

57528

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

UZAY KAFES SİSTEMLERİN
SONLU ELEMANLARLA ÇÖZÜMÜ

İnşaat Müh. Murat TİTİZOĞLU

F.B.E. İnşaat Anabilim Dalı Mekanik Programında
hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Sinan ÇAĞDAŞ

İSTANBUL, 1996

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1. Sonlu Eleman Çözüm Prosedürü

6



TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1. Sonlu Eleman Çözüm Hataları	7
Tablo 7.1. Sonlu Elemanlar Programı için Bir Akış Diyagramı	24
Tablo 8.1. Frame Programının Yapısı	26
Tablo 8.2. Stress Programının Yapısı	26



ŞEKİL LİSTESİ	III
TABLO LİSTESİ	IV
TEŞEKKÜR	
İÇİNDEKİLER	VII
TÜRKÇE ÖZET	IX
İNGİLİZCE ÖZET	XI
1. GİRİŞ	1
2. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ	2
2.1 Sonlu Elemanlar Yönteminin Uygulama Alanları	4
2.2 Avantajlar	4
2.3 Analiz Sonuçlarının Yakınsaklığı	5
3. İKİ BOYUTLU ALAN DENKLEMİ	9
3.1 Diferansiyel Denklemlerin Düzenlenmesi	9
3.2 Deplasmana Bağlı Sonlu Elemanlar Metodunun Formülasyonu	9
4. DÜZLEM ÇERÇEVE ELEMANI	11
4.1 Yapısal Model	11
4.2 Eleman Rijitlik Matrisi	11
5. ELASTİSİTE TEORİSİ	13
5.1 Gerilme, Şekil Değiştirme ve Hooke Kanunu	13
5.2 Şekil Değiştirme Yer Değiştirme Denklemleri	14
5.3 Gerilme Bileşenleri	14
5.4 Spesifik Problemler için Genelleştirilmiş Koordinatlar Modelleri	15
5.5 Kafes ve Kiriş Elemanları	16
5.6 Eksene Göre Simetrik Elemanlar	16
5.7 Plak Eğilmesi ve Kabuk Elemanlar	17
6. İKİ BOYUTLU ELASTİSİTE	18
6.1 Düzlem Gerilme	18
6.2 Düzlem Şekil Değiştirme	19
7. PROGRAMLAMA	21

7.1	Bilgisayar Analizi	22
7.2	Veri Giriş	22
8	ANALİZ İÇİN KULLANILAN PROGRAMLAR	25
8.1	Frame Programı	25
8.2	Stress Programı	26
8.3	Frame Veri Giriş Dosyası	27
8.4	3DTruss Veri Giriş Dosyası	28
8.5	Stress Veri Giriş Dosyası	29
9	SONUÇ VE ÖNERİLER	30
	KAYNAKLAR	
EK 1	2D FRAME (DÜZLEM ÇERÇEVE PROGRAMI)	
EK 2	3D TRUSS (UZAY KAFES PROGRAMI)	
EK 3	STRESS (GERİLME PROGRAMI)	
EK 4	ÖRNEKLER	
	ÖZGEÇMİŞ	

TÜRKÇE ÖZET

Karşılaşılan mühendislik problemlerinin çoğunun çözümünü elde etmek için sonlu elemanlar yöntemi bir sayısal metoddur. Bu yöntemin iki alt bölümü vardır. Birincisi yapının eleman kuvvetleri ve düğüm noktası yer değiştirmelerinden sağlanan sınırlı elemanlardan yararlanmaktır. Diğeri ise ısı transferi, akışkanlar mekaniği ve mekanik problemlerin yaklaşık çözümlerini elde etmek için sürekli elemanlar kullanılır. Sınırlı eleman kullanan formülasyon, yapıların matris metodu olarak bilinir ve klasik yapı analiz sonuçlarını elde eder. Sonlu elemanlar yönteminde ikinci yaklaşım gerçek sonlu elemanlar yöntemidir. Düğüm noktası olarak adlandırılan özle noktalarda istenen parametrelerin değişkenlerin değerlerini yaklaşık olarak elde eder. Bir genel amaçlı sonlu elemanlar bilgisayar programı, bu nedenle, hem problemlerin tipine hem de sonlu elemanlar yönteminin çözümünde hem sınırlı eleman hem de sürekli eleman formülasyonu sıklıkla kullanılmaktadır.

Sonlu elemanlar yöntemi lineer ve lineer olmayan denklem sistemlerinin üretiminde bir çok matematiksel kavramları birleştirmektedir. Denklem sayısı, genellikle çok geniştir, bazı yerde 20 den 20,000 e kadar veya daha fazla denklem sistemi içeren bilgisayar gücüne ihtiyaç vardır. Bilgisayarın bulunmadığı hallerde bu metod çok az pratik değere sahiptir.

Sonlu elemanlar metodunun bir analiz yöntemi olarak ortaya çıkması esas olarak elektronik dijital bilgisayarların gelişmesiyle olmuştur. Bir yapı veya süreklilik probleminin nümerik sonuçlarını elde edebilmek için sözkonusu sistemin tepkimelerinden oluşturulmuş cebirsel denklemlerini yazmak ve de çözmek gerekmektedir. Karmaşık problemlerin cebirsel denklemlerinin etkili bir biçimde oluşturulup çözülmesi, bilgisayarda sonlu elemanlar metodunun kullanılmasıyla mümkün olmaktadır. Sonlu elemanlar metodunun yaygınlaşmasına, seçilen sistemlerin genel sistemler olması, esas denklemlerinin oluşturulmasının kolay olması ve de sistem matrislerinin nümerik özelliklerinin iyi olması sebep olmuştur.

Sonlu elemanlar metodu ilk önceleri yapı mekaniği problemlerinin analizinde kullanılmak üzere fiziki bazda geliştirilmiştir. Ancak daha sonraları bu metodun pek çok farklı problem sınıfına da rahatlıkla uygulanabileceği farkedildi. Burada katı cisim ve yapı mekaniğindeki lineer problemlerde sonlu elemanlar metodunun uygulanışı incelenecektir.

Bu problemlerin çözümü için Fortran bilgisayar programlama dilinde üç adet bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu programlar FRAME, 3DTRUSS, ve STRESS'dir. FRAME programı ile düzlem çerçeve, kafes, kiriş ve eksenel çubuk eleman tipindeki problemlerin analizi elde edilir. 3DTRUSS programı ile üç boyutlu uzay kafes elemanların analizi yapılmaktadır. STRESS programı ile iki boyutlu düzlem gerilme hallerini içeren problemler incelenmektedir.



İNGİLİZCE ÖZET

The finite element method is a numerical procedure for obtaining solutions to many of the problems encountered in engineering analysis. It has two primary subdivisions. The first utilizes discrete elements to obtain the joint displacements and member forces of a structural framework. The second uses the continuum elements to obtain approximate solutions to heat transfer, fluid mechanics, and solid mechanics problems. The formulation using the discrete elements is referred to as the "matrix analysis of structures" and yields results identical with the classical analysis of structural frameworks. The second approach is the true finite element method. It yields approximate values of the desired parameters at specific points called nodes. A general finite element computer program, however, is capable of solving both types of problems and the name "finite element method" is often used to denote both the discrete element and the continuum element formulations.

The finite element method combines several mathematical concepts to produce a system of linear or nonlinear equations. The number of equations is usually very large, anywhere from 20 to 20,000 or more and requires the computational power of the digital computer. The method has little practical value if a computer is not available.

It is impossible to document the exact origin of the finite element method because the basic concepts have evolved over a period of 150 or more years. The method as we know it today is an outgrowth of several papers published in the 1950s that extended the matrix analysis of structures to continuum bodies. The space exploration of the 1960s provided money for basic research, which placed the method on a firm mathematical foundation and stimulated the development of multiple purpose computer programs that implemented the method. The design of airplanes, missiles, space capsules and the like, provided application areas.

Although the origin of the method is vague, its advantages are clear. The method is easily applied to irregular shaped objects composed of several different materials and having mixed boundary conditions. It is applicable to steady state and time dependent problems as well as problems involving nonlinear material properties. General computer programs that are the user independent can be, and have been developed. User assisting programs that generate a grid from a limited number of shape defining points are available as well as programs that analyze the results and display them in graphic form for further study.

The finite element method is the computational basis of many computer assisted design programs. The increased use of computer assisted design makes it imperative that the practicing engineer have a knowledge of how the finite element method works.



1. GİRİŞ

Karşılaşılan mühendislik problemlerinin çoğunun çözümünü elde etmek için sonlu elemanlar yöntemi bir sayısal metoddur. Bu yöntemin iki alt bölümü vardır. Birincisi yapının eleman kuvvetleri ve düğüm noktası yer değiştirmelerinden sağlanan sınırlı elemanlardan yararlanmaktır. Diğeri ise ısı transferi, akışkanlar mekaniği ve mekanik problemlerin yaklaşık çözümlerini elde etmek için sürekli elemanlar kullanılır. Sınırlı eleman kullanan formülasyon, yapıların matris metodu olarak bilinir ve klasik yapı analiz sonuçlarını elde eder. Sonlu elemanlar yönteminde ikinci yaklaşım gerçek sonlu elemanlar yöntemidir. Düğüm noktası olarak adlandırılan özle noktalarda istenen parametrelerin değişkenlerin değerlerini yaklaşık olarak elde eder. Bir genel amaçlı sonlu elemanlar bilgisayar programı, bu nedenle, hem problemlerin tipine hem de sonlu elemanlar yönteminin çözümünde hem sınırlı eleman hem de sürekli eleman formülasyonu sıklıkla kullanılmaktadır.

Sistem elemanlara ayrılırken, elemaların yeter dereceden küçük alınması gerekmektedir. Özellikle iç kuvvetlerin hızlı değiştiği bölgelerde elemanlar daha da küçük seçilmelidir.

Uygulamada çok sık rastlanan bazı sürekli elastik sürekli sistemlere ait fiktif eşdeğer çubuk sistemlerin karakteristiklerinin ve sürekli sisteme ait aranan iç kuvvet bileşenlerinin nasıl tayin edileceği aşağıda sıra ile gösterilmiştir. Burada sürekli ortamın izotrop ve lineer elastik malzemeden yapılmış bulunduğu ve deplasmanların çok küçük olduğu kabul edilmiştir.

Sonlu elemanlar yöntemi lineer ve lineer olmayan denklem sistemlerinin üretiminde bir çok matematiksel kavramları birleştirmektedir. Denklem sayısı, genellikle çok geniştir, bazı yerlerde 20 den 20,000 e kadar veya daha fazla denklem sistemi içeren bilgisayar gücüne ihtiyaç vardır. Bilgisayarın bulunmadığı hallerde bu metod çok az pratik değere sahiptir.

Bu problemlerin çözümü için Fortran bilgisayar programlama dilinde üç adet bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu programlar FRAME, 3DTRUSS, ve STRESS'dir. FRAME programı ile düzlem çerçeve, kafes, kiriş ve eksenel çubuk eleman tipindeki problemlerin analizi elde edilir. 3DTRUSS programı ile üç boyutlu uzay kafes elemanların analizi yapılmaktadır. STRESS programı ile iki boyutlu düzlem gerilme hallerini içeren problemler incelenmektedir.



2 SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

Metod karışık sınır şartlarına ve çok farklı malzemelerden birleşen düzensiz şekilli nesnelere kolay bir şekilde uygulanabilir. Sonlu elemanlar yöntemi bir çok bilgisayar destekli çizim programlarına bir temel teşkil etmektedir. Bilgisayar destekli çizim programlarının kullanımının artması ile sonlu elemanlar yöntemi çalışmaları artmıştır.

Sonlu elemanlar metodunun bir analiz yöntemi olarak ortaya çıkması esas olarak elektronik dijital bilgisayarların gelişmesiyle olmuştur. Bir yapı veya süreklilik probleminin nümerik sonuçlarını elde edebilmek için sözkonusu sistemin tepkimelerinden oluşturulmuş cebirsel denklemlerini yazmak ve de çözmek gerekmektedir. Karmaşık problemlerin cebirsel denklemlerinin etkili bir biçimde oluşturulup çözülmesi, bilgisayarda sonlu elemanlar metodunun kullanılmasıyla mümkün olmaktadır. Sonlu elemanlar metodunun yaygınlaşmasına, seçilen sistemlerin genel sistemler olması, esas denklemlerinin oluşturulmasının kolay olması ve de sistem matrislerinin nümerik özelliklerinin iyi olması sebep olmuştur.

Sonlu elemanlar metodu ilk önceleri yapı mekaniği problemlerinin analizinde kullanılmak üzere fiziki bazda geliştirilmiştir. Ancak daha sonraları bu metodun pek çok farklı problem sınıfına da rahatlıkla uygulanabileceği farkedildi. Burada katı cisim ve yapı mekaniğindeki lineer problemlerde sonlu elemanlar metodunun uygulanışı incelenecektir.

Sonlu elemanlar metodunun icat edilmesine ait kesin bir tarih verilememesine karşın, metodun kökleri üç ayrı araştırma grubuna kadar uzanmaktadır, uygulamalı matematikçiler, fizikçiler ve de mühendisler. Aslında sonlu elemanlar metodu esas gelişmesini mühendisler tarafından sürdürülen bağımsız çalışmalarda gösterdi. Önemli ve orijinal katkılar, Turner, Argyris ve Kelsey'in makalelerinde ortaya çıktı. Sonlu elemanlar adı Clough tarafından, düzlem gerilme analizi için kullandığı metodu anlattığı makalede kullanıldı.

O zamandan beri bu teknik üzerine pek çok araştırma yapılmıştır. Günümüzde de sonlu elemanlar metoduyla ilgili pek çok yayın bulunmaktadır.

Bugün sonlu elemanlar kavramı çok geniş bir alanı kapsamaktadır. Katı cisim ve yapı mekaniği analizleriyle sınırlasak bile metodu uygulamanın pek çok değişik yolu mevcuttur. Varyasyonlu formülasyonlar sözkonusu olduğunda metodun bu özelliği açık bir biçimde görülebilmektedir. Pratik problemlerin çözümü için yaygın olarak kullanılan önemli bir formülasyon ise deplasmana bağlı sonlu elemanlar metodudur. Pratik olarak bütün genel amaçlı analiz programları bu formülasyonu kullanarak yazılmıştır. Bu formülasyon basitliği, genelliği ve de iyi nümerik özelliklere sahip oluşuyla dikkat çekmektedir. Deplasmana bağlı sonlu elemanlar metodunun uygulanışında kullanılacak olan nümerik teknikler diğer formülasyonlara da direkt olarak uygulanabilmektedir.

2.1 Sonlu Elemanlar Yönteminin Uygulama Alanları

- Yapı mühendisliği = Çubuk yapılar, plaklar ve kabuklar, burulma
- Zemin mekaniği = Şevlerin, barajların, tünellerin gerilme analizi ve sızma
- Hidrolik = Viskoz akış, tortu (çökelti) nakli, dalga yapılması
- Isı transferi = Isı iletimi
- Elektrik mühendisliği = devre analizi, manyetik potansiyel dağılım

2.2 Avantajlar

- 1- Düzensiz ve üniform olmayan sınır koşulları
- 2- Düzensiz ve üniform olmayan yükleme ve geometri
- 3- Problemin boyutu sınırlı değildir.
- 4- Kompleks ve yüksek mertebeden problemlerin çözümü uygulanabilir.

2.3 Analiz Sonuçlarının Yakınsaklığı

Genel olarak sonlu elemanlar metodu fiziki problemin idealizasyonunu yapıp mekanik bir tanımlama yapmayı ve de sonrada bu idealizasyonun sonlu elemanlar çözümünü bulmaktan ibarettir. Şekil 2.1 de bu kavramlar özetlenmiştir. Pratik bir analizde fiziksel problemin sonlu elemanlar idealizasyonu direkt olarak yapılmaktadır. Ancak eleman sayısı arttıkça sonlu eleman çözümünün yakınsaklığını inceleyebilmek için sonlu eleman gösteriminde mekanik idealizasyonun yapıldığını akıldan çıkarmamak gerekir. Yani, doğru bir sonlu elemanlar çözümünde (eleman sayısı arttıkça sonuç) kesin sonuçları veren diferansiyel denklemlerin analitik sonuçlarına yakın olmalıdır. Dahası bu yakınsama sonlu elemanlar şemasının bütün karakteristiklerini sergilemektedir. Çünkü hareketin diferansiyel denklemlerinin kesin olması için tüm değişkenlerin (gerilme, deplasman, şekil değiştirme) denklemleri sağlaması gerekmektedir. Diferansiyel denklemler bilinmiyor veya analitik sonuçlar elde edilemiyorsa, sonlu elemanlar sonuçlarının yaklaşıklığı ancak mekanik idealizasyondaki kinetik, statik şartların sağlanmasıyla ölçülebilir.

Sonlu elemanlar çözümüyle kesin çözüm arasındaki yaklaşıklığı incelerken sonlu elemanlar sonuçlarını etkileyen değişik hata kaynakları olduğunu da hatırdan çıkarmamak gerekir. Tablo 2.1 genel hata kaynakları özetlenmiştir. Bilgisayardan kaynaklanan yuvarlatma hatası olabilir, hareket denklemlerinin nümerik entegrasyonunda dinamik tepkime hesaplarında hata olabilir. Mod süperpozisyonu analizinde sadece birkaç modla getirildiği için hatalar olabilir, iterasyon çözümü sırasında da hatalar olabilir.

Burada sadece sonlu elemanlar diskretizasyon hataları üzerinde durulacaktır. Bu hatalar yapının idealizasyonuna, sonlu elemanlarının sürekliliğine ve sonucun değişkenlerinin interpolasyonuna bağlıdır. Bu arada diğer hataların oluşmadığı sadece diskretizasyon hatasının işlendiği bir model örnek incelenecektir. Lineer elastik statik bir problem ele alınacaktır. Böyle bir problemin analizinde kullanılan deplasmana bağlı sonlu elemanlara

bağlı olarak, eleman sayısı artırıldıkça kesin sonuca monotonik veya monotonik olmayan bir şekilde yakınsama olabilir.

Esas Fiziki Problem

Geometri

Malzeme

Yükler

Sınır Şartları



Mekanik İdealizasyon

Kinetik	kafes düzlem gerilme üç boyutlu Kirchoff plağı	Hareket Ana Diferansiyel Denklemleri
Malzeme	izotropik lineer elastik Mooney Rivlin lastiği	
Yükler	konsantre santrifuj	
Sınır Şartları	deplasmanlar	

Sonlu Eleman Çözümü

Eleman seçimi ve sonuç prosedürü

Mekanik idealizasyonun yaklaşık tepkisi

Şekil 2.1 Sonlu eleman çözüm prosedürü

Tablo 2.1 Sonlu eleman çözüm hataları

Hata	Hatanın Oluşum Sebebi
Diskritizasyon	sonlu elemanlar enterpolasyonu kullanımı
Uzayda nümerik entegrasyon	nümerik entegrasyonla sonlu eleman matrislerinin değerlendirilmesi
Dinamik denge denklemlerinin çözümü	Direkt zaman entegrasyonu mod süperpozisyonu
İtarasyonla sonlu elemanlar denkleminin çözümü	Denklemleri kurma ve çözüm

Monotonik yakınsama olabilmesi için elemanlar tam ve birbirine uygun olmalıdır. Bu şartlar sağlandığında, sonlu elemanlar ağı daha küçük elemanlara bölündükçe çözümün hassaslığı da artmaktadır. Ağı iyileştirmek için mevcut eleman iki veya daha çok elemana bölünmelidir. Böylece yeni ağ eski ağ da içinde saklamış olmaktadır. Bu da matematiksel olarak şu anlama gelmektedir. Sonlu elemanlar interpolasyon fonksiyonlarının yeni yeri daha önce kullanılan yeri içerecektir. Ağ iyileştikçe sonlu eleman çözüm yerinin boyutu kesin çözümü buluncaya kadar sürekli artarak büyüyecektir.

Eleman bütünlüğü şartı elemanın deplasman fonksiyonunun sabit şekil değiştirme durumlarını ve de rijit cisim deplasmanlarını gösterebilmesi anlamına gelmektedir.

Rilit cisim deplasmanları, elemanın içinde gerilme oluşmadan rijit cisim kalabildiği deplasman modlarıdır. Örneğin iki boyutlu düzlem gerilme elemanı düzlemini her iki yönüne de üniform olarak aktarabilmeli ve şekil değiştirmeden dönebilmelidir.



3 İKİ BOYUTLU ALAN DENKLEMLERİ

Sonlu elemanlar yöntemi üç alt adıma bölünebilir. Bunlar, (1) eleman enterpolasyon özelliklerinin kurulması, (2) eleman matrislerinin değerlendirilmesi ve (3) gerçek bir problemin çözümüdür. Eleman matrisin iki boyutlu alan denklemi aşağıdaki gibidir.

$$D_x \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + D_y \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} - G\phi + Q = 0 \quad (3.1)$$

3.1 Diferansiyel Denklemlerin Düzenlenmesi

Dairesel olmayan kesitlerin burulmasında (3.2) denklemi kullanılır.

$$\frac{1}{g} \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{1}{g} \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + 2\theta = 0 \quad (3.2)$$

Burada g elemanın kayma modülü, θ dönme açısıdır. (3.2) denklemi, (3.1) denkleminde $D_x=D_y=1/g$, $G=0$ ve $Q=2\theta$ alınarak elde edilmiştir. Akışkanlar mekaniğinde ideal irrasyonel akış için (3.3) denklemi kullanılır.

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = 0 \quad (3.3)$$

3.2 Deplasmana Bağlı Sonlu Elemanlar Metodunun Formülasyonu

Deplasmana bağlı sonlu elemanlar metodu, deplasman metodunun bir uzantısı olarak kabul edilebilir. Deplasman metodu kiriş ve kafes sistemlerin analizinde uzun yıllar kullanılmaktadır. Kiriş ve kafes sistemlerin deplasman metoduyla analizinde takip edilecek temel adımlar şunlardır:

- 1) Bütün yapıyı kiriş ve kafes elemanların düğüm noktalarında birleşiminden oluşmuş şekilde idealize etmek,

2) Bilinmeyen düğüm noktaları deplasmanlarının tanımlanarak idealize edilmiş bütün sistemin tepkimesinin oluşturulması,

3) Kuvvet - denge denklemlerinin bilinmeyen düğüm noktası deplasmanlarına uygun gelecek şekilde oluşturulması ve de çözümü,

4) Kiriş ve kafes elemanlarının uç deplasmanlarının bulunmasından sonra içsel eleman gerilme dağılımının hesaplanması,

5) Yapılan kabulleri de dikkate alarak idealize edilmiş sistemden elde edilen deplasman ve gerilmelerin yorumlanması.

Pratik analiz ve dizaynda en önemli adımlar, adım 1'deki gibi sistem seçimi ve de adım 5'deki sonuçların doğru yorumlanmasıdır. Analizi yapılacak esas sistemin karmaşıklığına bağlı olarak, sistemin karakteristiği ve de mekanik davranışı hakkında esaslı bilgiye ihtiyaç duyulabilir.



4. DÜZLEM ÇERÇEVE ELEMANI

Mafsallı ve kaynaklı düğüm noktaları yapı çerçevelerinde sıkça kullanılır. Bütün kaynaklı düğümler ve iki ve dah fazla mafsallı düğümler rijit düğüm noktaları olarak hareket ederler. Bir rijit düğümde birleşen elemanlar aynı miktarda döner ve iletirler. Rijit bir düğümde birleşen elemanlar eğilme momenti gibi eksenel vekayma kuvvetleri desteklerler.

4.1 Yapısal Model

Düzlem çerçeve elemanı, iki boyutlu eksenel kuvvet elemanı ve kiriş elemanın bir kombinasyonudur. Her noktada yatay ve düşey yer değiştirmeye ve bunlara ilave olarak dönmeye sahiptir. Önemli eleman değişkenleri E elastisite modülü, A enkesit alanı, I atalet momenti ve L uzunluğudur.

4.2 Eleman Rijitlik Matrisi

Atı adet yer değiştirme olmasından dolayı, eleman rijitlik matrisi altı satır ve kolondan oluşur. Eleman rijitlik matrisi aşağıdaki gibidir.

$$[k^{(e)}] = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} \frac{AL^2}{I} & 0 & 0 & -\frac{AL^2}{I} & 0 & 0 \\ 0 & 12 & 6L & 0 & -12 & 6L \\ 0 & 6L & 4L^2 & 0 & -6L & 2L^2 \\ -\frac{AL^2}{I} & 0 & 0 & \frac{AL^2}{I} & 0 & 0 \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 12 & -6L \\ 0 & 6L & 2L^2 & 0 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

Koordinat dönüşüm matrisi (4.2) de görüldüğü gibidir.

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

5 ELASTİSİTE TEORİSİ

5.1 Gerilme, Şekil Değiştirme ve Hooke Kanunu

Bir noktadaki gerilme hali altı gerilme bileşeni ile tanımlanmaktadır. Bu gerilme bileşenleri, uygulanan dış kuvvetlere karşı koyan iç kuvvetler tarafından üretilirler. Dış doğru normal koordinat yönünde ve pozitif koordinat yönündeki gerilme bileşenleri pozitiftir. Bu altı bileşen $\{\sigma\}$ kolon vektöründe yer alırlar.

$$\{\sigma\}^T = [\sigma_{xx} \quad \sigma_{yy} \quad \sigma_{zz} \quad \sigma_{xy} \quad \sigma_{yz} \quad \sigma_{yz}] \quad (5.1)$$

Bir katı cisme kuvvet ve/veya ısı uygulanması, cisimde deformasyona neden olur. Cismin her bir noktası yeni bir yere taşınır. Sonuç yer değiştirme x, y ve z eksenlerine paralel u, v ve w isimli üç bileşendir. Gerilme ve elastik şekil değiştirme bileşenleri Hooke Kanunu olarak bilinen bir takım katsayılar ile ilgilidir. Şekil değiştirme deformasyonların ölçülmesinden hesaplanır.

Hooke Kanunu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\{\varepsilon\} = [C]\{\sigma\} \text{ veya } \{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (5.2)$$

$$[C] = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\mu & -\mu & 0 & 0 & 0 \\ -\mu & 1 & -\mu & 0 & 0 & 0 \\ -\mu & -\mu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

Burada, E elastisite modülünü μ poisson oranı ve $a = 2(1 + \mu)$

$$[D] = \frac{E}{1 + \mu} \begin{bmatrix} d & b & b & 0 & 0 & 0 \\ b & d & b & 0 & 0 & 0 \\ b & b & d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c \end{bmatrix} \quad (5.4)$$

$$d = \frac{1-\mu}{1-2\mu} \text{ ve } c = \frac{1}{2}$$

$[D][C] = [C][D] = [I]$ dır Burada $[I]$ birim matristir. Poisson oranı $1/2$ den az olduğunda (5.3) ve (5.4) geçerlidir.

5.2 Şekil Değiştirme - Yer Değiştirme Denklemleri

Her bir noktadaki her bir yer değiştirme bileşeni üç koordinat yönünde bir fonksiyondur.

$$u=f(x,y,z), v=g(x,y,z) \text{ ve } w=h(x,y,z) \quad (5.5)$$

Sonlu elemanlar yaklaşımında bu fonsiyonlar süreklidir.

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = [N] \{U^{(e)}\} \quad (5.6)$$

Burada, $\{U^{(e)}\}$ eleman düğüm noktaları yer değiştirmelerini kapsayan bir kolon vektördür. $[N]$ matrisi eleman şekil fonksiyonlarını kapsar; üç satır ve $\{U^{(e)}\}$ bileşeni kadar kolondan oluşur.

Şekil değiştirme bileşenleri $\{e\}$ ve yer değiştirmeler birbirleriyle ilişkilidir. Bu ilişkiye şekil değiştirme ve yer değiştirme denklemleri ilişkisi denilmektedir.

$$\begin{aligned} e_{xx} &= \frac{\partial u}{\partial x} & e_{yy} &= \frac{\partial v}{\partial y} & e_{zz} &= \frac{\partial w}{\partial z} \\ e_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} & e_{xz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} & e_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{aligned} \quad (5.7)$$

5.3 Gerilme Bileşenleri

Yapısal ve makina bileşenlerinin tasarım kriteri, gerilme bileşenlerinin veya maksimum yer değiştirme değerini içermektedir. Düğüm noktası yerdeğiştirmeleri, sonlu elemanlar yöntemiyle çözülen denklemler sisteminde mevcuttur. Eleman gerilme bileşenleri, bilinen eleman düğüm noktası yer değiştirmelerinin hesaplanmasıdır.

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (5.8)$$

$$\{\sigma^{(e)}\} = [D][B]\{U^{(e)}\} \quad (5.9)$$

5.4 Spesifik Problemler için Genelleştirilmiş Koordinat Modelleri

Spesifik problemlerle ilgili sonlu eleman matrislerinin genel sonlu elemanlar denklemlerinden oluşturulması aşağıdadır. Her ne kadar teoride üç boyutlu çözümde mevcut ise de problemin pratik analizi açısından boyut sayısını azaltmak gerekli olmaktadır. Sonlu elemanlar analizinde atılacak ilk adım eldeki problemin ne çeşit olduğuna karar vermektir. Bu karar spesifik problemlerin çözümünde kullanılan elastisite teorisi yaklaşımına bağlı olarak yapılan kabullere dayanmaktadır. Karşılaşılan problemler şu şekilde sınıflandırılabilir: 1) Kafes 2) Kiriş 3) Düzlem gerilme 4) Düzlem şekil değiştirme 5) Eksene göre simetrik 6) Dönme 7) İnce kabuk 8) Kalın kabuk 9) Genel üç boyutlu. Tüm bu problemlerde genel formülasyon geçerlidir. Ancak uygun deplasman gerilme ve şekil değiştirme değişkenleri kullanılmalıdır.

Örneğin düzlem gerilme durumunda u ve v deplasmanları için basit lineer polinom kabulleri kullanılabilir. Bu durumda polinomlardaki bilinmeyen katsayılar genelleştirilmiş koordinatlar olarak tanımlanır. Böylece polinomlardaki bilinmeyen katsayıların sayısı eleman düğüm noktası deplasman sayısına eşit olur. Genelleştirilmiş koordinatlar eleman düğüm noktası deplasmanları olarak ifade edildiğinde şu sonuç denel olarak ortaya çıkacaktır, her polinom katsayısı gerçekte fiziksel deplasman olmamakla birlikte eleman düğüm noktası deplasmanlarının lineer kombinasyonuna eşittir.

Bilinmeyen katsayıları genelleştirilmiş koordinatlar olarak sayılan bir fonksiyon şeklinde ve deplasmanların değişkenliği kabul edilerek formüle edilmiş sonlu elemanlar matrisleri genelleştirilmiş koordinat sonlu eleman modelleri olarak tanımlanmaktadır. Eleman deplasmanlarını yaklaşık olarak hesap etmekte polinomların kullanılması tercih edilmektedir. Çünkü polinomlar bilinmeyen fonksiyonları yaklaşık çözümlemekte yaygın olarak kullanılmaktadır. Polinomun derecesi ne kadar yüksek olursa sonuçtaki

yaklaşıkta o kadar iyi olacaktır. Bunun yanı sıra polinomların türevini almak kolay olduğu için örneğin polinomların kullanımıyla bulunan deplasmanlardan kolayca şekil değiştirmeleri de bulmak mümkündür. Polinom deplasman kabulünü yaparak, yapı mekaniğindeki bütün problemler için pek çok sayıda sonlu elemanlar geliştirilmiştir.

5.5 Kafes ve Kiriş Elemanları

Kafes ve kiriş elemanları yapı mühendisliğinde çok yaygın olarak kullanılmaktadır (Örneğin çerçeve ve köprülerde).

Bu elemanların rijitlik matrisleri diferansiyel denge denklemlerinin çözümünden hesaplanabilir. Bu konuyla ilgili literatürde pek çok yayın mevcuttur. Bu türevlerin sonuçları deplasman metodu analizi ve moment dağılım metodu gibi yaklaşık çözüm tekniklerinde kullanılmıştır. Ancak kompleks kiriş geometrilerinde ve geometrik lineer olmayan analizde, rijitlik matrislerini sonlu eleman formülasyonu ile (özellikle virtüel iş prensibi ile) oluşturmak daha etkilidir.

5.6 Eksene Göre Simetrik Elemanlar

Eksene göre simetrik elemanlar bir eksen etrafında rotasyonel bir şekilde simetrik olan yapı bileşenlerini modellemede kullanılır. Eğer bu tip yapılar aynı zamanda eksene göre simetrik yüklemeye maruzsa yapının birim radyanlık bir parçasının iki boyutlu analizi, bütün gerilme ve şekil değiştirme dağılımını verir.

Diğer taraftan eksene göre simetrik yapı eksene göre simetrik olmayan yüklere maruz kalırsa, o zaman üç boyutlu analiz gerekmektedir. Yüklerinde Fourier simetrik olmayan çözümle Fourier dekompozisyonu yapılır.

5.7 Plak Eğilmesi ve Kabuk Elemanlar

Plak eğilmesi ve kabuk analizlerinde yapı bir yönde ince olduğu için bazı kabuller yapılabilir:

1) Kalınlık boyunca gerilme sıfırdır.

2) deformasyondan önce orta yüzeye dik ve düz çizgi üzerinde olan malzeme taneleri deformasyondan sonra da düz çizgi üzerinde ve orta yüzeye dik kalırlar. Kirchhoff teorisinde, kesme deformasyonları ihmal edilmiştir. Mindlin teorisinde ise, kesme deformasyonları ihmal edilmemiş ve böylece deformasyondan sonra düz çizgi ahlinde ve orta yüzeye dik kalmadıkları dikkate alınmıştır.

Eğilmeye maruz ince plakların modellenmesinde kullanılan ilk sonlu elemanlar Kirchhoff plak teorisine dayanmaktadır. Elemanların yakınsaklık gereklerini sağlamaları ve uygulamada pek etkili olamamaları bazı zorluklar doğurmaktaydı. Bu elemanların geliştirilebilmesi için pek çok çaba harcanmıştır. Son yıllarda Mindlin teorisine oluşturulan elemanların pek de etkili olamadıkları farkedilmiştir.

Bir kabuk elemanı elde etmek için şöyle bir basit yaklaşım mevcuttur. Plak eğilme rijitliği ile düzlem gerilme membran rijitliğinin eklenmesi. Bu yolla kabukların düz bileşenlerini modellemeye yarayacak düz kabuk elemanlar elde edilmektedir. Bunlar aynı zamanda eğri kabukların düz elemanlarla modellenmesinde de kullanılabilir.

6. İKİ BOYUTLU ELASTİSİTE

Katı mekanik problemlerinde sonlu elemanlar metodunun uygulamaları kapsamlıdır. Bu uygulamalar elastisite problemlerini, plak ve kabukların analizini, yapıların burkulmalarını, sürekli titreşimler ve viskoelastisite analizini içerir.

6.1 Düzlem Gerilme

Elastik cisim çok ince ve kalınlığına paralel koordinat yönünde uygulanan bir yük olmadığında düzlem gerilmenin mevcut olduğu söylenir. Uygulanan yükler x-y düzleminde olduğunda, kalınlık yönüyle birleşen gerilme bileşenleri σ_{zz} , σ_{zx} ve σ_{zy} çok küçüktür ve sıfır alınırlar.

Gerilme vektörü aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\{\sigma\}^T = [\sigma_{xx} \quad \sigma_{yy} \quad \sigma_{xy}] \quad (6.1)$$

Hooke Kanununa göre

$$\{\varepsilon\} = [C]\{\sigma\} \text{ veya } \{\varepsilon\} = [D]\{\sigma\} \quad (6.2)$$

Burada $[C]$ matrisi katsayılar matrisidir. Z eksenine doğrultusundaki kayma şekil değiştirmeleri sıfırdır. Elastik şekil değiştirme vektörü (6.3) deki gibidir.

$$\{\varepsilon\}^T = [\varepsilon_{xx} \quad \varepsilon_{yy} \quad \varepsilon_{xy}] \quad (6.3)$$

$$[D] = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix} \quad (6.4)$$

Kesin sonuçlara monoton yakınsama sağlayabilmek için elemanların tam ve uygun olması gerekmektedir. Bir düzlem gerilme analizinde u ve v deplasmanları süreklidir. Aynı şekilde plak eğilme problemi analizinde w bilinmeyen olarak kabul edildiğinde, deplasman w ve onun türevleri $\partial w / \partial x$ ve $\partial w / \partial y$ de süreklidir. Deplasmanlarda söz konusu olan bu süreklilik eleman sınırları boyunca oluşan gerilmeler için söz konusu değildir.

Eleman gerilmeleri deplasmanların türevleri alınarak hesaplanmaktadır. Eğer iyi bir sonlu elemanlar modellemesi seçilmediyse komşu iki elemanın sınırları boyunca hesaplanan gerilmeler birbirini tutmayacaktır.

Sonlu elemanlar ağı iyileştirildikçe sınırlardaki gerilme değerleri birbirine yaklaşık sonuçlar verecektir. Pratikte en uygunu iki komşu elemanın değerlerinin ortalamasını kullanmaktır. Bazen de elemanların içsel gerilme dağılımı gerekebilir. Özellikle elemanın spesifik bir noktasının gerilmelerinin bulunması gerekebilir.

Eleman sınırları boyunca gerilmelerin sürekli olmaması gibi eleman yüzeyi boyunca da gerilmeler dışardan uygulanan çekmelerle dengede değildir. Yapıyı modellemede kullanılan eleman sayısı arttıkça kuvvet dengesi sağlama limitine de yaklaşılır. Pratikte eleman yüzeyindeki kuvvet dengesinin sağlanıp sağlanmadığının kontrolü, eleman sınırı boyunca gerilmelerin süreksizliğinin durumuna bakılarak iyi bir modelleme yapılıp yapılamadığı kontrol edilmiş olur.

6.2 Düzlem Şekil Değiştirme

Kuvvet uygulanan düzlemin dik doğrultusunda genişleyen serbest olmayan elemanlarda düzlem şekil değiştirme hali meydana gelir. Yüklerin x - y düzlemi içinde kaldığını kabul edersek, o zaman z yönündeki yer değiştirme w sıfırdır ve u ve v yer değiştirmeleri

sadece x ve y nin fonksiyonlarıdır. Bu yer değıştirme sisteminde $\varepsilon_{zz} = \varepsilon_{xz} = \varepsilon_{yz} = 0$ dır.

Hooke Kanununun $\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}$ ise burada $[D]$ matrisi aşağıdaki hali alır.

$$[D] = \begin{bmatrix} d & b & 0 \\ b & d & 0 \\ 0 & 0 & 1/2 \end{bmatrix} \quad (6.5)$$

Burada $d = \frac{1-\mu}{1-2\mu}$ ve $b = \frac{\mu}{1-2\mu}$ dır.

7. PROGRAMLAMA

Önceki bölümlerde eleman rijitlik matrisleri $[k^{(e)}]$ ve gerilme matrisleri $[\sigma]$ geliştirmiştir. İdealize edilen yapının her elemanı için rijitlik matrislerinin hesaplanması ve sonra komple yapı için yapının her yerinde rijitlik matrisi $[k]$ kurulması, bir sonlu eleman çözümü gerekmektedir.

Yapının rijitlik matrisi $[k]$, $\{\delta\}$ yer değiştirme vektörü (7.1) denkleminde $\{F\}$ vektörü ile gösterilen yüklerle ilgilidir.

$$\{F\} = [k]\{\delta\} \quad (7.1)$$

Rijitlik metodu analizinde bilinmeyen nicelikler yer değiştirmelerdir. Bu nedenle çözüm prosedürünün amacı (7.1) denklemindeki düğüm noktası yer değiştirmelerini $\{\delta\}$ tesbit etmektir. İlk olarak eleman gerilme matrisi $[\sigma]$ kullanılarak eleman gerilmeleri hesaplanabilir.

Herhangi bir gerçek yapı için bu analizi yerine getirmek için sayısal çalışma gerektiren, sonlu eleman metodunun uygulanmasında başlıca yardımcı bir elektronik bilgisayardır. Bu bölümde bir çok tekniği içeren uygun bir bilgisayar programı incelenecektir. Bilgisayar programları birbirine bağlı küçük fonksiyonlardan oluşan alt programlardan oluşmaktadır. Örneğin $[k^{(e)}]$ eleman rijitlik matrisinin oluşturulması için problem tipine ve eleman şekline özgü olarak genellikle eleman şekil fonksiyonunun alt programının yazılması ve problem tipi olarak düzlem şekil değiştirme ve düzlem gerilme olabilmektedir.

Yapısal idealizasyon veya sonlu elemanlara bölme hem lineer yapılar hem de sürekli ortamlar için incelenmektedir. Eleman rijitliklerinin saptanması ve gerilme matrislerinin bu tür elemanlar için benzer olması temel adım olarak görülmektedir. Buna benzer olarak

düğüm noktası yer değiştirmeleri ve eleman gerilmeleri denklemlerin çözümü için eleman tipinden bağımsız bir model eleman kullanılır. Bu programın bazı alt programlarının geliştirilmesi için bir sonlu eleman bilgisayar sistemine olanak verir. (7.1) denleminde tarif edilen benzer denklemlerin çözümü için yazılan alt programlar açık bir örnektir. Çeşitli alt programların kullanımı ve ana rutinlerin kontrol sırası da gerekir.

7.1 Bilgisayar Analizi

Sonlu eleman metodu tarafından bir problemin komple çözümü için Tablo 7.1 bilgisayar programının temel gereksinimlerini özetlemektedir. Düğüm noktası yer değiştirmelerini ve eleman gerilmelerini kapsayan çıkışlarını göstermesi, idealize yapının ve yüklerinin tamamen tanımlanmasında veri girişleri kullanılarak çözüm gerçekleştirilmektedir. Tablo 7.1 deki adımların her biri şimdi ayrı ayrı incelenecektir.

7.2 Veri Girişi

Probleme özgü veri girişi, veri girişiyle bilgisayara temin edilmesi gereklidir. Bu materyal, idealize yapının geometrisi, malzeme özellikleri ve uzayda yükleme ve mesnetlenmesini içerir. Düzlem gerilme, düzlem şekil değiştirme problemlerini işaret eden kontrol numaralarını, toplam düğüm noktası ve eleman sayıları gibi kontrol rakamları veri girişiyle sağlanması, veri girişinde programın etkinliğini ve genelleştirilmesine olanak tanır. Bu işlem aynı zamanda ne kadar veri depolanabileceği ve problemin sınırlarının tesbiti için de yardımcı olur.

İhtiyaç duyulan veri girişleri aşağıdadır:

- 1) Düğüm noktalarının koordinatları ve sayısı
- 2) Sonlu elemanların numaralanması
- 3) Malzeme ve eleman özelliklerinin verilmesi
- 4) Uygulanan yükler
- 5) Mesnet ve sınır şartları

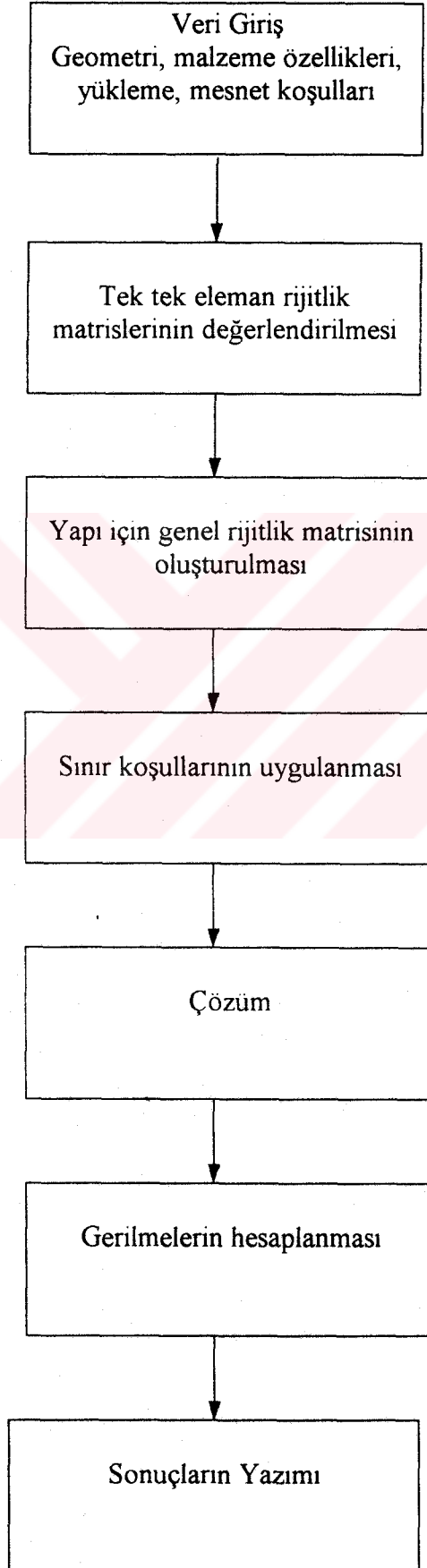
Mevcut sonlu elemanlar tiplerinin çoğu ya da yalnızca problemin ihtiyaç duyabileceği alt programlardan her birini bilgisayar programı ihtiyaç duyabilmektedir. Ana program özel bir çözüm için rijitlik matrisi elemanı tipini işaret eden kontrol sayısına gereksinim duyabilir veya duymayabilir. Bir çok problemde bir tip eleman kullanılmaktadır.

Eleman rijitlik matrisinin alt programı, veri girişinin içindeki belli bilgilerin hesaplanması gerekmektedir. Bu bilgiler düğüm noktası koordinatları ve eleman özellikleridir. Bu bilgiler ana program tarafından okunur okunmaz her bir eleman için eleman rijitlik matrisleri hesaplanabilir. Daha sonra gerekli matris çarpımları gibi cebrik ifadeler, daha karmaşık ifadelerde ise sık sık nümerik entegrasyon gerekmektedir. Alt programın ayrıntıları eleman tipine bağlıdır.

Her bir rijitlik matrisi eleman rijitlik matrisi oluşturulduğunda, genel rijitlik matrisinin içinde düzenlenmesi gerekmektedir. Genel olarak yapı değişik yer değiştirmelerin önlenmesi bir çok düğüm noktalarından oluşur.

Çoğu problemlerde son olarak denklem takımı oldukça geniş olacaktır. Geniş denklem sistemlerinin çözümü için çoğu projede değişik metodlar mevcuttur. Bunlar Gauss eliminasyon, Gauss-Seidel iterasyon ve Cholesky en küçük kareler metodlarıdır. Mevcut rijitlik matrisinin çözümü oldukça zaman alıcı bir işlemdir. Problemin türüne göre bu metodlardan birini kullanmak zaman tasarrufu sağlayacaktır.

Tablo 7.1 Sonlu Elemanlar Programı için Bir Akış Diyagramı



8. ANALİZ İÇİN KULLANILAN PROGRAMLAR

Hazırlanan bilgisayar programları FRAME, 3DTRUSS ve STRESS'dir. 3DTRUSS üç boyutlu uzay kafes çerçevelerin analizini yapan program FRAME düzlem çerçeve programına benzemektedir.

8.1 Frame Programı

FRAME bilgisayar programı, bir ve iki boyutlu düzlem yapıların analizinde kullanılır. Program, düzlem çerçeve, iki boyutlu kafes, kiriş ve eksenel elemanların analizi için direkt rijitlik matris metodunu kullanır. Program beş alt programdan oluşmaktadır. Bunlar: MODFRM, DCMPBD, SLVBD, CONVERT ve INVERT'dir.

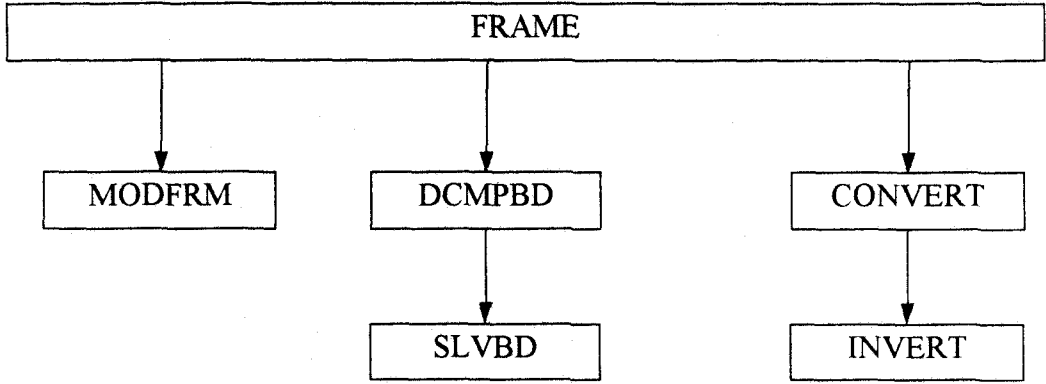
MODFRM: Satır ve sütunların silinmesi metodu kullanılarak sistem denklemleri içerisindeki düğüm noktası yer değiştirmelerini kapsar. Bu alt programda konsantre kuvvet ve moment değerleri doğrudan kuvvet matrisine eklenmesi yapılmaktadır. Bu program aynı zamanda CONVERT ve INVERT isimli alt programı da çağırır.

DCMPD: Gauss eliminasyon yöntemi ile genel rijitlik matrisini üst üçgen matris formuna dönüştürür. Genel rijitlik matrisi simetrik ve pozitif bir matris olduğundan bunun elemanları band genişliği içinde matrisin diyagonal ve diyagonalin üstünde yer alır.

SLVBD: DCMPBD programının bir bileşenidir. Bu genel kuvvet vektörünü parçalayarak sistem denklemini çözer.

CONVERT: FRAME programı içerisinde eksenel kuvvet kiriş, kafes ve çerçeve elemanlarını üretir. ITYP parametresinin değerine göre bir düğüm noktasında bir, iki, üç yer değiştirme değerine sahiptir.

Tablo 8.1 FRAME Proramının Yapısı



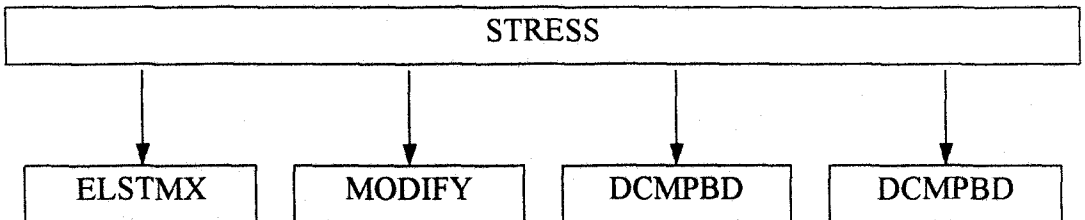
8.2 Stress Programı

STRESS programı iki boyutlu elastisite problemlerinin çözümünde kullanılır. Programın dört alt programı mevcuttur. Bunlar ELSTMX, MODIFY, DCMPPD, SLVBD'dir.

DCMPPD ve SLVBD isimli alt programların işlevleri, FRAME programında açıklanmıştır. MODIFY programında MODFRM programının bir benzeridir.

ELSTMX: Eleman rijitlik matrislerinde lineer üçgen eleman kullanmaktadır. Program aynı zamanda eleman rijitlik matrislerini de oluşturup sonuçlarını vermektedir.

Tablo 8.2 STRESS Proramının Yapısı



8.3 Frame Veri Giriş Dosyası

Başlık	
Parametreler	NN NE NSP IEM ITYP
Kesit Özellikleri	NSP1 A I
Eleman Koordinatları	1 x1 y1 2 x2 y2 3 x3 y3
Eleman Bilgileri	1 NSP1 i j 2 NSP1 f g
Bilinen Kuvvetler	4 F1 0
Bilinen Deformasyonlar	2 0 0

NN: Düğüm noktası sayısı

NE: Sistemdeki eleman sayısı

NSP: Kesit özellikleri sayısı

IEM: Elastisite modülü

- 1- Çeliğin elastisite modülü
- 2- Kullanıcı tarafından verilecek olan değer

ITYP: Çözülecek problem tipi numarası

- 1- Eksenel kuvvet elemanı
- 2- Düzlem kafes elemanı
- 3- Kiriş elemanı
- 4- Düzlem çerçeve elemanı

A: Kesit alanı

I: Kesit atalet momenti

8.4 3DTruss Veri Giriş Dosyası

Başlık	
Parametreler	NN NE NSP IEM
Kesit Özellikleri	NSP1 A I
Eleman Koordinatları	1 x1 y1 z1 2 x2 y2 z2 3 x3 y3 z3
Eleman Bilgileri	1 NSP1 i j 2 NSP1 f g
Bilinen Kuvvetler	4 F1 0
Bilinen Deformasyonlar	2 0 0

NN: Düğüm noktası sayısı

NE: Sistemdeki eleman sayısı

NSP: Kesit özellikleri sayısı

IEM: Elastisite modülü

1- Çeliğin elastisite modülü

2- Kullanıcı tarafından verilecek olan değer

A: Kesit alanı

I: Kesit atalet momenti

8.5 Stress Veri Giriş Dosyası

Başlık

Parametreler

NN NE IPLVL

Malzeme Özellikleri

EM PR TH

Eleman Koordinatları

1 x1 y1

2 x2 y2

3 x3 y3

Eleman Bilgileri

1 i j k

2 f g h

Bilinen Kuvvetler

4 F1

0

Bilinen Deformasyonlar

2 0

0

NN: Düğüm noktası sayısı

NE: Sistemdeki eleman sayısı

IPLVL: Eleman matrislerini

0-) Basma

1-) Bas

E: Elastisite modülü

PR: Poisson oranı

TH: Elemanın kalınlığı

9. SONUÇ VE ÖNERİLER

Sonlu elemanlar metoduyla çözüm, mühendislikte karışık problemlerin bilgisayarla çözümü için çok popüler bir teknik olmuştur. Matris cebri ile sonlu elemanlar yöntemini kullanarak düzlem gerilme, düzlem şekil değiştirme, eksen simetrik (aksonometrik), üç boyutlu, levha ve plak türündeki problemlerin çözümüne ulaşılır. Çözüm ve sonuçların doğruluğu için eleman tipi, sonlu elemanların sayısı ve idealizasyonu büyük önem taşımaktadır.

Bu problemlerin çözümü için Fortran bilgisayar programlama dilinde üç adet bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu programlar FRAME, 3DTRUSS, ve STRESS'dir. FRAME programı ile düzlem çerçeve, kafes, kiriş ve eksenel çubuk eleman tipindeki problemlerin analizi elde edilir. 3DTRUSS programı ile üç boyutlu uzay kafes elemanların analizi yapılmaktadır. STRESS programı ile iki boyutlu düzlem gerilme hallerini içeren problemler incelenmektedir. Sonuç olarak yukarıda isimleri geçen bilgisayar programları, günümüzde kullanılan bilgisayar programlarına göre oldukça hızlı ve doğruluk derecesi yüksek sonuçlar vermektedir.

KAYNAKLAR

- 1 - Hacınlıyan A., 1986. Fortran 77 Programming, Boğaziçi Üniversitesi, İstanbul
- 2 - Kurtz h., Handbook of Applied Mathematics for Engineers and Scientists, 1991, McGrawHill, NewYork
- 3 - Mayo W.E. and Cwiakala M., Introduction to Computing for Engineers, 1991, McGrawHill, NewYork
- 4 - Orkun C., Fortran 77, 1994, Ornas Yayınları
- 5 - Segerlind L. J., Applied Finite Element Analysis, 1984, John Wiley & Sons Inc
- 6 - Wang C.K., Intermediate Structural Analysis, 1983, McGrawHill, NewYork
- 7 - Çakıroğlu A., Yapı Sistemlerinin Hesabı için Matris Metotları ve Elektronik Hesap Makinası Programları, 1992, İTÜ Matbaası



SDEBUG

```

PROGRAM FRAME
DIMENSION NS(6),ESM(6,6),EF(6),F(6),XC(100),YC(100)
DIMENSION ELMOD(2),PROP(50,2),NEL(50,2),ISECT(50)
DIMENSION ICK(100)
CHARACTER GIR*8,CIK*12,EXT1*4
COMMON/TLE/TITLE(20)
COMMON/AV/A(5000),JGF,JGSM,NP,NBW
COMMON/CT/ITYP,IB
DATA ELMOD /20000000.,0./
DATA YC/100*0.0/

```

```

C .....
WRITE(*,*)'NAME OF THE INPUT DATA FILE (NOT ALLOWED EXTENSION)'
READ(*, '(A8)') GIR
ind=index(gir, '.')
if(ind.ne.0) then
    write(*,*)'NOT ALLOWED EXTENSION'
    write(*,*)'Program Terminated!!!'
    GOTO 222
endif

```

```

c... WRITE(*,*)' NAME OF THE OUTPUT FILE '
c... READ(*, '(A8)') CIK
EXT1='OUT'
CIK=GIR//EXT1
OPEN (7, FILE = GIR,STATUS='OLD')
OPEN (8, FILE = CIK,STATUS='NEW')

```

```

C .....
C *****
C *****
C
C   DEFINITION OF THE INPUT VARIABLES FOR THIS PROGRAM
C   THIS LIST DOES NOT INCLUDE VALUES
C   READ BY THE SUBROUTINE MODFRM
C
C *****
C *****

```

```

C
C   TITLE AND PARAMETERS
C
C   TITLE - DESCRIPTIVE STATEMENT OF THE PROBLEM
C           BEING SOLVED
C   NN   - NUMBER OF NODES
C   NE   - NUMBER OF MEMBERS
C   NSP  - NUMBER OF SETS OF SECTION PROPERTIES
C   IEM  - ELASTIC MODULUS INDEX
C           1 - STEEL, SI UNITS, NEWTONS/SQ. CM.
C           2 - EXTERNALLY DEFINED VALUE
C   ITYP - TYPE OF PROBLEM
C           1 - AXIAL FORCE MEMBERS
C           2 - TRUSS MEMBERS
C           3 - BEAM MEMBERS
C           4 - FRAME MEMBERS
C
C   SECTION PROPERTIES

```

```

C
C      NSEC - SECTION NUMBER
C      PROP(NSEC,1) - CROSS SECTIONAL AREA
C      PROP(NSEC,2) - AREA MOMENT
C
C      EXTERNALLY DEFINED ELASTIC MODULUS VALUE
C
C      ELMOD(2) - READ WHEN IEM=2, SKIPPED WHEN IEM=1
C
C      NODAL COORDINATES
C
C      XC(I) - X COORDINATES OF THE NODES IN NUMERICAL SEQUENCE
C      YC(I) - Y COORDINATES OF THE NODES IN NUMERICAL SEQUENCE
C      Y COORDINATES NEEDED ONLY FOR TRUSS AND FRAME
C      PROBLEMS
C
C      ELEMENT DATA
C
C      N - ELEMENT NUMBER
C      ISECT(N) - SECTION NUMBER OF ELEMENT N
C      NEL(N,I) - NODE NUMBER OF NODE I
C      NEL(N,J) - NODE NUMBER OF NODE J
C
C*****
C*****
C
C      INPUT SECTION OF THE PROBLEM
C
C*****
C*****
C
C      INPUT OF THE TITLE CARD AND THE CONTROL PARAMETERS
C
C      READ(7,1) TITLE
1  FORMAT(20A4)
C      READ(7,*) NN,NE,NSP,IEM,ITYP
C      WRITE(8,3) TITLE
3  FORMAT(1H1////10X,20A4)
C
C      COMPARISON OF NN, NE, NSP, IEM, AND ITYP WITH
C      THE DIMENSIONED VALUES
C
C      ISTOP=0
C      CHECK NN
C      IF (NN.LE.100) GOTO 32
C      WRITE(8,31)
31  FORMAT(10X,27HNUMBER OF NODES EXCEEDS 100/
+10X,20HEXECUTION TERMINATED)
C      ISTOP=1
C      CHECK NE
32  IF (NE.LE.50) GOTO 34
C      WRITE(8,33)
33  FORMAT(10X,29HNUMBER OF ELEMENTS EXCEEDS 50/
+10X,20HEXECUTION TERMINATED)
C      ISTOP=1

```

```

C   CHECK NSP
34  IF(NSP.LE.50) GOTO 36
    WRITE(8,35)
35  FORMAT(10X,29HNUMBER OF SECTIONS EXCEEDS 50/
+10X,20HEXECUTION TERMINATED)
    ISTOP=1
C   CHECK IEM
36  IF(IEM.LE.2) GOTO 38
    WRITE(8,37)
37  FORMAT(10X,34HNUMBER OF MODULUS VALUES EXCEEDS 2/
+10X,20HEXECUTION TERMINATED)
    ISTOP=1
C   CHECK ITYP
38  IF (ITYP.LE.4) GOTO 40
    WRITE(8,39)
39  FORMAT(10X,21HTYPE NUMBER EXCEEDS 4/
+10X,20HEXECUTION TERMINATED)
    ISTOP=1
40  IF (ISTOP.EQ.1) STOP
    WRITE(8,5)
5   FORMAT(//10X,17HSECTION PROPERTIES/10X,7HSECTION,
+6X,4HAREA,9X,11HAREA MOMENT)
C
C   INPUT OF THE SECTION PROPERTIES
C
DO 4 I=1,NSP
  READ(7,*) NSEC,PROP(NSEC,1),PROP(NSEC,2)
  WRITE(8,8) NSEC,PROP(NSEC,1),PROP(NSEC,2)
8   FORMAT(13X,I3,2E15.5)
  IF(ITYP.EQ.1.OR.ITYP.EQ.2) PROP(NSEC,2)=0.
4   IF(ITYP.EQ.3) PROP(NSEC,1)=0.
C
C   INPUT OF A DIFFERENT ELASTIC MODULUS VALUE
C
  IF(IEM.EQ.2) READ(7,*) ELMOD(2)
6   WRITE(8,7) ELMOD(IEM)
7   FORMAT(/10X,17HELASTIC MODULUS =,E15.5)
C
C   INPUT AND ECHO PRINT OF THE NODAL COORDINATES
C
  WRITE (8,12)
12  FORMAT(///10X,17HNODAL COORDINATES/10X,
+4HNODE,9X,1HX,14X,1HY)
C-----
  if (ityp.eq.1.or.ityp.eq.3) then
    do 90 i=1,nn
90   READ(7,*) xc(i)
    else
      do 91 i=1,nn
91   READ (7,*) xc(i),yc(i)
    endif
C-----
DO 13 I=1,NN
13  WRITE(8,14) I,XC(I),YC(I)
14  FORMAT(10X,I4,F12.2,3X,F12.2)

```

```

C
C   INPUT AND ECHO PRINT OF ELEMENT DATA
C
  WRITE(8,21)
21  FORMAT(/10X,12HELEMENT DATA/32X,4HNODE/
+10X,7HELEMENT ,3X,7HSECTION,3X,7HNUMBERS)
  DO 23 I=1,NE
    READ(7,*) N,ISECT(N),NEL(N,1),NEL(N,2)
23  WRITE(8,24) N,ISECT(N),NEL(N,1),NEL(N,2)
24  FORMAT(12X,I3,5X,I4,4X,2I4)
C*****
C*****
C
C   ANALYSIS OF THE NODE NUMBERS
C
C*****
C*****
C
C   INITIALIZATION OF A CHECK VECTOR
C
  DO 500 I=1,NN
500  ICK(I)=0
C
C   CHECK TO SEE IF ANY NODE NUMBER EXCEEDS NP
C
  DO 501 I=1,NE
    DO 502 J=1,2
      K=NEL(I,J)
      ICK(K)=1
502  IF(K.GT.NN) WRITE(8,503) J,I,NN
503  FORMAT(/10X,4HNODE,I4,11H OF ELEMENT,I4,
+13H EXCEEDS NN =,I4)
501  CONTINUE
C
C   CHECK TO SEE IF ALL NODE NUMBERS THROUGH
C   NN ARE INCLUDED
C
  DO 505 I=1,NN
505  IF(ICK(I).EQ.0) WRITE(8,506) I
506  FORMAT(/10X,4HNODE,I4,15H DOES NOT EXIST)
C*****
C*****
C
C   INITIALIZATION OF THE A VECTOR
C
C*****
C*****
C
C   DETERMINATION OF THE BANDWITH, NBW
C   NBW - BANDWITH OF THE SYSTEM OF EQUATIONS
C
  NBW=0
  DO 52 I=1,NE
    IJ=IABS(NEL(I,1)-NEL(I,2))
52  IF(IJ.GT.NBW) NBW=IJ

```

NBW=(NBW+1)*3

write(8,999) nbw
999 format(//10x,'BANDWIDTH =',I3)

C
C INITIALIZATION OF THE COLUMN VECTOR A()
C
C NP=NN*3
C JGF=NP
C JGSM=JGF+NP
C JEND=JGSM+NP*NBW
C DO 61 I=1,JEND
61 A(I)=0.0
C IF(JEND.GT.2500) GOTO 62
C GOTO 69
62 WRITE(8,63)
63 FORMAT(//10X,26HMEMORY REQUIREMENTS EXCEED
+30H THE DIMENSION OF THE A VECTOR)
C STOP

C*****
C*****

C
C GENERATION OF THE SYSTEM OF EQUATIONS
C

C*****
C*****

C
69 IFORCE=0
C EM=ELMOD(IEM)
C KK=1

C
C RETRIEVAL OF THE SECTION PROPERTIES
C

70 J=ISECT(KK)
C AREA=PROP(J,1)
C RI=PROP(J,2)

C
C CALCULATION OF THE GEOMETRIC DATA
C

C J1=NEL(KK,2)
C J2=NEL(KK,1)
C XL=XC(J1)-XC(J2)
C YL=YC(J1)-YC(J2)
C EL=SQRT(XL*XL+YL*YL)
C CS=XL/EL
C SN=YL/EL

C
C CALCULATION OF THE ELEMENT DEGREES OF FREEDOM
C

C NS(1)=J2*3-2
C NS(2)=J2*3-1
C NS(3)=J2*3
C NS(4)=J1*3-2
C NS(5)=J1*3-1

```

      NS(6)=J1*3
C
C   CALCULATION OF THE ELEMENT STIFFNESS MATRIX
C
      RM=EM/EL
      ESM(1,1)=(AREA*CS**2+12.*RI*SN**2/EL**2)*RM
      ESM(2,1)=(AREA-12.*RI/EL**2)*CS*SN*RM
      ESM(2,2)=(AREA*SN**2+(12.*RI/EL**2)*CS**2)*RM
      ESM(3,1)=-(6.*RI/EL)*SN*RM
      ESM(3,2)=RM*CS*6.*RI/EL
      ESM(3,3)=4.*RI*RM
      ESM(4,1)=-ESM(1,1)
      ESM(4,2)=-ESM(2,1)
      ESM(4,3)=-ESM(3,1)
      ESM(4,4)=+ESM(1,1)
      ESM(5,1)=-ESM(2,1)
      ESM(5,2)=-ESM(2,2)
      ESM(5,3)=-ESM(3,2)
      ESM(5,4)=+ESM(2,1)
      ESM(5,5)=+ESM(2,2)
      ESM(6,1)=+ESM(3,1)
      ESM(6,2)=+ESM(3,2)
      ESM(6,3)=+2.*RI*RM
      ESM(6,4)=-ESM(3,1)
      ESM(6,5)=-ESM(3,2)
      ESM(6,6)=+ESM(3,3)
      DO 73 I=1,5
      K=I+1
      DO 73 J=K,6
73  ESM(I,J)=ESM(J,I)
      IF(IFORCE.EQ.1) GOTO 85
C
C   DIRECT STIFFNESS PROCEDURE
C
      DO 76 I=1,6
      II=NS(I)
      DO 75 J=1,6
      JJ=NS(J)-NS(I)+1
      IF(JJ.LE.0) GOTO 75
      J1=JGSM+(JJ-1)*NP+II-(JJ-1)*(JJ-2)/2
      A(J1)=A(J1)+ESM(I,J)
75  CONTINUE
76  CONTINUE
C
C   ANOTHER ELEMENT?
C
      KK=KK+1
      IF(KK.LE.NE) GOTO 70
C*****
C*****
C
C   MODIFICATION AND SOLUTION OF THE SYSTEM OF EQUATIONS
C   DATA IS CALLED BY MODFRM
C
C*****

```

```

C*****
C
C   SETTING ZERO DIAGONAL VALUES TO ONE
C
  DO 101 I=1,NP
    IF(A(JGSM+I).GT.0.01) GOTO 101
    A(JGSM+I)=1.0
101 CONTINUE
C
C   THE SOLUTION SUBROUTINES
C
  CALL MODCER
  CALL DCMPCBD
  CALL SLVBD
C
C   OUTPUT OF THE CALCULATED DISPLACEMENT VALUES
C
  WRITE(8,110) TITLE
110 FORMAT(1H1///10X,20A4///10X,25HNODAL DISPLACEMENT VALUES)
  IF(ITYP.EQ.1) WRITE(8,111)
111 FORMAT(//10X,4HNODE,6X,12HX DEFLECTION)
  IF(ITYP.EQ.2) WRITE(8,112)
112 FORMAT(//10X,4HNODE,6X,12HX DEFLECTION,6X,12HY DEFLECTION)
  IF(ITYP.EQ.3) WRITE(8,113)
113 FORMAT(//10X,4HNODE,6X,12HY DEFLECTION,8X,10HZ ROTATION)
  IF(ITYP.EQ.4) WRITE(8,114)
114 FORMAT(//10X,4HNODE,6X,12HX DEFLECTION,6X,12HY DEFLECTION,
+8X,10HZ ROTATION)
  DO 102 I=1,NN
    IF(ITYP.EQ.1) WRITE(8,103) I, A(I*3-2)
    IF(ITYP.EQ.2) WRITE(8,103) I,A(I*3-2),A(I*3-1)
    IF(ITYP.EQ.3) WRITE(8,103) I,A(I*3-1),A(I*3)
    IF(ITYP.EQ.4) WRITE(8,103) I,A(I*3-2),A(I*3-1),A(I*3)
102 CONTINUE
103 FORMAT(11X,I3,3X,E15.6,3X,E15.6,3X,E15.6)
C*****
C*****
C
C   CALCULATION OF ELEMENT NODAL FORCES
C
C*****
C*****
C
C   OUTPUT OF HEADINGS
C
  WRITE(8,80)
80 FORMAT(///10X,20A4//10X,20HELEMENT NODAL FORCES)
  IF(ITYP.EQ.1.OR.ITYP.EQ.2) WRITE(8,82)
82 FORMAT(//10X,7HELEMENT,3X,4HNODE,4X,11HAXIAL FORCE)
  IF(ITYP.EQ.3) WRITE(8,83)
83 FORMAT(//10X,7HELEMENT,3X,4HNODE,4X,11HSHEAR FORCE,
+3X,14HBENDING MOMENT)
  IF(ITYP.EQ.4) WRITE(8,81)
81 FORMAT(//10X,7HELEMENT,3X,4HNODE,4X,11HAXIAL FORCE,

```

+4X,11HSHEAR FORCE,3X,14HBENDING MOMENT)

C
C EVALUATION OF THE ELEMENT STIFFNESS MATRIX
C

IFORCE=1
EM=ELMOD(IEM)
KK=1
GOTO 70

C
C CALCULATION OF THE ELEMENT FORCES IN
C THE LOCAL COORDINATE SYSTEM
C

85 DO 86 I=1,6
EF(I)=0.0
DO 86 J=1,6
K=NS(J)
86 EF(I)=EF(I)+ESM(I,J)*A(K)

C
C TRANSFORMATION OF THE ELEMET FORCES
C TO THE MEMBER COORDINATE SYSTEM
C

F(1)=CS*EF(1)+SN*EF(2)
F(2)=-SN*EF(1)+CS*EF(2)
F(3)=EF(3)
F(4)=CS*EF(4)+SN*EF(5)
F(5)=-SN*EF(4)+CS*EF(5)
F(6)=EF(6)

C
C OUTPUT OF THE ELEMENT NODAL FORCES
C

IF(ITYP.EQ.1.OR.ITYP.EQ.2) WRITE(8,95) KK,NEL(KK,1),F(1),
+NEL(KK,2),F(4)
95 FORMAT(/13X,I2,5X,I3,1X,E15.6/20X,I3,1X,E15.6)
IF(ITYP.EQ.3) WRITE(8,96) KK,NEL(KK,1),F(2),F(3),
+NEL(KK,2),F(5),F(6)
96 FORMAT(/13X,I2,5X,I3,1X,2E15.6/20X,I3,1X,2E15.6)
IF(ITYP.EQ.4) WRITE(8,93) KK,NEL(KK,1),F(1),F(2),F(3),
+NEL(KK,2),F(4),F(5),F(6)
93 FORMAT(/13X,I2,5X,I3,1X,3E15.6/20X,I3,1X,3E15.6)

C
C ANOTHER ELEMENT?
C

KK=KK+1
IF(KK.LE.NE) GOTO 70
ENDFILE 8
close(7)
close(8)
stop 'job finished!'

222 END

C-----
C-----
SUBROUTINE MODFRM
COMMON/AV/A(5000),JGF,JGSM,NP,NBW
COMMON/CT/ITYP,IB

```

C*****
C*****
C
C   INPUT OF THE NODAL FORCE VALUES
C       IB - DEGREE OF FREEDOM OF THE FORCE
C       BV - VALUE OF THE NODAL FORCE
C   INPUT OF IB AND BV IS TERMINATED BY
C       INPUTTING A ZERO VALUE FOR IB
C
C*****
C*****
      NIW=0
202  READ(7,*) IB

      IF(IB.LE.0) GOTO 216
      IF(NIW.EQ.0) WRITE(8,201)
201  FORMAT(//10X,31HCONCENTRATED FORCES AND MOMENTS)
      NIW=1
      CALL CONVERT
      READ(7,*) BV

      A(JGF+IB)=A(JGF+IB)+BV
      CALL INVERT
      WRITE(8,203) IB,BV
203  FORMAT(10X,I3,E15.5)

      GOTO 202
C*****
C*****
C
C   INPUT OF THE PREDESCRIBED NODAL VALUES
C       IB - DEGREE OF FREEDOM OF THE KNOWN NODAL VALUE
C       BV - KNOWN NODAL VALUE
C   INPUT OF IB AND BV IS TERMINATED BY INPUTTING
C       A ZERO VALUE FOR IB
C
C*****
C*****
216  NIW=0
209  READ(7,*) IB

      IF(IB.LE.0) RETURN
      IF(NIW.EQ.0) WRITE(8,208)
208  FORMAT(//10X,'KNOWN DISPLACEMENT VALUES')
      NIW=1
      CALL CONVERT
      READ(7,*) BV
C
C   MODIFICATION OF THE GLOBAL STIFFNESS MATRIX AND
C       THE GLOBAL FORCE VECTOR USING THE METHOD
C       OF DELETION OF ROWS AND COLUMNS
C

```

```

K=IB-1
DO 211 J=2,NBW
M=IB+J-1
IF(M.GT.NP) GOTO 210
IJ=JGSM+(J-1)*NP+IB-(J-1)*(J-2)/2
A(JGF+M)=A(JGF+M)-A(IJ)*BV
A(IJ)=0.0
210 IF(K.LE.0) GOTO 211
KJ=JGSM+(J-1)*NP+K-(J-1)*(J-2)/2
A(JGF+K)=A(JGF+K)-A(KJ)*BV
A(KJ)=0.0
K=K-1
211 CONTINUE
A(JGF+IB)=A(JGSM+IB)*BV
221 CONTINUE
CALL INVERT
WRITE(8,203) IB,BV
GOTO 209
END

C -----
C -----
SUBROUTINE MODCER
COMMON/AV/A(5000),JGF,JGSM,NP,NBW
COMMON/CT/ITYP,IB
C*****
C*****
C
C   INPUT OF THE NODAL FORCE VALUES
C   IB - DEGREE OF FREEDOM OF THE FORCE
C   BV - VALUE OF THE NODAL FORCE
C   INPUT OF IB AND BV IS TERMINATED BY
C   INPUTTING A ZERO VALUE FOR IB
C
C*****
C*****

WRITE(8,201)
201 FORMAT(//10X,'CONCENTRATED FORCES AND MOMENTS')

444 READ(7,*) IB

IF(IB.EQ.0) THEN
  GOTO 888
ELSE
  CALL CONVERT
  BACKSPACE 7
  READ(7,*) IB , BV
  A(JGF+IB)=A(JGF+IB)+BV
  CALL INVERT
  WRITE(8,203) IB,BV
203 FORMAT(10X,I3,E15.5)
  GOTO 444
ENDIF
C*****
C*****

```

```

C
C INPUT OF THE PREDESCRIBED NODAL VALUES
C IB - DEGREE OF FREEDOM OF THE KNOWN NODAL VALUE
C BV - KNOWN NODAL VALUE
C INPUT OF IB AND BV IS TERMINATED BY INPUTTING
C A ZERO VALUE FOR IB
C
C*****
C*****

```

```

888 WRITE(8,208)
208 FORMAT(//10X,'KNOWN DISPLACEMENT VALUES')

```

```

999 READ(7,*) IB

```

```

IF(IB.EQ.0) THEN
  GOTO 411
ELSE
  CALL CONVERT
  BACKSPACE 7
  READ(7,*) IB , BV

```

```

C
C MODIFICATION OF THE GLOBAL STIFFNESS MATRIX AND
C THE GLOBAL FORCE VECTOR USING THE METHOD
C OF DELETION OF ROWS AND COLUMNS
C

```

```

      K=IB-1
      DO 211 J=2,NBW
        M=IB+J-1
        IF(M.GT.NP) GOTO 210
        IJ=JGSM+(J-1)*NP+IB-(J-1)*(J-2)/2
        A(JGF+M)=A(JGF+M)-A(IJ)*BV
        A(IJ)=0.0
210    IF(K.LE.0) GOTO 211
        KJ=JGSM+(J-1)*NP+K-(J-1)*(J-2)/2
        A(JGF+K)=A(JGF+K)-A(KJ)*BV
        A(KJ)=0.0
        K=K-1
211  CONTINUE
      A(JGF+IB)=A(JGSM+IB)*BV
221  CONTINUE
      CALL INVERT
      WRITE(8,203) IB,BV
      GOTO 999
ENDIF
411 END

```

```

C -----
C -----
C -----
SUBROUTINE DCMPBD
COMMON /AV/A(5000),JGF,JGSM,NP,NBW
C*****
C*****

```

```

C
C   DECOMPOSITION OF A BANDED MATRIX INTO AN UPPER
C   TRIANGULAR FORM USING GAUSSIAN ELIMINATION
C

```

```

C*****

```

```

C*****

```

```

      NP1=NP-1
      DO 226 I=1,NP1
        MJ=I+NBW-1
        IF(MJ.GT.NP) MJ=NP
        NJ=I+1
        MK=NBW
        IF((NP-I+1).LT.NBW) MK=NP-I+1
        ND=0
        DO 225 J=NJ,MJ
          MK=MK-1
          ND=ND+1
          NL=ND+1
          DO 225 K=1,MK
            NK=ND+K
            JK=JGSM+(K-1)*NP+J-(K-1)*(K-2)/2
            INL=JGSM+(NL-1)*NP+I-(NL-1)*(NL-2)/2
            INK=JGSM+(NK-1)*NP+I-(NK-1)*(NK-2)/2
            II=JGSM+I
            225 A(JK)=A(JK)-A(INL)*A(INK)/A(II)
          226 CONTINUE
        RETURN
      END

```

```

C-----
C-----
      SUBROUTINE SLVBD
      COMMON/AV/A(5000),JGF,JGSM,NP,NBW
      NP1=NP-1

```

```

C*****

```

```

C*****

```

```

C
C   DECOMPOSITION OF THE GLOBAL FORCE VECTOR
C

```

```

C*****

```

```

C*****

```

```

      DO 250 I=1,NP1
        MJ=I+NBW-1
        IF(MJ.GT.NP) MJ=NP
        NJ=I+1
        L=1
        DO 250 J=NJ,MJ
          L=L+1
          IL=JGSM+(L-1)*NP+I-(L-1)*(L-2)/2
          250 A(JGF+J)=A(JGF+J)-A(IL)*A(JGF+I)/A(JGSM+I)

```

```

C*****

```

```

C*****

```

```

C
C   BACKWARD SUBSTITUTION FOR DETERMINATION OF
C   THE NODAL VALUES
C

```

```

C

```

C*****

C*****

```

      A(NP)=A(JGF+NP)/A(JGSM+NP)
      DO 252 K=1,NP1
      I=NP-K
      MJ=NBW
      IF((I+NBW-1).GT.NP) MJ=NP-I+1
      SUM=0.0
      DO 251 J=2,MJ
      N=I+J-1
      IJ=JGSM+(J-1)*NP+I-(J-1)*(J-2)/2
251  SUM=SUM+A(IJ)*A(N)
252  A(I)=(A(JGF+I)-SUM)/A(JGSM+I)
      RETURN
      END

```

C-----

C-----

```

      SUBROUTINE CONVERT
      COMMON/CT/ITYP,IB
      IF(ITYP.EQ.4) RETURN
      IF(ITYP.GT.1) GOTO1

```

C

C AXIAL FORCE MEMBER

C

```

      IB=3*IB-2
      RETURN
1    IND=(IB+1)/2
      ICK=(IB/2)*2
      IF(ITYP.GT.2) GOTO2

```

C

C TRUSS MEMBERS

C

```

      IF(ICK.NE.IB) IB=3*IND-2
      IF(ICK.EQ.IB) IB=3*IND-1
      RETURN

```

C

C BEAM MEMBERS

C

```

2    IF(ICK.NE.IB) IB=3*IND-1
      IF(ICK.EQ.IB) IB=3*IND
      RETURN
      END

```

C-----

C-----

```

      SUBROUTINE INVERT
      COMMON/CT/ITYP,IB
      IF(ITYP.EQ.4) RETURN
      IF(ITYP.GT.1) GOTO1

```

C

C AXIAL FORCE MEMBER

C

```

      IB=(IB-2)/3
      RETURN

```

1

```

      ICK=(IB-2)/3*3+2
      IF(ITYP.GT.2) GOTO3

```

```
C
C   TRUSS MEMBERS
C
  IF(ICK.EQ.IB) GOTO2
  IND=(IB+2)/3
  IB=2*IND-1
  RETURN
2  IND=(IB+1)/3
  IB=2*IND
  RETURN
C
C   BEAM MEMBERS
C
3  IF(ICK.EQ.IB) GOTO4
  IND=IB/3
  IB=2*IND
  RETURN
4  IND=(IB+1)/3
  IB=2*IND-1
  RETURN
END
```



SDEBUG

PROGRAM TRUSS

```
DIMENSION NS(6),ESM(6,6),EF(6),F(6),XC(100),YC(100),ZC(100)
```

```
DIMENSION ELMOD(2),PROP(50,2),NEL(50,2),ISECT(50)
```

```
DIMENSION ICK(100)
```

```
CHARACTER GIR*8,CIK*12,EXT1*4
```

```
COMMON/TLE/TITLE(20)
```

```
COMMON/AV/A(5000),JGF,JGSM,NP,NBW
```

```
COMMON/CT/ITYP,IB
```

```
DATA ELMOD /200,0./
```

```
DATA YC/100*0.0/
```

```
C .....
C WRITE(*,*)'NAME OF THE INPUT DATA FILE (NOT ALLOWED EXTENSION)'
C READ(*,')(A8)' GIR
C ind=index(gir,'.')
C if(ind.ne.0) then
C     write(*,*)'NOT ALLOWED EXTENSION'
C     write(*,*)'Program Terminated!!!'
C     GOTO 222
C endif
```

```
c... WRITE(*,*)' NAME OF THE OUTPUT FILE '
c... READ(*,')(A8)' CIK
C EXT1='OUT'
C CIK=GIR//EXT1
C OPEN (7, FILE = GIR,STATUS='OLD')
C OPEN (8, FILE = CIK,STATUS='NEW')
```

```
C .....
C *****
C *****
C
C DEFINITION OF THE INPUT VARIABLES FOR THIS PROGRAM
C THIS LIST DOES NOT INCLUDE VALUES
C READ BY THE SUBROUTINE MODFRM
C
C *****
C *****
```

```
C
C *****
C *****
```

C TITLE AND PARAMETERS

```
C
C TITLE - DESCRIPTIVE STATEMENT OF THE PROBLEM
C BEING SOLVED
C NN - NUMBER OF NODES
C NE - NUMBER OF MEMBERS
C NSP - NUMBER OF SETS OF SECTION PROPERTIES
C IEM - ELASTIC MODULUS INDEX
C 1 - STEEL, SI UNITS, NEWTONS/SQ. CM.
C 2 - EXTERNALLY DEFINED VALUE
C ITYP - TYPE OF PROBLEM
C 1 - AXIAL FORCE MEMBERS
C 2 - TRUSS MEMBERS
C 3 - BEAM MEMBERS
C 4 - FRAME MEMBERS
```

C SECTION PROPERTIES

```

C
C      NSEC - SECTION NUMBER
C      PROP(NSEC.1) - CROSS SECTIONAL AREA
C      PROP(NSEC.2) - AREA MOMENT
C
C      EXTERNALLY DEFINED ELASTIC MODULUS VALUE
C
C      ELMOD(2) - READ WHEN IEM=2, SKIPPED WHEN IEM=1
C
C      NODAL COORDINATES
C
C      XC(I) - X COORDINATES OF THE NODES IN NUMERICAL SEQUENCE
C      YC(I) - Y COORDINATES OF THE NODES IN NUMERICAL SEQUENCE
C      ZC(I) - Z COORDINATES OF THE NODES IN NUMERICAL SEQUENCE
C
C      ELEMENT DATA
C
C      N - ELEMENT NUMBER
C      ISECT(N) - SECTION NUMBER OF ELEMENT N
C      NEL(N.I) - NODE NUMBER OF NODE I
C      NEL(N.J) - NODE NUMBER OF NODE J
C
C*****
C*****
C
C      INPUT SECTION OF THE PROBLEM
C
C*****
C*****
C
C      INPUT OF THE TITLE CARD AND THE CONTROL PARAMETERS
C
C      READ(7.1) TITLE
C      I  FORMAT(20A4)
C      READ(7.*) NN,NE,NSP,IEM,ITYP
C      WRITE(8.3) TITLE
C      3  FORMAT(1H1////10X,20A4)
C
C      COMPARISON OF NN, NE, NSP, IEM, AND ITYP WITH
C      THE DIMENSIONED VALUES
C
C      ISTOP=0
C      CHECK NN
C      IF (NN.LE.100) GOTO 32
C      *  WRITE(8.31)
C      31  FORMAT(10X,27HNUMBER OF NODES EXCEEDS 100/
C          +10X,20HEXECUTION TERMINATED)
C      ISTOP=1
C      CHECK NE
C      32  IF (NE.LE.50) GOTO 34
C      WRITE(8.33)
C      33  FORMAT(10X,29HNUMBER OF ELEMENTS EXCEEDS 50/
C          +10X,20HEXECUTION TERMINATED)
C      ISTOP=1
C      CHECK NSP

```

```

34  IF(NSP.LE.50) GOTO 36
    WRITE(8,35)
35  FORMAT(10X,29HNUMBER OF SECTIONS EXCEEDS 50/
+10X,20HEXECUTION TERMINATED)
    ISTOP=1
C    CHECK IEM
36  IF(IEM.LE.2) GOTO 38
    WRITE(8,37)
37  FORMAT(10X,34HNUMBER OF MODULUS VALUES EXCEEDS 2/
+10X,20HEXECUTION TERMINATED)
    ISTOP=1
C    CHECK ITYP
38  IF (ITYP.LE.4) GOTO 40
    WRITE(8,39)
39  FORMAT(10X,21HTYPE NUMBER EXCEEDS 4/
+10X,20HEXECUTION TERMINATED)
    ISTOP=1
40  IF (ISTOP.EQ.1) STOP
    WRITE(8,5)
5   FORMAT(//10X,17HSECTION PROPERTIES/10X,7HSECTION,
+6X,4HAREA,9X,11HAREA MOMENT)
C
C    INPUT OF THE SECTION PROPERTIES
C
DO 4 I=1,NSP
  READ(7,*) NSEC,PROP(NSEC,1),PROP(NSEC,2)
  WRITE(8,8) NSEC,PROP(NSEC,1),PROP(NSEC,2)
8   FORMAT(13X,13,2E15.5)
  IF(ITYP.EQ.1.OR.ITYP.EQ.2) PROP(NSEC,2)=0.
4   IF(ITYP.EQ.3) PROP(NSEC,1)=0.
C
C    INPUT OF A DIFFERENT ELASTIC MODULUS VALUE
C
  IF(IEM.EQ.2) READ(7,*) ELMOD(2)
6   WRITE(8,7) ELMOD(IEM)
7   FORMAT(//10X,17HELASTIC MODULUS =,E15.5)
C
C    INPUT AND ECHO PRINT OF THE NODAL COORDINATES
C
  WRITE (8,12)
12  FORMAT(///10X,17HNODAL COORDINATES/10X,
+4HNODE,9X,1HX,14X,1HY,14X,1HZ)
C-----
  if (ityp.eq.1.or.ityp.eq.3) then
    do 90 i=1,nn
90    READ(7,*) xc(i)
    else
      do 91 i=1,nn
91    READ (7,*) xc(i),yc(i),zc(i)
    endif
C-----
DO 13 I=1,NN
13  WRITE(8,14) I,XC(I),YC(I),ZC(I)
14  FORMAT(10X,I4,F12.2,3X,F12.2,3X,F12.2)
C

```

```

C   INPUT AND ECHO PRINT OF ELEMENT DATA
C
  WRITE(8,21)
21  FORMAT(/10X,12HELEMENT DATA/32X,4HNODE/
+10X,7HELEMENT ,3X,7HSECTION,3X,7HNUMBERS)
  DO 23 I=1,NE
    READ(7,*) N,ISECT(N),NEL(N,1),NEL(N,2)
23  WRITE(8,24) N,ISECT(N),NEL(N,1),NEL(N,2)
24  FORMAT(12X,I3.5X,I4,4X,2I4)
C*****
C*****
C
C   ANALYSIS OF THE NODE NUMBERS
C
C*****
C*****
C
C   INITIALIZATION OF A CHECK VECTOR
C
  DO 500 I=1,NN
500  ICK(I)=0
C
C   CHECK TO SEE IF ANY NODE NUMBER EXCEEDS NP
C
  DO 501 I=1,NE
    DO 502 J=1,2
      K=NEL(I,J)
      ICK(K)=1
502  IF(K.GT.NN) WRITE(8,503) J,I,NN
503  FORMAT(/10X,4HNODE,I4,11H OF ELEMENT,I4,
+13H EXCEEDS NN =,I4)
501  CONTINUE
C
C   CHECK TO SEE IF ALL NODE NUMBERS THROUGH
C   NN ARE INCLUDED
C
  DO 505 I=1,NN
505  IF(ICK(I).EQ.0) WRITE(8,506) I
506  FORMAT(/10X,4HNODE,I4,15H DOES NOT EXIST)
C*****
C*****
C
C   INITIALIZATION OF THE A VECTOR
C
C*****
C*****
C
C   DETERMINATION OF THE BANDWITH, NBW
C   NBW - BANDWITH OF THE SYSTEM OF EQUATIONS
C
  NBW=0
  DO 52 I=1,NE
    IJ=IABS(NEL(I,1)-NEL(I,2))
52  IF(IJ.GT.NBW) NBW=IJ
    NBW=(NBW+1)*3

```

```

write(8.999) nbw
999 format(//10x.'BANDWIDTH =' ,I3)

```

```

C
C  INITIALIZATION OF THE COLUMN VECTOR A()
C

```

```

      NP=NN*3
      JGF=NP
      JGSM=JGF+NP
      JEND=JGSM+NP*NBW
      DO 61 I=1,JEND
61  A(I)=0.0
      IF(JEND.GT.2500) GOTO 62
      GOTO 69
62  WRITE(8.63)
63  FORMAT(//10X.26HMEMORY REQUIREMENTS EXCEED
      +30H THE DIMENSION OF THE A VECTOR)
      STOP

```

```

C*****
C*****

```

```

C
C  GENERATION OF THE SYSTEM OF EQUATIONS
C

```

```

C*****
C*****

```

```

C
69  IFORCE=0
      EM=ELMOD(IEM)
      KK=1

```

```

C
C  RETRIEVAL OF THE SECTION PROPERTIES
C

```

```

70  J=ISECT(KK)
      AREA=PROP(J,1)
      RI=PROP(J,2)

```

```

C
C  CALCULATION OF THE GEOMETRIC DATA
C

```

```

      J1=NEL(KK,2)
      J2=NEL(KK,1)
      XL=XC(J1)-XC(J2)
      YL=YC(J1)-YC(J2)
      ZL=ZC(J1)-ZC(J2)
      EL=SQRT(XL*XL+YL*YL+ZL*ZL)
      CX=XL/EL
      CY=YL/EL
      CZ=ZL/EL

```

```

C.....
C... CS=XL/EL
C... SN=YL/EL

```

```

C
C  CALCULATION OF THE ELEMENT DEGREES OF FREEDOM
C

```

```

      NS(1)=J2*3-2

```

NS(2)=J2*3-1

NS(3)=J2*3

NS(4)=J1*3-2

NS(5)=J1*3-1

NS(6)=J1*3

C

C CALCULATION OF THE ELEMENT STIFFNESS MATRIX

C

RM=AREA*EM/EL

ESM(1.1)=RM*CX*CX

ESM(2.1)=RM*CX*CY

ESM(2.2)=RM*CY*CY

ESM(3.1)=RM*CX*CZ

ESM(3.2)=RM*CY*CZ

ESM(3.3)=RM*CZ*CZ

ESM(4.1)=-ESM(1.1)

ESM(4.2)=-ESM(2.1)

ESM(4.3)=-ESM(3.1)

ESM(4.4)= ESM(1.1)

ESM(5.1)=-ESM(2.1)

ESM(5.2)=-ESM(2.2)

ESM(5.3)=-ESM(3.2)

ESM(5.4)=+ESM(2.1)

ESM(5.5)=+ESM(2.2)

ESM(6.1)=-ESM(3.1)

ESM(6.2)=-ESM(3.2)

ESM(6.3)=-ESM(3.3)

ESM(6.4)=+ESM(3.1)

ESM(6.5)=+ESM(3.2)

ESM(6.6)=+ESM(3.3)

DO 73 I=1,5

K=I+1

DO 73 J=K,6

73 ESM(I,J)=ESM(J,I)

IF(FORCE.EQ.1) GOTO 85

C

C DIRECT STIFFNESS PROCEDURE

C

DO 76 I=1,6

II=NS(I)

DO 75 J=1,6

JJ=NS(J)-NS(I)+1

IF(JJ.LE.0) GOTO 75

J1=JGSM+(JJ-1)*NP+II-(JJ-1)*(JJ-2)/2

A(J1)=A(J1)+ESM(I,J)

75 CONTINUE

76 CONTINUE

C

C ANOTHER ELEMENT?

C

KK=KK+1

IF(KK.LE.NE) GOTO 70

C*****

C*****

C

```

C   MODIFICATION AND SOLUTION OF THE SYSTEM OF EQUATIONS
C       DATA IS CALLED BY MODFRM
C
C*****
C*****
C
C   SETTING ZERO DIAGONAL VALUES TO ONE
C
DO 101 I=1,NP
  IF(A(JGSM+I).GT.0.01) GOTO 101
  A(JGSM+I)=1.0
101 CONTINUE
C
C   THE SOLUTION SUBROUTINES
C
C   CALL MODCER
C   CALL DCMPCBD
C   CALL SLVBD
C
C   OUTPUT OF THE CALCULATED DISPLACEMENT VALUES
C
  WRITE(8,110) TITLE
110  FORMAT(1H1///10X,20A4///10X,25HNODAL DISPLACEMENT VALUES)
  IF(ITYP.EQ.1) WRITE(8,111)
111  FORMAT(//10X,4HNODE,6X,12HX DEFLECTION)
  IF(ITYP.EQ.2) WRITE(8,112)
112  FORMAT(//10X,4HNODE,6X,12HX DEFLECTION,6X,12HY DEFLECTION)
  IF(ITYP.EQ.3) WRITE(8,113)
113  FORMAT(//10X,4HNODE,6X,12HY DEFLECTION,8X,10HZ ROTATION)
  IF(ITYP.EQ.4) WRITE(8,114)
114  FORMAT(//10X,4HNODE,6X,12HX DEFLECTION,6X,12HY DEFLECTION,
+6X,12HZ DEFLECTION)
  DO 102 I=1,NN
    IF(ITYP.EQ.1) WRITE(8,103) I, A(I*3-2)
    IF(ITYP.EQ.2) WRITE(8,103) I,A(I*3-2),A(I*3-1)
    IF(ITYP.EQ.3) WRITE(8,103) I,A(I*3-1),A(I*3)
    IF(ITYP.EQ.4) WRITE(8,103) I,A(I*3-2),A(I*3-1),A(I*3)
102 CONTINUE
103  FORMAT(11X,13,3X,E15,6,3X,E15,6,3X,E15,6)
C*****
C*****
C
C   CALCULATION OF ELEMENT NODAL FORCES
C
C*****
C*****
C
C   OUTPUT OF HEADINGS
C
  WRITE(8,80)
80  FORMAT(////10X,20A4//10X,20HELEMENT NODAL FORCES)
  IF(ITYP.EQ.1.OR.ITYP.EQ.2) WRITE(8,82)
82  FORMAT(//10X,7HELEMENT,3X,4HNODE,4X,11HAXIAL FORCE)
  IF(ITYP.EQ.3) WRITE(8,83)

```

```

83  FORMAT(/10X,7HELEMENT,3X,4HNODE,4X,11HSHEAR FORCE,
      +3X,14HBENDING MOMENT)
      IF(ITYP.EQ.4) WRITE(8,81)
81  FORMAT(/10X,7HELEMENT,3X,4HNODE,4X,11H X FORCE ,
      +4X,11H Y FORCE ,3X,11H Z FORCE )
C
C   EVALUATION OF THE ELEMENT STIFFNESS MATRIX
C
      IFORCE=1
      EM=ELMOD(IEM)
      KK=1
      GOTO 70
C
C   CALCULATION OF THE ELEMENT FORCES IN
C   THE LOCAL COORDINATE SYSTEM
C
85  DO 86 I=1,6
      EF(I)=0.0
      DO 86 J=1,6
        K=NS(J)
86  EF(I)=EF(I)+ESM(I,J)*A(K)
C
C   TRANSFORMATION OF THE ELEMENT FORCES
C   TO THE MEMBER COORDINATE SYSTEM
C
C.....
      F(1)=CX*EF(1)+CY*EF(2)+CZ*EF(3)
      F(2)=CY*EF(1)+CZ*EF(2)+CX*EF(3)
      F(3)=CX*EF(1)+CY*EF(2)+CZ*EF(3)
      F(4)=CX*EF(1)+CY*EF(2)+CZ*EF(3)
      F(5)=CY*EF(1)+CZ*EF(2)+CX*EF(3)
      F(6)=CZ*EF(1)+CX*EF(2)+CY*EF(3)
C.....
C
C   OUTPUT OF THE ELEMENT NODAL FORCES
C
      IF(ITYP.EQ.1.OR.ITYP.EQ.2) WRITE(8,95) KK,NEL(KK,1),F(1),
      +NEL(KK,2),F(4)
95  FORMAT(/13X,12.5X,I3,1X,E15.6/20X,I3,1X,E15.6)
      IF(ITYP.EQ.3) WRITE(8,96) KK,NEL(KK,1), F(2),F(3),
      +NEL(KK,2),F(5),F(6)
96  FORMAT(/13X,12.5X,I3,1X,2E15.6/20X,I3,1X,2E15.6)
      IF(ITYP.EQ.4) WRITE(8,93) KK,NEL(KK,1),F(1),F(2),F(3),
      +NEL(KK,2),F(4),F(5),F(6)
93  FORMAT(/13X,12.5X,I3,1X,3E15.6/20X,I3,1X,3E15.6)
C
C   ANOTHER ELEMENT?
C
      KK=KK+1
      IF(KK.LE.NE) GOTO 70
      ENDFILE 8
      close(7)
      close(8)
      stop 'job finished!'
222  END

```

```

C -----
C -----
      SUBROUTINE MODFRM
      COMMON/AV/A(5000),JGF,JGSM,NP,NBW
      COMMON/CT/ITYP,IB
C*****
C*****
C
C   INPUT OF THE NODAL FORCE VALUES
C       IB - DEGREE OF FREEDOM OF THE FORCE
C       BV - VALUE OF THE NODAL FORCE
C   INPUT OF IB AND BV IS TERMINATED BY
C       INPUTTING A ZERO VALUE FOR IB
C
C*****
C*****
      NIW=0
202  READ(7,*) IB

      IF(IB.LE.0) GOTO 216
      IF(NIW.EQ.0) WRITE(8,201)
201  FORMAT(/10X,31HCONCENTRATED FORCES AND MOMENTS)
      NIW=1
      CALL CONVERT
      READ(7,*) BV

      A(JGF+IB)=A(JGF+IB)+BV
      CALL INVERT
      WRITE(8,203) IB,BV
203  FORMAT(10X,13,E15.5)

      GOTO 202
C*****
C*****
C
C   INPUT OF THE PREDESCRIBED NODAL VALUES
C       IB - DEGREE OF FREEDOM OF THE KNOWN NODAL VALUE
C       BV - KNOWN NODAL VALUE
C   INPUT OF IB AND BV IS TERMINATED BY INPUTTING
C       A ZERO VALUE FOR IB
C
C*****
C*****
216  NIW=0
209  READ(7,*) IB

      IF(IB.LE.0) RETURN
      IF(NIW.EQ.0) WRITE(8,208)
208  FORMAT(/10X,'KNOWN DISPLACEMENT VALUES')
      NIW=1
      CALL CONVERT

```

```

      READ(7,*) BV
C
C   MODIFICATION OF THE GLOBAL STIFFNESS MATRIX AND
C   THE GLOBAL FORCE VECTOR USING THE METHOD
C   OF DELETION OF ROWS AND COLUMNS
C
      K=IB-1
      DO 211 J=2,NBW
      M=IB+J-1
      IF(M.GT.NP) GOTO 210
      IJ=JGSM+(J-1)*NP+IB-(J-1)*(J-2)/2
      A(JGF+M)=A(JGF+M)-A(IJ)*BV
      A(IJ)=0.0
210 IF(K.LE.0) GOTO 211
      KJ=JGSM+(J-1)*NP+K-(J-1)*(J-2)/2
      A(JGF+K)=A(JGF+K)-A(KJ)*BV
      A(KJ)=0.0
      K=K-1
211 CONTINUE
      A(JGF+IB)=A(JGSM+IB)*BV
221 CONTINUE
      CALL INVERT
      WRITE(8,203) IB,BV
      GOTO 209
      END
C-----
C-----
      SUBROUTINE MODCER
      COMMON/AV/A(5000),JGF,JGSM,NP,NBW
      COMMON/CT/ITYP,IB
C*****
C*****
C
C   INPUT OF THE NODAL FORCE VALUES
C       IB - DEGREE OF FREEDOM OF THE FORCE
C       BV - VALUE OF THE NODAL FORCE
C   INPUT OF IB AND BV IS TERMINATED BY
C       INPUTTING A ZERO VALUE FOR IB
C
C*****
C*****

      WRITE(8,201)
201  FORMAT(//10X,'CONCENTRATED FORCES AND MOMENTS')

444  READ(7,*) IB

      IF(IB.EQ.0) THEN
          GOTO 888
      ELSE
          CALL CONVERT
          BACKSPACE 7
          READ(7,*) IB , BV
          A(JGF+IB)=A(JGF+IB)+BV
          CALL INVERT

```

```

      WRITE(8,203) IB,BV
203  FORMAT(10X,I3,E15.5)
      GOTO 444
ENDIF
C*****
C*****
C
C  INPUT OF THE PREDESCRIBED NODAL VALUES
C    IB - DEGREE OF FREEDOM OF THE KNOWN NODAL VALUE
C    BV - KNOWN NODAL VALUE
C    INPUT OF IB AND BV IS TERMINATED BY INPUTTING
C    A ZERO VALUE FOR IB
C
C*****
C*****

888  WRITE(8,208)
208  FORMAT(//10X,'KNOWN DISPLACEMENT VALUES')

999  READ(7,*) IB

      IF(IB.EQ.0) THEN
          GOTO 411
      ELSE
          CALL CONVERT
          BACKSPACE 7
          READ(7,*) IB , BV

C
C  MODIFICATION OF THE GLOBAL STIFFNESS MATRIX AND
C  THE GLOBAL FORCE VECTOR USING THE METHOD
C  OF DELETION OF ROWS AND COLUMNS
C
      K=IB-1
      DO 211 J=2,NBW
          M=IB+J-1
          IF(M.GT.NP) GOTO 210
          IJ=JGSM+(J-1)*NP+IB-(J-1)*(J-2)/2
          A(JGF+M)=A(JGF+M)-A(IJ)*BV
          A(IJ)=0.0
210  IF(K.LE.0) GOTO 211
          KJ=JGSM+(J-1)*NP+K-(J-1)*(J-2)/2
          A(JGF+K)=A(JGF+K)-A(KJ)*BV
          A(KJ)=0.0
          K=K-1
211  CONTINUE
          A(JGF+IB)=A(JGSM+IB)*BV
221  CONTINUE
          CALL INVERT
          WRITE(8,203) IB,BV
          GOTO 999
      ENDIF
411  END

```

C-----

```

C -----
C -----
SUBROUTINE DCMPCD
COMMON /AV/A(5000),JGF,JGSM,NP,NBW
C*****
C*****
C
C   DECOMPOSITION OF A BANDED MATRIX INTO AN UPPER
C   TRIANGULAR FORM USING GAUSSIAN ELIMINATION
C
C*****
C*****
NP1=NP-1
DO 226 I=1,NP1
MJ=I+NBW-1
IF(MJ.GT.NP) MJ=NP
NJ=I+1
MK=NBW
IF((NP-I+1).LT.NBW) MK=NP-I+1
ND=0
DO 225 J=NJ,MJ
MK=MK-1
ND=ND+1
NL=ND+1
DO 225 K=1,MK
NK=ND+K
JK=JGSM+(K-1)*NP+J-(K-1)*(K-2)/2
INL=JGSM+(NL-1)*NP+I-(NL-1)*(NL-2)/2
INK=JGSM+(NK-1)*NP+I-(NK-1)*(NK-2)/2
II=JGSM+I
225 A(JK)=A(JK)-A(INL)*A(INK)/A(II)
226 CONTINUE
RETURN
END

```

```

C -----
C -----
SUBROUTINE SLVBD
COMMON/AV/A(5000),JGF,JGSM,NP,NBW
NP1=NP-1
C*****
C*****
C
C   DECOMPOSITION OF THE GLOBAL FORCE VECTOR
C
C*****
C*****
DO 250 I=1,NP1
MJ=I+NBW-1
IF(MJ.GT.NP) MJ=NP
NJ=I+1
L=1
DO 250 J=NJ,MJ
L=L+1
IL=JGSM+(L-1)*NP+I-(L-1)*(L-2)/2
250 A(JGF+J)=A(JGF+J)-A(IL)*A(JGF+I)/A(JGSM+I)

```

```

C*****
C*****
C
C   BACKWARD SUBSTITUTION FOR DETERMINATION OF
C   THE NODAL VALUES
C
C*****
C*****
  A(NP)=A(JGF+NP)/A(JGSM+NP)
  DO 252 K=1,NP1
    I=NP-K
    MJ=NBW
    IF((I+NBW-1).GT.NP) MJ=NP-I+1
    SUM=0.0
    DO 251 J=2,MJ
      N=I+J-1
      IJ=JGSM+(J-1)*NP+I-(J-1)*(J-2)/2
251  SUM=SUM+A(IJ)*A(N)
252  A(I)=(A(JGF+I)-SUM)/A(JGSM+I)
    RETURN
  END
C-----
C-----
  SUBROUTINE CONVERT
  COMMON/CT/ITYP,IB
  IF(ITYP.EQ.4) RETURN
  IF(ITYP.GT.1) GOTO1
C
C   AXIAL FORCE MEMBER
C
  IB=3*IB-2
  RETURN
1  IND=(IB+1)/2
  ICK=(IB/2)*2
  IF(ITYP.GT.2) GOTO2
C
C   TRUSS MEMBERS
C
  IF(ICK.NE.IB) IB=3*IND-2
  IF(ICK.EQ.IB) IB=3*IND-1
  RETURN
C
C   BEAM MEMBERS
C
2  IF(ICK.NE.IB) IB=3*IND-1
  IF(ICK.EQ.IB) IB=3*IND
  RETURN
  END
C-----
C-----
  SUBROUTINE INVERT
  COMMON/CT/ITYP,IB
  IF(ITYP.EQ.4) RETURN
  IF(ITYP.GT.1) GOTO1
C

```

C AXIAL FORCE MEMBER

C

IB=(IB-2)/3

RETURN

1 ICK=(IB-2)/3*3+2

IF(ITYP.GT.2) GOTO3

C

C TRUSS MEMBERS

C

IF(ICK.EQ.IB) GOTO2

IND=(IB+2)/3

IB=2*IND-1

RETURN

2 IND=(IB+1)/3

IB=2*IND

RETURN

C

C BEAM MEMBERS

C

3 IF(ICK.EQ.IB) GOTO4

IND=IB/3

IB=2*IND

RETURN

4 IND=(IB+1)/3

IB=2*IND-1

RETURN

END

```

PROGRAM STRESS
COMMON/ELMATX/ESM(6,6),X(3),Y(3),D(3,3),IELR
COMMON/GRAD/B(3,6),AR2
COMMON/MTL/EM,PR,TH
COMMON/TLE/TITLE(20)
COMMON/AV/A(8500),JGF,JGSM,NP,NBW
CHARACTER GIR*8,EXT*4,CIK*12
DIMENSION NEL(250,3),XC(200),YC(200)
DIMENSION NS(6),U(6),STRA(3),STRE(6),ICK(250)
DATA IFE/1/

```

```

C .....
WRITE(*,*)'NAME OF THE INPUT DATA FILE (NOT ALLOWED EXTENSION)'
READ(*, '(A8)') GIR
ind=index(gir, '.')
if(ind.ne.0) then
    write(*,*)'NOT ALLOWED EXTENSION'
    write(*,*)'Program Terminated!!!'
    GOTO 222
endif
EXT='.OUT'
CIK=GIR//EXT
OPEN (7, FILE = GIR, STATUS='OLD')
OPEN (8, FILE = CIK, STATUS='NEW')

```

```

C .....
C*****
C*****
C DEFINITION OF THE INPUT VARIABLES FOR THIS PROGRAM
C
C THIS LIST DOES NOT INCLUDE VALUES READ BY
C THE SUBROUTINE MODIFY
C
C*****
C*****

```

```

C
C TITLE AND PARAMETERS
C
C TITLE - A DESCRIPTIVE STATEMENT OF THE PROBLEM
C NN - NUMBER OF NODES
C NE - NUMBER OF ELEMENTS
C IPLVL - PRINT LEVEL
C 0 - DO NOT WRITE THE ELEMENT MATRICES
C 1 - WRITE THE ELEMENT MATRICES
C

```

```

C MATERIAL PROPERTIES AND THICKNESS
C

```

```

C EM - MODULUS OF ELASTICITY
C PR - POISSON'S RATIO
C TH - THICKNESS OF THE REGION
C

```

```

C NODAL COORDINATES
C

```

```

C XC(I) - X COORDINATES OF THE NODES IN NUMERICAL
C SEQUENCE
C YC(I) - Y COORDINATES OF THE NODES IN NUMERICAL
C SEQUENCE

```

```

C
C   ELEMENT DATA
C
C   N - ELEMENT NUMBER
C   NEL(N,I) - NUMERICAL VALUE OF NODE I
C   NEL(N,J) - NUMERICAL VALUE OF NODE J
C   NEL(N,K) - NUMERICAL VALUE OF NODE K
C
C*****
C*****
C
C   INPUT SECTION OF THE PROGRAM
C
C*****
C*****
C
C   INPUT OF THE TITLE CARD AND PARAMETER
C
C   READ(7,3) TITLE
C   3 FORMAT(20A4)
C   READ(7,*) NN,NE,IPLVL
C   NP=2*NN
C   IF(IPLVL.GE.1) IPLVL=1
C   IF(NE.GE.10) IPLVL=00
C
C   COMPARISON CHECK OF NN AND NE WITH THE VALUES USED
C   IN THE DIMENSION STATEMENTS
C
C   ISTOP=0
C   CHECK NN
C   IF(NN.LE.200) GOTO 6
C   WRITE(8,10)
C   10 FORMAT(10X,27HNUMBER OF NODES EXCEEDS 200/
C   +10X,20HEXECUTION TERMINATED)
C   ISTOP=1
C   CHECK NE
C   6 IF(NE.LE.250) GOTO 1
C   WRITE(8,2)
C   2 FORMAT(10X,30HNUMBER OF ELEMENTS EXCEEDS 250/
C   +10X,20HEXECUTION TERMINATED)
C   ISTOP=1
C   1 IF(ISTOP.EQ.1) STOP
C
C   INPUT OF THE MATERIAL PROPERTIES, THICKNESS
C   AND NODAL COORDINATES
C
C   READ(7,*) EM,PR,TH
C
C   .....
C   do 13 i=1,nn
C   13 read(7,*) xc(i),yc(i)
C   .....
C
C   OUTPUT OF TITLE AND DATA HEADINGS
C
C   WRITE(8,4) TITLE,NN,NE

```

```

4  FORMAT(1H1,///10X,20A4,///13X,5HNN =I6/13X,5HNE =I6)
   WRITE(8,16) EM.PR.TH
16  FORMAT(//10X,16HPARAMETER VALUES/13X,4HEM =,E15.5/13X,4HPR =
   +E15.5/13X,4HTH =,E15.5)
   WRITE(8,11)
11  FORMAT(//10X,17HNODAL COORDINATES/10X,4HNODE,5X,1HX,14X,1HY)
C .....
   do 14 i=1.nn
14  WRITE(8,12) I,XC(I),YC(I)
C .....
12  FORMAT(10X,I4,2E15.5)
C
C  INPUT AND ECHO PRINT OF ELEMENT DATA
C    CHECK TO SEE IF THE ELEMENTS ARE IN SEQUENCE
C
28  WRITE (8,8) TITLE
8   FORMAT(1H1,///10X,20A4//10X,3HNEL,4X,12HNODE NUMBERS)
   NID=0
   DO 9 KK=1,NE
       READ(7,*) N,(NEL(N,I),I=1,3)
       IF ((N-1).NE.NID) WRITE(8,17) N
17  FORMAT(10X,7HELEMENT,I4,16H NOT IN SEQUENCE)
       NID=N
9   WRITE(8,5) N,(NEL(N,I),I=1,3)
5   FORMAT(10X,I3,2X,3I4)
C*****
C*****
C
C  ANALYSIS OF THE NODE NUMBERS
C
C*****
C*****
C
C  INITIALIZATION OF A CHECK VECTOR
C
   DO 500 I=1,NN
500  ICK(I)=0
C
C    CHECK TO SEE IF ANY NODE NUMBER EXCEEDS NP
C
   DO 501 I=1,NE
       DO 502 J=1,3
           K=NEL(I,J)
           ICK(K)=1
502  IF(K.GT.NN) WRITE(8,503) J,I,NN
503  FORMAT(//10X,4HNODE,I4,11H OF ELEMENT,I4,
   +13H EXCEEDS NN =,I4)
501  CONTINUE
C
C    CHECK TO SEE IF ALL NODE NUMBERS THROUGH
C      NN ARE INCLUDED
C
   DO 505 I=1,NN
505  IF(ICK(I).EQ.0) WRITE(8,506) I
506  FORMAT(//10X,4HNODE,I4,15H DOES NOT EXIST)

```

```

C*****
C*****
C
C   CREATION AND INITIALIZATION OF THE A VECTOR
C
C*****
C*****
C
C   CALCULATION OF THE BANDWITH
C
    IEL=0
    INBW=0
    NBW=0
    DO 20 KK=1,NE
        DO 25 I=1,3
25      NS(I)=NEL(KK,I)
        DO 21 I=1,2
            IJ=I+1
            DO 21 J=IJ,3
                NB=IABS(NS(I)-NS(J))
                IF(NB.EQ.0) WRITE(8,26) KK
26      FORMAT(/10X,7HELEMENT,I3,
+39HHAS TWO NODES WITH THE SAME NODE NUMBER)
                IF(NB.LE.NBW) GOTO 21
                INBW=KK
                NBW=NB
21      CONTINUE
20      CONTINUE
        NBW=(NBW+1)*2
        WRITE(8,27) NBW,INBW
27      FORMAT(10X,12HBANDWITH IS,I4,11H IN ELEMENT,I4)
C
C   INITIALIZATION OF THE COLUMN VECTOR A()
C
    JGF=NP
    JGSM=JGF+NP
    JEND=JGSM+NP*NBW
    IF(JEND.GT.8500) GOTO 22
    JL=JEND-JGF
    DO 24 I=1,JEND
24      A(I)=0.0
        GOTO 30
22      WRITE(8,23)
23      FORMAT(10X,30HDIMENSION OF A VECTOR EXCEEDED/
+10X,20HEXECUTION TERMINATED)
        STOP
C*****
C*****
C
C   GENERATION OF THE SYSTEM OF EQUATIONS
C
C*****
C*****
C
C   GENERATION OF THE MATERIALS PROPERTY MATRIX D

```

```

C
30 R=EM/(1.-PR**2)
   D(1,1)=R
   D(2,2)=D(1,1)
   D(3,3)=R*(1.0-PR)/2.
   D(1,2)=PR*R
   D(2,1)=D(1,2)
   D(1,3)=0.0
   D(3,1)=0.0
   D(2,3)=0.0
   D(3,2)=0.0
C
C START OF THE LOOP FOR THE ELEMENT MATRICES
C
   IELR=0
   KK=1
C
C GENERATION OF THE NODAL DEGREES OF FREEDOM
C RETRIEVAL OF THE NODAL COORDINATES
C
32 DO 31 I=1,3
   J=NEL(KK,1)
   NS(2*I-1)=J*2-1
   NS(2*I)=J*2
   X(I)=XC(J)
31 Y(I)=YC(J)
C
C CALCULATION OF ELEMENT MATRICES
C
   CALL ELSTMX(KK,IPLVL)
C
C DIRECT STIFFNESS PROCEDURE
C
   DO 33 I=1,6
   II=NS(I)
   DO 34 J=1,6
   JJ=NS(J)+1-II
   IF(JJ.LE.0) GOTO 34
   J1=JGSM+(JJ-1)*NP+II-(JJ-1)*(JJ-2)/2
   A(J1)=A(J1)+ESM(I,J)
34 CONTINUE
33 CONTINUE
   KK=KK+1
   IF(KK.LE.NE) GOTO 32
C*****
C*****
C
C MODIFICATION AND SOLUTION OF THE SYSTEM OF EQUATIONS
C DATA IS CALLED BY THE SUBROUTINE MODIFY
C
C*****
C*****
   WRITE(8,110) TITLE
110 FORMAT(1H1///10X,20A4)
   CALL MODIFY(IFE)

```

```

      CALL DCMPPBD
      CALL SLVBD
C
C  OUTPUT OF THE CALCULATED DISPLACEMENTS
C
      WRITE(8,112)
112  FORMAT(///10X,25HNODAL DISPLACEMENT VALUES/
      +/10X,4HNODE,6X,12HX DEFLECTION,6X,12HY DEFLECTION)
      DO 113 I=1,NN
113  WRITE(8,111) I,A(I*2-1),A(I*2)
111  FORMAT(11X,I3,3X,E15.6,3X,E15.6)
C*****
C*****
C
C  CALCULATION OF THE ELEMENT STRESS AND STRAIN COMPONENTS
C    AND THE PRINCIPAL STRESS VALUES
C
C*****
C*****
      IPLVL=0
      IELR=1
      WRITE(8,110) TITLE
      DO 96 KK=1,NE
      IF(KK/9*9.EQ.KK) WRITE(8,110) TITLE
C
C  GENERATION OF THE NODAL DEGREES OF FREEDOM
C    RETRIEVAL OF THE NODAL COORDINATES
C
      DO 51 I=1,3
      J=NEL(KK,I)
      NS(2*I-1)=2*J-1
      NS(2*I)=2*J
      X(I)=XC(J)
51  Y(I)=YC(J)
C
C  RETRIEVAL OF THE ELEMENT NODAL DISPLACEMENTS
C
65  DO 73 I=1,6,2
      NS1=NS(I)
      NS2=NS(I+1)
      U(I)=A(NS1)
73  U(I+1)=A(NS2)
C
C  CALCULATION OF THE STRAIN VECTOR. (STRAIN) = (B) (U)
C
      CALL ELSTMX(KK,IPLVL)
      DO 1155 I=1,3
      STRA(I)=0.0
      DO 1155 K=1,6
1155 STRA(I)=STRA(I)+B(I,K)*U(K)/AR2
C
C  CALCULATION OF THE STRESS VECTOR. (STRESS) = (D) (STRAIN)
C
      DO 58 I=1,3
      STRE(I)=0.0

```

```

      DO 58 K=1,3
58  STRE(I)=STRE(I)+D(I,K)*(STRA(K))
C
C  CALCULATION OF THE PRINCIPAL STRESSES
C
      AA=(STRE(1)+STRE(2))/2.
      AB=SQRT(((STRE(1)-STRE(2))/2.)**2+STRE(3)**2)
      S1=AA+AB
      S2=AA-AB
      TM=AB
      IF(ABS(STRE(1)-STRE(2)).LT.0.001) GOTO 93
      AC=ATAN2(2.*STRE(3),STRE(1)-STRE(2))
      THM=((180.0/3.14159265)*AC)/2.0
      GOTO 94
93  THM= 90.0
C
C  PRINTING OF THE RESULTS
C
94  WRITE(8,57) KK
57  FORMAT(/ 10X,7HELEMENT,14)
      WRITE(8,95) STRA(1),STRE(1),S1,STRA(2),STRE(2),S2,
      +STRA(3),STRE(3),TM,THM
95  FORMAT(15X,5HEXX =,E12.5,5X,5HSXX =,E12.5,5X,5HS1 =,
      +E12.5/15X,5HEYY =,E12.5,5X,5HSYY =,E12.5,5X,5HS2 =,
      +E12.5/15X,5HGXY =,E12.5,5X,5HTXY =,E12.5,4X,
      +6HTMAX =,E12.5/59X,5HANGLE.F8.2,4H DEG)
96  CONTINUE
      ENDFILE 8
      CLOSE (7)
      CLOSE (8)
      STOP 'JOB FINISHED!'
222  END

```

```

C-----
C*****
C-----
      SUBROUTINE ELSTMX(KK,IPLVL)
      COMMON/MTL/EM,PR,TH
      COMMON/GRAD/B(3,6),AR2
      COMMON/ELMATX/ESM(6,6),X(3),Y(3),D(3,3),IELR
      DIMENSION C(6,3)

```

```

C
C  GENERATION OF THE B MATRIX
C

```

```

      DO 20 I=1,3
      DO 20 J=1,6
20  B(I,J)=0.0
      B(1,1)=Y(2)-Y(3)
      B(1,3)=Y(3)-Y(1)
      B(1,5)=Y(1)-Y(2)
      B(2,2)=X(3)-X(2)
      B(2,4)=X(1)-X(3)
      B(2,6)=X(2)-X(1)
      B(3,1)=B(2,2)
      B(3,2)=B(1,1)

```

```

B(3,3)=B(2,4)
B(3,4)=B(1,3)
B(3,5)=B(2,6)
B(3,6)=B(1,5)
AR2=X(2)*Y(3)+X(3)*Y(1)+X(1)*Y(2)-X(2)*Y(1)-
+X(3)*Y(2)-X(1)*Y(3)
IF(IELR.EQ.1) RETURN
C
C MATRIX MULTIPLICATION TO OBTAIN C = (BT) (D)
C
DO 22 I=1,6
DO 22 J=1,3
C(I,J)=0.0
DO 22 K=1,3
22 C(I,J)=C(I,J)+B(K,I)*D(K,J)
C
C MATRIX MULTIPLICATION TO OBTAIN ESM
C ESM = (BT) (D) (B) = (C) (B)
C
DO 27 I=1,6
DO 27 J=1,6
SUM=0.0
DO 28 K=1,3
28 SUM=SUM+C(I,K)*B(K,J)
ESM(I,J)=SUM*TH/(2.*AR2)
27 CONTINUE
C
C OUTPUT OF THE ELEMENT STIFFNESS MATRIX
C
IF(IPLVL.EQ.0) RETURN
WRITE(8,30) KK
30 FORMAT(/5X,28HSTIFFNESS MATRIX FOR ELEMENT,I3)
DO 31 I=1,6
31 WRITE(8,32) (ESM(I,J),J=1,6)
32 FORMAT(1X,6E13,5)
RETURN
END
C-----
C*****
C-----
SUBROUTINE MODIFY(IFE)
COMMON/AV/A(8500),JGF,JGSM,NP,NBW
C*****
C*****
C
C INPUT OF THE NODAL FORCE VALUES
C FOR FIELD PROBLEMS
C IB - NODE NUMBER
C BV - SOURCE OR SINK VALUE
C FOR SOLID MECHANICS PROBLEMS
C IB - DEGREE OF FREEDOM OF THE FORCE
C BV - VALUE OF THE FORCE
C
C INPUT OF IB AND BV IS TERMINATED BY
C INPUTTING A ZERO VALUE FOR IB

```

```

C
C*****
C*****
  NIW=0
202 READ(7,*) IB
  IF(IB.LE.0) GOTO 216
  IF(NIW.EQ.0.AND.IFE.EQ.0) WRITE(8,200)
  IF(NIW.EQ.0.AND.IFE.EQ.1) WRITE(8,201)
200 FORMAT(//10X,22HSOURCE AND SINK VALUES)
201 FORMAT(//10X,31HCONCENTRATED FORCES AND MOMENTS)
  NIW=1
  READ(7,*) BV
  A(JGF+IB)=A(JGF+IB)+BV
  WRITE(8,203) IB,BV
203 FORMAT(10X,I3,E15.5)
  GOTO 202
C*****
C*****
C
C INPUT OF PRESCRIBED NODAL VALUES
C   FOR FIELD PROBLEMS
C   IB - NODE NUMBER
C   BV - KNOWN VALUE OF PHI
C   FOR SOLID MECHANICS PROBLEMS
C   IB - DEGREE OF FREEDOM OF THE KNOWN DISPLACEMENT
C   BV - THE VALUE OF THE DISPLACEMENT
C
C INPUT OF IB AND BV IS TERMINATED BY INPUTTING
C   A ZERO VALUE FOR IB
C
C*****
C*****
216 NIW=0
209 READ(7,*) IB
  IF(IB.LE.0) RETURN
  IF(NIW.EQ.0.AND.IFE.EQ.0) WRITE(8,212)
  IF(NIW.EQ.0.AND.IFE.EQ.1) WRITE(8,208)
212 FORMAT(//10X,25HKNOWN NODAL VALUES OF PHI)
208 FORMAT(//10X,25HKNOWN DISPLACEMENT VALUES)
  NIW=1
  READ(7,*) BV
C
C   MODIFICATION OF THE GLOBAL STIFFNESS MATRIX AND
C   THE GLOBAL FORCE VECTOR USING THE METHOD
C   OF DELETION OF ROWS AND COLUMNS
C
  K=IB-1
  DO 211 J=2,NBW
    M=IB+J-1
    IF(M.GT.NP) GOTO 210
    IJ=JGSM+(J-1)*NP+IB-(J-1)*(J-2)/2
    A(JGF+M)=A(JGF+M)-A(IJ)*BV
    A(IJ)=0.0
210 IF(K.LE.0) GOTO 211
    KJ=JGSM+(J-1)*NP+K-(J-1)*(J-2)/2

```

```

      A(JGF+K)=A(JGF+K)-A(KJ)*BV
      A(KJ)=0.0
      K=K-1
211 CONTINUE
      A(JGF+IB)=A(JGSM+IB)*BV
221 CONTINUE
      WRITE(8,203) IB,BV
      GOTO 209
      END
C-----
C*****
C-----
      SUBROUTINE DCMPCD
      COMMON /AV/A(8500),JGF,JGSM,NP,NBW
C*****
C*****
C
C      DECOMPOSITION OF A BANDED MATRIX INTO AN UPPER
C      TRIANGULAR FORM USING GAUSSIAN ELIMINATION
C
C*****
C*****
      NP1=NP-1
      DO 226 I=1,NP1
      MJ=I+NBW-1
      IF(MJ.GT.NP) MJ=NP
      NJ=I+1
      MK=NBW
      IF ((NP-I+1).LT.NBW) MK=NP-I+1
      ND=0
      DO 225 J=NJ,MJ
      MK=MK-1
      ND=ND+1
      NL=ND+1
      DO 225 K=1,MK
      NK=ND+K
      JK=JGSM+(K-1)*NP+J-(K-1)*(K-2)/2
      INL=JGSM+(NL-1)*NP+I-(NL-1)*(NL-2)/2
      INK=JGSM+(NK-1)*NP+I-(NK-1)*(NK-2)/2
      II=JGSM+I
225 A(JK)=A(JK)-A(INL)*A(INK)/A(II)
226 CONTINUE
      RETURN
      END
C-----
C*****
C-----
      SUBROUTINE SLVBD
      COMMON/AV/A(8500),JGF,JGSM,NP,NBW
      NP1=NP-1
C*****
C*****
C
C      DECOMPOSITION OF THE GLOBAL FORCE VECTOR
C

```

```

C*****
C*****
  DO 250 I=1,NP1
    MJ=I+NBW-1
    IF (MJ.GT.NP) MJ=NP
    NJ=I+1
    L=1
    DO 250 J=NJ,MJ
      L=L+1
      IL=JGSM+(L-1)*NP+I-(L-1)*(L-2)/2
250  A(JGF+J)=A(JGF+J)-A(IL)*A(JGF+I)/A(JGSM+I)
C*****
C*****
C
C   BACKWARD SUBSTITUTION FOR DETERMINATION OF
C   THE NODAL VALUES
C
C*****
C*****
  A(NP)=A(JGF+NP)/A(JGSM+NP)
  DO 252 K=1,NP1
    I=NP-K
    MJ=NBW
    IF ((I+NBW-1).GT.NP) MJ=NP-I+1
    SUM=0.0
    DO 251 J=2,MJ
      N=I+J-1
      IJ=JGSM+(J-1)*NP+I-(J-1)*(J-2)/2
251  SUM=SUM+A(IJ)*A(N)
252  A(I)=(A(JGF+I)-SUM)/A(JGSM+I)
    RETURN
  END

```

TEXTBOOK FRAME EXAMPLE

3 2 1 1 4

1 30. 400.

0. 0. DUGUM NO:1
282.8 282.8 DUGUM NO:2
682.8 282.8 DUGUM NO:3

1 1 1 2
2 1 2 3

5
-100000

0

1
0.
2
0.
7
0.
8
0.
9
0.
0



TEXTBOOK FRAME EXAMPLE

SECTION PROPERTIES

SECTION	AREA	AREA MOMENT
1	.30000E+02	.40000E+03

ELASTIC MODULUS = .20000E+08

NODAL COORDINATES

NODE	X	Y
1	.00	.00
2	282.80	282.80
3	682.80	282.80

ELEMENT DATA

ELEMENT	NODE	
	SECTION	NUMBERS
1	1	1 2
2	1	2 3

BANDWIDTH = 6

CONCENTRATED FORCES AND MOMENTS

5 -.10000E+06

KNOWN DISPLACMENT VALUES

1	.00000E+00
2	.00000E+00
7	.00000E+00
8	.00000E+00
9	.00000E+00

TEXTBOOK FRAME EXAMPLE

NODAL DISPLACEMENT VALUES

NODE	X DEFLECTION	Y DEFLECTION	Z ROTATION
1	.000000E+00	.000000E+00	-.817600E-03
2	.664141E-01	-.199321E+00	.225716E-03
3	.000000E+00	.000000E+00	.000000E+00

ELEMENT NODE AXIAL FORCE SHEAR FORCE BENDING MOMENT

1	1	.140990E+06	.104370E+03	.192283E-02
	2	-.140990E+06	-.104370E+03	.417389E+05
2	2	.996211E+05	-.231266E+03	-.417389E+05
	3	-.996211E+05	.231266E+03	-.507676E+05



TWO DIMENSIONAL PLANE FRAME (APPLIED FINITE ANALYSIS)
SYSTEM

L=1

JOINTS

1 X=0 Y=0 Z=0
2 X= 282.84 Y= 282.84 Z=0
3 X= 682.84 Y= 282.84 Z=0

RESTRAINTS

C (X-Y PLANE)

1 R=1,1,1,1,1,0
2 R=0,0,1,1,1,0
3 R=1,1,1,1,1,1

FRAME

NM=1

1 A=30 E=20000000 I=400

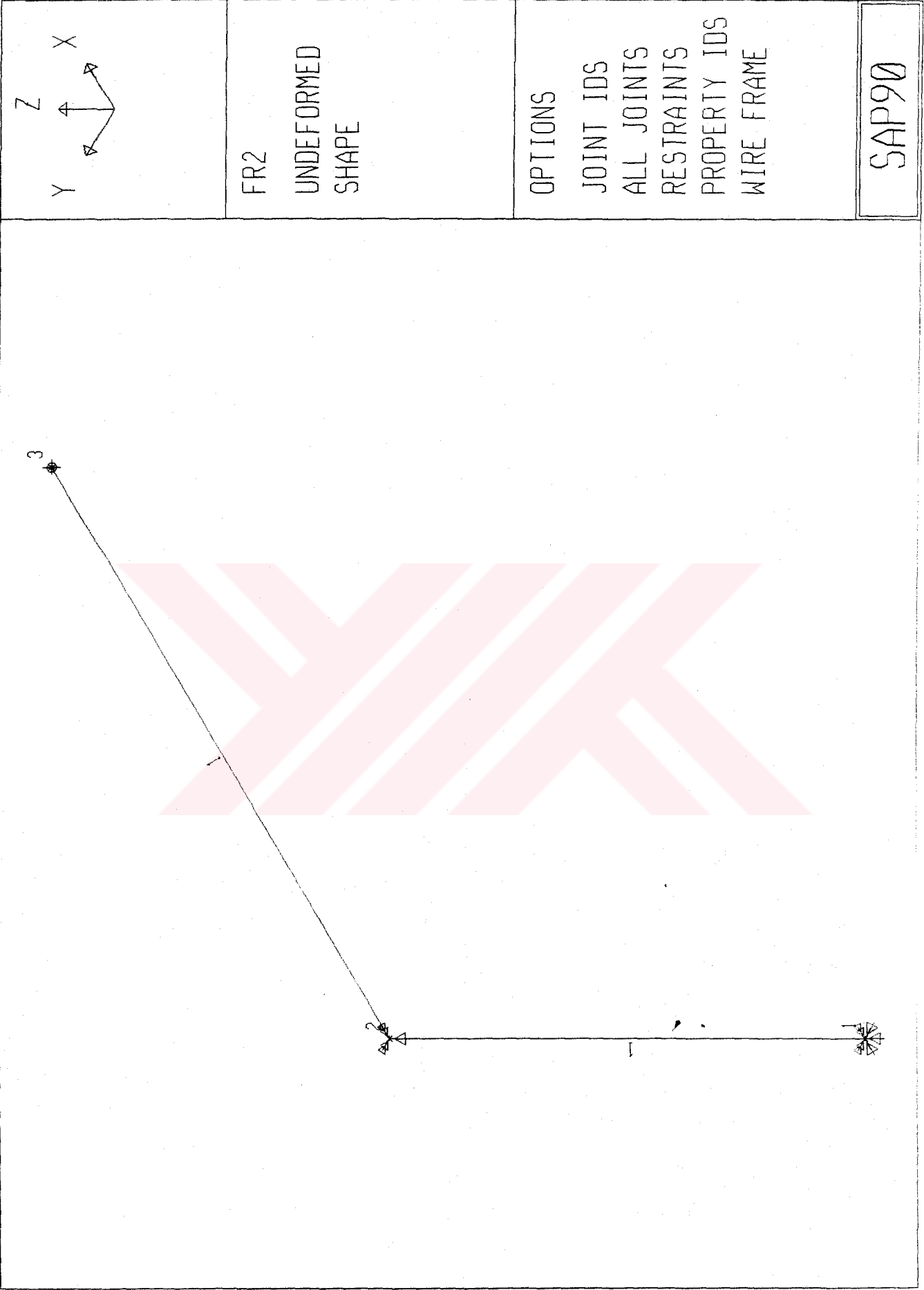
1 1 2 M=1

2 2 3 M=1

LOADS

2 L=1 F=0,-100000





FR2

UNDEFORMED
SHAPE

OPTIONS

JOINT IDS

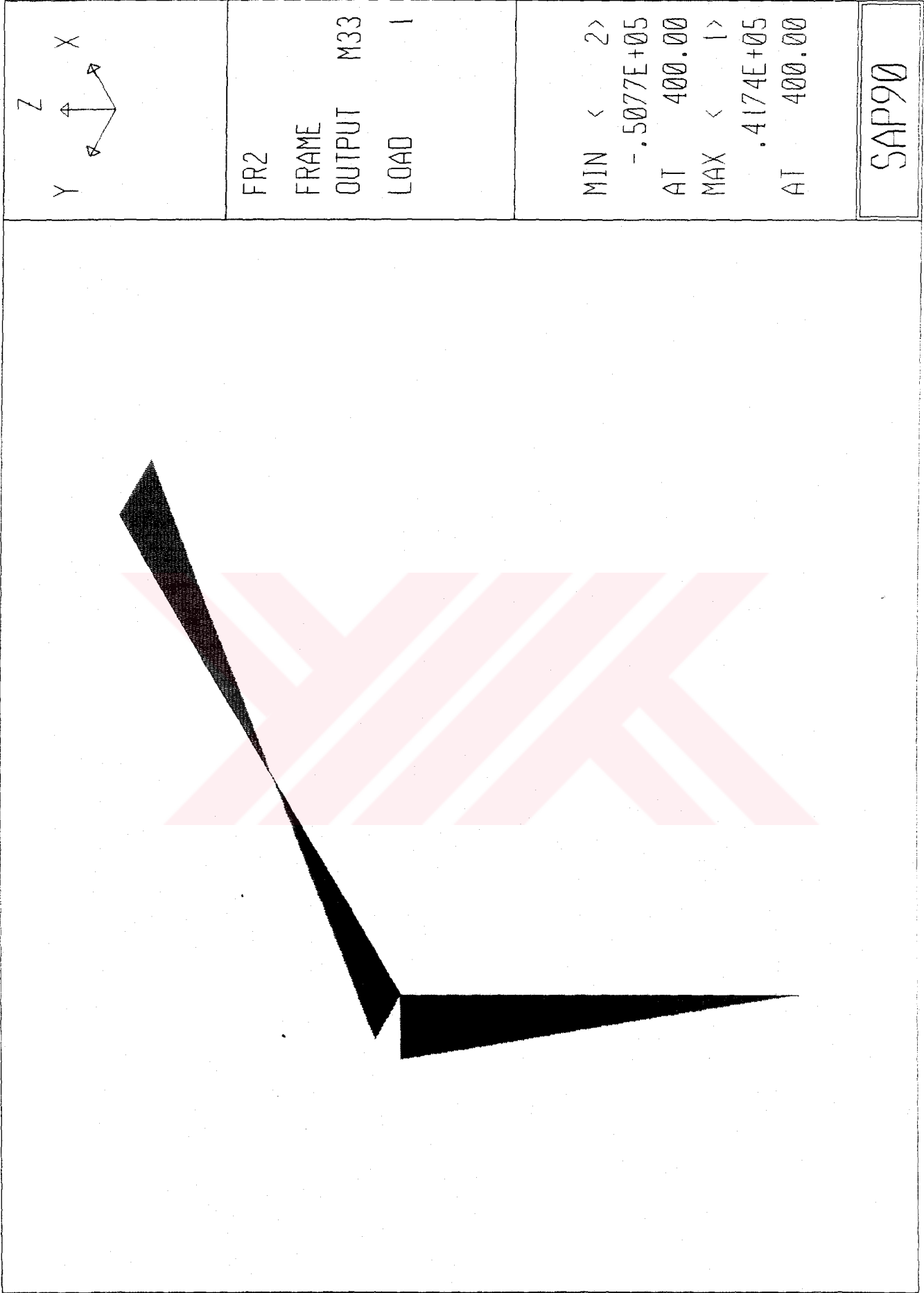
ALL JOINTS

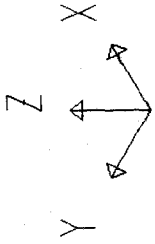
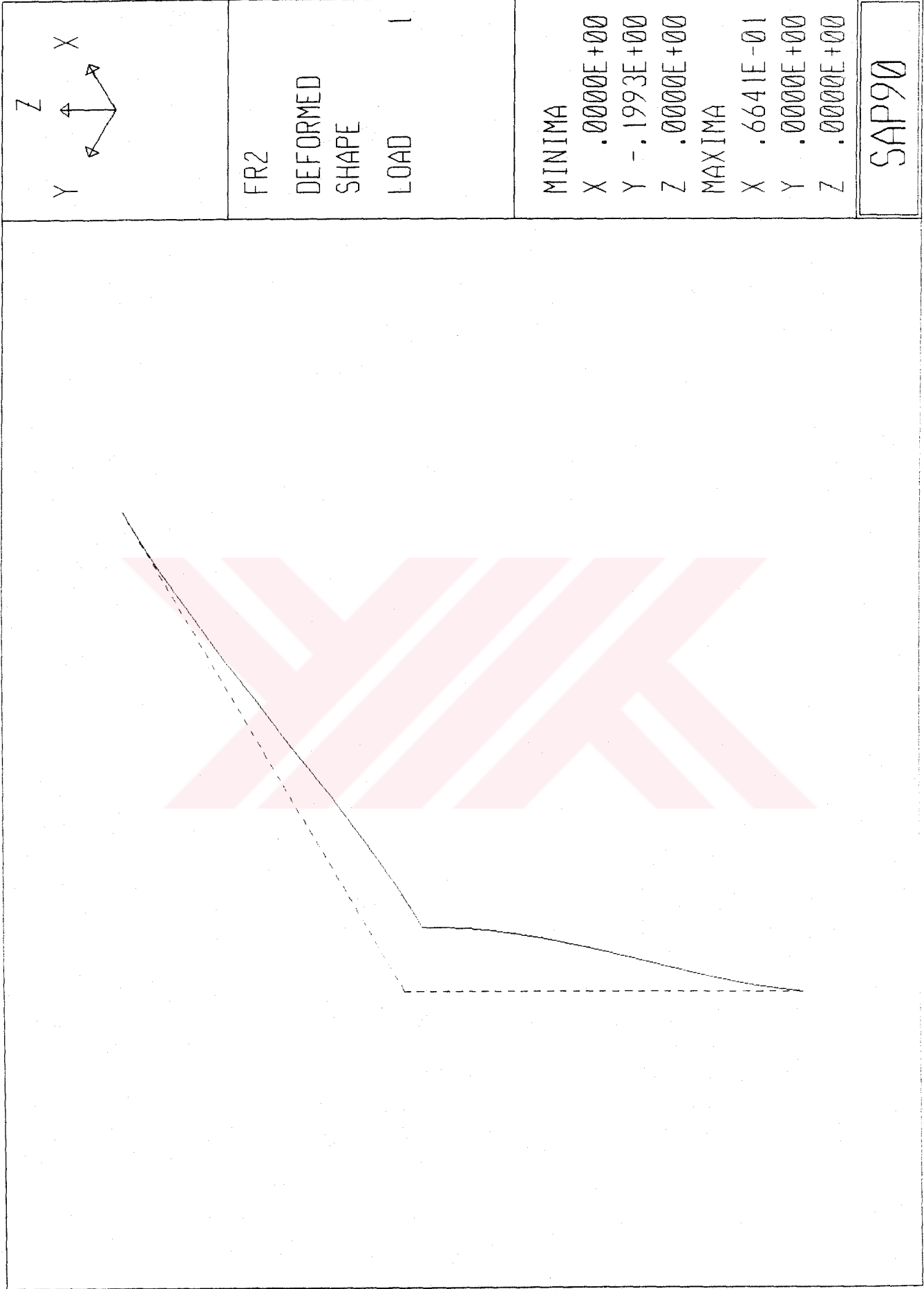
RESTRAINTS

PROPERTY IDS

WIRE FRAME

SAP90





MINIMA
X .0000E+00
Y -.1993E+00
Z .0000E+00
MAXIMA
X .6641E-01
Y .0000E+00
Z .0000E+00

SAP90

PROGRAM:SAP90/FILE:fr2.F3F
TWO DIMENSIONAL PLANE FRAME (APPLIED FINITE ANALYSIS)

FRAME ELEMENT FORCES

ELT LOAD	AXIAL DIST	1-2 PLANE		1-3 PLANE		AXIAL
ID COND	FORCE ENDI	SHEAR	MOMENT	SHEAR	MOMENT	TORQ
1 -----						
1-140989.95						
.0	104.34	.00				
400.0	104.34	41736.84				
2 -----						
1 -99621.17						
.0	-231.27	41736.84				
400.0	-231.27	-50769.34				

PROGRAM:SAP90/FILE:fr2.SOL
TWO DIMENSIONAL PLANE FRAME (APPLIED FINITE ANALYSIS)

JOINT DISPLACEMENTS

LOAD CONDITION 1 - DISPLACEMENTS "U" AND ROTATIONS "R"

JOINT	U(X)	U(Y)	R(Z)
1	.0000E+00	.0000E+00	-.8176E-03
2	.066414	-.199339	.000226
3	.000000	.000000	.000000

PROGRAM:SAP90/FILE:fr2.SOL
TWO DIMENSIONAL PLANE FRAME (APPLIED FINITE ANALYSIS)

REACTIONS AND APPLIED FORCES

LOAD CONDITION 1 - FORCES "F" AND MOMENTS "M"

JOINT	F(X)	F(Y)	M(Z)
1	.9962E+05	.9977E+05	.8164E-11
2	-.1455E-10	-.1000E+06	.0000E+00
3	-.9962E+05	.2313E+03	-.5077E+05

TOTAL	.0000E+00	.3268E-11	-.5077E+05
-------	-----------	-----------	------------

uzay kafes sistemin analizi

8 16 3 1 4

1 2 10
2 4 10
3 6 10

-4 0 0
0 -4 0
4 0 0
0 4 0
-7 0 4
0 7 4
7 0 4
0 -7 4

1 2 5 2
2 3 5 1
3 2 5 4
4 2 7 2
5 3 7 3
6 2 7 4
7 2 8 1
8 3 8 2
9 2 8 3
10 2 6 1
11 3 6 4
12 2 6 3
13 1 1 4
14 1 1 2
15 1 2 3
16 1 3 4

3 10
6 10
9 10
12 10 0
0
13 0
14 0
15 0
16 0
17 0
18 0
19 0
20 0
21 0
22 0
23 0
24 0 0
0

ELEMENT AXIAL FORCE

1	.313637E+01
2	.901514E+01
3	.313637E+01
4	.313637E+01
5	.901514E+01
6	.313637E+01
7	.313637E+01
8	.901514E+01
9	.313637E+01
10	.313637E+01
11	.901514E+01
12	.313637E+01
13	.185346E+01
14	.185346E+01
15	.185346E+01
16	.185346E+01

uzay kafes sistemin analizi

SECTION PROPERTIES

SECTION AREA AREA MOMENT

1	.20000E+01	.10000E+02
2	.40000E+01	.10000E+02
3	.60000E+01	.10000E+02

ELASTIC MODULUS = .20000E+03

NODAL COORDINATES

NODE	X	Y	Z
1	-4.00	.00	.00
2	.00	-4.00	.00
3	4.00	.00	.00
4	.00	4.00	.00
5	-7.00	.00	4.00
6	.00	7.00	4.00
7	7.00	.00	4.00
8	.00	-7.00	4.00

ELEMENT DATA

ELEMENT SECTION NODE NUMBERS

1	2	5	2
2	3	5	1
3	2	5	4
4	2	7	2
5	3	7	3
6	2	7	4
7	2	8	1
8	3	8	2
9	2	8	3
10	2	6	1
11	3	6	4
12	2	6	3
13	1	1	4
14	1	1	2
15	1	2	3
16	1	3	4

BANDWIDTH = 24

CONCENTRATED FORCES AND MOMENTS

3	.10000E+02
6	.10000E+02
9	.10000E+02
12	.10000E+02

KNOWN DISPLACEMENT VALUES

13 .00000E+00
14 .00000E+00
15 .00000E+00
16 .00000E+00
17 .00000E+00
18 .00000E+00
19 .00000E+00
20 .00000E+00
21 .00000E+00
22 .00000E+00
23 .00000E+00
24 .00000E+00

1

uzay kafes sistemin analizi

NODAL DISPLACEMENT VALUES

NODE	X DEFLECTION	Y DEFLECTION	Z DEFLECTION
1	.185346E-01	-.960969E-10	.608548E-01
2	.000000E+00	.185346E-01	.608548E-01
3	-.185346E-01	.000000E+00	.608548E-01
4	-.343690E-09	-.185346E-01	.608548E-01
5	.000000E+00	.000000E+00	.000000E+00
6	.000000E+00	.000000E+00	.000000E+00
7	.000000E+00	.000000E+00	.000000E+00
8	.000000E+00	.000000E+00	.000000E+00

ELEMENT NODE X FORCE Y FORCE Z FORCE

1	5	-.243940E+01	.139394E+01	.139394E+01
	2	-.243940E+01	.139394E+01	.139394E+01
2	5	-.540908E+01	.000000E+00	.721211E+01
	1	-.540908E+01	.000000E+00	.721211E+01
3	5	-.243940E+01	-.139394E+01	.139394E+01
	4	-.243940E+01	-.139394E+01	.139394E+01
4	7	.243940E+01	.139394E+01	.139394E+01
	2	.243940E+01	.139394E+01	.139394E+01
5	7	.540908E+01	.000000E+00	.721211E+01
	3	.540908E+01	.000000E+00	.721211E+01
6	7	.243940E+01	-.139394E+01	.139394E+01
	4	.243940E+01	-.139394E+01	.139394E+01
7	8	.139394E+01	-.243940E+01	.139394E+01
	1	.139394E+01	-.243940E+01	.139394E+01

8	8	.000000E+00	-.540908E+01	.721211E+01
	2	.000000E+00	-.540908E+01	.721211E+01
9	8	-.139394E+01	-.243940E+01	.139394E+01
	3	-.139394E+01	-.243940E+01	.139394E+01
10	6	.139394E+01	.243940E+01	.139394E+01
	1	.139394E+01	.243940E+01	.139394E+01
11	6	.000000E+00	.540908E+01	.721211E+01
	4	.000000E+00	.540908E+01	.721211E+01
12	6	-.139394E+01	.243940E+01	.139394E+01
	3	-.139394E+01	.243940E+01	.139394E+01
13	1	-.131060E+01	-.131060E+01	.000000E+00
	4	-.131060E+01	-.131060E+01	.000000E+00
14	1	-.131060E+01	.131060E+01	.000000E+00
	2	-.131060E+01	.131060E+01	.000000E+00
15	2	-.131060E+01	-.131060E+01	.000000E+00
	3	-.131060E+01	-.131060E+01	.000000E+00
16	3	.131060E+01	-.131060E+01	.000000E+00
	4	.131060E+01	-.131060E+01	.000000E+00

STEM (KAYNAK: ADNAN CAKIROGLU)

It: m

	Y	Z	No-of	Inc	X-inc	Y-inc	Z-inc
	0	0					
	-4	0					
	0	0					
	4	0					
	0	4					
	7	4					
	0	4					
	-7	4					

Definition	SecNo	No-of	Inc
	2		
	3		
	2		
	2		
	3		
	2		
	2		
	3		
	2		
	1		
	1		
	1		
	1		

Prescr. Displacements (m) Spring Constants (kN/m)

	Y	R	X	Y	Z	No-of	Inc

ERTIES (kN/m3)

tion	A (m2)	E (kPa)	Density	δT °C	Exp. Coef.
	2	200			
	4	200			
	6	200			

Px (kN)	Py (kN)	Pz (kN)	No-of	Inc
		10		
		10		
		10		
		10		

CTIONS

Case ULS Factor SLS Factor

members	YES
continuous	YES
-scaling	YES
axes	NO
projection	YES
projection	NO

analysis	N
combinations only	N



Space Truss Analysis - PROKON =====

APES SISTEM (KAYNAK: ADNAN CAKIR

APES

6/ 2/1995 23:21:58

===== NODAL POINT COORDINATES =====

Node no.	X-coord	Y-coord	Z-coord
(m)	(m)	(m)	(m)
100	0.000	0.000	5
100	-4.000	0.000	6
100	0.000	0.000	7
100	4.000	0.000	8

===== ELEMENT DATA =====

Element	Secn. type	Length
(m)	(m)	(m)
2	3-8	2
3	1-6	2
2	4-6	3
2	3-6	2
3	1-4	1
2	1-2	1
2	2-3	1
3	3-4	1

===== SECTION PROPERTIES =====

ion	A	E	Density	δT	α
	(m2)	(kPa)	(kN/m3)	°C	
	2.000	200	0.000	0.00	12.00E-6
	4.000	200	0.000	0.00	12.00E-6
	6.000	200	0.000	0.00	12.00E-6

===== SUPPORT DATA =====

Prescribed displacements			Spring Constants		
Y	X	Z	X	Y	Z
(m)	(m)	(m)	(kN/m)	(kN/m)	(kN/m)
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

===== LOADS =====

===== LOAD CASE NO. 1 =====

LOADS ***

Fx	Fy	Fz
(kN)	(kN)	(kN)
0.00	0.00	10.00
0.00	0.00	10.00
0.00	0.00	10.00
0.00	0.00	10.00

===== NODAL POINT DISPLACEMENTS at SLS =====

X-disp. (mm)	Y-disp. (mm)	Z-disp. (mm)	Node	Lcase	X-disp. (mm)	Y-disp. (mm)	Z-Displ (mm)
18.53	0.00	60.85	5	1	0.00	0.00	0.00
-0.00	18.53	60.85	6	1	0.00	0.00	0.00
-18.53	-0.00	60.85	7	1	0.00	0.00	0.00
-0.00	-18.53	60.85	8	1	0.00	0.00	0.00

===== REACTIONS at ULS =====

X-force (kN)	Y-force (kN)	Z-force (kN)
10.29	-0.00	-10.00
0.00	-10.29	-10.00
-10.29	-0.00	-10.00
0.00	10.29	-10.00

! CHECK AT ULS:

APPLIED LOADS MOMENTS about (0.0,0.0,0.0)

Px	EPy	EPz	EMx	EMy	EMz
0.00	0.00	40.00	0.00	0.00	0.00

REACTIONS & REACTION MOMENTS about (0.0,0.0,0.0)

Rx	ERy	ERz	EMRx	EMRy	EMRz
0.00	0.00	-40.00	0.00	0.00	0.00

===== ELEMENT END FORCES IN LOCAL ELEMENT AXES at ULS =====

Lcase	Axial (kN)	Stress MPa	Element	Lcase	Axial (kN)	Stress MPa
1	3.14	0.00	3-8	1	3.14	0.00
1	9.02	0.00	2-6	1	3.14	0.00
1	3.14	0.00	4-6	1	9.02	0.00
1	3.14	0.00	1-6	1	3.14	0.00
1	9.02	0.00	1-4	1	1.85	0.00
1	3.14	0.00	1-2	1	1.85	0.00
1	3.14	0.00	2-3	1	1.85	0.00
1	9.02	0.00	1-4	1	1.85	0.00

===== STATISTICAL DATA =====

t of structure = 0.00 kN

al numbers in Stiffness matrix = 255 (1530 bytes)

.to analyse = 2.09 Seconds

ber of : Nodes = 8

Elements = 16

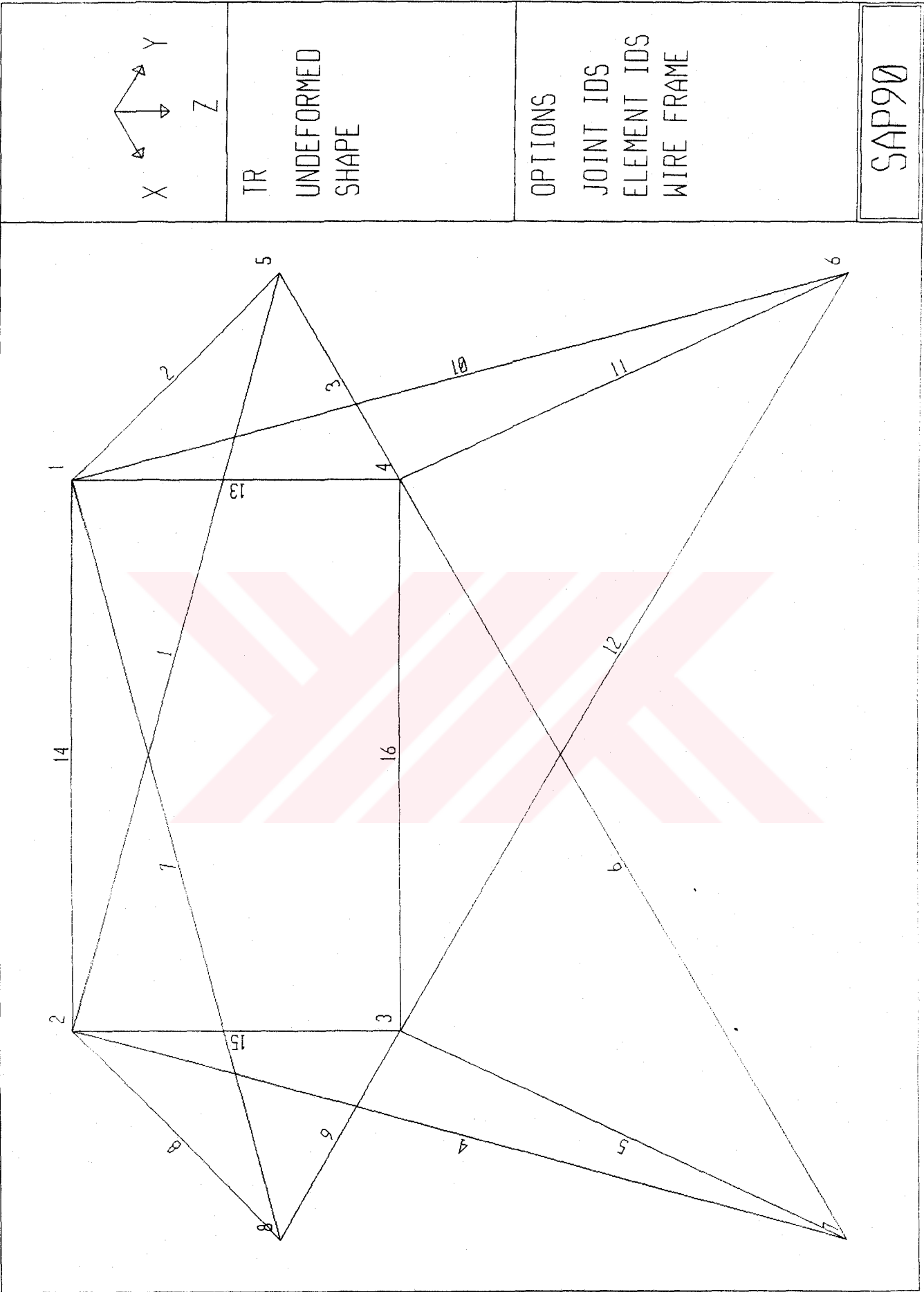
Supports = 4

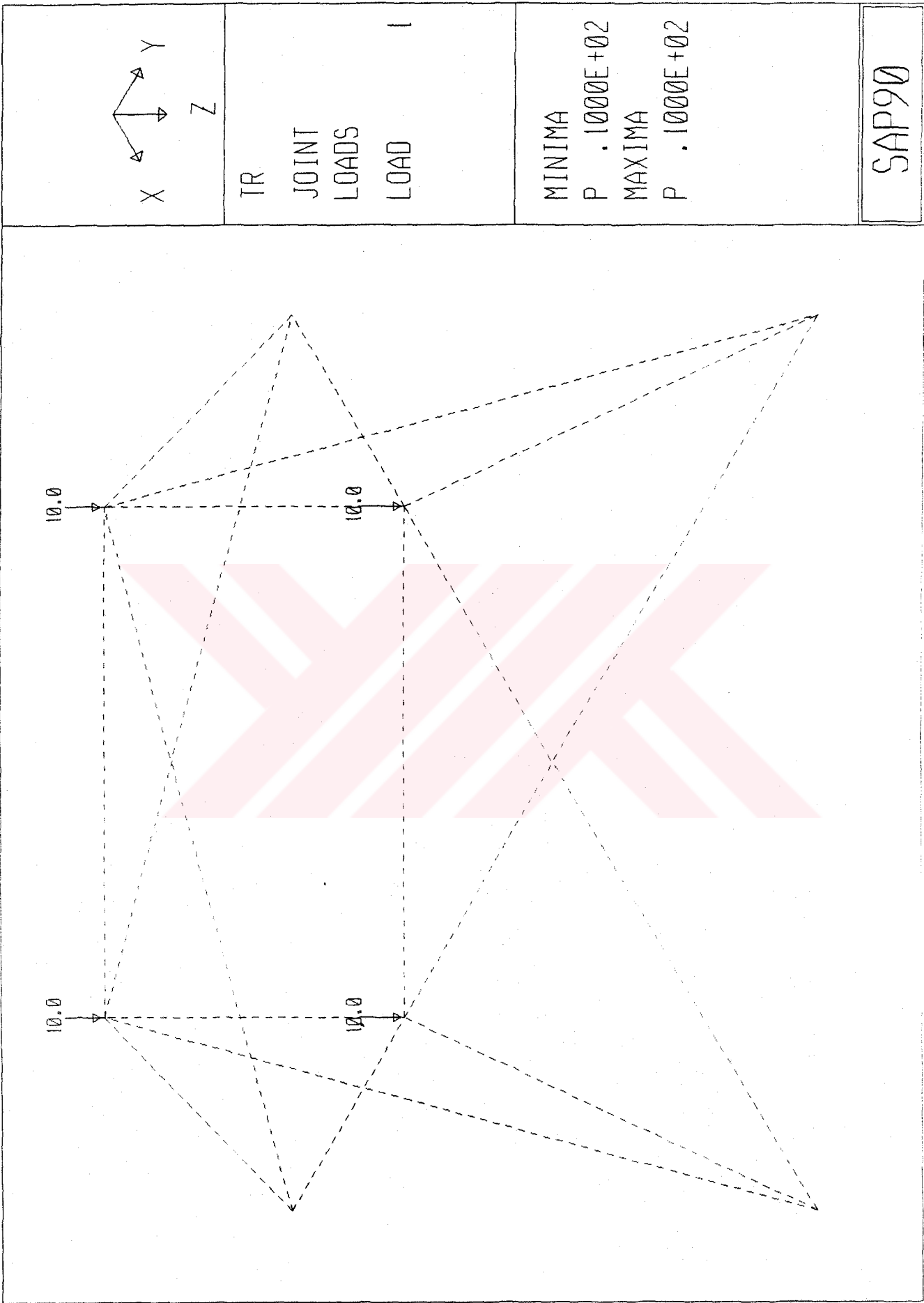
Section properties = 3

Load cases = 1

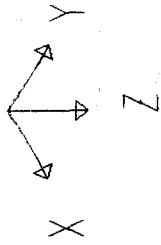
Load combinations = 0

===== END OF OUTPUT =====





SAP90



TR

DEFORMED
SHAPE

LOAD

1

MINIMA

X -.1853E-01

Y -.1853E-01

Z .0000E+00

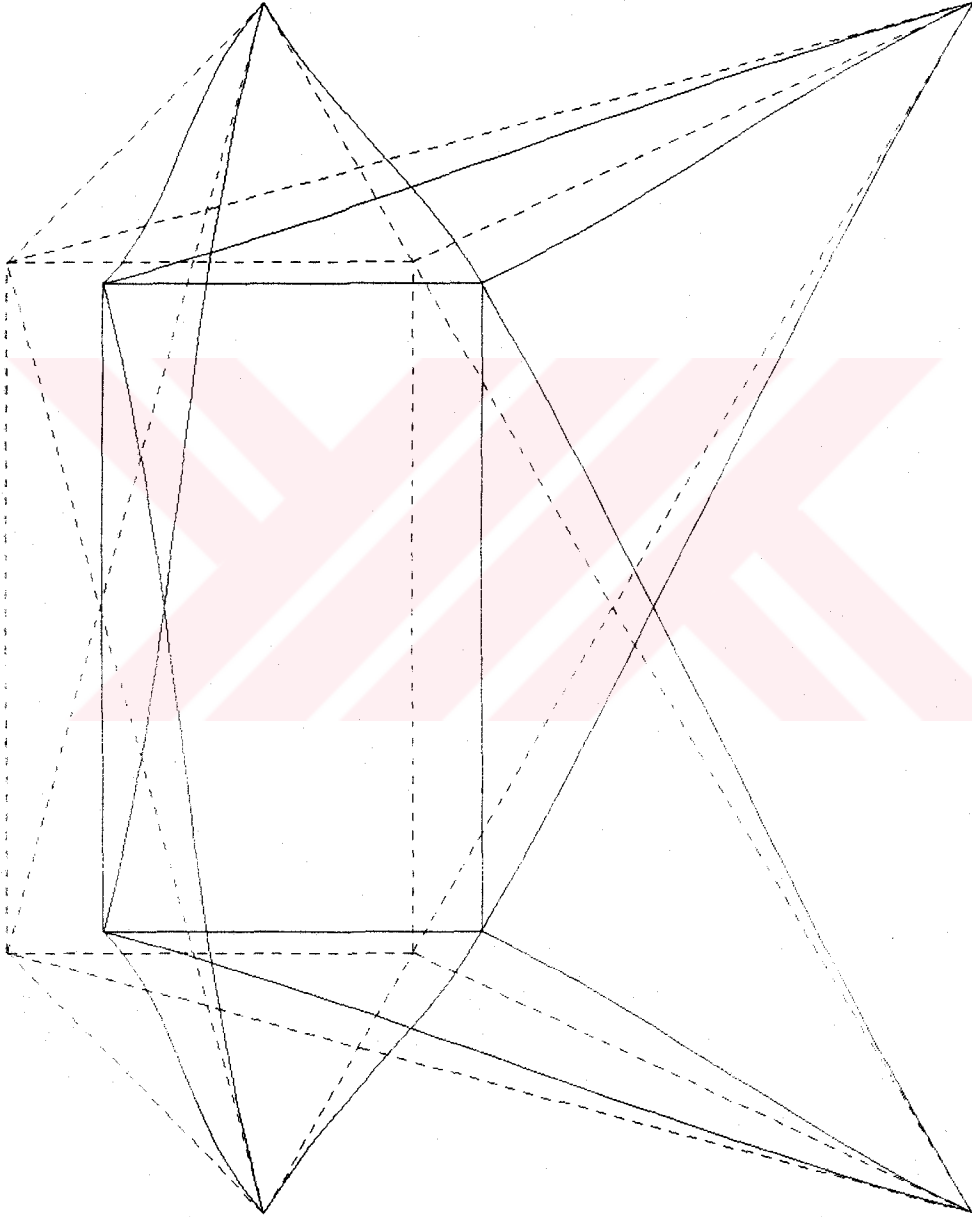
MAXIMA

X .1853E-01

Y .1853E-01

Z .6085E-01

SAP90



UC BOYUTLU UZAY KAFES CERCEVENIN HESABI
SYSTEM

L=1

JOINTS

1 X=-4 Y= 0 Z=0
2 X= 0 Y=-4 Z=0
3 X= 4 Y= 0 Z=0
4 X= 0 Y= 4 Z=0
5 X=-7 Y= 0 Z=4
6 X= 0 Y= 7 Z=4
7 X= 7 Y= 0 Z=4
8 X= 0 Y=-7 Z=4

RESTRAINTS

1 4 1 R=0,0,0,1,1,1
5 8 1 R=1,1,1,1,1,1

FRAME

NM=3

1 A=2 E=200
2 A=4 E=200
3 A=6 E=200
1 5 2 M=2
2 5 1 M=3
3 5 4 M=2
4 7 2 M=2
5 7 3 M=3
6 7 4 M=2
7 8 1 M=2
8 8 2 M=3
9 8 3 M=2
10 6 1 M=2
11 6 4 M=3
12 6 3 M=2
13 1 4 M=1
14 1 2 M=1
15 2 3 M=1
16 3 4 M=1

LOADS

1 L=1 F=0,0,10
2 L=1 F=0,0,10
3 L=1 F=0,0,10
4 L=1 F=0,0,10

PROGRAM:SAP90/FILE:tr.SOL
UC BOYUTLU UZAY KAFES CERCEVENIN HESABI

JOINT DISPLACEMENTS

LOAD CONDITION 1 - DISPLACEMENTS "U" AND ROTATIONS "R"

JOINT	U(X)	U(Y)	U(Z)
1	.018535	.000000	.060855
2	.000000	.018535	.060855
3	-.018535	.000000	.060855
4	.000000	-.018535	.060855
5	.000000	.000000	.000000
6	.000000	.000000	.000000
7	.000000	.000000	.000000
8	.000000	.000000	.000000

PROGRAM:SAP90/FILE:tr.SOL
UC BOYUTLU UZAY KAFES CERCEVENIN HESABI

REACTIONS AND APPLIED FORCES

LOAD CONDITION 1 - FORCES "F" AND MOMENTS "M"

JOINT	F(X)	F(Y)	F(Z)
1	.0000	.0000	10.0000
2	.0000	.0000	10.0000
3	.0000	.0000	10.0000
4	.0000	.0000	10.0000
5	10.2879	.0000	-10.0000
6	.0000	-10.2879	-10.0000
7	-10.2879	.0000	-10.0000
8	.0000	10.2879	-10.0000

TOTAL .0000E+00 .0000E+00 .1776E-14

ELASTICITY EXAMPLE PROBLEM

16 18 1

20000000. 0.25 3.0

0. 0.
10. 0.
20. 0.
30. 0.
0. 10.
10. 10.
20. 10.
30. 10.
0. 20.
10. 20.
20. 20.
30. 20.
0. 30.
10. 30.
20. 30.
30. 30.

1 1 6 5
2 1 2 6
3 2 7 6
4 2 3 7
5 3 8 7
6 3 4 8
7 5 10 9
8 5 6 10
9 6 11 10
10 6 7 11
11 7 12 11
12 7 8 12
13 9 14 13
14 9 10 14
15 10 15 14
16 10 11 15
17 11 16 15
18 11 12 16

26
-150000.
28
-15000. 0
0

1
0.
2
0.
4
0.
6
0.
8

0.
9
0.
17
0.
25
0.0
0



1

ELASTICITY EXAMPLE PROBLEM

NN = 16
NE = 18

PARAMETER VALUES

EM = .20000E+08
PR = .25000E+00
TH = .30000E+01

NODAL COORDINATES

NODE	X	Y
1	.00000E+00	.00000E+00
2	.10000E+02	.00000E+00
3	.20000E+02	.00000E+00
4	.30000E+02	.00000E+00
5	.00000E+00	.10000E+02
6	.10000E+02	.10000E+02
7	.20000E+02	.10000E+02
8	.30000E+02	.10000E+02
9	.00000E+00	.20000E+02
10	.10000E+02	.20000E+02
11	.20000E+02	.20000E+02
12	.30000E+02	.20000E+02
13	.00000E+00	.30000E+02
14	.10000E+02	.30000E+02
15	.20000E+02	.30000E+02
16	.30000E+02	.30000E+02

1

ELASTICITY EXAMPLE PROBLEM

NEL NODE NUMBERS

1	1 6 5
2	1 2 6
3	2 7 6
4	2 3 7
5	3 8 7
6	3 4 8
7	5 10 9
8	5 6 10
9	6 11 10
10	6 7 11
11	7 12 11
12	7 8 12
13	9 14 13
14	9 10 14
15	10 15 14
16	10 11 15
17	11 16 15
18	11 12 16

BANDWIDTH IS, 12 IN ELEMENT 1

.00000E+00	.12000E+08	.12000E+08	-.12000E+08	-.12000E+08	.00000E+00
-.32000E+08	.12000E+08	.44000E+08	-.20000E+08	-.12000E+08	.80000E+07
.80000E+07	-.12000E+08	-.20000E+08	.44000E+08	.12000E+08	-.32000E+08
.00000E+00	-.12000E+08	-.12000E+08	.12000E+08	.12000E+08	.00000E+00
-.80000E+07	.00000E+00	.80000E+07	-.32000E+08	.00000E+00	.32000E+08

STIFFNESS MATRIX FOR ELEMENT 15

.12000E+08	.00000E+00	.00000E+00	-.12000E+08	-.12000E+08	.12000E+08
.00000E+00	.32000E+08	-.80000E+07	.00000E+00	.80000E+07	-.32000E+08
.00000E+00	-.80000E+07	.32000E+08	.00000E+00	-.32000E+08	.80000E+07
-.12000E+08	.00000E+00	.00000E+00	.12000E+08	.12000E+08	-.12000E+08
-.12000E+08	.80000E+07	-.32000E+08	.12000E+08	.44000E+08	-.20000E+08
.12000E+08	-.32000E+08	.80000E+07	-.12000E+08	-.20000E+08	.44000E+08

STIFFNESS MATRIX FOR ELEMENT 16

.32000E+08	.00000E+00	-.32000E+08	.80000E+07	.00000E+00	-.80000E+07
.00000E+00	.12000E+08	.12000E+08	-.12000E+08	-.12000E+08	.00000E+00
-.32000E+08	.12000E+08	.44000E+08	-.20000E+08	-.12000E+08	.80000E+07
.80000E+07	-.12000E+08	-.20000E+08	.44000E+08	.12000E+08	-.32000E+08
.00000E+00	-.12000E+08	-.12000E+08	.12000E+08	.12000E+08	.00000E+00
-.80000E+07	.00000E+00	.80000E+07	-.32000E+08	.00000E+00	.32000E+08

STIFFNESS MATRIX FOR ELEMENT 17

.12000E+08	.00000E+00	.00000E+00	-.12000E+08	-.12000E+08	.12000E+08
.00000E+00	.32000E+08	-.80000E+07	.00000E+00	.80000E+07	-.32000E+08
.00000E+00	-.80000E+07	.32000E+08	.00000E+00	-.32000E+08	.80000E+07
-.12000E+08	.00000E+00	.00000E+00	.12000E+08	.12000E+08	-.12000E+08
-.12000E+08	.80000E+07	-.32000E+08	.12000E+08	.44000E+08	-.20000E+08
.12000E+08	-.32000E+08	.80000E+07	-.12000E+08	-.20000E+08	.44000E+08

STIFFNESS MATRIX FOR ELEMENT 18

.32000E+08	.00000E+00	-.32000E+08	.80000E+07	.00000E+00	-.80000E+07
.00000E+00	.12000E+08	.12000E+08	-.12000E+08	-.12000E+08	.00000E+00
-.32000E+08	.12000E+08	.44000E+08	-.20000E+08	-.12000E+08	.80000E+07
.80000E+07	-.12000E+08	-.20000E+08	.44000E+08	.12000E+08	-.32000E+08
.00000E+00	-.12000E+08	-.12000E+08	.12000E+08	.12000E+08	.00000E+00
-.80000E+07	.00000E+00	.80000E+07	-.32000E+08	.00000E+00	.32000E+08

ELASTICITY EXAMPLE PROBLEM

CONCENTRATED FORCES AND MOMENTS

26 -.15000E+06
28 -.15000E+05

KNOWN DISPLACEMENT VALUES

1 .00000E+00
2 .00000E+00
4 .00000E+00
6 .00000E+00
8 .00000E+00
9 .00000E+00
17 .00000E+00

25 .00000E+00

NODAL DISPLACEMENT VALUES

NODE	X DEFLECTION	Y DEFLECTION
1	.000000E+00	.000000E+00
2	.629756E-03	.000000E+00
3	.897129E-03	.000000E+00
4	.967174E-03	.000000E+00
5	.000000E+00	-.183320E-02
6	.618707E-03	-.118291E-02
7	.888582E-03	-.589839E-03
8	.978056E-03	-.263858E-03
9	.000000E+00	-.405882E-02
10	.466215E-03	-.229686E-02
11	.595128E-03	-.106808E-02
12	.645497E-03	-.416003E-03
13	.000000E+00	-.717613E-02
14	-.221425E-03	-.313657E-02
15	-.177750E-03	-.129792E-02
16	-.892793E-04	-.454898E-03

1

ELASTICITY EXAMPLE PROBLEM

ELEMENT 1

EXX = .61871E-04 SXX = .34220E+03 S1 = .41002E+03
EYY = -.18332E-03 SYX = -.35809E+04 S2 = -.36487E+04
GXY = .65029E-04 TXY = .52023E+03 TMAX = .20293E+04
ANGLE 7.43 DEG

ELEMENT 2

EXX = .62976E-04 SXX = .71259E+03 S1 = .71262E+03
EYY = -.11829E-03 SYX = -.21877E+04 S2 = -.21877E+04
GXY = -.11048E-05 TXY = -.88387E+01 TMAX = .14502E+04
ANGLE -.17 DEG

ELEMENT 3

EXX = .26987E-04 SXX = -.55153E+02 S1 = .34647E+02
EYY = -.11829E-03 SYX = -.23796E+04 S2 = -.24694E+04
GXY = .58202E-04 TXY = .46562E+03 TMAX = .12520E+04
ANGLE 10.92 DEG

ELEMENT 4

EXX = .26737E-04 SXX = .25581E+03 S1 = .25585E+03
EYY = -.58984E-04 SYX = -.11157E+04 S2 = -.11158E+04
GXY = -.85470E-06 TXY = -.68376E+01 TMAX = .68580E+03
ANGLE -.29 DEG

ELEMENT 5

EXX = .89474E-05 SXX = -.12370E+03 S1 = -.67297E+02
EYY = -.58984E-04 SYX = -.12106E+04 S2 = -.12670E+04
GXY = .31743E-04 TXY = .25395E+03 TMAX = .59986E+03
ANGLE 12.52 DEG

ELEMENT 6

EXX = .70045E-05 SXX = .87053E+01 S1 = .88471E+01

YYY = -.26386E-04 SYX = -.52554E+03 S2 = -.52568E+03
GXY = .10882E-05 TXY = .87056E+01 TMAX = .26726E+03
 ANGLE 93 DEG

ELEMENT 7

EXX = .46621E-04 SXX = -.19240E+03 S1 = .22790E+03
EYY = -.22256E-03 SYX = -.44993E+04 S2 = -.49196E+04
GXY = .17620E-03 TXY = .14096E+04 TMAX = .25738E+04
 ANGLE 16.60 DEG

ELEMENT 8

EXX = .61871E-04 SXX = .72580E+03 S1 = .78188E+03
EYY = -.11139E-03 SYX = -.20464E+04 S2 = -.21025E+04
GXY = .49780E-04 TXY = .39824E+03 TMAX = .14422E+04
 ANGLE 8.01 DEG

1

ELASTICITY EXAMPLE PROBLEM

ELEMENT 9

EXX = .12891E-04 SXX = -.31909E+03 S1 = .19059E+01
EYY = -.11139E-03 SYX = -.23077E+04 S2 = -.26287E+04
GXY = .10763E-03 TXY = .86103E+03 TMAX = .13153E+04
 ANGLE 20.45 DEG

ELEMENT 10

EXX = .26987E-04 SXX = .32067E+03 S1 = .36688E+03
EYY = -.47824E-04 SYX = -.87632E+03 S2 = -.92253E+03
GXY = .29962E-04 TXY = .23969E+03 TMAX = .64471E+03
 ANGLE 10.91 DEG

ELEMENT 11

EXX = .50370E-05 SXX = -.14761E+03 S1 = -.59471E+02
EYY = -.47824E-04 SYX = -.99339E+03 S2 = -.10815E+04
GXY = .35862E-04 TXY = .28690E+03 TMAX = .51103E+03
 ANGLE 17.08 DEG

ELEMENT 12

EXX = .89474E-05 SXX = .10973E+03 S1 = .10981E+03
EYY = -.15214E-04 SYX = -.27686E+03 S2 = -.27693E+03
GXY = -.65774E-06 TXY = -.52619E+01 TMAX = .19337E+03
 ANGLE -.78 DEG

ELEMENT 13

EXX = -.22143E-04 SXX = -.21349E+04 S1 = -.47539E+03
EYY = -.31173E-03 SYX = -.67684E+04 S2 = -.84279E+04
GXY = .40396E-03 TXY = .32316E+04 TMAX = .39763E+04
 ANGLE 27.18 DEG

ELEMENT 14

EXX = .46621E-04 SXX = .54674E+03 S1 = .85483E+03
EYY = -.83971E-04 SYX = -.15427E+04 S2 = -.18508E+04
GXY = .10743E-03 TXY = .85946E+03 TMAX = .13528E+04
 ANGLE 19.72 DEG

ELEMENT 15

EXX = .43675E-05 SXX = -.35467E+03 S1 = .99362E+02
EYY = -.83971E-04 SYX = -.17681E+04 S2 = -.22221E+04
GXY = .11510E-03 TXY = .92081E+03 TMAX = .11607E+04

ANGLE 26.25 DEG

ELEMENT 16

EXX = .12891E-04 SXX = .15243E+03 S1 = .32954E+03
EYY = -.22984E-04 SYX = -.42156E+03 S2 = -.59866E+03
GXY = .45590E-04 TXY = .36472E+03 TMAX = .46410E+03
ANGLE 25.90 DEG

ELEMENT 17

EXX = .88471E-05 SXX = .66159E+02 S1 = .72268E+02
EYY = -.22984E-04 SYX = -.44313E+03 S2 = -.44924E+03
GXY = .70141E-05 TXY = .56113E+02 TMAX = .26076E+03
ANGLE 6.21 DEG

1

ELASTICITY EXAMPLE PROBLEM

ELEMENT 18

EXX = .50370E-05 SXX = .86711E+02 S1 = .11265E+03
EYY = -.38896E-05 SYX = -.56113E+02 S2 = -.82049E+02
GXY = -.82698E-05 TXY = -.66158E+02 TMAX = .97348E+02
ANGLE -21.41 DEG



ÖZGEÇMİŞ

1970 yılında Bolu'da doğdu. Orta öğrenimini Bolu'da tamamladı. 1987-1991 yılları arasında Yıldız Teknik Üniversitesi'ni inşaat mühendisi olarak tamamladı. 1993 yılında mekanik anabilim dalında yüksek lisans yapmaya hak kazandı. 1994-1995 yılları arasında ASTALDI Spa isimli firmada Gümşova - Gerede Otoyolunda hakediş mühendisi olarak çalıştı. Halen VİNSAN - LURGI konsorsiyumu bünyesindeki, İzmit Entegre Çevre Projesinde planlama mühendisi olarak çalışmaktadır

