

PAPER DETAILS

TITLE: TASITLARDA BASVURMA HAREKETİ ANINDA SALINIM MERKEZİ KONUM DEĞİŞİMİNİN
SÜRÜS KONFORUNA ETKİSİNİN ANALİZİ

AUTHORS: Hakan KÖYLÜ, Ali ÇINAR

PAGES: 0-0

ORIGINAL PDF URL: <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/75613>

TAŞITLARDA BAŞVURMA HAREKETİ ANINDA SALINIM MERKEZİ KONUM DEĞİŞİMİNİN SÜRÜŞ KONFORUNA ETKİSİNİN ANALİZİ

Hakan KÖYLÜ ve Ali ÇINAR

Makine Eğitimi Bölümü, Teknik Eğitim Fakültesi, Kocaeli Üniversitesi, 41380, Umuttepe, İzmit-Kocaeli
hkoylu@kou.edu.tr, alicinar@kou.edu.tr

(Geliş/Received: 18.07.2006; Kabul/Accepted: 05.02.2007)

ÖZET

Taşıt gövdesinin başvurma hareketi anında ön ve arka aks üzerinde ortaya çıkan yük salınımlarının sürekli olarak taşıt gövdesini başvurma hareketi yapmaya zorlaması, sürüş konforunu kötüleştirmektedir. Bu problemi çözmek amacıyla, akslar üzerindeki yük salınımlarını azaltarak sürüş konforunu düzeltebilen bir ölçüt tespit edilmeye çalışılmıştır. Bu çalışmada, ölçüt olarak başvurma ve kalkım salınım merkezlerinin hareketleri seçilmiştir. Bu ölçütün sürüş konforunu düzeltecek özelliklerini tespit etmek için, salınım merkezi konumları taşıtın ağırlık merkezine göre değiştirilmiştir. Bu değişimin sürüş konforuna etkileri, aks üzerinde ve aks aralığının orta noktasında büyütme fonksiyonu ile hesaplanan başvurma ve kalkım ivme genliklerine göre incelenmiştir. Bu ivme genliklerinin farklı taşıt hızı ve aks aralıklarına göre değişimlerin frekans cevaplarının simülasyonu, MATLAB programı ile yapılmıştır. Simülasyon sonucunda, başvurma hareketi anında salınım merkezlerinin yol uyarı frekansına göre belirli noktalara hareket etmesinin, sürüş konforunu iyileştirebileceği görülmüştür. Bunun sonucunda belirlenen yönlerde hareket eden salınım merkezinin, süspansiyon özelliği seçimi için bir ölçüt olabileceği belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Taşıt, süspansiyon sistemi, sürüş konforu, başvurma hareketi, salınım merkezi.

THE ANALYSIS OF THE EFFECT OF POSITION CHANGE OF OSCILLATION CENTER DURING PITCH MOTION ON THE RIDE COMFORT IN VEHICLES

ABSTRACT

The vehicle body is constantly forced to pitch by the load oscillations occurring on the front and rear axles during the vehicle pitch motion, which deteriorates the ride comfort. In order to solve this problem, a criterion which can improve the ride comfort by decreasing effects of the load transfer on the axles is aimed. In this study, the movement of pitch and bounce oscillation centers is considered as a criterion. To determine the properties of criterion which can improve the ride comfort, the positions of the oscillation center have been changed with respect to center of gravity of the vehicle body. The effects of this change on the ride comfort have been analyzed with respect to acceleration amplitudes computed at middle point of the wheelbase and on the axles using magnification function. The simulation of frequency responses of the changes of these acceleration amplitudes was carried out for different vehicle speeds and wheelbases, using MATLAB software. The simulation results show that the ride comfort can be improved by moving the oscillation centers to certain points in reference to the road excitation frequency. As a result, it has been revealed that the oscillation center positions moving at determined directions can be a criterion for selecting suspension properties.

Keywords: Vehicle, suspension system, ride comfort, pitch motion, oscillation center.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Taşıt gövdesinin başvurma ve kalkım hareketi anında sürüş konforunun incelenmesinin amacı, ön ve arka

aks arasında yolcuların yol düzgünlüklerinden ne kadar etkilenebileceğini incelemektir [1]. Buradaki başvurma hareketi; taşıt gövdesinin (yaylı kütle) ağırlık merkezi etrafındaki açısal yer değiştirmesini,

kalkım hareketi de ağırlık merkezinin düşey ve doğrusal yer değiştirmesini ifade etmektedir. Başvurma hareketi anında sürüş konforunu belirleyen en önemli faktör, yük transferi nedeniyle akslar üzerinde ortaya çıkan düşey yük salınımlarıdır. Bu salınımların taşıt gövdesinin başvurma ve kalkım hareketini sürekli uyarması sonucunda taşıt gövdesinin başvurma ivme genlikleri artmakta ve sürüş konforu kötüleşmektedir [2, 3, 4]. Düşey yük salınımlarının sürüş konforunu kötüleşmesini önlemek için yük transferi miktarını azaltan veya aks üzerine gelen yük salınımlarını çabuk sönümleyen süspansiyon sistemi özelliklerine ihtiyaç duyulmaktadır [5]. Başvurma hareketi anında etrafında başvurma ve kalkım hareketlerinin meydana geldiği salınım merkezi konumunun taşıt gövdesinin ağırlık merkezine göre değişmesini sağlayan süspansiyon özellikleri, yük transferinin sürüş konforunu ne kadar etkileyeceğini belirlemektedir [6, 7, 8, 9].

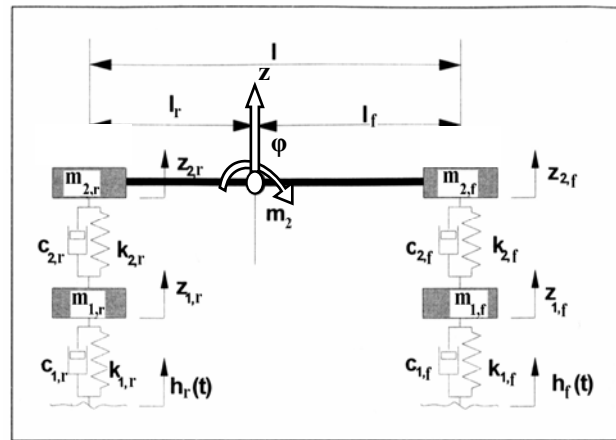
Salınım merkezlerinin konumundaki değişim, $(k_{2,f} l_f - k_{2,r} l_r = 0)$ eşitliği ile belirlenmektedir. Şöyle ki, $(k_{2,f} l_f = k_{2,r} l_r)$ eşitliği, ağırlık merkezi ile salınım merkezlerinin çakıştığını ve $(k_{2,f} l_f < k_{2,r} l_r)$ ile $(k_{2,f} l_f > k_{2,r} l_r)$ eşitsizlikleri ise salınım merkezlerinin konumunun ağırlık merkezine göre değiştiğini ifade etmektedir. Böylece, ön ve arka süspansiyon yay sertlikleri arasındaki ilişki, başvurma hareketi anında salınım merkezlerinin taşıtın ağırlık merkezine göre konumundaki değişimin yönünü belirleyebilmektedir [6, 10, 11, 12]. Ayrıca, taşıt gövdesinin kütlesi, başvurma jirasyon yarıçapı ve ağırlık merkezinin ön ve arka aksa mesafesi de salınım merkezi konumlarını değiştirmektedir [10, 13].

Türkiye’de kullanılan taşıtların çoğunda sürüş konforu, pasif süspansiyon sistemleri ile sağlanmaktadır. Pasif süspansiyonda başvurma hareketi anında sürüş konforu; ön ve arka aks üzerindeki süspansiyon yayı, amortisör ve aks kütlesi gibi titreşim elemanlarının özellikleri ile belirlenmektedir. Taşıt gövdesinin başvurma hareketi yol uyarısına göre sürekli değiştiğinden akslar üzerine gelen yük salınımları da sürekli değişmektedir. Yük salınımlardaki bu değişim nedeniyle süspansiyon elemanlarının sürüş konforunu düzelterek özelliklerinin tespit edilmesinde zorluklar yaşanmaktadır. Bu zorluğu aşmak amacıyla, ön ve arka süspansiyon elemanlarının özelliklerini, taşıt gövdesinin başvurma hareketine göre belirleyecek bir ölçütün tespit edilmesi gerekmektedir. Wong ve Gillespie çalışmalarında başvurma hareketi anında salınım merkezlerinin hareket ettirilmesi sayesinde sürüş konforunun iyileştirilebileceğini vurgulamıştır [10,11]. Bu çalışmada bu öneri göz önüne alınmış ve salınım merkezlerinin hareketi ölçüt olarak seçilmiştir. Bu ölçütün sürüş konforunu düzelterek yönlerini tespit edebilmek için başvurma hareketi anında bu salınım merkezlerinin konumu değiştirilmiştir. Bu değişimin aks üzerinde ve aks ortasında meydana getirdiği değişimler frekans boyutunda incelenmiştir.

Bunun amacı, frekans cevaplarından elde edilecek sonuçlara göre tespit edilecek ölçütler sayesinde ön ve arka aks üzerine gelen yük dağılımını kontrol etmek ve bunun sonucunda akslar üzerindeki yük salınımlarının sürüş konforunu kötüleştirilebilecek etkilerini azaltmaktır. Bu amaç doğrultusunda başvurma ve kalkım salınım merkezi konumları, şekil (1)’de görülen iki akslı dört serbestlik dereceli yarım taşıt modeli sayesinde aynı ve farklı değerdeki ön ve arka süspansiyon yay sertlikleri ile değiştirilmiştir.

2. TAŞIT MODELİ (VEHICLE MODEL)

Bu çalışmada şekil 1’de görülen iki akslı ve dört serbestlik dereceli bir yarım taşıt modelinin simülasyonu MATLAB® yazılım programı ile yapılmıştır.



Şekil 1. İki akslı ve dört serbestlik dereceli yarım taşıt modeli (The four degrees of freedom half car model with two axles)

Bu çalışmada, sürüş konforunun ölçütü olan başvurma ve kalkım ivme genliklerinin frekans cevabını ivme genliklerinin yol genliğine oranını ifade eden büyütme fonksiyonu ile elde edebilmek için ön ve arka aks, sinüs şeklinde bir yol pürüzlülüğü ile uyarılmıştır. Ancak, ön ve arka aksa etkiyen uyarılar arasında bir fark vardır. Yol pürüzlülüğü, ön aksı uyardıktan belirli bir (Δt) zaman sonra arka aksı etkilemektedir. Bu etkiye zamanı, aks aralığının taşıt hızına oranı olan (l/v) ile ifade edilmektedir [5]. Böylece, ön aksa gelen uyarı $h_f(t)$, arka aksa gelen uyarı da $h_r(t + \Delta t)$ ile ifade edilir. (b), yol genliği ve (ω), yol uyarı frekansı ise yol uyarıları, matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\begin{aligned} h_f(t) &= b \sin(\omega t) \\ h_r(t + \Delta t) &= b \sin(\omega t + \omega l/v) \end{aligned} \quad (1)$$

Ön ve arka aksın maruz kalacağı yol uyarıları tespit edildikten sonra taşıt gövdesi ve aks kütesinin düşey yer değiştirmeleri, genelleştirilmiş koordinat olarak seçilmiştir. Bu koordinatlara göre diferansiyel denklemleri türetebilmek için (2), (3) ve (4) denklemleri

lerinde verilen kinetik, potansiyel ve sönüm enerji denklemleri ile Ek'de verilen jacobian matrisleri kullanılmıştır. İlgili enerji denklemleri aşağıdaki gibidir.

Yaylı ve yaysız kütlenin genelleştirilmiş koordinatlarına göre elde edilen kinetik enerji denklemi,

$$Ek = 0.5 [m_2 (\dot{z}_{2,f} + ((\dot{z}_{2,r} - \dot{z}_{1,f}) \frac{l_f}{l}))^2 + m_2 \dot{z}_{2,r}^2 (\frac{\dot{z}_{2,r} - \dot{z}_{1,f}}{l})^2 + m_{1,f} \dot{z}_{1,f}^2 + m_{1,r} \dot{z}_{1,r}^2] \quad (2)$$

Yaylı ve yaysız kütlenin genelleştirilmiş koordinatlarına göre elde edilen potansiyel enerji denklemi,

$$Ep = 0.5 [k_{2,f} (z_{2,f} - z_{1,f})^2 + k_{2,r} (z_{2,r} - z_{1,r})^2 + k_{1,f} z_{1,f}^2 + k_{1,r} z_{1,r}^2] \quad (3)$$

Lastik sönümleme katsayıları $c_{1,f}$ ve $c_{1,r}$ ihmal edilirse yaylı ve yaysız kütlenin genelleştirilmiş koordinatlarına göre elde edilen dissipasyon enerji denklemi,

$$Ed = 0.5 [c_{2,f} (\dot{z}_{2,f} - \dot{z}_{1,f})^2 + c_{2,r} (\dot{z}_{2,r} - \dot{z}_{1,r})^2] \quad (4)$$

Denklem (2) ve (4)'ün düşey genelleştirilmiş hızları $[\dot{z}_{2,f}, \dot{z}_{2,r}, \dot{z}_{1,f}, \dot{z}_{1,r}]$ 'e göre ve denklem (3)'ünde genelleştirilmiş koordinatlar $[z_{2,f}, z_{2,r}, z_{1,f}, z_{1,r}]$ 'ye göre türevi alındıktan sonra ekte verilen matrisler **[Ek]**, **[Ep]** ve **[Ed]** elde edilmiştir. Elemanları, bu matrislerin kısmi türevleri olan ve ekte verilen Jacobian matrisleri sayesinde sistemin kütlesi için **[M]**, ön ve arka süspansiyon yay sertlikleri için **[K]** ve ön ve arka sönümleyicileri için **[C]** matrisleri elde edilmiştir. Bu matrisler, aşağıdaki gibidir.

Kütle matrisi **[M]**,

$$\begin{bmatrix} m_2 \left(\frac{l_f}{l} \right)^2 + \frac{m_2 i^2}{l^2} & m_2 \left(\frac{l_f l_r}{l^2} \right) - \frac{m_2 i^2}{l^2} & 0 & 0 \\ m_2 \left(\frac{l_f l_r}{l^2} \right) - \frac{m_2 i^2}{l^2} & m_2 \left(\frac{l_r}{l} \right)^2 + \frac{m_2 i^2}{l^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{1,f} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{1,r} \end{bmatrix}$$

Sönümleme matrisi **[C]**,

$$\begin{bmatrix} c_{2,f} & 0 & -c_{2,f} & 0 \\ 0 & c_{2,r} & 0 & -c_{2,r} \\ -c_{2,f} & 0 & c_{2,f} & 0 \\ 0 & -c_{2,r} & 0 & c_{2,r} \end{bmatrix}$$

Rijitlik matrisi **[K]**,

$$\begin{bmatrix} k_{2,f} & 0 & -k_{2,f} & 0 \\ 0 & k_{2,r} & 0 & -k_{2,r} \\ -k_{2,f} & 0 & k_{1,f} + k_{2,f} & 0 \\ 0 & -k_{2,r} & 0 & k_{1,r} + k_{2,r} \end{bmatrix}$$

Lastik yayının rijitlik matrisi **[K_t]**,

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ k_{1,f} & 0 \\ 0 & k_{1,r} \end{bmatrix}$$

Yol uyarısı matrisi **[h(t)]**,

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ h_f \\ h_r \end{bmatrix}$$

Tüm bu matrisler göz önüne alındığında, şekil (1)'de görülen ön aksa doğru başvurma hareketi yapan taşıt sistemi için aşağıda denklem (5)'de görülen matris formundaki diferansiyel denklem sistemi elde edilmiştir.

$$\begin{bmatrix} m_2 \left(\frac{l_f}{l} \right)^2 + \frac{m_2 i^2}{l^2} & m_2 \left(\frac{l_f l_r}{l^2} \right) - \frac{m_2 i^2}{l^2} & 0 & 0 \\ m_2 \left(\frac{l_f l_r}{l^2} \right) - \frac{m_2 i^2}{l^2} & m_2 \left(\frac{l_r}{l} \right)^2 + \frac{m_2 i^2}{l^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{1,f} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{1,r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_{2,f} \\ \ddot{z}_{2,r} \\ \ddot{z}_{1,f} \\ \ddot{z}_{1,r} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{2,f} & 0 & -c_{2,f} & 0 \\ 0 & c_{2,r} & 0 & -c_{2,r} \\ -c_{2,f} & 0 & c_{2,f} & 0 \\ 0 & -c_{2,r} & 0 & c_{2,r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_{2,f} \\ \dot{z}_{2,r} \\ \dot{z}_{1,f} \\ \dot{z}_{1,r} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{2,f} & 0 & -k_{2,f} & 0 \\ 0 & k_{2,r} & 0 & -k_{2,r} \\ -k_{2,f} & 0 & k_{1,f} + k_{2,f} & 0 \\ 0 & -k_{2,r} & 0 & k_{1,r} + k_{2,r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{2,f} \\ z_{2,r} \\ z_{1,f} \\ z_{1,r} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ k_{1,f} & 0 \\ 0 & k_{1,r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ h_{f(lm)} \\ h_{r(lm)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_{1,f} h_f \\ k_{1,r} h_r \end{bmatrix} \quad (5)$$

Denklem (5)'de görülen matris formundaki diferansiyel denklem sistemini oluşturan hareket denklemleri aşağıdaki gibidir.

Ön süspansiyonun üstündeki yaylı kütle için hareket denklemi,

$$m_2 \left(\left(\frac{l_f}{l} \right)^2 + \frac{i^2}{l^2} \right) \ddot{z}_{2,f} + c_{2,f} (\dot{z}_{2,f} - \dot{z}_{1,f}) + k_{2,f} (z_{2,f} - z_{1,f}) + m_2 \left(\left(\frac{l_f l_r}{l^2} \right) - \frac{i^2}{l^2} \right) \ddot{z}_{2,r} = 0 \quad (6)$$

Arka süspansiyon üstündeki yaylı kütle için hareket denklemi,

$$m_2 \left(\left(\frac{l_f}{l} \right)^2 + \frac{m_2 i^2}{l^2} \right) \ddot{z}_{2,r} + c_{2,r} (\dot{z}_{2,r} - \dot{z}_{1,r}) + k_{2,r} (z_{2,r} - z_{1,r}) + m_2 \left(\left(\frac{l_f l_r}{l^2} \right) - \frac{m_2 i^2}{l^2} \right) \ddot{z}_{2,f} = 0 \quad (7)$$

Ön aksa yaysız kütle için hareket denklemi,

$$m_{1,f} \ddot{z}_{1,f} - c_{2,f} (\dot{z}_{2,f} - \dot{z}_{1,f}) - k_{2,f} (z_{2,f} - z_{1,f}) + k_{1,f} z_{1,f} = k_{1,f} h_f(t) \quad (8)$$

Arka aksa yaysız kütle için hareket denklemi,

$$m_{1,r} \ddot{z}_{1,r} - c_{2,r} (\dot{z}_{2,r} - \dot{z}_{1,r}) - k_{2,r} (z_{2,r} - z_{1,r}) + k_{1,r} z_{1,r} = k_{1,r} h_r(t) \quad (9)$$

Denklem (6) ve (7)'de köşeli parantezde verilen ilk ve son terimler incelendiğinde taşıt gövdesinin tüm hareketlerinin, ön ve arka aks üzerine indirgendiği görülmektedir. Literatürde; taşıt gövdesinin başvurma hareketi, moment dengesinden elde edilmesine karşın bu çalışmada ön ve arka aks üzerine indirgenmiş yaylı kütleyle etkileyen kuvvetlerin dengesinden elde edilmiştir. Böylece; taşıtın başvurma hareketi, ön ve arka yaylı kütlelerin düşey yer değiştirmesi ile belirlenmiştir. Taşıt gövdesinin tüm kütlesi eşit oranlarda ön ve arka aks üzerine indirgenildiğinde ve ağırlık merkezi aks aralığının orta noktasında olduğunda salınım merkezlerinin konumu, ön ve arka süspansiyon yay sertlikleri ile değiştirilebilmiştir.

2.1 Diferansiyel denklem sisteminin çözümü (The solution of differential equation system)

Dinamik denklemlerin giriş fonksiyonları olan yol pürüzlülüğü (h_f) ve (h_r), sinüs sinyali ile ifade edildiğinden denklemin genel çözümleri de aşağıdaki gibi harmonik fonksiyonlar olacaktır. Bu fonksiyonlar, kompleks şekilde ifade edildiğinden bir sanal bir de gerçel bileşeni vardır [15]. Fonksiyonların matematiksel ifadeleri aşağıdaki gibidir.

$$\bullet z_{2,f} = z_{2,f}(g) + z_{2,f}(s) = A \sin \omega t + B \cos \omega t \quad (10)$$

$$\bullet z_{2,r} = z_{2,r}(g) + z_{2,r}(s) = C \sin \omega t + D \cos \omega t \quad (11)$$

$$\bullet z_{1,f} = z_{1,f}(g) + z_{1,f}(s) = E \sin \omega t + F \cos \omega t \quad (12)$$

$$\bullet z_{1,r} = z_{1,r}(g) + z_{1,r}(s) = G \sin \omega t + H \cos \omega t \quad (13)$$

Başvurma ve kalkım hareketinin ivme genliklerini hesaplamak için yukarıda verilen harmonik fonksiyonların gerçel ve sanal genliklerinin belirlenmesi gereklidir. Bunun için denklem (14)'de görülen ve $[M]$, $[C]$, $[K]$, $[K_i]$ ve $[h(t)]$ matrislerinden oluşan çözüm matrisi kullanılmaktadır [16, 17].

$$\underbrace{\begin{bmatrix} [K] - \omega^2 [M] & -\omega [C] \\ -\omega [C] & [K] - \omega^2 [M] \end{bmatrix}}_{\mathbf{X}} \underbrace{\begin{bmatrix} z_{2,f}(g) \\ z_{2,r}(g) \\ z_{1,f}(g) \\ z_{1,r}(g) \\ z_{2,f}(s) \\ z_{2,r}(s) \\ z_{1,f}(s) \\ z_{1,r}(s) \end{bmatrix}}_{\mathbf{Z}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ k_{1,f} & 0 \\ 0 & k_{1,r} \end{bmatrix}}_{\mathbf{Y}} \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ h_{f(s)} \\ h_{r(s)} \end{bmatrix}}_{\mathbf{h}} \quad (14)$$

Çözüm matrisi ile denklem (15) gibi cebrik bir denklem elde edilerek taşıt gövdesi ve aks kütlelerin düşey yer değiştirme genlikleri, tüm bileşenleriyle hesaplanmaktadır.

$$\mathbf{Z} = \mathbf{X}^{-1} \mathbf{Y} \mathbf{h} \quad (15)$$

3. BAŞVURMA VE KALKIM İVME GENLİKLERİ (THE AMPLITUDES OF PITCH AND BOUNCE ACCELERATION)

Bu çalışmada kullanılan modelde taşıt gövdesi öne doğru başvurma hareketi yapmaktadır. Buna göre taşıt gövdesinin ağırlık merkezinin düşey yer değiştirmesi, aşağıda denklem (16)'da görüldüğü gibi ön ve arka yaylı kütlelerin düşey yer değiştirmeleri ile ifade edilmektedir.

$$z = \frac{z_{2,f} l_f + z_{2,r} l_r}{l} = z_{2,f} + (z_{2,r} - z_{2,f}) \frac{l_f}{l} \quad (16)$$

$z_{2,f} = A \sin \omega t + B \cos \omega t$ ve $z_{2,r} = C \sin \omega t + D \cos \omega t$ yer değiştirmeleri göz önüne alındığında denklem (16) aşağıdaki gibi olur.

$$z = z_{2,f} + (z_{2,r} - z_{2,f}) \frac{l_f}{l} = A \sin \omega t + B \cos \omega t + (C \sin \omega t + D \cos \omega t - A \sin \omega t + B \cos \omega t) \frac{l_f}{l} \quad (17)$$

Denklem (17)'ye göre sinüslü (sanal) ve kosinüslü (gerçel) bileşenler ayrı ayrı göz önüne alınırsa kalkım hareketini tanımlayan ağırlık merkezinin düşey yer değiştirme bileşenleri de aşağıdaki gibidir.

$$z_s = A \sin \omega t + (C \sin \omega t - A \sin \omega t) \frac{l_f}{l} \quad (18)$$

$$z_g = B \cos \omega t + (D \cos \omega t - B \cos \omega t) \frac{l_f}{l} \quad (19)$$

Bu bileşenlere göre kalkım hareketinin genliği aşağıdaki gibidir.

$$z = \sqrt{z_s^2 + z_g^2} = \sqrt{\left(A + (C - A) \frac{l_f}{l} \right)^2 + \left(B + (D - B) \frac{l_f}{l} \right)^2} \quad (20)$$

Böylece, kalkım hareketinin frekans boyutundaki ivme genliği, denklem (21) ile ifade edilmektedir.

$$|\ddot{z}| = \omega^2 \sqrt{\left(A + (C - A) \frac{l_f}{l} \right)^2 + \left(B + (D - B) \frac{l_f}{l} \right)^2} \quad (21)$$

Aynı şekilde başvurma hareketi anında taşıt gövdesinin açısal yer değiştirmesi (φ) de ön ve arka yaylı kütlelerin düşey yer değiştirmelerine göre aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\varphi = \frac{z_{2,r} - z_{2,f}}{l} \quad (22)$$

$z_{2,f} = A \sin \omega t + B \cos \omega t$ ve $z_{2,r} = C \sin \omega t + D \cos \omega t$ yer değiştirmeleri göz önüne alındığında denklem (22) aşağıdaki gibi olur.

$$\varphi = \frac{z_{2,r} - z_{2,f}}{l} = \frac{(C \sin \omega t + D \cos \omega t) - (A \sin \omega t + B \cos \omega t)}{l} \quad (23)$$

Böylece, başvurma hareketinin frekans boyutundaki ivme genliği de denklem (24) ile ifade edilir.

$$|\ddot{\phi}| = \omega^2 \sqrt{\left(\frac{(C-A)}{l}\right)^2 + \left(\frac{(D-B)}{l}\right)^2} \quad (24)$$

4. SİMÜLASYON (SIMULATION)

Bu çalışmada, başvurma ve kalkım hareketlerine ait ivme genliklerinin frekans cevaplarını elde etmek için denklem (21) ve (24)'de verilen ivme genliklerinin, yol uyarı genliğine oranını ifade eden büyütme fonksiyonları $\left[\frac{|\ddot{z}|}{b}\right]$ ve $\left[\frac{|\ddot{\phi}|}{b}\right]$ kullanılmıştır. Büyütme

fonksiyonu sayesinde genliklerin, taşıt hızı ve aks aralığı değişimine göre yol uyarısına ne kadar bağımlı olduğu tespit edilebilmiştir. Aynı zamanda, taşıt gövdesinin ne kadar sıklıkla ve hangi uyarı frekanslarında başvurma ve kalkım hareketi yaptığını belirlemek için faz açısının yol uyarı frekansına göre değişimini gösteren grafikler göz önüne alınmıştır. Bu grafiklerdeki değişime göre taşıt gövdesinin başvurma ve kalkım hareketleri aşağıdaki koşullar ile belirlenmiştir.

- Ön ve arka aksa gelen uyarılar, faz halinde yani faz açıları $0, 2\pi, 4\pi$ v.s. olduğunda taşıt gövdesinin ağırlık merkezi sadece tam bir öteleme yani kalkım hareketi yapacaktır [5,14].
- Ön ve arka aksa gelen uyarılar, karşı fazda olduğunda yani faz açıları $\pi, 3\pi, 5\pi$ v.s. ise gövde sadece ağırlık merkezi etrafında tam bir başvurma hareketi yapacaktır [5,14].
- Faz açısı grafiğinde eğimin azalması, ön ve arka aksa gelen uyarılar arasındaki faz farkının azaldığını belirlemektedir [5].
- Faz açısı grafiğinde eğimin artması, ön ve arka aksa gelen uyarılar arasındaki faz farkının arttığını belirlemektedir [5].

Taşıt modelinin simülasyonunda kullanılan temel taşıt parametreleri, tablo (1)'de ve bu parametreler ile hesaplanan taşıt titreşim değerleri tablo (2)'de verilmiştir.

Simülasyonu yapılan taşıt modelinde, aynı ve farklı değerlerdeki ön ve arka süspansiyon yay sertlikleri sayesinde salınım merkezi konumları değiştirilmiştir. Yay sertlikleri, ön ve arka yaylı kütle doğal frekansları ile belirlenmiştir. Yay sertliğinin, yaylı kütlelerin doğal frekansından nasıl elde edildiği tablo (2)'de görülmektedir. Belirlenen yay sertliklerine ve doğal frekanslara göre farklı salınım merkezi konumları aşağıdaki koşullar ile elde edilmiştir.

1. Ön ve arka süspansiyon yay sertliği aynı yani, $(k_{2,f} = k_{2,r})$ veya $(f_{2n,f} = f_{2n,r})$ olduğunda başvurma salınım merkezi, ağırlık merkezine doğru ve kalkım salınım merkezi de sonsuza doğru hareket etmektedir. Bu durumda başvurma ve kalkım hareketleri birbirini etkilememektedir [11].

2. Ön süspansiyon yayı arka süspansiyon yayından daha sert yani, $(k_{2,f} > k_{2,r})$ veya $(f_{2n,f} > f_{2n,r})$ olduğunda başvurma salınım merkezi, arka aksın önüne doğru ve kalkım salınım merkezi de ön aksın önüne doğru hareket etmektedir. Bu durumda başvurma ve kalkım hareketleri birbirini etkilemektedir [11].

3. Arka süspansiyon yayı, ön süspansiyon yayından daha sert yani, $(k_{2,r} < k_{2,f})$ veya $(f_{2n,r} < f_{2n,f})$ ise, başvurma salınım merkezi, ön aksın önüne doğru ve kalkım salınım merkezi de arka aksın arkasına doğru hareket etmektedir. Bu durumda da başvurma ve kalkım hareketleri birbirini etkilemektedir [11].

Salınım merkezindeki bu değişimlerin sürüş konforuna etkileri, aks üzerinde ve aks aralığının ortasındaki noktalar için incelenmiştir. Bu noktalar-daki ivme genlikleri, aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

- Başvurma hareketinin aks üzerindeki cevabı, taşıt gövdesi öne doğru başvurma hareketi yaptığından $z_{2,f}$ 'nin ivme genliğinin $(2/l)$ ile çarpılması ile aşağıdaki gibi elde edilmektedir [17].

$$\ddot{z}_{2,f}\left(\frac{2}{l}\right) = (\omega^2 \sqrt{A^2 + B^2})\left(\frac{2}{l}\right) \quad (25)$$

- Başvurma hareketinin aks aralığının ortasındaki cevabı denklem (24) ile elde edilmektedir.
- Kalkım hareketinin aks üzerindeki cevabı, $z_{2,r}$ 'nin ivme genliği ile aşağıdaki gibi elde edilmektedir [17].

$$\ddot{z}_{2,r} = \omega^2 \sqrt{A^2 + B^2} \quad (26)$$

- Kalkım hareketinin aks aralığının ortasındaki cevabı, $z_{2,r}$ 'nin ivme genliğinin $(l/2)$ ile çarpılması ile elde edilmektedir [17].

$$\ddot{z}_{2,r}\left(\frac{l}{2}\right) = \omega^2 \sqrt{A^2 + B^2}\left(\frac{l}{2}\right) \quad (27)$$

Bu denklemlerden elde edilen aks ortasındaki ivme genliklerinin frekans cevapları da büyütme fonksiyonları ile elde edilmiştir. Bu yöntem ile elde edilen aks ortasındaki ivme genlikleri, dantela eğrileri şeklindedir. Dantela eğrilerinin tepe noktası o frekans aralığı için maksimum ivme genliğini ifade etmektedir. Dantela eğrilerinin tepe sayıları arttıkça taşıt gövdesi, başvurma ve kalkım hareketini daha sıklıkla yapmaktadır. Dantela eğrilerinin tabanlarının sıfır çizgisine olan mesafesi, taşıt gövdesinin başvurma ile kalkım hareketi arasındaki etkileşimi belirlemektedir.

Ayrıca, aks ortasındaki ivme genliği eğrilerinin aks üzerindeki ivme eğrilerinin altında kalması, sürüş konforunda bir iyileşmenin olabileceğini ve bu eğriler arasındaki mesafenin artması da daha iyi bir sürüş konforunun elde edilebileceğini göstermektedir.

Tablo 1. Temel taşıt parametreleri (Basic vehicle parameters)

$m_{2,f}$	Ön aks üstündeki yaylı kütle	229 kg
$m_{2,r}$	Arka aks üstündeki yaylı kütle	229 kg
$m_{1,f}$	Yaysız ön aks kütlesi	24 kg
$m_{1,r}$	Yaysız arka aks kütlesi	24 kg
$f_{2n,f}$	Ön aks üzerindeki yaylı kütlenin doğal frekans aralığı	1.4 – 2 Hz
$f_{2n,r}$	Arka aks üzerindeki yaylı kütlenin doğal frekans aralığı	1.4 – 2 Hz
$f_{1n,f}$	Ön aks üzerindeki aks (yaysız) kütlesinin doğal frekansı	11 Hz
$f_{1n,r}$	Arka aks üzerindeki aks (yaysız) kütlesinin doğal frekansı	11 Hz
$D_{2,f}$	Ön aks boyutsuz sönümleme oranı	0.25
$D_{2,r}$	Arka aks boyutsuz sönümleme oranı	0.25
l	Aks aralığı	2.6 m
l_f	Ağırlık merkezinin ön aksa olan mesafesi	1.48 m
l_r	Ağırlık merkezinin arka aksa olan mesafesi	1.48 m
i	Yaylı kütlenin ağırlık merkezi etrafındaki jirasyon yarıçapı	1.4 m
v	Taşıtlar hızı aralığı	10 - 20 m/sn

Tablo 2. Temel taşıt parametrelerinden hesaplanan parametreler (The parameters computed from basic vehicle parameters)

Yay katsayısı	k
Sönümleme katsayısı	c
Ön aks üstündeki yaylı kütlenin açısal doğal frekansı	$\omega_{2n,f} = 2 \pi f_{2n,f}$
Arka aks üstündeki yaylı kütlenin açısal doğal frekansı	$\omega_{2n,r} = 2 \pi f_{2n,r}$
Ön aks kütlesinin açısal doğal frekansı	$\omega_{1n,f} = 2 \pi f_{1n,f}$
Arka aks kütlesinin açısal doğal frekansı	$\omega_{1n,r} = 2 \pi f_{1n,r}$
Ön süspansiyon yay sertliği	$k_{2,f} = \omega_{2n,f}^2 m_{2,f}$
Arka süspansiyon yay sertliği	$k_{2,r} = \omega_{2n,r}^2 m_{2,r}$
Ön lastik yay sertliği	$k_{1,f} = m_{1,f} \omega_{1n,f}^2 - k_{2,f}$
Arka lastik yay sertliği	$k_{1,r} = m_{1,r} \omega_{1n,r}^2 - k_{2,r}$
Ön aks amortisörünün sönümleme katsayısı	$c_{2,f} = 2 k_{2,f} D_{2,f} / \omega_{2n,f}^2$
Arka aks amortisörünün sönümleme katsayısı	$c_{2,r} = 2 k_{2,r} D_{2,r} / \omega_{2n,r}^2$
Akslar üzerindeki toplam yaylı kütle	$m_2 = m_{2,f} + m_{2,r}$
Ön aksın ağırlık merkezine mesafesi	$l_f = (l m_{2,r}) / (m_2)$
Arka aksın ağırlık merkezine mesafesi	$l_r = (l m_{2,f}) / (m_2)$

5. SİMÜLASYON SONUÇLARI (SIMULATION RESULTS)

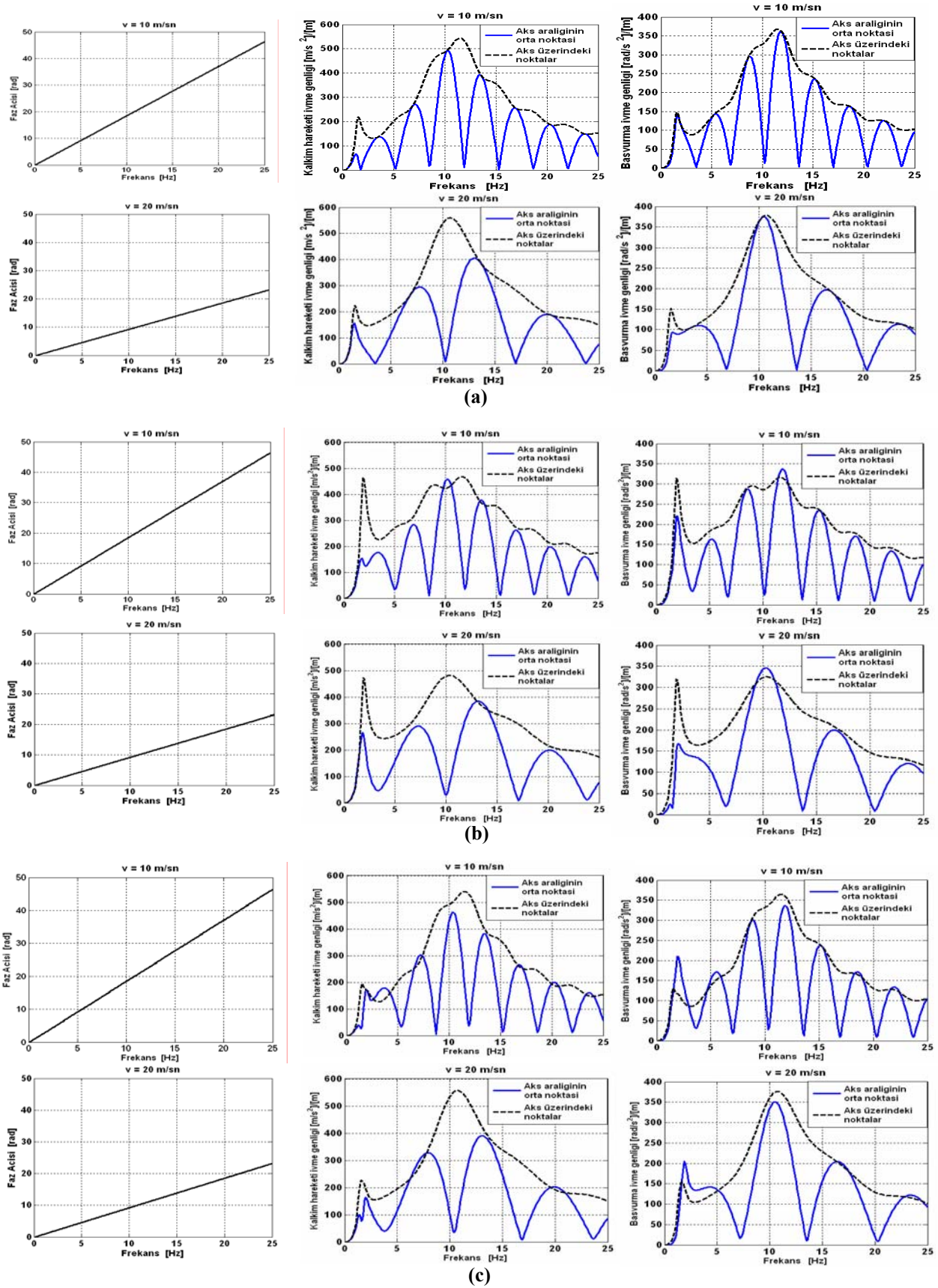
5.1 Farklı taşıtlar hızlarına göre elde edilen sonuçlar (The results obtained with respect to different vehicle speeds)

Şekil 2’de farklı taşıtlar hızlarında salınım merkezi konum değişiminin, yol uyarısı frekansına göre ivme genliklerine ait frekans cevaplarında meydana getirdiği değişimler görülmektedir. Şekil 2’deki tüm grafiklerde taşıtlar hızı arttıkça dantela şeklindeki eğrilerin tepe sayısı azalmaktadır. Bu, taşıtlar hızı arttıkça faz farkının azalması sonucunda taşıtlar gövdesinin daha az başvurma ve kalkım hareketi yaptığını göstermektedir.

Ayrıca, tüm grafiklerde aks üstündeki noktaların ivme genliğini belirleyen eğrilerde iki rezonans tepesi bulunmaktadır. Bunlardan düşük yol uyarısı frekansında ortaya çıkan rezonans tepesi, aks üzerindeki yaylı kütlenin doğal frekansını, yüksek yol uyarısı frekansındaki ise aks kütlesi (yaysız kütle)’nin doğal frekansını göstermektedir.

Şekil 2(a)’da görüldüğü gibi her iki süspansiyon yayının aynı sertlikte olması ile elde edilen salınım merkezi konum değişimi sayesinde tüm yol uyarı frekanslarında aks üstündeki noktaların ivme genliği, aks aralığının ortasındakilerden daha büyük olduğundan sürüş konforunda iyileşme elde edilebilir.

Şekil 2(b)’de görüldüğü gibi taşıtlar gövdesi doğal frekansına yakın yol uyarı frekanslarında aks üzerindeki noktalarda hem başvurma hem de kalkım hareketinde aks üzerindeki sürüş konforu en kötü durumdadır. Ayrıca, yol uyarı frekansı aks doğal frekansına yaklaştıkça taşıtların orta noktasındaki ivme genliği, aks üzerindikilerden daha büyüktür. Bu sonuç, bu frekanslarda sürüş konforundan bir iyileşme elde edilemeyeceğini göstermektedir. Sonuç olarak, taşıtlar gövdesi başvurma ve kalkım hareketi yaparken başvurma salınım merkezi arka aksa, kalkım merkezi de ön aksa doğru harekete zorlandıkça sürüş konforu kötüleşebilir. Şekil 2(c)’de ise yol uyarı frekansı, taşıtlar gövdesi doğal frekansına yaklaştıkça orta noktadaki başvurma ivme genliklerinin, aks üstündekilere göre daha yüksek değerde olduğu görülmektedir. Bu nedenle



Şekil 2. a. $f_{2n,f} = f_{2n,r}$ için ivme genliklerinin frekans cevapları ($f_{2n,f} = f_{2n,r} = 1.4$ Hz) (a. The frequency responses of body pitch and bounce acceleration for $f_{2n,f} = f_{2n,r}$), b. $f_{2n,f} > f_{2n,r}$ için ivme genliklerinin frekans cevapları ($f_{2n,f} = 2$ Hz, $f_{2n,r} = 1.4$ Hz) (b. The frequency responses of body pitch and bounce acceleration for $f_{2n,f} > f_{2n,r}$), c. $f_{2n,f} < f_{2n,r}$ için ivme genliklerinin frekans cevapları ($f_{2n,f} = 1.4$ Hz $f_{2n,r} = 2$ Hz) (c. The frequency responses of body pitch and bounce acceleration for $f_{2n,f} < f_{2n,r}$)

bu salınım merkezi konum değişimi ile bu frekans aralığında sürüş konforu kötüleşmektedir. Buna karşın, uyarı frekansı arttıkça hem kalkım hem de başvurma ivme genlikleri en düşük değerindedir. Bu sonuçlar ile taşıt gövdesi ön aksa doğru başvurma hareketi yaparken aynı aks aralığı için taşıt hızı arttıkça yük transferinin sürüş konforunu kötüleştirmemesi amacıyla şekil 2(a) ve (c) karşılaştırıldığında;

- Yol uyarı frekansı, yaylı kütle doğal frekansına yaklaştığında başvurma salınım merkezinin aks ortasına, kalkım salınım merkezinin de sonsuza doğru hareket ettirilmesi gerektiği,
- Yol uyarı frekansı, yaysız kütle doğal frekansına yaklaştıkça başvurma salınım merkezinin ön aksa, kalkım salınım merkezinin de arka aksa doğru hareket ettirilmesi gerektiği belirlenmiştir.

Şekil 2(a) ve (c) başvurma ve kalkım hareketi arasındaki etkileşimi açısından incelendiğinde, taşıt gövdesi rezonansa maruz kaldığında sürüş konforunun kötüleşmemesi için, başvurma ve kalkım hareketi birbirini daha az etkilemeli, aks kütlesi rezonansa maruz kaldığında ise daha fazla etkilemesi gerektiği tespit edilmiştir. Aynı şekilde başvurma genliklerinin azalması için kalkım ivme genliklerinin artması gerektiği görülmüştür. Böylece, taşıt, yol pürüzlülüğünü başvurma hareketinden daha çok kalkım hareketi ile karşılayarak yük transferinin sürüş konforunu kötüleştirici etkilerini azaltmaktadır.

5.2. Farklı aks aralıklarına göre elde edilen sonuçlar (The results obtained with respect to different wheelbases)

Taşıt dinamiği literatüründe, aks aralığı; ön ve arka tekerlek temas merkezleri arasındaki mesafe olarak tanımlanmaktadır. Şekil 3'de farklı aks aralıklarında başvurma hareketi anında salınım merkezi konum değişiminin, yol uyarısı frekansına göre ivme genliklerinin frekans cevaplarında meydana getirdiği değişimler görülmektedir.

Şekil 3'deki tüm grafiklerde, aks aralığı arttıkça dantela şeklindeki eğrilerin tepe sayısı artmaktadır. Bu sonuç, ön ve arka akslara gelen uyarılar arasındaki faz farkının artması ile taşıt gövdesinin daha çok sıklıkla başvurma ve kalkım hareketi yaptığını göstermektedir. Ayrıca, şekil 2'deki tüm grafiklerde olduğu gibi şekil 3'deki tüm grafiklerde de aks üstündeki noktaların ivme genliğini belirleyen eğrilerde iki rezonans tepesi bulunmaktadır.

Şekil 3(a)'da, tüm yol uyarı frekanslarında aks üstündeki noktaların ivme genliği, aks aralığının ortasındakilerden daha büyük olduğu için bu salınım merkezi konumu ile sürüş konforunda iyileşme elde edilebileceği görülmektedir. Şekil 3(b)'de ise yol uyarı frekansı aks doğal frekansına yaklaştıkça taşıtın orta noktasındaki ivme genliği, aks üzerindkilerden

daha büyük olduğu ve bunun sonucunda bu salınım merkezi konumu ile geniş frekans aralıklarında sürüş konforundan bir iyileşme elde edilemeyeceği görülmektedir. Şekil 3(c)'de ise yol uyarı frekansı, taşıt gövdesi doğal frekansına yaklaştıkça aks aralığının ortasındaki başvurma ivme genliklerinin, aks üstündekilere göre daha yüksek değerde olduğu görülmektedir. Bu nedenle bu salınım merkezi nedeniyle bu frekans aralığında sürüş konforunda düzelme olmayabilir. Buna karşın, yol uyarı frekansı, aks frekansına yaklaştıkça aks ortasındaki ivme genliği eğrileri aks üzerindkilerden daha aşağıda olması nedeniyle bu frekans aralığında da sürüş konforu iyileştirilebilir. Bu frekans aralığında en düşük başvurma ivme genliği de bu salınım merkezi hareketi sayesinde elde edilmiştir. Bu sonuçlar ile taşıt gövdesi ön aksa doğru başvurma hareketi yaparken aynı taşıt hızında aks aralığı arttıkça yük transferinin sürüş konforunu kötüleştirmemesi amacıyla şekil 3(a) ve (c) karşılaştırıldığında;

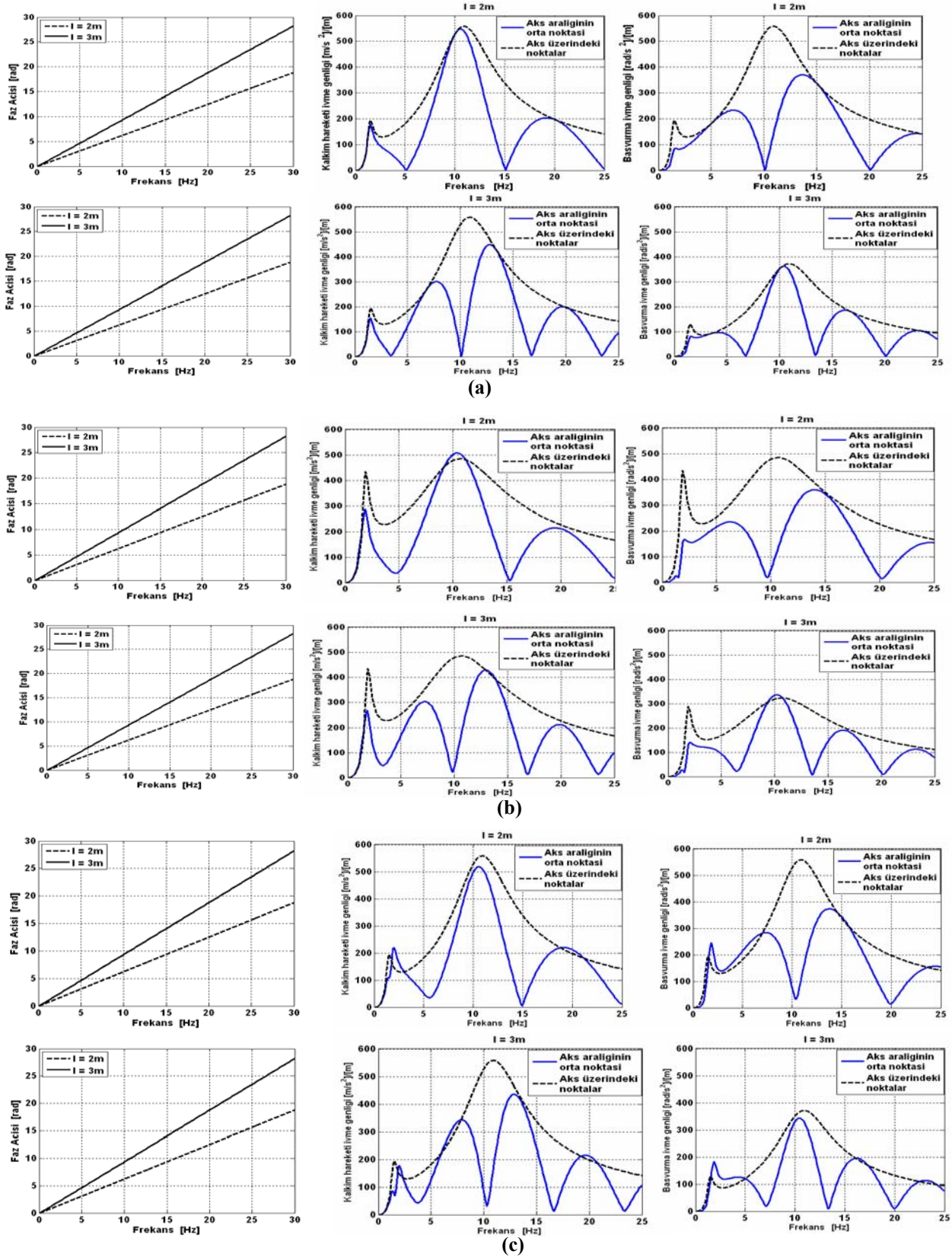
- Yol uyarı frekansı, yaylı kütle doğal frekansına yaklaştığında başvurma salınım merkezinin aks ortasına, kalkım salınım merkezinin de sonsuza doğru hareket ettirilmesi gerektiği,
- Yol uyarı frekansı, yaysız kütle doğal frekansına yaklaştıkça başvurma salınım merkezinin ön aksa, kalkım salınım merkezinin de arka aksa doğru hareket ettirilmesi gerektiği belirlenmiştir.

Şekil 3(a) ve (c) başvurma ve kalkım hareketi arasındaki etkileşim açısından incelendiğinde, taşıt gövdesi rezonansa maruz kaldığında sürüş konforunun kötüleşmemesi için başvurma ve kalkım hareketi birbirini daha az etkilemeli, aks kütlesi rezonansa maruz kaldığında ise daha fazla etkilemesi gerektiği tespit edilmiştir. Sonuç olarak; şekil (2) ve (3)'de elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında hem taşıt hızlandıkça hem de aks aralığı arttıkça yük transferinin sürüş konforu üzerindeki etkilerini azaltacak başvurma ve kalkım salınım merkezi hareketleri aynı yöndedir.

6. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, yük dağılımının sürüş konforu üzerindeki etkilerini azaltacak ölçütü belirlemek için, başvurma hareketi anında salınım merkezleri, ağırlık merkezine göre farklı noktalara hareket ettirilmiştir. Bunun sonucunda, sürüş konforunu düzelterek salınım merkezi hareket yönleri belirlenmiştir. Belirlenen bu merkezlerin başvurma hareketi anında sürüş konforunu iyileştirebilecek ölçütler (kriterler) olabileceği tespit edilmiştir.

Bu ölçütler, belirli yol karakteristiği için yaylı ve yaysız kütlelerin doğal frekansına göre aşağıdaki gibi belirlenmiştir.



Şekil 3. a. $f_{2n,f} = f_{2n,r}$ için ivme genliklerinin frekans cevapları ($f_{2n,f} = f_{2n,r} = 1.4\text{ Hz}$) (a. The frequency responses of body pitch and bounce acceleration for $f_{2n,f} = f_{2n,r}$, **b.** $f_{2n,f} > f_{2n,r}$ için ivme genliklerinin frekans cevapları ($f_{2n,f} = 2\text{ Hz}$, $f_{2n,r} = 1.4\text{ Hz}$) (b. The frequency responses of body pitch and bounce acceleration for $f_{2n,f} > f_{2n,r}$, **c.** $f_{2n,f} < f_{2n,r}$ için ivme genliklerinin frekans cevapları ($f_{2n,f} = 1.4\text{ Hz}$, $f_{2n,r} = 2\text{ Hz}$) (c. The frequency responses of body pitch and bounce acceleration for $f_{2n,f} < f_{2n,r}$)

- Yol uyarı frekansı, yaylı kütle doğal frekansına yaklaştıkça başvurma salınım merkezi aks ortasına, kalkım salınım merkezi de sonsuza doğru hareket ettirilmeli,
- Yol uyarı frekansı, aks kütlesi (yaysız kütle) doğal frekansına yaklaştıkça da başvurma salınım merkezi ön aksa, kalkım salınım merkezi de arka aksa doğru hareket ettirilmelidir.

Pasif süspansiyonlarda başvurma hareketi anında bu salınım merkezi hareketlerini verebilecek yay katsayısı, taşıt kütlesi, aks kütlesi ve amortisör sönümleme katsayısı gibi süspansiyon özellikleri ile sürüş konforunun iyileşebileceği tespit edilmiştir. Bu süspansiyon özelliklerinin, sadece belirli yol karakteristiği için baskın frekans bileşenlerine göre belirlenebileceği görülmüştür. Elde edilen süspansiyon özellikleri sayesinde sürüş konforunu iyileştiren etkenlerin, başvurma ve kalkım hareketleri arasındaki etkileşimin değişmesi ve yoldan gelen uyarıların başvurma ivme genliğinden daha yüksek olan kalkım ivme genlikleri ile karşılanması olduğu belirlenmiştir.

Aynı zamanda, ağırlık merkezinin konumu ve jirasyon yarıçapı gibi taşıt özellikleri ile salınım merkezi, istenilen noktalara hareket ettirilebilir. Ancak, yol uyarısına göre değişim gösterememektedir. Bu nedenle, belirli yol karakteristiği için sürüş konforunu düzeltebilecek ölçütün, süspansiyon özellikleri ile elde edilebileceği görülmüştür.

SEMBOLLER (LIST OF SYMBOLS)

$z_{1,f}$	Ön aks kütlesinin düşey yer değiştirmesi
$z_{1,r}$	Arka aks kütlesinin düşey yer değiştirmesi
$z_{2,f}$	Ön aks üzerindeki yaylı kütlenin düşey yer değiştirmesi
$z_{2,r}$	Arka aks üzerindeki yaylı kütlenin düşey yer değiştirmesi

Alt indisler (Subscripts)

f	Ön
r	Arka
1	Yaysız kütle
2	Yaylı kütle

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Sharp, R.S., "Wheelbase Filtering and Automobile Suspension Tuning for Minimising Motions in Pitch", **IMechE Part D Automobile Engineering**, 216, 933 – 946, 2002.

2. Sun, T., Zang, Y. ve Barak, P., "4-DOF Vehicle Model", **SAE Paper**, 011580, 2002.
3. Elbeheiry, E.M., Karnop, D.C., ElAraby, M.E. ve Abdelraauf, A.M., "Advanced Ground Vehicle Suspension Systems – A Classified Bibliography", **Vehicle System Dynamics**, 24, 231-258, 1995.
4. Campos, J., Davis, F., Lewis, F.L., Ikenaga, S., Scully, S. ve Evans, M., "Active Suspension Control of Ground Vehicle Heave and Pitch Motions", **Proceedings of the 7th Mediterranean Conference on Control and Automation**, 222 – 233, 1999.
5. Erzi, A.I., "Cadde ve Ray Taşıtları Titreşimi Ders Notları", İTÜ Makine Fakültesi, İstanbul, 2000.
6. Milliken, F.W. ve Milliken, D.L., "Chassis Design Principle and Analysis", SAE, USA, 2002.
7. Crolla, D.A. ve King, R.P., "Olley's Flat Ride (Revisited)", **Vehicle System Dynamics Supplement**, 33, 762 -774, 1999.
8. Hrovat, D., "Survey of Advanced Suspension Developments and Related Optimal Control Applications", **Automotica**, 33, 10, 1781-1817, 1997.
9. Barak, P., "Magic Numbers in Design of Suspensions for Passenger Cars", **SAE Paper**, 911921, 1991.
10. Wong, J.Y., "Theory of Ground Vehicles, John Wiley&Sons, New York, A.B.D, 1993.
11. Gillespie, T.D., "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE, USA, 1992.
12. Genta, G., "Motor Vehicle Dynamics Mathematical Modelling", World Scientific, USA, 1992.
13. Dixon, J.C., "Tires, Suspension and Handling", SAE, USA, 1996.
14. Smith, M.C. ve Walker, G.W., "Interconnected Vehicle Suspension", **IMechE Part D Automobile Engineering**, 219, 295-307, 2004.
15. Güney, A., "Taşıtlarda Titreşim ve Gürültü Ders Notları", İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul, 2002.
16. Ghosh, M.K. ve Dinavahi, R., "Vibration Analysis of a Vehicle System supported on a Damper-Controlled Variable-Spring Stiffness Suspension", **IMechE Part D Automobile Engineering**, 219, 607 – 619, 2005.
17. Mitschke, M., "Dynamik Der Kraftfahrzeuge Band B: Schwingungen", Springer - Verlag, Berlin, Germany, 1997.
18. The Mathworks Inc., "Matlab 7.0 User Guide", The Mathworks Inc., USA, 2005.

EK (APPENDIX)**1. Sistemin kinetik enerjisi için jacobian matrisi (J_{Ek}) (D : Kısmi türev)**

Kinetik enerji denkleminin genelleştirilmiş hızlara göre türevi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial Ek}{\partial \dot{z}_{2,f}} = Ek_{2,f}, \quad \frac{\partial Ek}{\partial \dot{z}_{2,r}} = Ek_{2,r}, \quad \frac{\partial Ek}{\partial \dot{z}_{1,f}} = Ek_{1,f}, \quad \frac{\partial Ek}{\partial \dot{z}_{1,r}} = Ek_{1,r}$$

Ek, bu türevlerden oluşan bir matris ise Jacobian matrisi (J_{Ek}) aşağıdaki gibidir.

$$\mathbf{Ek} = \begin{bmatrix} Ek_{2,f} \\ Ek_{2,r} \\ Ek_{1,f} \\ Ek_{1,r} \end{bmatrix} \quad D\mathbf{Ek} = J_{Ek} = \begin{bmatrix} \frac{\partial Ek_{2,f}}{\partial \dot{z}_{2,f}} & \frac{\partial Ek_{2,f}}{\partial \dot{z}_{2,r}} & \frac{\partial Ek_{2,f}}{\partial \dot{z}_{1,f}} & \frac{\partial Ek_{2,f}}{\partial \dot{z}_{1,r}} \\ \frac{\partial Ek_{2,r}}{\partial \dot{z}_{2,f}} & \frac{\partial Ek_{2,r}}{\partial \dot{z}_{2,r}} & \frac{\partial Ek_{2,r}}{\partial \dot{z}_{1,f}} & \frac{\partial Ek_{2,r}}{\partial \dot{z}_{1,r}} \\ \frac{\partial Ek_{1,f}}{\partial \dot{z}_{2,f}} & \frac{\partial Ek_{1,f}}{\partial \dot{z}_{2,r}} & \frac{\partial Ek_{1,f}}{\partial \dot{z}_{1,f}} & \frac{\partial Ek_{1,f}}{\partial \dot{z}_{1,r}} \\ \frac{\partial Ek_{1,r}}{\partial \dot{z}_{2,f}} & \frac{\partial Ek_{1,r}}{\partial \dot{z}_{2,r}} & \frac{\partial Ek_{1,r}}{\partial \dot{z}_{1,f}} & \frac{\partial Ek_{1,r}}{\partial \dot{z}_{1,r}} \end{bmatrix}$$

2. Sistemin potansiyel enerjisi için Jacobian matrisi (J_{Ep}) (D : Kısmi türev)

Potansiyel enerji denkleminin genelleştirilmiş düşey yer değiştirmeler göre türevi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial Ep}{\partial z_{2,f}} = Ep_{2,f}, \quad \frac{\partial Ep}{\partial z_{2,r}} = Ep_{2,r}, \quad \frac{\partial Ep}{\partial z_{1,f}} = Ep_{1,f}, \quad \frac{\partial Ep}{\partial z_{1,r}} = Ep_{1,r}$$

Ep, bu türevlerden oluşan bir matris ise jacobian matrisi (J_{Ep}) aşağıdaki gibidir.

$$\mathbf{Ep} = \begin{bmatrix} Ep_{2,f} \\ Ep_{2,r} \\ Ep_{1,f} \\ Ep_{1,r} \end{bmatrix} \quad D\mathbf{Ep} = J_{Ep} = \begin{bmatrix} \frac{\partial Ep_{2,f}}{\partial z_{2,f}} & \frac{\partial Ep_{2,f}}{\partial z_{2,r}} & \frac{\partial Ep_{2,f}}{\partial z_{1,f}} & \frac{\partial Ep_{2,f}}{\partial z_{1,r}} \\ \frac{\partial Ep_{2,r}}{\partial z_{2,f}} & \frac{\partial Ep_{2,r}}{\partial z_{2,r}} & \frac{\partial Ep_{2,r}}{\partial z_{1,f}} & \frac{\partial Ep_{2,r}}{\partial z_{1,r}} \\ \frac{\partial Ep_{1,f}}{\partial z_{2,f}} & \frac{\partial Ep_{1,f}}{\partial z_{2,r}} & \frac{\partial Ep_{1,f}}{\partial z_{1,f}} & \frac{\partial Ep_{1,f}}{\partial z_{1,r}} \\ \frac{\partial Ep_{1,r}}{\partial z_{2,f}} & \frac{\partial Ep_{1,r}}{\partial z_{2,r}} & \frac{\partial Ep_{1,r}}{\partial z_{1,f}} & \frac{\partial Ep_{1,r}}{\partial z_{1,r}} \end{bmatrix}$$

3. Sistemin sönüm (dissipasyon) enerjisi için Jacobian matrisi (J_{Ed}) (D : Kısmi türev)

Sönüm enerji denkleminin genelleştirilmiş hızlara göre türevi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial Ed}{\partial \dot{z}_{2,f}} = Ed_{2,f}, \quad \frac{\partial Ed}{\partial \dot{z}_{2,r}} = Ed_{2,r}, \quad \frac{\partial Ed}{\partial \dot{z}_{1,f}} = Ed_{1,f}, \quad \frac{\partial Ed}{\partial \dot{z}_{1,r}} = Ed_{1,r}$$

Ed, bu türevlerden oluşan bir matris ise jacobian matrisi J_{Ed} aşağıdaki gibidir.

$$\mathbf{Ed} = \begin{bmatrix} Ed_{2,f} \\ Ed_{2,r} \\ Ed_{1,f} \\ Ed_{1,r} \end{bmatrix} \quad D\mathbf{Ed} = J_{Ed} = \begin{bmatrix} \frac{\partial Ed_{2,f}}{\partial \dot{z}_{2,f}} & \frac{\partial Ed_{2,f}}{\partial \dot{z}_{2,r}} & \frac{\partial Ed_{2,f}}{\partial \dot{z}_{1,f}} & \frac{\partial Ed_{2,f}}{\partial \dot{z}_{1,r}} \\ \frac{\partial Ed_{2,r}}{\partial \dot{z}_{2,f}} & \frac{\partial Ed_{2,r}}{\partial \dot{z}_{2,r}} & \frac{\partial Ed_{2,r}}{\partial \dot{z}_{1,f}} & \frac{\partial Ed_{2,r}}{\partial \dot{z}_{1,r}} \\ \frac{\partial Ed_{1,f}}{\partial \dot{z}_{2,f}} & \frac{\partial Ed_{1,f}}{\partial \dot{z}_{2,r}} & \frac{\partial Ed_{1,f}}{\partial \dot{z}_{1,f}} & \frac{\partial Ed_{1,f}}{\partial \dot{z}_{1,r}} \\ \frac{\partial Ed_{1,r}}{\partial \dot{z}_{2,f}} & \frac{\partial Ed_{1,r}}{\partial \dot{z}_{2,r}} & \frac{\partial Ed_{1,r}}{\partial \dot{z}_{1,f}} & \frac{\partial Ed_{1,r}}{\partial \dot{z}_{1,r}} \end{bmatrix}$$

