

## Araştırma Makalesi

**Demiryolu araçlarında amortisör arızalarının sürüş konforu üzerindeki etkilerinin incelenmesi**Haluk YILMAZ<sup>1,\*</sup>, İbrahim KOCABAŞ<sup>2</sup><sup>1,2</sup>Ulaştırma Meslek Yüksekokulu, Eskişehir Teknik Üniversitesi, Eskişehir, Türkiye\*Correspondence: [halukyilmaz@eskisehir.edu.tr](mailto:halukyilmaz@eskisehir.edu.tr)

DOI: 10.51513/jitsa.1191605

**Özet:** Bu çalışmada iki boji ve sekiz dingile sahip bir raylı sistem aracının dikey yöndeki dinamik karakteri incelenmiştir. Birincil ve ikincil süspansiyon sistemlerinde yer alan viskoz damperlerin ayrı ayrı arıza durumları dikkate alınmıştır. Her bir arıza durumunda araç gövdesinde meydana gelen frekans cevapları incelenerek sürüş konforu ve seyir güvenliği açısından değerlendirmeler yapılmıştır. Raylı sistem aracının 60 km/s sabit seyir hızı dikkate alınarak 10 mm derinliğinde lokal bir ray çökmesi üzerindeki dinamik tepkileri incelenmiştir. Araç gövdesinin 10 serbestlik dereceli dinamik modeli oluşturulmuştur. Elde edilen denklemler Simulink paket programında blok diyagramları oluşturularak Runge-Kutta (Ode45) tekniği ile nümerik olarak çözülmüştür. Araç gövdesinin dikey ve açısall yöndeki frekans cevapları alınarak ivme değerleri hesaplanmıştır. Benzer şekilde spektral güç yoğunluğu fonksiyonları da elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlarda damper arızalarının sürüş konforunu bozucu etkiler ortaya çıkardığı tespit edilmiştir. Boji 1 ve 2'nin birinci damper arızaları titreşim genliklerini arttırdığından dolayı kritik olarak değerlendirilmiştir. Birincil süspansiyon sistemindeki damper arızalarının kritik olduğu ve ikincil süspansiyon sistemindekilerinin ise sürüş konforunu önemli ölçüde değiştirmedikleri sonucuna varılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Araç dinamiği, titreşim, süspansiyon sistemi, sürüş konforu, ray düzensizliği

**Influence of damper failures of a railway vehicle on the ride comfort**

**Abstract:** In this study, the vertical dynamic behavior of a rail vehicle with two bogies and eight axles was investigated. Individual failure scenarios of viscous dampers in primary and secondary suspension systems are simulated. Frequency responses of the vehicle body in case of each failure scenario were examined and evaluations were made in terms of ride comfort and cruise safety. Dynamic responses of the rail vehicle on a local rail irregularity of 10 mm in depth, considering a constant travel speed of 60 km/h, were investigated. A dynamic model of the vehicle body with 10 degrees of freedom was created. The resulting equations were solved numerically through Runge-Kutta (Ode45) technique by constructing a block diagram in the Simulink package program. The acceleration values were calculated utilizing the frequency responses of the vehicle body in the vertical and angular directions. Similarly, power spectral density (PSD) functions were obtained. From the results obtained, it has been determined that viscous damper failures cause adverse effects on ride comfort. The first damper failures of bogies 1 and 2 were considered critical due to increasing vibration amplitudes. It has been concluded that the damper failures in the primary suspension system are critical and those in the secondary suspension system do not significantly change the ride comfort.

**Keywords:** Vehicle dynamics, vibration, suspension system, ride comfort, rail irregularity

## 1. Giriş

Demiryolu taşımacılığı düşük karbon emisyonu, yüksek yolcu ve yük kapasitesi ve yüksek hız gibi önemli avantajlara sahip olmasından dolayı günümüzde yaygın olarak kullanılan taşıma modlarının başında gelmektedir. Buna rağmen; teker ray etkileşimi, süspansiyon sistemi arızaları ve yol altyapı kusurları gibi faktörlerin ortaya çıkarabileceği geometrik hat düzensizlikleri istenmeyen titreşimlere yol açarak yolcu konforu ve sürüş güvenliği üzerinde olumsuz etkiler ortaya çıkarmaktadır. İlâveten, bu titreşimlerden ortaya çıkan gürültü ve seslerin yolcuların psikolojik sağlığı üzerinde olumsuz etkiler bıraktığı tespit edilmiştir (Lei vd., 2020). Bu titreşimler genellikle süspansiyon sistemi, ray olukları, genel palet dalgalanmaları, tekerlek düzlükleri, tekerlek yüzeyi düzensizlikleri ve çeşitli karmaşık rastgele faktörlerden kaynaklanan düzensiz tekerlek ve ray profilleri gibi faktörlere bağlı olarak ortaya çıkmaktadır (Shenk vd., 2004, Tao vd., 2019). Özellikle, süspansiyon sistemleri sürüş dinamiği ve konforu üzerinde anahtar bir bileşendir ve optimum şartlarda çalışması demiryolu aracının sürüş stabilitesini iyileştirir ve taşınan yolcu/yük entegrasyonunu sağlaması açısından önemlidir (Yang vd. 2015). Dolayısıyla süspansiyon sistemi elemanlarının optimizasyonu için birçok çalışma yapılmıştır. Hao vd., (2006) bir yolcu treninin dikey süspansiyon sistemi elemanlarını değerlendirme fonksiyonu metodu kullanarak optimize etmiştir. Benzer şekilde Nejlaoui vd., (2013) düşük yarıçaplı kurp üzerinde çeyrek araç modeli kullanarak süspansiyon sistemi parametrelerinin optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Bunların yanında Thoresson vd., (2009) Genetik Algoritma ve Monte Carlo simülasyonu metotlarını birleştirerek hem süspansiyon sistemi bileşenlerini hem de dinamik analiz verimliliğini optimum hale getirmeye çalışmıştır.

Sürüş konforu ve seyir güvenliğini etkileyen diğer önemli parametrelerden biri de ray düzensizlikleridir. Özellikle yüksek hızlı demiryolu araçlarında ray düzensizlikleri aracın dinamik karakteri üzerinde önemli bir etkiye sahiptir (Youcef vd., 2012). Bu sebeple süspansiyon sisteminin dinamik davranışları incelenirken ray düzensizlikleri de genellikle dikkate alınmaktadır. Ray düzensizlikleri analitik modellerde genellikle sinüs dalgası olarak modellenmektedir. Ancak numerik çözümlerde rastgele veya düzensiz modeller kullanılması mümkün hale gelmektedir. Raylı sistem araçlarında süspansiyon sistemlerinin dinamik davranışlarında ray düzensizliklerinin etkilerini araştıran önemli çalışmalar mevcuttur. Örneğin, rastgele düzensizlikler güç spektral yoğunluğu (PSD) fonksiyonları ile istatistiksel olarak karakterize edilebilmektedir (Au vd. 2002, Majka vd., 2009). Bu sayede rastgele düzensizlikler farklı frekanslarda trigonometrik fonksiyonların toplamları şeklinde ifade edilerek analitik çözümler mümkün hale gelmektedir. Birçok farklı faktöre bağlı olarak çok çeşitli ray düzensizlikleri olmasına karşın, Xu vd., (2017) bunların arasından hat ondülasyonlarının geniş frekans aralığına sahip önemli bir titreşim kaynağı olduğunu belirtmişlerdir. Bunların yanı sıra lokal ray çökmeleri sıklıkla karşılaşılan ray düzensizlikleri arasında yer almaktadır. Bu tipteki düzensizlikler seyir halindeki demiryolu aracında basamak fonksiyonu girdisi olarak titreşim kaynağı oluşturmaktadır. Etki süresi çok kısa olmasına karşın tekerleklere aracın seyir hızına bağlı olarak farklı zaman dilimlerinde etki etmektedir ve aracın dinamik karakteri üzerinde kompleks titreşim cevapları meydana getirmektedir (Zboinski ve Golofit-Stawinska, 2022).

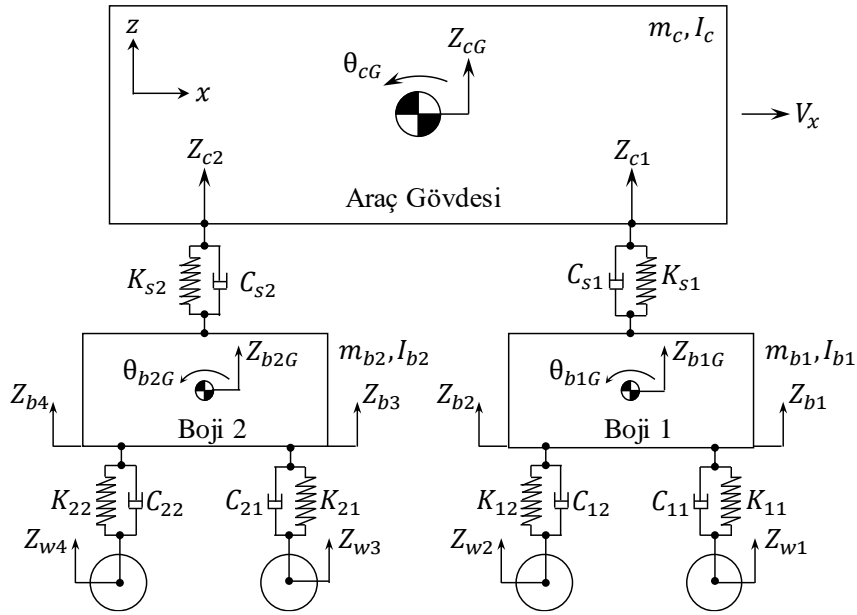
Demiryolu yolcu araçlarında iki kademeli süspansiyon sistemi mevcuttur. Bunlardan birisi boji ile tekerlek seti arasında diğeri ise boji ile araç gövdesi arasında konumlanmaktadır. Dolayısıyla süspansiyon sistemlerinde yer alan yay ve damper sabitleri aracın dinamik karakterini büyük ölçüde belirlemektedir. Süspansiyon sistemi bileşenleri hem üretim toleranslarından ötürü hem de servis sırasında zamanla belirli oranlarda değişmektedir. Yang vd., (2014) tarafından yapılan bir araştırmada süspansiyon sistemi bileşenlerinin toleransları incelenmiş olup yolcu konforu ve seyir güvenliği üzerinde önemli bir role sahip olduğu vurgulanmıştır.

Bu çalışmada, servis sırasında birincil veya ikincil süspansiyon sisteminin herhangi bir bileşeninde meydana gelebilecek bir arızanın yolcu konforu ve seyir güvenliği üzerindeki etkilerinin incelenmesi amaçlanmaktadır. Çalışmada dört adet dingile sahip bir yolcu vagonunun dikey dinamik tepkisi ele alınmıştır. Belirli bir seyir hızında lokal çökme şeklinde ortaya çıkan bir ray düzensizliğinin yolcu konforu ve aracın dinamik karakteri üzerinde ortaya çıkaracağı etkilerin araştırılması hedeflenmektedir. Ulaşılabilir literatürde süspansiyon sistemi arızaları ile ilgili çalışmalara çok fazla yer verilmediği anlaşılmaktadır. Genellikle ray ve tekerlek düzensizliklerinin ortaya çıkardığı dinamik tepkiler, sürüş konforu ve seyir güvenliği üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada ise lokal bir ray düzensizliği

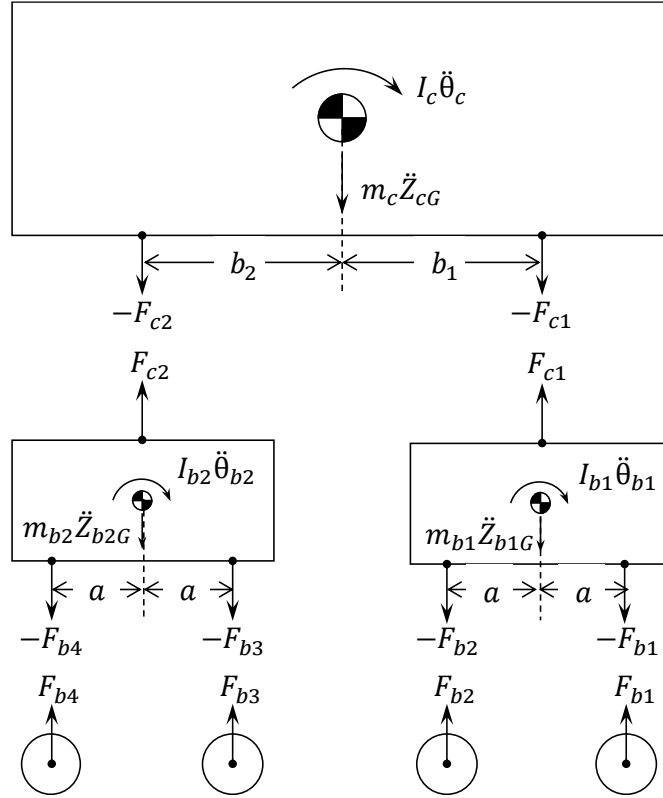
referans alınarak süspansiyon sistemi ekipmanlarında ortaya çıkabilecek bir arızanın aracın yolcu konforu üzerinde meydana getireceği etkilerin değerlendirilmesi hedeflenmektedir. Bu yönüyle yapılan çalışmanın mevcut literatüre önemli bir katkı sağlayacağı öngörülmektedir.

## 2. Malzeme metot

Çalışmada iki adet bojiye ve dört adet dingile sahip bir yolcu vagonu incelenmektedir. Trenin dikey yöndeki dinamik modeli kütle, yay ve damper sistemleri ile modellenmektedir. Şekil 1’de incelenen yolcu vagonunun ve bileşenlerinin kinematik diyagramı verilmiştir. Trenin sabit seyir hızı  $V_x$  olarak ifade edilmekte olup 60 km/s olarak alınmıştır. Yolcu treni araç gövdesi, Boji 1 ve Boji 2 olmak üzere iki adet boji, dört adet tekerlek seti ve süspansiyon sistemi elemanları olan yay ve damperlerden oluşmaktadır. Şekil 2’de ise süspansiyon sistemi elemanlarından ötürü meydana gelen bağ kuvvetleri, atalet kuvvetleri ve momentleri kinetik diyagram olarak verilmiştir.



Şekil 1. Yolcu vagonunun dikey yönde 10 serbestlik dereceli dinamik modeli.



Şekil 2. Raylı sistem aracı bileşenlerinin etkileşim kuvvetleri.

Araç gövdesinin kütlesi  $m_c$ , kütsel atalet momentini  $I_c$ , ağırlık merkezinin dikey deplasmanı  $Z_{cG}$  ve ağırlık merkezi etrafında dönme hareketi  $\theta_{cG}$  olarak ifade edilmiştir. Benzer şekilde Boji 1 ve 2'nin kütleleri  $m_{b1}, m_{b2}$ , kütsel atalet momentleri  $I_{b1}, I_{b2}$ , dikey deplasmanları  $Z_{b1G}, Z_{b2G}$  ve açısal hareketleri ise  $\theta_{b1G}, \theta_{b2G}$  olarak ifade edilmiştir. Bojilere bağlı olan dört adet tekerlek seti vardır ve bunların ray ile sürekli olarak temasını koruduğu varsayılmaktadır. Lokal bir ray çökmesi durumunda tekerlek setleri aracın seyir hızına bağlı olarak belirli aralıklarla dikey yönde deplasmanlara maruz kalacaktır. Bu durumda her bir tekerlek setinin dikey yönlü deplasmanı  $Z_{w1}, Z_{w2}, Z_{w3}, Z_{w4}$  olarak zamana bağlı bir basamak girişi şeklinde ifade edilmiştir. Burada tekerlek setleri ile bojiler Şekil 1'de gösterildiği gibi birincil süspansiyon sistemi ile bağlanmaktadır. Benzer şekilde boji ile araç gövdesi ise ikincil süspansiyon sistemi ile bağlanmaktadır. Dolayısıyla ray düzensizliği sebebiyle ortaya çıkan dikey yönlü deplasmanlar birincil ve ikincil süspansiyon sistemi elemanları olan yay ve damperler vasıtasıyla araç bileşenlerine iletilecektir. Araç süspansiyon sisteminde yer alan yayların rijitliğinin sabit olduğu (deformasyona göre değişmediği) ve damperlerin viskoz damper özelliği taşıdığı varsayılmıştır. Bunun yanında aracın dikey yönlü dinamik karakteri incelenmektedir.

Sistemin dinamik modelini oluşturmak için bojiler ve araç gövdesi için ayrı ayrı dinamik denge denklemlerinin yazılması gerekmektedir. Bu işlem için Newton'un ikinci hareket yasası kullanılmaktadır. Katı bir cisim için dönme ve öteleme durumunda dinamik denge eşitlikleri Denklem 1 ve 2'deki gibi yazılmaktadır.

$$\sum \vec{M} = I\vec{\ddot{\theta}}$$

$$\sum \vec{F} = m\vec{a}$$

Burada;  $M$  dönme momentini,  $F$  sisteme etki eden dış kuvvetler,  $I$  atalet momentini,  $m$  kütle ve  $a$  doğrusal ivme olarak ifade edilmektedir.

Boji 1 ile tekerlek seti 1 ve 2 arasındaki etkileşim kuvvetleri Şekil 2'de gösterilmiştir. Boji 1'in dinamik denge denklemleri ise Denklem 3 ve 4'te verildiği gibi yazılmaktadır.

$$-F_{c1} - F_{b2} - F_{b1} = m_{b1}\ddot{Z}_{b1G}$$

$$F_{b2}a - F_{b1}a = I_{b1}\ddot{\theta}_{b1}$$

Dış kuvvetler  $F_{b1}$ ,  $F_{b2}$  ve  $F_{c1}$  süspansiyon sistemi elemanlarının deplasmanın ortaya çıkan etkileşim kuvvetleri olup Denklem 5, 6 ve 7'deki gibi yazılır.

$$F_{b1} = K_{11}(Z_{b1} - Z_{w1}) + C_{11}(\dot{Z}_{b1} - \dot{Z}_{w1})$$

$$F_{b2} = K_{12}(Z_{b2} - Z_{w2}) + C_{12}(\dot{Z}_{b2} - \dot{Z}_{w2})$$

$$F_{c1} = K_{s1}(Z_{c1} - Z_{b1G}) + C_{s1}(\dot{Z}_{c1} - \dot{Z}_{b1G})$$

Burada;  $K_{11}$  ve  $K_{12}$  sırasıyla tekerlek seti 1 ve 2 ile Boji 1 arasındaki yay sabitlerini,  $C_{11}$  ve  $C_{12}$  sırasıyla tekerlek seti 1, 2 ile Boji 1 arasındaki damper katsayılarını ve  $K_{s1}$  ve  $C_{s1}$  sırasıyla Boji 1 ile araç gövdesi arasındaki yay ve damper sabitlerini ifade etmektedir.

Denklem 5, 6 ve 7 verilen dış kuvvet ifadeleri Denklem 3 ve 4 ile birleştirilirse Boji 1 için aşağıdaki dinamik denge denklemleri elde edilmiş olacaktır.

$$K_{s1}(Z_{c1} - Z_{b1G}) + C_{s1}(\dot{Z}_{c1} - \dot{Z}_{b1G}) - K_{12}(Z_{b2} - Z_{w2}) - C_{12}(\dot{Z}_{b2} - \dot{Z}_{w2}) - K_{11}(Z_{b1} - Z_{w1}) - C_{11}(\dot{Z}_{b1} - \dot{Z}_{w1}) = m_{b1}\ddot{Z}_{b1G}$$

$$K_{12}(Z_{b2} - Z_{w2}) + C_{12}(\dot{Z}_{b2} - \dot{Z}_{w2}) - K_{11}(Z_{b1} - Z_{w1}) - C_{11}(\dot{Z}_{b1} - \dot{Z}_{w1}) = \frac{I_{b1}}{a}\ddot{\theta}_{b1}$$

Tekerlek setlerinin bağlantı noktaları ile bojilerin ağırlık merkezleri arasında yatay yönde  $a$  uzunluğunda bir mesafe mevcuttur. Dolayısıyla bağlantı noktalarının hareketi ile bojilerinin ağırlık merkezlerinin dikey yönlü hareketleri eşit değildir. Bu durumda rijit cisim yaklaşımı göz önünde tutularak aşağıda verilen kinematik eşitlikler yazılabilir.

$$Z_{b1} = Z_{b1G} + a\theta_{b1}, \quad Z_{b2} = Z_{b1G} - a\theta_{b1}$$

$$\dot{Z}_{b1} = \dot{Z}_{b1G} + a\dot{\theta}_{b1}, \quad \dot{Z}_{b2} = \dot{Z}_{b1G} - a\dot{\theta}_{b1}$$

Burada;  $Z_{b1}$  ve  $Z_{b2}$  sırasıyla tekerlek seti 1 ve 2 için birincil süspansiyon sistemi elemanlarının bağlantı noktalarındaki deplasmanları ifade etmektedir.

Boji 2 ile tekerlek seti 3 ve 4 arasındaki etkileşim kuvvetleri Şekil 2'de gösterilmiştir. Boji 2'in dinamik denge denklemleri ise Denklem 12 ve 13'te verildiği gibi yazılmaktadır.

$$-F_{c2} - F_{b4} - F_{b3} = m_{b2}\ddot{Z}_{b2G}$$

$$F_{b4}a - F_{b3}a = I_{b2}\ddot{\theta}_{b2}$$

Dış kuvvetler  $F_{b3}$ ,  $F_{b4}$  ve  $F_{c2}$  süspansiyon sistemi elemanlarının deplasmanın ortaya çıkan etkileşim kuvvetleri olup Denklem 14, 15 ve 16'daki gibi yazılır.

$$F_{b3} = K_{21}(Z_{b3} - Z_{w3}) + C_{21}(\dot{Z}_{b3} - \dot{Z}_{w3})$$

$$F_{b4} = K_{22}(Z_{b4} - Z_{w4}) + C_{22}(\dot{Z}_{b4} - \dot{Z}_{w4})$$

$$F_{c2} = K_{s2}(Z_{c2} - Z_{b2G}) + C_{s2}(\dot{Z}_{c2} - \dot{Z}_{b2G})$$

Burada;  $K_{21}$  ve  $K_{22}$  sırasıyla tekerlek seti 3 ve 4 ile Boji 2 arasındaki yay sabitlerini,  $C_{21}$  ve  $C_{22}$  sırasıyla tekerlek seti 3, 4 ile Boji 2 arasındaki damper katsayılarını ve  $K_{s2}$  ve  $C_{s2}$  sırasıyla Boji 2 ile araç gövdesi arasındaki yay ve damper sabitlerini ifade etmektedir.

Boji 2 için ise dinamik denklemler aşağıdaki gibi yazılır.

$$K_{s2}(Z_{c2} - Z_{b2G}) + C_{s2}(\dot{Z}_{c2} - \dot{Z}_{b2G}) - K_{22}(Z_{b4} - Z_{w4}) - C_{22}(\dot{Z}_{b4} - \dot{Z}_{w4}) - K_{21}(Z_{b3} - Z_{w3}) - C_{21}(\dot{Z}_{b3} - \dot{Z}_{w3}) = m_{b2}\ddot{Z}_{b2G}$$

$$K_{22}(Z_{b4} - Z_{w4}) + C_{22}(\dot{Z}_{b4} - \dot{Z}_{w4}) - K_{21}(Z_{b3} - Z_{w3}) - C_{21}(\dot{Z}_{b3} - \dot{Z}_{w3}) = \frac{I_{b2}}{a}\ddot{\theta}_{b2}$$

Süspansiyon sistemi elemanlarının bağlantı noktaları dikkate alındığında, kinematik eşitlikler aşağıdaki gibi yazılır.

$$Z_{b3} = Z_{b2G} + a\theta_{b2}, \quad Z_{b4} = Z_{b2G} - a\theta_{b2}$$

$$\dot{Z}_{b3} = \dot{Z}_{b2G} + a\dot{\theta}_{b2}, \quad \dot{Z}_{b4} = \dot{Z}_{b2G} - a\dot{\theta}_{b2}$$

Araç gövdesi için öteleme ve dönme yönündeki dinamik denge denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$-F_{c2} - F_{c1} = m_c\ddot{Z}_{cG}$$

$$F_{c2}b_2 - F_{c1}b_1 = I_c\ddot{\theta}_{cG}$$

Yukarıda verilen eşitliklerde elde edilen etkileşim kuvvetleri dinamik denge denkleminde yerine yazılırsa araç gövdesi için aşağıdaki dinamik denge denklemleri elde edilir.

$$-K_{s2}(Z_{c2} - Z_{b2G}) - C_{s2}(\dot{Z}_{c2} - \dot{Z}_{b2G}) - K_{s1}(Z_{c1} - Z_{b1G}) - C_{s1}(\dot{Z}_{c1} - \dot{Z}_{b1G}) = m_c\ddot{Z}_{cG}$$

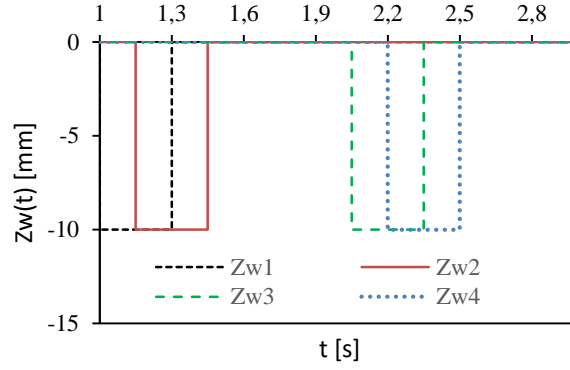
$$K_{s2}(Z_{c2} - Z_{b2G}) + C_{s2}(\dot{Z}_{c2} - \dot{Z}_{b2G}) - K_{s1}(Z_{c1} - Z_{b1G}) - C_{s1}(\dot{Z}_{c1} - \dot{Z}_{b1G}) = \frac{I_c}{b}\ddot{\theta}_c$$

Araç gövdesi için kinematik eşitlikler;

$$Z_{c1} = Z_{cG} + b\theta_c, \quad Z_{c2} = Z_{cG} - b\theta_c$$

$$\dot{Z}_{c1} = \dot{Z}_{cG} + b\dot{\theta}_c, \quad \dot{Z}_{c2} = \dot{Z}_{cG} - b\dot{\theta}_c$$

Verilen araç için toplam altı tane dinamik denge denklemi oluşturulmuştur. Bunlar Boji 1 ve 2 ile araç gövdesinin dikey yönlü doğrusal hareketleri ile ağırlık merkezi etrafındaki dairesel hareketleridir. Dolayısıyla, 10 serbestlik dereceli bir sistem için 4 adet daha denkleme daha ihtiyaç vardır. Bunlar; dört adet tekerlek setinin ray ile olan etkileşimlerinden ortaya çıkmaktadır. Şekil 3'te tekerlek setlerinin zamana göre aşağı yönlü deplasmanları verilmiştir. Ray üzerinde 10 mm derinliğinde bir çökme olduğu varsayılmış ve aracın seyir hızına göre ( $V_x = 60$  km/saat) her bir tekerlek setinin hangi zaman aralığında lokal ray düzensizliği olan hat kısmında olacağı hesaplanmıştır. Elde edilen deplasman-zaman fonksiyonları  $Z_{w1}, w2, w3, w4$  basamak girişi olarak dinamik denge denklemlerine dahil edilmiştir.



**Şekil 3.** Tekerlek setlerinin dikey yönlü deplasman-zaman diyagramı.

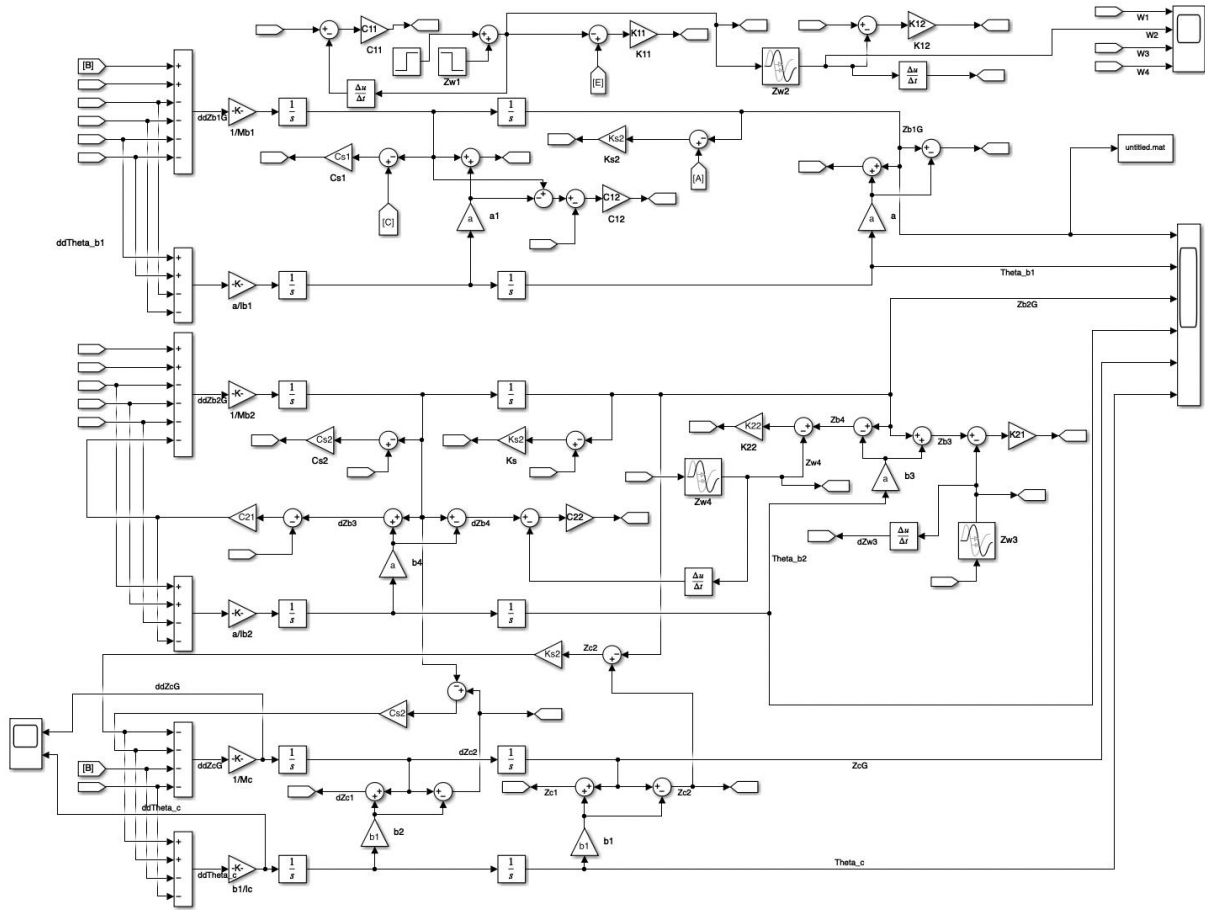
İncelenen raylı sistem aracının nominal parametreleri Tablo 1’de verilmiştir. Burada verilen değerler herhangi bir süspansiyon sistemi arızasının olmadığı durumu göstermektedir.

**Tablo 1.** Raylı sistem aracının nominal parametreleri (Youcef vd., 2012).

| Parametre                           | Değer                         |
|-------------------------------------|-------------------------------|
| $m_c$                               | <b>41.75 ton</b>              |
| $m_{b1} = m_{b2}$                   | <b>3.04 ton</b>               |
| $I_c$                               | <b>2086 ton m<sup>2</sup></b> |
| $I_{b1} = I_{b2}$                   | <b>3.93 ton m<sup>2</sup></b> |
| $K_{11} = K_{12} = K_{21} = K_{22}$ | <b>530 kN/m</b>               |
| $K_{s1} = K_{s2}$                   | <b>1180 kN/m</b>              |
| $C_{11} = C_{12} = C_{21} = C_{22}$ | <b>90.2 kN s/m</b>            |
| $C_{s1} = C_{s2}$                   | <b>39.2 kN s/m</b>            |
| $b_1 + b_2$                         | <b>17.5 m</b>                 |
| $a$                                 | <b>1.25 m</b>                 |
| $m_c$                               | <b>41.75 ton</b>              |

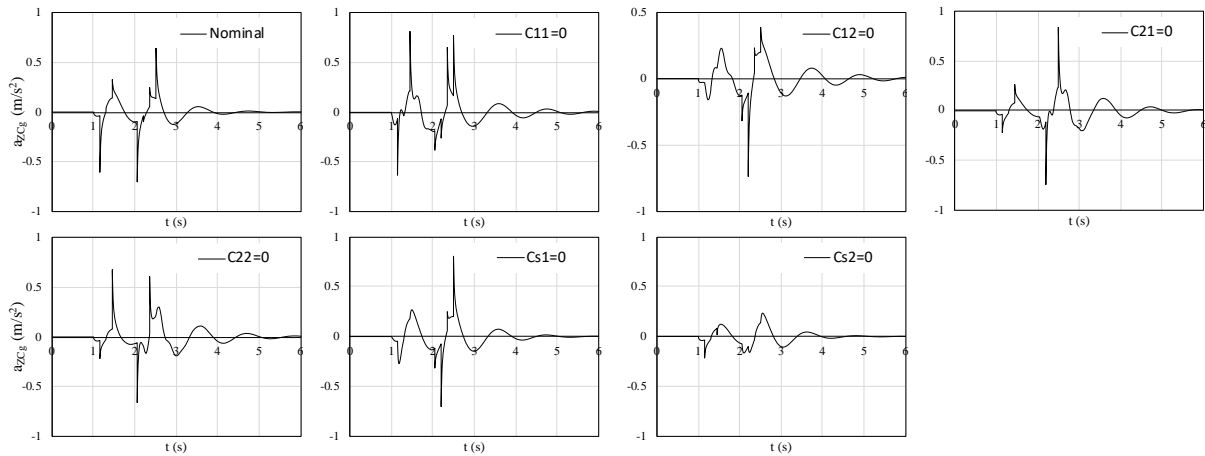
### 3. Bulgular ve değerlendirme

Önceki bölümde araç gövdesi için elde edilen dinamik denge denklemleri dördüncü Runge-Kutta (Ode45) metodu kullanılarak nümerik olarak çözülmüştür. Çözüm için Simulink paket programı kullanılmıştır. Şekil 4’te araç gövdesinin dikey dinamik modeli Simulink blokları kullanılarak elde edilmiştir.



Şekil 4. Araç gövdesinin dikey yöndeki dinamiği için oluşturulan Simulink blok diyagramı.

Yolcu vagonunda birincil ve ikincil süspansiyon sisteminde yer alan damperlerin ayrı ayrı servis dışı kalmalarının aracın dinamik karakteri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Araç gövdesinin dikey yönde ivme değişimleri (z-ekseni) Şekil 5'te verilmiştir. Arızalı damper durumunu test etmek için ilgili damperin sönümlenme sabiti sıfır olarak alınmıştır.



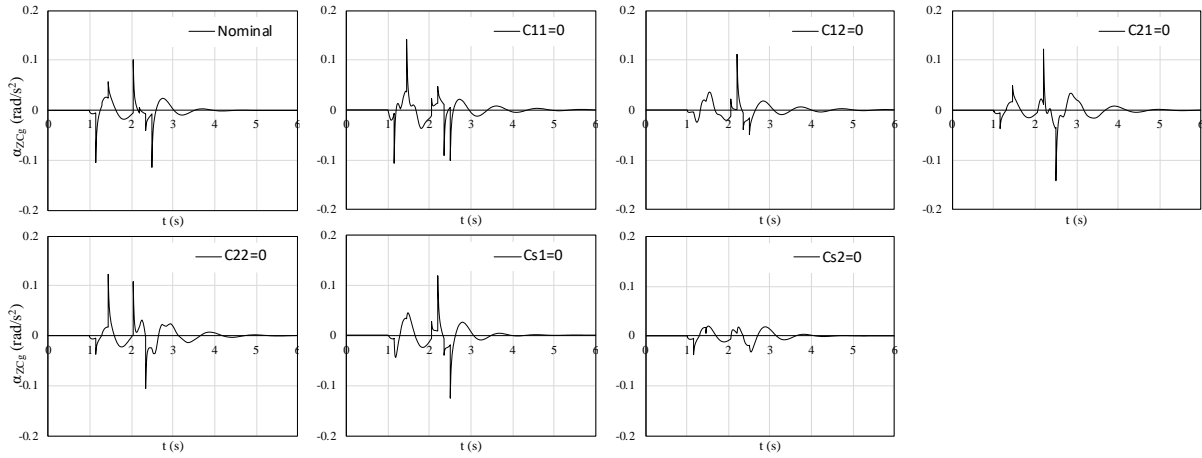
Şekil 5. Farklı damper arızaları için araç gövdesinin z-eksenindeki dikey ivme değişimleri.

Nominal ivme grafiği bütün süspansiyon sisteminin sorunsuz çalıştığı durumu göstermektedir. Nominal durum ile diğer damper arızası olan durumlar karşılaştırıldığında titreşim cevaplarında önemli farklılıklar olduğu tespit edilmiştir. Ancak ivme genlikleri bütün durumlar için yaklaşık olarak  $0.7 \text{ m/s}^2$  genlik değeri etrafında değişmektedir. Burada, en önemli değişim  $C_{s2}=0$  olduğunda tespit edilmiştir. Dikey ivme genlikleri  $0.25 \text{ m/s}^2$  değerinin altında kalarak yolcu konforu açısından avantaj sağlamıştır. Benzer şekilde bütün arıza durumları için sönümlenme süresi 4 s seviyesinde kalırken ikincil süspansiyon



sisteminde meydana gelen arızalarda bu sürenin 3 s'nin altına düştüğü gözlemlenmiştir. Süspansiyon sistemi dikey ivme değişimi açısından incelendiğinde, birincil süspansiyon sisteminde oluşacak bir damper arızasının yolcu konforunu önemli ölçüde değiştirmedeği görülmüştür. Ancak ikincil süspansiyon sisteminde meydana gelecek arızaların kritik olduğu tespit edilmiştir.

Dikey ivme değerlerinin yanı sıra açısıl yöndeki ivme değişimlerinin de sürüş konforu ve seyir güvenliği açısından değerlendirilmesi gerekmektedir. Şekil 6'da birincil ve ikincil süspansiyon sisteminde yer alan damper arızalarının araç gövdesinde meydana getirdiği açısıl ivme değişimleri verilmiştir. Açısıl ivme değişimleri de titreşim cevabı olarak Şekil 5'te verilen trendlere benzer bir karakter sergilemektedir. Ancak genlik ve ivme yönleri değişmektedir. Nominal durum ile kıyaslandığında damper arızaları açısıl ivme üzerinde daha etkin biçimde ortaya çıkmaktadır. Örneğin,  $C_{11}=0$  ve  $C_{21}=0$  durumlarında  $\alpha_{ZcG}$  değerleri  $0.1 \text{ rad/s}^2$  limitlerini aşmaktadır. İlave olarak, sönümleme sürelerinde yaklaşık 1 s seviyesinde gecikmeler oluşmaktadır. Yolcu konforu açısından düşünüldüğünde sadece  $C_{s2}$  damper arızası pozitif bir etki yapmış olsa da (maksimum  $\alpha_{ZcG} = 0.25 \text{ rad/s}^2$ ) damper arızaları birincil süspansiyon sisteminde ivme genliklerini artırdığı için seyir güvenliğini olumsuz etkilemiştir (Şekil 6'da gösterilmektedir).



Şekil 6. Farklı damper arızaları için araç gövdesinin açısıl ivme değişimleri.

Sürüş konforunu değerlendirmede açısıl ve dikey ivme değerleri önemli bir etkiye sahiptir ancak farklı parametrelerin de sürüş konforu açısından değerlendirilmesi gerekmektedir. Bunlardan biri de yolcu üzerine gelen ivmelerin frekanslarıdır. GB/T 5599-1985 standardına dayanarak yolcu konforu için Sperling indeksi  $W$  aşağıdaki denkleme göre hesaplanmaktadır (Yang vd., 2015).

$$W = 0.896 \sqrt[10]{\frac{a^3}{f} F(f)}$$

Burada;  $a \text{ cm/s}^2$  cinsinden araç gövdesinin dikey ivmesini,  $f \text{ (Hz)}$  dikey ivmenin frekansını ve  $F(f)$  ise titreşim frekansının düzeltme faktörünü ifade etmektedir.

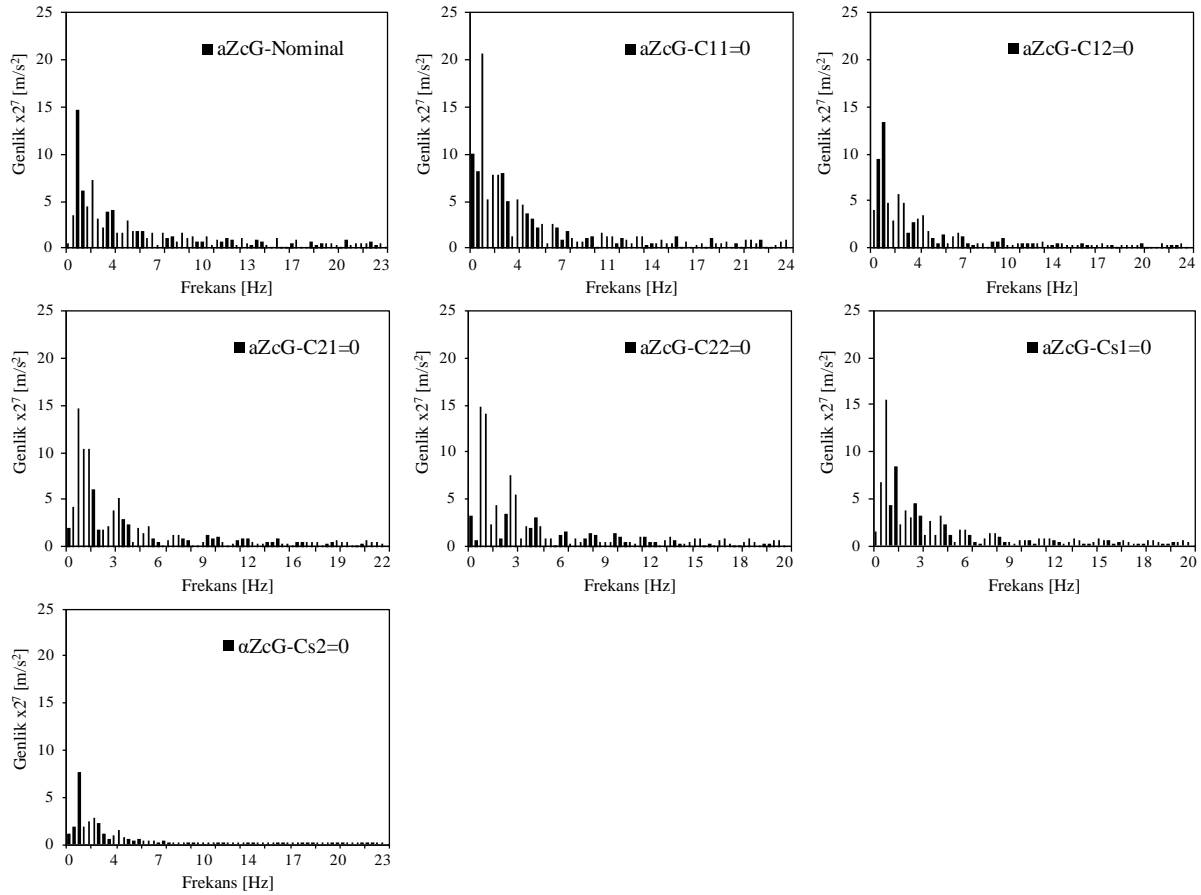
$a_{ZcG}(t)$  ve  $\alpha_{ZcG}(t)$  dikey ve açısıl ivme fonksiyonlarına Fourier transformasyonu uygulanarak spektral güç yoğunluğu denklemleri elde edilmiştir. Fourier transformasyonu için aşağıda verilen denklemler kullanılmıştır.

$$a(f) = \sum_0^{N-1} a_n e^{\frac{-2\pi kn}{N}} = \sum_0^{N-1} a_n \left[ \cos\left(\frac{2\pi}{N} kn\right) - i \sin\left(\frac{2\pi}{N} kn\right) \right]$$

Burada;  $a(f)$  spektral güç yoğunluğu fonksiyonu,  $N$  ivme fonksiyonu örneklem sayısı,  $k \in [0, N-1]$  ve  $a_n$  ise  $n$ . adımdaki ivme değeridir. Bu çalışmada  $N=128$  için güç yoğunluğu fonksiyonları hesaplanmıştır.

$a_{ZcG}$  ve  $\alpha_{ZcG}$  fonksiyonlarının farklı damper arızaları durumunda ortaya çıkan frekans spektrumları sırasıyla Şekil 7 ve 8'de verilmiştir. Şekil 7 ve 8 incelendiğinde dikey ve açısıl ivmeler 0 ile 24 Hz frekans aralığında salınım yapmaktadır. Ancak yolcu konforu değerlendirmesi için yüksek genliğe sahip

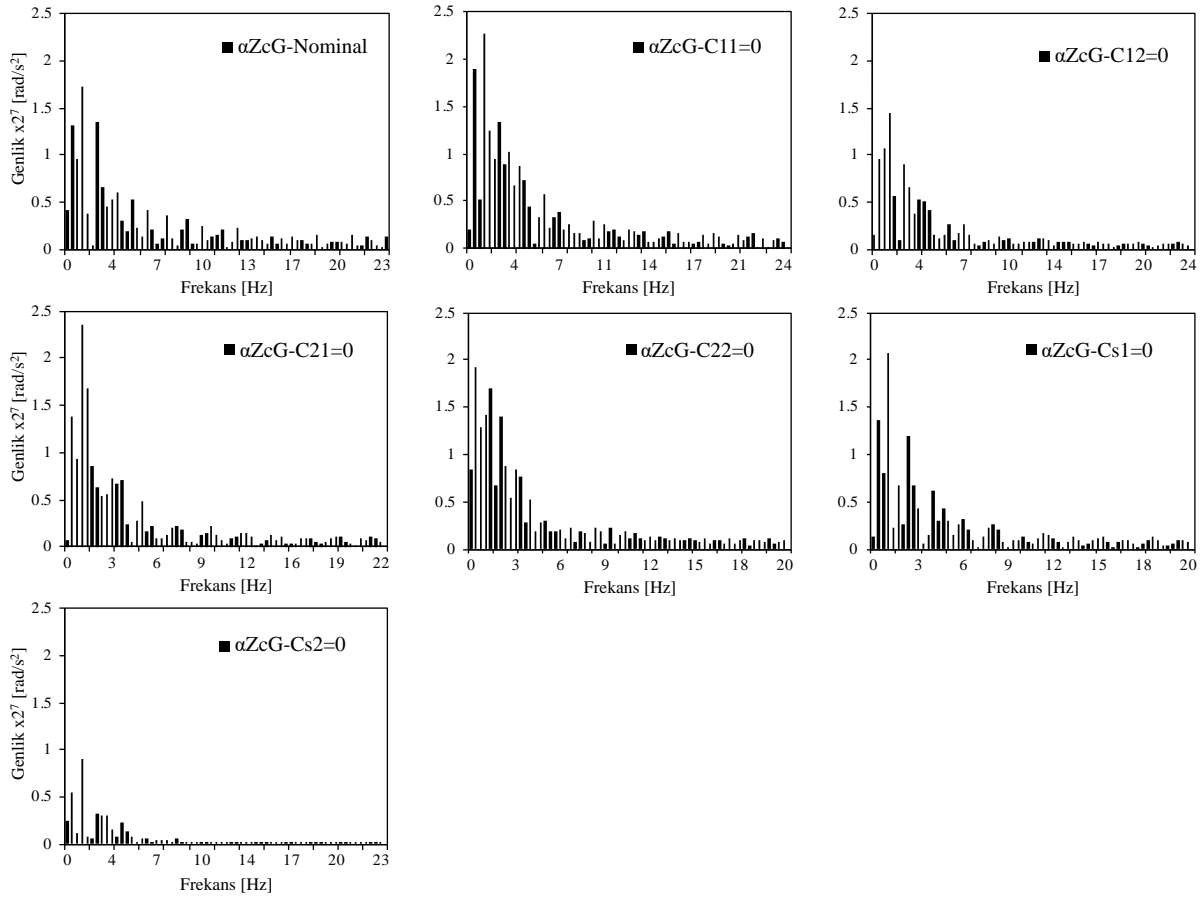
frekans değerlerinin dikkate alınması gerekmektedir. Çok düşük genlikteki salınımlar yolcu konforu ve seyir güvenliği açısından önemli bir etkiye sahip değildir.



**Şekil 7.** Araç gövdesinin z-ekseni ivmelerinin frekans spektrumu (Spektral güç yoğunluğu fonksiyonu).

Dikey ivme değerlerinde Mod 1 frekansları nominal durum için 15 Hz olarak hesaplanmıştır. C11=0 olduğu durumda Mod 1 frekans değeri 20 Hz'in üzerine çıkmaktadır. Boji 1 için birincil süspansiyon arızası Boji 2 ye göre daha kritik olarak kaydedilmiştir. Bunun yanında daha düşük genlikteki frekans dağılımları da damper arızaları ile değişmektedir (Şekil 7'de gösterilmiştir). Özellikle ikincil süspansiyon sisteminde damper arızası olması durumunda ( $C_{s1}=0$  ve  $C_{s2}=0$ ) frekans bantları oldukça daralmakta ve 10 Hz'in üzerindeki salınımlar neredeyse ortadan kalkmaktadır. Benzer şekilde  $C_{s2}=0$  olduğunda Mod 1 frekans değeri 8 Hz seviyesine kadar düşmektedir. Bu durum yolcu konforunu olumlu etkilese de birincil süspansiyon sistemi tarafında Boji 1 ve 2'deki değişimlere bağlı olarak seyir güvenliği açısından olumlu karşılanmamaktadır.

Araç gövdesinin açısız yöndeki ivme değerleri için frekans spektrumu Şekil 8'de verilmiştir. Nominal durumda yüksek genliğe sahip salınım frekansları 0.5 Hz ile 3 Hz arasında değişmektedir. Bunun yanında ortalama  $0.25 \times 10^7$  rad/s<sup>2</sup> genlik seviyesinde yüksek frekanslı titreşim dağılımı olduğu kaydedilmiştir. Damper arızaları açısız ivme bakımından değerlendirildiğinde sürüş konforunu bozucu etkiler ortaya koymaktadır. Örneğin,  $C_{11}=0$  ve  $C_{21}=0$  olması durumunda Mod 1 frekansları sırasıyla 1.8 Hz ve 4.5 Hz olarak hesaplanmıştır. Diğer bir deyişle, Boji 1 ve 2'nin birinci damperlerinin arızaları titreşim genlikleri de arttığından dolayı kritik olarak değerlendirilmiştir. İlave olarak, araç gövdesindeki ilk damper ( $C_{s1}=0$ ) de nominal duruma benzer bir frekans dağılımına sahip olmasına rağmen genlik değerleri  $10^8$  rad/s<sup>2</sup>'in üzerine çıkarak yaklaşık %25'lik bir artışa sebep olmuştur. Dikey ivme frekanslarında da



**Şekil 8.** Araç gövdesinin açısall ivmelerinin frekans spektrumu (Spektral güç yoğunluğu fonksiyonu).

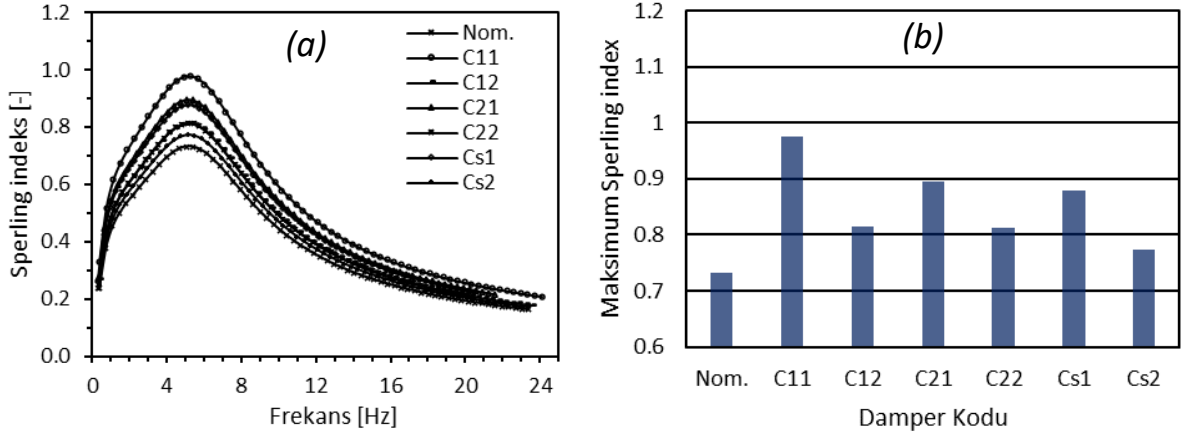
olduğu gibi  $C_{s2}$  kodlu damper arızası sürüş konforunu olumlu yönde etkilemiştir. Ayrıca bu damperin arızası farklı frekanstaki salınımları (özellikle 5 Hz ve üzeri) Şekil 8’de görüldüğü gibi tamamen ortadan kaldırmıştır. Bununla beraber yüksek genlikli frekans aralığı 3 Hz değerinin altında konumlanmaktadır.

Araç süspansiyon sisteminde damper arızası durumunda açısall yönde maksimum ivme ve Mod 1 frekans değerleri Tablo 2’de verilmiştir.  $C_{11}=0$  ve  $C_{21}=0$  durumunda açısall ivmenin 0.74’ten 0.84  $\text{rad/s}^2$ ’ye kadar arttığı gözlemlenmiştir.  $C_{s2}=0$  olduğunda araç gövdesindeki maksimum dönme açısı 0.101’den 0.019 rad seviyesine kadar düşmüştür. Tablo 2’de görüldüğü gibi dikey yöndeki Mod 1 ivme frekanslarında farklı arıza konfigürasyonları için önemli değişimler görülmemiştir. Ancak, açısall ivmenin Mod 1 frekansları  $C_{22}$  kodlu arıza konfigürasyonu için 1.44 Hz olan nominal değerinden 0.64 Hz’e düşmüştür. Genel olarak bakıldığında birincil süspansiyon sisteminde meydana gelen damper arızalarının daha kritik bir role sahip olduğu tespit edilmiştir. Bunun yanında ikincil süspansiyon sisteminde meydana gelen arızalar sürüş konforunu önemli ölçüde değiştirmemektedir.

**Tablo 2.** Arızalı damperlerin sürüş konforu parametreleri.

| Arızalı Damper | Maks. $a_{ZcG}$<br>( $\text{rad/s}^2$ ) | Maks. $\theta_c$<br>(rad) | Mode 1 $Z_{cG}$<br>(Hz) | Mode 1 $\theta_c$<br>(Hz) |
|----------------|---|---------------------------|-------------------------|---------------------------|
| Nominal        | 0.74                                    | 0.101                     | 1.08                    | 1.44                      |
| $C_{11}$       | 0.813                                   | 0.141                     | 1.13                    | 1.507                     |
| $C_{12}$       | 0.388                                   | 0.111                     | 1.107                   | 1.477                     |
| $C_{21}$       | 0.841                                   | 0.123                     | 1.012                   | 1.349                     |
| $C_{22}$       | 0.679                                   | 0.122                     | 0.959                   | 0.64                      |
| $C_{s1}$       | 0.805                                   | 0.119                     | 0.959                   | 1.279                     |
| $C_{s2}$       | 0.238                                   | 0.019                     | 1.096                   | 1.461                     |

Yolculara etki eden ivme değerlerinin genlikleri ile frekansları yolcu konforunun değerlendirilmesinde önemli bir faktördür. Bunun yanında Sperling indeksi yolcu konforunun değerlendirilmesinde diğer bir parametre olarak kullanılmaktadır. Elde edilen ivme ve frekans fonksiyonları ile farklı damper arıza senaryolarında Sperling indeksi değerleri Şekil 8a'de verilmiştir. Şekil 8b'de ise her bir damper arızası senaryosuna karşılık gelen maksimum değerler gösterilmiştir.



**Şekil 8.** Farklı damper arızası durumlarında a) Sperling indeksi dağılımı ve b) maksimum Sperling indeksleri.

Elde edilen sonuçlarda Sperling indeksi değerlerinin bütün damper arızası senaryolarında 5 ile 7Hz arasında maksimum noktaya yaklaşma eğiliminde olduğu tespit edilmiştir. Diğer bir deyişle yolcu uzuvlarının rezonans frekansları dikkate alındığında bu aralıktaki doğal frekansa sahip olan uzuv ve organlar üzerinde yolcu konforu açısından daha olumsuz bir durum ortaya çıkacağı düşünülmektedir. Maksimum Sperling değerleri ise bu etkinin hangi düzeyde olacağını bir ölçüsüdür. Şekil 8b'de verilen değerler incelendiğinde en olumsuz durumun sırasıyla C<sub>11</sub>, C<sub>21</sub> ve C<sub>s1</sub> kodlu damper arızası senaryosunda ortaya çıktığı görülmektedir. Bu sonuç yukarıda verilen ivme ve frekans dağılımı değerleri ile de oldukça uyumluluk göstermektedir. Bununla beraber Sperling indeksinin 0.8'in altında kaldığı durumlarda yolcu konforu üzerinde önemli bir konfor bozucu etki ortaya çıkarmadığı bilinmektedir.

#### 4. Sonuç ve öneriler

Bu çalışmada iki boji ve sekiz adet dingile sahip bir raylı sistem aracının yolcu vagonunun dikey yöndeki dinamik karakteri incelenmiştir. Birincil ve ikincil süspansiyon sistemi damperlerinin ayrı ayrı arıza durumları dikkate alınarak araç gövdesinin dikey ve açısız yöndeki ivme değişimleri hesaplanmıştır. Aracın 60 km/s sabit seyir hızında 10 mm derinliğinde lokal bir ray çökmesi üzerindeki hareketi dikkate alınmıştır. Devamında titreşimlerin frekans spektrumları (spektral güç yoğunluğu) verilerek sürüş konforu ve seyir güvenliği gibi faktörlere olan etkileri araştırılmıştır. Çalışmadan elde edilen önemli sonuçlar ve değerlendirmeler aşağıda maddeler halinde özetlenmiştir.

- C<sub>11</sub>, C<sub>21</sub> ve C<sub>s1</sub> kodlu damperlerin arızalanması durumunda araç gövdesi üzerine etki eden maksimum dikey ivme değerlerinin yaklaşık olarak %25 oranında arttığı gözlemlenmiştir. Dolayısıyla bu damperlerin arıza durumlarının daha önemli olduğu sonucuna varılmıştır. Diğer yandan herhangi bir damperin arıza durumunda titreşimin tamamen sönümlenme süresinde yaklaşık olarak 1s seviyesinde artışlar tespit edilmiştir. Bu iki durumun sürüş konforu ve seyir güvenliği üzerinde olumsuz bir etki ortaya çıkardığı anlaşılmaktadır. Ancak C<sub>s2</sub> kodlu damper arızası daha düşük genlikli dikey ivme değerleri ortaya çıkarmış ve sürüş konforu üzerinde pozitif bir etki bırakmıştır.
- Damper arızaları açısız yöndeki maksimum ivme genlikleri üzerinde kayda değer ölçüde bir etki ortaya koymamıştır. Ancak C<sub>s2</sub> kodlu damper arızası durumunda maksimum açısız ivme değerinde düşüş gözlemlenmiş ve sürüş konforuna katkı sağladığı not edilmiştir. İlaveten, tüm damper arızaları toplam sönümlenme süresini yaklaşık olarak 1s geciktirmiştir. Bu durum sürüş konforu açısından olumsuz olarak kaydedilmiştir.

- Boji 1 için birincil süspansiyon sistemi damper arızası Boji 2 ye göre daha kritik olarak kaydedilmiştir. İkincil süspansiyon sisteminde damper arızası olması durumunda ( $C_{s1}=0$  ve  $C_{s2}=0$ ) frekans bantlarının daraldığı ve 10 Hz'in üzerindeki salınımlar nerdeyse ortadan kalktığı tespit edilmiştir. Bu durum yolcu konforunu olumlu etkilese de birincil süspansiyon sistemi tarafında Boji 1 ve 2'deki değişimlere bağlı olarak seyir güvenliği açısından olumlu karşılanmamaktadır.
- Damper arızaları açısız ivme bakımından değerlendirildiğinde sürüş konforunu bozucu etkiler ortaya koymaktadır. Diğer bir deyişle, Boji 1 ve 2'nin birinci damperlerinin arızaları titreşim genlikleri de arttığından dolayı kritik olarak değerlendirilmiştir. Araç gövdesindeki ilk damper ( $C_{s1}=0$ ) nominal duruma benzer bir frekans dağılıma sahip olmasına rağmen genlik değerleri  $2^8$  rad/s<sup>2</sup>'in üzerine çıkarak yaklaşık %25'lik bir artışa sebep olmuştur. Sonuç olarak birincil süspansiyon sisteminde meydana gelen damper arızalarının daha kritik bir role sahip olduğu ve ikincil süspansiyon sistemindeki damper arızalarının sürüş konforunu önemli ölçüde değiştirmedığı rapor edilmiştir.

### Araştırmacıların katkı oranı beyanı

Yazarların çalışmadaki katkı oranları eşittir.

### Çıkar çatışması beyanı

Çalışma kapsamında herhangi bir kurum veya kişi ile çıkar çatışması bulunmamaktadır.

### Kaynakça

- F.T.K. Au, J.J. Wang, Y.K. Cheung.** (2002) Impact study of cable-stayed railway bridges with random rail irregularities, Eng. Struct. 24 529–541
- G. Tao, Z. Wen, X. Liang, D. Ren, X. Jin.** (2019). An investigation into the mechanism of the out-of-round wheels of metro train and its mitigation measures, Veh. Syst. Dyn. 57 1–16
- Hao JH, Zeng J and Wu PB.** (2006). Optimization of vertical random vibration isolation and suspension parameters of railway passenger car systems. J China Railway Soc, 28: 35–40
- König, P., Salcher, P., Adam, C., & Hirzinger, B.** (2021). Dynamic analysis of railway bridges exposed to high-speed trains considering the vehicle–track–bridge–soil interaction. *Acta Mechanica*, 232(11), 4583–4608. <https://doi.org/10.1007/s00707-021-03079-1>
- L. Xu, W. Zhai, J. Gao.** (2017). A probabilistic model for track random irregularities in vehicle/track coupled dynamics, Appl. Math. Model., 51 145–158. [8]
- Lee, N. J., & Kang, C. G.** (2015). The effect of a variable disc pad friction coefficient for the mechanical brake system of a railway vehicle. *PLoS ONE*, 10(8), 1–18. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0135459>
- Lei, S., Ge, Y., & Li, Q.** (2020). Effect and its mechanism of spatial coherence of track irregularity on dynamic responses of railway vehicles. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 145. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106957>
- M. Majka, M. Hartnett.** (2009). Dynamic response of bridges to moving trains: a study on effects of random track irregularities and bridge skewness, Comput. Struct., 87 1233–1252
- Nejlaoui M, Houdi A, Affi Z and Romdhane L.** (2013) Multiobjective robust design optimization of rail vehicle moving in short radius curved tracks based on the safety and comfort criteria. Simul Model Pract Theory, 30 21–34
- Thoreson MJ, Uys PE, Els PS and Snyman JA.** (2009). Efficient optimisation of a vehicle suspension system, using a gra- dient-based approximation method, part 1: mathematical modelling. Math Comput Model, 50 1421–1436
- X. Sheng, C.J.C. Jones, D.J. Thompson.** (2004). A theoretical model for ground vibration from trains generated by vertical track irregularities, J. Sound Vibr. 272 937–965

**Yang Y, Zhang XF, Zhang ZF and Xu Y.** (2014). Sensitivity analysis of railway vehicle suspension parameters on riding stability. *J Railway Sci Engng*, 11 116–120

**Yang, Y., Zeng, W., Qiu, W. S., & Wang, T.** (2016). Optimization of the suspension parameters of a rail vehicle based on a virtual prototype Kriging surrogate model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 230(8), 1890–1898. <https://doi.org/10.1177/0954409715617213>

**Yang, Y., Zeng, W., Qiu, W. S., & Wang, T.** (2016). Optimization of the suspension parameters of a rail vehicle based on a virtual prototype Kriging surrogate model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 230(8), 1890–1898. <https://doi.org/10.1177/0954409715617213>

**Youcef, K., Sabiha, T., El Mostafa, D., Ali, D., & Bachir, M.** (2013). Dynamic analysis of train-bridge system and riding comfort of trains with rail irregularities. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27(4), 951–962. <https://doi.org/10.1007/s12206-013-0206-8>

**Zboinski, K., & Golofit-Stawinska, M.** (2022). Determination and Comparative Analysis of Critical Velocity for Five Objects of Railway Vehicle Class. *Sustainability (Switzerland)*, 14(11). <https://doi.org/10.3390/su14116649>