OTEKON'06
3. Otomotiv Teknolojileri Kongresi
26 – 28 Haziran 2006, BURSA

4x4 ARAZİ ARACININ DİNAMİK ANALİZİ

Cihan Demir[**], **Necati Tahralı**[**], **Kutay Edis**[*]

[**] Y.T.Ü. Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü,
Makine Teorisi Sistem Dinamiği Ve Kontrol Anabilim Dalı, Yıldız Kampüsü, İstanbul
[*]Rotorlu Hava Araçları Tasarım Ve Mükemmeliyet Merkezi , İ.T.Ü., Maslak Kampüsü, İstanbuL

ÖZET

Bu çalışma, bir 4x4 arazi aracının çeşitli arazi koşullarındaki dinamik davranışlarını incelemek maksadıyla gerçekleştirilmiştir. İlk olarak taşıtın yedi serbestlik dereceli analitik modeli oluşturulmuştur. Taşıtın çeşitli tümseklerden geçtiği durum için şasi ve karoseride sonlu elemanlar metodu kullanılarak gerilme ve titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Bunun için ilk önce tam taşıtın bir sonlu elemanlar modeli hazırlanmış ve doğal frekansları buldurulmuştur. Yazılım olarak ABAQUS kullanılmıştır. Daha sonra ise tümsekten geçiş senaryoları için benzetimler yapılmıştır. Böylece çeşitli yol durumlarında taşıt yapısında mukavemet açısından kritik bölgeler tespit edilmiştir ve çeşitli öneriler getirilmiştir.

Anahtar kelimeler: Taşıt dinamiği, modal analiz, sonlu elemanlar metodu, titreşim

DYNAMIC ANALYSIS OF 4WD JEEPS

ABSTRACT

This work was carried out for research of the dynamic response of a 4WD vehicle in different road conditions. First of all, a seven degrees of freedom analytical model of the vehicle was built. Stress and vibration analisys were made by using finite element methods for chassis and body in white, while vehicle is going over various bumps. First , a finite elemet model of the vehicle was prepared and natural frequencies of the vehicle were found. ABAQUS was used as a finite element software. After that, simulations were made for the scenarios which include the vehicle going over bumps. So critical areas on the vehicle structure in terms of strenght in various road types were determined and made some suggestions.

Keywords: Vehicle dynamics, modal analisys, finite element method, vibration

1. GİRİŞ

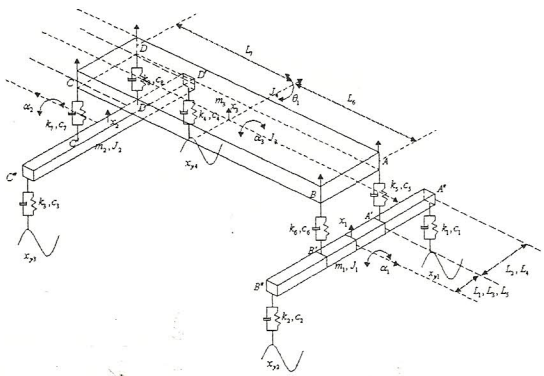
Günümüzde gelişen süspansiyon sistemleriyle beraber arazi araçlarının kötü yol koşullarındaki seyir konforları, yol tutuş özellikleri gittikçe iyileştirilmektedir. Taşıtlarla ilgili çeşitli matematik modeller oluşturulmaktadır [9,10,11]. Bu çalışmada ilk olarak sabit akslı taşıtlar için enerji prensibi kullanılarak yedi serbestlik dereceli bir matematik model oluşturulması üzerinde çalışılmıştır.

Ayrıca aracın yapısal elemanlarının bozuk yol koşullarından gelecek etkilere karşı mukavim olması da gerekmektedir. Bunun yanında ömür hesapları için araç gövdesinde hangi yol durumunda şaside veya karoseride nerelerin kritik olduğunun tespit edilmesi gerekmektedir.

Yapılan bu çalışmada mevcut bir arazi aracının hem matematik modellenmesi hem de sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve sonlu elemanlar modeli vasıtasıyla çeşitli tümsekten geçiş senaryolarında şasi ve karoseride hangi bölgelerde zorlanmaların meydana gelebileceği üzerine benzetimler yapılmıştır.

2. MATEMATİK MODELİN OLUŞTURULMASI

Yedi serbestlik dereceli modeller literatürde, tam taşıt modeli veya üç boyutlu model olarak da geçer. Model iki adet bağımsız aks ve bir adet gövdeden oluşur. Her iki aks da gövdeye doğrusal yay ve sönüm elemanları ile bağlanmıştır. Lastikler ise doğrusal yay ve sönüm elemanı olarak modellenmiştir.



Şekil 1. Yedi sebestlik dereceli taşıt modeli

Simge anlamları aşağıda verilmiştir.

A, B, C, D : Şasi – süspansiyon elemanları bağlantı noktaları

A', B', C', D' : Aks – süspansiyon elemanları bağlantı noktaları

A'', B'', C'', D'' : Aks – tekerlek bağlantı noktaları

m_1, m_2 : Ön ve arka aks – tekerlek kütleleri

m_3 : Taşıt gövdesinin kütlesi

J_1, J_2 : Aksların yalpalama (y) eksenindeki atalet momentleri

J_3 : Gövdenin yalpalama (y) eksenindeki atalet momenti

J_4 : Gövdenin kafa vurma (z) eksenindeki atalet momenti

L_1, L_3 : Diferansiyel kovanı ile süspansiyon elemanları arası mesafeler

L_2, L_4 : Süspansiyon elemanları ile tekerlek bağlantı noktaları arası mesafeler

L_5 : Gövde yalpalama (y) ekseni ile süspansiyon elemanları arası mesafe

L_6, L_7 : Gövde kafa vurma (z) ekseni ile akslar arası mesafeler

k_1, k_2, k_3, k_4 : Tekerleklere ait yay katsayıları

k_5, k_6, k_7, k_8 : Ön ve arka süspansiyon sistemlerine ait yay katsayıları

c_1, c_2, c_3, c_4 : Tekerleklere ait sönüm katsayıları

c_5, c_6, c_7, c_8 : Ön ve arka süspansiyon sistemlerine ait sönüm katsayıları

x_1, x_2 : Aksların düşey titreşim genlikleri

x_3 : Gövdenin düşey titreşim genliği

$x_4 = \alpha_1, x_5 = \alpha_2$: Aksların yalpalama titreşim genlikleri

$x_6 = \alpha_3$: Gövdenin yalpalama titreşim genliği

$x_7 = \theta$: Gövdenin kafa vurma titreşim genliği

x_A, x_B, x_C, x_D : Şasi – süspansiyon elemanları bağlantı noktalarının düşey titreşim genlikleri

$x_{A'}, x_{B'}, x_{C'}, x_{D'}$: Aks – süspansiyon elemanları bağlantı noktalarının düşey titreşim genlikleri

$x_{A''}, x_{B''}, x_{C''}, x_{D''}$: Aks – tekerlek bağlantı noktalarının düşey titreşim genlikleri

$x_{y_1}, x_{y_2}, x_{y_3}, x_{y_4}$: Yol fonksiyonları (pürüzlülükleri)

Lagrange yönteminde, sistemin enerji toplamları nolu denklemde yerine konulur ve genelleştirilmiş koordinatlara göre türevleri alınarak hareket denklemleri elde edilir. Mevcut taşıt için sistem matrisleri Ek.1 de verilmiştir.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_j}\right) - \frac{\partial E_k}{\partial x_j} + \frac{\partial E_p}{\partial x_j} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_j} = Q_j \qquad (2)$$

E_k : Toplam kinetik enerji
E_p: Toplam potansiyel enerji
E_D: Toplam sönüm enerjisi
Q_j: Genelleştirilmiş kuvvetler
x_j : Genelleştirilmiş koordinatlar

N serbestlik dereceli sönümsüz bir sistem için hareket denklemleri matris formunda aşağıdaki gibi yazılır.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \qquad (3)$$

[M] ve [K] NxN boyutunda sırasıyla kütle ve katılık matrisleri ve {x(t)}, {f(t)} ise Nx1 boyutunda zamana bağlı titreşim genliği ve kuvvet vektörleridir.

$$\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega t} \qquad (4)$$

Bütün sistemin titreşim genliklerinin tek bir frekansta basit harmonik hareket şeklinde olduğu kabulu ile çözüm yapılırsa (x.x) ifadesi aşağıdaki formu alır.

$$\left([K] - \omega^2[M]\right)\{X\}e^{i\omega t} = \{f\}e^{i\omega t} \qquad (5)$$

Yukarıdaki denkleme bakıldığında, sisteme zorlayıcı kuvvet etkimiyorsa yani serbest titreşim durumu varsa sağ taraf sıfır olmalıdır.

$$([K]-\omega^2[M])\{X\}e^{i\omega t}=0 \qquad (6)$$

$$\det[[K]-\omega^2[M]]=0 \qquad (7)$$

Katsayılar matrisinin determinantı sıfıra eşitlenirse, buradan bulunan w değerleri sistemin doğal frekanslarıdır. Sisteme ait matrisler Matlab ortamında hesaplatılmıştır. Çizelge 1'de 7SD taşıtın doğal frekansları her bir yük durumu için verilmiştir.

Çizelge 1. Modelin doğal frekansları

		SönümsüzYüksüz	SönümsüzYüklü
Doğal Frekanslar (Hz)	w_1	1.88	1.51
	w_2	2.10	1.62
	w_3	2.15	1.87
	w_4	11.13	11.11
	w_5	12.32	12.27
	w_6	14.66	14.65
	w_7	14.98	14.97

Daha önceki bölümde taşıt modeli için bulunan diferansiyel denklemler, matris formunda aşağıdaki gibi gösterilmişti.

$$[M]\ddot{x}+[C]\dot{x}+[K]x=[f_1]x_y+[f_2]\dot{x}_y \qquad (8)$$

Bu denklemlerin sol tarafını oluşturan zorlayıcı kuvvet arazi koşullarındaki düzgünsüzlüklerden meydana gelmektedir. Bu düzgünsüzlükler en genel halde sinüzoidal olarak kabul edilirse;

$$x_{yi}=X_{yi}Sin(\omega t+\alpha_i)=X_{yi}Cos(\alpha_i)(Sin(\omega t)+X_{yi}Sin(\alpha_i)Cos(\omega t)$$

(3.4.2)

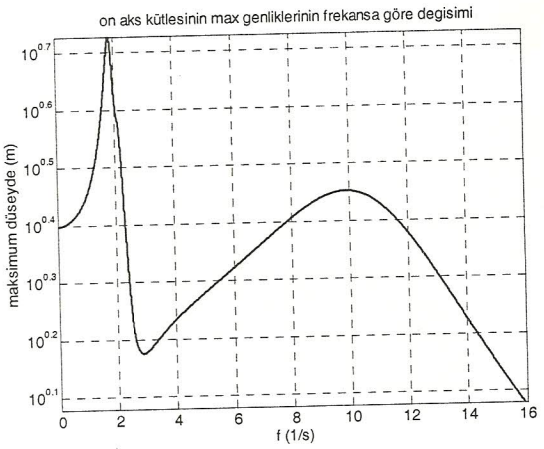
$$x_{yis}=X_{yi}Sin(\alpha_i),x_{yic}=X_{yi}Cos(\alpha_i) \qquad (9)$$

olarak ifade edilir. Taşıtın cevapları yazılırsa

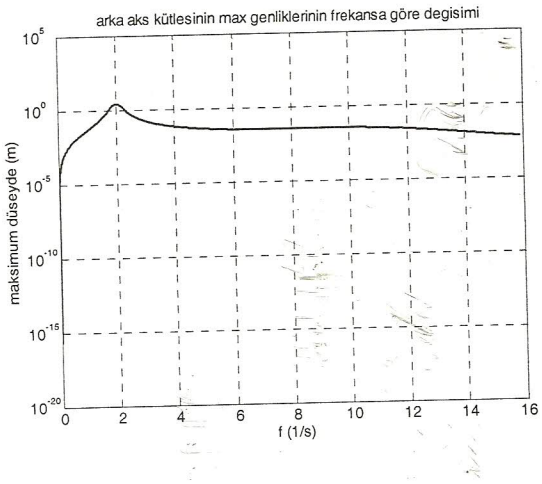
$$x_i=X_iSin(\omega t+\beta_i)=X_{ic}Sin(\omega t)+X_{is}Cos(\omega t) \qquad (10)$$

olur.

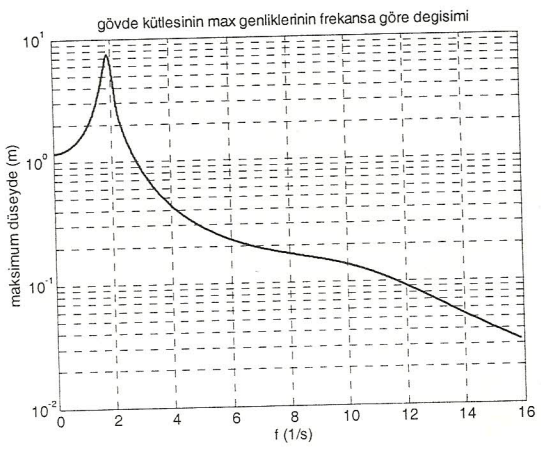
Aşağıdaki şekillerde yüksüz haldeki yedi serbestlik dereceli taşıt modelinin titreşim genliklerinin maksimumları görülmektedir.



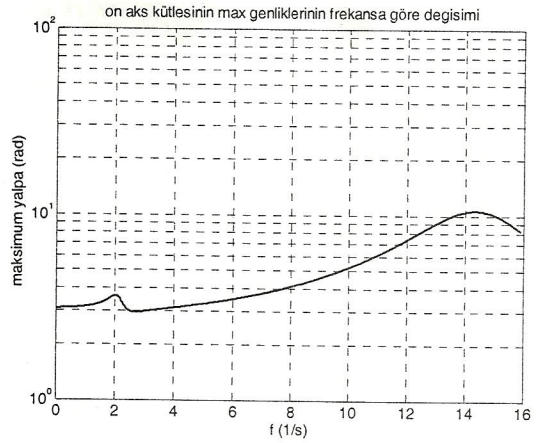
Şekil 2. Ön aksın düşey titreşimleri (yüksüz durum)



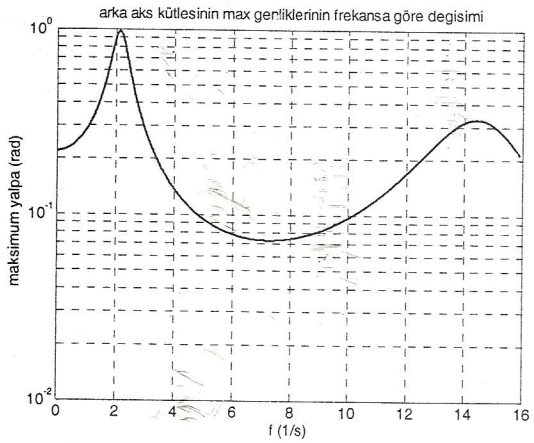
Şekil 3. Arka aksın düşey titreşimleri (yüksüz durum)



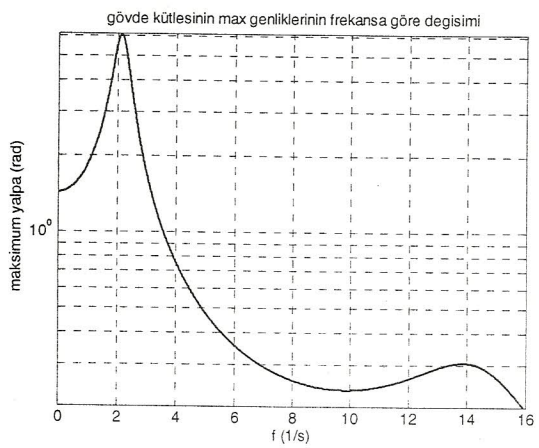
Şekil 4. Gövdenin düşey titreşimleri (yüksüz durum)



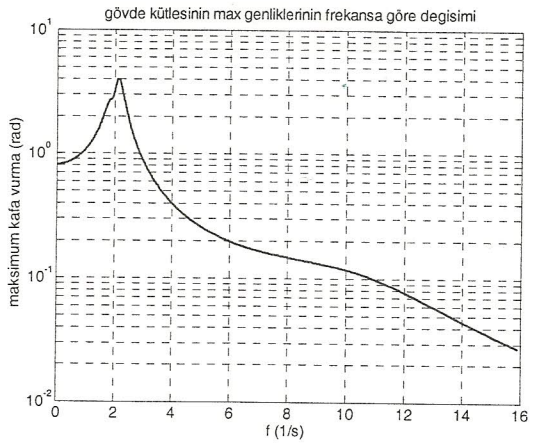
Şekil 5. Ön aksın yalpa titreşimleri (yüksüz durum)



Şekil 6. Arka aksın yalpa titreşimleri (yüksüz durum)



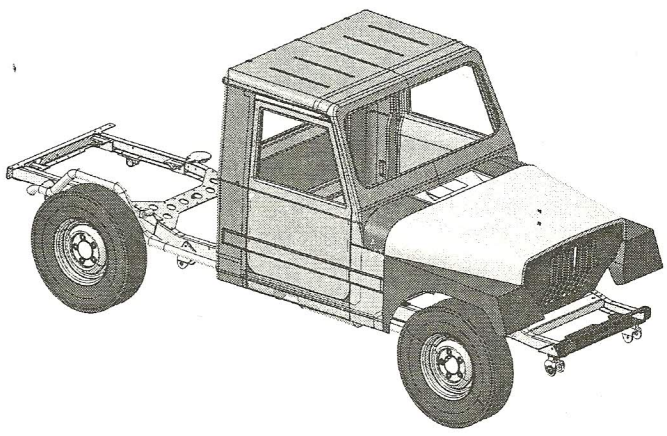
Şekil 7. Gövdenin yalpa titreşimleri (yüksüz durum)



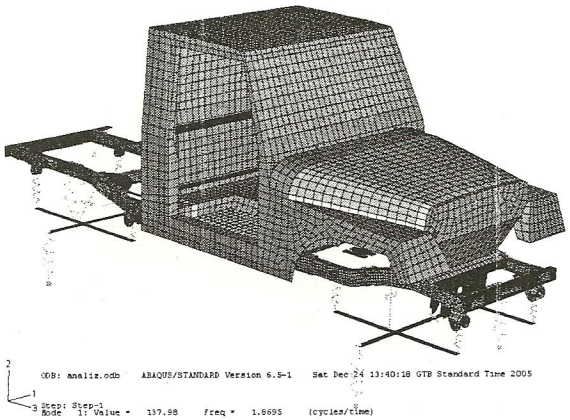
Şekil 8. Gövdenin kafa vurma titreşimleri (yüksüz durum)

3. TAŞITIN SONLU ELEMANLAR MODELİ VE ANALİZLERİ

Bu çalışmada kullanılacak sonlu elemanlar modeli üzerinde dinamik analizler yapılacağından, eleman sayısının 14000 ile 16000 arasında olması çözüm süresi açısından son derece önemlidir. Bu nedenle CATIA V5 çizim ortamındaki geometrideki eleman sayısı arttırıcı etmenlerin ortadan kaldırılması gerekmektedir. Modelin büyük çoğunluğunu sac parçalar oluşturduğu için, bu parçalardaki deliklerin ve büküm yerlerindeki radyüslerin iptal edilmesi son derece önemli bir unsurdur. Ancak böylece dinamik analizlerde kullanmak üzere kaba bir model elde etmiş oluruz.



Şekil 9. Taşıtın CATIA V5 modeli



Şekil 10. Taşıtın ABAQUS SE modeli

SE modelinin dosya yapısına bakılacak olursa, iki ana dosya grubu vardır. Bunlardan ilki, her türlü çizim datasıyla uğraşılan,çözüm ağı oluşturulan,eleman ve düğüm noktaları gruplarının oluşturulduğu "grafik arayüz model dosyası"'dır. İkinci grup ise grafik arayüz model dosyasından hazırlanan ve çözüme vermek için oluşturulan, herhangi bir kelime işlemcide düzenlenebilen "girdi dosyaları"'dır. Aslında grafik arayüz ortamında oluşturulmuş düğüm noktası ve elemanların bir metin belgesine yazılmış halidir de diyebiliriz.

Gerek modelin kolay modifikasyonunu sağlamak gerekse çözüm esnasında ortaya çıkabilecek hataları rahatça bulabilmek için girdi dosyaları çeşitli gruplar halinde düzenlenmiştir.

Yapıdaki sac parçalar, 4 düğüm noktalı doğrusal kabuk elemanlarla modellenmiştir. Döküm parçalar ise 8 düğüm noktalı doğrusal kübik elemanlarla modellenmiştir.

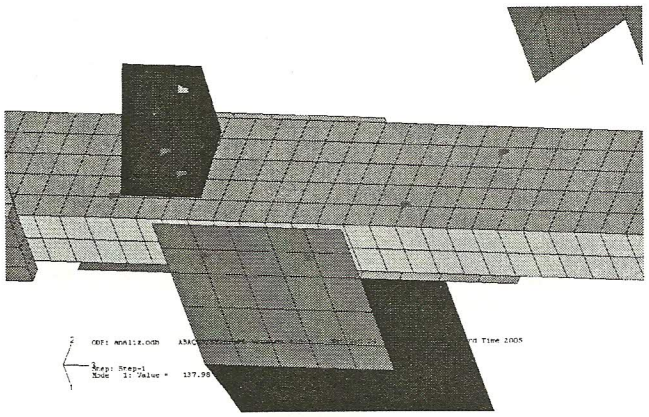
Karoseri altında enine ve boyuna geçen kuşaklar ise 2 düğüm noktalı doğrusal kiriş elemanlarla modellenmiştir.

Yol ve aksların deformasyonu diğer parçalara göre çok düşük olduğundan, bu yapılar rijit 4 düğüm noktalı kabuk elemanlarla modellenmiştir

Süspansiyon elemanları olan yay ve amortisorler ise özel yay ve sönüm elemanlarıyla modellenmiştir. Ayrıca tekerlekler de sadece bir yay gibi düşünülmüştür.

Bunların yanında, motor ,yakıt deposu, yolcu ve ek ekipmanlar parçaların yaklaşık ağırlık merkezine yerleştirilen kütle elemanlar kullanılarak modellenmiştir.

Bunların yanında parçalar arasındaki perçin ve civata bağlantıları düğüm noktasından düğüm noktasına rijit kiriş elemanlarla modellenmiştir.



Şekil 11. Civata ve perçin bağlantıları

Sac,döküm parçalar ve cam için doğrusal izotropik malzeme modeli kullanılmıştır.

Çelik için:

elastisite modülü=210000 $\frac{N}{mm^2}$ ve yoğunluk=7,85E-09 $\frac{ton}{mm^3}$,

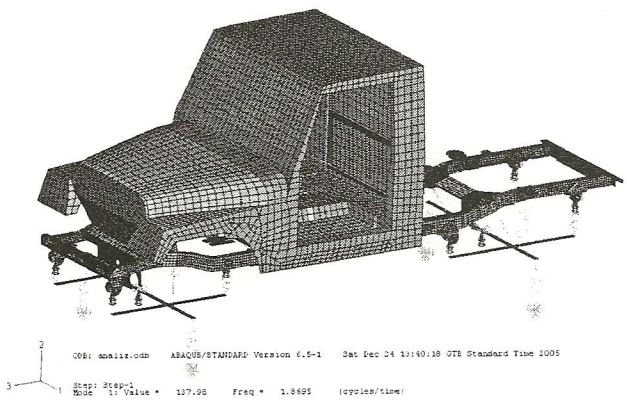
Dokme demir için:

elastisite modülü=210000 $\frac{N}{mm^2}$ ve yoğunluk=7,6E-09 $\frac{ton}{mm^3}$,

Cam için:

elastisite modülü=73000 $\frac{N}{mm^2}$ ve yoğunluk=2,5E-09 $\frac{ton}{mm^3}$

olarak alınmıştır.

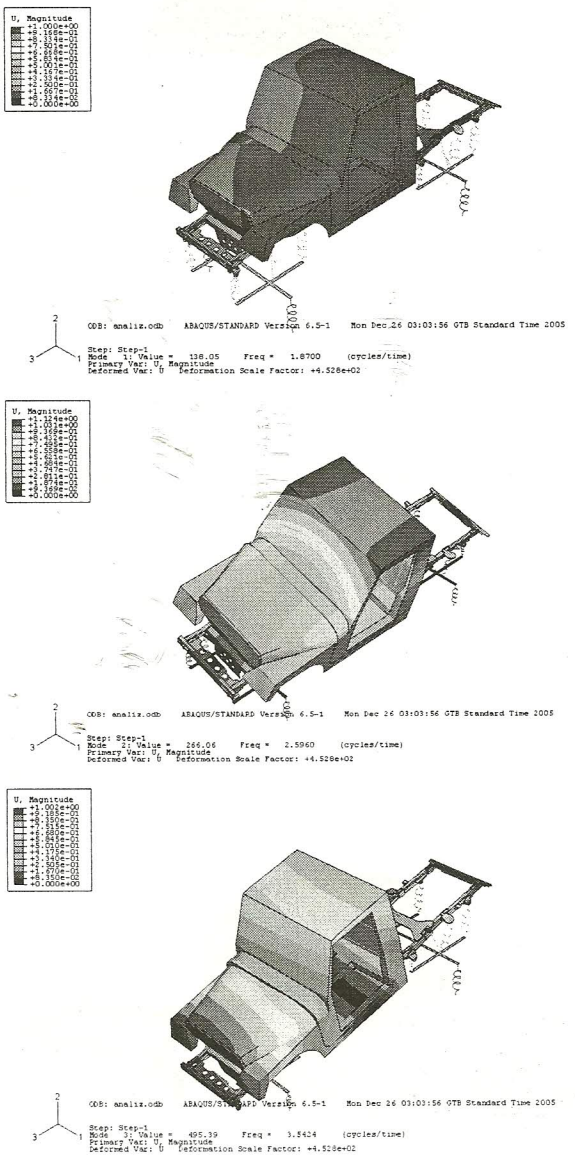


Şekil 12. Modal analiz için sınır koşulları

Tekerleklerin en alt noktası olarak kabul edilen ve zemine bağlanan düğüm noktalarının serbestlik derecesi yoktur.

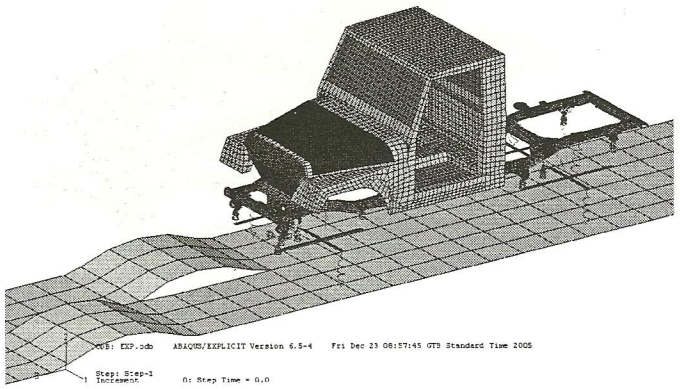
Aksların her birisinin, yukarıdaki şekle bakıldığında koordinat sistemine göre 2 doğrultusunda öteleme,diğeri 3 ekseni etrafında dönme olmak üzere iki serbestlik dereceleri vardır.

Süspansiyon yaylarının gövdeye bağlandığı noktaların ise, 2 yönünde öteleme, 1 ve 3 ekseni etrafında dönme olmak üzere 3 serbestlik dereceleri vardır.



Şekil 13. Taşıtın yüksüz halde ilk üç mod şekli

Bu çalışmada ise taşıtın yüklü durumda 36 km/h ile üç farklı tümsek tipi üzerinden geçtiği durumun benzetimi yapılmıştır. Çalışmadaki esas amaç taşıtın hangi bölgelerinin mukavemet açısından zorlandığının tespit edilip, bu bölgelere özel çözüm yapılacak bir ikinci çalışmanın hazırlık safhası olmasıdır.



Şekil 14. Taşıtın gerilme analizleri için sınır koşulları

Tekerleklerin en alt noktası olarak kabul edilen ve zemine bağlanan düğüm noktalarının her birisinin, yukarıdaki şekle bakıldığında koordinat sistemine göre 2 yönünde öteleme olmak üzere sadece bir serbestlik dereceleri vardır.

Aksların her birisinin 2 yönünde öteleme,diğeri 3 ekseni etrafında dönme olmak üzere iki serbestlik dereceleri vardır.

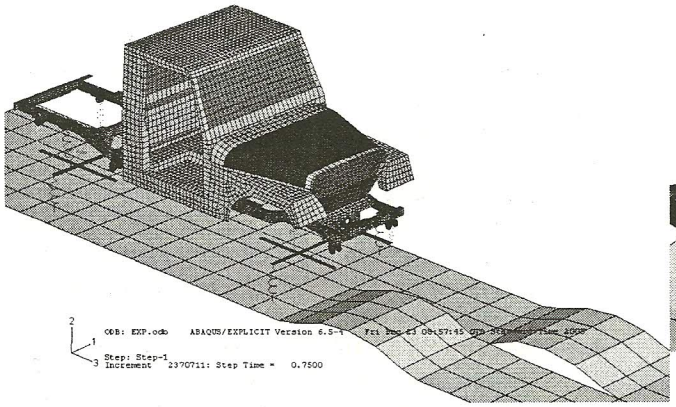
Süspansiyon yaylarının gövdeye bağlandığı noktaların ise, 2 yönünde öteleme, 1 ve 3 ekseni etrafında dönme olmak üzere 3 serbestlik dereceleri vardır.

Ayrıca modelde yoldaki elemanlara araca doğru 10 m/s değerinde bir ilk hız verilmiştir.

Bunun yanında taşıt modelindeki tüm elemanlar üzerinde yerçekimi ivmesi, yük olarak uygulanmıştır.

Benzetimi yapılmak istenen olayın 0,5 ile 0,75 s arasında değişen çok küçük bir zaman içinde olması ve bu süre zarfında gerinim oranı değerlerinin büyük olması sebebiyle "kapalı" çözümde zaman adımlarının 1E-05 s'den büyük olması yakınsama problemlerini meydana getirmektedir. Bu nedenle "açık" çözüm metodu tercih edilmiştir.

Çözüm esnasında toplam çözüm süresini kısaltmak için herhangi bir "Kütle Ölçeklemesi" uygulanmamıştır. "Kütle Ölçeklemesi" yöntemi çözüm sonuçlarını hatalı yönde etkileyebileceğinden, genelde sonlu elemanlarla uzun seneler uğraşmış kişilerin tavsiyelerine göre kullanılmalıdır.

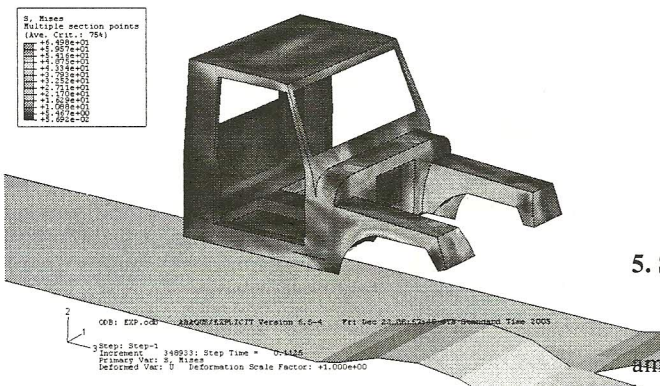


Şekil 15. Çapraz tümsekten geçiş benzetimi

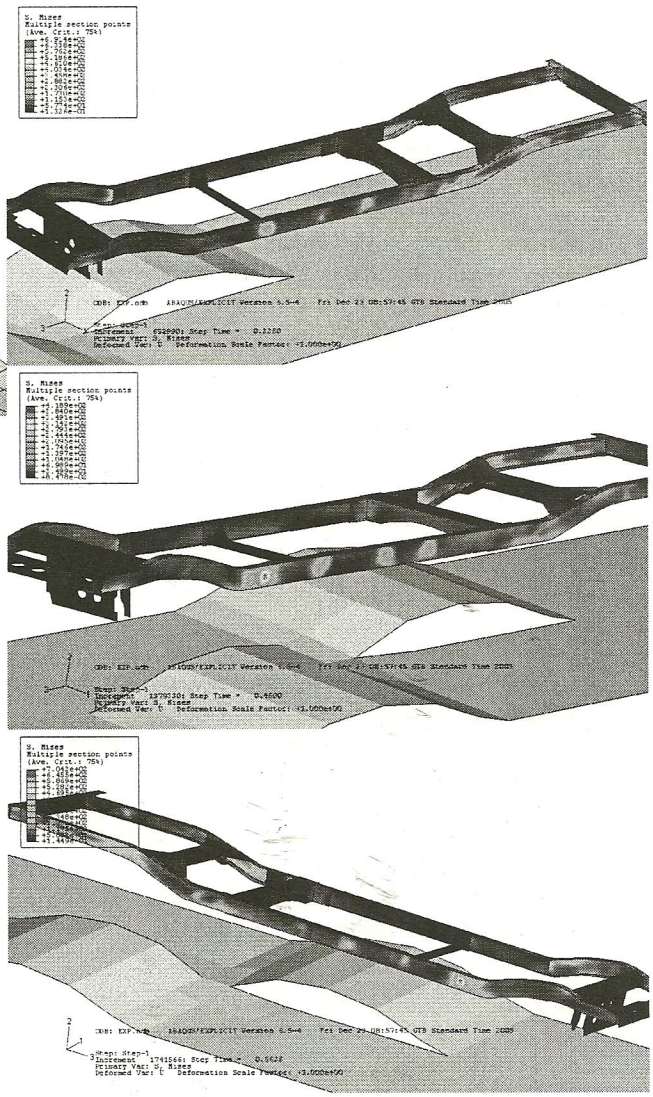
Son benzetimi incelediğimizde, burada yapı üzerinde arka arkaya tersine burulma etkilerini görmekteyiz.

Şasiye bakıldığında burulmadan en fazla etkilenen yerler çapraz traverslerin ana şasi kollarında önde ve arkada bittiği yerlerdir. Çünkü süspansiyon sisteminden gelen yükler sanki şasinin ön ve arka 1/4'lük kısmını tutarcasına şasiyi burulmaya zorlamaktadır.

Karoseriyi incelediğimizde ise yine en fazla zorlanan bölgeler çamurluk sacları ve taban sacı altı kuşaklardır. Altındaki şasi burulmaya çalıştığında doğal olarak sistemin en fazla deforme olan kısımlarından biri olan ön yanak bölgesi zorlanmayı çamurluk saclarına iletecektir. Fakat karoserinin alt arka tarafı ise burulmanın öne göre daha az olduğu bölgeden şasiye bağlı olduğundan arada kalan çamurluk sacları ve taban altı kuşaklar gerilmelerin en fazla olduğu bölgelerdir.



Şekil 16. Çapraz tümsekten geçiş esnasında karoserideki gerilme dağılımları



Şekil 17. Çapraz tümsekten geçiş esnasında şasideki gerilme dağılımları

5. SONUÇ

Jipin ilk olarak dinamik davranışını incelemek amacıyla hem yedi serbestlik dereceli analitik model, hem de sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Her iki modelde de jipin doğal frekanslarına bakılmıştır. Jipin birinci mod şekli olan düşey modun frekans değeri iki model için birbirine oldukça yakın çıkmıştır. Fakat kafa vurma ve yana yalpa frekansları için analitik modelde daha düşük değerler elde edilmiştir.

Bunun yanında dikkati çeken bir başka husus da, jipin ilk üç doğal frekansının oldukça düşük değerlerde olmasıdır. Arazi koşullarında düşük hızlarda sürüş esnasında yoldan gelen zorlayıcı etkinin frekansının jipin

doğal frekanslarından biriyle çakışarak rezonans durumunun yaşanması yüksek bir olasılıktır. Taşıtın kütlesel değerleri ve arazi seyir hızları gözönünde tutularak, jipin süspansiyon sisteminde yay ve sönüm parametrelerinde optimizasyona gidilmesi bir çözüm önerisidir.

Çalışmanın en son bölümünde ise jipin çeşitli engellerden geçtiği durumlar için şasi ve karoserinde meydana gelen gerilmeler incelenmiştir. Burada amaç bir sonlu elemanlar modeli oluşturarak, jipte meydana gelen gerilme dağılımının doğru olarak tespit edilebilmesidir. Böylece jipin yapısal elemanlarında hangi bölgelerin kritik olduğu ve bir hasar durumunda yapının neresinde ilk çatlak veya kırılma olacağı tespit edilmiş olunmaktadır. Çalışmada geçekleştirilen benzetimlerin sonuçları ile gerçekte hasarların olduğu bölgelerde mukayeseler yapılmıştır ve başarılı sonuçlar elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

1. Tahralı, N., Kaya F., Yüksek İ. ve Güçlü R., (2000), **"Makina Dinamiği"** , YTÜ. Basım-Yayım Merkezi, İstanbul.
2. J. N. Reddy, (1993), **"An Introduction To The Finite Element Method"** , McGRAW-HILL INTERNATIONAL EDITIONS.
3. D. J. Ewins, (2000), **"Modal Testing Theory Practice And Application"** , Research Studies Press Ltd.
4. Thomas D. Gillespie, (1992), **"Fundamentals of Vehicle Dynamics"** , Society of Automotive Engineers, Inc.
5. **"ABAQUS Kullanıcı Kitapları"** .
6. Yüksek, İ., (1995), **"Taşıt Titreşimlerinin Optimizasyonu"** , Doktora Tezi YTÜ.
7. Demir, C., (2003), **"Altı Tahrikli (6x6) Askeri Bir Aracın Silah Atış Pozisyonlarında Ve Arazide Seyir Halinde Dinamik Durumunun İncelenmesi"** , Doktora Tezi YTÜ.
8. Cindemir, S., (2002),**"Gtd Model Askeri Jeep Şasisinin Ve Aktarma Organlarının Sonlu Elemanlar Metoduyla Dinamik Analizleri"** , Yüksek Lisans Tezi YTÜ.
9. L,-J, Zhang, C.,-M. Lee, Y. S. Wang, (2002), **"A Study On Nonstationary Random Vibration Of A Vehicle In The Time And Frequency Domains"** , International Journal of Automotive Techlonogy, Vol. 3, No. 3, pp. 101-109
10. D. Szöke, S: Horvath, (1998), **"Dynamic Analysis Of Vehicle Fem System With Discfrete Damper"** , Vehicle System Dynamics Supplement 28, pp. 485-495
11. Lei Zuo, Samir A. Nayfeh, (2003), **"Structured H2 Optimization Of Vehicle Suspensions Based On Multi-Wheel Models"** , Vehicle System Dynamics, Vol. 40, No. 5, pp. 351-3.

Çizelge 2. Modelin doğal frekansları (sönümsüz)

		Matematik Model		Sonlu Elemanlar Modeli		
Doğal Frekanslar (Hz)		Yüksüz	Yüklü	Yüksüz	Yüklü	Mod şekli
	w_1	1.88	1.51	1.87	1.49	Düşeyde öteleme
	w_2	2.10	1.62	2.59	1.98	Yana Yalpa
	w_3	2.15	1.87	3.54	3.21	Yunuslama

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK MİMARLIK FAKÜLTESİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ

OTEKON'06

3. OTOMOTİV TEKNOLOJİLERİ KONGRESİ

3rd Automotive Technologies Congress



30 .yıl
1975 - 2005

Holiday Inn Otel - BURSA
26 - 28 Haziran 2006
June 26 - 28, 2006

KONGRE KİTABI

Editörler

Muhsin KILIÇ, Ferruh ÖZTÜRK

BOSCH

TÜBİTAK

TOFAŞ TÜRK OTOMOBİL FABRİKASI A.Ş.

BİLDİRİ BAŞLIĞI *YAZAR(LAR)*	SAYFA NO
(4x4) Çekişli Arazi Aracın Transfer Mekanizmasında Dinamik Gerilmelerin Analizi ***Tamer Kepçeler, Necati Tahralı, Ertuğrul Afacan***	227
Derin Çekme Prosesindeki Sacların Deformasyon Davranışının Simüle Edilmesi ***Hakan Aydın, Ali Bayram, İnönü Alıcı***	237
4x4 Arazi Aracının Dinamik Analizi ***Cihan Demir, Necati Tahrali , Kutay Edis***	245
Alüminyum Köpük Üretimi Ve Otomotiv Endüstrisinde Kullanım Alanları ***Tolga Uçak, Nazım Mahmutyazıcıoğlu, Sabri Altıntaş***	253
The Importance of Aluminum in Automobile Body Construction ***Ahmet Hanifi Ertaş, Celalettin Baykara***	261
Alüminyum Köpük Metalinin Basma Yükleri Altındaki Mekanik Davranışının İncelenmesi ***S. Hakan Oka, Ozan Avarisli, Agah Uğuz***	269
Magnezyum Alaşımlarının Otomotiv Sanayisinde Kullanımı ***Özgür Duygulu, Gizem Oktay, Ali Arslan Kaya***	275
A Review: Lightweight Material Applications In Automotive Industry ***Erkan Sönmez, M.Akif Kütük and Ahmet Erkliğ***	283
The Tribological Factors and The Types of Wear ***Celalettin Baykara, Enver Atik, Ahmet Ertaş***	291
Otomotiv Endüstrisinde Kullanılan Çeliklerin Enerji Absorbsiyonu Açısından Karşılaştırılması ***Necmettin Kaya, Gökalp Uysal, Ferruh Öztürk***	299
Otomotiv Terimleri Eğitim Programı Tasarımı Ve Uygulanması ***Ş. Ayhan Baydır, M. Sahir Salman***	305
Yapıştırıcı Metodunun Otomotiv Endüstrisindeki Yeri ***Celalettin Baykara, Ahmet Oğur, Ahmet Hanefi Ertaş, Selahaddin Anik***	313
Dinamik Analizlerde Kullanılan Sonlu Elemanlar Modellerinin Deneysel Yöntemler İle Doğrulanması ***M. Akif Göksu, Tarık Küçük***	321
Traktörlerde Yuvarlanmayı Engelleyici Koruyucu Bir Yapıya Ait Test ve Sonlu Elemanlar Sonuçlarının Karşılaştırılması ***Aydın Gültekin, Vural Karakoç, Pınar Balkanlıoğlu, Erkan Akay***	327
Kabinli Bir Traktörde Sürücü Kulak Hizası Gürültü Seviyesinin Düşürülmesi ***H.Temel Belek, Ahmet Güney, Aydın Gültekin, Vural Karakoç, Pınar Balkanlıoğlu, Erkan Akay, Alper Akgül, Ahmet Akbaş***	333