OTEKON'02
Otomotiv Teknolojileri Kongresi
24 – 26 Haziran 2002, BURSA

GTD MODEL DİZEL JEEP ŞASİSİNİN SONLU ELEMANLAR METODU İLE ANALİZİ

Sezer CİNDEMİR*, Cihan DEMİR**, Necati TAHRALI**
* Grup Otomasyon Ltd. Şti. Cumhuriyet Caddesi No:135 , Bağlarbaşı Üsküdar/İSTANBUL
** Y.T.Ü. Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü,
Makine Teorisi Sistem Dinamiği ve Kontrol Anabilim Dalı, Yıldız Kampüsü Beşiktaş/İSTANBUL

ÖZET

Sonlu elemanlar analizi (Finite Element Analysis=FEA) metodu karmaşık geometriye, malzeme özelliklerine ve yüklenme koşullarına sahip parçaların çeşitli tipteki zorlanmalar altında analizlerinin yapılması amacıyla kullanılmaktadır. Çözümü analitik olarak mümkün olmayan yada çok zor olan problemlere cevap bulabilmesi nedeniyle metot birçok mühendislik dalında (Havacılık, Otomotiv, Elektro mekanik, Biyo mekanik, Jeo mekanik , Isı Transferi, Akışkanlar Mekaniği vs..) kullanılmaktadır.Bu çalışmada K.K.K.'lığının 1013. Ordu Donatım Ana Tamir Fabrikası'nda üretilmekte olan GTD Model dizel jeep'in şasisinin statik analizleri FEA metodu kullanılarak yapılmıştır. Analiz için öncelikle şasinin katı modeli CATIA V5 programı yardımı ile yapılmış daha sonra sonlu elemanlar modeli yine aynı program kullanılmak suretiyle oluşturulmuştur. Diğer modelleme aşamalarında Düşey yükleme, Jeep'in yalnız ön tekerleğine sonra arka tekerleğine darbe etkisi sonucu şasideki gerilme ve deformasyonlar hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Gerilme, Şasi, Sonlu Elemanlar, Cad/Cae

1.GİRİŞ

Bir taşıtın tasarımı yapılırken göz önünde bulundurulması gereken en önemli noktalardan biri de tasarımı yapılan taşıt elemanlarının kendilerinden beklenen mukavemet değerlerini sağlamalarıdır. Taşıtın karoseri, motor, aktarma organları , yolcu kabini gibi kısımlarını taşımakta olan şasi de çeşitli zorlanmalara (eğilme, burulma vs..) karşı mukavemet göstermek durumundadır. Etki eden kuvvet ve momentler altında çoğunlukla taşıt şasileri hiperstatik sistemlerdir ve çözüme denge denklemeleri yardımıyla ulaşılması mümkün değildir. Bu durumda hiperstatik sistemlerin çözümünü sağlayacak "Birim Yük Metodu", "Kuvvet Metodu", "Taşıma Matris Metodu", "Deplasman Metodu" , "Sonlu Elemanlar Metodu" gibi metotların kullanılması gerekli olmaktadır [1,2].

Bu metotlardan Sonlu elemanlar analizi metodu kullanımının diğerlerine göre daha kolay olması ve bilgisayar destekli tasarım (CAD) sistemleri ile entegre edilebilmesi nedeni ile çok yoğun bir şekilde otomotiv sanayiinde kullanılmaktadır. Bu nedenle K.K.K.'lığının 1013. Ordu Donatım Ana Tamir Fabrikası'nda üretilmekte olan GTD Model dizel jeep'in şasisinin dinamik ve statik analizleri Sonlu elemanlar analizi metodu kullanılarak yapılmıştır.

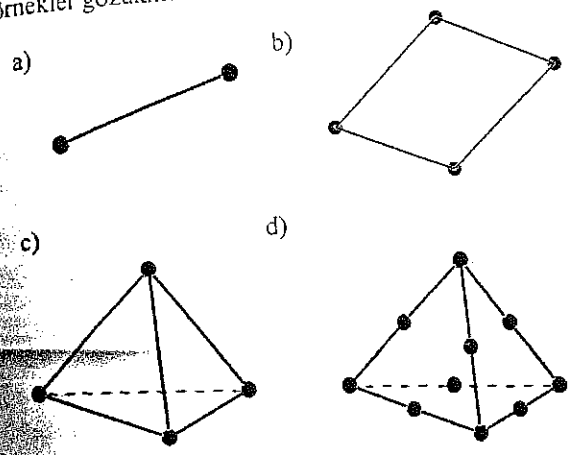
Analiz işleminin ilk aşamasında Jeep şasisinin CAD modeli Catia V5 programında katı ve montaj modelleme teknikleri kullanılarak oluşturulmuştur. İkinci aşamada bu montaj modelinden faydalanarak şasiye ait sonlu elemanlar modeli ve ağ (mesh) yapı oluşturulmuş, sınır koşulları ile malzeme özellikleri tanımlanmıştır. Diğer modelleme aşamalarında Düşey yükleme, Jeep'in yalnız ön tekerleğine sonra arka tekerleğine darbe etkisi sonucu şasideki gerilme ve deformasyonlar hesaplanmıştır.

2. JEEP ŞASİSİNE AİT SONLU ELEMANLAR MODELİNİN OLUŞTURULMASI

Sonlu elemanlar analizinin temelini analiz edilmek istenen karmaşık geometrideki yapının daha basit elemanlara (sonlu elemanlar) ayrılması oluşturmaktadır. Bu sonlu elemanlar incelenmekte olan esas yapıyı oluşturmak için biri birilerine kuvvet ve moment iletimini sağlayan noktalar (düğüm noktaları) vasıtasıyla bağlanmaktadır. Bu sayede karmaşık yapıdaki geometrinin tek bir adımda incelenmesi yerine daha kolay bir biçimde sonlu elemanların oluşturduğu yapının ağ (mesh) incelenmesi mümkün olmaktadır. Sonlu elemanları biri birilerine bağlayan düğüm noktalarının izin verilmiş hareket yönlerinin sayısı sonlu elemanlar modelinin serbestlik derecesini vermektedir.

Genel olarak sonlu elemanlar analizi işlemi üç aşamadan meydana gelmektedir.

Ön İşlemci (Preprocessing) ismi verilen ilk aşamada analiz edilecek yapıya uygun bir sonlu eleman seçilerek mesh yapı oluşturulmaktadır. Şekil-1'de çeşitli problemler için kullanılabilecek 1 boyutlu (Line), 2 boyutlu (Plane) ve 3 boyutlu (Solid) elemanlara ait örnekler gözükmektedir.

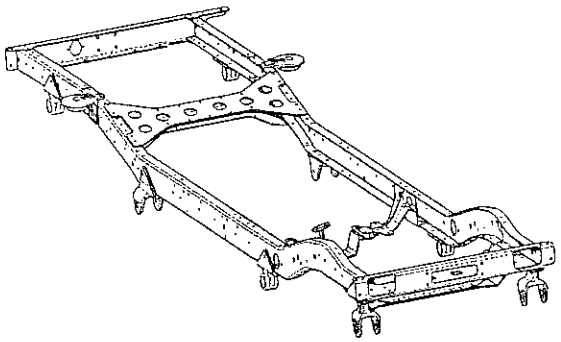


Şekil-1: Çeşitli tipte sonlu elemanlar: **a)** 1 boyutlu kiriş eleman **b)** iki boyutlu dörtgensel eleman (Q4) **c)** 4 noktalı tetrahedron (TE4) **d)** 10 noktalı (parabolik) tetrahedron (TE10) eleman.

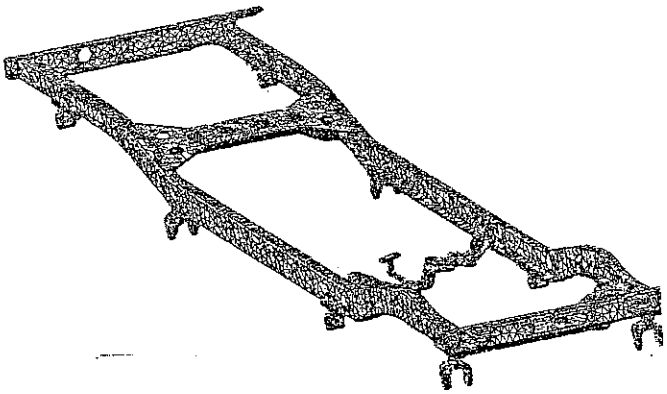
İncelenen yapıya ait CAD geometrisi bilgisayarda modellenmiş ise kullanılan FEA yazılımı tarafından ağ (mesh) yapıyı oluşturma işlemi sonlu elemanlar ve büyüklükleri kullanıcı tarafından tanımlandıktan sonra otomatik olarak gerçekleştirilebilmektedir. Şekil-2'de Catia V5 programında modellenmiş olan jeep şasisi ve Şekil-3'te de şasiye ait mesh yapı gözükmektedir.

Mesh yapıyı oluşturmak için Lineer TE4 ve gerilmelerin yüksek olduğu bölgelerde parabolik TE10 elemanlar kullanılmışlardır. Bunun yanı sıra Catia programı montajdaki parçalar arasında geçiş bölgesini oluşturmak için "geçiş bölgesi ağ yapısı" (Spider) ismindeki geçiş bölgesi mesh yapısını oluşturmuştur (Şekil-4). Çeşitli zorlanma durumları için kullanılan ağ yapıların serbestlik dereceleri 200000 ile 300000 arasında değişmektedir.

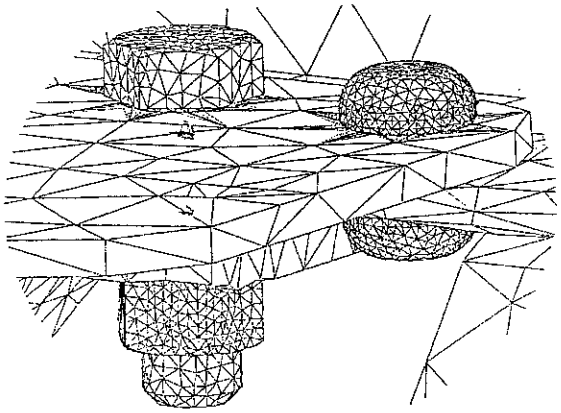
Çözümleyici (FEA solving) ismi verilen ikinci aşamada her bir sonlu elemanın rijitlik matrisi $[k_e]$ oluşturulmakta, daha sonra bu rijitlik matrisleri esas yapıya ait rijitlik matrisini [K] oluşturmak için bir araya getirilerek biri birlerine monte edilmektedirler. Bunu takip eden aşamada esas yapıya etki eden kuvvet ve momentleri içeren kuvvet matrisi [F] oluşturulmakta ve deformasyonları {U} bulmak mümkün olmaktadır.



Şekil-2: Jeep şasisinin montaj modeli



Şekil-3: Jeep şasisine ait ağ (mesh) yapı

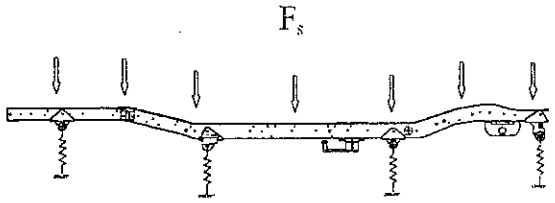


Şekil-4: Parçalar arası geçiş bölgesindeki ağ (mesh) yapı

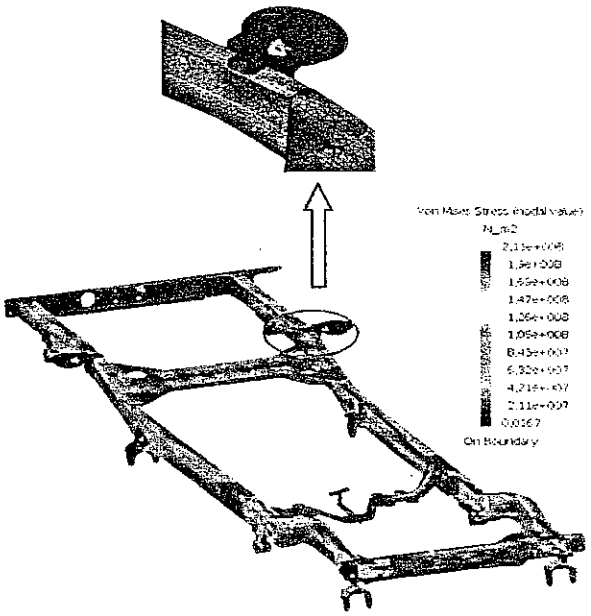
Catia V5 programında jeep şasisini modellemede kullanılan lineer Tetrahedron (TE4) eleman için kartezyen ve doğal eksen takımları Şekil-7'de gözükmektedir.

3.A. Düşey yük etkisi altında şasinin analizi

GTD model jeep şasisi ilk aşamada kendi ağırlığı ve taşımış olduğu yükten kaynaklanan düşey statik yüke (F_s) karşı kontrol edilmiştir. Yüksüz halde iken taşıtın ağırlığı 3000 daN olup analiz sırasında bu ağırlığın yanı sıra şasisin akma sınırına gelinceye kadar ne kadarlık bir kuvvete dayanabileceği test edilmiştir. Şasinin sonlu elemanlar modeli Şekil-9'daki gibi hazırlanmıştır.



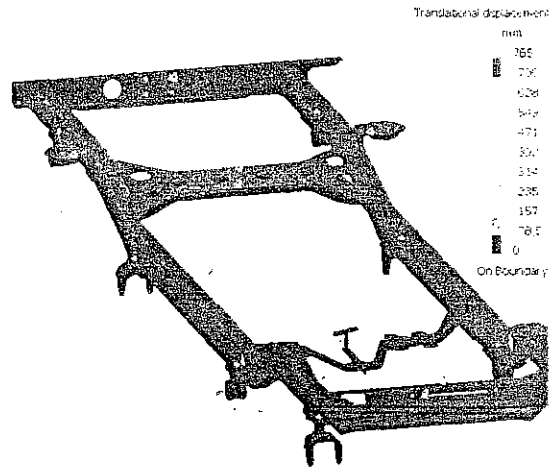
Şekil-9 : Düşey olarak şasiye etki eden kuvvet



Şekil-10 : Düşey yükleme sonucu şasideki gerilmeler

Yayılı olarak toplamda 170000N kuvvet etkisi altında bırakılan jeep şasisindeki maksimum gerilme 211 N/mm^2 olmuştur. (Şekil-10)

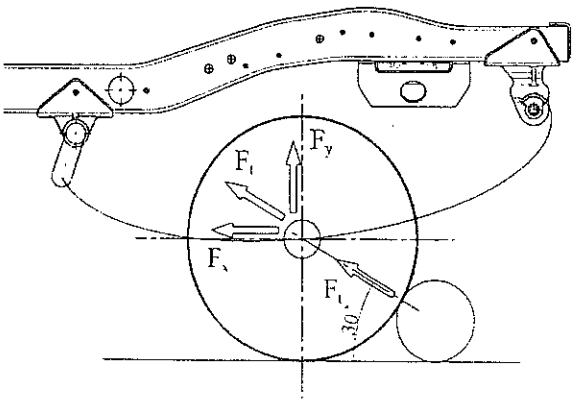
Analiz işlemi sonucu bulunan maksimum deformasyon değeri 785mm'dir (Şekil-11). Bu kadar yüksek bir deformasyon değeri 170000 N kuvvet etkisi altında şasi akma sınırına geldiğinde süspansiyon sisteminin çökmesinden kaynaklanmaktadır. Pratikte süspansiyon sisteminin bu kadar çökmesine müsaade edilmeyeceğinden şasi düşey yükleme sonucu statik durumda akma sınırına ulaşmayacaktır.



Şekil –11 : Düşey yükleme sonucu deformasyon değerleri

3.B. Tek bir ön tekerleğin bir darbeye maruz kalması durumunda şasinin analizi

Hareket halinde iken GTD model jeep'in şasisini zorlayacak olan kuvvetlerden biri de araç tekerleklerinden bir veya birkaç tanesinin çukura geçmesi , bir tümseğe çarpması sonucu oluşan darbe kuvvetidir. Ön tekerleklerden birinin bu şekilde darbeye maruz kalması sonucu ön tekerlek ve dolayısı ile şasi Şekil-12'deki gibi bir F_t kuvvetine maruz kalacaktır.



Şekil-22: Ön tekerleğe etki eden darbe kuvveti

F_t kuvvetinin değeri değişik yol şartlarında farklı olacağından analiz işlemi sırasında bu kuvvetin değerinin yaklaşık 2000 daN olduğu ve zeminle 30°'lik bir açı yapacak şekilde etkidiği göz önüne alınarak ve sonlu elemanlar modeli Şekil-13'teki gibi oluşturulmuştur.

Darbe kuvvetinin yanı sıra aracın statik durumdaki 3000 daN ağırlığı da şasiye etki ettirildikten sonra hesaplama sonucu bulunan gerilme değerleri Şekil–14'teki gibi olup maksimum gerilme 140 N/mm^2'dir. Diğer taraftan

$$A_1 = A_{11} + A_{12} + A_{13}$$

$$A_2 = A_{21} + A_{22} + A_{23}$$

$$A_3 = A_{31} + A_{32} + A_{33}$$

Eleman Rijitlik Matrisi

Hook kanunu kullanılmak suretiyle eleman içerisindeki gerilmeler hesaplanabilir.

$$\sigma = EBq$$

Deformasyona uğrayan eleman gerinim enerjisi ;

$$U_e = \frac{1}{2}\int_e \sigma^T . D.\varepsilon dV$$

şeklinde ifade edilmektedir. $\sigma = EBq$ ve $\varepsilon = Bq$ bağıntıları yerine konulur ve integral aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$U_e = \frac{1}{2}\int_e q^T B^T . D.B.q.dV = \frac{1}{2} q^T \int_e \left[B^T . D.B.V \right].q$$

$$U_e = \frac{1}{2} q^T . k_e . q$$

eleman rijitlik matrisi;

$$k^e = V.B^T . D.B$$

V: eleman hacmi

$[k_e]$ matrisinin oluşturulmasını takiben tüm yapıya ait rijitlik matrisi sınır koşulları ve sonlu elemanların biri birileri ile olan bağlantıları göz önüne alınarak

[K] matrisinin boyutu düğüm noktası sayısı ile her bir noktanın serbestlik derecesi çarpımı kadar olmaktadır. [K] matrisinin bulunmasını takiben deformasyonların bulunması mümkün olmaktadır.

$$[K].\{U\}=[F] \quad \{U\}=[K]^{-1}.[F]$$

[F] : Esas yapıya etki eden kuvvetleri içeren matris
[K] : Tüm yapının rijitlik matrisi
{U} : Deformasyon matrisi

Serbestlik derecesinin artması ile beraber [K] matrisinin oluşturulması çok güçleşmektedir. Bu nedenle hesaplamaların bilgisayara yaptırılması suretiyle uzun işlemlerden kurtulunmaktadır. [K] matrisini oluşturmak için ilk önce bilgisayar incelenen yapıyı Şekil-1'de gözüken ve kullanıcının seçtiği sonlu eleman tiplerine bölmektedir. Daha sonra her bir elemana ait $[k_e]$ matrisleri oluşturulmakta ve bu matrisler biri birilerine monte edilerek tüm yapının [K] matrisi elde edilmektedir.

Son İşlemci (Postprocessing) ismi verilen son aşamada ise hesaplamalar sonucu bulunmuş olan deformasyon ve gerilme değerleri bilgisayar tarafından çeşitli skalalar veya eğriler kullanılmak suretiyle kullanıcıya sunulmaktadır. Hesaplamanın sonucunda kaç adet sonlu eleman için hesap yapıldığı, bu sonlu elemanların tipleri, tüm sistemin serbestlik derecesi , düğüm noktalarının sayısı ve kullanılan sonlu elemanların kalitelerine ilişkin bilgiler yine bilgisayar tarafından hesaplanmaktadır. Şekil-8'de örnek bir hesaplama sonucunda Catia V5 programı tarafından verilen ve sonlu elemanlara ilişkin bilgiler içeren bir rapor gözükmektedir.

MESH:

Entity	Size
Nodes	89152
Elements	313308

ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
SPIDER	13668 (4,36%)
BAR	8 (0,00%)
TE4	299632 (95,63%)

ELEMENT QUALITY:

Criterion	Good	Poor	Bad	Worst	Average
Skewness	234177 (78,15%)	51288 (17,12%)	14167 (4,73%)	1,000	0,520
Stretch	284852 (95,07%)	14776 (4,93%)	4 (0,00%)	0,086	0,571
Min. Length	299632 (100,00%)	0 (0,00%)	8 (0,00%)	0,000	3,791
Max. Length	299640 (100,00%)	0 (0,00%)	0 (0,00%)	68,113	9,169
Shape Factor	278133 (92,82%)	21450 (7,16%)	49 (0,02%)	0,072	0,611
Length Ratio	290909 (97,09%)	8440 (2,82%)	283 (0,09%)	16,114	2,298

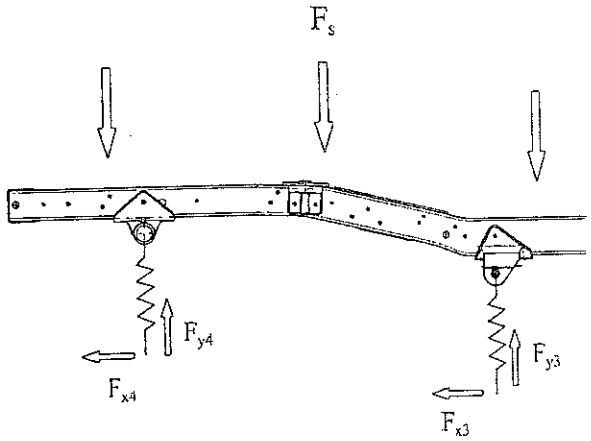
Şekil-8 : Sonlu elemanlar ağ yapısına ait bilgiler

3. ÇEŞİTLİ DURUMLAR İÇİN JEEP ŞASİSİNİN ANALİZİ

Çeşitli durumlar için şasisin sonlu elemanlar modeli hazırlanırken mümkün olduğunca esas fiziksel model bilgisayarda gerçekleştirilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla jeep şasisi tek bir parça olarak modellenmeyip birden fazla parçadan oluşan bir montaj olarak modellenmiştir. Yaprak yaylar ve diğer süspansiyon elemanları bilgisayarda modellenmediğinden süspansiyon sistemi Catia V5 programında yay elemanlar kullanılmak sureti ile modellenmiştir. Eşdeğer yay sabiti hesaplanırken hem süspansiyon sisteminin (önde 76000N/m, arkada 80000N/m) hem de pnömatik tekerleğin (180000N/m) yay sabitleri göz önüne alınmıştır.

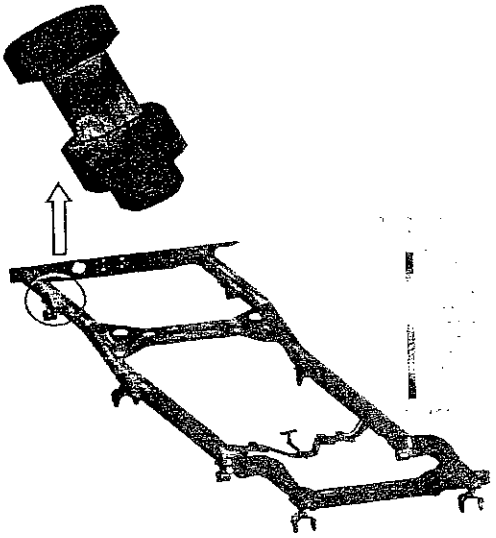
3.D. Tek bir arka tekerleğin darbeye maruz kalması durumunda şasinin analizi

Jeep şasisini zorlayan diğer durumda arka tekerleklerin bir darbe kuvvetine maruz kalmasıdır. Bu durumda da tekerleklere gelen kuvvetin 2000 daN olduğu kabul edilmiş ve jeep ağırlığı olan 3000 daN'luk kuvvet şasiye etki ettirilmiştir. (Şekil-18)

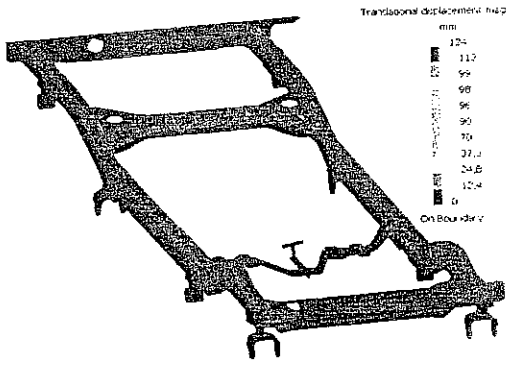


Şekil –18 : Arka tekerleğe gelen darbe kuvveti ve bunun modellenmesi

Analiz sonucu bulunan maksimum gerilme 122 N/mm^2 (Şekil-19) ve maksimum deformasyon 124 mm'dir. (Şekil-20)



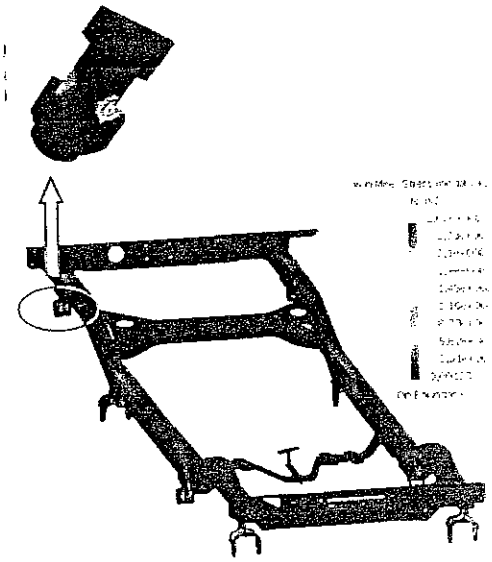
Şekil –19 : Tek bir arka tekerleğe darbe gelmesi durumunda gerilme dağılımı



Şekil –20 : Tek bir arka tekerleğe darbe gelmesi durumunda deformasyonlar

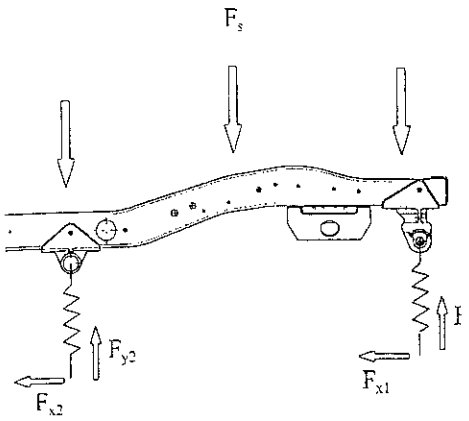
3.D. İki arka tekerleğin darbeye maruz kalması durumunda şasinin analizi

İki arka tekerleğin birden darbeye maruz kalması durumunda yine tekerleklere ayrı ayrı 2000 daN kuvvet uygulanmış ve analiz işlemi gerçekleştirilmiştir. Sonuçta bulunan maksimum gerilme değeri 262 N/mm^2 olup arka braketi şasiye bağlayan civatada ortaya çıkmıştır. (Şekil-21) Maksimum deformasyon değeri ise 94,7mm'dir. (Şekil-22)

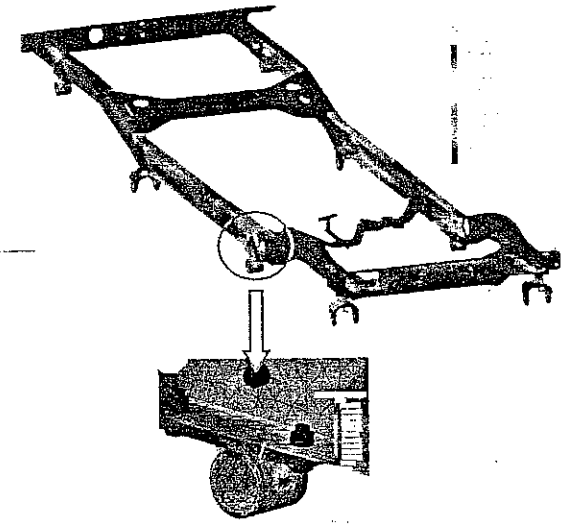


Şekil –21: İki arka tekerlek darbeye maruz kaldığında gerilme dağılımı

deformasyon dağılımı Şekil-15'teki gibi olup maksimum deformasyon 123mm'dir.



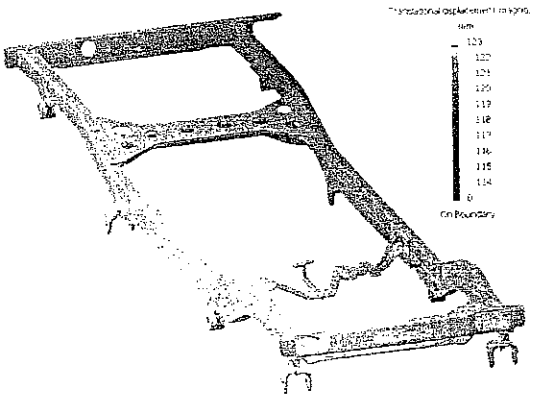
Şekil –13: Ön tekerleğe gelen darbe kuvveti ve bu durumun modellenmesi



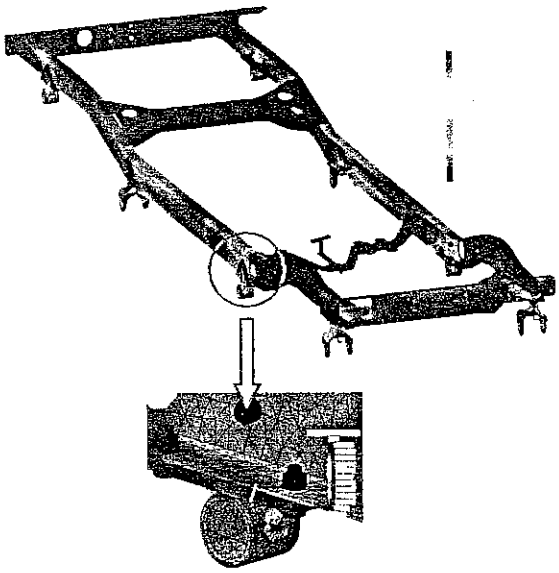
Şekil –14: Tek bir ön tekerleğe darbe gelmesi durumunda gerilmeler

3.C. İki ön tekerleğin beraber darbeye maruz kalması durumunda şasinin analizi

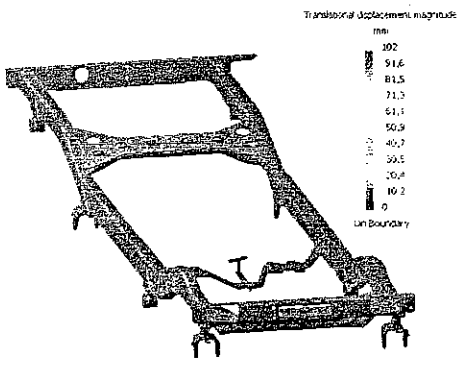
Şekil-12'ye benzer tarzda GTD model jeep'in her iki ön tekerleğine birden darbe kuvveti gelmesi durumunda jeep şasisi tek tekerleğe darbe gelmesine göre daha kritik bir durumda bulunacaktır. Her iki tekerleğe de 2000 daN darbe kuvveti ve taşıt ağırlığı olan 3000 daN'luk kuvvetin uygulanması durumunda şasideki gerilmeler Şekil-16'da gözükmekte olup bu yükleme durumu için maksimum gerilme 166 N/mm^2 olmaktadır. Deformasyon değerleri ise Şekil-17'de gözükmekte olup maksimum deformasyon 102mm'dir



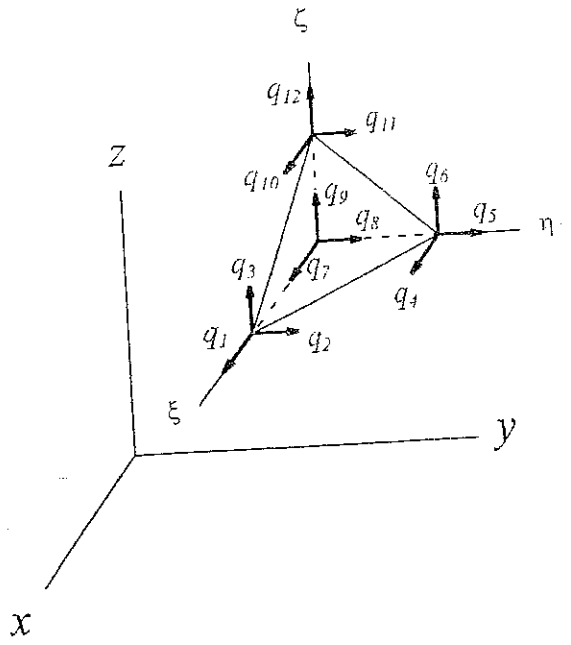
Şekil –15: Tek bir ön tekerleğe darbe gelmesi durumunda deformasyonlar



Şekil-16 : İki ön tekerleğe de darbe gelmesi sonucu şasideki gerilme dağılımı



Şekil-17. İki ön tekerleğe de darbe gelmesi sonucu deformasyonlar



Şekil-7: Kartezyen ve doğal koordinatlarda TE4 eleman

TE4 elemanın 4 adet düğüm noktası bulunmaktadır ve her bir düğüm noktasının x,y,z yönlerindeki öteleme hareketleri için 3 , toplamda 12 serbestlik derecesi bulunmaktadır. TE4 eleman için lokal koordinatlardaki deformasyon matrisi aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$q = [q_1, q_2, q_3, \ldots\ldots\ldots q_{12}]^T$$

Eleman boyunca deformasyonları bulmaya yardımcı olmak üzere dört şekil fonksiyonunun tanımlanması gerekmektedir.Bu fonksiyonlar i. düğüm noktasında bir değerini alırken diğer noktalarda sıfır değerini almaktadır. Bunlar sırası ile aşağıdaki gibidir

$$N_1 = \xi \qquad N_2 = \eta \qquad N_3 = \zeta \qquad N_4 = 1 - \xi - \eta - \zeta$$

Şekil fonksiyonlarının tanımlanmasını takiben düğüm noktalarındaki deformasyonlar matris formunda aşağıdaki gibi yazılabilir :

$$u = Nq$$

$$N = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 \end{bmatrix}$$

$$x = N_1 x_1 + N_2 x_2 + N_3 x_3 + N_4 x_4$$
$$y = N_1 y_1 + N_2 y_2 + N_3 y_3 + N_4 y_4$$
$$z = N_1 z_1 + N_2 z_2 + N_3 z_3 + N_4 z_4$$

bağıntısı ile elde edilir.

Şekil fonksiyonlarını transformasyon bağıntısında yerine konulur ve kısmi türev için zincir kuralı uygulanır. Koordinatlar arasındaki bağıntı aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial \xi} \\ \frac{\partial u}{\partial \eta} \\ \frac{\partial u}{\partial \zeta} \end{Bmatrix} = J \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial u}{\partial u} \\ \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix}$$

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \xi} & \frac{\partial z}{\partial \xi} \\ \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \eta} & \frac{\partial z}{\partial \eta} \\ \frac{\partial x}{\partial \zeta} & \frac{\partial y}{\partial \zeta} & \frac{\partial z}{\partial \zeta} \end{bmatrix}$$

Bir eleman için hacim

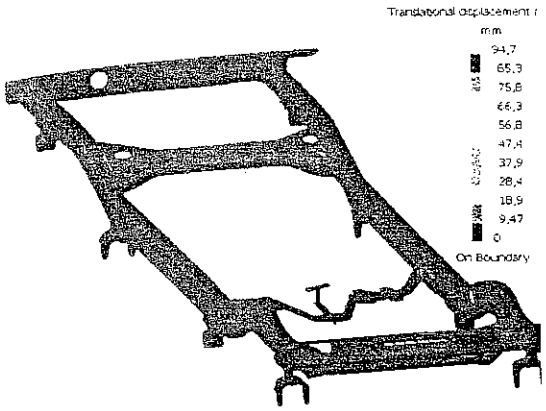
$$V = \frac{1}{6}|\det J|$$

formülüyle hesaplanır.

$$A = J^{-1}$$

Gerinim - deplasman bağıntıları,koordinatlar arası türev bağıntıları kullanılarak gerinim matrisi **B** elde edilir.

$$B = \begin{bmatrix} A_{11} & 0 & 0 & A_{12} & 0 & 0 & A_{13} & 0 & 0 & -\bar{A}_1 & 0 & 0 \\ 0 & A_{21} & 0 & 0 & A_{22} & 0 & 0 & A_{23} & 0 & 0 & -\bar{A}_2 & 0 \\ 0 & 0 & A_{31} & 0 & 0 & A_{32} & 0 & 0 & A_{33} & 0 & 0 & -\bar{A}_3 \\ 0 & A_{31} & A_{21} & 0 & A_{32} & A_{22} & 0 & A_{33} & A_{23} & 0 & -\bar{A}_3 & -\bar{A}_2 \\ A_{31} & 0 & A_{11} & A_{32} & 0 & A_{12} & A_{33} & 0 & A_{13} & -\bar{A}_3 & 0 & -\bar{A}_1 \\ A_{21} & A_{11} & 0 & A_{22} & A_{12} & 0 & A_{23} & A_{13} & 0 & -\bar{A}_2 & -\bar{A}_1 & 0 \end{bmatrix}$$



Şekil –22 : İki arka tekerlek darbeye maruz kaldığında oluşan deformasyonlar

4. SONUÇLAR VE İRDELEME

GTD model jeep şasisinin analizi sonucunda seçilen yükleme rejimleri arasında en yüksek gerilme 262 N/mm^2 değeri ile iki arka tekerleğin birden bir darbeye maruz kalması durumunda oluşmuştur. Oluşan gerilme şasiyi oluşturan profiller üzerinde değil bağlantıyı sağlayan bir cıvatada meydana gelmiştir. Tehlikeli bir durum gibi gözükmesine rağmen cıvata elemanın malzemesinin dolayısı ile mukavemet sınırlarının şasiyi oluşturan profillerden yüksek olması şasi için bir emniyet unsuru olmaktadır. Bunun yanı sıra aşırı yükleme durumlarında şasideki kopma ve deformasyonların şekil olarak en zayıf olan cıvata ve perçinlerde meydana gelmesi uygulanan sonlu elemanlar modelinin doğruluğunu göstermektedir.

4. KAYNAKLAR

1. Ereke,M. Şasi ve Karoseri Tasarımında İleri Hesap Yöntemleri, İTÜ Makine Fakültesi, 1989

2. Beermann,H. J. The Analysis of Commercial Vehicle Structures, MEP Limited, London, 1989

3. Pippert,H. Karosserietechnik,Vogel Fachbuch, 1998.

4. Chandrupatla,T. R., Belagundu, A. D. Introduction to Finite Elements in Engineering, Printice Hail, 1991

5. Liu,Yijun Introduction to Finite Element Method, University of Cincinnati, 1998

6. Dassault Systemes, Catia V5 Generative Part Structural Analysis, 2001

7. Dassault Systemes, Catia V5 Generative Assembly Structural Analysis, 2001.

Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makina Mühendisliği Bölümü

OTEKON'02

OTOMOTİV TEKNOLOJİLERİ KONGRESİ
(Automotive Technologies Congress)

24–26 Haziran 2002

Kervansaray Termal Otel / Bursa



KONGRE KİTABI

Editörler

Muhsin KILIÇ, Ferruh ÖZTÜRK, Atakan AVCI

RENAULT

TOFAŞ TÜRK OTOMOBİL FABRİKASI A.Ş.

COŞKUNÖZ

MARTUR