar Destekli Tasarımı, Mühendis ve Makina, Cilt. 50, s. 14-24.
- [3] Topaç, M.M., Enginar, H.E., Kuralay, N.S. 2011. Reduction of Stress Concentration at The Corner Bends of The Anti-Roll Bar By Using Parametric Optimisation, Mathematical and Computational Applications, Cilt. 16, s. 148-158. DOI: 10.3390/mca16010148
- [4] Prado, M., Cunha, H. R., Neto, C. A., Costa, A., D'Elboux E. J., 2016. Bus Handling Validation and Analysis Using ADAMS/Car, International Mobility Technology Conference and Exhibit. 19 Kasım, Detroit, 357-369.
- [5] Gögen, E., Sert, E. Tutu, G. 2017. Aracın Yalpa Katakteristiğinin Taşıt Dinamiğine Olan Etkisinin Analitik ve Nümerik Yöntemlerle İncelenmesi, Mühendis ve Makina, Cilt. 58, s. 49-61.
- [6] Bastow, D. 1990. Car Suspension and Handling, Pentech Press, London, 299s.
- [7] Mitschke, M. 1972. Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer Verlag, Berlin, 529s.
- [8] Heißing, B. Ersoy, M. 2011. Chassis Handbook, Vieweg + Teubner Verlag, Berlin, 591s.
- [9] Iclodean, C., Cordos, N., Varga, O.B. 2020. Autonomous Shuttle Bus for Public Transportation: A Review, Energies, Cilt. 13, s. 1-45. 2917. DOI: 10.3390/en13112917
- [10] International Organization for Standardization. 2011. ISO-14792: Road Vehicles – Heavy Commercial Vehicles and Buses – Steady State Circular Tests, Second Edition 2011-03-15, Geneva.
- [11] Pauwelussen, P.J. 2014. Essentials of Vehicle Dynamics. Butterworth-Heinemann Publications Elsevier Ltd., Waltham, 320s.
- [12] ADAMS (Automated Dynamics Analysis of Multibody Systems) manual version 15, 2015. MSC.
- [13] Gillespie, D.T. 1992. Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineering International, Warrendale, 519s.
- [14] Matschinsky W. 2007. Radführungen der Straßenfahrzeuge, Springer-Verlag, Berlin - Heidelberg - New York, 454s.
- [15] Continental Luftfederbälge: Lastregelbare Federelemente für Kraftfahrzeuge, Schienenfahrzeuge und stationäre Maschinen, Continental Gummi-Werke Aktiengesellschaft, Hannover.
- [16] Blundell, M., Harty, D., 2004. The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics, Elsevier Butterworth-Heinemann, Burlington, 518.
- [17] Robert Bosch GmbH. 2018. Bosch Automotive Handbook, Society of Automotive Engineers, 10th Edition.
- [18] Czaja, I., Hijawi, M. 2004. Automotive Stabilizer Bar System Design and Reliability, SAE 2004 World Congress & Exhibition, 8-11 Mart, Detroit, 2004-01-1550. DOI: doi.org/10.4271/2004-01-1550
- [19] Çalışkan, K., Ünlüsoy, Y.S., Dağ, S. 2004. Otomobil Denge Çubuğu İçin Otomatik Tasarım Analizi, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 21-23 Haziran, Bursa, 205-212.

Simgeler	Açıklama
ÇCS	Çoklu Cisim Sistemleri
VDÇ	Viraj Denge Çubuğu
Δh	Yalpa eksenini taşıt kütle merkezi arası dikey mesafe
Δh_F	Ön süspansiyon yalpa merkezi ile taşıt kütle merkezi arası dikey mesafe
Δh_R	Arka süspansiyon yalpa merkezi ile taşıt kütle merkezi arası dikey mesafe
F_C	Santrifüj kuvveti
ϕ, ϕ_F, ϕ_R	Taşıt yalpa açısı, Ön aks bölgesi yalpa açısı, Arka aks bölgesi yalpa açısı
M_ϕ	Taşıt gövdesi yalpa momenti
g	Yer çekimi ivmesi
h_{CG}	Taşıt ağırlık merkezinin yerden dikey mesafesi
m_{CG}	Taşıt kütlesi
C_{Ftor}, C_{Rtor}	Ön ve arka süspansiyon yalpa katlıkları
S_{SF}, S_{SR}	Ön ve arka süspansiyon yaylarının yanıl açılıkları
C_{BF}, C_{BR}	Ön ve arka süspansiyon yay katlıkları
$f_{s,SF}, f_{s,SR}$	Ön ve arka süspansiyon yaylarının yalpa etkisi ile düşey yönlü elastik deformasyonu,
$C_{stab,F}, C_{stab,R}$	Ön ve arka süspansiyon VDÇ katlıkları
$C_{VDÇ}$	VDÇ burulma yayı katılığı
m_F, m_R	Ön ve arka süspansiyonlarının yaylandırılmış kütlesi
a_y	Yanal ivme

f_{Ride,R}/f_{Ride,F}	Arka süspansiyon sürüş frekansının ön süspansiyon sürüş frekansına oranı
G	Kayma modülü
d	VDÇ Çapı
L	VDÇ burulma uzunluğu
ARB	Anti-roll bar
ECAS	Electronically Controlled Air Suspension
IMU	Inertial Measurement Unit
ISO	International Standard Organization
MBS	Multibody Systems
