

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR ASKERİ ARACIN SONLU ELEMANLAR
YÖNTEMİ KULLANILARAK DİNAMİK ANALİZİ**

Makine Müh. Handan ÇİLİNGİR

**F.B.E Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Savunma Tarihi : 16 Şubat 2001
Tez Danışmanı : Prof. Necati TAHRALI
Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Faris KAYA
: Prof. Dr. Bahri ŞAHİN

İSTANBUL, 2001

106335
**T.C. YÜKSEK ÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANİSYON MERKEZİ**

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	i
ŞEKİL LİSTESİ.....	ii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	iv
ÖNSÖZ.....	v
ÖZET.....	vi
ABSTRACT.....	vii
1. GİRİŞ.....	1
2. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ.....	2
2.1 Giriş.....	2
2.2 Sonlu Elemanlar Metoduyla Çubuk Hesabı.....	2
2.2.1 Çubuk Taşıyıcı Sistemlerin Sınıflandırılması.....	2
2.2.2 Taşıyıcı Sistemin Katılık Matrisini Oluşturan Terimlerin Tanımlanması.....	4
2.3 Rijit Bağlı Sistem.....	6
2.3.1 Lokal Koordinatlarda Eleman Katılık Matrisi.....	6
2.3.2 Transformasyon Matrisi Yardımıyla Lokal Koordinatlardan Global Koordinatlara Geçiş.....	9
2.3.3 Yayılı Kütle Matrisleri.....	13
2.3.4 Düzlem Çerçeve Çubuğu Yayılı Kütle Matrisi.....	16
2.3.5 Yayılı Kütle Matrisi Halinde Özel Değerler (Eigenvalue).....	18
3. KARKAS YAPISI VE ÇUBUK KESİTLERİ.....	23
4. ÇUBUKLARDAKİ ÇÖKMELER VE SİSTEMİN DOĞAL FREKANSLARI (MODAL ANALİZ).....	30
4.1 Matlab'te Yazılan Program.....	30
4.1.1 Sonuçlar.....	30
4.2 Ansys Programı ile Elde Edilen Değerler.....	35
4.2.1 Statik Analiz Sonuçları.....	35
4.2.2 Modal Analiz Sonuçları.....	83
5. HARMONİK ANALİZ.....	93
5.1.1 Zorlanmış (Harmonik Tahrikli) Titreşimler.....	93
5.1.2 Giriş.....	93
5.1.3 Sistemin Bağlı Olduğu Zeminin Harmonik Olarak Hareket Etmesi Durumunda Sönümlü Sistemin Titreşim Hareketi.....	93
5.1.4 Harmonik Analiz.....	96

6.	MAKSİMUM GERİLMEYE GÖRE UYGUN KESİT BELİRLEME ÇALIŞMASI	105
6.1	Uygun Kesit Belirleme Çalışması Sonuçları	105
7.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	110
	KAYNAKLAR	113
	EKLER	114
Ek1	Matlab'te yazılan yerdeğiştirme ve modal analiz programı.	115
Ek2	Çubuk düğüm noktalarına ait koordinatlar.	121
Ek3	Çubuk eleman bağlantılılık çizelgesi.	122
Ek4	Araca ait teknik bilgiler.	124
	ÖZGEÇMİŞ	125



SİMGE LİSTESİ

[K]	Global katılık matrisi
[M]	Global kütle matrisi
[K']	çubuk elemanın lokal koordinatlardaki katılık matrisi
[U]	Deplasman vektörü
[U']	Lokal koordinatlarda deplasman vektörü
[P]	Yük vektörü
[T]	Transformasyon matrisi
[A]	Katsayılar vektörü
[F]	Fonksiyon terimlerini içeren matris
l	Çubuk boyu (mm)
i, j	Çubuk düğüm noktaları
k_{ij}	Sistemdeki bir elemanın katılık matris
u_i	i düğüm noktasındaki , x doğrultusunda olan deplasman (mm)
v_i	i düğüm noktasındaki , y doğrultusunda olan deplasman (mm)
θ_i	i düğüm noktasındaki , z doğrultusunda olan rotasyon
x', y', z'	lokal koordinatlar
u_i	lokal koordinatlara göre i düğüm noktasındaki , x doğrultusunda olan deplasman
v_i	lokal koordinatlara göre i düğüm noktasındaki , y doğrultusunda olan deplasman
θ_i	lokal koordinatlara göre i düğüm noktasındaki , z doğrultusunda olan rotasyon
E	Elastisite modülü (N/mm^2)
I	Kesit atalet momenti (mm^4)
ω	Açısal hız (s)
f	frekans (1/s)
A	Kesit alanı (mm^2)
ρ	Birim hacimdeki kütle (kg/mm^3)
ρ_0	Birim boydaki kütle (kg/mm)
k	Yay sabiti (N/mm)
c	Sönüm sabiti ($N/mm.s$)
F	Kuvvet (N)
m	Kütle (kg)
x	Deplasman (mm)
\dot{x}	Hız (mm/s)
\ddot{x}	İvme (mm/s^2)

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Kod numaralarına Örnek. 5
Şekil 2.2	Çubuk eleman. 7
Şekil 2.3	Lokal ve global koordinatlar. 10
Şekil 2.4	j noktasına uygulanan kuvvetin global ve lokal koordinatlara göre durumu . . 12
Şekil 2.5	Düzlem çerçeve çubuğu. 16
Şekil 3.1	40x40x2,5 kutu profil. 23
Şekil 3.2	40x40 dolu profil. 24
Şekil 3.3	80x45x6x8 U profil. 24
Şekil 3.4	40x40 dolu profile takviye edilmiş U profil. 25
Şekil 3.5	Aracın karkas modeli ve düğüm noktaları. 26
Şekil 3.6	Aracın karkas modeli ve eleman numaraları. 27
Şekil 3.7	Karkas konstrüksiyonuna dahil edilen noktasal kütleler. 29
Şekil 4.1	Sisteme uygulanan kuvvet. 35
Şekil 4.2	Çubuklarda meydana gelen aksel gerilmeler. 37
Şekil 4.3	Çubuklarda gelen maksimum gerilmeler 40
Şekil 4.4	Çubuklarda gelen minimum gerilmeler 41
Şekil 4.5	Çubuklarda oluşan x yönündeki deplasmanlar. 44
Şekil 4.6	Çubuklarda oluşan y yönündeki deplasmanlar. 45
Şekil 4.7	Konstrüksiyonun deforme olmuş hali. 46
Şekil 4.8	Sisteme uygulanan kuvvet. 47
Şekil 4.9	Çubuklardaki aksel gerilmeler 49
Şekil 4.10	Çubuklardaki maksimum gerilmeler. 52
Şekil 4.11	Çubuklardaki minimum gerilmeler. 53
Şekil 4.12	Çubuklarda oluşan x yönündeki deplasmanlar. 56
Şekil 4.13	Çubuklarda oluşan y yönündeki deplasmanlar. 57
Şekil 4.14	Konstrüksiyonun deforme olmuş hali. 58
Şekil 4.15	Sisteme uygulanan kuvvet. 59
Şekil 4.16	Çubuklara gelen aksel kuvvetler. 61
Şekil 4.17	Çubuklara gelen maksimum gerilmeler. 64
Şekil 4.18	Çubuklara gelen minimum gerilmeler 65
Şekil 4.19	Çubuklarda oluşan x yönündeki deplasmanlar. 68
Şekil 4.20	Çubuklarda oluşan y yönündeki deplasmanlar. 69
Şekil 4.21	Konstrüksiyonun deforme olmuş hali. 70
Şekil 4.22	Çubuklara gelen aksel kuvvetler. 73
Şekil 4.23	Çubuklara gelen maksimum gerilmeler. 76
Şekil 4.24	Çubuklara gelen minimum gerilmeler. 77
Şekil 4.25	Çubuklarda oluşan x yönündeki deplasmanlar. 80
Şekil 4.26	Çubuklarda oluşan y yönündeki deplasmanlar. 81
Şekil 4.27	Konstrüksiyonun deforme olmuş hali. 82
Şekil 4.28	Karkas sisteminde 1. mod şekli 83
Şekil 4.29	2. Mod şekli. 84
Şekil 4.30	3. Mod şekli. 85
Şekil 4.31	4. Mod şekli 86
Şekil 4.32	5. Mod şekli 87
Şekil 4.33	Karkas sisteminde 1. mod şekli 88
Şekil 4.34	2. Mod şekli. 89
Şekil 4.35	3. Mod şekli. 90

Şekil 4.36	4. Mod şekli.	91
Şekil 4.37	5. Mod şekli.	92
Şekil 5.1	Sistemin bağlı olduğu zeminin hareketli olması hali.	94
Şekil 5.2	Karkasa ait model.	96
Şekil 5.3	3 numaralı düğüm noktasındaki titreşim.	97
Şekil 5.4	7 numaralı düğüm noktasındaki titreşim.	98
Şekil 5.5	11 numaralı düğüm noktasına ait titreşim.	98
Şekil 5.6	34 numaralı düğüm noktasında x yönündeki titreşim.	99
Şekil 5.7	34 numaralı düğüm noktasında y yönündeki titreşim.	99
Şekil 5.8	25 numaralı düğüm noktasında x yönündeki titreşim.	100
Şekil 5.9	25 numaralı düğüm noktasında y yönündeki titreşim.	100
Şekil 5.10	Karkasa ait model.	101
Şekil 5.11	3 numaralı düğüm noktasındaki titreşim.	101
Şekil 5.12	7 numaralı düğüm noktasındaki titreşim.	102
Şekil 5.13	11 numaralı düğüm noktasındaki titreşim.	102
Şekil 5.14	34 numaralı düğüm noktasında x yönündeki titreşim.	103
Şekil 5.15	34 numaralı düğüm noktasında y yönündeki titreşim.	103
Şekil 5.16	25 numaralı düğüm noktasında x yönündeki titreşim.	104
Şekil 5.17	25 numaralı düğüm noktasında y yönündeki titreşim.	104
Şekil 6.1	İterasyon sayısına göre kesit değerleri.	106
Şekil 6.2	İterasyon sayısına göre elde edilen gerilme değeri.	107
Şekil 6.3	Çubuklardaki gerilmeler.	109

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 4.1	Uygulanan kuvvet etkisiyle düğüm noktalarında oluşan yerdeğiştirmeler . . . 30
Çizelge 4.2	Sistemin doğal frekansları.32
Çizelge 4.3	Çubuklara gelen aksenal gerilmeler (N/m^2) ve emniyet (S) katsayıları. . . . 35
Çizelge 4.4	Çubuklardaki gerilmeler (N/m^2)ve emniyet katsayıları. 47
Çizelge 4.5	Çubuklardaki gerilmeler (N/m^2)ve emniyet katsayıları. 59
Çizelge 6.1	Çubuklardaki gerilmeler ve emniyet katsayıları. 107
Çizelge 7.1	Frekans değerleri.110



ÖNSÖZ

Bu projenin içeriğini, 1013. Ordu Donatım Ana Tamir Fabrikası'nda üretilen 6 tahrikli (6x6) karosersiz muhabere aracın dinamik analizinin, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmesi oluşturur. Bu konuda yapmış olduğum çalışmanın 1013. Ordu Donatım Ana Tamir Fabrikası'na faydalı olabilmesini diliyorum.

Bu çalışmam sırasında bana yol gösteren, karşılaştığım zorluklarda yüreklendiren ve tecrübesini esirgemeyen değerli hocam Prof. Necati Tahralı'ya teşekkür ederim.

Çalışmalarım sırasında yardımlarını esirgemeyen Y.Doç.Dr. Muharrem Boğuçlu, Arş.Gör. Cihan Demir ve Arş.Gör. Ersun Yalçın'a ayrıca teşekkür ederim. Ve son olarak beni bütün yaşamım boyunca destekleyen anneme sonsuz sevgi ve minnetimi sunmaktan onur duyarım.



ÖZET

Teknolojideki hızlı ilerlemeler ve bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ile sonlu elemanlar yöntemi kolayca uygulanabilir bir metot olmuştur. Yapılan çalışmada ilk olarak, sonlu elemanlar yönteminin, düzlem çerçeve sistemi için, katılık matrisi, kütle matrisi ve deplasman vektörü elde edilmiştir. Bu çalışmadaki aracın konstrüksiyonu da bu sistemden oluşmuştur.

6x6 karosersiz askeri aracın, çeşitli açılarda atış durumundaki gerilme, modal ve harmonik analizleri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Bu hesaplamalar yapılırken Matlab ve Ansys bilgisayar programları kullanılmıştır. Bu iki yöntemle elde edilen sonuçlar arasında karşılaştırma yapılmıştır. Son olarak, araçta meydana gelen gerilmeler esas alınarak kesitlerde optimizasyon gerçekleştirilmiştir.



ABSTRACT

The finite element method has become an easy applicable way by the help of the quick development in technique and in computer technology. Firstly, in this study, stiffness matrix, mass matrix and displacement vector are obtained for rigid plane frames system of finite element method. Rigid plane frame system was used on construction of vehicle in this project.

Stress, modal and harmonic analysis of 6x6 military vehicle are calculated by used finite element method. Matlab and Ansys computer programs were used, while are calculating. Comparison is made between obtained results which are calculated by this two ways. Finally, optimization is made by the computer that depends on beam element stress.



1 GİRİŞ

Bu çalışmada ele alınan araç, 1013. Ordu Donatım Ana Tamir Fabrikası'nda üretilen 6 tahrikli (6x6) karosersiz muhabere aracıdır. Bu aracın karkas yapısı kaynakla birleştirilen çelik çubuklardan oluşturulmuştur. Bu aracın üzerinden atış yapıldığı anda oluşan kuvvet etkisiyle, çubuklarda meydana gelen gerilmeler ve çökmeler çeşitli açılar için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak, iki farklı bilgisayar programı (Matlab ve Ansys) yardımıyla hesaplanmıştır. Ayrıca araca ait doğal frekanslar da bu iki programla hesaplanmış mod şekilleri grafiklerle ifade edilmiştir.

Karkasın belirlenen bir yol fonksiyonu ile tahrik edildiği düşünülüp, bu zorlanmaya karşı sistemin cevabı incelenmiştir.

Karkası oluşturan çubuklarda oluşan maksimum gerilmenin, istenen değerler arasında olacak şekilde kesitlerde bir optimizasyona gidilmiştir. Bütün bu hesaplamalar aracın simetrisinden faydalanarak, yalnızca tek tarafı gözönüne alınarak yapılmıştır.

2. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

2.1 Giriş

Bu bölümde anlatılan sonlu elemanlar yöntemi ve ele aldığımız problemin çözümünde kullanacağımız formülasyonlar “Brown, K.D., (1990), An Introduction To The Finite Element Method Using Basic Programs ”, “Köksal, T., (1995), Sonlu Elemanlar Metodu” ve “Tezcan, S.,(1970), Çubuk sistemlerin elektronik hesap makineleri ile çözümü : stifnes matrisleri metodu” kaynakları kullanılarak oluşturulmuştur.

Sonlu elemanlar yöntemi, sürekli bir sistemi problemin karakterine uygun sonlu elemanlara ayırarak elde edilen elemanlar üzerinde iç ve dış kuvvetler enerjisinin minimasyonu ve sonra bu elemanların birleştirilmesi tarzında bir uygulama gerektirir. Bunun sonucu olarak mesnet şartları, sisteme ait özellikler dış yüklerin sürekli ya da ani değişimleri kolayca gözönüne alınabilir. Dolayısıyla sonlu elemanlar yöntemi analitik metodlarla çözülemeyen karmaşık problemlere uygulanabilir. Diğer bir avantajı da sınır şartlarının problemin çözüm sırasına göre en son adımda hesaplara dahil edilmesidir. Böylece çeşitli sınır şartlarını probleme uygularken baştaki yoğun hesaplara yeniden girilmemiş olur.

Sonlu elemanlar metodunda sistem sonlu sayıda elemana ayrılmaktadır. Eleman boyutları küçüldükçe problemin çözümündeki hata oranı azalmakta fakat çözüm süresi uzamaktadır. Sistemi oluşturan elemanların herbirine sonlu eleman denir ve birleştikleri köşe noktalarına da düğüm noktası (node) adı verilir. Sonlu eleman yüzeyinin şekil değiştirmesi, düğüm noktalarının deplasman parametrelerine bağlı olarak ifade edilebilir. Deplasman parametreleri; deplasman bileşenleri, dönmeler ve burulma eğriliği gibi deplasman vektörlerini içermektedir. Eğilme hesaplarında düğüm noktalarının deplasman parametrelerinin belirlenmesi, sistemin deplasman yüzeyinin ve her düğüm noktasındaki kesit tesirlerinin bulunması için yeterlidir.

2.2 Sonlu Elemanlar Metoduyla Çubuk Hesabı

2.2.1 Çubuk Taşıyıcı Sistemlerin Sınıflandırılması

Düğüm noktalarındaki serbestlik derecesi sayısı ve uzayda işgal ettiği geometrik durum konum bakımından , çubuklardan müteşekkil taşıyıcı sistemleri beş büyük grupta toplamak mümkündür. Bunlar ; düzlem kafes kirişler , düzlem çerçeveler , düzlem ıskaralar , uzay kafes

kirişler ve uzay çerçeveler olarak adlandırılır. Her ne kadar , katılık matrisleri metodu ile analiz esasları , bu gruplar için aynı ise de , gerek programlama gerekse pratik hesap işlemleri bakımından gruplar arasında epey farklılıklar vardır. İşte bu farklar nedeniyle , her grup taşıyıcı sistem ve bu sistemin çubuklarının katılık matrisleri ayrı ayrı ele alınır. Yukarıda bahsedilen bu gruplara kısaca göz atmamız gerekirse ;

1. Düzlem kafes kirişler: Bütün çubuklar birbirlerine mafsallı olarak bağlıdırlar. Taşıyıcı sistemin XY düzleminde bulunduğu ve kuvvetlerin bu düzlem içinde olduğu kabul edilir. Her düğüm noktasında biri yatay diğeri düşey olmak üzere iki serbestlik derecesi vardır. Sistemin dış yükleri , hem düğüm noktalarına , hem de çubuklar üzerine etkiyebilir. Üzerinde yük olmayan çubuklarda sadece aksenal kuvvet , üzerinde yük olan çubuklarda da aksenal kuvvete ek olarak eğilme momentleri doğar. Bütün çubukların uçlarında momentler sıfırdır. Çubukların katılık matrisi 4×4 büyüklüğündedir.

2. Düzlem çerçeveler: Bu tez içinde incelemeye aldığımız karkas yapının da içine girdiği bu çeşit çubuk sistemlerde genellikle , çubuklar birbirlerine rijit olarak bağlıdır. Bazı çubukların uçlarının mafsallı olması sistemin cinsinde bir değişiklik yapmaz. Değişiklik sadece , mafsallı çubukların temel katılık sayılarında olur. Düzlem çerçevenin XY düzleminde bulunduğu kabul edilir. Dolayısı ile dış yükler bu düzlem içinde etkirler. Dış yükler , ya doğrudan doğruya düğüm noktalarına ya da çubuklar üzerine etkiyebilir. Çubuklarda aksenal kuvvet , XY düzlemi içinde eğilme momenti ve kesme kuvveti bulunur. XY düzlemi aynı zamanda , assal atalet eksenlerinden birini içeren bir simetri düzlemdir. Sistemin her düğüm noktasında iki ötelenmeden ve bir dönmeden ibaret üç serbestlik derecesi vardır ve dolayısıyla elemanların katılık matrisleri (6×6) boyutundadır.

3. Düzlem ıskaralar: Genellikle , çubuklar birbirlerine rijit olarak bağlıdır. Arada mafsallı bağlar bulunabilir. Taşıyıcı sistemin , yatay düzlemde bulunduğu ve yüklerin bu düzleme dik olarak etkidiği kabul edilir. Çubuklar birbirlerine , eğilme momentinden başka, burulma momenti de iletebilirler. Her düğüm noktasında bir düşey ötelenme ve birbirlerine dik iki doğrultuda iki dönme olmak üzere üç serbestlik derecesi vardır. Çubuklarda kesit tesiri olarak kesme kuvveti , eğilme ve burulma momenti doğar. Aksenal uzamalar ve aksenal kuvvetler ihmal edilir. Çubukların katılık matrisi yine (6×6) boyutundadır.

4. Uzay kafes taşıyıcılar: Bütün çubuklar birbirlerine mafsallı bağlıdırlar ve sadece aksenal kuvvete maruzdurlar. Yükler herhangi bir doğrultuda düğüm noktalarına veya çubuklara etkiyebilir. Taşıyıcı sistem uzayda herhangi bir konumda bulunabilir. Düğüm

noktalarında birbirlerine dik olmak üzere , üç ötelenmeden ibaret üç serbestlik derecesi vardır. Çubukların katılık matrisleri (6x6) büyüklüğündedir.

5. **Uzay çerçeveler:** Genellikle , çubuklar birbirlerine rijit olarak bağlıdır. Taşıyıcı sistem uzayda herhangi bir geometrik konumda bulunabilir. Yükler herhangi bir doğrultuda düğümlere veya çubuklara etkiyebilir. Bir düğüm noktasında birbirlerine dik doğrultularda , üç ötelenmeden ve üç dönmeden ibaret altı serbestlik derecesi vardır. En kesitlerinin atalet eksen doğrultuları istenilen herhangi bir konumda bulunabilir. Çubuklarda aksenal kuvvet , kesme kuvveti ve burulma tesirlerine ek olarak , her iki atalet ekseni etrafında eğilme hasıl olabilir. Çubukların katılık matrisleri (12x12) boyutundadır.

2.2.2 Taşıyıcı Sistemin Katılık Matrisini Oluşturan Terimlerin Tanımlanması

Taşıyıcı sistemin herhangi bir düğüm noktasında birleşen bütün çubukların o düğüm noktasında , herhangi bir deplasman doğrultusuna tekabül eden katılık terimlerinin cebirsel toplamı , taşıyıcı sistemin o deplasman doğrultusundaki katılık terimini verir. Zaten bu süperpozisyon kuralı , katılık tesir sayılarının tarifinden gelen doğal bir sonuçtur. Ancak böyle cebirsel bir toplama yapabilmek için , global koordinatlara transforme edilmiş çubuk eleman matrislerini kullanmak gerekir.

Sistemin katılık matrisini $[K]$ ile ve içindeki katılık tesir katsayılarını da k_{ij} ile gösterirsek;

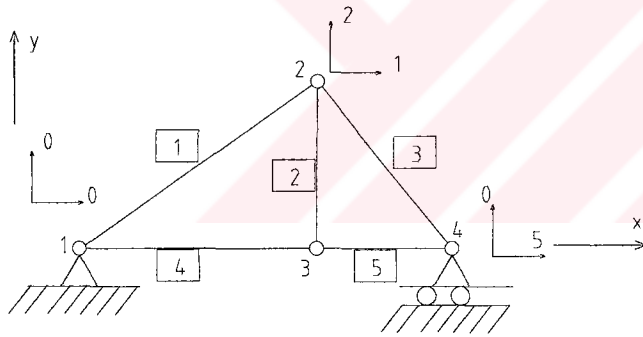
k_{ij} :Sistemin tarif edilmiş diğer bütün deformasyonları sıfır iken , j oku doğrultusundaki birim deformasyonu temin etmek için , i oku doğrultusunda dıştan etkimesi gereken kuvvet ,

şeklinde tanımlanabilir. Bu kuvvet , i okunun bulunduğu düğüm noktasında birleşen çubukların j noktasındaki deformasyonla ilgili katılıklarının toplamından başka bir şey değildir.

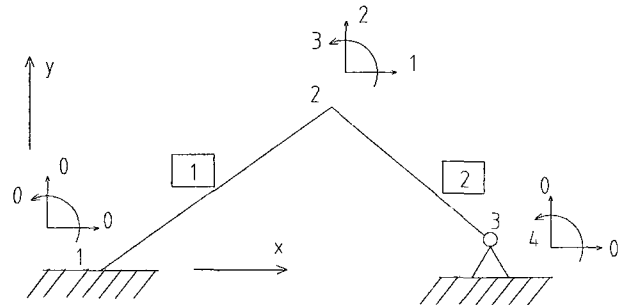
Herhangi bir sistemdeki elemanların k_{ij} 'lerini biz '**Kod Numaraları Metodu**' nu kullanarak elde edeceğiz. Taşıyıcı sistemin katılık matrisini direkt olarak elde etmek için kullanılan metoda "**Kod Numaraları Metodu**" denir. Bu metotta , bir çubuğun baş ve son düğüm noktalarının numaraları , o çubuğun taşıyıcı sistem içinde işgal ettiği yeri belirtir. Her düğüm noktasında , taşıyıcı sistemin cinsine göre , muayyen sayıda bir serbestlik derecesi yani bilinmeyen deplasmanı vardır. Mesela , bir düzlem kafes kirişin her düğümünde iki , bir uzay çerçevenin her düğümünde ise altı bilinmeyen vardır. Düğüm noktalarında varlığı kabul

edilen bu deplasmanlar problemin bilinmeyenleridir ve birden başlamak üzere düğüm noktaları numaralarını takiben sıra ile numaralanırlar. Böyle bir numaralamanın mevcudiyeti sadece kabul edilir ve kağıt üzerinde göstermeye gerek yoktur. Çünkü sistem matrisinin terimleri ve çözümde elde edilen bilinmeyenlerin sırası deplasman numaralarını aynen takip eder. Her düğüm noktasında önce ötelenmelerin , sonra dönmelerin numaralandığı ve eksenlerde de alfabetik sıraya uyulduğu kabul edilir.

Deplasmanları sıra ile numaralanmış bir taşıyıcı sistemde , herhangi bir çubuğun baş ve sonuna denk gelen düğüm noktalarındaki deplasman numaralarının yan yana yazılması ile elde edilen rakama , o çubuğun '**Kod Numarası**' denir. Çubuk elemanlarda , kod numarasındaki deplasman numaralarının sayısı , sistemin tipik bir düğüm noktasındaki serbestlik derecesinin iki katıdır. Çünkü , bir çubukta iki uç vardır. Her deplasman numarasının bir hane işgal ettiği kabul edilirse , bir kafes kiriş çubuğunun kod numarasında 4, bir düzlem çerçeve çubuğunun kod numarasında 6 , bir uzay çerçeve çubuğunun kod numarasında 12 hane vardır. Eğer bir düğüm noktasında mesnet veya diğer bir sebeple herhangi bir doğrultuda deplasman sıfır ise , o haneye sıfır yazılır.



Çubuk	Düğüm	Kod No.
1	1,2	0,0,1,2
2	3,2	3,4,1,2
3	2,4	1,2,5,0
4	1,3	0,0,3,4
5	3,4	3,4,5,0



Çubuk	Dugum	Kod No.
1	1,2	0,0,0,1,2,3
2	3,2	4,0,0,1,2,3

Şekil 2.1 Kod numaralarına örnek

Örnek olarak küçük birer düzlem kafes kiriş ve çerçevenin deplasman numaralandırılması ve çubuk kod numaraları , şekil 2.1 de gösterilmiştir. Kafes kirişin beşinci çubuğunun kod numarası şöyledir:

Hane No :	1	2	3	4
-----------	---	---	---	---

Deplasman No :	3	4	5	0
----------------	---	---	---	---

Katılık matrisi oluşturulurken dikkat edilmesi gereken noktalardan biri de işaretlerdir. Hangi eksen takımında çalışılırsa çalışılsın , koordinat eksenlerinin pozitif yönlerinde elde edilmiş olan uç kuvvetleri ve uç ötelenmeleri pozitifdir. Momentlerin ve dönmelerin işaretleri sağ el kuralına göre tayin edilir.

İfadelerde sadelik sağlamak amacıyla , ayrı ayrı belirtmeye mecbur kalmadıkça , ötelenme ve dönmeler müşterek deplasman yahut deformasyon ve aynı şekilde kuvvet ve momentler de müşterek kuvvet olarak geçer.

Şu noktayı belirtmek gerekir ki , gerek çubuk eksen takımında ve gerekse müşterek eksen takımında her bir doğrultuya bir kuvvet ve aynı zamanda bir deplasman tekabül eder. Yani bir okun gösterildiği doğrultuda sadece deplasman vardır , buraya kuvvet etkimez veya sadece kuvvet vardır , burada deplasman olamaz demek doğru değildir. Numaralanmış herhangi bir ok , o doğrultuda hem bir deplasman , hem de bir kuvvet gösterir.

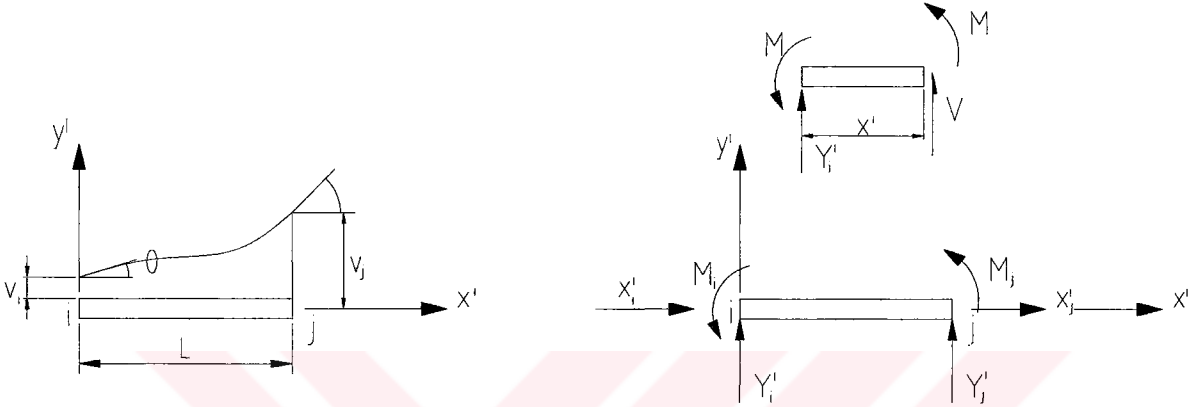
2.3 Rijit Bağlı Sistem (Düzlem Çerçeve)

Daha önce de belirtildiği gibi , bu sistemde düğüm noktalarında elemanlar birbiri ile rijit olarak bağlanmışlardır ve bu sistem “**düzlem çerçeve**” olarak adlandırılmaktadır. Bu sistemde bir elemandan diğerine kuvvet yanı sıra moment de iletilmektedir.

Bu nedenle bu sistemdeki her eleman için yazılacak **katılık (stiffnes) matrisi** 6x6 boyutundadır. Sistemin katılık matrisi iki aşamada elde edilebilir: ilk aşamada elemana göre alınan koordinatlardaki (bundan sonra “lokal koordinatlar” olarak bahsedilecektir) katılık matrisi oluşturulur, sonraki aşamada ise sistemin koordinat sistemine geçilir ki bu koordinat sistemi “global koordinat sistemi” olarak adlandırılmıştır. Global koordinatlara geçiş **transformasyon matrisi** ile olmaktadır. Sistemle ilgili eşitlikler aşağıda elde edilmiştir.

2.3.1 Lokal Koordinatlarda Eleman Katılık Matrisi

Şekil 2.2'de uniform ve L boyunca bir i j elemanı görülmektedir. Çubuk L boyunca yük iletmekte fakat çubuğun i ve j noktalarındaki deplasman v_i ve v_j , dönmeler ise θ_i ve θ_j ile gösterilmektedir. Dönmeler sayfa düzlemine dik olan z eksenindedir. Lokal koordinat sistemindeki $(x'y')$ deplasmanlar ise v'_i ve v'_j ile gösterilecektir.



Şekil 2.2 Çubuk eleman

Elastik malzemeler için, eğilme momenti ve deformasyon geometrisi arasındaki bağlantıyı aşağıdaki gibi yazarsak;

$$d^2 v' / dx'^2 = M / EI$$

Burada; M=herhangi x' kesitindeki moment,

E= elastisite modülü

I= kesit atalet momenti

Şekil 2.1'den , x' kesitinde

$$M = Y'_i x' - M_i$$

olduğu görülebilir. Böylece

$$\frac{d^2 v'}{dx'^2} = \frac{1}{EI} (Y'_i x' - M_i)$$

yazılabilir ve bu eşitliği integre edersek ;

$$\frac{dv'}{dx'} = \frac{1}{EI} \left(Y'_i \frac{x'^2}{2} - M_i x' \right) + C_1 \quad (2.1)$$

$$v' = \frac{1}{EI} \left(Y_i' \frac{x'^3}{6} - \frac{M_i x'^2}{2} \right) + C_1 x' + C_2 \quad (2.2)$$

sınır şartları ;

$$x' = 0 \text{ noktasında , } \frac{dv'}{dx'} = \theta_i , \quad v' = v_i' \quad (2.3)$$

$$\text{ve } x' = L \text{ noktasında , } \frac{dv'}{dx'} = \theta_j , \quad v' = v_j' \quad \text{dir.} \quad (2.4)$$

(2.3) eşitliklerinin (2.1) ve (2.2) 'de yerine yazarsak ;

$$C_1 = \theta_i \quad \text{ve} \quad C_2 = v_i'$$

ve aynı şekilde (2.4) eşitliklerinin (2.1) ve (2.2) 'de yerine yazarsak ;

$$\theta_j = \frac{1}{EI} \left(Y_i' \frac{L^2}{2} - M_i L \right) + \theta_i \quad (2.5)$$

$$v_j' = \frac{1}{EI} \left(Y_i' \frac{L^3}{6} - M_i \frac{L^2}{2} \right) + \theta_i L + v_i' \quad (2.6)$$

elde edilir. (2.5) eşitliğinden M_i 'yi çekip (2.6) eşitliğinde yerine yazarsak;

$$Y_i' = \frac{6EI}{L^2} (\theta_i + \theta_j) - \frac{12EI}{L^3} (v_j' - v_i') \quad (2.7)$$

aynı şekilde Y_i 'yi çekip (2.6) 'da yerine yazarsak;

$$M_i = \frac{EI}{L} (4\theta_i + 2\theta_j) - \frac{6EI}{L^2} (v_j' - v_i') \quad (2.8)$$

elde edilir. Bu eşitlikler çubuğa uygulandığında

$$Y_j' = -Y_i' \quad \text{ve} \quad M_j = Y_i' L - M_i \quad \text{olmak üzere iki eşitlik daha elde edilir ve bu eşitlikler (2.7)}$$

ve (2.8) eşitliklerine uygulanırsa;

$$Y_j' = -\frac{6EI}{L^2} (\theta_i + \theta_j) + \frac{12EI}{L^3} (v_j' - v_i') \quad (2.9)$$

$$M_j = \frac{EI}{L} (2\theta_i + 4\theta_j) - \frac{6EI}{L^2} (v_j' - v_i') \quad (2.10)$$

X_i' ve X_j' yatay kuvvetleri ve bu nedenle oluşan deplasmanlar u_i' ve u_j' için yazılan denklemlerle iki eşitlik daha elde edilmiş olunur.

$$X_i' = X_j' = \frac{EA}{L} (u_i' - u_j') \quad (2.11)$$

burada A, çubuk kesit alanını ifade etmektedir. Yukarıdaki (2.7)'den (2.11)'e kadar olan eşitlikleri aşağıdaki gibi düzenlersek matris formuna rahatlıkla dönüştürebiliriz.

$$X'_i = \frac{EA}{L}u'_i + 0 + 0 - \frac{EA}{L}u'_j + 0 + 0$$

$$Y'_i = 0 + \frac{12EI}{L^3}v'_i + \frac{6EI}{L^2}\theta_i + 0 - \frac{12EI}{L^3}v'_j + \frac{6EI}{L^2}\theta_j$$

$$M_i = 0 + \frac{6EI}{L^2}v'_i + \frac{4EI}{L}\theta_i + 0 - \frac{6EI}{L^2}v'_j + \frac{2EI}{L}\theta_j$$

$$X'_j = -\frac{EA}{L}u'_i + 0 + 0 + \frac{EA}{L}u'_j + 0 + 0$$

$$Y'_j = 0 - \frac{12EI}{L^3}v'_i - \frac{6EI}{L^2}\theta_i + 0 + \frac{12EI}{L^3}v'_j - \frac{6EI}{L^2}\theta_j$$

$$M_j = 0 + \frac{6EI}{L^2}v'_i + \frac{4EI}{L}\theta_i + 0 - \frac{6EI}{L^2}v'_j - \frac{2EI}{L}\theta_j$$

bu eşitlikleri matris formunda yazarsak;

$$\begin{bmatrix} X'_i \\ Y'_i \\ M_i \\ X'_j \\ Y'_j \\ M_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} & 0 & -\frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} \\ -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} & 0 & \frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u'_i \\ v'_i \\ \theta_i \\ u'_j \\ v'_j \\ \theta_j \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

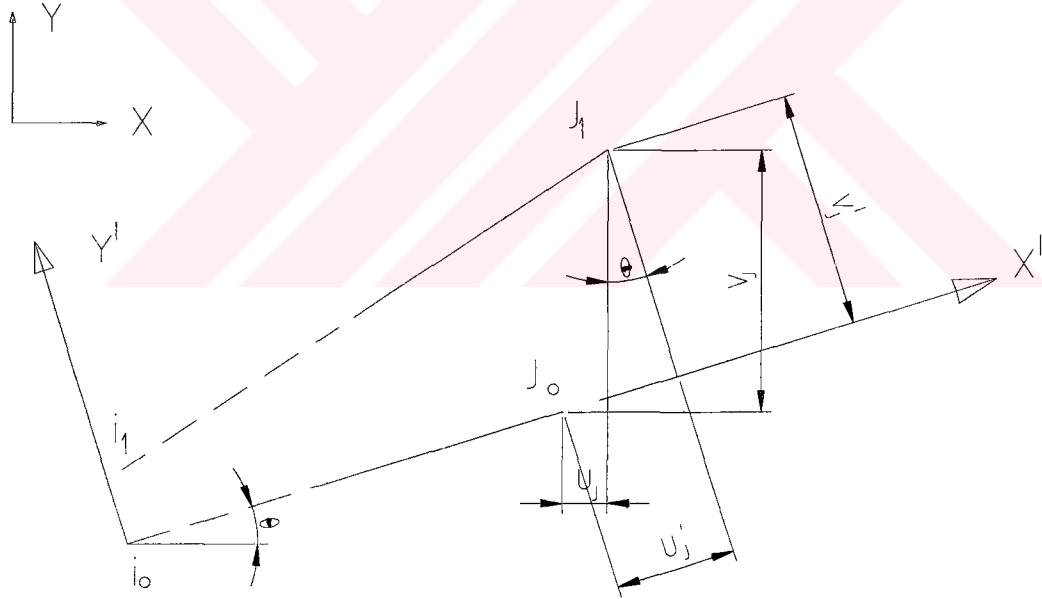
$$\underbrace{\begin{bmatrix} X'_i \\ Y'_i \\ M_i \\ X'_j \\ Y'_j \\ M_j \end{bmatrix}}_{\{P'\}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} & 0 & -\frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} \\ -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} & 0 & \frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} \end{bmatrix}}_{[K']} \underbrace{\begin{bmatrix} u'_i \\ v'_i \\ \theta_i \\ u'_j \\ v'_j \\ \theta_j \end{bmatrix}}_{\{U'\}} \quad (2.13)$$

$[K']$ matrisine, rijit bağlı düzlem çerçeve sistemini oluşturan elemanlardan her birinin ayrı ayrı lokal koordinatlarındaki katılık matrisi; $\{P'\}$ kolon matrisine, yük vektörü; $\{U'\}$ kolon matrisine de lokal koordinatlardaki deplasman vektörü denilmektedir. Buradaki $[K']$ matrisi kare matris ve simetriktir.

2.3.2 Transformasyon Matrisi Yardımıyla Lokal Koordinatlardan Global Koordinatlara Geçiş

Elemanların kendi koordinatları çalışmak için oldukça sınırlıdır. Eğer, eleman bir açıya sahipse işlemler bir hayli zorlaşır. Buna karşılık global koordinatlarda çalışmak daha kolaydır. Bu nedenden dolayı, elemanın lokal koordinatlarındaki katılık matrisini, global koordinatlara çevirmek gerekir. Bu işlem için ise transformasyon matrisi olarak adlandırılan ve aşağıda açık bir şekilde yazılan bir matris kullanılmaktadır.

Şekil 2.3 'de i j elemanın başlangıçtaki durumu $i_0 j_0$ ve şekil değiştirme sonucundaki durumu $i_1 j_1$ görülmektedir. Global koordinatlara göre $i_0 j_0$ elemanı x eksenine göre θ açısına sahiptir. $x'y'$ koordinat sistemi ile verilen lokal koordinatların orijin noktası olarak elemanın i_0 düğüm noktası alınır. j düğüm noktası j_0 'dan j_1 'e hareket ederken koordinat deplasmanı da u'_j, v'_j veya global koordinatta u_j, v_j olur.



Şekil 2.3 Lokal ve global koordinatlar

$$u_j = u'_j \cos \theta - v'_j \sin \theta$$

$$v_j = u'_j \sin \theta + v'_j \cos \theta \quad (2.14)$$

θ_j sayfa düzlemine dik olan z eksenindedir ve x - y düzlemini etkilememektedir.

Bu eşitlikleri kullanarak transformasyon matrisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} u_i \\ v_i \\ \theta_i \\ u_j \\ v_j \\ \theta_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u'_i \\ v'_i \\ \theta_i \\ u'_j \\ v'_j \\ \theta_j \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

$$\text{ya da } \{U\} = [T]\{U'\} \quad \text{yazılabilir.} \quad (2.16)$$

Buradaki $[T]$ matrisi transformasyon matrisi, $\{U\}$ ve $\{U'\}$ matrisleri ise sırasıyla x y (global) ve $x'y'$ (lokal) koordinat sistemlerindeki deplasman matrisleridir.

(2.16) numaralı eşitliğin iki tarafını da $[T]$ matrisinin inversi ile çarparsak

$$[T]^{-1}\{U\} = \{U'\} \quad \text{elde edilir.} \quad (2.17)$$

Bununla beraber şekil 2.3' e dönecek olursak u' , v' ve u , v arasındaki bağıntılar aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$u'_j = u_j \cos\theta + v_j \sin\theta$$

$$v'_j = -u'_j \sin\theta + v_j \cos\theta$$

Aynı şekilde i noktası için de benzer bağıntılar yazılabilir. Bu eşitlikleri (2.15) numaralı matris eşitliğine uygularsak (2.18) numaralı matris eşitliği elde edilir;

$$\begin{bmatrix} u'_i \\ v'_i \\ \theta_i \\ u'_j \\ v'_j \\ \theta_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\sin\theta & \cos\theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos\theta & \sin\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_i \\ v_i \\ \theta_i \\ u_j \\ v_j \\ \theta_j \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

$$\text{ya da } \{U'\} = [T']\{U\} \quad \text{şeklinde yazılabilir.} \quad (2.19)$$

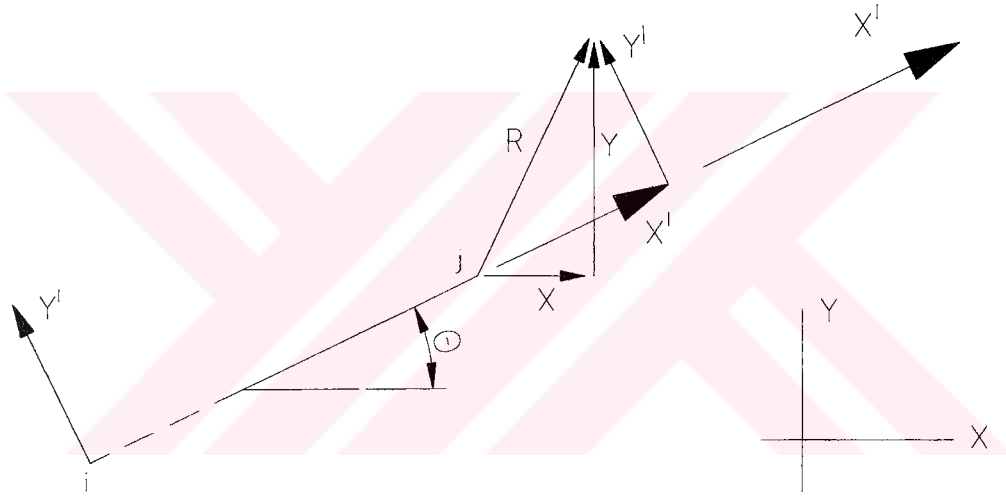
(2.17) ve (2.19) numaralı eşitlikler karşılaştırıldığında $[T'] = [T]^{-1}$ olduğu görülür. Aynı şekilde (2.15) ve (2.18) numaralı eşitlikler incelendiğinde ,

$$[T]^{-1} = [T]^T \text{ olduğu görülür.} \quad (2.20)$$

Şimdiye kadar anlatılan transformasyon matrisini, çubukların ucuna uygulanan kuvvet matrisinin transformasyonunda da kullanabiliriz. Şekil 2.4, j noktasındaki kuvvetin global ve lokal koordinatlara göre durumunu göstermektedir.

$$X_j = X'_j \cos \theta - Y'_j \sin \theta$$

$$Y_j = X'_j \sin \theta + Y'_j \cos \theta$$



Şekil 2.4 j noktasına uygulanan kuvvetin global ve lokal koordinatlara göre durumu

R_j kuvveti için aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$X'^2 + Y'^2 = X^2 + Y^2 = R^2$$

θ_i, θ_j, M_i ve M_j z eksenindedir. Sonuç olarak ;

$$\{P\} = [T]\{P'\} \quad (2.21)$$

$$\text{ya da } [T]^{-1}\{P\} = \{P'\} \text{ yazılabilir.} \quad (2.22)$$

buradaki $[T]$, yukarıda bahsedilen transformasyon matrisidir.

$$\{P\} = \begin{bmatrix} X_i \\ Y_i \\ M_i \\ X_j \\ Y_j \\ M_j \end{bmatrix} \quad \text{ve} \quad \{P'\} = \begin{bmatrix} X'_i \\ Y'_i \\ M'_i \\ X'_j \\ Y'_j \\ M'_j \end{bmatrix}$$

(2.13) numaralı eşitliğe dönecek olursak;

$$\{P'\} = [K']\{U'\} \quad (2.13)$$

$[T]^{-1}\{U\} = \{U'\}$ (2.17) ve $[T]^{-1}\{P\} = \{P'\}$ (2.22) kullanılarak,

$[T]^{-1}\{P\} = [K'] [T]^{-1}\{U\}$ yazıp her iki tarafı da $[T]$ matrisi ile çarparsak;

$$\{P\} = [T][K'] [T]^{-1}\{U\} \quad \text{elde edilir.} \quad (2.24)$$

Daha önce $[T^{-1}] = [T]^T$ olduğu gösterilmişti, bu eşitlik kullanılarak,

$$\{P\} = [T][K'] [T]^T \{U\} \quad \text{ya da} \quad (2.25)$$

$$\{P\} = [K]\{U\} \quad \text{yazılabilir.} \quad (2.26)$$

$$\text{Burada } [K] = [T][K'] [T]^T \quad \text{global koordinatlardaki katılık matrisidir.} \quad (2.27)$$

2.3.3 Yayılı Kütle Matrisleri

Taşıyıcı sistemlerin titreşim hesaplarındaki doğruluk derecesi ,daha önce katılık matrisi konusunda da belirtildiği gibi idealleştirmedeki kütle sayısı ile çok yakından ilgilidir. Aslında devamlı olarak yayılı bir kütleyle sahip olan elemanları, sadece uçlarında nokta-kütle bulunan birer elemanmış gibi kabul ederek hesap yapmak gerçek sistemden uzaklaşmak demektir. Sonuçların doğruluğunu arttırmak için nokta-kütle sayısını arttırmak ve mümkün olduğu kadar yayılı kütle haline yaklaşmak gerekir. Bu ise bilinmeyen sayısının süratle artmasına neden olur. Nokta-kütle matrislerinin bu sorununu ortadan kaldırmak için , yayılı kütle matrisleri geliştirilmiştir. Böylece bilinmeyen sayısında artış olmadan , hesapların doğruluk dereceleri arttırılmıştır.

Deplasman Fonksiyonları Seçimi: Bir taşıyıcı elemanın xyz –çubuk eksen takımına nazaran herhangi bir noktadaki deplasmanları olan u, v, θ , o noktanın koordinatları cinsinden birer polinom fonksiyon olarak ifade edilebilir. Yani ,

$$\begin{aligned}
u &= f(a_i, x, y, z) \\
v &= f(a_j, x, y, z) \\
\theta &= f(a_k, x, y, z) \quad \text{yazılabilir.} \quad (2.28)
\end{aligned}$$

Burada, a_i, a_j, a_k , seçilen fonksiyonun bilinmeyen katsayılarıdır ve serbestlik derecesi için n adettir. Katsayıları bir $\{A\}$ vektörü halinde, xyz koordinatlarını içeren terimleri de bir $[F]$ matrisi halinde toplarsak,

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ \theta \end{Bmatrix} = [F]_{3 \times n} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ a_n \end{Bmatrix} \quad \text{veya} \quad \{U\} = [F]\{a\} \quad \text{yazabiliriz.} \quad (2.29)$$

Burada $\{U\}$ = deplasman vektörü, $[F]$ = Fonksiyon terimlerini içeren (3xn) boyutlu matris, $\{a\}$ = Bilinmeyen katsayılar vektörü. Bu katsayıları, elemanın uç deformasyonlarından bulmak mümkündür. Elemanın uç noktalarındaki $d_1, d_2, d_3, \dots, d_n$ deformasyonlarını, yukarıda verilen F matrisinin içindeki koordinatlar yerine, her uca ait koordinatların değerini koyarak bulmak mümkündür. Çünkü, uçlardaki deformasyonlar, genel u, v, θ deplasmanlarının, özel noktadaki değerinden başka bir şey değildir. Demek ki,

$$\begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ d_n \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ a_n \end{Bmatrix} \quad \text{veya} \quad \{d\} = [A]\{a\} \quad (2.30)$$

yazılabilir. Burada, $[A]$ = F matrisinde uç koordinatlarını koyarak elde edilen kare matristir. Uç noktalarındaki, d_1, d_2, \dots, d_n deformasyonları biliniyorken, fonksiyon sabitlerini içeren $\{d\}$ vektörünü

$$\{a\} = [A]^{-1} \{d\} \quad (2.31)$$

şeklinde hesaplamak mümkündür. O halde, herhangi bir noktadaki u, v, θ deplasmanlarını, uç noktadaki deformasyonlar yardımı ile (2.29) ve (2.31) eşitlikleri yardımıyla

$$\{U\} = [Y]\{d\} \quad (2.32)$$

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ \theta \end{Bmatrix} = [F]_{3 \times n} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ a_n \end{Bmatrix} \text{ veya } \{U\} = [F]\{a\} \quad \text{yazabiliriz.}$$

(2.29)

Burada $\{U\}$ = deplasman vektörü, $[F]$ = Fonksiyon terimlerini içeren $(3 \times n)$ boyutlu matris , $\{a\}$ = Bilinmeyen katsayılar vektörü. Bu katsayıları , elemanın uç deformasyonlarından bulmak mümkündür. Elemanın uç noktalarındaki $d_1, d_2, d_3, \dots, d_n$ deformasyonlarını , yukarıda verilen F matrisinin içindeki koordinatlar yerine, her uca ait koordinatların değerini koyarak bulmak mümkündür. Çünkü, uçlardaki deformasyonlar, genel u, v, θ deplasmanlarının, özel noktalardaki değerinden başka bir şey değildir. Demek ki,

$$\begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ d_n \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ a_n \end{Bmatrix} \text{ veya } \{d\} = [A]\{a\} \quad (2.30)$$

yazılabilir. Burada , $[A]$ = F matrisinde uç koordinatlarını koyarak elde edilen kare matristir. Uç noktalarındaki, d_1, d_2, \dots, d_n deformasyonları biliniyorken, fonksiyon sabitlerini içeren $\{d\}$ vektörünü

$$\{a\} = [A]^{-1} \{d\} \quad (2.31)$$

şeklinde hesaplamak mümkündür. O halde , herhangi bir noktadaki u, v, θ deplasmanlarını, uç noktalardaki deformasyonlar yardımı ile (2.29) ve (2.31) eşitlikleri yardımıyla

$$\{U\} = [Y]\{d\} \quad (2.32)$$

şeklinde hesaplayabiliriz. Burada yardımcı matris olarak

$$[Y] = [F][A]^{-1} \quad (2.33)$$

tarif edilmiştir.

Yaylı Kütle Matrisi: Enerji prensibine göre, bir taşıyıcı elemanın atalet kuvvetlerinin, elemanın deplasmanları doğrultusunda yaptığı işlerin toplamı her (dm) kütlesi için, u, v, θ

$$[M] = \int_V \rho [Y]^T [Y] dV \quad (2.39)$$

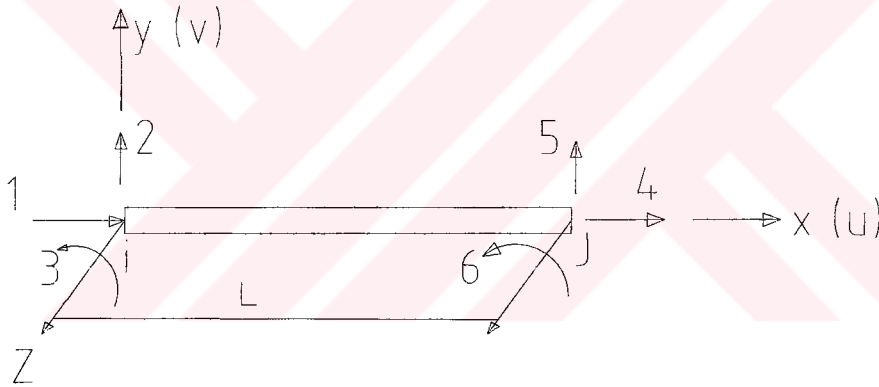
yazılır. Aşağıda bu çalışmanın konusunu oluşturan aracın karkas yapısı olan bir düzlem çerçeve çubuğunun yayılı kütle matrisi bu metot kullanılarak bulunmuştur.

2.3.4 Düzlem Çerçeve Çubuğu Yayılı Kütle Matrisi

Çubuk eksenlerinden x y düzlemi içinde eğilme yapabilen bir düzlem çerçeve çubuğunun boylamasına v ve enlemesine u deplasmanlarını tarif eden fonksiyonlar için (Şekil 2.5)

$$\begin{aligned} u &= a_3 + a_4 y + a_5 y^2 + a_6 y^3 \\ v &= a_1 + a_2 y - (a_4 + 2a_5 y + 3a_6 y^2) z \\ \omega &= 0 \end{aligned} \quad (a)$$

seçelim. Dönel atalet kuvvetleri ile , kayma deformasyonlarının ihmal edildiği kabulleri yapılmıştır. v içindeki ilk iki terim aksenal kuvvetin tesirlerini , a_4 , a_5 ve a_6 'lı terimler ise, $-du/dy$ den ibaret , çökmelerden ileri gelen boyuna deplasmanları temsil etmektedir.



Şekil 2.5 Düzlem çerçeve çubuğu

(2.29) eşitliği yardımıyla U deplasmanını elimine ettikten sonra

$$[F] = \begin{bmatrix} 1 & x & 0 & -y & -2xy & -3x^2y \\ 0 & 0 & 1 & x & x^2 & x^3 \end{bmatrix} \quad (b)$$

ve uç deformasyonları için, (2.30) eşitliğinden

$$\begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ d_4 \\ d_5 \\ d_6 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ \left(\frac{d\theta}{dx}\right)_i \\ u_j \\ v_j \\ \left(\frac{d\theta}{dx}\right)_j \end{Bmatrix} = [A]\{a\} \quad (c)$$

yazılır , ve uçların x, y koordinatları için (0; 0) ve (L; 0) değerleri kullanılırsa, A matrisi için

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & L & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & L & L^2 & L^3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 2L & 3L^2 \end{bmatrix} \quad (d)$$

bulunur. A matrisinin inversi olarak elde edilen

$$[A]^{-1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{L} & \frac{1}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{3}{L^2} & \frac{3}{L^2} & -\frac{2}{L} & \frac{1}{L} \\ 0 & 0 & \frac{2}{L^3} & -\frac{2}{L^3} & \frac{1}{L^2} & \frac{1}{L^2} \end{bmatrix} \quad (e)$$

ifadesi , yardımcı Y matrisini elde etmek üzere F ile çarpılırsa, (2.33) eşitliğinden

$$[Y]^T = \begin{bmatrix} \left(1 - \frac{y}{L}\right) & 0 \\ \left(\frac{y}{L}\right) & 0 \\ \left(\frac{6yz}{L^2} - \frac{6y^2z}{L^3}\right) & \left(\frac{1-3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}\right) \\ \left(-\frac{6yz}{L^2} + \frac{6y^2z}{L^3}\right) & \left(\frac{3y^2}{L^2} - \frac{2y^3}{L^3}\right) \\ \left(-z + \frac{4yz}{L} - \frac{3y^2z}{L^2}\right) & \left(y - \frac{2y^2}{L} - \frac{y^3}{L^2}\right) \\ \left(\frac{2yz}{L} - \frac{3y^2z}{L^2}\right) & \left(-\frac{y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2}\right) \end{bmatrix} \quad (f)$$

ve birim boy için kütleyi ρ_0 ile gösterirsek, boy üzerinden integralden

$$[M] = \rho_0 \int_0^L [Y]^T [Y] dy \quad (g)$$

yazılır ve neticede , düzlem çerçeve çubuğunun kütle matrisi için

$$[M] = \frac{\rho_0 L}{420} \begin{bmatrix} 140 & 0 & 0 & 70 & 0 & 0 \\ 0 & 156 & 22L & 0 & 54 & -13L \\ 0 & 22L & 4L^2 & 0 & 13L & -3L^2 \\ 70 & 0 & 0 & 140 & 0 & 0 \\ 0 & 54 & 13L & 0 & 156 & -22L \\ 0 & -13L & -3L^2 & 0 & -22L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (h)$$

bulunur. Birim hacim kütle yoğunluğu ρ cinsinden , $\rho_0 = \rho A$ dır. Burada , ρ_0 birim boydaki kütleyi verir.

2.3.5 Yayılı Kütle Matrisi Halinde Özel Değerler

Yayıllı kütle matrisleri kullanılması halinde , sistemin

$$[K]\{D\} - \omega^2 [M]\{D\} = 0 \quad (2.40)$$

şeklinde verilen frekans denklemindeki M kütle matrisi artık köşegenel değildir. Zira , M kütle matrisi köşegenel olmadığı için , tersinin karekökünü alma imkanı yoktur. Fakat , aşağıda açıklanacağı şekilde , dolu kütle matrisini içeren bir frekans denklemini de , simetrik bir matrise sahip iki özel değer problemine kademeli olarak indirgemek mümkündür.

Önce K matrisinin $K - \lambda I = 0$ şeklindeki özel değerlerinin çözüldüğünü kabul edelim. Bu matrisin özel değerlerini $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ ile ve normleştirilmiş özel vektörlerini de V_1, V_2, \dots, V_n ile gösterelim ve bunları

$$[\lambda_0] = \begin{bmatrix} \lambda_1 & . & . & . & . \\ . & \lambda_2 & . & . & . \\ . & . & . & . & . \\ . & . & . & . & . \\ . & . & . & . & \lambda_n \end{bmatrix}_{(n \times n)}$$

$$\text{ve } [V_0] = [\{V_1\} \{V_2\} \dots \{V_n\}]_{(n \times n)} \quad (2.41)$$

şeklinde λ_0 ve V_0 gibi iki ayrı matris içinde toplayalım. Her özel değer ve buna tekabül eden özel vektör için $K - \lambda I = 0$ özel denklem takımı sağlanmalıdır. Bu şartı bütün özel değerler için topluca

$$[K][V_0] - [V_0][\lambda_0] = 0 \quad (2.42)$$

şeklinde yazabiliriz. Eşitliği ortaya alır ve denklemin her iki tarafını sondan V_0^T ile çarparsak ;

$$[K][V_0][V_0]^T = [V_0][\lambda_0][V_0]^T$$

yazar ve simetrik matrislerin ortogonilite şartı olan $V V^T = 1$ şartından yararlanarak,

$$[K] = [V_0][\lambda_0][V_0]^T \quad (2.43)$$

buluruz. Bu ifadeye benzeterek analogi yolu ile

$$[K]^{\frac{1}{2}} = [V_0][\lambda_0]^{\frac{1}{2}}[V_0]^T \quad (2.44)$$

yazabiliriz. Çünkü (2.44) 'in her iki tarafını yine kendisi ile çarparsak (2.43) numaralı denklem elde edilir. O halde , benzer şekilde

$$[K]^{\frac{1}{2}} = [V_0][\lambda_0]^{\frac{1}{2}}[V_0]^T \quad (2.45)$$

de yazılabilir. Görülüyor ki sistemin katılık matrisi K 'nın , özel değerleri ve özel değerlerini içeren sırası ile λ_0 ve V_0 matrisleri bilinince , 2.45 numaralı denklem yardımıyla , katılık

matrisinin $K^{-\frac{1}{2}}$ yardımcı matrisini bulmak mümkündür. Bu yardımcı matrisin faydası aşağıda anlaşılacaktır.

Şimdi de , sistemin gerçek özel değer ve özel vektörlerini bulma işlemine geçelim. Sistemin (2.46) numaralı eşitlik ile verilen frekans denklemini aşağıdaki şekilde yazalım :

$$[M]\{D\} = \frac{1}{\omega^2}[K]\{D\} \quad (2.46)$$

Burada $[M]$ = köşegenel olmayan yayılı kütle matrisi , $[K]$ = sistemin titreşim yapan doğrultulara indirgenmiş katılık matrisi , $\{D\}$ = herhangi bir moddaki deformasyon vektörü , ω = sistemin herhangi bir özel frekansıdır. Farzedelim ki , sistemim aranılan özel frekansları $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ ve bunlara tekabül eden deformasyon vektörleri $\{D_1\}, \{D_2\}, \dots, \{D_n\}$ bilinmiş olsun . Bilinen bu değerleri topluca iki ayrı matris içinde

$$[\lambda] = \begin{bmatrix} \frac{1}{\omega^2} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \frac{1}{\omega^2} & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \frac{1}{\omega^2} \end{bmatrix} \quad \text{ve} \quad [D] = [\{\{D_1\}\{D_2\}\dots\dots\{D_n\}\}] \quad (2.47)$$

şeklinde gösterebiliriz. Her ω_i değeri ve buna tekabül eden $\{D_i\}$ vektörü , (2.46) numaralı denklemi sağlamalıdır. O halde , (2.46) denklemi ile verilen ifadeyi , (2.47) denklemi yardımı ile ,

$$[M][D] = [K][D][\lambda] \quad (2.48)$$

olarak yazar ve sol tarafa birim matris olan $K^{-\frac{1}{2}}K^{-\frac{1}{2}}$ çarpımını ithal edersek

$$[M][K]^{-\frac{1}{2}}[K]^{-\frac{1}{2}}[D] = [K][D][\lambda] \quad (2.49)$$

olur ve her iki tarafı $K^{-\frac{1}{2}}$ ile önden çarparsak

$$\underbrace{[K]^{-\frac{1}{2}}[M][K]^{\frac{1}{2}}}_{[A]} \underbrace{[K]^{\frac{1}{2}}[D]}_{[X]} = \underbrace{[K]^{\frac{1}{2}}[D]}_{[X]} [\lambda] \quad (2.50)$$

elde edilir. Böylece problem $A - \lambda I = 0$ gibi simetrik matrisli standart bir özel özdeğer problemine indirgenmiş olur. Öyle ki, özel değerleri bulunacak matris

$$A = [K]^{-\frac{1}{2}}[M][K]^{\frac{1}{2}} \quad (2.51)$$

dir. Sistemin aranan özel vektörleri, yardımcı $[X]$ vektörleri bilinince

$$[X] = [K]^{\frac{1}{2}}[D] \quad (2.52)$$

denkleminde

$$[D] = [K]^{-\frac{1}{2}}[X] \quad (2.53)$$

olarak elde edilir. Çünkü (2.50) numaralı denklemden görülüyor ki, $[X]$ matrisi $[A]$ matrisinin özel vektörlerini, $[\lambda]$ matrisi de köşegeni üzerinde $[A]$ matrisinin özel değerlerini içerir.

Yukarıdaki işlemlerden görüleceği üzere, özel değer ve vektör bulma problemleri iki kere tekrar edilmektedir. Önce sistemin katılık matrisi $[K]$ için yazılan

$$[K]\{V_0\} = \lambda_0 [I]\{V_0\} \quad (2.54)$$

denkleminin özel değerleri ve vektörleri, daha sonra bir A matrisi için yazılan

$$[A]\{X\} = \lambda [I]\{X\}$$

denkleminin özdeğer ve vektörleri hesaplanmaktadır. Bu işlemleri kısaca aşağıdaki şekilde özetleyebiliriz:

Adım 1 -) Sistem katılık matrisi K 'nin λ_0 özel değerleri ve V_0 normalleştirilmiş özel vektörleri hesaplanır ve (2.45) numaralı denklem yardımı ile

$$K^{-\frac{1}{2}} = [V_0][\lambda_0]^{-\frac{1}{2}}[V_0]^T \quad (2.45)$$

bunun yardımı ile de

$$A = [K]^{-\frac{1}{2}}[M][K]^{\frac{1}{2}} \quad (2.51)$$

yardımcı matrisleri oluşturulur.

$$[D] = [K]^{-\frac{1}{2}}[X]$$

(2.53)

olarak elde edilir. Çünkü (2.50) numaralı denklemden görüldüğü gibi, $[X]$ matrisi $[A]$ matrisinin özel vektörlerini, $[\lambda]$ matrisi de köşegeni üzerinde $[A]$ matrisinin özel değerlerini içerir.

Yukarıdaki işlemlerden görüleceği üzere, özel değer ve vektör bulma problemleri iki kere tekrar edilmektedir. Önce sistemin katılık matrisi $[K]$ için yazılan

$$[K]\{V_0\} = \lambda_0 [I]\{V_0\} \quad (2.54)$$

denkleminin özel değerleri ve vektörleri, daha sonra bir A matrisi için yazılan

$$[A]\{X\} = \lambda [I]\{X\}$$

denkleminin özeldğer ve vektörleri hesaplanmaktadır. Bu işlemleri kısaca aşağıdaki şekilde özetleyebiliriz:

Adım 1 -) Sistem katılık matrisi K 'nin λ_0 özel değerleri ve V_0 normalleştirilmiş özel vektörleri hesaplanır ve (2.45) numaralı denklem yardımı ile

$$K^{-\frac{1}{2}} = [V_0][\lambda_0]^{-\frac{1}{2}}[V_0]^T \quad (2.45)$$

bunun yardımı ile de

$$A = [K]^{-\frac{1}{2}}[M][K]^{-\frac{1}{2}} \quad (2.51)$$

yardımcı matrisleri oluşturulur.

Adım 2 -) Yardımcı A matrisinin özel değerleri, sistemin özel değerlerini verir ve bu

değerler i 'inci bir mod için $\lambda_i = \frac{1}{\omega_i^2}$ şeklindedir. Yani, özel değerlerin terslerinin kare

kökleri,

$$\omega_i = \sqrt{\frac{1}{\lambda_i}} \quad (2.56)$$

şeklinde, sistemin aranan özel frekanslarını verir. A matrisinin özel vektörleri olan $\{X\}$ vektörleri verilince,

$$\{D\} = [K]^{-\frac{1}{2}}\{X\} \quad (2.53)$$

ifadesinden, sistemin aranan özel vektörleri elde edilir.

3. KARKAS YAPISI VE ÇUBUK KESİTLERİ

Daha sonraki sayfada verilmiş olan araç karkasında , dört farklı kesite sahip çubuk kullanılmıştır. Kullanılan bu çubuklara ait kesitler ve atalet momentleri aşağıda belirtilmiştir.

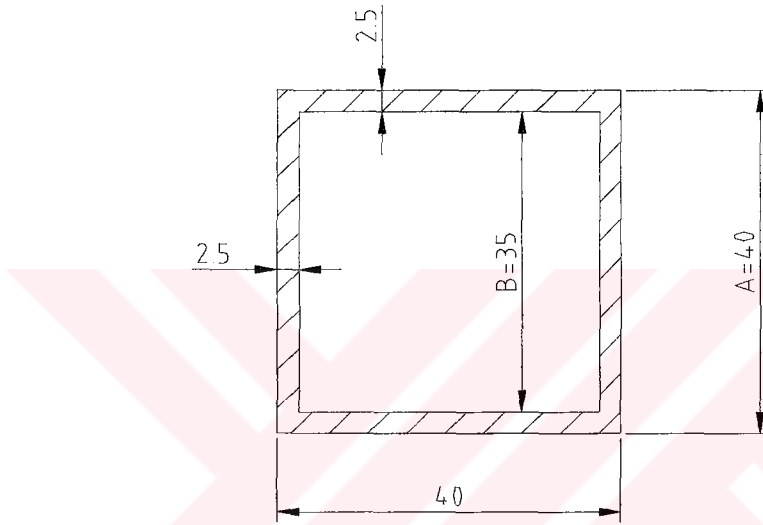
Karkas Çubuk Kesitleri :

40x40x2.5 Kutu profil (23 71 nolu çubuklar)

80x45x6x8 U profil (DIN 1026) (1 – 2 – 3 – 6 12 nolu çubuklar)

40x40 Dolu profil (13 22 nolu çubuklar)

40x40 Dolu profille takviye edilmiş U profil (4 – 5 nolu çubuklar)



Şekil 3.1 40x40x2.5 kutu profil

1) 40x40x2.5 Kutu profil (23 71 nolu çubuklar)

Kesit alanı : $A = (40 \cdot 40) - (35 \cdot 35) = 375 \text{ mm}^2$

Kütle Atalet Momenti : $I_x = \frac{40^4 - 35^4}{12} = 88281.25 \text{ mm}^4$

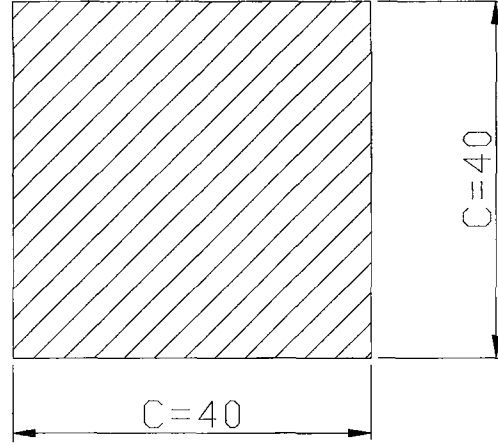
$W_x = \frac{88281.25}{20} = 4414.0625 \text{ mm}^3$

2) 40x40 Dolu profil (13 22 nolu çubuklar)

Kesit Alanı : $A = 40 \cdot 40 = 1600 \text{ mm}^2$

Kütle Atalet Momenti : $I_x = \frac{40^4}{12} = 213333.33 \text{ mm}^4$

$$W_x = \frac{213333.33}{20} = 10666.67 \text{ mm}^3$$



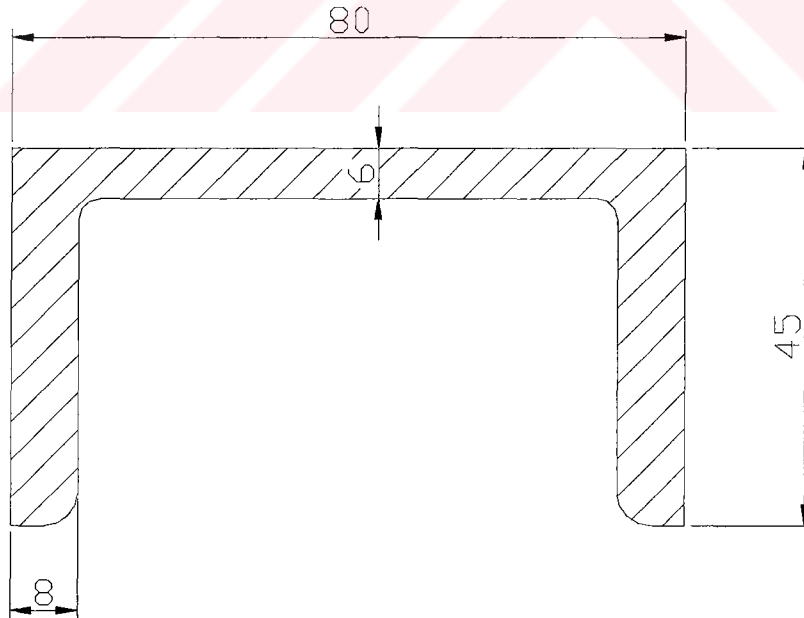
Şekil 3.2 40x40 Dolu profil

3) 80x45x6x8 U profil (DIN 1026) (1-2-3-6.....12 nolu çubuklar)

Kesit Alanı : $A = 1100 \text{ mm}^2$

Kütle Atalet Momenti : $I_x = 194000 \text{ mm}^4$

$W_x = 6360 \text{ mm}^3$



Şekil 3.3 80x45x6x8 U profil (DIN 1026)

4) 40x40 Dolu profilele takviye edilmiş U profil (4 – 5 nolu çubuklar)

$$A_1 = 1100 \text{ mm}^2 \text{ (DIN 1026)}$$

$$A_2 = 40 \cdot 40 = 1600 \text{ mm}^2$$

$$A = A_1 + A_2$$

$$A = 1100 + 1600 = 2700 \text{ mm}^2$$

$$Y_G = \frac{1100 \cdot 30,5 + 1600 \cdot 65}{1100 + 1600} = 50,94 \text{ mm}$$

$$I_1 = 194000 \text{ mm}^4 \text{ (DIN 1026)}$$

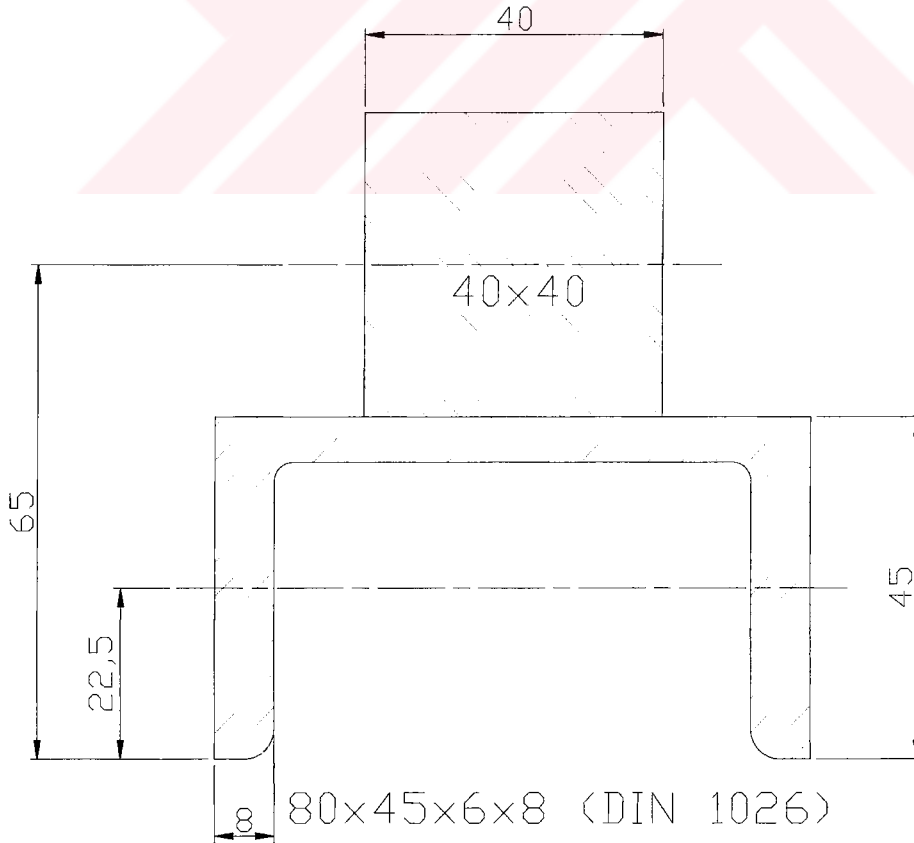
$$I_2 = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{40 \cdot 40^3}{12} = 213333,33 \text{ mm}^4$$

$$I_x = I_{33} = I_1 + A_1 \cdot 20,44^2 + I_2 + A_2 \cdot 14,06^2$$

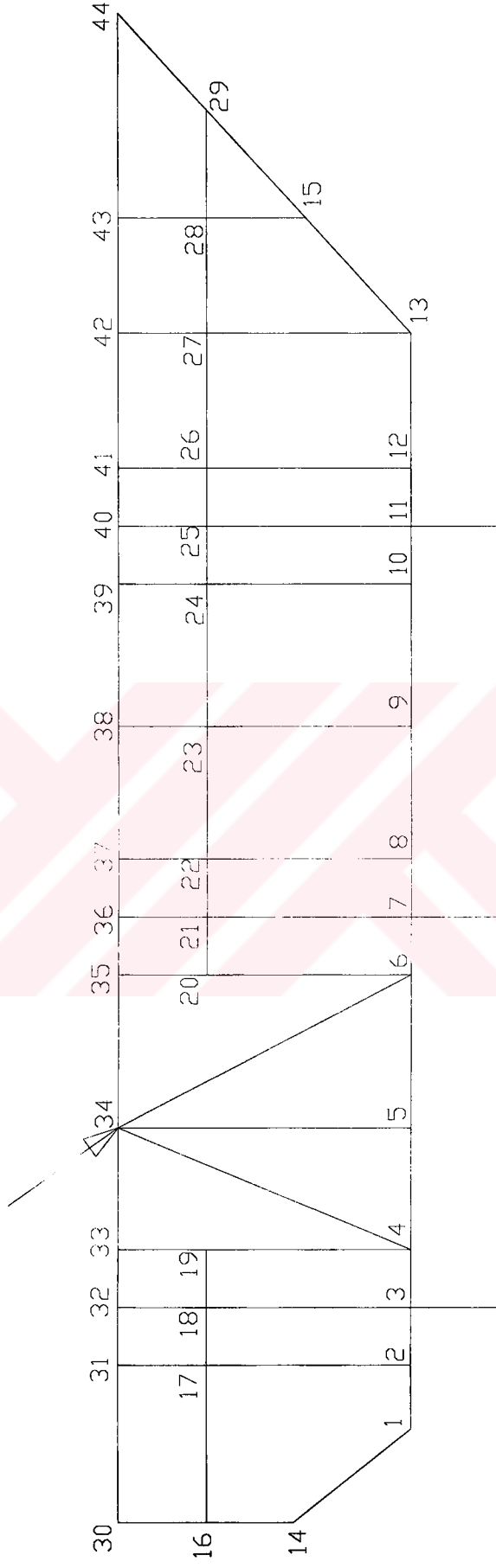
$$I_x = 1183200,05 \text{ mm}^4$$

$$W_{x_1} = \frac{I_x}{50,94} = \frac{1183200,05}{50,94} = 23227,32 \text{ mm}^3$$

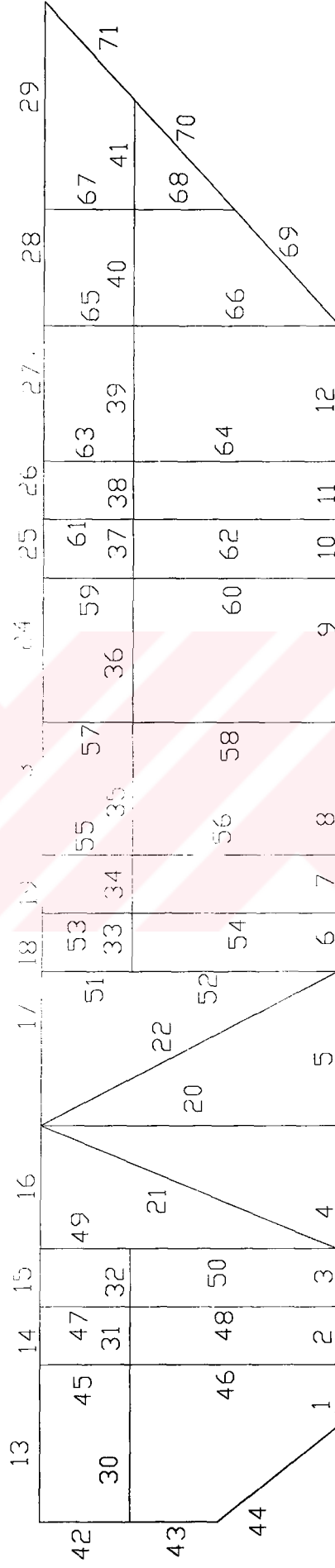
$$W_{x_2} = \frac{I_x}{12,84} = \frac{1183200,05}{12,84} = 34738,7 \text{ mm}^3$$



Şekil 3.4 40x40 Dolu profilele takviye edilmiş U profil



Şekil 3.5 Aracın karkas yapısı ve düğüm noktaları



Şekil 3.6 Aracın karkas modeli ve eleman numaraları

Önceki sayfada verilen karkas modellemesinin, gerçek sisteme bir adım daha yaklaşması bakımından, araç yüklü durumda iken ağırlığı karkasa noktasal yük olarak eklenmiştir. Bununla ilgili hesaplamalar aşağıdaki gibidir.

St 37 genel imalat çeliğinden kaynaklı birleştirme yoluyla imal edilen aracın karkas konstrüksiyonunda kullanılan çubuk profilleri daha önceki sayfalarda belirtilmiştir. Şimdi konstrüksiyonda kullanılan çubukların toplam hacmini hesaplayarak karkasın ağırlığını bulalım. Aşağıdaki hesaplar karkasın tek tarafı için yapılmıştır.

80x45x6x8 (DIN 1026) U profilinde olan çubuklar:

(1 . . . 12) no'lu çubuklar

kesit alanı	$A=1100 \text{ mm}^2$
toplam çubuk uzunluğu	$l_T=2582 \text{ mm}$
profil hacmi	$V_1=1100 \text{ mm}^2 \times 2582 \text{ mm} = 2840200 \text{ mm}^3$ <u>$V_1= 2840,200 \text{ cm}^3$</u>

40x40 dolu profilinde olan çubuklar:

(4,5 ve 13 . . . 22) no'lu çubuklar

kesit alanı	$A=1600 \text{ mm}^2$
toplam çubuk uzunluğu	$l_T=4461,1 \text{ mm}$
profil hacmi	$V_2=1600 \text{ mm}^2 \times 4461,1 \text{ mm} = 7137,76 \text{ mm}^3$ <u>$V_2= 2840,200 \text{ cm}^3$</u>

40x40x2.5 boru profilinde olan çubuklar:

kesit alanı	$A=375 \text{ mm}^2$
toplam çubuk uzunluğu	$l_T=14616,7 \text{ mm}$
profil hacmi	$V_3=375 \text{ mm}^2 \times 14616,7 \text{ mm} = 5481262,5 \text{ mm}^3$ <u>$V_3= 5481,2625 \text{ cm}^3$</u>

Toplam hacim $V_T=V_1+V_2+V_3=15459,2225 \text{ cm}^3$ olur.

Konstrüksiyonun kütlesi

$$m = V_T \cdot \rho \quad \rho = 7.85 \text{ g / cm}^3$$

$$m=15459,2225 \text{ cm}^3 \times 7,85 \text{ g/cm}^3$$

$$m=121354,8966 \text{ g} = 121,35 \text{ kg}$$

Konstrüksiyonun ağırlığı

$$G_k = m \cdot g$$

$$G_k = 121,35 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ N/kg} = 1190,44 \text{ N} \text{ bulunur.}$$

Aracın yüklü durumda ağırlığı $G=2687 \text{ kp}=26359,47 \text{ N}$

Aracın tek taraf için ağırlığı $G_1=G/2=13179,735 \text{ N}$ dur.

Bu durumda karkas hariç tek taraf için ağırlık $G_2=G_1-G_k=11989,295 \text{ N}$ olur ve kütle

$$m = \frac{G}{g} = \frac{11989,295 \text{ N}}{9,81 \text{ m/s}^2} = 1222,15 \text{ kg 'dır.}$$

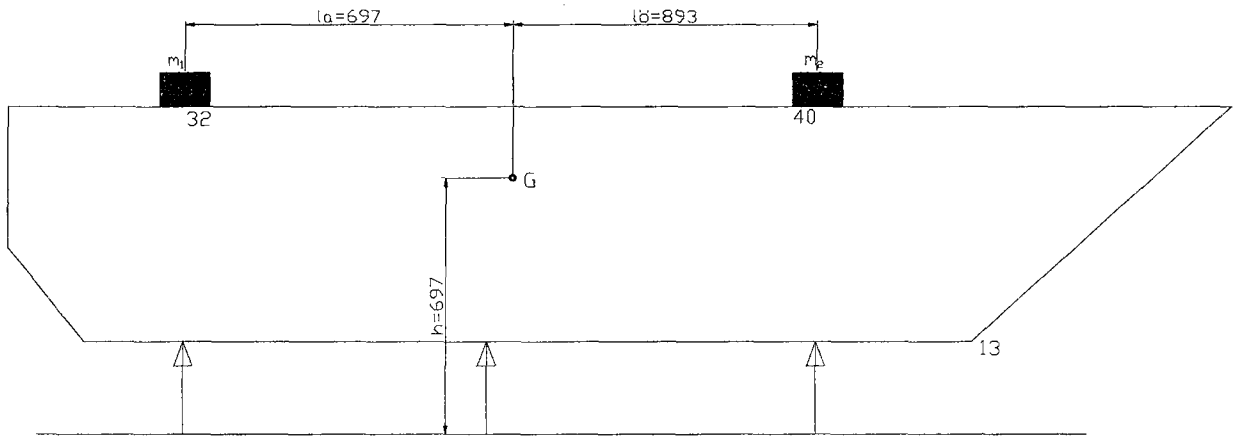
Yukarıda hesaplanan kütle iki parça halinde araca Şekil 3.7 'deki gibi karkas konstrüksiyonuna yerleştirilmiştir. Ağırlık merkezi değişmeyecek şekilde bu iki noktaya yerleştirilen kütle miktarı aşağıda hesaplandığı gibidir.

$$M=m_1+m_2$$

$$m_1 \cdot l_a = m_2 \cdot l_b$$

$$m_1 \cdot 0,967 \text{ m} = m_2 \cdot 0,893 \text{ m}$$

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{0,967}{0,893} \Rightarrow m_1 = 586,763 \text{ kg, } m_2 = 635,39 \text{ kg olur.}$$



Şekil 3.7 Karkas konstrüksiyonuna dahil edilen noktasal kütleler

4 ÇUBUKLARDAKİ DEPLASMANLAR , GERİLMELER ve SİSTEMİN DOĞAL FREKANSLARI

4.1 Matlab'te Yazılan Program

Bu bölümde ilk olarak üçüncü bölümde belirtilmiş olan karkas konstrüksiyonunu oluşturan çubuklardaki çökmeler ve sistemin modal analizleri yani doğal frekansları, ikinci bölümde anlatılan 'sonlu elemanlar yöntemi' kullanılarak yapılmaya çalışılmıştır. Bu analizler yapılırken kullanılacak olan bilgisayar paket programı MATLAB'tir.

Bu karkas konstrüksiyon sistemindeki elemanlarda oluşan deplasmanların ve sistemin doğal frekanslarının hesaplanması için MATLAB'te bir program tarafımdan yazılmıştır. Bu program düzlem çerçeve yapılarının hepsine uygulanabilir durumdadır. Bahsi geçen bu programın dökümü tez metnini sonundaki Ekler bölümünün Ek 1 kısmında 'Matlab'te yazılan yerdeğiştirme ve modal analiz programı' başlığı altında sunulmuştur.

4.1.1 Sonuçlar

Aracın hareketsiz olduğu halde atış yapıldığı ve , bu atış sırasında Şekil 4.1'de görüldüğü gibi namlunun x eksenine ile 85° açısı yaptığı durumda yukarıda bahsedilen program çalıştırıldığında, aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Burada u_i x yönündeki ve v_i i düğüm noktasındaki deplasmanı, v_i y yönündeki ve v_i i düğüm noktasındaki deplasmanı belirtmektedir.

Çizelge 4.1 Uygulanan kuvvet etkisiyle düğüm noktalarında oluşan yerdeğiştirmeler

i=düğüm numarası	u_i (mm)	v_i (mm)
1	-0,001547	0,0392
2	-0,007998	0,0186
3	0	0
4	-0,0027	-0,0186
5	-0,0060	-0,0578
6	-0,0011	-0,1071
7	0	-0,1256
8	-0,0018	-0,1442
9	-0,0035	-0,1868

Çizelge 4.1'in devamı

i=düğüm numarası	u_i (mm)	v_i (mm)
10	-0,0022	-0,2327
11	0	-0,2513
12	0,0083	-0,2699
13	0,0333	-0,3134
14	0,0375	0,0692
15	0,0335	-0,3506
16	0,0652	0,0692
17	0,0652	0,0186
18	0,0652	0,0000
19	0,0652	-0,0186
20	0,0652	-0,1071
21	0,0652	-0,1256
22	0,0652	-0,1442
23	0,0652	-0,1868
24	0,0652	-0,2327
25	0,0652	-0,2513
26	0,0652	-0,2699
27	0,0652	-0,3134
28	0,0652	-0,3506
29	0,0652	-0,3857
30	0,0936	0,0692
31	0,0936	0,0186
32	0,0936	-0,0005
33	0,0936	-0,0186
34	0,0936	-0,0578
35	0,0936	-0,1071
36	0,0936	-0,1256
37	0,0936	-0,1442
38	0,0936	-0,1868
39	0,0936	-0,2327

Çizelge 4.1'in devamı

i=düğüm numarası	u_i (mm)	v_i (mm)
40	0,0936	-0,2513
41	0,0936	-0,2699
42	0,0936	-0,3134
43	0,0936	-0,3506
44	0,0936	-0,4171

Yukarıdaki bahsedilen program kullanılarak sistemin modal analizi de gerçekleştirilmiştir ve bu analiz sonucunda sisteme ait doğal frekanslar hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar büyükten küçüğe doğru sıralanarak aşağıda verilmiştir.

Çizelge 4.2 Sistemin doğal frekansları

ω (açısal hız)	f (frekans)	ω (açısal hız)	f (frekans)
0,0181	0,0029	4406,7877	701,7178
606,9670	96,6508	4897,2617	779,8187
1024,8620	163,1946	4977,0566	792,5249
1381,8669	220,0425	5783,6194	920,9585
1514,7519	241,2025	5950,3509	947,5081
2034,9921	324,0433	6065,8021	965,8921
2584,1744	411,4927	6261,6407	997,0765
2987,6091	475,7339	6506,1853	1036,0168
3360,0430	535,0387	7073,2488	1126,3135
3671,5425	584,6405	7386,4418	1176,1850
4072,0076	648,4089	8024,9117	1277,8522
8316,3985	1324,2673	16845,2984	2682,3724
8543,7929	1360,4766	17096,7375	2722,4104
8904,0708	1417,8457	17794,9983	2833,5985
9085,1944	1446,6870	18039,8154	2872,5821
9680,9285	1541,5491	18594,2290	2960,8645
9964,0916	1586,6388	18909,9668	3011,1412

Çizelge 4.2'nin devamı

ω (açısal hız)	f (frekans)	ω (açısal hız)	f (frekans)
10206,8726	1625,2982	19295,2899	3072,4984
10655,1782	1696,6844	19958,1008	3178,0415
10838,1236	1725,8159	20514,9523	3266,7122
10927,7317	1740,0847	20732,5925	3301,3682
10967,3217	1746,3888	21039,9608	3350,3122
11537,6567	1837,2065	21304,6058	3392,4532
11688,6454	1861,2493	21788,0986	3469,4425
11920,4099	1898,1544	22126,7808	3523,3727
12042,2100	1917,5494	22216,1155	3537,5980
12169,9284	1937,8867	24004,8460	3822,4277
12383,6199	1971,9140	24235,0672	3859,0871
12386,3830	1972,3540	24801,2125	3949,2377
12754,6191	2030,9903	25464,2472	4054,8164
13205,2162	2102,7414	26090,2713	4154,5018
13460,6167	2143,4103	26130,3845	4160,8893
13817,2340	2200,1965	26525,7927	4223,8523
14072,2641	2240,8064	26689,7265	4249,9564
14209,8129	2262,7091	27468,0927	4373,9001
14474,3419	2304,8315	28276,7706	4502,6705
14680,3823	2337,6405	28714,9674	4572,4470
15078,3355	2401,0088	28813,3289	4588,1097
15217,2168	2423,1237	29432,1872	4686,6540
15622,5742	2487,6710	29722,7019	4732,9143
15975,2088	2543,8231	29993,1332	4775,9766
16615,9916	2645,8585	31010,0907	4937,9125
31469,2443	5011,0262	45974,9386	7320,8501
32028,9783	5100,1558	46573,6560	7416,1873
32110,8095	5113,1862	47236,6215	7521,7550
32300,3055	5143,3607	48240,8253	7681,6601
32932,2117	5243,9828	48737,4626	7760,7425

Çizelge 4.2'nin devamı

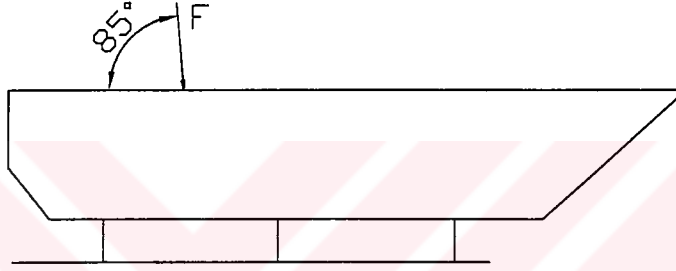
ω (açısal hız)	f (frekans)	ω (açısal hız)	f (frekans)
33825,3510	5386,2024	49160,3702	7828,0844
33970,2083	5409,2688	49766,7643	7924,6440
34245,6014	5453,1212	50382,1358	8022,6331
34567,4164	5504,3657	52101,2611	8296,3792
35401,3307	5637,1546	52466,4955	8354,5375
36865,0910	5870,2374	52768,6980	8402,6589
37081,4513	5904,6897	54172,1795	8626,1432
37248,8676	5931,3483	54320,9330	8649,8301
37394,4606	5954,5319	58010,4908	9237,3393
37946,6581	6042,4615	58452,0185	9307,6463
38709,9698	6164,0079	68430,8241	10896,6280
40408,7609	6434,5161	79499,2273	12659,1126
40801,2288	6497,0110	82534,2839	13142,4019
41403,5685	6592,9249	84123,7163	13395,4962
43454,8645	6919,5644	87657,6404	13958,2230
43885,3816	6988,1181	91225,1584	14526,2991
44146,5627	7029,7074	91857,5137	14626,9926

4.2 Ansys Programı ile Elde Edilen Değerler

4.2.1 Statik Analiz

Ansys Programında kuvvetin uygulanma açısına bağlı olarak karkas yapısının en fazla zorlanacağı düşünülen (85° , 62.2° , 45°) açılar göz önüne alınıp, her biri için ayrı hesaplamalar yapılmıştır.

Şekil 4.1'deki gibi kuvvet 85° ile uygulandığında elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir. Sonuçlarda çubuklarda oluşan maksimum ve minimum gerilmeler, eksenel gerilmeler ve z ekseninde oluşan momentler sayısal ve grafik olarak verilmiştir. Ayrıca kuvvet uygulandıktan sonra sistemin deforme olmuş hali de grafik halinde şekil 4.7 'ten görülebilir. Pozitif değerler çeki, negatif değerler bası gerilmeleri ifade eder.



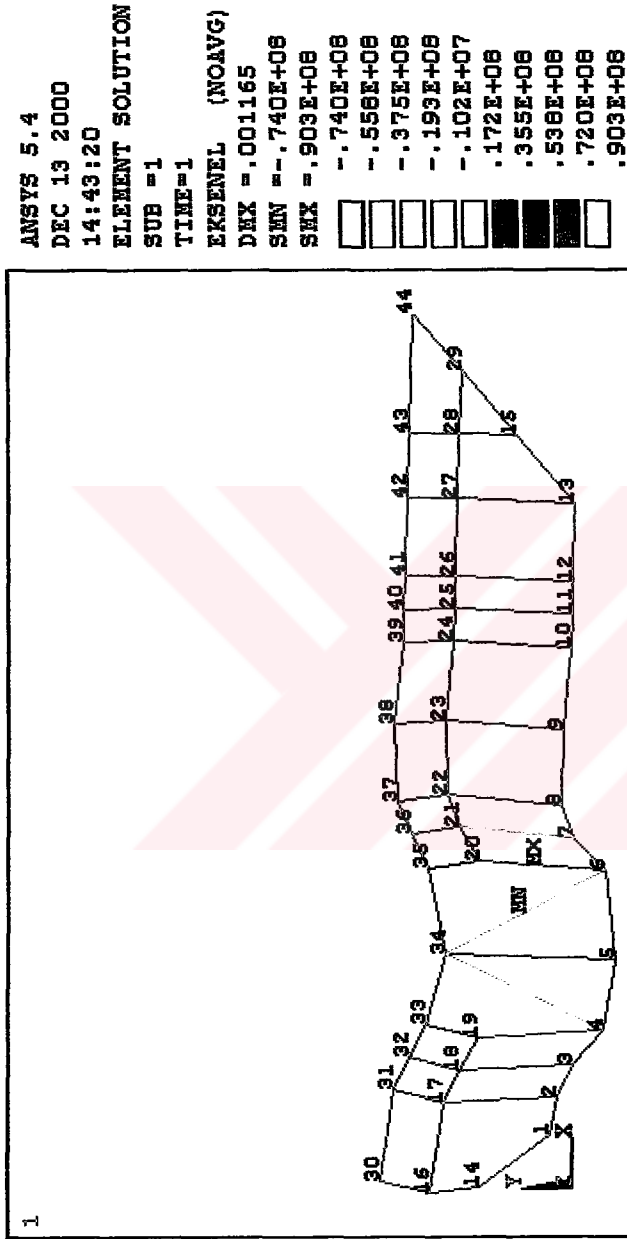
Şekil 4.1 Sisteme uygulanan kuvvet

Çizelge 4.3 Çubuklara gelen eksenel gerilmeler (N/mm^2) ve emniyet (S) katsayıları

eleman no	Gerilme (N/mm^2)	emniyet katsayısı	eleman no	Gerilme (N/mm^2)	emniyet katsayısı
1	1,9871	120,779	15	-3,2096	74,7757
2	3,5599	67,4176	16	-6,6084	36,3174
3	21,413	11,2081	17	-5,9868	40,0882
4	24,298	9,87736	18	-1,463	164,046
5	24,346	9,85788	19	3,7691	63,6757
6	6,0928	39,3908	20	11,11	21,6022
7	2,3682	101,343	21	-62,14	3,86225
8	1,2905	185,974	22	-74,044	3,24132
9	1,1291	212,559	23	23,583	10,1768
10	1,0922	219,74	24	16,347	14,6816
11	0,93289	257,265	25	10,556	22,7359
12	0,71675	334,845	26	6,9	34,7826
13	1,8826	127,483	27	4,6079	52,0845
14	0,91812	261,404	28	2,6995	88,9054

Çizelge 4.3'ün devamı

eleman no	Gerilme (N/mm ²)	emniyet katsayısı	eleman no	Gerilme (N/mm ²)	emniyet katsayısı
29	0,65207	368,059	52	90,264	2,65887
30	-13,861	17,3148	53	-27,982	8,57694
31	-14,36	16,7131	54	-57,555	4,16992
32	-7,2824	32,9562	55	-15,92	15,0754
33	-11,63	20,6363	56	-40,198	5,97045
34	-23,028	10,4221	57	1,2383	193,814
35	-27,369	8,76905	58	0,85501	280,698
36	-19,659	12,2082	59	-0,7792	308,004
37	-13,76	17,4419	60	-1,2291	195,265
38	-9,6365	24,9053	61	1,2926	185,672
39	-6,7104	35,7654	62	3,3672	71,2758
40	-4,3986	54,5628	63	1,6374	146,574
41	-1,8764	127,905	64	2,3485	102,193
42	5,5598	43,167	65	-0,6446	372,318
43	6,246	38,4246	66	-1,0726	223,755
44	8,5193	28,1713	67	0,77275	310,579
45	-18,497	12,9751	68	0,58961	407,049
46	-39,64	6,05449	69	2,3097	103,91
47	-20,185	11,89	70	1,5622	153,63
48	-43,713	5,49036	71	-0,319	752,469
49	30,897	7,76774	MAKSİMUM GERİLME		
50	74,881	3,20509	52	90,264	2,65887
51	38,483	6,23652			



Şekil 4.2 Çubuklarda meydana gelen aksenal gerilmeler (N/m²)

PRINT ELEMENT TABLE ITEMS PER ELEMENT

***** POST1 ELEMENT TABLE LISTING *****

STAT ELEM	PREVIOUS MAXSTRES	PREVIOUS MINSTRES
1	.68136E+08	-.64162E+08
2	.80799E+08	-.73679E+08
3	.10794E+10	-.10366E+10
4	.42403E+09	-.37543E+09
5	.10730E+09	-.58608E+08
6	.17625E+10	-.17503E+10
7	.87510E+09	-.87037E+09
8	.99255E+08	-.96674E+08
9	.59087E+08	-.56829E+08
10	.27790E+08	-.25605E+08
11	.39223E+08	-.37357E+08
12	.16049E+08	-.14615E+08
13	.24154E+09	-.23777E+09
14	.22860E+09	-.22676E+09
15	.24968E+09	-.25610E+09
16	.19678E+09	-.21000E+09
17	.41088E+09	-.42285E+09
18	.34705E+09	-.34997E+09
19	.22243E+08	-.14705E+08
20	.89545E+08	-.67325E+08
21	.85082E+09	-.97510E+09
22	.35072E+09	-.49880E+09
23	.60964E+09	-.56247E+09
24	.34265E+09	-.30995E+09
25	.67726E+08	-.46614E+08
26	.41243E+08	-.27443E+08
27	.52746E+08	-.43530E+08
28	.86350E+08	-.80951E+08
29	.56721E+08	-.55417E+08
30	-.25216E+07	-.25201E+08
31	.49686E+09	-.52558E+09
32	.85223E+09	-.86680E+09
33	.10535E+10	-.10767E+10
34	.29340E+09	-.33945E+09
35	.30778E+09	-.36251E+09
36	.30096E+09	-.34027E+09
37	.36293E+08	-.63812E+08
38	.25925E+07	-.21865E+08
39	.10889E+08	-.24310E+08
40	.49076E+08	-.57873E+08
41	.51570E+08	-.55323E+08
42	.43359E+09	-.42247E+09
43	.10247E+09	-.89982E+08
44	.17548E+09	-.15844E+09
45	.13223E+09	-.16923E+09
46	.10722E+10	-.11514E+10
47	.74293E+09	-.78330E+09
48	.28138E+10	-.29012E+10
49	.64707E+09	-.58528E+09
50	.18784E+10	-.17287E+10
51	.87025E+09	-.79328E+09
52	.20569E+10	-.18764E+10
53	.95577E+09	-.10117E+10
54	.29358E+10	-.30510E+10
55	.26372E+09	-.29556E+09
56	.66000E+09	-.74039E+09
57	.33939E+09	-.33691E+09

STAT	PREVIOUS	PREVIOUS
ELEM	MAXSTRES	MINSTRES
58	.67762E+08	-.66052E+08
59	.27288E+09	-.27444E+09
60	-.11376E+07	-.13207E+07
61	.17589E+09	-.17331E+09
62	.10964E+09	-.10291E+09
63	.11403E+09	-.11076E+09
64	.15775E+09	-.15305E+09
65	.91668E+08	-.92957E+08
66	.92557E+08	-.94702E+08
67	.10749E+09	-.10594E+09
68	.14176E+08	-.12997E+08
69	.16572E+08	-.11953E+08
70	.19082E+07	.12162E+07
71	.83896E+08	-.84534E+08

MINIMUM VALUES

ELEM	30	54
VALUE	-.25216E+07	-.30510E+10

MAXIMUM VALUES

ELEM	54	70
VALUE	.29358E+10	.12162E+07



ANSYS 5.4
 DEC 13 2000
 14:43:50
 ELEMENT SOLUTION
 SUB = 1
 TIME = 1
 MAXSTRES (NOAVG)
 DMX = .001165
 SMN = -.252E+07
 SMX = .294E+10

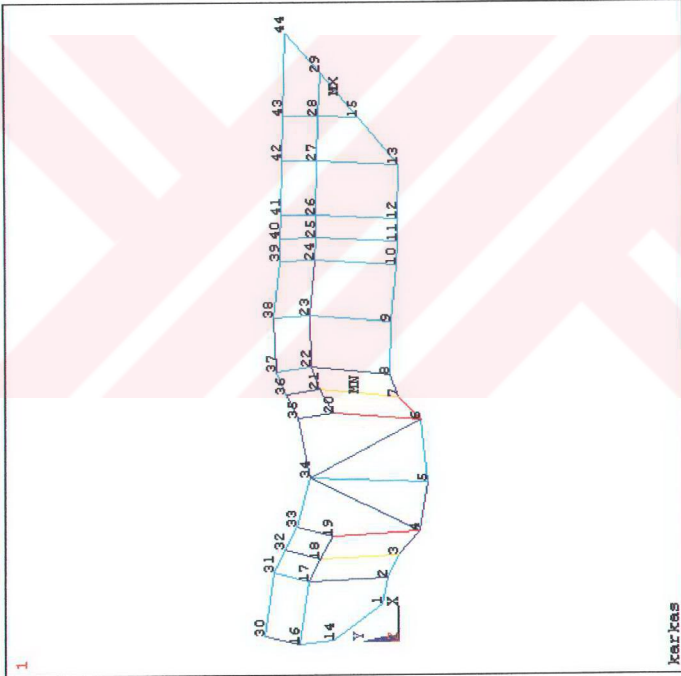


Şekil 4.3 Çubuklara gelen maksimum gerilmeler (N/m^2)

```

ANSYS 5.4
DEC 13 2000
14:45:02
ELEMENT SOLUTION
SUB =1
TIME=1
WINSTRES (NOAVG)
DMX =.001165
SMN =-.305E+10
SMX =.122E+07

```



Şekil 4.4 Çubuklara gelen minimum gerilmeler (N/m²)

PRINT ELEMENT TABLE ITEMS PER ELEMENT

***** POST1 ELEMENT TABLE LISTING *****

STAT	CURRENT	CURRENT
ELEM	UX	UY
1	-.30524E-05	.49456E-03
2	-.11654E-05	.18864E-03
3	.70102E-05	-.40629E-03
4	.30797E-04	-.98808E-03
5	.68732E-04	-.10155E-02
6	.91884E-04	-.43373E-03
7	.94654E-04	.14514E-03
8	.96397E-04	.27044E-03
9	.98279E-04	.14958E-03
10	.99550E-04	.24278E-04
11	.10021E-03	-.91439E-05
12	.10107E-03	-.37791E-04
13	.19848E-03	.46288E-03
14	.20046E-03	.73542E-04
15	.19971E-03	-.36513E-03
16	.19409E-03	-.86829E-03
17	.18433E-03	-.87425E-03
18	.17865E-03	-.39090E-03
19	.17940E-03	.10890E-04
20	.11855E-03	-.11453E-02
21	.10178E-03	-.96976E-03
22	.13971E-03	-.99719E-03
23	.19832E-03	.21791E-03
24	.22924E-03	.14938E-03
25	.24593E-03	.26991E-04
26	.25165E-03	-.11127E-05
27	.25744E-03	-.35828E-04
28	.26275E-03	-.95781E-04
29	.26528E-03	-.18072E-03
30	-.11830E-03	.46935E-03
31	-.13538E-03	.92883E-04
32	-.14246E-03	-.37048E-03
33	.38026E-03	-.39615E-03
34	.36892E-03	.32841E-04
35	.34085E-03	.22525E-03
36	.30441E-03	.14915E-03
37	.28399E-03	.26734E-04
38	.27633E-03	-.25776E-05
39	.26803E-03	-.36325E-04
40	.25999E-03	-.95845E-04
41	.25595E-03	-.17451E-03
42	.45435E-04	.65527E-03
43	-.44841E-04	.64944E-03
44	.62348E-05	.62912E-03
45	.34740E-04	.27695E-03
46	-.66504E-04	.33174E-03
47	.30339E-04	-.11053E-03
48	-.70040E-04	-.50218E-04
49	.26904E-04	-.62509E-03
50	-.65414E-04	-.72656E-03
51	.28160E-03	-.64082E-03
52	.23698E-03	-.76376E-03
53	.27731E-03	-.14623E-03
54	.23517E-03	-.66120E-04
55	.27101E-03	.18996E-03
56	.22840E-03	.24410E-03

STAT ELEM	CURRENT UX	CURRENT UY
57	.26817E-03	.25319E-03
58	.20885E-03	.25159E-03
59	.26549E-03	.45342E-04
60	.19385E-03	.47143E-04
61	.26444E-03	.83828E-05
62	.18970E-03	.38683E-05
63	.26354E-03	-.12073E-04
64	.18685E-03	-.15590E-04
65	.26193E-03	-.60080E-04
66	.18225E-03	-.58525E-04
67	.26081E-03	-.13155E-03
68	.21608E-03	-.13226E-03
69	.13833E-03	-.94942E-04
70	.21492E-03	-.17484E-03
71	.26042E-03	-.22368E-03

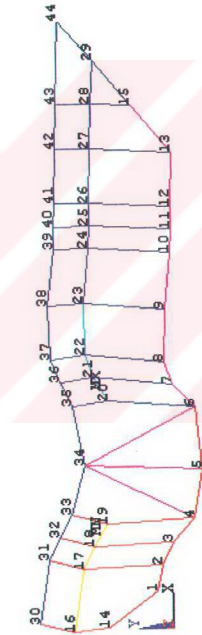
MINIMUM VALUES

ELEM	32	20
VALUE	-.14246E-03	-.11453E-02

MAXIMUM VALUES

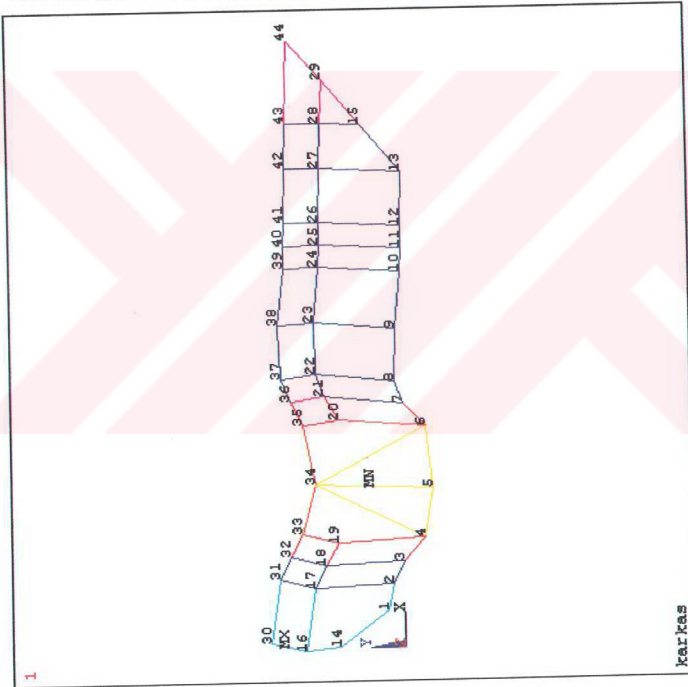
ELEM	33	42
VALUE	.38026E-03	.65527E-03

ANSYS 5.4
 DEC 13 2000
 14:48:11
 ELEMENT SOLUTION
 SUB = 1
 TIME = 1
 UX (NOAVG)
 DMX = .001165
 SMN = -.142E-03
 SMX = .380E-03
 -.142E-03
 -.844E-04
 -.263E-04
 .318E-04
 .899E-04
 .148E-03
 .206E-03
 .264E-03
 .322E-03
 .380E-03



Şekil 4.5 Çubuklarda oluşan x yönündeki deplasmanlar (m)

ANSYS 5.4
 DEC 13 2000
 14:48:46
 ELEMENT SOLUTION
 SUB =1
 TIME=1
 UY (NOAVG)
 DMX =.001165
 SMN =-.001145
 SMX =.655E-03
 -.001145
 -.945E-03
 -.745E-03
 -.545E-03
 -.345E-03
 -.145E-03
 .551E-04
 .255E-03
 .455E-03
 .655E-03



Şekil 4.6 Çubuklarda oluşan yönündeki deplasmanlar (m)

```

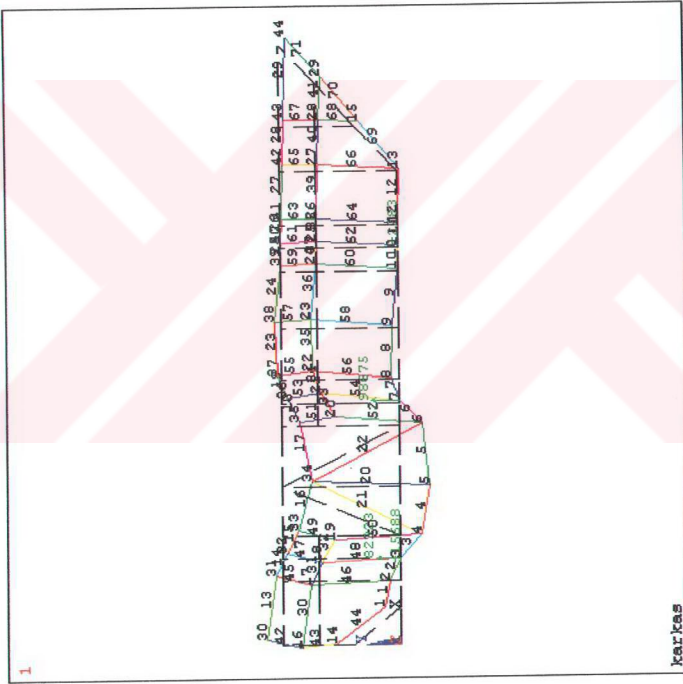
ANSYS 5.4
DEC 13 2000
14:52:54
DISPLACEMENT
SUB =1
TIME=1
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Max
DMX =.001165
RFOR

```

```

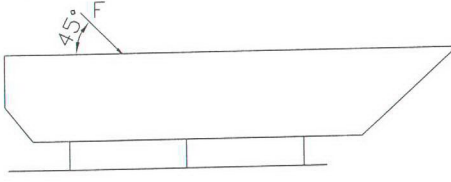
DSCA=154.567
ZV =1
DIST=2.012
XF =1.842
YF =.307182
Z-BUFFER

```



Şekil 4.7 Silahın 85°'deki atış durumunda konstrüksiyonun deforme olmuş hali

Konstrüksiyona uygulanan kuvvet Şekil 4.8'deki gibi 45^0 ile gelirse çubuklara ait sonuçlar aşağıdaki gibidir. Pozitif değerler çeki , negatif değerler bası gerilmeleri ifade eder.



Şekil 4.8 Sisteme uygulanan kuvvet

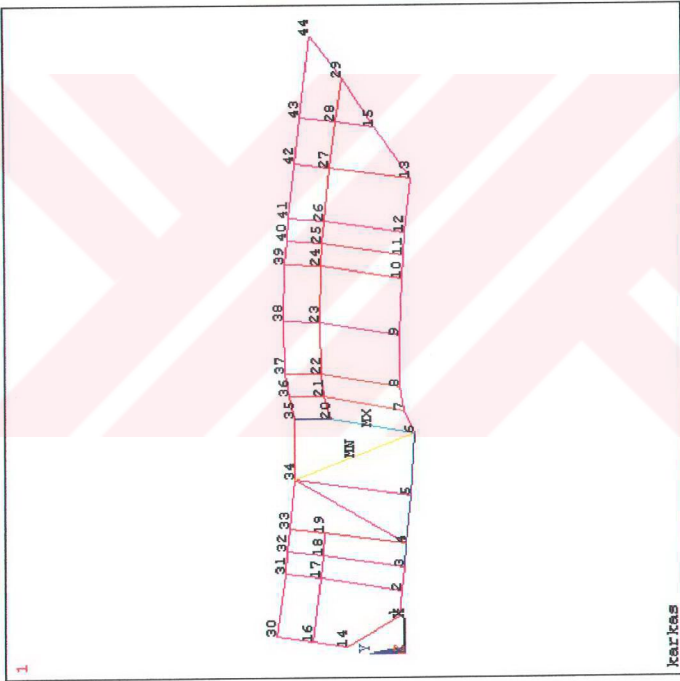
Çizelge 4.4 Çubuklardaki gerilmeler (N/mm^2) ve emniyet katsayıları

eleman no	Gerilme (N/mm^2)	emniyet katsayısı	eleman no	Gerilme (N/mm^2)	emniyet katsayısı
1	-0,5709	420,359	23	21,59	11,1163
2	-1,0222	234,788	24	22,153	10,8338
3	113,67	2,11138	25	20,877	11,4959
4	41,701	5,75526	26	17,57	13,6597
5	41,663	5,76051	27	13,359	17,9654
6	16,576	14,4788	28	7,9413	30,2218
7	10,071	23,8308	29	1,9229	124,811
8	7,1662	33,4906	30	4,0017	59,9745
9	5,2251	45,9321	31	4,2886	55,9623
10	3,8794	61,8652	32	2,5299	94,8654
11	2,8757	83,4579	33	-15,317	15,6689
12	2,1314	112,602	34	-32,56	7,37101
13	-0,5454	440,068	35	-42,611	5,63235
14	-0,3024	793,651	36	-37,48	6,40342
15	0,80623	297,682	37	-32,256	7,44048
16	1,7841	134,522	38	-26,006	9,22864
17	-14,395	16,6725	39	-19,611	12,238
18	-7,8058	30,7464	40	-12,964	18,5128
19	0,70732	339,309	41	-5,5388	43,3307
20	7,1707	33,4695	42	-1,5874	151,191
21	18,629	12,8831	43	-1,7879	134,236
22	-117,89	2,0358	44	-2,4425	98,26

Çizelge 4.4 'ün devamı

eleman no	Gerilme (N/mm ²)	emniyet katsayısı	eleman no	Gerilme (N/mm ²)	emniyet katsayısı
45	5,1106	46,9612	60	-2,2397	107,157
46	11,047	21,7254	61	-0,9705	247,295
47	5,5637	43,1368	62	-3,7557	63,9029
48	11,547	20,7846	63	2,1726	110,467
49	-9,5085	25,2406	64	0,89327	268,676
50	-21,227	11,3064	65	-1,8798	127,673
51	61,908	3,87672	66	-3,1731	75,6358
52	142,73	1,6815	67	2,2775	105,379
53	-38,947	6,16222	68	1,7215	139,413
54	-77,873	3,08194	69	6,8127	35,2283
55	-23,651	10,1476	70	4,6148	52,0066
56	-61,72	3,88853	71	-0,9395	255,452
57	1,7355	138,289	MAKSIMUM GERİLME		
58	0,856	280,374	52	142,73	1,6815
59	-3,0532	78,6061			

ANSYS 5.4
 DEC 13 2000
 15:04:35
 ELEMENT SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 ESENEL (NOAVG)
 DEX =.003246
 SMN =-.118E+09
 SMX =.143E+09



Şekil 4.9 Çubuklardaki eksenel gerilmeler (N/m²)

PRINT ELEMENT TABLE ITEMS PER ELEMENT

***** POST1 ELEMENT TABLE LISTING *****

STAT ELEM	CURRENT MAXSTRES	CURRENT MINSTRES
1	.18567E+08	-.19709E+08
2	.21461E+08	-.23505E+08
3	.40999E+09	-.18264E+09
4	.16169E+09	-.78290E+08
5	.76528E+08	.67984E+07
6	.28498E+10	-.28166E+10
7	.12302E+10	-.12101E+10
8	.19503E+09	-.18069E+09
9	.16444E+09	-.15399E+09
10	.14751E+08	-.69919E+07
11	.12786E+08	-.70342E+07
12	.39751E+08	-.35488E+08
13	.68942E+08	-.70033E+08
14	.62434E+08	-.63039E+08
15	.69841E+08	-.68228E+08
16	.55877E+08	-.52309E+08
17	.46145E+09	-.49024E+09
18	.57032E+09	-.58593E+09
19	.46951E+08	-.45536E+08
20	.39918E+08	-.25577E+08
21	.26989E+09	-.23263E+09
22	.65745E+09	-.89323E+09
23	.35148E+09	-.30830E+09
24	.33755E+08	.10551E+08
25	.10815E+09	-.66393E+08
26	.10311E+09	-.67970E+08
27	.17739E+09	-.15067E+09
28	.25622E+09	-.24034E+09
29	.16786E+09	-.16402E+09
30	.60752E+07	.19281E+07
31	.14665E+09	-.13807E+09
32	.23669E+09	-.23163E+09
33	.16642E+10	-.16949E+10
34	.65159E+09	-.71671E+09
35	.20661E+09	-.29184E+09
36	.27650E+09	-.35146E+09
37	.17306E+08	-.81818E+08
38	-.22253E+08	-.29758E+08
39	.43732E+08	-.82955E+08
40	.14515E+09	-.17108E+09
41	.15253E+09	-.16360E+09
42	.12233E+09	-.12550E+09
43	.25600E+08	-.29176E+08
44	.45077E+08	-.49962E+08
45	.42131E+08	-.31910E+08
46	.33077E+09	-.30867E+09
47	.20929E+09	-.19817E+09
48	.81851E+09	-.79542E+09
49	.17342E+09	-.19244E+09
50	.38149E+09	-.42394E+09
51	.12751E+10	-.11513E+10
52	.33629E+10	-.30775E+10
53	.15492E+10	-.16271E+10
54	.51095E+10	-.52652E+10
55	.71804E+09	-.76534E+09
56	.19715E+10	-.20949E+10
STAT	CURRENT	CURRENT

ELEM	MAXSTRES	MINSTRES
57	.34135E+08	-.30664E+08
58	.14426E+10	-.14409E+10
59	.85982E+08	-.92088E+08
60	.98958E+09	-.99406E+09
61	.16855E+09	-.17050E+09
62	.71958E+09	-.72709E+09
63	.21811E+09	-.21376E+09
64	.52831E+09	-.52652E+09
65	.26079E+09	-.26455E+09
66	.28402E+09	-.29036E+09
67	.31611E+09	-.31155E+09
68	.42049E+08	-.38606E+08
69	.54111E+08	-.40486E+08
70	.57195E+07	.35100E+07
71	.24751E+09	-.24939E+09

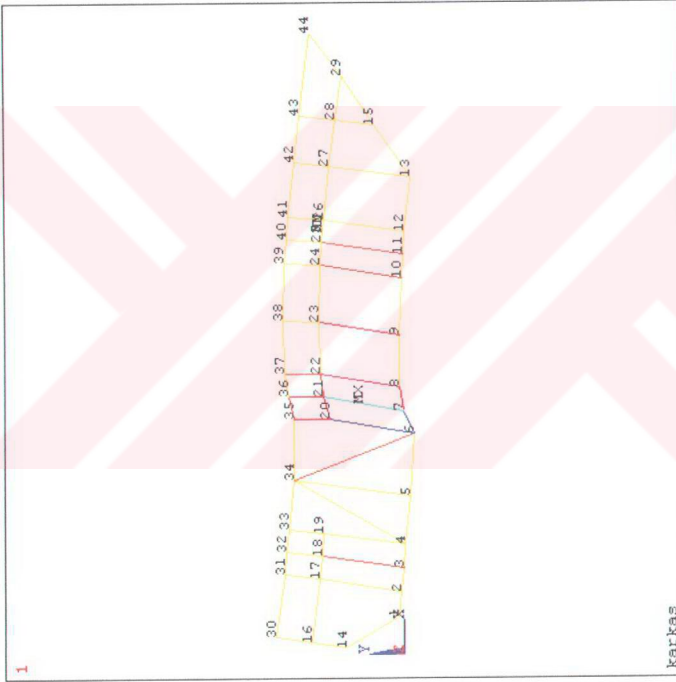
MINIMUM VALUES

ELEM	38	54
VALUE	-.22253E+08	-.52652E+10

MAXIMUM VALUES

ELEM	54	24
VALUE	.51095E+10	.10551E+08

ANSYS 5.4
 DEC 13 2000
 15:04:55
 ELEMENT SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 MAXSTRES (NOAVG)
 DMX =.003246
 SMN =-.223E+08
 SMX =.511E+10
 -.223E+08
 .548E+09
 .112E+10
 .169E+10
 .226E+10
 .283E+10
 .340E+10
 .397E+10
 .454E+10
 .511E+10

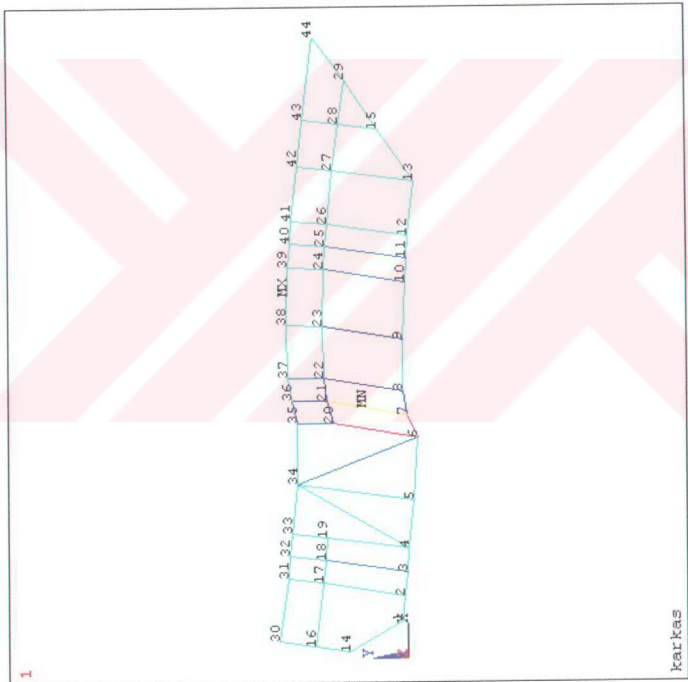


Şekil 4.10 Çubuklardaki maksimum gerilmeler (N/m²)

```

ANSYS 5.4
DEC 13 2000
15:05:15
ELEMENT SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
MINSTRES (NOAVG)
DMX =.003246
SMN =-.527E+10
SMX =.106E+08

```



Şekil 4.11 Çubuklardaki minimum gerilmeler (N/m²)

PRINT ELEMENT TABLE ITEMS PER ELEMENT

***** POST1 ELEMENT TABLE LISTING *****

STAT ELEM	CURRENT UX	CURRENT UY
1	.87659E-06	.42493E-03
2	.33464E-06	.12835E-03
3	.37214E-04	-.68482E-04
4	.10322E-03	-.46968E-03
5	.16822E-03	-.95726E-03
6	.20986E-03	-.55606E-03
7	.21858E-03	.16599E-03
8	.22725E-03	.34010E-03
9	.23686E-03	.26349E-03
10	.24236E-03	.89381E-04
11	.24457E-03	-.11871E-03
12	.24715E-03	-.55307E-03
13	.17771E-02	.72840E-03
14	.17765E-02	.15965E-03
15	.17767E-02	-.81576E-04
16	.17782E-02	-.48700E-03
17	.17669E-02	-.75052E-03
18	.17518E-02	-.47007E-03
19	.17495E-02	-.25676E-04
20	.95571E-03	-.79058E-03
21	.92692E-03	-.45786E-03
22	.99192E-03	-.94544E-03
23	.17659E-02	.25922E-03
24	.18001E-02	.26124E-03
25	.18248E-02	.80482E-04
26	.18374E-02	-.12139E-03
27	.18534E-02	-.55554E-03
28	.18689E-02	-.12088E-02
29	.18763E-02	-.20937E-02
30	.13125E-02	.72664E-03
31	.13175E-02	.15431E-03
32	.13197E-02	-.79604E-04
33	.17405E-02	-.48155E-03
34	.17249E-02	.56228E-05
35	.16823E-02	.27018E-03
36	.16200E-02	.26190E-03
37	.15791E-02	.82494E-04
38	.15600E-02	-.12200E-03
39	.15364E-02	-.55569E-03
40	.15129E-02	-.12089E-02
41	.15009E-02	-.18826E-02
42	.15432E-02	.11704E-02
43	.10199E-02	.11721E-02
44	.36595E-03	.88304E-03
45	.15463E-02	.28465E-03
46	.65836E-03	.26940E-03
47	.15476E-02	.29312E-04
48	.65943E-03	.13265E-04
49	.15487E-02	-.19049E-03
50	.69748E-03	-.16135E-03
51	.17500E-02	-.75323E-03
52	.97499E-03	-.94815E-03
53	.17424E-02	-.19840E-03
54	.97541E-03	-.89461E-04
55	.17320E-02	.17834E-03
56	.96804E-03	.26107E-03

***** POST1 ELEMENT TABLE LISTING *****

STAT	CURRENT	CURRENT
ELEM	UX	UY
57	.17162E-02	.35105E-03
58	.94146E-03	.34920E-03
59	.17038E-02	.17209E-03
60	.91535E-03	.17619E-03
61	.17001E-02	-.91145E-05
62	.90606E-03	-.43146E-05
63	.16973E-02	-.23427E-03
64	.89849E-03	-.23639E-03
65	.16925E-02	-.87696E-03
66	.88506E-03	-.87237E-03
67	.16892E-02	-.15407E-02
68	.11892E-02	-.15428E-02
69	.56143E-03	-.12063E-02
70	.11858E-02	-.18835E-02
71	.16881E-02	-.24355E-02

MINIMUM VALUES

ELEM	2	71
VALUE	.33464E-06	-.24355E-02

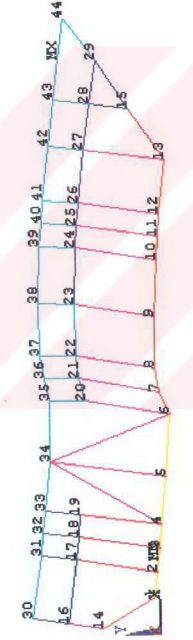
MAXIMUM VALUES

ELEM	29	43
VALUE	.18763E-02	.11721E-02

```

ANSYS 5.4
DEC 13 2000
15:03:53
ELEMENT SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
UX      (NOAVG)
DMX =.003246
SMN =.335E-06
SMX =.001876

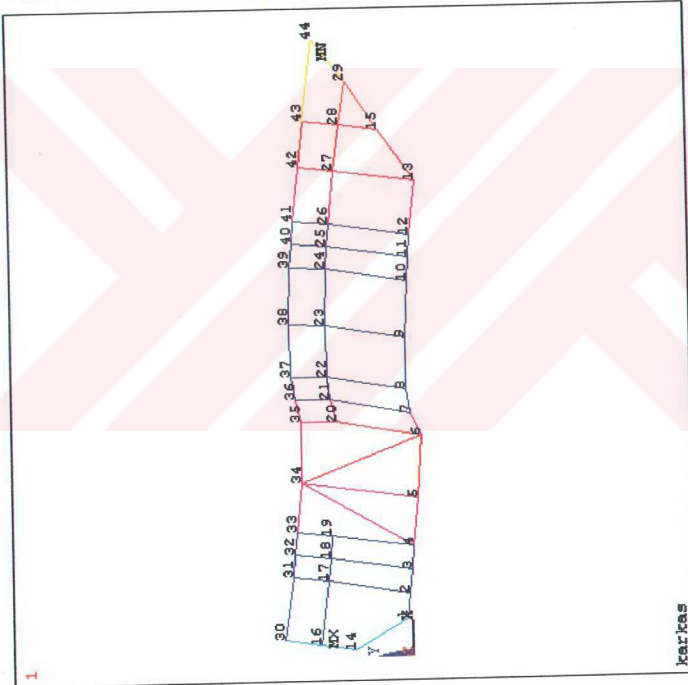
```



kerkes

Şekil 4.12 Çubuklarda oluşan x yönündeki deplasmanlar

ANSYS 5.4
 DEC 13 2000
 15:04:14
 ELEMENT SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 UY (NOAVG)
 DMX =.003246
 SMN =-.002436
 SMX =.001172
 -.002436
 -.002035
 -.001634
 -.001233
 -.832E-03
 -.431E-03
 -.305E-04
 .370E-03
 .771E-03
 .001172

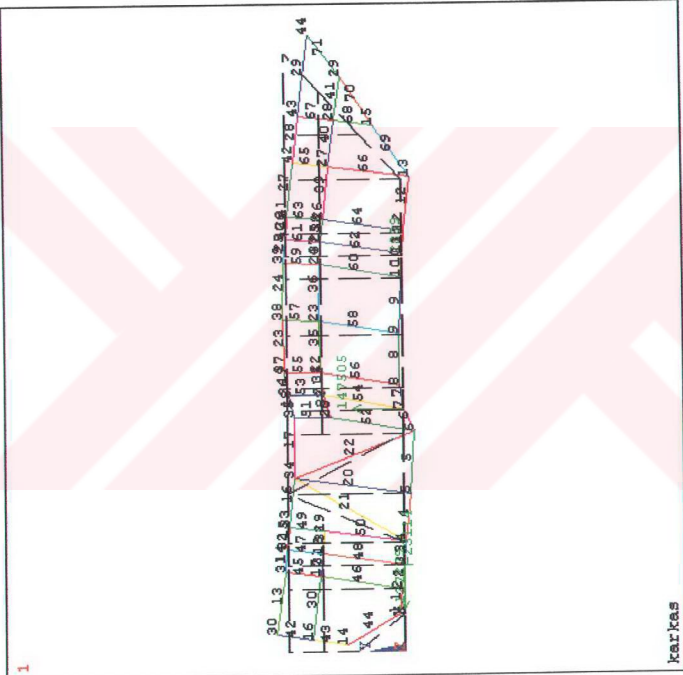


Şekil 4.13 Çubuklarda oluşan y yönündeki deplasmanlar

```

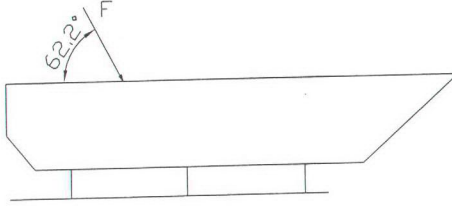
ANSYS 5.4
DEC 13 2000
15:12:53
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
TIME=1
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.003246
RFOR
DSCA=55.445
ZV =1
DIST=2.015
XF =1.872
YF =.347644
Z-BUFFER

```



Şekil 4.14 Silahın 45°'deki atış durumunda konstrüksiyonun deforme olmuş hali

Konstrüksiyona uygulanan kuvvet Şekil 4.15'deki gibi 62.2° ile gelirse çubuklarda oluşan sonuçlar aşağıdaki gibidir. Pozitif değerler çeki, negatif değerler bası gerilmeleri ifade eder.



Şekil 4.15 Sisteme uygulanan kuvvet

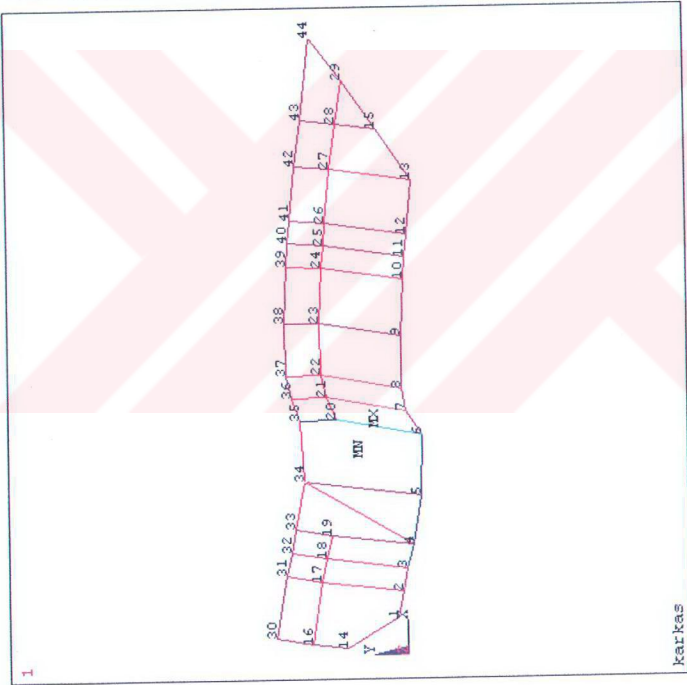
Çizelge 4.5 Çubuklardaki gerilmeler (N/mm^2) ve emniyet katsayıları

eleman no	Gerilme (N/mm^2)	emniyet katsayısı	eleman no	Gerilme (N/mm^2)	Emniyet katsayısı
1	0,57041	420,75	23	23,866	10,0562
2	1,0223	234,765	24	20,875	11,497
3	78,365	3,06259	25	17,44	13,7615
4	36,315	6,60884	26	13,765	17,4355
5	36,314	6,60902	27	10,172	23,5942
6	12,794	18,7588	28	6,0286	39,8102
7	7,1598	33,5205	29	1,459	164,496
8	4,9129	48,851	30	-3,9675	60,4915
9	3,6687	65,4183	31	-4,0239	59,6436
10	2,8407	84,4862	32	-1,8268	131,377
11	2,1625	110,983	33	-14,584	16,4564
12	1,6145	148,653	34	-30,222	7,94123
13	0,53772	446,329	35	-38,277	6,27008
14	0,24029	998,793	36	-31,636	7,58629
15	-0,9912	242,123	37	-25,773	9,31207
16	-1,9661	122,069	38	-20,108	11,9356
17	-11,431	20,9955	39	-14,908	16,0987
18	-5,3778	44,6279	40	-9,8378	24,3957
19	2,1609	111,065	41	-4,2018	57,1184
20	9,4349	25,4375	42	1,6021	149,803
21	-17,371	13,8161	43	1,797	133,556
22	-105,13	2,28289	44	2,4487	98,0112

Çizelge 4.5 'in devamı

eleman no	Gerilme (N/mm ²)	emniyet katsayısı	eleman no	Gerilme (N/mm ²)	emniyet katsayısı
45	-5,4328	44,1761	60	-1,9155	125,294
46	-11,586	20,7147	61	0,00995	24112,1
47	-5,9364	40,4285	62	-0,7139	336,182
48	-13,158	18,2399	63	2,063	116,335
49	8,4886	28,2732	64	1,6192	148,221
50	21,668	11,0762	65	-1,4296	167,879
51	55,022	4,36189	66	-2,406	99,7506
52	127,56	1,88147	67	1,7282	138,873
53	-36,351	6,60229	68	1,3089	183,36
54	-73,422	3,26878	69	5,1689	46,4315
55	-21,581	11,1209	70	3,5002	68,5675
56	-55,698	4,30895	71	-0,713	336,596
57	1,6159	148,524	MAKSİMUM GERİLME		
58	0,9094	263,91	52	127,56	1,88147
59	-2,1988	109,15			

ANSYS 5.4
 DEC 13 2000
 15:25:22
 ELEMENT SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 EKSENEL (NOAVG)
 DMX =.002114
 SMN =-.105E+09
 SMX =.128E+09
 -.105E+09
 -.793E+08
 -.534E+08
 -.276E+08
 -.171E+07
 .241E+08
 .500E+08
 .759E+08
 .102E+09
 .128E+09



Şekil 4.16 Çubuklara gelen eksenel kuvvetler (N/m²)

PRINT ELEMENT TABLE ITEMS PER ELEMENT

***** POST1 ELEMENT TABLE LISTING *****

STAT ELEM	CURRENT MAXSTRES	CURRENT MINSTRES
1	.19479E+08	-.18338E+08
2	.23019E+08	-.20974E+08
3	.38669E+09	-.22997E+09
4	.14796E+09	-.75331E+08
5	.95504E+08	-.22875E+08
6	.25287E+10	-.25031E+10
7	.11442E+10	-.11299E+10
8	.73049E+08	-.63224E+08
9	.72954E+08	-.65617E+08
10	.21680E+08	-.15998E+08
11	.13812E+08	-.94869E+07
12	.31343E+08	-.28114E+08
13	.68951E+08	-.67876E+08
14	.67214E+08	-.66733E+08
15	.73787E+08	-.75770E+08
16	.59037E+08	-.62969E+08
17	.46721E+09	-.49007E+09
18	.50344E+09	-.51420E+09
19	.21529E+08	-.17208E+08
20	.25796E+08	-.69261E+07
21	.25136E+09	-.28610E+09
22	.55765E+09	-.76790E+09
23	.49241E+09	-.44467E+09
24	.16405E+09	-.12230E+09
25	.96348E+08	-.61467E+08
26	.81125E+08	-.53595E+08
27	.13119E+09	-.11084E+09
28	.19416E+09	-.18211E+09
29	.12727E+09	-.12436E+09
30	1572.6	-.79365E+07
31	.14545E+09	-.15350E+09
32	.25261E+09	-.25627E+09
33	.14878E+10	-.15170E+10
34	.52774E+09	-.58818E+09
35	-.34243E+08	-.42311E+08
36	.10042E+08	-.73314E+08
37	-.18937E+08	-.32609E+08
38	-.12219E+08	-.27998E+08
39	.31368E+08	-.61184E+08
40	.11007E+09	-.12974E+09
41	.11566E+09	-.12406E+09
42	.12391E+09	-.12071E+09
43	.29577E+08	-.25983E+08
44	.50648E+08	-.45751E+08
45	.41626E+08	-.52491E+08
46	.30740E+09	-.33057E+09
47	.22248E+09	-.23435E+09
48	.81558E+09	-.84189E+09
49	.18181E+09	-.16484E+09
50	.60899E+09	-.56565E+09
51	.11690E+10	-.10589E+10
52	.29735E+10	-.27183E+10
53	.13735E+10	-.14462E+10
54	.44306E+10	-.45774E+10
55	.55413E+09	-.59729E+09
56	.14920E+10	-.16033E+10

STAT	CURRENT	CURRENT
ELEM	MAXSTRES	MINSTRES
57	.17677E+09	-.17354E+09
58	.90062E+09	-.89880E+09
59	.17741E+09	-.18180E+09
60	.59589E+09	-.59972E+09
61	.18254E+09	-.18252E+09
62	.48414E+09	-.48557E+09
63	.18393E+09	-.17980E+09
64	.39101E+09	-.38777E+09
65	.19936E+09	-.20222E+09
66	.21377E+09	-.21858E+09
67	.23998E+09	-.23653E+09
68	.31867E+08	-.29249E+08
69	.40239E+08	-.29901E+08
70	.43253E+07	.26752E+07
71	.18779E+09	-.18921E+09

MINIMUM VALUES

ELEM	35	54
VALUE	-.34243E+08	-.45774E+10

MAXIMUM VALUES

ELEM	54	70
VALUE	.44306E+10	.26752E+07

```

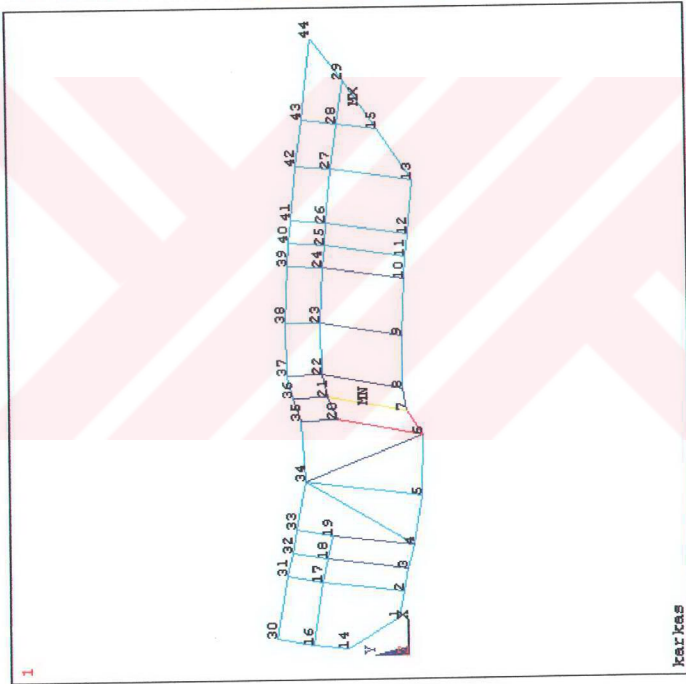
ANSYS 5.4
DEC 13 2000
15:25:41
ELEMENT SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
MAXSTRES (NOAVG)
DMX =.002114
SMN =-.342E+08
SMX =.443E+10

```



Şekil 4.17 Çubuklara gelen maksimum gerilmeler (N/m²)

ANSYS 5.4
 DEC 13 2000
 15:25:57
 ELEMENT SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 MINSTRES (NOAVG)
 DMX =.002114
 SMN =-.458E+10
 SMX =.268E+07



Karkas

Şekil 4.18 Çubuklara gelen minimum gerilmeler (N/m²)

PRINT ELEMENT TABLE ITEMS PER ELEMENT

***** POST1 ELEMENT TABLE LISTING *****

STAT ELEM	CURRENT UX	CURRENT UY
1	-.87646E-06	.48371E-03
2	-.33467E-06	.16417E-03
3	.25655E-04	-.22826E-03
4	.76385E-04	-.73781E-03
5	.13302E-03	-.10443E-02
6	.16877E-03	-.53474E-03
7	.17530E-03	.16684E-03
8	.18133E-03	.32944E-03
9	.18798E-03	.22764E-03
10	.19188E-03	.65043E-04
11	.19352E-03	-.75752E-04
12	.19547E-03	-.35072E-03
13	.11624E-02	.65203E-03
14	.11629E-02	.13006E-03
15	.11627E-02	-.21721E-03
16	.11610E-02	-.69312E-03
17	.11497E-02	-.85468E-03
18	.11380E-02	-.46321E-03
19	.11370E-02	-.10463E-04
20	.63056E-03	-.10035E-02
21	.60548E-03	-.72225E-03
22	.66212E-03	-.10287E-02
23	.11556E-02	.25651E-03
24	.11904E-02	.22620E-03
25	.12130E-02	.60927E-04
26	.12232E-02	-.73675E-04
27	.12355E-02	-.35131E-03
28	.12473E-02	-.77259E-03
29	.12529E-02	-.13450E-02
30	.73658E-03	.65394E-03
31	.73172E-03	.13575E-03
32	.72980E-03	-.21848E-03
33	.12240E-02	-.47254E-03
34	.12093E-02	.18503E-04
35	.11707E-02	.26650E-03
36	.11164E-02	.22649E-03
37	.10824E-02	.62022E-04
38	.10674E-02	-.74712E-04
39	.10493E-02	-.35163E-03
40	.10314E-02	-.77273E-03
41	.10224E-02	-.12149E-02
42	.95101E-03	.10070E-02
43	.59403E-03	.10053E-02
44	.22342E-03	.82174E-03
45	.94795E-03	.29901E-03
46	.36618E-03	.31504E-03
47	.94671E-03	-.33201E-04
48	.36520E-03	-.15117E-04
49	.94579E-03	-.40249E-03
50	.39026E-03	-.43162E-03
51	.11843E-02	-.74888E-03
52	.69668E-03	-.92294E-03
53	.11778E-02	-.18687E-03
54	.69610E-03	-.84348E-04
55	.11686E-02	.19491E-03
56	.68855E-03	.26969E-03

***** POST1 ELEMENT TABLE LISTING *****

STAT	CURRENT	CURRENT
ELEM	UX	UY
57	.11578E-02	.32810E-03
58	.66353E-03	.32625E-03
59	.11490E-02	.12458E-03
60	.64089E-03	.12788E-03
61	.11463E-02	-.16353E-05
62	.63338E-03	-.82013E-06
63	.11442E-02	-.14675E-03
64	.62750E-03	-.14964E-03
65	.11406E-02	-.55618E-03
66	.61729E-03	-.55271E-03
67	.11381E-02	-.98913E-03
68	.81618E-03	-.99073E-03
69	.40203E-03	-.77070E-03
70	.81358E-03	-.12157E-02
71	.11372E-02	-.15708E-02

MINIMUM VALUES

ELEM	1	71
VALUE	-.87646E-06	-.15708E-02

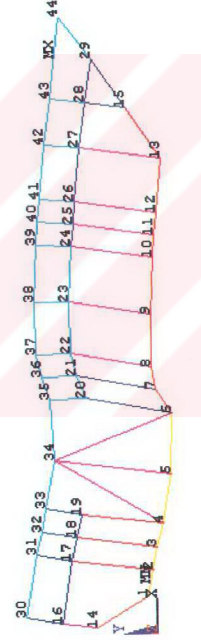
MAXIMUM VALUES

ELEM	29	42
VALUE	.12529E-02	.10070E-02

```

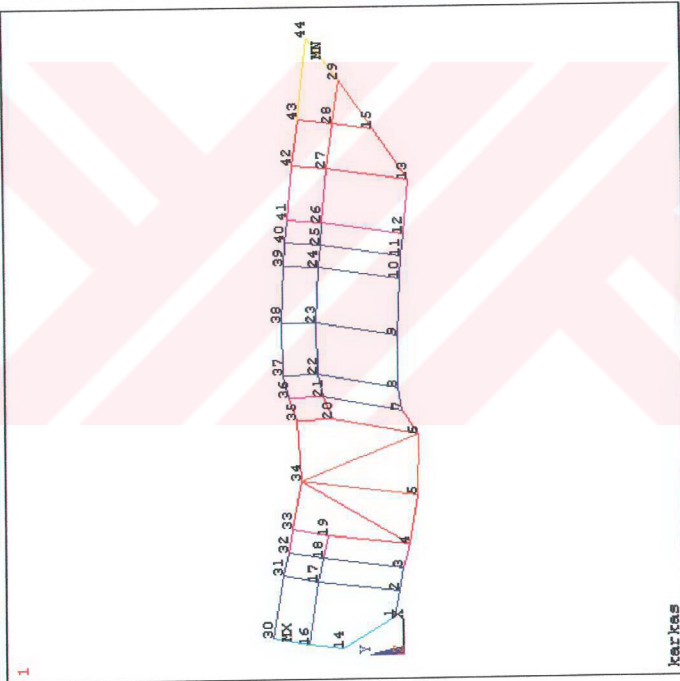
ANSYS 5.4
DEC 13 2000
15:24:37
ELEMENT SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
UX      (NOAVG)
DMX = .002114
SMN = -.876E-06
SMX = .001253

```



Şekil 4.19 Çubuklarda oluşan x yönündeki deplasmanlar (m)

ANSYS 5.4
 DEC 13 2000
 15:25:00
 ELEMENT SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 UY (NOAVG)
 DMX =.002114
 SMN =-.001571
 SMX =.001007



karfes

Şekil 4.20 Çubuklarda oluşan yönündeki deplasmanlar (m)

```

ANSYS 5.4
DEC 13 2000
15:28:03
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
TIME=1
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Max
DMX =.002114
RFOR
DSCA=85.137
ZV =1
DIST=2.018
XF =1.872
YF =.343622
Z-BUFFER

```



Şekil 4.21 Silahın 62.2°'deki atış durumunda konstrüksiyonun deforme olmuş hali

Çubuk karkas sistemine bölüm 3'te bahsedilen noktasal kütleler ilave edilmiş (Şekil 3.7) durumda gerilme analizi yapıldığında elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir.

PRINT ELEMENT TABLE ITEMS PER ELEMENT

***** POST1 ELEMENT TABLE LISTING *****

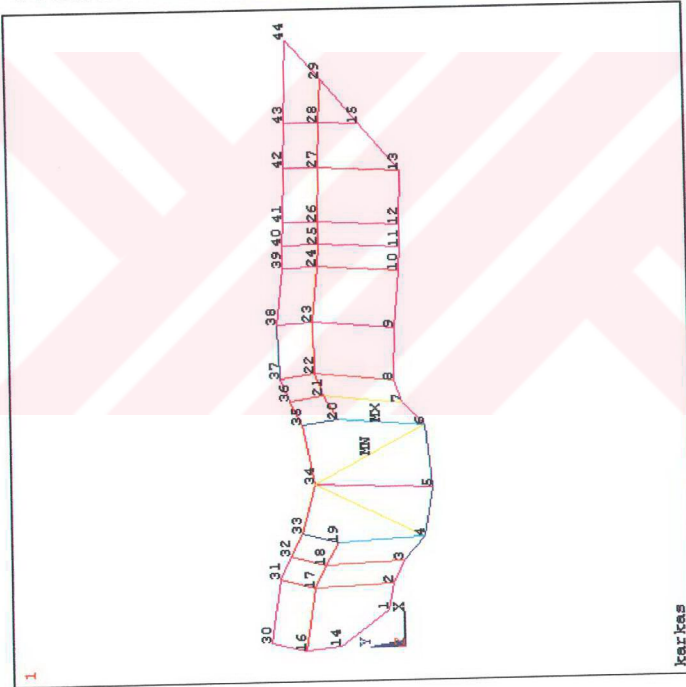
STAT	CURRENT
ELEM	EKSENEL
1	.19871E+07
2	.35599E+07
3	.21413E+08
4	.24298E+08
5	.24346E+08
6	.60928E+07
7	.23682E+07
8	.12905E+07
9	.11291E+07
10	.10922E+07
11	.93289E+06
12	.71675E+06
13	.18826E+07
14	.91812E+06
15	-.32096E+07
16	-.66084E+07
17	-.59868E+07
18	-.14630E+07
19	.37691E+07
20	.11110E+08
21	-.62140E+08
22	-.74044E+08
23	.23583E+08
24	.16347E+08
25	.10556E+08
26	.69000E+07
27	.46079E+07
28	.26995E+07
29	.65207E+06
30	-.13861E+08
31	-.14360E+08
32	-.72824E+07
33	-.11630E+08
34	-.23028E+08
35	-.27369E+08
36	-.19659E+08
37	-.13760E+08
38	-.96365E+07
39	-.67104E+07
40	-.43986E+07
41	-.18764E+07
42	.55598E+07
43	.62460E+07
44	.85193E+07
45	-.18497E+08
46	-.39640E+08
47	-.20185E+08
48	-.43713E+08
49	.30897E+08
50	.74881E+08
51	.38483E+08
52	.90264E+08

STAT	CURRENT
ELEM	EKSENEL
53	-.27982E+08
54	-.57555E+08
55	-.15920E+08
56	-.40198E+08
57	.12383E+07
58	.85501E+06
59	-.77921E+06
60	-.12291E+07
61	.12926E+07
62	.33672E+07
63	.16374E+07
64	.23485E+07
65	-.64461E+06
66	-.10726E+07
67	.77275E+06
68	.58961E+06
69	.23097E+07
70	.15622E+07
71	-.31895E+06
72	.00000
73	.00000

MINIMUM VALUES
ELEM 22
VALUE -.74044E+08

MAXIMUM VALUES
ELEM 52
VALUE .90264E+08

ANSYS 5.4
 JAN 17 2001
 21:33:21
 ELEMENT SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 EKSENEL (NOAVG)
 DMX =.00165
 SMN =-.740E+08
 SMX =.903E+08
 -.740E+08
 -.559E+08
 -.375E+08
 -.193E+08
 -.102E+07
 .172E+08
 .355E+08
 .538E+08
 .720E+08
 .903E+08



Şekil 4.22 Çubuklara gelen eksenel kuvvetler (N/m²)

PRINT ELEMENT TABLE ITEMS PER ELEMENT

***** POST1 ELEMENT TABLE LISTING *****

STAT ELEM	CURRENT MAXSTRES	CURRENT MINSTRES
1	.68136E+08	-.64162E+08
2	.80799E+08	-.73679E+08
3	.10794E+10	-.10366E+10
4	.42403E+09	-.37543E+09
5	.10730E+09	-.58608E+08
6	.17625E+10	-.17503E+10
7	.87510E+09	-.87037E+09
8	.99255E+08	-.96674E+08
9	.59087E+08	-.56829E+08
10	.27790E+08	-.25605E+08
11	.39223E+08	-.37357E+08
12	.16049E+08	-.14615E+08
13	.24154E+09	-.23777E+09
14	.22860E+09	-.22676E+09
15	.24968E+09	-.25610E+09
16	.19678E+09	-.21000E+09
17	.41088E+09	-.42285E+09
18	.34705E+09	-.34997E+09
19	.22243E+08	-.14705E+08
20	.89545E+08	-.67325E+08
21	.85082E+09	-.97510E+09
22	.35072E+09	-.49880E+09
23	.60964E+09	-.56247E+09
24	.34265E+09	-.30995E+09
25	.67726E+08	-.46614E+08
26	.41243E+08	-.27443E+08
27	.52746E+08	-.43530E+08
28	.86350E+08	-.80951E+08
29	.56721E+08	-.55417E+08
30	-.25216E+07	-.25201E+08
31	.49686E+09	-.52558E+09
32	.85223E+09	-.86680E+09
33	.10535E+10	-.10767E+10
34	.29340E+09	-.33945E+09
35	.30778E+09	-.36251E+09
36	.30096E+09	-.34027E+09
37	.36293E+08	-.63812E+08
38	.25925E+07	-.21865E+08
39	.10889E+08	-.24310E+08
40	.49076E+08	-.57873E+08
41	.51570E+08	-.55323E+08
42	.43359E+09	-.42247E+09
43	.10247E+09	-.89982E+08
44	.17548E+09	-.15844E+09
45	.13223E+09	-.16923E+09
46	.10722E+10	-.11514E+10
47	.74293E+09	-.78330E+09
48	.28138E+10	-.29012E+10
49	.64707E+09	-.58528E+09
50	.18784E+10	-.17287E+10
51	.87025E+09	-.79328E+09
52	.20569E+10	-.18764E+10
53	.95577E+09	-.10117E+10
54	.29358E+10	-.30510E+10
55	.26372E+09	-.29556E+09
56	.66000E+09	-.74039E+09
57	.33939E+09	-.33691E+09

STAT	CURRENT	CURRENT
ELEM	MAXSTRES	MINSTRES
58	.67762E+08	-.66052E+08
59	.27288E+09	-.27444E+09
60	-.11376E+07	-.13207E+07
61	.17589E+09	-.17331E+09
62	.10964E+09	-.10291E+09
63	.11403E+09	-.11076E+09
64	.15775E+09	-.15305E+09
65	.91668E+08	-.92957E+08
66	.92557E+08	-.94702E+08
67	.10749E+09	-.10594E+09
68	.14176E+08	-.12997E+08
69	.16572E+08	-.11953E+08
70	.19082E+07	.12162E+07
71	.83896E+08	-.84534E+08
72	.00000	.00000
73	.00000	.00000

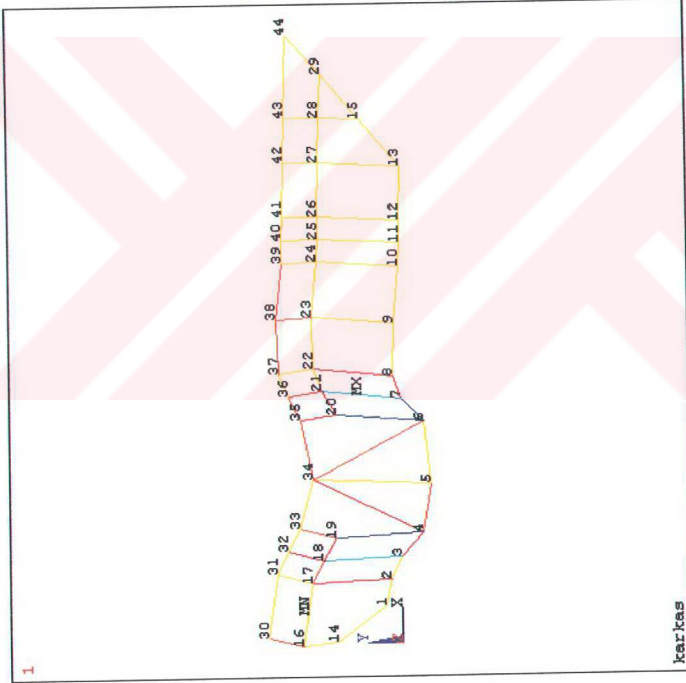
MINIMUM VALUES

ELEM	30	54
VALUE	-.25216E+07	-.30510E+10

MAXIMUM VALUES

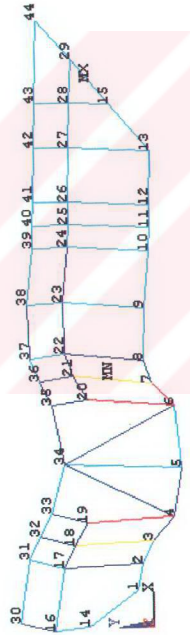
ELEM	54	70
VALUE	.29358E+10	.12162E+07

ANSYS 5.4
 JAN 17 2001
 21:33:48
 ELEMENT SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 MAXSTRES (NOAVG)
 DMX =.001165
 SMN =-.252E+07
 SMX =.294E+10
 -.252E+07
 .324E+09
 .650E+09
 .977E+09
 .130E+10
 .163E+10
 .196E+10
 .228E+10
 .261E+10
 .294E+10



Şekil 4.23 Çubuklara gelen maksimum gerilmeler (N/m²)

ANSYS 5.4
 JAN 17 2001
 21:34:08
 ELEMENT SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 MINSTRES (NOAVG)
 DMX =.001165
 SMN =-.305E+10
 SMX =.122E+07



karakas

Şekil 4.24 Çubuklara gelen minimum gerilmeler (N/m²)

PRINT ELEMENT TABLE ITEMS PER ELEMENT

**** POST1 ELEMENT TABLE LISTING ****

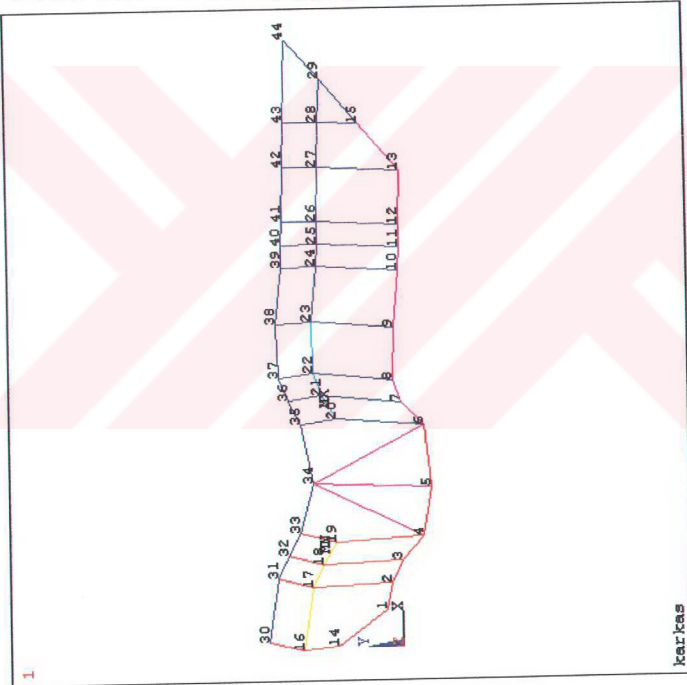
STAT ELEM	CURRENT UX	CURRENT UY
1	-.30524E-05	.49456E-03
2	-.11654E-05	.18864E-03
3	.70102E-05	-.40629E-03
4	.30797E-04	-.98808E-03
5	.68732E-04	-.10155E-02
6	.91884E-04	-.43373E-03
7	.94654E-04	.14514E-03
8	.96397E-04	.27044E-03
9	.98279E-04	.14958E-03
10	.99550E-04	.24278E-04
11	.10021E-03	-.91439E-05
12	.10107E-03	-.37791E-04
13	.19848E-03	.46288E-03
14	.20046E-03	.73542E-04
15	.19971E-03	-.36513E-03
16	.19409E-03	-.86829E-03
17	.18433E-03	-.87425E-03
18	.17865E-03	-.39090E-03
19	.17940E-03	.10890E-04
20	.11855E-03	-.11453E-02
21	.10178E-03	-.96976E-03
22	.13971E-03	-.99719E-03
23	.19832E-03	.21791E-03
24	.22924E-03	.14938E-03
25	.24593E-03	.26991E-04
26	.25165E-03	-.11127E-05
27	.25744E-03	-.35828E-04
28	.26275E-03	-.95781E-04
29	.26528E-03	-.18072E-03
30	-.11830E-03	.46935E-03
31	-.13538E-03	.92883E-04
32	-.14246E-03	-.37048E-03
33	.38026E-03	-.39615E-03
34	.36892E-03	.32841E-04
35	.34085E-03	.22525E-03
36	.30441E-03	.14915E-03
37	.28399E-03	.26734E-04
38	.27633E-03	-.25776E-05
39	.26803E-03	-.36325E-04
40	.25999E-03	-.95845E-04
41	.25595E-03	-.17451E-03
42	.45435E-04	.65527E-03
43	-.44841E-04	.64944E-03
44	.62348E-05	.62912E-03
45	.34740E-04	.27695E-03
46	-.66504E-04	.33174E-03
47	.30339E-04	-.11053E-03
48	-.70040E-04	-.50218E-04
49	.26904E-04	-.62509E-03
50	-.65414E-04	-.72656E-03
51	.28160E-03	-.64082E-03
52	.23698E-03	-.76376E-03
53	.27731E-03	-.14623E-03
54	.23517E-03	-.66120E-04
55	.27101E-03	.18996E-03
56	.22840E-03	.24410E-03

STAT	CURRENT	CURRENT
ELEM	UX	UY
57	.26817E-03	.25319E-03
58	.20885E-03	.25159E-03
59	.26549E-03	.45342E-04
60	.19385E-03	.47143E-04
61	.26444E-03	.83828E-05
62	.18970E-03	.38683E-05
63	.26354E-03	-.12073E-04
64	.18685E-03	-.15590E-04
65	.26193E-03	-.60080E-04
66	.18225E-03	-.58525E-04
67	.26081E-03	-.13155E-03
68	.21608E-03	-.13226E-03
69	.13833E-03	-.94942E-04
70	.21492E-03	-.17484E-03
71	.26042E-03	-.22368E-03
72	.24939E-03	.90291E-05
73	.20076E-03	-.12062E-03

MINIMUM VALUES		
ELEM	32	20
VALUE	-.14246E-03	-.11453E-02

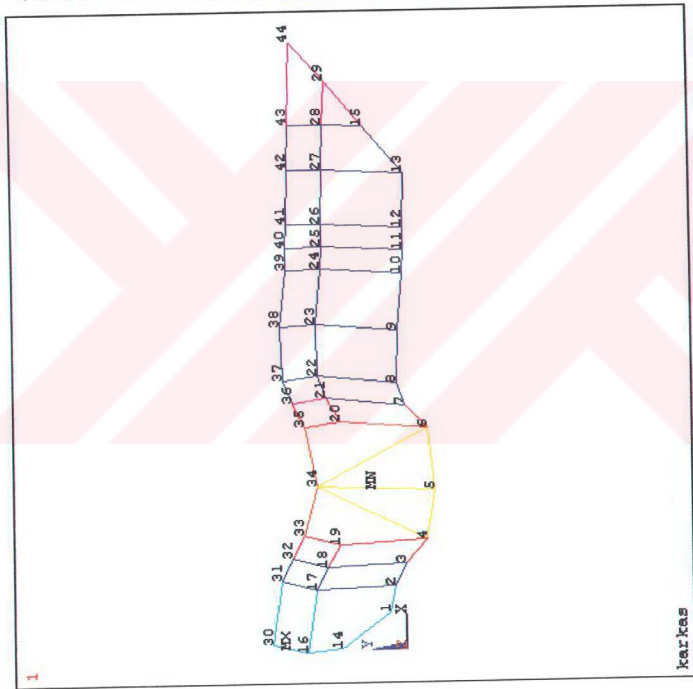
MAXIMUM VALUES		
ELEM	33	42
VALUE	.38026E-03	.65527E-03

ANSYS 5.4
 JAN 17 2001
 21:34:58
 ELEMENT SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 UX
 (NOAVG)
 DMX =.00165
 SMN =-.142E-03
 SMX =.380E-03
 -.142E-03
 -.844E-04
 -.263E-04
 .318E-04
 .899E-04
 .148E-03
 .206E-03
 .264E-03
 .322E-03
 .360E-03



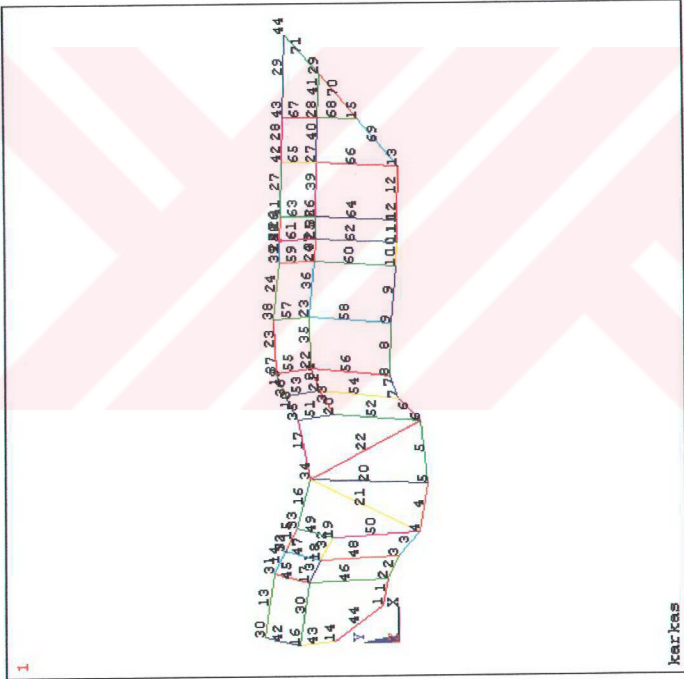
Şekil 4.25 Çubuklarda oluşan x yönündeki deplasmanlar (m)

ANSYS 5.4
 JAN 17 2001
 21:35:23
 ELEMENT SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 UY (NOAVG)
 DMX =.001165
 SMN =-.001145
 SMX =.655E-03
 -.001145
 -.945E-03
 -.745E-03
 -.545E-03
 -.345E-03
 -.145E-03
 .551E-04
 .255E-03
 .455E-03
 .655E-03



Şekil 4.26 Çubuklarda oluşan y yönündeki deplasmanlar (m)

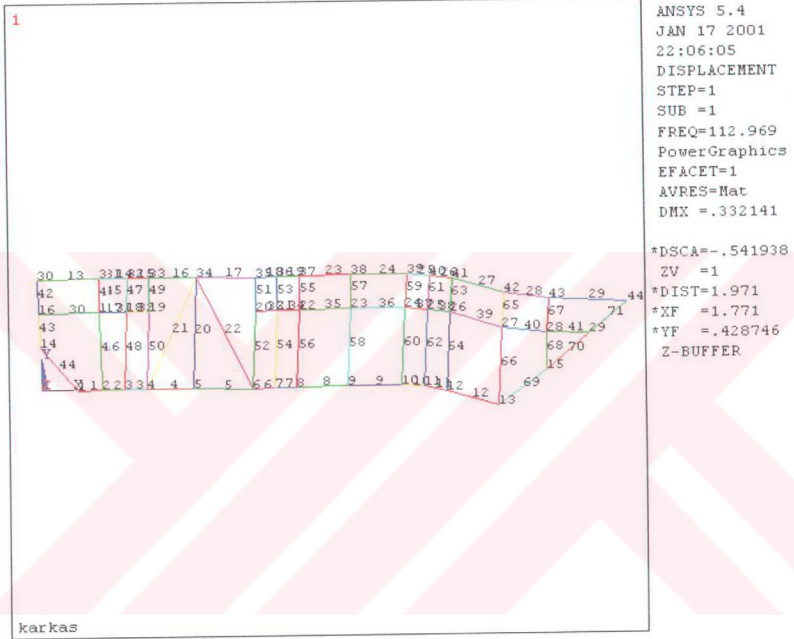
ANSYS 5.4
 JAN 17 2001
 21:57:18
 DISPLACEMENT
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 PowerGraphics
 EFACET=1
 AVRES=Mat
 DMX =.001165
 DSCA=154.567
 ZV =1
 DIST=2.012
 XF =1.812
 YF =.307182
 Z-BUFFER



Şekil 4.27 Konstrüksiyonun atış yapıldıktan sonraki deforme olmuş hali

4.2.2 Modal Analiz

Ansys Programında, Şekil 3.5'deki karkas konstrüksiyonunun modal analizinin sonuçları mod1'den başlayarak mod5'e kadar grafik olarak aşağıda şekil 4.28. . .32 'da verilmiştir.



Şekil 4.28 Karkas sisteminde 1. mod şekli

ANSYS 5.4
 JAN 17 2001
 22:07:31
 DISPLACEMENT
 STEP=1
 SUB =2
 FREQ=178.927
 PowerGraphics
 EFACET=1
 AVRES=Max
 DMX =.167907
 DSCA=1.072
 ZV =1
 DIST=1.971
 XF =1.672
 YF =.296099
 Z-BUFFER

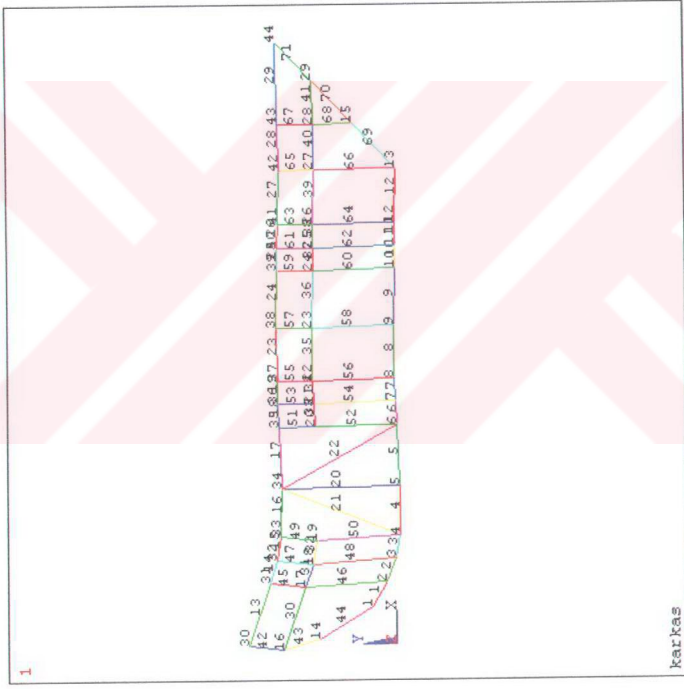


Şekil 4.29 2. mod şekli

```

ANSYS 5.4
JAN 17 2001
22:07:57
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =3
FREQ=219.876
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Max
DMX =.380285
*DSCA=.47333
ZV =1
*DIST=2.006
*XF =1.793
*YF =.283661
Z-BUFFER

```



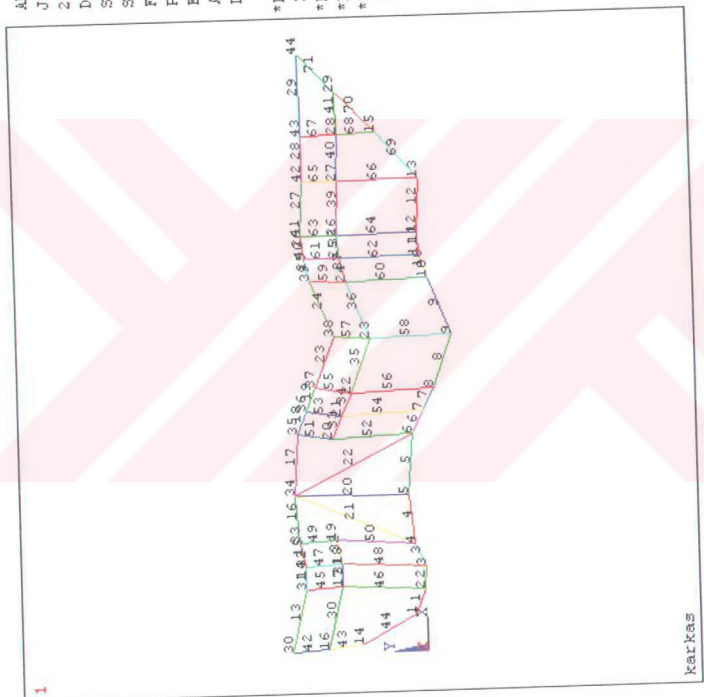
Şekil 4.30 3. mod şekli

```

ANSYS 5.4
JAN 17 2001
22:08:33
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =4
FREQ=275.475
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Max
DMX =.216837

*DSCA=,830116
ZV =1
*DIST=2.014
*XF =1.781
*YF =.388978
Z-BUFFER

```

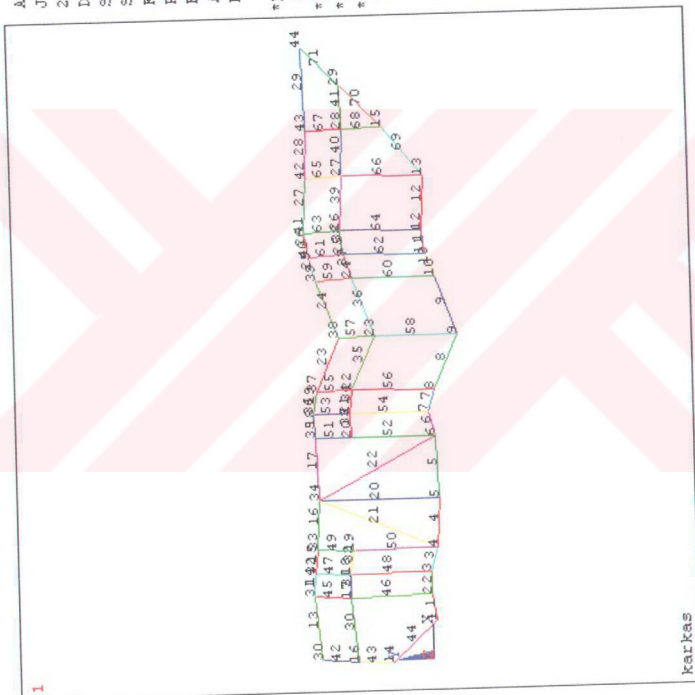


Şekil 4.31 4. mod şekli


```

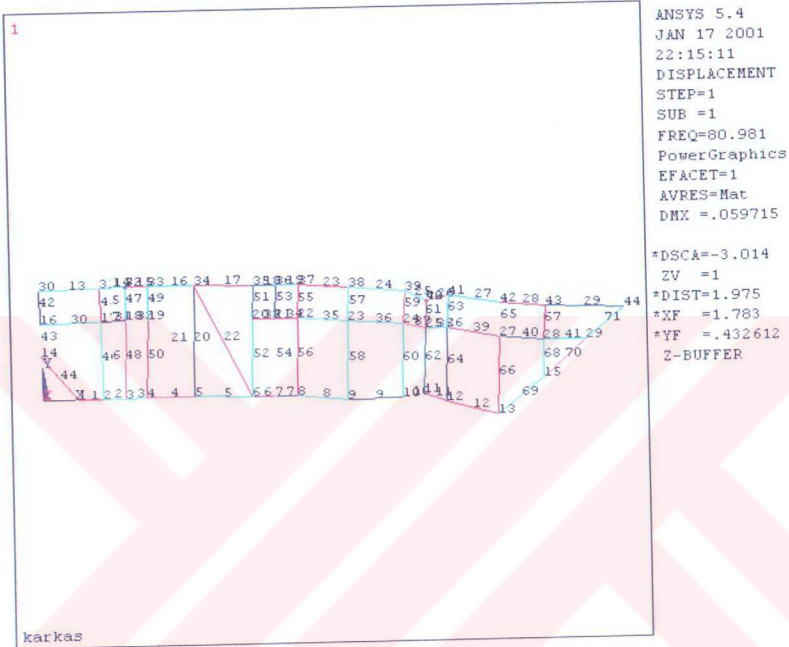
ANSYS 5.4
JAN 17 2001
22:09:07
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =5
FREQ=303.53
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Max
DMX =.287717
*DSCA=-.625614
ZV =1
*DIST=1.98
*VF =1.799
*VF =.428109
Z-BUFFER

```



Şekil 4.32 5. mod şekli

Şekil 3.7'deki konstrüksiyon (çubuk sistemine eklenmiş kütle) için yapılan modal analiz sonuçları şekil 4.33...37'de verilmiştir.

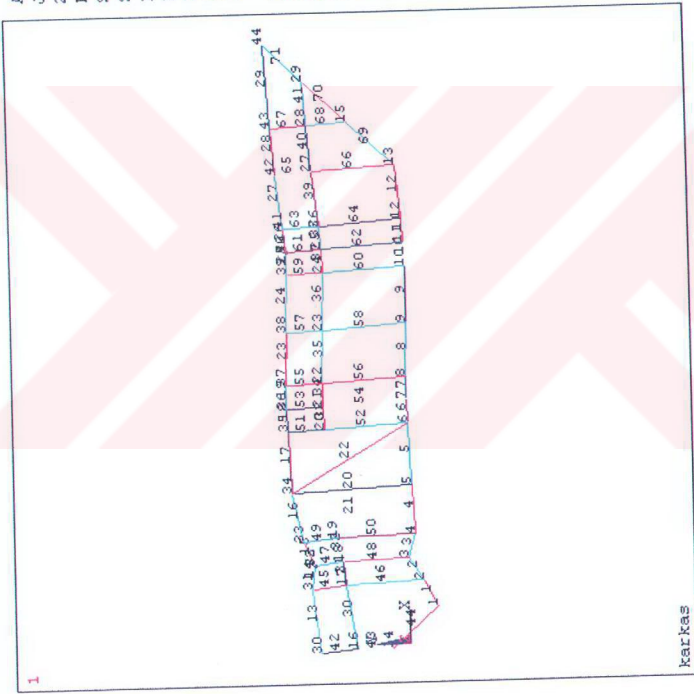


Şekil 4.33 Karkas sisteminde 1. mod şekli

```

ANSYS 5.4
JAN 17 2001
22:16:02
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =2
FREQ=88.099
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Max
DMX =.049088
DSCA=3.667
ZV =1
DIST=1.977
XF =1.755
YF =.31965
Z-BUFFER

```



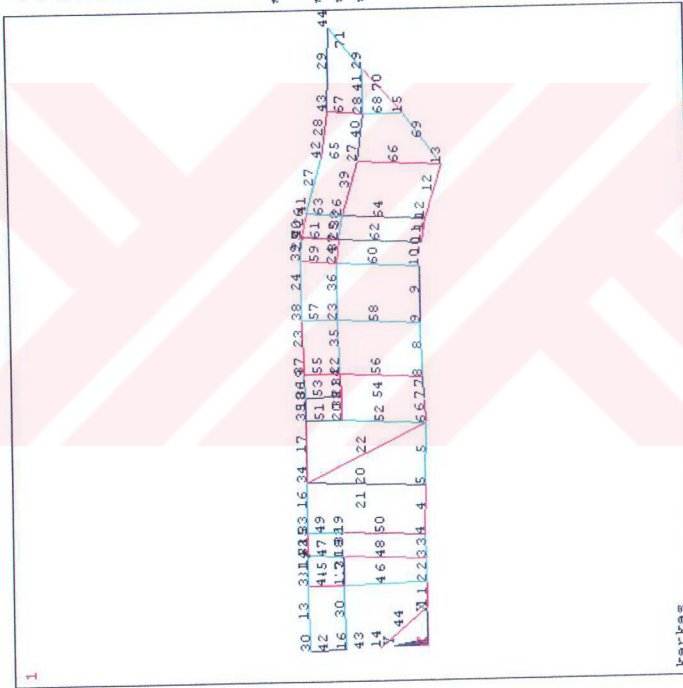
karkas

Şekil 4.34 2. mod şekli

```

ANSYS 5.4
JAN 17 2001
22:16:30
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =3
FREQ=115.301
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.326147
*DSCA=-.551899
ZV =1
ADIST=1.97
*XF =1.771
*YF =426986
Z-BUFFER

```

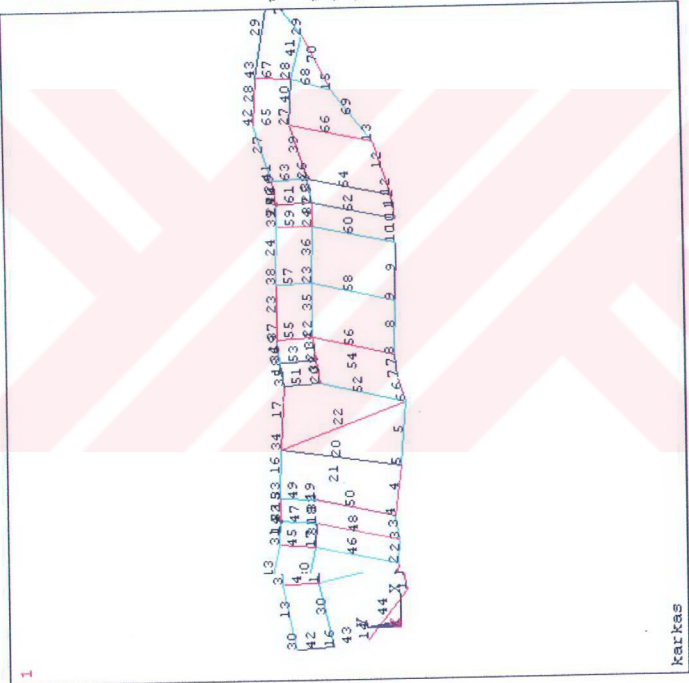


Şekil 4.35 3. mod şekli

```

ANSYS 5.4
JAN 17 2001
22:16:57
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =4
FREQ=181.224
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Max
DMX =.16966
*MSCA=-1.061
ZV =1
*DIST=1.97
*XF =1.672
*YF =.296603
Z-BUFFER

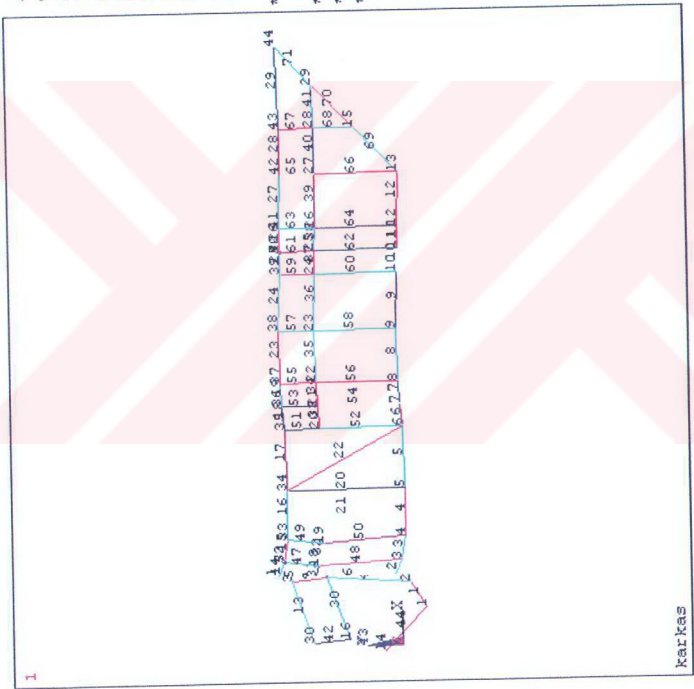
```



Şekil 4.36 4. mod şekli

ANSYS 5.4
 JAN 17 2001
 22:17:21
 DISPLACEMENT
 STEP=1
 SUB =5
 FREQ=224.574
 PowerGraphics
 EPACET=1
 AVRES=Mac
 DMX =.37028

*DSCA=-.486118
 ZV =1
 *DIST=2.005
 *XF =1.789
 *YF =.286706
 Z-BUFFER



Şekil 4.37 5. mod şekli

5 HARMONİK ANALİZ

5.1 Zorlanmış (Harmonik Tahrikli)Titreşimler

5.1.1 Giriş

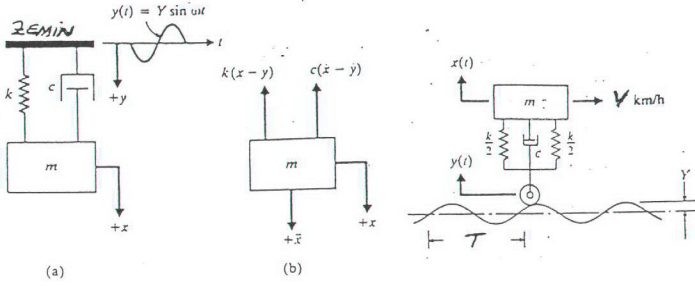
Bu bölümde yer alan teorik bilgiler Tahralı vd., (2000) tarafından yazılan Makine Dinamiği kitabından alınmıştır. Belirtilen kaynağa göre ve hepimizin bildiği gibi, herhangi bir dış kuvvetin sistemi titreştirmek üzere etki etmesi halinde oluşan titreşimlere **Zorlanmış Titreşimler** denir. Bu tür titreşimleri oluşturan kuvvete zorlayıcı kuvvet denir. Mekanik sistemlerde , titreşim doğuran çok çeşitli zorlayıcı kuvvetler vardır. Bu kuvvetler , ayrı ayrı titreşim oluşturdıkları gibi birkaçı beraber de sisteme etki edebilirler. Örneğin kavisli ve kasisli bir yolda seyahat eden bir taşıtın tekerleklerine yoldan gelen darbelerle bir titreşim hareketi yaparken aynı zamanda taşıt, motorundaki dengelenmemiş kütlelerin doğuracağı merkezkaç kuvvetlerin etkisiyle de titreşim hareketi yapacaktır. Dolayısıyla , herhangi bir sistemin titreşim analizi yapılırken sisteme etki eden bütün kuvvetleri dikkate almak gerekir. Genelde , titreşim oluşturan zorlayıcı kuvvetleri üç ayrı grupta sınıflandırmak mümkündür:

- 1- Zorlayıcı dış kuvvetler,
- 2- Dengelenmemiş dış kuvvetlerin oluşturduğu kuvvetler,
- 3- Zeminden gelen kuvvetler,

Dinamik sistemler genellikle, bu zorlayıcı veya uyarıcı diye adlandırılan dış etkilere maruzdurlar. Bu zorlayıcı etki çoğunlukla zamanın bir fonksiyonudur. Eğer , bu dış etki harmonik ise sistemin bu harmonik zorlamaya cevabı (tepkisi) harmonik olur. Bu bölümde , analiz ettiğimiz aracın hareketini de dikkate alarak , kısaca sistemin bağlı olduğu zeminin Harmonik olarak hareket etmesi durumunda sönümlü sistemin titreşim hareketi incelenecektir.

5.1.2 Sistemin Bağlı Olduğu Zeminin Harmonik Olarak Hareket Etmesi Durumunda Sönümlü Sistemin Titreşim Hareketi

Belirli bir profile sahip yolda hareket halinde olan taşıtlar , bir kablo üzerinde hareket eden makineler (teleferik , kreyn , vb.) veya bir zemine monte edilmiş makinelere temelden gelen titreşimler bu incelemede esas alınacaktır. Şekil 5.1 de görüldüğü gibi , düzgün olmayan yolda hareket eden bir otomobil göz önüne alındığında , yol fonksiyonu $y(t) = Y \sin(\omega t)$ ise sistemin hareketinin diferansiyel denklemi ,



Şekil 5.1 Sistemin bağlı olduğu zeminin hareketli olması hali

$$\Sigma F = m\ddot{x} \Rightarrow m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (5.1)$$

Eğer, $y(t) = Y \sin(\omega t)$ yerine konursa,

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = A \sin(\omega t) + B \cos(\omega t) \quad (5.2)$$

burada,

$$A = kY, \quad B = c\omega Y$$

Olur. Görüldüğü üzere, zeminin hareketlendirilmesi ile büyüklüğü $[kY \sin(\omega t) + c\omega Y \cos(\omega t)]$ olan harmonik bir kuvvetin kütleye dışarıdan etkimesi aynı eşdeğerde olmaktadır.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = kY \sin(\omega t) \quad \text{olursa,}$$

$$x_o(t) = A \sin(\omega t - \phi_1)$$

$$\dot{x}_o(t) = \omega A \cos(\omega t - \phi_1)$$

$$\ddot{x}_o(t) = -\omega^2 X \sin(\omega t - \phi_1)$$

olduğundan, diferansiyel denklemde yerine konulursa,

$$-m\omega^2 A \sin(\omega t - \phi_1) + c\omega A \cos(\omega t - \phi_1) + kA \sin(\omega t - \phi_1) = kY \sin(\omega t)$$

$$A(k - m\omega^2) [\sin \omega t \cos \phi_1 - \cos \omega t \sin \phi_1] + c\omega A [\cos \omega t \cos \phi_1 + \sin \omega t \sin \phi_1] = kY \sin \omega t$$

bulunur. Denklem, $A \sin(\omega t)$ ve $A \cos(\omega t)$ ortak parantezine alınıp türevi de alınrsa,

$$[(k - m\omega^2)\cos\phi_1 + c\omega\sin\phi_1]A\sin\omega t + [-(k - m\omega^2)\sin\phi_1 + c\omega\cos\phi_1]A\cos\omega t = kY\sin\omega t$$

$$[(k - m\omega^2)\cos\phi_1 + c\omega\sin\phi_1]A = kY$$

$$[-(k - m\omega^2)\sin\phi_1 + c\omega\cos\phi_1]A = 0$$

olur. $A \neq 0$ olmak üzere ,

$$\tan\phi_1 = \frac{c\omega}{k - m\omega^2}$$

$$\phi_1 = \tan^{-1}\left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2}\right)$$

açı değeri bulunur. Denklemlerin her iki tarafının karesi alınıp,

$$[(k - m\omega^2)\cos\phi_1 + c\omega\sin\phi_1]^2 A^2 = k^2 Y^2$$

$$[-(k - m\omega^2)\sin\phi_1 + c\omega\cos\phi_1]^2 A^2 = 0$$

taraf tarafa toplanırsa ,

$$[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2] A^2 = k^2 Y^2$$

olur. Buradan ,

$$A = \frac{kY}{\left[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2\right]^{\frac{1}{2}}}$$

bulunur ve hareket denkleminde yerine konulursa,

$$x_o(t) = \frac{kY}{\left[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2\right]^{\frac{1}{2}}} \sin(\omega t - \phi_1)$$

olur. Benzer şekilde ,

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\omega Y \cos(\omega t) \quad \text{olursa ,}$$

$$x_o(t) = B \cos(\omega t - \phi_1)$$

olmak üzere buradan ,

$$B = \frac{c\omega Y}{\left[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2\right]^{\frac{1}{2}}}$$

$$x_o(t) = \frac{c\omega Y}{\left[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2\right]^{\frac{1}{2}}} \cos(\omega t - \phi_1)$$

bulunur. ϕ_1 ise aynı kalacaktır. Dolayısıyla ,

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = kY \sin(\omega t) + c\omega Y \cos(\omega t)$$

olduğundan süperpozisyon ilkesi ile çözümler toplanırsa ,

$$x_o(t) = \frac{kY}{\left[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \sin(\omega t - \phi_1) + \frac{c\omega Y}{\left[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \cos(\omega t - \phi_1)$$

$$= X \cos(\omega t - \phi_1 - \phi_2)$$

şeklinde de yazılabilir. Bu durumda ,

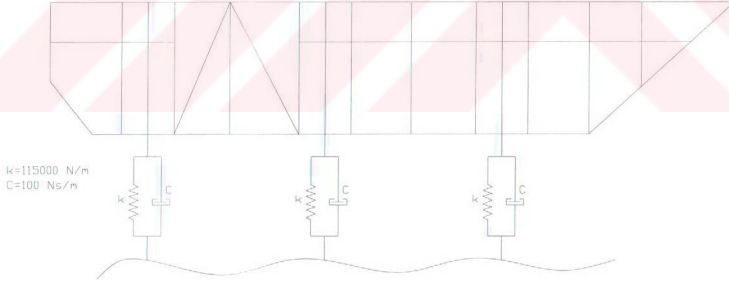
$$X = \sqrt{A_1^2 + A_2^2} \quad \text{ve} \quad \phi_2 = \tan^{-1} \left(\frac{A_1}{A_2} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{k}{c\omega} \right)$$

yazılırsa ,

$$A_1 = kY \quad \text{ve} \quad A_2 = c\omega Y \quad \text{olup ,}$$

$$x_o(t) = Y * \left[\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \cos(\omega t - \phi_1 - \phi_2)$$

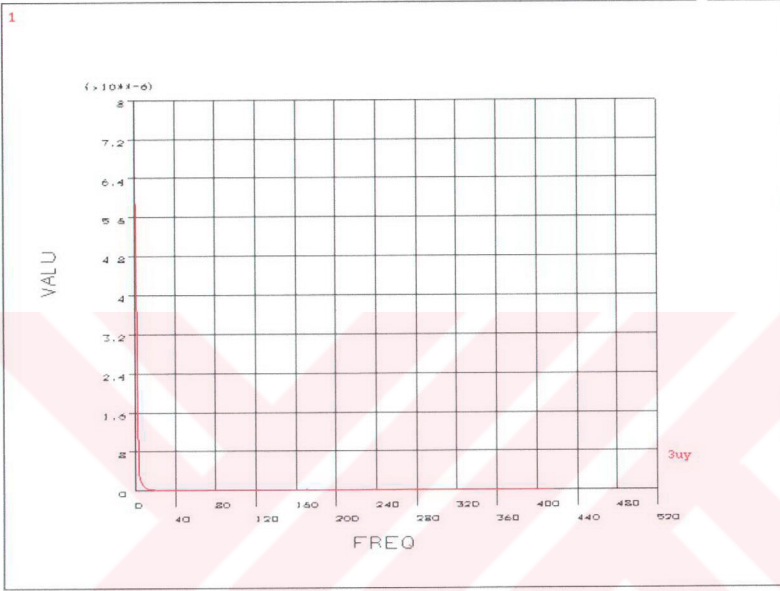
5.1.3 Harmonik Analiz



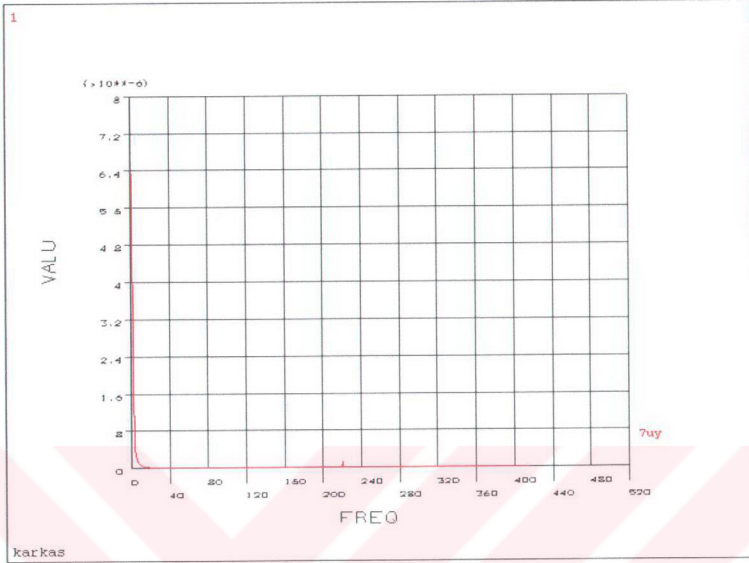
Şekil 5.2 Karkasa ait model

Harmonik analiz yapılırken kullanılacak olan, aracın tekerleklerine ait yay sabiti ve sönüm katsayısı, Şekil 5.2 'de verilen model üzerinde gösterilmiştir. Yukarıdaki bilgiler ışığında Ansys programı kullanılarak Harmonik analiz yapılmıştır. Harmonik analiz yapılırken her bir tekerere ait yay sabiti $k=115000\text{N/m}$ ve sönüm katsayısı $c=100\text{Ns/m}$ olarak alınmıştır. Ayrıca aracın $V=50\text{km/h}$ hızla gittiğini düşünüp , yol fonksiyonu olarak $y(t)=0.001\sin \omega_y t$ göz

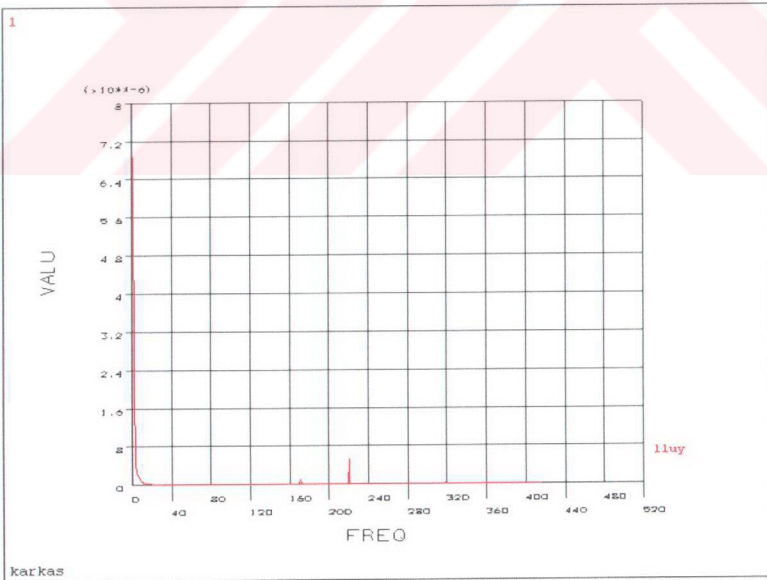
önünde bulundurulmuştur. Bu veriler kullanılarak yapılan hesaplar sonucunda, bazı düğüm noktalarındaki x ve y yönündeki titreşimlere ait grafikler aşağıda şekil 5.3'den, şekil 5.9'ya kadar olan şekillerde verilmiştir.



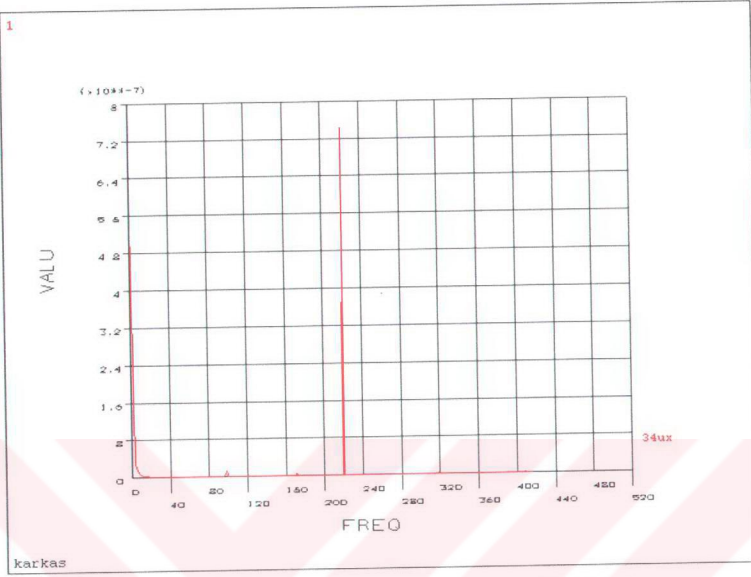
Şekil 5.3 3 numaralı düğüm noktasındaki titreşim



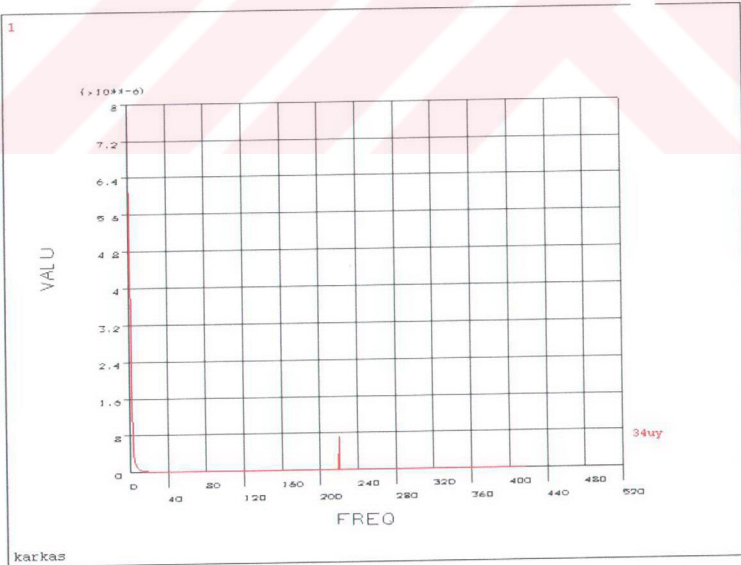
Şekil 5.4 7 numaralı düğüm noktasındaki titreşim



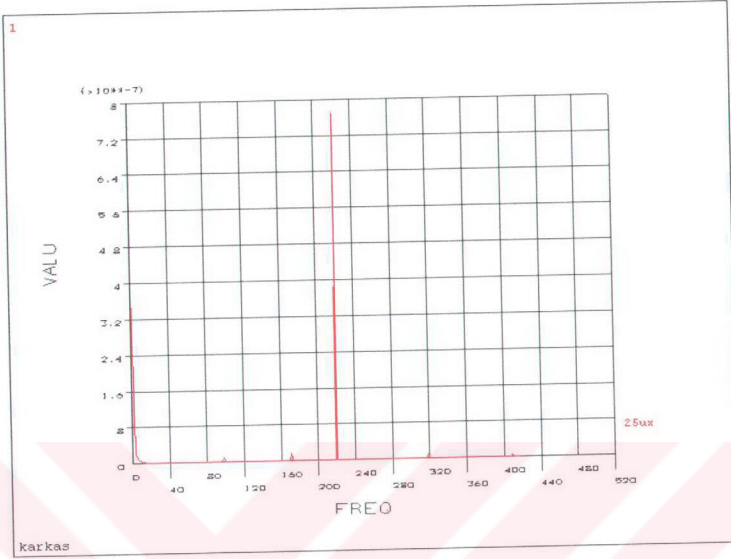
Şekil 5.5 11 numaralı düğüm noktasına ait titreşim



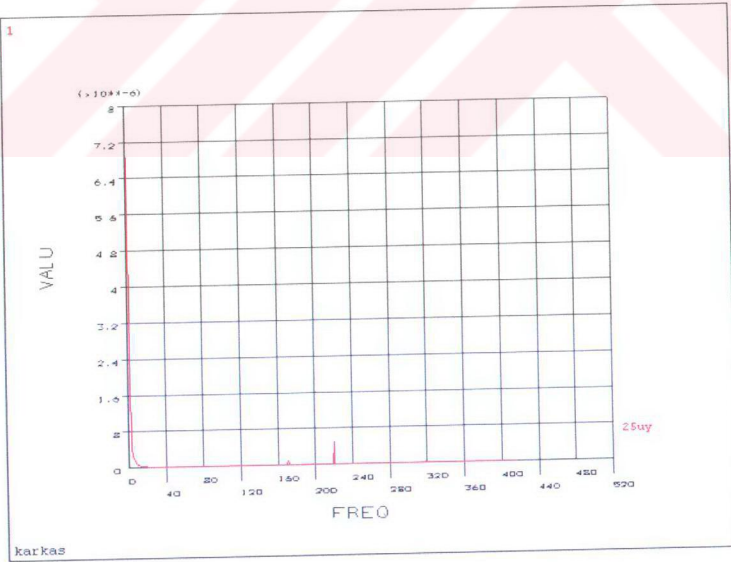
Şekil 5.6 34 numaralı düğüm noktasında x yönündeki titreşim



Şekil 5.7 34 numaralı düğüm noktasında y yönündeki titreşim

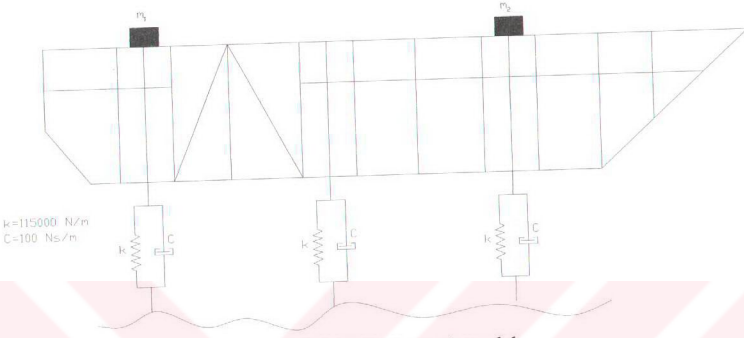


Şekil 5.8 25 numaralı düğüm noktasında x yönündeki titreşim

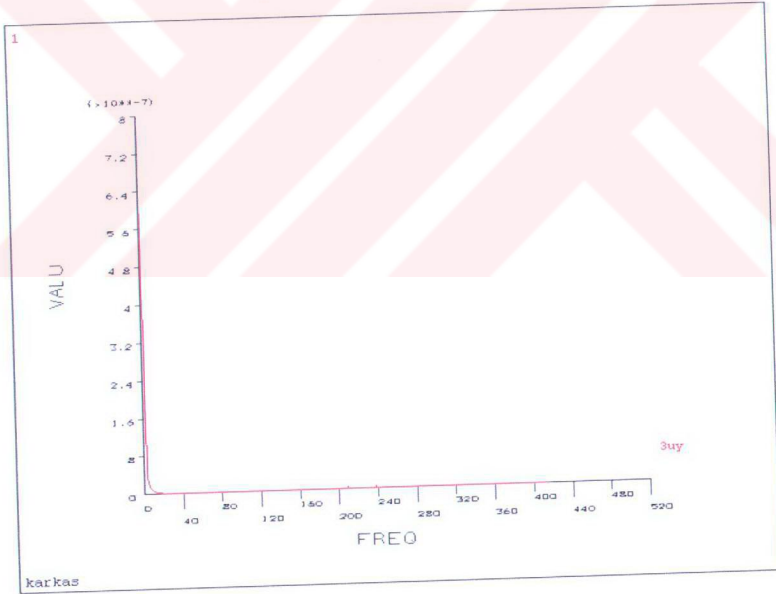


Şekil 5.9 25 numaralı düğüm noktasında y yönündeki titreşim

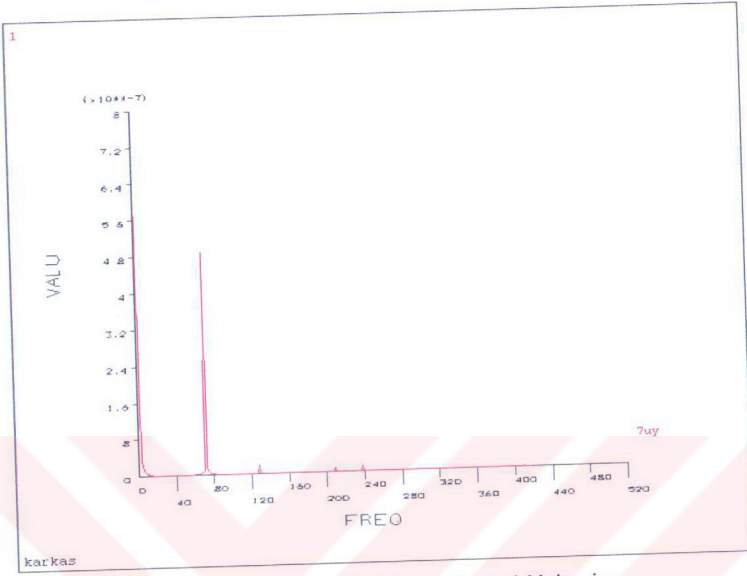
Şekil 5.10'da verilen modele, yani çubuk sistemine kütlelerin de eklenmesiyle elde edilen modele ait harmonik analiz yapılmış ve elde edilen sonuçlar ise şekil 5.11'den, şekil 5.2'e kadar olan şekillerde aşağıda verilmiştir.



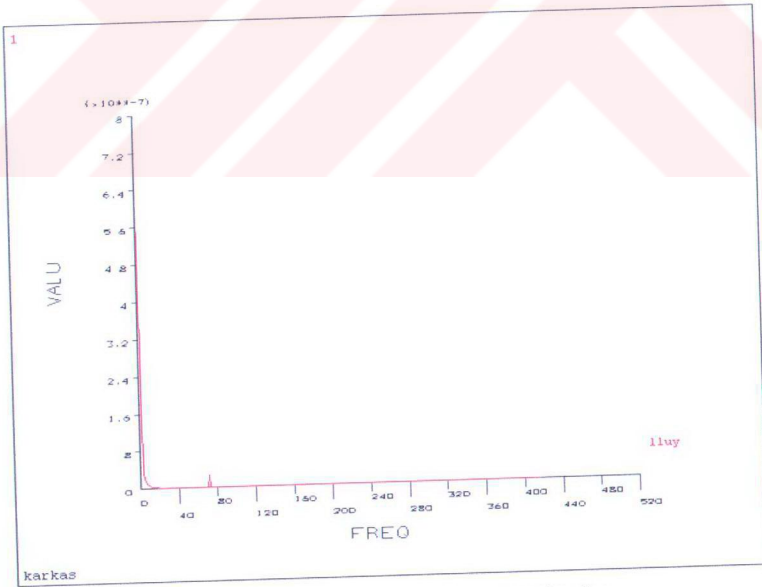
Şekil 5.10 Karkasa ait model



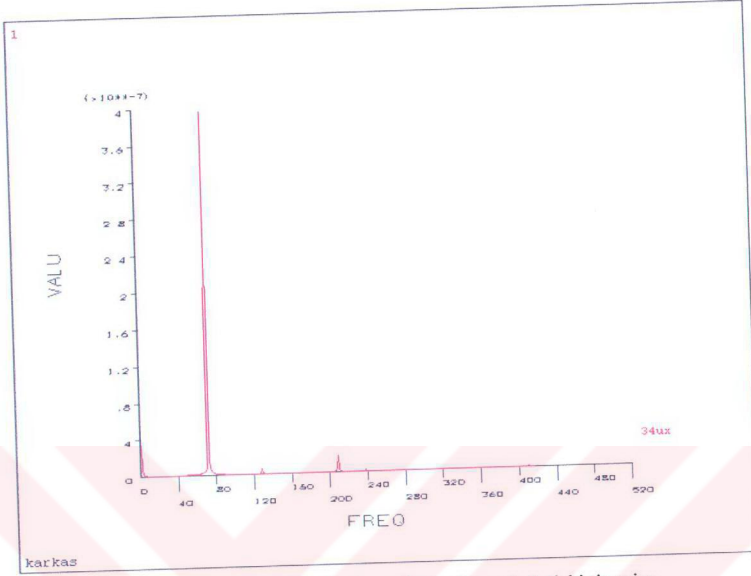
Şekil 5.11 3 numaralı düğüm noktasındaki titreşim



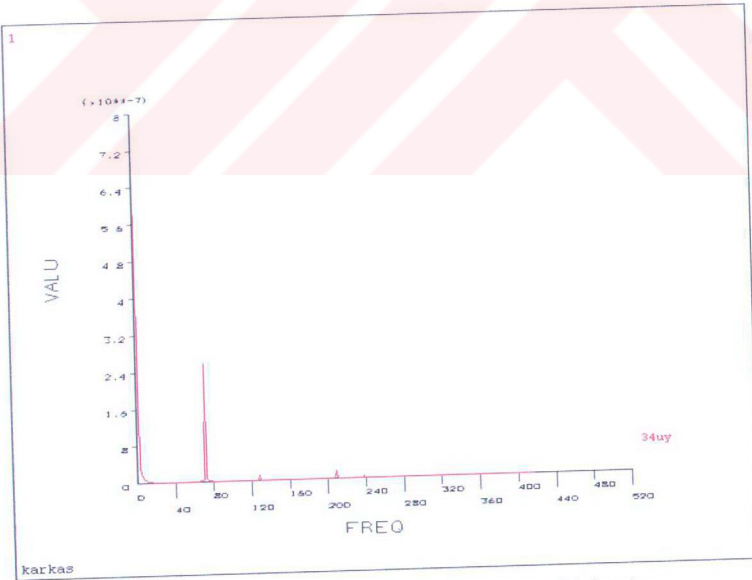
Şekil 5.12 7 numaralı düğüm noktasındaki titreşim



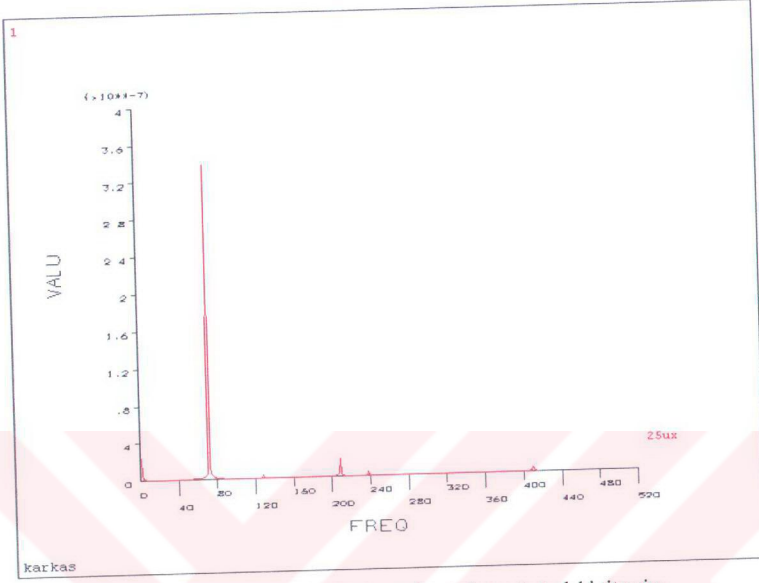
Şekil 5.13 11 numaralı düğüm noktasındaki titreşim



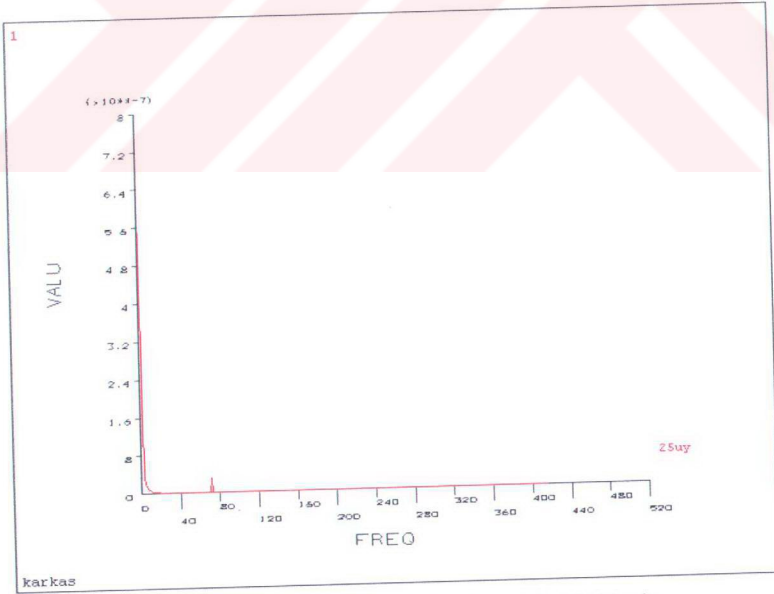
Şekil 5.14 34 numaralı düğüm noktasında x yönündeki titreşim



Şekil 5.15 34 numaralı düğüm noktasında y yönündeki titreşim



Şekil 5.16 25 numaralı düğüm noktasında x yönündeki titreşim



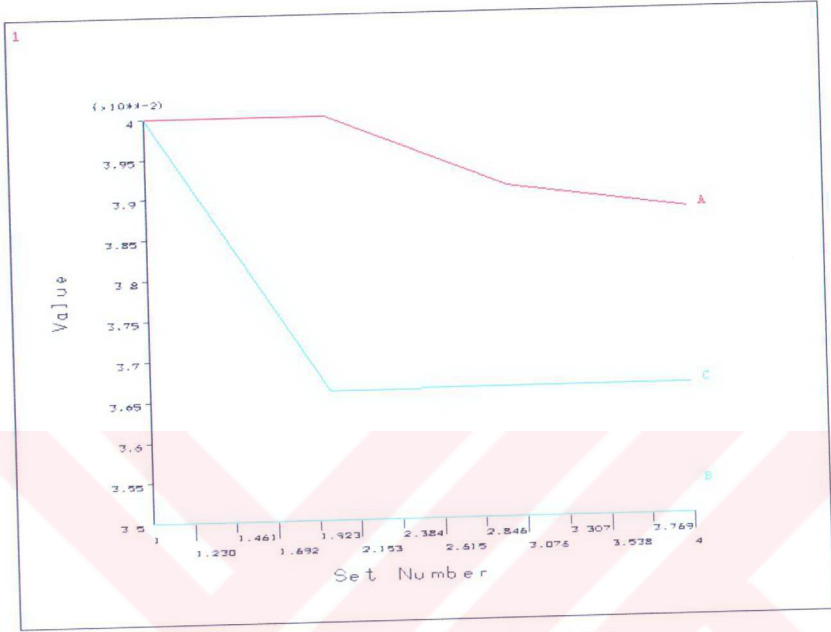
Şekil 5.17 25 numaralı düğüm noktasında y yönündeki titreşim

6 MAKSİMUM GERİLMEME GÖRE UYGUN KESİT BELİRLEME ÇALIŞMASI

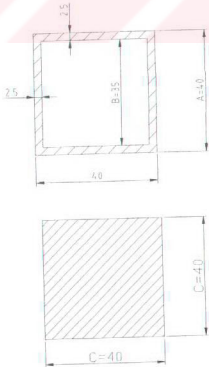
Bu bölümde yaptığımız çalışma tam anlamıyla optimizasyon olmasa da, 'karkas konstrüksiyonunda atış yapıldığında maksimum gerilmeye maruz kalan çubuğa bağlı olarak minimum çubuk kesiti ne olabilir?' sorusuna yanıt aranmaya çalışılarak bir çeşit optimizasyon çalışması yapılmıştır. Mühendislik dizaynlarında optimizasyon için standart bir teknik yoktur. Problem çözümünde hangi yöntemi kullanacağımız problemin kendisine bağlıdır. Optimizasyon metodları sadece bir bölümde anlatılabilecek bir konu değildir. Ancak biz yaptığımız bu çalışmada Ansys programını kullanarak bir sonuç elde ettik. Bu sonuçlar aşağıdaki şekillerde verilmiştir.

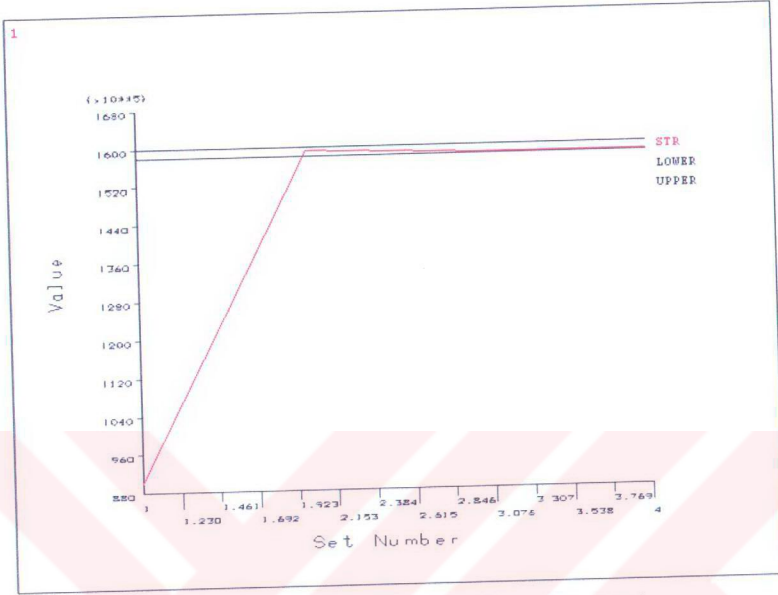
6.1 Uygun Kesit Belirleme Çalışması Sonuçları

Ansys programı kullanılarak çözüm yapılırken , kesit alanı 375mm^2 (yani 23...71 numaralı çubuklar) ve 1600mm^2 (yani 13...22 numaralı çubuklar) olan çubuklardaki kesit değişimlerine bağlı olarak gerilmelerdeki değişim gözlenmiştir. İstenen gerilme aralığı; maksimum gerilmenin olduğu çubuk elemana ait S (emniyet) katsayısının 1,5-1,55 aralığını geçmeyecek şekilde belirlenmiştir. Bu duruma en uygun kesiti arama esasına göre yapılan çözümün sonuçları, iterasyon sayısına göre kesit değişimi ve gerilme değeri grafik olarak aşağıdaki gibi düzenlenmiştir. Aşağıdaki grafikte belirtilen A ; Bölüm 3'te bahsi geçen ve 3.2 numaralı şekilde gösterilen 40x40 dolu profilin boyutunu ifade eder. Yine grafikte yer alan B ve C ifadeleri bölüm 3'te şekil 3.1'de gösterilen 40x40x2.5 kutu profile ait büyüklüklerdir. Bu ifadeler ayrıca grafiğin altındaki şekillerde gösterilmiştir.



Şekil 6.1 İterasyon sayısına göre kesit değerleri





Şekil 6.2 İterasyon sayısına göre elde edilen gerilme değeri

Kesit değişimi gerçekleştirildiğinde çubuklara ait gerilmeler ve S (emniyet) katsayıları aşağıda verilmiştir.

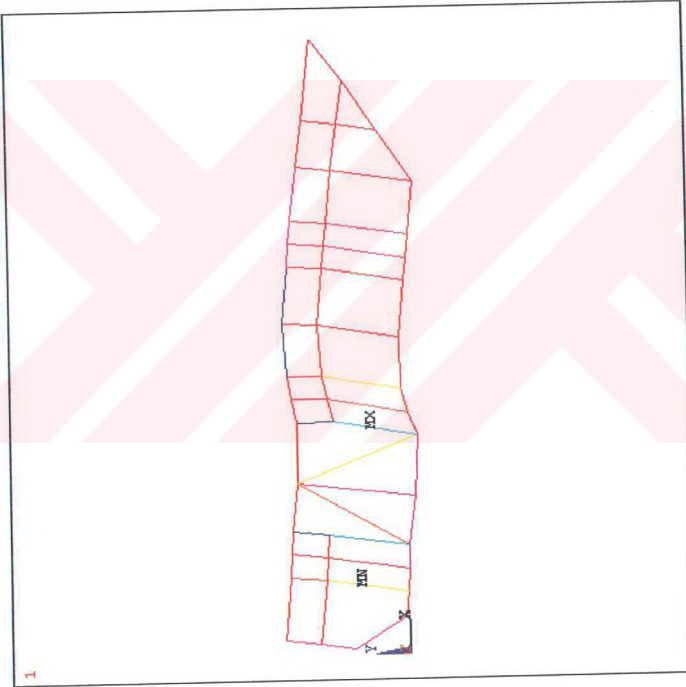
Çizelge 6.1 Çubuklardaki gerilmeler ve emniyet katsayıları

eleman no	Gerilme (N/mm ²)	S emniyet katsayısı	eleman no	Gerilme (N/mm ²)	S emniyet katsayısı
1	1,3555	177,0564	11	0,29861	803,7239
2	2,7061	88,6885	12	0,27743	865,0831
3	18,992	12,6369	13	0,70042	342,6516
4	24,454	9,8143	14	-0,56206	427,0007
5	24,522	9,7871	15	-2,8849	83,1918
6	2,934	81,7996	16	-4,3061	55,7349
7	0,94731	253,3490	17	-2,9921	80,2112
8	0,075741	3168,6933	18	-0,88967	269,7629
9	0,080579	2978,4435	19	2,0863	115,0362
10	0,24011	999,5419	20	23,663	10,1424

Çizelge 6.1'in devamı

eleman no	Gerilme (N/mm ²)	S emniyet katsayısı	eleman no	Gerilme (N/mm ²)	S emniyet katsayısı
21	-73,343	3,2723	47	-22,505	10,6643
22	-86,241	2,7829	48	-31,066	7,7255
23	50,551	4,7477	49	78,044	3,0752
24	37,58	6,3864	50	138,7	1,7304
25	22,906	10,4776	51	86,307	2,7808
26	12,954	18,5271	52	158,16	1,5175
27	6,9881	34,3441	53	-45,797	5,2405
28	3,6591	65,5899	54	-62,317	3,8513
29	0,87572	274,0602	55	-45,065	5,3256
30	-21,98	10,9190	56	-101,61	2,3620
31	-18,409	13,0371	57	-0,34424	697,1880
32	-7,4628	32,1595	58	-6,2954	38,1231
33	-16,318	14,7077	59	-2,7662	86,7616
34	-36,109	6,6465	60	-6,7872	35,3607
35	-51,271	4,6810	61	3,3688	71,2420
36	-38,345	6,2590	62	8,9164	26,9167
37	-25,188	9,5283	63	4,8676	49,3056
38	-15,791	15,1985	64	9,7575	24,5965
39	-9,6241	24,9374	65	-0,37459	640,7005
40	-5,8796	40,8191	66	-0,37413	641,4883
41	-2,5011	95,9578	67	1,0098	237,6708
42	13,265	18,0927	68	0,78756	304,7387
43	9,9261	24,1787	69	3,0399	78,9500
44	15,801	15,1889	70	2,0705	115,9140
45	-66,411	3,6139	71	-0,43316	554,0678
46	-115,17	2,0839			
MINİMUM GERİLME					
8	0,075741	3168,6933			
MAKSİMUM GERİLME					
52	158,16	1,5175			

ANSYS 5.4
 JAN 17 2001
 00:31:01
 ELEMENT SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 STRESS (NOAVG)
 DMX =.005312
 SMN =-.115E+09
 SMX =.156E+09



Şekil 6.3 Çubuklardaki gerilmeler

7 SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Ansysis ve Matlab programlarında hesaplanan yerdeğiştirmeler

Ansysis programı ile elde edilen değerler elemana ait deplasman iken, Matlab programı ile elde edilen sonuçlar ise düğüm noktalarındaki deplasmanlardır. Bu durumda, ansys programında yapılan çalışma sonucuna göre, pozitif x yönünde maksimum yerdeğiştirme, 33 numaralı elemana ait değerdedir. Negatif x yönünde maksimum değer 32 numaralı elemandadır. Minimum yerdeğiştirme ise 2 numaralı elemanda oluşmaktadırdır. Pozitif y yönünde oluşan maksimum değer 42 numaralı elemana ait iken, negatif y yönündeki maksimum değer 20 numaralı elemana aittir. Y yönünde oluşan minimum değer ise 62 numaralı elemanda oluşmaktadırdır. Bu değerler aşağıda verilmiştir.

+ x yönünde max. yerdeğiştirme=	0,00038026 m =0,38026mm	(33 no'lu eleman)
- x yönünde max. yerdeğiştirme=	-0,00014246 m=-0,14246mm	(32 no'lu eleman)
x doğrultusunda min. yerdeğiştirme=	-0,00000117 m = 0,00117mm	(2 no'lu eleman)
+ y yönünde max. yerdeğiştirme=	0,00065527 m = 0.65527mm	(42 no'lu eleman)
- y yönünde max. yerdeğiştirme=	-,0011453 m=-1,1453mm	(20 no'lu eleman)
y doğrultusunda min. yerdeğiştirme=	0,0000038683m=0,0038683mm	(62 no'lu eleman)

Matlab programına göre ise en büyük yerdeğiştirme 44 numaralı düğüm noktasında negatif yönde olmaktadır.

Ansysis programında hesaplanan gerilmeler

Karkas konstrüksiyonuna kuvvet 85^0 ile uygulandığında sistemde oluşan en büyük gerilme 52 numaralı elemanda meydana gelirken, en kk gerilme 71 numaralı elemanda oluşmaktadırdır. 52 numaralı elemanda oluşan gerilme= $90,264 \text{ N/mm}^2$, emniyet katsayısı = $2,6666$ 71 numaralı elemanda oluşan gerilme= $0,31895 \text{ N/mm}^2$, emniyet katsayısı = $752,469$ Kuvvet 45^0 ile uygulandığında oluşan maksimum gerilme yine 52 numaralı elemanda oluşurken, minimum gerilme 14 numaralı elemanda meydana gelmektedir. 52 numaralı elemanda oluşan gerilme= $142,73 \text{ N/mm}^2$, emniyet katsayısı = $1,68$ 14 numaralı elemanda oluşan gerilme= $-0,3024 \text{ N/mm}^2$, emniyet katsayısı = 793.65 Görüldüğü gibi en çok zorlanan çubuklar dahi emniyet sınırları dahilindedir.

Ansyst ve Matlab programlarında hesaplanan doğal frekanslar

Matlab'ta yapılan modal analiz sonuçları ile Ansys programında yapılan analiz sonuçları karşılaştırıldığında , sonuçlar bire bir örtüşmemektedir. Bunun nedeni kullanılan programların yaklaşım hassasiyetlerindeki fark olabilir. Matlab programı sonucunda çıkan sonuçlardan ilk frekans sifira yakın küçük bir değerdir. Bu sistemin rijitlik frekansı olarak anılmaktadır. Aşağıdaki çizelgede Matlab ve Ansys programı ile elde edilen ilk beş frekans, karşılaştırma yapılabilmesi açısından bir arada sunulmuştur. Sistemin rezonansa girmemesi için hesaplanan bu değerler göz önüne alınıp, hesaplanan bu frekanslarda zorlanmaması tavsiye edilir.

Çizelge 7.1 Frekans değerleri

Mod No	Matlab'te hesaplanan frekans(Hz)	Mod No	Ansys'te hesaplanan frekans(Hz)
1	0,0029		
2	96,65	1	112.97
3	163,19	2	178.93
4	220,04	3	219.88
5	241,20	4	275.47
6	324,04	5	303.53

Maksimum gerilmeye göre kesit küçültme çalışmasının değerlendirilmesi

Yapılan optimizasyon çalışması ile konstrüksiyonda ağırlık azaltılmasına gidilebilmiştir.

Elde edilen sonuca göre kesit değişimi ile araçta oluşacak hafiflik;

Aracın kütlesi ve Ağırlığı:

G:Tek taraf için araç ağırlığı

V:Tek taraf için toplam hacim

$$m=V \cdot \rho$$

$$m=15459,2225\text{cm}^3 \times 7,85\text{g/cm}^3$$

$$m=121354,8966\text{g}=121,35\text{kg}$$

$$G_k=121,35\text{kg} \times 9,81\text{N/kg}=1190,44\text{N}$$

Kesit değişimi sonrasındaki toplam hacim $V=11334,44605 \text{ cm}^3$

$$m_o = 11334,44605 \text{ cm}^3 \times 7,85 \text{ g/cm}^3$$

$$m_o = 88975,40149 \text{ g} = 88,975 \text{ kg}$$

$$G_o = 88,975 \text{ kg} \times 9,81 \text{ N/kg} = 872,848 \text{ N}$$

$$\text{Bu durumda araç } G_k - G_o = 1190,44 \text{ N} - 872,848 \text{ N}$$

$$= 317,591 \text{ N} \quad \text{hafiflemiş olur.}$$

$$\text{Hafifletme oranı} = \frac{G_k - G_o}{G_k} \cdot 100 = 26,678$$

Kaynak dikişleri göz önüne alınmadığı takdirde kesitlerde yapılacak değişiklikle araçta %26,678 oranında bir hafifle sağlanacaktır.

KAYNAKLAR

- Brown, K.D., (1990), An Introduction To The Finite Element Method Using Basic Programs, Surrey University Press, London.
- Harris, C.M. ve Charles E.C., (1961), Shock and Vibration Handbook Basic Theory And Measurements, McGraw-Hill Book Company, New York.
- Dieter, G., (1983), Engineering Design A Materials And Processing Approach, McGraw-Hill Book Company, Tokyo.
- Köksal, T., (1995), Sonlu Elemanlar Metodu, Yıldız Teknik Üniversitesi Matbaası, İstanbul
- Tahralı, N., Kaya, F., Yüksek, İ., ve Güçlü, R., (2000), Makine Dinamiği, Yıldız Teknik Üniversitesi Matbaası, Yayın No: ,İstanbul
- Tezcan, S.,(1970), Çubuk sistemlerin elektronik hesap makineleri ile çözümü : stifnes matrisleri metodu, İTÜ yayınevi, İstanbul
- Zienkiewicz, O. C.,(1989-1991), The finite element method / O.C. Zienkiewicz, R.L. Taylor, McGraw-Hill, London,
- Zienkiewicz, O. C.,(1971), The finite element method in engineering science, London: London,

EKLER

Ek1	Matlab'te yazılan yerdeğiştirme ve modal analiz programı.	115
Ek2	Çubuk düğüm noktalarına ait koordinatlar.	121
Ek3	Çubuk eleman bağlantılılık çizelgesi.	122
Ek4	Araca ait teknik bilgiler.	124



Ek 1 Matlab'te Yazılan Yerdeğiştirme Ve Modal Analiz Programı

```

GK=[];
GM=[];
GKK=[];
GMM=[];

mmr=[];
n = input('Eleman sayısını giriniz: ');
n1 = input('node sayısını giriniz: ');
Ee = input('Elastiklik young modülünü giriniz: ');
qe=input('çubuğun birim hacim kütlesini giriniz: ');

for d=1:1:n
    d
    %çubuk boyları
    Le = input('elemanın boyunu giriniz (m olarak): ');
    Q = input('elemanın açısını giriniz: ');
    %çubuk kesitleri
    Ae = input('Kesit alanı giriniz: ');
    Ie=input('çubuk kütle atalet momentini giriniz: ');

    %transformasyon

    L=cos(Q);
    m=sin(Q);

    T=[ L -m 0 0 0 0
        m L 0 0 0 0
        0 0 1 0 0 0
        0 0 0 L -m 0
        0 0 0 m L 0
        0 0 0 0 0 1];

    % kütle matrisinin ouşturulması
    me=qe*Le*Ae;

    mk=(me/420)*([140 0 0 70 0 0
        0 156 22*Le 0 54 -13*Le
        0 22*Le 4*Le^2 0 13*Le -3*Le^2
        70 0 0 140 0 0
        0 54 13*Le 0 156 -22*Le
        0 -13*Le -3*Le^2 0 -22*Le 4*Le^2]);

    %Katılık matrisinin oluşturulması

    k= [(Ae*Ee)/(Le) 0 0 (-Ae*Ee)/(Le) 0 0
        0 (12*Ee*Ie)/(Le)^3 (6*Ee*Ie)/(Le)^2 0 (-
12*Ee*Ie)/(Le)^3 (6*Ee*Ie)/(Le)^2

```

```

0 (6*Ee*Ie)/(Le)^2 (4*Ee*Ie)/Le 0 (-6*Ee*Ie)/(Le)^2
(2*Ee*Ie)/Le
-(Ae*Ee)/Le 0 0 (Ae*Ee)/Le 0 0
0 (-12*Ee*Ie)/(Le)^3 (-6*Ee*Ie)/(Le)^2 0
(12*Ee*Ie)/(Le)^3 (-6*Ee*Ie)/(Le)^2
0 (6*Ee*Ie)/(Le)^2 (2*Ee*Ie)/Le 0 (-6*Ee*Ie)/(Le)^2
(4*Ee*Ie)/Le];

```

```
Kk= T*k*T' ;
```

```
%kütle matrisinin transformasyonu
```

```
mkk=T*mk*T' ;
```

```
%eleman bağlantılılığının girilmesi
```

```
%serbestlik derecesi
```

```
sd=3*n1;
```

```
GK=zeros(3*n1);
```

```
GM=zeros(3*n1);
```

```
d
```

```
I=input('1. nokta Eleman bağlantılılığını giriniz: ');
```

```
J=input('2. nokta Eleman bağlantılılığını giriniz: ');
```

```
%Matrislerin birleştirilmesi
```

```
%rijitlik matrisi
```

```
I1=3*I-2;
```

```
I2=3*I-1;
```

```
I3=3*I;
```

```
J1=3*J-2;
```

```
J2=3*J-1;
```

```
J3=3*J;
```

```
GK(I1,I1)=Kk(1,1);
```

```
GK(I1,I2)=Kk(1,2);
```

```
GK(I1,I3)=Kk(1,3);
```

```
GK(I1,J1)=Kk(1,4);
```

```
GK(I1,J2)=Kk(1,5);
```

```
GK(I1,J3)=Kk(1,6);
```

```
GK(I2,I1)=Kk(2,1);
```

```
GK(I2,I2)=Kk(2,2);
GK(I2,I3)=Kk(2,3);
GK(I2,J1)=Kk(2,4);
GK(I2,J2)=Kk(2,5);
GK(I2,J3)=Kk(2,6);
```

```
GK(I3,I1)=Kk(3,1);
GK(I3,I2)=Kk(3,2);
GK(I3,I3)=Kk(3,3);
GK(I3,J1)=Kk(3,4);
GK(I3,J2)=Kk(3,5);
GK(I3,J3)=Kk(3,6);
```

```
GK(J1,I1)=Kk(4,1);
GK(J1,I2)=Kk(4,2);
GK(J1,I3)=Kk(4,3);
GK(J1,J1)=Kk(4,4);
GK(J1,J2)=Kk(4,5);
GK(J1,J3)=Kk(4,6);
```

```
GK(J2,I1)=Kk(5,1);
GK(J2,I2)=Kk(5,2);
GK(J2,I3)=Kk(5,3);
GK(J2,J1)=Kk(5,4);
GK(J2,J2)=Kk(5,5);
GK(J2,J3)=Kk(5,6);
```

```
GK(J3,I1)=Kk(6,1);
GK(J3,I2)=Kk(6,2);
GK(J3,I3)=Kk(6,3);
GK(J3,J1)=Kk(6,4);
GK(J3,J2)=Kk(6,5);
GK(J3,J3)=Kk(6,6);
```

```
% global kütle matrisi
```

```
GM(I1,I1)=mkk(1,1);
GM(I1,I2)=mkk(1,2);
GM(I1,I3)=mkk(1,3);
GM(I1,J1)=mkk(1,4);
GM(I1,J2)=mkk(1,5);
GM(I1,J3)=mkk(1,6);
```

```
GM(I2,I1)=mkk(2,1);
GM(I2,I2)=mkk(2,2);
GM(I2,I3)=mkk(2,3);
GM(I2,J1)=mkk(2,4);
GM(I2,J2)=mkk(2,5);
GM(I2,J3)=mkk(2,6);
```

```
GM(I3,I1)=mkk(3,1);
```

```
GM(I3,I2)=mkk(3,2);
GM(I3,I3)=mkk(3,3);
GM(I3,J1)=mkk(3,4);
GM(I3,J2)=mkk(3,5);
GM(I3,J3)=mkk(3,6);
```

```
GM(J1,I1)=mkk(4,1);
GM(J1,I2)=mkk(4,2);
GM(J1,I3)=mkk(4,3);
GM(J1,J1)=mkk(4,4);
GM(J1,J2)=mkk(4,5);
GM(J1,J3)=mkk(4,6);
```

```
GM(J2,I1)=mkk(5,1);
GM(J2,I2)=mkk(5,2);
GM(J2,I3)=mkk(5,3);
GM(J2,J1)=mkk(5,4);
GM(J2,J2)=mkk(5,5);
GM(J2,J3)=mkk(5,6);
```

```
GM(J3,I1)=mkk(6,1);
GM(J3,I2)=mkk(6,2);
GM(J3,I3)=mkk(6,3);
GM(J3,J1)=mkk(6,4);
GM(J3,J2)=mkk(6,5);
GM(J3,J3)=mkk(6,6);
```

```
if d<=1
    GK1=zeros(3*n1);
    GM1=zeros(3*n1);
```

```
end
GK1=GK1 + GK;
GM1=GM1 + GM;
end
```

```
% kuvvet matrisinin oluşturulması
```

```
fs=input('uygulanan kuvevetler sayısını giriniz: ');
for f=1:1:fs
```

```
F=input('uygulanan kuvveti giriniz(N) : ');
FQ=input('kuvvetin uygulanma açısını giriniz : ');
FI=input('kuvvetin uygulanma noktasını(node numarası) giriniz : ');
FX=F*cos(FQ);
FY=F*sin(FQ);
```

```
sd=3*n1
```

```
FF=zeros(sd,1);
FF(3*FI-2,1)=FX;
FF(3*FI-1,1)=FY;
```



```

% sınır şartlarının uygulanması
sill=[];

index=1:1:sd;

ss=input('sınır bağlantılarının sayısını giriniz: ');

for sk=1:1:ss
    mn=input('mesnet node numarasını giriniz: ');
    mt=input('mesnet kayar mı?(1) , sabit mi?(2) ankastre
mi?(3) : ');

    x=3*mn-2 ;
    y=3*mn-1 ;
    z=3*mn ;

    if mt==1
        Sil=[x]
    elseif mt==2
        Sil=[x y]
    elseif mt==3
        Sil=[x y z]
    end

    sill=[sill,Sil]

end

maxsil=max(size(sill));
sonmat=sd-maxsil;
flag=1;
sayl=0;
for I=1:1:maxsil
    sayl=0;
    flag=1;
    while flag==1
        sayl=sayl+1
        if index(sayl)==sill(I)
            for ata=sayl:1:sd-1
                index(ata)=index(ata+1);
            end
            sd=sd-1;
            flag=0;
        elseif sayl==sd
            disp('Bir sorun var');
            flag=0;
        end
    end
end
end

```

```
end
```

```
index(1:sonmat)
```

```
GK2=GK1(index(1:sonmat),index(1:sonmat))
```

```
GM2=GM1(index(1:sonmat),index(1:sonmat))
```

```
FF1=FF(index(1:sonmat),1)
```

```
% gerilme analizi
```

```
U=(inv(GK2))*FF1
```

```
%sistemin sönümsüz serbest titreşim analizi
```

```
v=eig(GK2,GM2)
```

```
w=sqrt(v)
```

```
w1=sort(w)
```

```
end
```


Ek 2 Çubuk düğüm noktalarına ait koordinatlar

Düğüm No	x	y
1	.22250	.00000
2	.37500	.00000
3	.51250	.00000
4	.65000	.00000
5	.94000	.00000
6	1.3050	.00000
7	1.4425	.00000
8	1.5800	.00000
9	1.8950	.00000
10	2.2350	.00000
11	2.3725	.00000
12	2.5100	.00000
13	2.8325	.00000
14	.00000	.27750
15	3.1075	.24813
16	.00000	.48250
17	.37500	.48250
18	.51250	.48250
19	.65000	.48250
20	1.3050	.48250
21	1.4425	.48250
22	1.5800	.48250
23	1.8950	.48250
24	2.2350	.48250
25	2.3725	.48250
26	2.5100	.48250
27	2.8325	.48250
28	3.1075	.48250
29	3.3673	.48250
30	.00000	.69250
31	.37500	.69250
32	.51250	.69250
33	.65000	.69250
34	.94000	.69250
35	1.3050	.69250
36	1.4425	.69250
37	1.5800	.69250
38	1.8950	.69250
39	2.2350	.69250
40	2.3725	.69250
41	2.5100	.69250
42	2.8325	.69250
43	3.1075	.69250
44	3.6000	.69250

Ek3 Çubuk eleman bağlantılılık çizelgesi

Elm No	i	j	eleman boyu
1	1	2	1 .152500
2	2	3	1 .137500
3	3	4	1 .137500
4	4	5	2 .290000
5	5	6	2 .365000
6	6	7	1 .137500
7	7	8	1 .137500
8	8	9	1 .315000
9	9	10	1 .340000
10	10	11	1 .137500
11	11	12	1 .137500
12	12	13	1 .322500
13	30	31	3 .375000
14	31	32	3 .137500
15	32	33	3 .137500
16	33	34	3 .290000
17	34	35	3 .365000
18	35	36	3 .137500
19	36	37	3 .137500
20	5	34	3 .692500
21	4	34	3 .750770
22	34	6	3 .782803
23	37	38	4 .315000
24	38	39	4 .340000
25	39	40	4 .137500
26	40	41	4 .137500
27	41	42	4 .322500
28	42	43	4 .275000
29	43	44	4 .492500
30	16	17	4 .375000
31	17	18	4 .137500
32	18	19	4 .137500
33	20	21	4 .137500
34	21	22	4 .137500
35	22	23	4 .315000
36	23	24	4 .340000
37	24	25	4 .137500
38	25	26	4 .137500
39	26	27	4 .322500
40	27	28	4 .275000
41	28	29	4 .259750
42	16	30	4 .210000
43	14	16	4 .205000
44	14	1	4 .355686
45	17	31	4 .210000
46	2	17	4 .482500
47	18	32	4 .210000

48	3	18	4	.482500
49	19	33	4	.210000
50	4	19	4	.482500
51	20	35	4	.210000
52	6	20	4	.482500
53	21	36	4	.210000
54	7	21	4	.482500
55	22	37	4	.210000
56	8	22	4	.482500
57	23	38	4	.210000
58	9	23	4	.482500
59	24	39	4	.210000
60	10	24	4	.482500
61	25	40	4	.210000
62	11	25	4	.482500
63	26	41	4	.210000
64	12	26	4	.482500
65	27	42	4	.210000
66	13	27	4	.482500
67	28	43	4	.210000
68	15	28	4	.234370
69	13	15	4	.370396
70	15	29	4	.349859
71	29	44	4	.313480



AĞIRLIK MERKEZİ ÖLÇÜMLERİ

07 MART 1997, İ.T.Ü. MOTORLAR LABORATUVARI (AYAZAĞA)

G	:	TAŞITIN AĞIRLIĞI [KG]
Fö	:	TAŞITIN ÖN AKS AĞIRLIĞI [KG]
Fa	:	TAŞITIN ARKA AKS AĞIRLIĞI [KG]
L	:	AKSLAR ARASI MESAFE [MM]
S	:	İZ GENİŞLİĞİ [MM]
Lö	:	AĞIRLIK MERKEZİNİN ÖN AKSA OLAN UZAKLIĞI [MM]
La	:	AĞIRLIK MERKEZİNİN ARKA AKSA OLAN UZAKLIĞI [MM]
h	:	AĞIRLIK MERKEZİNİN YERDEN YÜKSEKLİĞİ [MM]
H	:	TAŞIT AKSİNİN YERDEN KALDIRMA MESAFESİ [MM]
Rst	:	TEKERLEĞİN STATİK YARIÇAPI [MM]
FöH	:	TAŞITIN YERDEN H KADAR KALDIRILAN AKSİNİN AĞIRLIĞI [MM]

ARAÇLAR YÜKSÜZ DURUMDA

ARAÇ ADI	L	S	Rst	Fö	Fa	FöH	H	G	La	Lö	AÇI	h	DEVİRİLME AÇILARI		
													YAN ÖN / ARKA	YÖN	
KOMUTA KONTROL	2930	1450	375	793	905	775	250	1698	1368	1562	6,86	633	48,9	65,2	ARKAYA
AMPULANS	2930	1450	375	754	1264	704	225	2028	1104	1826	6,37	1152	32,2	43,8	ARKAYA
ASKARAD	2930	1450	375	852	1570	810	365	2422	1031	1899	7,16	780	42,9	52,9	ARKAYA
6x6 KAROSERSİZ	1860	1640	396	1167	1263	1095	390	2430	893	967	12,10	653	51,5	53,8	ARKAYA

ARAÇLAR YÜKLÜ DURUMDA

ARAÇ ADI	L	S	Rst	Fö	Fa	FöH	H	G	La	Lö	AÇI	h	DEVİRİLME AÇILARI		
													YAN ÖN / ARKA	YÖN	
KOMUTA KONTROL	2930	1450	375	899	1243	872	335	2142	1230	1700	6,57	696	46,2	60,5	ARKAYA
AMPULANS	2930	1450	375	837	1517	795	325	2354	1042	1888	6,37	843	40,7	51,0	ARKAYA
ASKARAD	LOAD CELL KAPASİTESİNİN SINIRLI OLMASI NEDENİYLE ÖLÇÜM YAPILMADI														
6x6 KAROSERSİZ	1860	1640	396	1397	1290	1305	385	2687	967	893	11,95	697	49,6	54,2	ÖNE

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	03.07.1976	
Doğum yeri	Samsun	
Lise	1990-1993	Samsun Namık Kemal Lisesi
Lisans	1993-1997	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı
Yüksek Lisans	1998-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri nstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

Çalıştığı Kurum

1998-2000 Tezsan Takım Tezgahları San ve A.Ş.