

ALTI TEKERLEKLİ TAŞITIN DENEYSEL VE TEORİK OLARAK FREKANS ANALİZİ, DİNAMİK ABSORBER UYGULAMASI

Cihan DEMİR

Y.T.Ü. Makina Fakültesi, İSTANBUL
cdemir@yildiz.edu.tr

ABSTRACT

Calculation of resonance frequencies of a six-wheeled vehicle has been proposed in this work by means of computational and experimental methods. In modelling vehicle, elastic body and rigid body techniques were used in computational methods. Therefore a three – dimensional finite element model was generated using beam elements and shell elements. The components of the experiment vehicle such as gas tank, main engine etc. have been modelled as lumped masses on original location at experiment vehicle. The other approach in modelling of vehicle is discrete mass model as rigid body. Tires were modelled as spring and dashpot elements. Impulse excitation using a hammer as well as the excitation with an electrodynamic shaker driven by a sinusoidal signal were used to measure the frequency response of the system. Vibration measurements were taken from several places (driver seat location etc.) by B&K 2515 vibration analyser. Finally, the results obtained from experiment were compared with the calculated results and a good agreement between these results were obtained. Dynamic absorber was applied to vehicle for removing the hopping frequency in 5-7 Hz.

Key Words : 6x6 Vehicle, Frequency, Vibration, Analysis, FEM

ÖZET

Literatürde genel olarak dört tekerlekli taşıtların dinamik durumları analitik ve deneysel olarak incelenmektedir. Bu yöntemler Altı tekerleğinden tahrik edilen (6x6) taşıta uygulanmıştır. Taşıtların dinamik modellenmesinde elastik gövde ve rijit gövde modelleme yaklaşımı kullanılmıştır. Elastik gövde yaklaşımında üç boyutlu model kabuk ve çubuk elemanlar kullanılarak oluşturulmuştur. Taşıt üzerindeki parçalar kütle olarak, ağırlık merkezini verecek şekilde uygun yerlere konulmuştur. Rijit gövdeli model yaklaşımında "Tam Taşıt" esas alınarak matematik modeller geliştirilmiştir. Denklemlerde, akslar ve gövde rijit sistem üç serbestlik dereceli olarak ve tekerleklerin de sönümü gözönüne alınmıştır. Taşıt modelinin doğal frekansları için MATLAB programıyla çözüm elde edilmiştir. Deneysel olarak taşıt darbe yöntemi ve sinüs-süpürme yöntemi kullanılarak testler yapılmıştır. B&K 2515 Vibration Analyser cihazıyla ölçümler gerçekleştirilmiştir. Çalışmalardan elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Düşey yönde oluşan rijit modu sönümleyecek şekilde dinamik absorber uygulaması yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler : 6x6 Taşıt, Frekans, Titreşim, Analiz, Sonlu Elemanlar

1. GİRİŞ

Bir dinamik sistemin doğal frekanslarının ve mod şekillerinin bulunması veya diğer adıyla frekans analizi, yapının dinamik karakteristiklerini ortaya koyması, dinamik yükler altında nasıl bir cevap vereceğinin belirlenmesi açısından önemlidir. Karmaşık bir dinamik sistem olan taşıtların, günlük hayatımızda ayrı bir önemi vardır. Arazi taşıtları, motorlu taşıtlar içinde, yol şartları ve kullanım şekli olarak, en zor durumlara maruz kalırlar. Altı tekerleğinden tahrik edilen (6x6) taşıtların arazideki seyir durumları ve performansları çok iyidir. Sahip olduğu avantajlardan dolayı, askeri amaçlı, hafif

savaş aracı ve silahlı personel taşıyıcı olarak kullanılmaktadır. Bu tip taşıtlar ağır silahlı taşıtlara ve orduya destek açısından giderek artan bir öneme sahiptirler. Taşıt özel maksatlı veya askeri amaçlarla kullanılacaksa (havan topu atışı ve zor arazi şartları gibi), taşıt yapısı ve dinamik davranışlarının teorik ve deneysel olarak incelenmesi gerekmektedir.

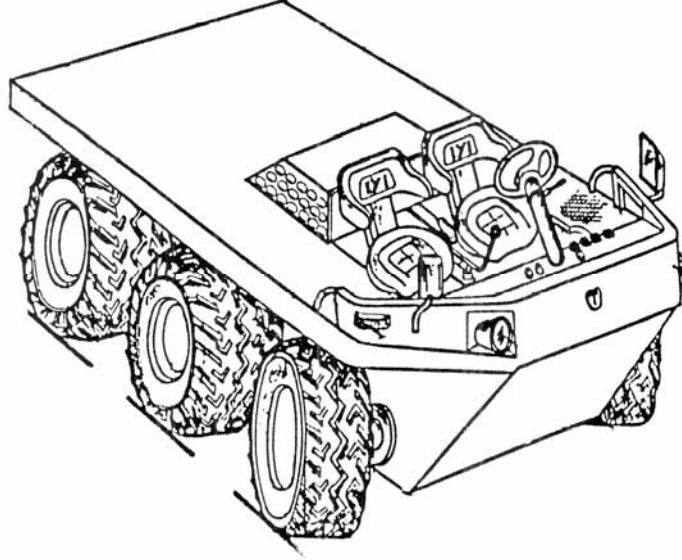
Taşıt dinamik analizinin yapılmasıyla elde edilecek yararlar aşağıdaki gibi verilebilir;

- Taşıtın yapısal zayıflıklarını belirlemek ve bunların giderilmesi yönünde çalışmalar yapmak
- Taşıt performansını arttırmak

- Taşıt ömrünü gerçek işletme şartlarına göre hesaplamak
- Taşıtlarda oluşabilecek hasarları önlemek
- İhtiyaca uygun olarak taşıt kütlelerini azaltmak
- Taşıtın tasarım ve geliştirme aşamalarına yardımcı olmak
- Taşıt bakım masraflarını azaltmak

Frekans analizinin önemi aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- a) Analitik modeli doğrulamak; eğer fiziksel modellerle uygun sonuçlar çıkarsa, bu analitik model daha sonraki değişiklikler ve analizler için kullanılabilir.
- b) Sorun giderme; yapının her bir rezonans frekansında, dinamik olarak nasıl davranacağını anlayarak yapısal zayıflıkları bulmada yararlı olur.
- c) Gerekli düzeltmelerin değerlendirilmesi; gürültü ve titreşim problemlerinin giderilmesi



Şekil 1. Araç görünüşü

(6x6) Taşıtların sahip oldukları avantajlara rağmen literatürde yapısal ve dinamik analizleri üzerine yayınlanmış çalışma yok denecek kadar azdır. Literatürde genel olarak dört tekerlekli taşıtların dinamik durumları analitik ve deneysel olarak incelenmektedir.

Taşıtların dinamik analizlerini yapmak için literatürde iki yaklaşım tipi vardır.

a) Analitik yöntemler :

Sistemin matematik modelini elde etmek esasına dayanır ve iki yöntem kullanılır;

- 1- Taşıt, yay ve sönüm elemanlarıyla birbirlerine bağlı ayrı kütlelerden oluşmaktadır.

Bu sistem adı diferansiyel denklemlerle ifade edilebilir.

- 2- Taşıt gövdesi elastik olarak kabul edilir ve sistem kısmi türevli diferansiyel denklemlerle veya sonlu elemanlarla gösterilebilir.

b) Deneysel yöntemler:

- 1- Frekans Analizi (Modal Analiz); sistemin dinamik karakteristiklerini deneysel olarak bulabilmek için çeşitli metodlar vardır.

Yapıyı tahrik etmek için, darbe (impulse) ve elektromagnetik titreşim üretici kullanılabilir. Elektromagnetik titreşim üreticisini tahrik etmek için; Pseudo-random veya sinüs sinyali kullanılabilir. Sinüs süpürmesi yönteminde (sine-swept), değişken frekans değerlerinde harmonik kuvvet uygulayan titreşim üretici (shaker) sisteme bağlanarak, sistemin titreşim cevapları belirli frekans aralıklarında ölçülür. Darbe yönteminde ise çekiş ile darbe verilen sistemin cevabı titreşim analizörü ile frekans düzleminde ölçülerek yapılır.

Yapının dinamik davranışlarını görmek için, çeşitli yol fonksiyonları karşısındaki titreşim cevapları frekans veya zaman düzleminde titreşim analizörüyle ölçülür.

Bir çok araştırmacı taşıtı; rijit gövde, aks, süspansiyon elemanları ve lastiklerden oluşan dinamik bir model olarak ele almıştır. Titreşime neden olan dış etkilerin de, yol düzgünlüğünden kaynaklandığını kabul etmişlerdir. [1,2] Bugüne

kadar yapılan araştırmaların çoğunda taşıt, simetrik olduğundan dörtde bir olarak modellenmiştir.[2,3] Bu modelleme yaklaşımı, 1/4 taşıt modeli (Quarter car), çok basit olması ve taşıt titreşimleri hakkında yeterli bilgiyi verdiği için önemli bir yere sahiptir.

Altı tekerinden tahrikli (6x6) özel amaçlı taşıt için bulunan tek çalışma da ise Huh ve Hong özel amaçlı, altı tekerleğinden tahrikli bir taşıtın kullanım performansını incelemişlerdir. Taşıt ayrı kütlelerden oluşturulmuş ve 18 serbestlik dereceli olarak modellenmiştir. Bu çalışmada taşıtın arazideki manevra karakteristikleri incelenmiştir. Tekerlek modelini oluşturmada nonlineer ve kinematik etkileri gözönüne almışlardır. Taşıtın simülasyonu MATLAB / SIMULINK de hazırlanarak giriş ve çıkış parametrelerinin kolaylıkla kontrol edilmesi sağlanmıştır. Taşıtta manevra sırasında, orta tekerlek etkisinin ihmal edilemeyeceğini göstermişlerdir. [4]

Mirolave, taşıt titreşimlerini parametrik olarak incelemiştir. Bu amaçla oluşturduğu yedi serbestlik dereceli rijit gövdeli taşıt modelinde, yer değiştirmeleri, kütle ve atalet momentlerini parametrik olarak kabul ederek pratikte de kullanılabilir bir yöntem geliştirmiştir.[5]

Süspansiyon sisteminin ana görevi, taşıt gövdesini yoldan gelen etkilere karşı izole etmektir. Elbeheiry ve diğerleri taşıtı literatürde, çeyrek model olarak bilinen yaklaşımla rastgele titreşimler karşısında taşıt titreşimlerini minimize edecek, optimum süspansiyon deplasmanını bulmuşlardır. [6] Bazı taşıtlar da (otobüs, vagon vb.) klasik rijit gövde analizi çoğu dinamik problemlerin çözümü için yetersiz kalmaktadır. Bu gibi yapılarda, karkas yapı kiriş elemanlardan oluştuğu için modellemeler de gövde elastikliği ihmal edilemez boyuttur. **Elastik gövde** modelleme yaklaşımı bu gibi durumlarda kaçınılmazdır. Bu modelleme de iki yaklaşım vardır. Birinci yaklaşımda, gövde elastik alt parçalara ayrılarak çözüme gidilir (sonlu elemanlar vb. yöntemler kullanılır). İkinci yaklaşım da ise gövde elastik homojen bir çubuk gibi düşünülerek çözüm yapılır. Elastik gövde yaklaşımı çok sayıda kısmi türevli diferansiyel denklemin çözümünü gerektirmektedir. Bu da çözümü zorlaştırmaktadır. Sonlu elemanlar metodu (SEM) homojen olmayan fiziksel özelliklere sahip kompleks yapılara uygulanabilmesiyle ve gelişen bilgisayar teknolojisi sayesinde, elastik gövde modelleme yaklaşımı için avantajlar sağlamaktadır.

Ramamurti ve Sujatha bir otobüs için, iki farklı sonlu elemanlar modeli geliştirmişlerdir. Bu modeller için Lanczos iterasyon metoduyla 0-50 Hz aralığında otuz tane doğal frekans değeri bulmuşlardır. İlk model, şasi elemanlarını, aksları, süspansiyon ve tekerleklerden oluşmaktadır. Üst yapıyı, uygun nodlara kütleler olarak yerleştirmişlerdir. İkinci model daha kapsamlı olup, üst yapının kiriş elemanlarını ve otobüs gövdesindeki plakları kapsamaktadır. Modellerde

herbir nodunda altı serbestlik dereceli kiriş eleman kullanılmıştır. Yine otobüs gövdesi ve yer için her bir nodunda altı serbestlik dereceli düzlem üçgen elemanlar kullanılmıştır. Doğal frekans değerlerini iki model için de elde etmişler ve test sonuçları ile karşılaştırmışlardır. İlk iki doğal frekans değerini basitleştirilmiş iki serbestlik dereceli sistem için de ayrı olarak elde etmişler ve diğer sonuçlarla karşılaştırmışlardır.[7]

Szöke ve Horvath taşıtların ayrı damperle dinamik analizini, sonlu elemanlar metodu kullanılarak NASTRAN programında yapmışlardır. Takayuki ve diğerleri traktör şasisini parçalara ayırarak her bir parçanın titreşim karakteristikleri ve kabin içindeki gürültü karakteristiklerini ölçmüşlerdir. Bu parçaların sonlu elemanlar modeli oluşturularak, deney sonuçlarıyla karşılaştırmışlar ve modelin doğruluğunu incelemişlerdir. Minimum kabin içi gürültü ve titreşim için yapıyı optimize etmişlerdir. [9] Quing-zu ve diğerleri seyir halindeki traktör kolu üzerinden titreşim değerlerini ölçerek değerlendirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlardan titreşimlerin sürücü sağlığını etkilediğini görmüşlerdir. Titreşim kaynakları ve yapının dinamik davranışı arasındaki ilişkiyi analiz edebilmek için modal analiz yapılarak sonuçlardan ikinci doğal frekansın motor frekansı ile çakıştığını görmüşlerdir. Yapı üzerinde bazı değişiklikler yaparak bu durumu ortadan kaldırmışlar ve yeni taşıtın zorlanmış titreşimlerini simülasyonla elde etmişlerdir. [10] Gupta silahlı bir tankın doğal frekans analizini, deneysel ve sonlu elemanlar yöntemini kullanarak simülasyonla elde ettiği sonuçları karşılaştırmıştır. Model ana gövde, kule ve 105 mm (cannon model) namludan oluşmaktadır. Sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında, parçaların birleştirilmesi ve temas yüzeylerinin oluşturulması kısmı PATRAN , rijit bağlantıların oluşturulması kısmında ADINA programlarını kullanmıştır. Modelleme aşamasında motor ve aktarma organlarının toplam kütlelerini, eşdeğer kütleli rijit blok olarak düşünmüştür ve bu rijit bloğu dört kütleli rijit kirişle gövdeye bağlamıştır.[11]

2. GENEL OLARAK TAŞITLARIN MATEMATİK MODELLENMESİ

Literatürde dört tekerlekli taşıtlar için uygulanan modelleme tipleri , tek , iki ve üç boyutlu ya da çeyrek, yarım ve tam taşıt modelleridir. Bu çalışmada “Tam taşıt” modeli altı tekerleğinden tahrikli taşıta uygulandı.

Literatürdeki modelleme tekniklerinde, tek boyutlu model (çeyrek model), gövde (1/4 gövde), aks ve tekerleklerden meydana gelmektedir. İki serbestlik derecelidir.

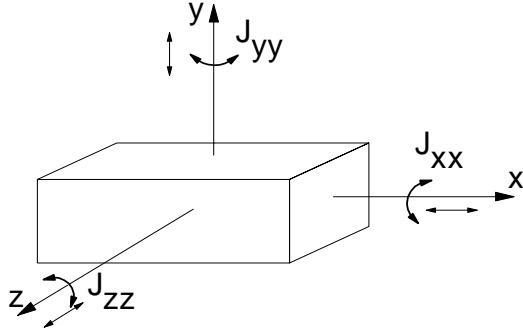
İki boyutlu model de; taşıt boylamasına ikiye bölünerek elde edilir. Literatürde yarım taşıt modeli veya iki boyutlu model olarak adlandırılır. Beş serbestlik derecelidir.

Üç boyutlu model de, taşıt tam olarak ele alınır. Yedi serbestlik derecelidir.

Taşıt matematik modellemesinde, literatürdeki genel kabuller gözönünde tutularak:

- Yay karakteristikleri lineer,
- Vizkos sönümleyiciler lineer,
- Tekerleklerin yol ile temas halinde oldukları ve Hooke kanununa uydukları,
- Yoldan tekerleklerle gelen kuvvetlerin etkiye noktası temas yüzeyinin ortasında olduğu kabul edildi.

Taşıt gövdesi üç doğrusal ve üç açısıl olmak üzere toplam altı hareket yapar.



Şekil 2. Koordinat eksenleri ve hareket yönleri

a) Öteleme Hareketleri;

x - eksenini boyunca titreşim hareketi (ileri geri , frenleme esnasında kendini gösterir)

y - eksenini boyunca titreşim hareketi (aşağı yukarı)

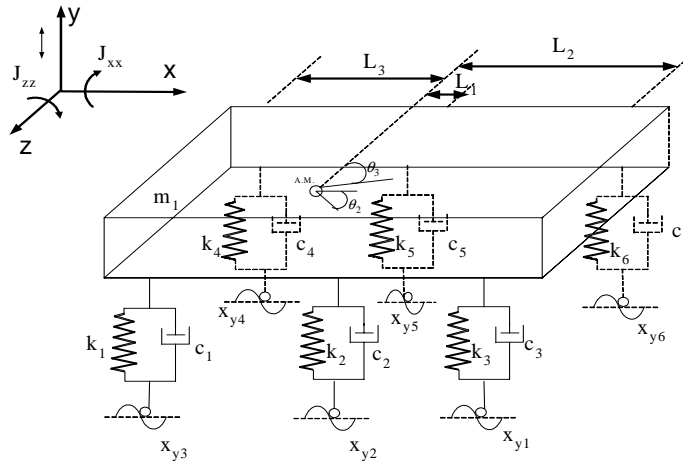
z - eksenini boyunca titreşim hareketi (yana kayma,yandan çarpma ve yan etkilerde ortaya çıkar).

b) Dönme hareketleri;

x - eksenini etrafında dönme (yalpa)

y - eksenini etrafında dönme (savrulma)

z - eksenini etrafında dönme (kafa vurma)



Şekil 3. Taşıt Tam Modeli

$$x_{y1} = X_{y1} \sin(\omega t)$$

$$x_{y4} = X_{y4} \sin(\omega(t + \frac{L}{V}))$$

Gövde rijit, tekerlekler elastik ve sönümlü, zemin rijit kabulüyle modelleme yapıldı. Altı tekerlekli taşıtın altında bir, yarım ve tam taşıt modellerinin hareket denklemleri Lagrange yöntemi kullanılarak elde edildi. Zorlayıcı kuvvet olarak sadece yoldan gelen kuvvetler gözönüne alındı.Yol fonksiyonu sinüzoidal olarak kabul edildi. Taşıta ait resim Şekil 3. de görülmektedir.

Lagrange yönteminde, sistemin enerji toplamları (1) nolu denklemde yerine konular ve geliştirilmiş koordinatlara göre türevleri alınarak hareket denklemleri elde edilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial x_j} + \frac{\partial E_p}{\partial x_j} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_j} = Q_j \quad (1)$$

E_k : Toplam kinetik enerji

E_p : Toplam potansiyel enerji

E_D : Toplam sönüm enerjisi

Q_j : Genelleştirilmiş kuvvetler

x_j :Genelleştirilmiş koordinatlar

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = [F_1]x_y + [F_2]\dot{x}_y \quad (2)$$

M: Kütle katsayıları matrisi

C: Sönüm katsayıları matrisi

K: Yay katsayıları matrisi

x: Yer değiştirme vektörü

F_1, F_2 : Kuvvet katsayıları matrisi

2.1 Altı Tekerlekli Taşıt için Üç Serbestlik Dereceli Model

Gövde ve akslar rijit kabulüyle yapılan modelleme yaklaşımında , yol fonksiyonu sinüzoidal olarak kabul edildi. Gövde tam olarak alınır. Model, gövde ve altı adet tekerlekten meydana gelmektedir. Tam taşıt modeli veya üç boyutlu model olarak bilinir.

$$x_{y2} = X_{y2} \sin\left(\omega\left(t + \frac{d}{V}\right)\right) \quad x_{y5} = X_{y5} \sin\left(\omega\left(t + \frac{d}{V}\right)\right) \quad (3)$$

$$x_{y3} = X_{y3} \sin\left(\omega\left(t + \frac{L}{V}\right)\right) \quad x_{y6} = X_{y6} \sin(\omega t)$$

$x_{y1}, x_{y2}, x_{y3}, x_{y4}, x_{y5}, x_{y6}$: yol profilleri
 d : ön ve orta aks arası mesafe
 L : ön ve arka aks arası mesafe
 V : taşıt hızı

$$x = \begin{bmatrix} X_{is} \\ X_{ic} \end{bmatrix}$$

Elde edilen X_{is} ve X_{ic} değerlerinden her frekans değeri için maksimum yerdeğiştirme

$$X = \sqrt{X_{is}^2 + X_{ic}^2}$$

olarak elde edilir.

2.2 Denklemlerin Çözümü

Yol fonksiyonu sinüzoidal olarak kabul edildi. Bu yaklaşımla zorlanmış titreşimlerin frekans – genlik eğrileri taşıt için MATLAB de hazırlanan programla çizdirildi. Model için elde edilen (2) numaralı denklemin sağ tarafını oluşturan zorlayıcı kuvvet yol düzgünlüklerinden dolayı gelmiştir. En genel halde sinüzoidal olarak kabul edilirse;

$$x_y = X_y \sin(\omega t + \alpha)$$

$$x_y = X_y \sin(\omega t) \cos(\alpha) + X_y \cos(\omega t) \sin(\alpha)$$

$$x_{ys} = X_y \cos(\alpha)$$

$$x_{yc} = X_y \sin(\alpha)$$

$$x_y = X_{ys} \sin(\omega t) + X_{yc} \cos(\omega t)$$

Aynı şekilde taşıtın cevapları ($x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$) aşağıdaki şekilde yazılırsa;

$$x_i = X_{is} \sin(\omega t) + X_{ic} \cos(\omega t)$$

ve bu denklemler uygun formlarda denklemlerde yerine yazılıp düzenlemeler yapılırsa;

$$X = [Y]^{-1} F$$

Şeklinde çözüm elde edilir.

$$[Y] = \begin{bmatrix} -\omega^2 [M] + [K] & -\omega [C] \\ \omega [C] & -\omega^2 [M] + [K] \end{bmatrix} \quad (5)$$

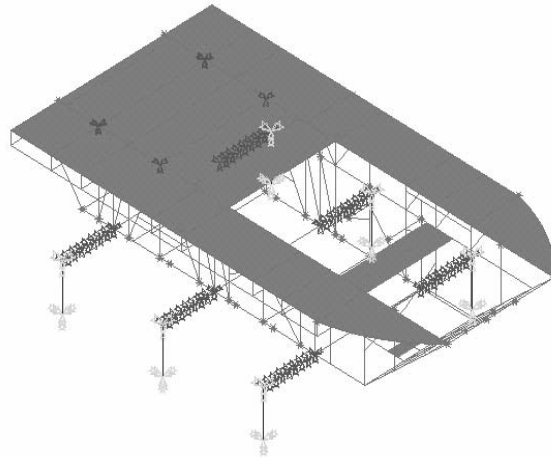
$$F = \begin{bmatrix} f & 0 \\ 0 & f \end{bmatrix}$$

genlikler aşağıdaki formda elde edilir

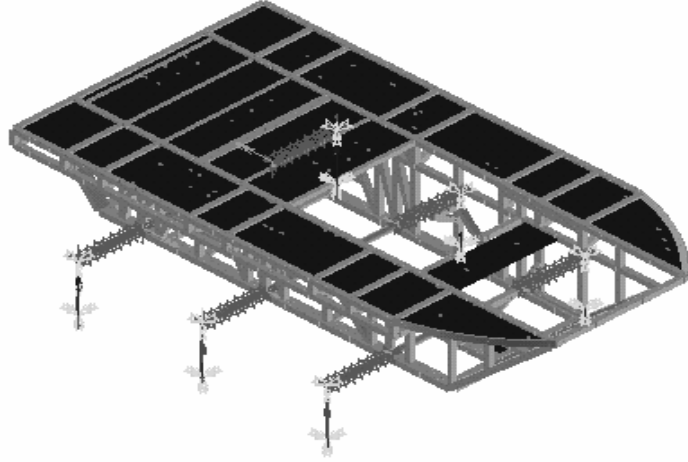
3. ALTI TEKERLEKLİ TAŞITIN SONLU ELEMANLAR MODELİNİN OLUŞTURULMASI

Taşıtın sonlu elemanlar modeli Ansys hazır paket programında makro yazılarak oluşturuldu. Taşıt çeşitli profillerdeki kirişlerden ve bunları kaplayan plakalardan oluşmaktadır. Taşıtta taşıyıcı elemanlar, kirişler ve üst plaka olduğundan modellemeye bunlar göz önüne alınmıştır. Kirişler için Beam188, plaka için Shell63 elemanı kullanıldı. Kiriş elemanlar parametrik olup, kiriş boyutları değişken olarak girilebilmektedir. Tekerlekler yay ve sönüm elemanı olarak, akslarda rijit olarak modellendi. Taşıtın uygun yerlerine, deneylerle elde edilen ağırlık merkezini verecek şekilde kütleler konuldu. Bu kütleler konulurken taşıt üzerine monte edilen parçaların asıl yerleri esas alındı (Akü, benzin deposu vb.).

Bu modeldeki kiriş eleman sayısı (Beam188) 12446, kabuk eleman sayısı (Shell63) 48940, tekerlekleri ifade eden yay eleman sayısı (Combin14) 6, kütleleri ifade eden eleman (Mass21) 163 adet olup sistem toplam olarak 368485 serbestlik derecesine sahiptir.



Şekil 4. Altı tekerlekli taşıtın sonlu eleman modeli



Şekil 5. Altı tekerlekli taşıtın eleman kesit görüntüleri

Beam188; ANSYS eleman kütüphanesinde bulunan bu eleman lineer olup iki nodludur. Her bir nodunda altı serbestlik dereceli olup toplam oniki serbestlik derecelidir. Timoshenko kiriş teorisine dayanmaktadır ve parametrik kesitlidir. Kesme deformasyonları da hesaba katılmaktadır. Eleman için çeşitli profiller tanımlanabilmektedir (U profil, L profil vb.).

Shell63; elemanı dört düğüm noktasına sahip olup her bir düğüm noktasında x, y ve z yönlerinde eksen yönünde ve dönme olmak üzere altı serbestlik derecesine sahiptir. Eleman hem eğilme hem membran özelliklerine sahiptir. Düzlemdeki ve düşey yöndeki yükleri taşıyabilmektedir.

3.1 Altı Tekerlekli Taşıtın Frekans Analizi (Harmonik Analiz)

Ansys'de hazırlanan sonlu elemanlar modeline 1-20 Hz frekans aralığında değişen harmonik kuvvet uygulanmıştır. Taşıtın frekans cevap spektrumu çizdirilerek sonuçlar bölümünde diğer sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = [F]$$

$$x = X_{\max} e^{i\phi} e^{i\omega t}$$

$$x = (x_1 + ix_2) e^{i\omega t}$$

$$F = F_{\max} e^{i\psi} e^{i\omega t}$$

$$F = F_{\max} (\cos\psi + i \sin\psi) e^{i\omega t}$$

$$(-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K])(x_1 + ix_2) e^{i\omega t} = (F_1 + iF_2) e^{i\omega t}$$

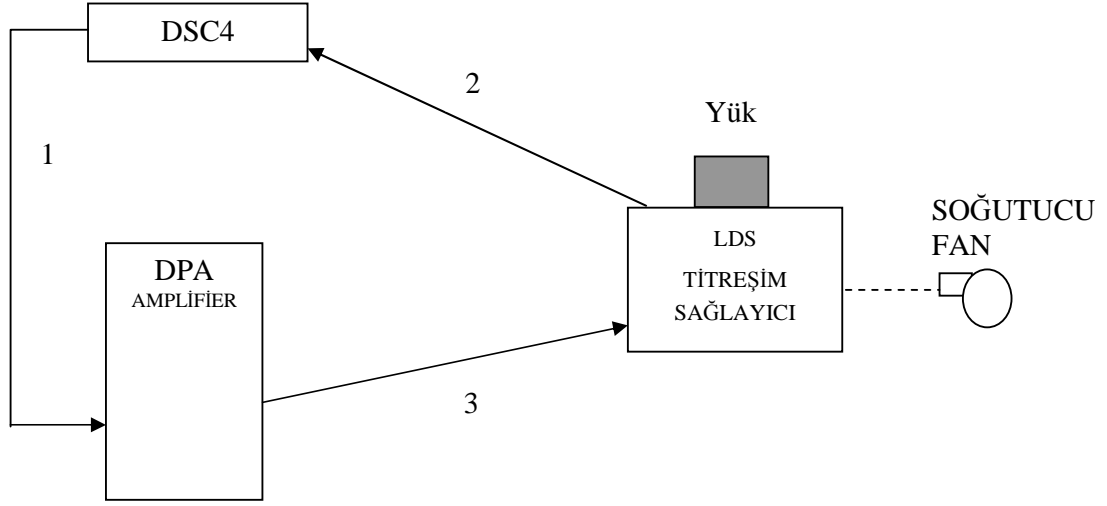
$$([K] - \omega^2[M] + i\omega[C])x_1 + ix_2 = F_1 + iF_2$$

$$u_{\max} = \sqrt{u_1^2 + u_2^2}$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{u_2}{u_1}$$

3.2 Altı Tekerlekli Taşıtın Deneysel Frekans Analizi

Oluşturulan deney düzeneğiyle, sisteme 1-20 Hz frekansları arasında değişen harmonik kuvvet uygulanmıştır. Sistemin frekans düzleminde ve zaman düzleminde titreşim cevapları BK 2515 Titreşim analizörü ile kaydedilerek frekans spektrumu ve titreşim grafikleri elde edilmiştir. Frekans düzlemindeki ölçümlerde ortalamalar alınarak dip gürültülerinden ve çevre gürültülerinin etkisi azaltılmıştır. Kuvvet üretimi 1-20 Hz aralığı geniş – geliş olmak üzere dört defa yapılmıştır.

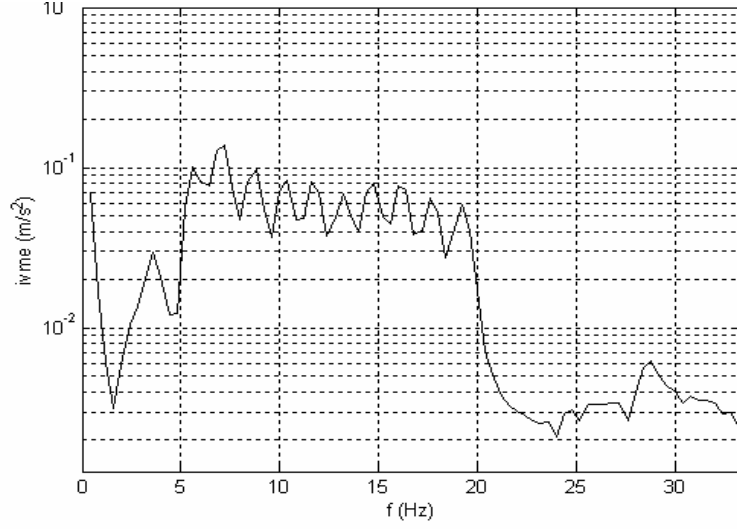


Şekil 6. Deney tesisatı şematik görünüşü

- 1: Güçlendirici giriş sinyali
- 2: Yük üzerindeki transduserden gelen tek kanal kontrol sinyali
- 3: Bağlantı sinyalleri

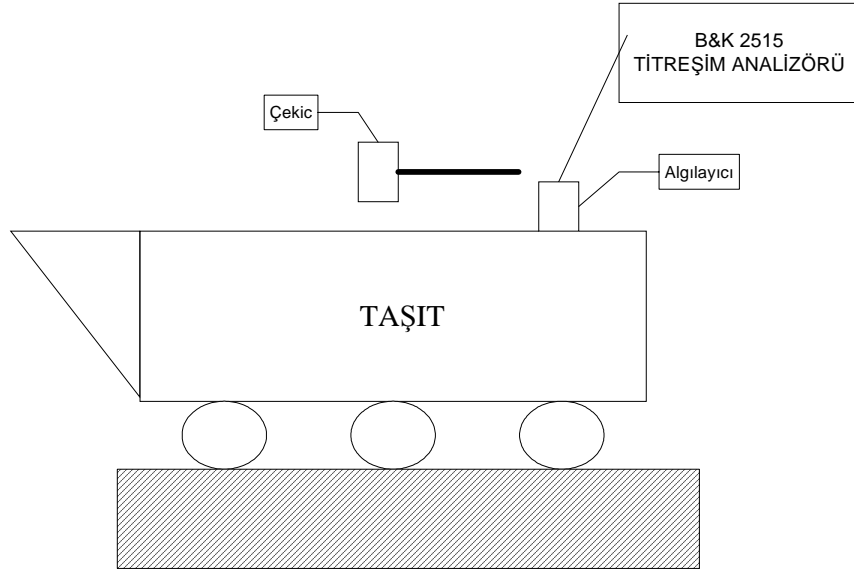


Şekil 7. Altı tekerlekli taşıt deney tesisatı



Şekil 8. Altı tekerlekli taşıtın frekans cevabı(ölçüm yeri, karkas yapı arka kısmından, düşey yönde)

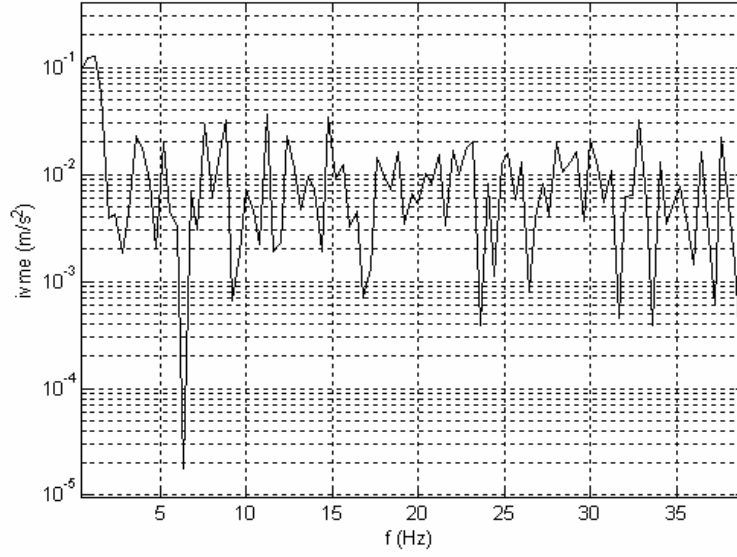
3.3 Darbe Yöntemi ile Frekans Analizi



Şekil 9. Darbe yöntemi deney düzeneği

Darbe yönteminde, sisteme çekiçle vurularak darbe kuvveti etkisi verilmiştir. Titreşim cevabı

frekans düzleminde BK 2515 Titreşim Analizörüyle ölçülerek sistemin frekansları belirlenmiştir.

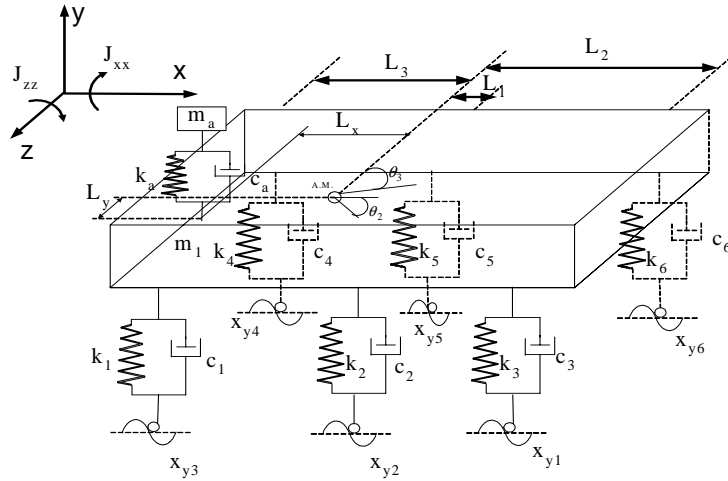


Şekil 10. Altı tekerlekli taşıtın frekans cevabı (ölçüm yeri, karkas yapı ön kısmından, düşey yönde)

4. DİNAMİK ABSORBER UYGULAMASI

Taşıt ve yolcu açısından rahatsız edici olan 5-7 Hz aralığındaki rijit modun ötelenmesi için dinamik

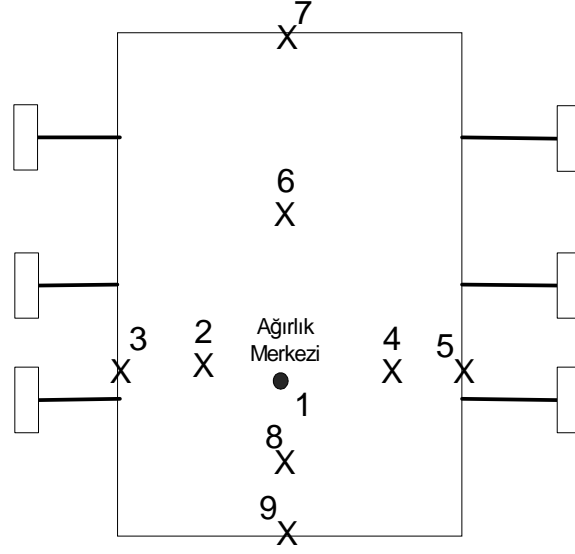
absorber uygulaması simülasyonlarla yapıldı. Taşıta ait dinamik absorber konulmuş taşıt modeli şeklinde görülmektedir.



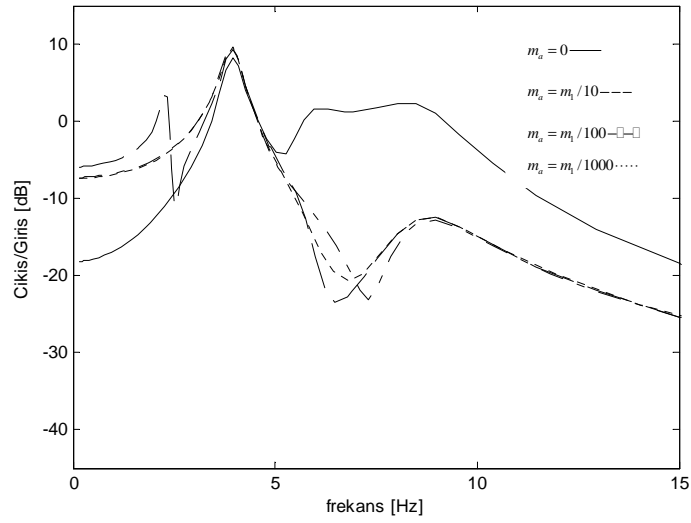
Şekil 11. Dinamik absorber eklenmiş altı tekerlekli taşıt modeli

m_a : Dinamik absorber kütlesi
 k_a : Dinamik absorber yay katsayısı
 c_a : Dnamik absorber sönüm katsayısı

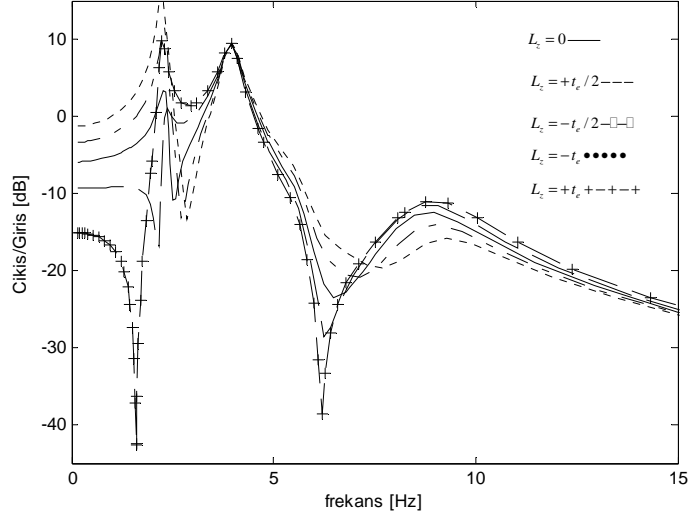
Düşey titreşimlerde dinamik absorber uygulamasında dinamik absorbere ait kütle, konum, yay ve sönüm elemanı değişken olarak alınarak frekans-genlik değişimi incelenmiştir(Şekil 13,14,15,16,17).



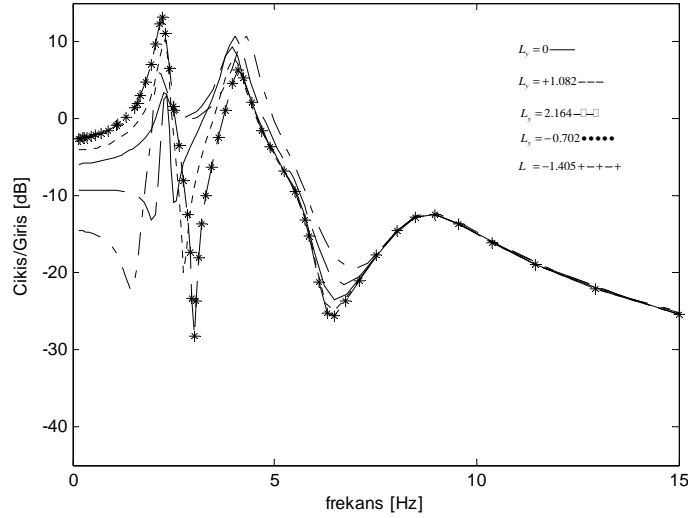
Şekil 12. Dinamik absorber yerleştirme noktaları



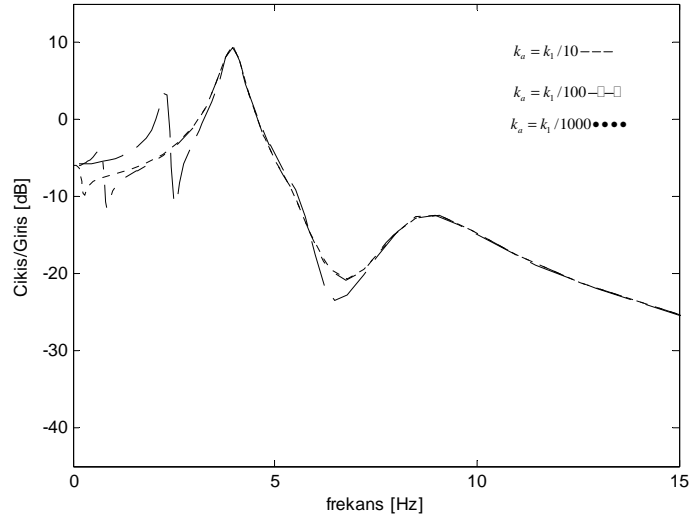
Şekil 13. Değişik dinamik absorber kütle değerleri için m_1 ana gövdesi frekans cevabı değişimi $L_y=0$, $L_z=0$, $c_a=c_1/10$, $k_a=k_1/10$



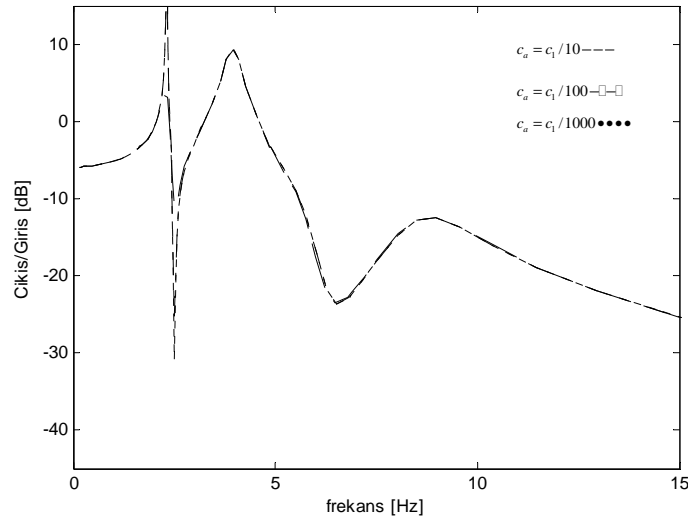
Şekil 14. Değişik dinamik absorber konum değerleri (z eksenı boyunca) için m_1 ana gövdesi frekans cevabı değişimi $m_a=m_1/10$, $L_y=0$, $c_a=c_1/10$, $k_a=k_1/10$



Şekil 15. Değişik dinamik absorber konum değerleri (y eksenı boyunca) için m_1 ana gövdesi frekans cevabı değişimi $m_a=m_1/10$, $L_z=0$, $c_a=c_1/10$, $k_a=k_1/10$



Şekil 16. Değişik dinamik absorber yay değerleri için m_1 ana gövdesi frekans cevabı değişimi $m_a=m_1/10$, $L_z=0$, $L_y=0$, $c_a=c_1/10$



Şekil 17. Değişik dinamik absorber yay değerleri için m_1 ana gövdesi frekans cevabı değişimi $m_a=m_1/10$, $L_z=0$, $L_y=0$, $k_a=k_1/10$

5. SONUÇLAR

Taşıt titreşimleri konusunda yapılan çalışmaların büyük bir kısmında, karayolu taşıtları incelenmiş ve incelemelerde kullanılan modeller lineer elemanlardan oluştuğu kabul edilmiştir. Modellemede sürekli sistem yaklaşımı yerine ayrık kütleli modeller çözüm kolaylığı nedeniyle tercih edilmiştir. Taşıt titreşimlerinin incelenmesinde büyük bir çoğunlukla, konfor, süspansiyon sapması ve dinamik tekerlek basıncı incelemede amaç fonksiyonunu teşkil etmiştir. Bu amaçları gerçekleştirmek için gerekli süspansiyon sistemi

tasarımı bir çok çalışmaya konu olmuştur. Karayolları için tasarlanan taşıtların başka amaçlarla kullanılması halinde performanslarının bozulacağı kesindir. Bu durumda taşıt tasarımı esnasında en önemli unsur taşıtın hangi amaçla kullanılacağını tespitidir. Bundan sonra yapılacak işlem bu amaçlarda kullanılacak sınır şartlarının oluşturulmasıdır. Bu sınır şartlarını sağlayan ve amaç fonksiyonunu gerçekleştirebilecek tasarım ise araştırmacılara konu olmaktadır. Bunları gerçekleştirebilmek için yukarıda anlatılan teorik çalışmalarda en önemli husus modelin gerçeğe

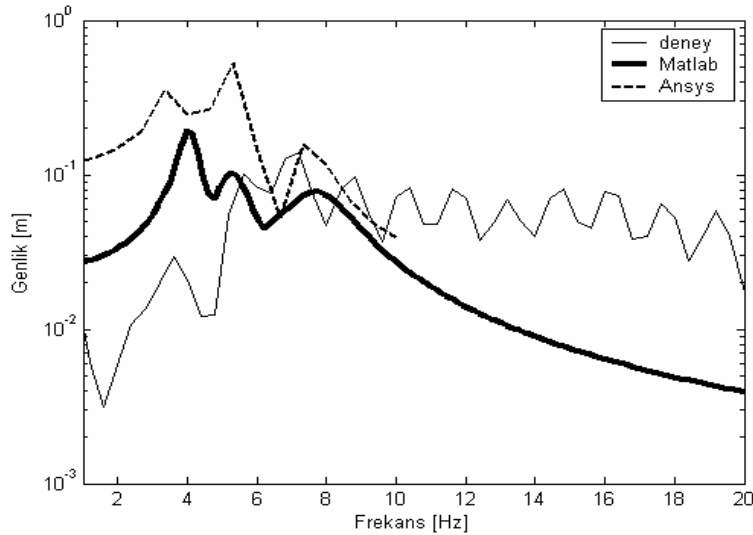
yakın olmasıdır. Gerçek sistemler nonlineer yapıda ve sürekli sistemlerdir. Nonlineer ve sürekli sistemlerin çözümlerinin kolay yapılamaması araştırmacıları sonlu elemanlar yaklaşımı kullanan ve sürekli sistemlerin çözümlerine imkan veren paket programları geliştirmeye yöneltmiştir. Geliştirilen programlardan Nastran, Ansys, Patran, Cosmos vs. dir. Bu paket programlarının diğer bir avantajı dinamik analiz yanında gerilme analizlerinin de yapılabilmesidir. Bu çalışmada, sürekli sistem modeli ile ayrık sistem modeli oluşturulmuş ve cevapları karşılaştırılarak modelleme hatasının ne oranda olabileceği

gösterilmiştir. Deneysel yaklaşımın gerçek sonuçları verdiği bilinmektedir. Deneysel olarak bulunan frekans değerleri ile oluşturulan teorik modellerden hesaplanan frekans değerleri karşılaştırılarak gerçek modelle teorik modeller arasındaki ilişki incelenmiştir. Deneysel çalışmalar çok pahalı olmakta ve her bir taşıt için ayrı ayrı yapılması gerekmektedir. Gerçeğe yakın modellemenin mümkün olması durumunda deneysel çalışma yerine teorik analizlerin çok daha ucuza ve daha detaylı yapılacağı aşikardır.

Tablo 1. Rijit gövdeli ve elastik gövdeli model frekans analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Rijit gövde Matlab[Hz]	Elastik gövde	
	Teorik(Ansys)[Hz]	Deneysel[Hz]
3.99	3.754	3.2
5.66	5.0457	5.2-5.6*
7.64	7.4765	7.2

* Frekans süpürmesi ve darbe deneyi arasındaki farkdan kaynaklanmaktadır.



Şekil 18. Elastik gövde, rijit gövde teorik ve deneysel sonuçların grafiksel karşılaştırması

Tablo 1. ve Şekil 18. den görüldüğü gibi elastik gövde deneysel ve teorik frekans değerleri ile rijit gövde frekans değerleri birbirlerine yakınsamaktadır. Sonlu elemanlar ile yapılan elastik gövdeli model, daha sonraki çalışmalarda (gerilme analizi, dinamik yapı modifikasyonu) kullanmaya uygundur. Taşıtın ilk üç modunda rijit cisim hareketleri baskındır. Rijit cisim modlarından ilki, kafa vurma (pitching), ikincisi aşağı-yukarı (hopping), üçüncüsü ise yalpa (rolling) hareketleridir.

Dinamik absorberin sisteme eklenmesiyle beraber düşey yönde aşırı titreşimlerin olduğu 5-7 Hz aralığındaki rezonans bölgesi ortadan kalkmıştır. Fakat dinamik absorberin kütesine bağlı olarak düşük frekanslarda tepe ortaya çıkmaktadır. Dinamik absorberin kütesinin azalmasıyla dinamik

absorbere ve taşıta ait frekans bölgeleri birleşmektedir (Şekil 13.).

Dinamik absorberin z eksenı boyunca 1,2,3,4,5 noktalarına konulması sonucu frekans değerlerinde önemli bir değişiklik görülmemektedir.(Şekil 14.). Dinamik absorberin y eksenı boyunca 1,6,7,8,9 noktalarına konulması sonucu L_x , +x bölgesinde (6,7) kafa vurma hareketi frekansı yukarı ötelenmektedir. -x bölgesinde (8,9) frekans tepeleri aşağıya ötelenmektedir(Şekil 15.).

Dinamik absorbere ait yayın çeşitli değerleri için yapılan simülasyonlardan yay değerinin küçülmesiyle dinamik absorbere ait frekans değeri aşağı ötelenmekte olup genlikler küçülmektedir. Kafa vurma hareketinin frekans değerinde herhangi bir değişiklik olmamaktadır(Şekil 16.).

Dinamik absorbere ait yayın çeşitli değerleri için yapılan simülasyonlardan sönüm değerinin küçülmesiyle dinamik absorbere ait frekans bölgesi genliği artmakta, bunun yanında kafa vurma hareketine ait frekans bölgesi genlikleri artış göstermektedir(Şekil 17.).

8. KAYNAKLAR

- [1] Dodds,C.J.ve Robson, J.D.(1973),"The Description of road surface roughness",Journal of Sound and Vibration,31(2):175-183
- [2] Demic,M.(1997),"Idendification of Vibration Parameters for Motor vehicles" Vehicle System Dynamics,27:68-88
- [3] Gobbi,M.ve Mastinu, G.(1998),"Expected Fatigue Damage of Road Vehicles due to Road excitation" Vehicle System Dynamics Supplement,28:778-788
- [4] K Huh, J. Kim, J. Hong(), "Handling and Driving Characteristics For Six-Wheeled Vehicles"
- [5] Miroslave, DEMIC(1997),"Idendification of Vibration Parameters for Motor vehicles" Vehicle System Dynamics,27:68-88
- [6] E.M. ELBEHEIRY , D.C.KARNOPP(1996), "Optimal Control Of Vehicle Random Vibration With Constrained Suspension Deflection"Journal of Sound and Vibration,189(5):547-564
- [7] V. Ramumurti, C. Sujatha(1990),"Bus Vibration Study – finite Element Modelling and Determination of the Eigenpairs",İnt. J. Of Vehicle Design, 11(4/5):20,35
- [8] S.Horvath, P. Michelberger,D.Szöke(1984),"Influence of payload on the dynamic stress in vehicle structures"Int. J. Of Vehicle Design,5(4)
- [9] Takayuki Koizumi, Nobutaka Tsujiuchi, Shigeyuki Sawabe, Isamu Kubomoto, Eichi Ishido(), "Structural Optimization of Tractor Frame For Noise Reduction,
- [10] Quing-zu SU, Qiong-he XU, Zhun ZHANG , Yue-li ZHANG(1988), "Dynamic Modification Applied to the Design of the Handle of a Walking Tractor",Vehicle System Dynamics,17:367-378
- [11] A.D. Gupta(1999),"Evaluation of a Fully Assembled Armored Vehicle Hull-Turret Model Using Computational and Experimental Modal Analyses",Computers&Structures, 72: 177-183
- [12] Demir,C., "Altı Tahrikli(6x6) Askeri Bir Aracın Silah Atış Pozisyonlarında ve Arazide Seyir Halinde Dinamik Durumunun İncelenmesi", YTÜ,Doktora Tezi,Tez Danışmanı: Necati Tahralı,İstanbul,2003

ÖZGEÇMİŞ :

Dr. Müh. Cihan DEMİR

Lisans	1990-1994	Y.T.Ü. Makina Fakültesi, Makine Mühendisliği
Yüksek	1994-1997	Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh.
Lisans		Anabilim Dalı, Enerji Programı
Doktora	1997-2003	Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh.
		Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

Çalıştığı kurum(lar)

Y.T.Ü.MakinaFakültesi Mak.Müh.	Araştırma Görevlisi	1996-Devam ediyor
--------------------------------	---------------------	-------------------