

T.C.
ANADOLU ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DÜZLEM KAFES SİSTEMLERİN SONLU ELEMANLAR
METODU İLE ÇÖZÜMÜ
(Kuvvet Metodu)

LİSANSÜSTÜ TEZİ

Hazırlayan
İnş. Müh. Kemal TİRYAKİ

Yöneten
Y. Doç. Dr. Ahmet TOPCU

ESKİŞEHİR - 1985

ÖNSÖZ

Tekniğin gelişmesine paralel olarak bütün bilim dallarında olduğu gibi inşaat mühendisliği dalında sürekli gelişim içerisinde dir.

Zaman kavramının çok önemli olduğu günümüzde uygulamada karşılaşılan güçlükleri kısa süre içerisinde çözmek gerekmektedir.

Bilgisayarın, problemlerin çözümünde hız ve etkinliği artık günümüzde tartışılmaz bir duruma gelmiştir. Sonlu elemanlar metodu oldukça yeni bir metottur. Düzlem kafes giriş sistemlerinin çözümü inşaat mühendisliği dalında çok karşılaşılan problemlerden biridir. Bu konunun uygulama alanında geniş yer alması nedeniyle konu üzerinde çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Bir kafes sistemde dış yüklerin etkisinden dolayı çubuk kuvvetlerinin bulunmasının yanı sıra, sistemde çubukların ısınması mesnetlerde verilen çökmeden dolayı da çubuk kuvvetleri bulunmaktadır. Bundan sonra yük + ısı + çökmeden oluşan çubuk kuvvetleri hesaplanmaktadır. Ayrıca çubuk deformasyonları ve düğüm noktalarındaki deplasmanların hesabı yapılmaktadır. Bu program inşaat bölümü bilgi işlem merkezinde BASIC programlama dilinde yazılmış ve MONROE EC 8800 bilgisayarında test edilmiştir.

Çalışmalarına yardımcı olan Sayın Hocam Y. Doç. Dr. Ahmet TOPCU'ya teşekkürü borç bilirim.

Kemal TIRYAKI

ÖZET

Takdim edilen bu Lisansüstü Çalışmasında lineer elâstik olan düzlem kafes kiriş sistemlerinin statik analizi kuvvet metodu kullanılarak yapılmıştır. Metod sonlu elemanlar metodu için formüle edildikten sonra hiperstatik bilinmeyenler otomatik olarak seçilmiştir.

Hiperstatik bilinmeyenlerin seçimi için geliştirilen yeni bir metotta hiperstatik bilinmeyenlere ait birim yükleme-lerden doğan iç kuvvet dağılımı (denge denklemlerinin homojen çözümleri) sistem içerisinde dallanmamaktadır. Bu nedenle sistemin mümkün olduğu kadar az sayıda elemanı tesir alanı içinde kalmakta, başka bir deyimle, kuvvet dağılımı bölgesel olmaktadır. Denge denklemlerinin bu tür homojen çözümlerine "kompak" homojen çözümler denir. Sistemin süreklilik denklemleri homojen çözümlerle kurulursa hiperstatik bilinmeyenlerin kat-sayı matrisi bant şeklini almaktadır. Söz konusu metod klasik kuvvet metoduna önemli bir yenilik getirmekte ve metodun yapı sistemlerinin statik analizine uygulanmasında yeni imkanlar açmaktadır.

SUMMARY

In this thesis the Force Method is used to solve problems of linear elastostatics. After a presentation of the Force Method as a solution procedure for the Finite Element Method an extensive discussion of the automatic choice of the redundant forces is given.

A new method for the choice of the redundant forces is described which produces "compact" self-stressing states. "Compact" self-stressing states have only a very small region of influence within a structure. Thus the compatibility conditions are given as a set of equations with a banded matrix of the coefficients. Therefore the proposed method has some advantages compared to known methods and opens a new field of applications of the Force Method in structural mechanics.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
1. SONLU ELEMANLAR METODU	1
1.1 Giriş	1
1.2 Sonlu Elemanlar Metodu İle Sistem Analizi	2
2. SİSTEMİN IDEALİZASYONU	4
2.1 Virtüel Deplasmanlar Prensibi	4
2.2 Virtüel Kuvvetler Prensibi	5
2.3 Toplam Potansiyelin Minimum Olma Prensibi	6
2.4 Bölgesel Deplasman Fonksiyonunun Seçimi	7
2.5 Deplasman Fonksiyonunun Seçimi	10
2.6 Süreklilik Şartları	11
2.7 Elemanın Toplam Potansiyeli	11
3. KUVVET METODU	12
3.1 Kuvvet Metoduna Giriş	12
3.2 Elemanların Denge Denklemi	14
3.3 Sınır Şartlarının Dikkate Alınması	20
3.4 Süreklilik Denklemleri	20
3.5 Çubuk Gerilmeleri	26
3.6 Reaksiyonların Hesabı	26
3.7 Çubuk Deformasyonları	27
3.8 Düğüm Noktalarında Oluşan Deplasmanların Hesabı	27
3.9 Isı Etkisi	28
3.10 Çökmenin Etkisi	29
3.11 Süperpozisyon	30
4. ÖRNEK PROBLEM	31
4.1 Örnek Problemin Bilgisayar Çözümü	37

5.	PROGRAMIN GİRDİ VE ÇIKTILARI	41
5.1	Girdiler	41
5.2	Çıktılar	42
5.3	Düzlem Kafes Giriş Programında Önemli Değişkenler	45
6.	ÖRNEK PROBLEMLER	
6.1	ÖRNEK 1	46
6.2	ÖRNEK 2	54
6.3	ÖRNEK 3	57
7.	PROGRAMIN LİSTESİ	65
8.	SONUÇ	78
9.	KAYNAKLAR	79

1. SONLU ELEMANLAR METODU

1.1 GİRİŞ

Sonlu elemanlar metodu her türlü karmaşık sistemi çözmekte olup, çubuk kuvvetlerinin hesabında uygulanan klasik hesap yöntemlerinin iki ve üç boyutlu sürekli ortamın gerilme ve yer değiştirme problemlerine de uygulanacak şekilde genelleştirilmesi sonucu ortaya çıkmıştır. Sonlu elemanlar metodu ilk olarak mühendislik alanında uçak sanayiinde açığa çıkmış, bu dalda karşılaşılan çok sayıda karmaşık yapıdaki problemlerin çözümünde kullanılmıştır. Tekniğin dolayısıyla bilgisayarın gelişmesine paralel olarak başta yapı mekaniği olmak üzere diğer -bilim dallarında da hızlı bir şekilde uygulama alanı bulmuştur. Metodun genel olarak esası sonlu sayıda elemanların oluştuğu yani sistemin idealize edilmesi düşüncesidir.

Bu elemanların sonlu sayıdaki düğüm noktalarında birbirine bağlandığı varsayılır. Sistemin denge denklemlerinin kurulmasında karşılaşılan denge matrisinin boyutu, düğüm noktası ve eleman sayısı ile ilgilidir. Metod her türlü karmaşık sistemi çözmesi nedeniyle büyük kolaylık sağlamıştır.

Bir sistemin veya tipik bir çerçeveden oluşan yapının idealize edilmesinde, yapılması gerekli olan tek kabul deplasman fonksiyonunun iki düğüm noktası arasında ve elastik eksen boyunca sürekli olduğudur.

Yapı sistemlerinin analizindeki en büyük gelişme sonlu elemanlar metodunun sürekli ortam problemlerini de çözmüş olmasıdır.

Levha, kabuk ve plakları iki boyutlu elemanların bileşimi şeklinde temsil etmek mümkün olduğu gibi üç boyutlu elemanların birleşmesiyle de elastik bir ortamı temsil etmek mümkün olmaktadır. İdealize edilen sürekli ortam yapı analizi metoduyla da yapılabildiği gibi, yapılan kabuller fiziksel karakterde olup idealize edilmiş sistem gerçek ortam yerine kullanılabilir. Bunun için herhangi bir kabule gerek yoktur.

Elemanların farklı ve değişik malzemelerden oluşması durumunda da bu metod geçerli olup uygulaması yapılmaktadır.

Bu da sonlu elemanlar metodunun uygulanabilirliğini göstermektedir.

1.2 Sonlu elemanlar metodu ile sistemin analizi

Sistemin sonlu elemanlar metodu ile analizi yapılırken sistemi yapının idealize edilmesi elemanların özelliklerinin belirlenmesi ve idealize edilmiş olan yapının analizi olmak üzere kısımlara ayırmak mümkündür. Değişik veya herhangi bir sürekli ortam çok değişik fakat bilinen tipte elemanlara ayrılarak idealize edilir. Bundan sonra sürekli ortamın analizi yerine idealize edilmiş olan sistemin analizi ile çözüm yapılır.

Çözümün doğru ve kesinliği idealize edilmiş sistemin sürekli ortamı ne kadar hassasiyetle temsil etmesine bağlıdır. Genel olarak idealize işi zor bir işlem ve sorun değildir. Sık bir ağ şeklindeki idealizasyonun çok daha iyi sonuç verdiği gösterilmiştir.

Ana problem sistemi oluşturan elemanların elastik özel-

liklerinin belirlenmesidir. Düşüm noktasına etkiyen kuvvetler ile bu kuvvetlerin neden oldukları deplasmanlar arasındaki bağıntısının kurulması ve rijitlik matrisinin hesabı ana problemidir.

Elemanın özellikleri belirlendiğinde sisteme verilen yükleme şekli ile sistemin deplasmanını elemana etkiyen kuvvetleri, gerilme ve deformasyon hesabı her zaman karşımıza çıkabilecek bir problemdir.

Sistem genelde özellikleri bilinen elemanlar seçilerek idealize edilir. Bu yol genel olup hertürlü karmaşık sistem için geçerlidir. Bir analiz problemi, bir cisme etkiyen kuvvetler altında o cismin oturduğu noktadaki reaksiyonlarının hesaplanması ve cismin içinde meydana gelen kuvvet ile deformasyonun bulunması olarak tarifienebilir. Çözümde denge şartları ve deformasyon arasındaki ilişkiyi veren "HOOKE" kanunu kullanılır.

1. Denge denklemleri: Bir noktada birleşen elemanların iç kuvvetleri sistemin aynı noktasına etkiyen dış kuvvetlerle dengede olmalıdır.

2. Uygunluk şartı: Bir düşüm noktasında birleşen elemanların aynı düşüm noktasındaki deplasmanları eşit olmalıdır.

3. Gerilme-Deformasyon bağıntısı: Gerilme ile deformasyon arasında malzemenin özelliklerine bağlı olan bir bağıntı olmalıdır.

Yapı analizi için gereken denge, uygunluk şartı ve gerilme - Deformasyon arasındaki ilişkiyi veren HOOKE kanunu hem deplasman, hem de kuvvet metodu için geçerlidir. Ancak düzgün

olmayan yapılar için deplasman metodu daha basit ve daha kolay bilgisayar programı yazabilme olanağı sağlar.

Yine de kuvvet metodu hamen birçok araştırmacı tarafından kullanılmaktadır.

Yapı Sistemlerinde Sonlu Elemanlar Kuvvet Metodu İçin Temel İşlemler:

1. Herbir eleman için uygun bir koordinat sistemi seçilir, ve elemanın denge denklemleri yazılır.

2. Local koordinat sistemindeki $\hat{S}$ matrisi tüm sistem için geçerli olan global koordinat sistemindeki $\hat{S}$ matrisine transforme edilir.

3. Elemanların denge denklemleri yazılarak sistemin $[N^*]$ matrisi elde edilir.

4. $[N^*]$ matrisi eleman ve düğüm noktası sayısına bağlı bir matris olup simetrik değildir.

5. Denge denklemlerinin formüle edilmesi ve çözümü düğümde uygulanan $[P_r]$ dış yüklerin ile $N^* \cdot \hat{F} = -P_r$ denkleminde çubuk kuvvetleri bulunur. Reaksiyon kuvvetleri ise çubuk kuvvetleri bulunduktan sonra hesaplanmaktadır.

2. SİSTEMİN İDEALİZASYONU

2.1. Virtüel deplasmanlar prensibi

Bir sistemde dış ve iç kuvvetler hesaplanırken $\underline{d_u}$ ve $\underline{d_g}$, $\underline{d_p}$ ve $\underline{d_g}$ diferansiyel büyüklüklerinin birbirine kinematik olarak bağımlı oldukları kabul edilmektedir. Yani kabul edi-

len $\underline{u}$ deformasyon formu ile σ gerilme fonksiyonunu birbirine karşılık gelen formlardır. $\underline{d}\underline{u}$ ve $\underline{d}\underline{\varepsilon}$ diferansiyelleri hem denge denklemi, hem de süreklilik denklemlerini sağlamaktadır.

$\underline{d}A_a$ ve $\underline{d}A_i$ işlerini hesaplariken verilen $\underline{d}\underline{u}$ diferansiyellerinin süreklilik denklemlerini sağlaması fakat denge denklemlerininin sağlanması gerekmez. Böylece $\underline{d}\underline{u}$ diferansiyel artımı verirken dış yüklerin sabit olduğu kabul edilebilir. Bu düşünce altında verilen ve başkaca keyfi olan artımlara virtüel deformasyonlar denir. Bu virtüel büyüklükler gerçek büyüklükler olan $\underline{d}\underline{u}$ ve $\underline{d}\underline{\varepsilon}$ dan ayırt edebilmek için $\delta\underline{u}$ ve $\delta\underline{\varepsilon}$ sembolleri kullanılır.

Kinematik olarak kabul edilecek şekilde verilen $\delta\underline{u}$ ve $\delta\underline{\varepsilon}$ büyüklüklerinin meydana getirdiği δA_a ve δA_i virtüel işleri şöyle hesaplanır.

$$\delta A_a = \int_{O_p} \underline{p}^T \delta\underline{u} dO + \int_V \underline{g}^T \delta\underline{u} dV \quad (2.1.1)$$

$$\delta A_i = \int_V \underline{\sigma}^T \delta\underline{\varepsilon} dV \quad (2.1.2)$$

Burada dikkat edilmesi gerekli nokta $\underline{\sigma}$ nın $\underline{p}$ ve $\underline{g}$ ye statik $\delta\underline{\varepsilon}$ nın $\delta\underline{u}$ ya kinematik bağımlı olduğudur. Elastik sistem dengede olduğundan

$$\delta A_a = \delta A_i \quad (2.1.3)$$

olur.

2.2. Virtüel kuvvetler prensibi

Benzer şekilde virtüel kuvvetler prensibi $\underline{d}A_a^*$ ve $\underline{d}A_i^*$

bağıntılarından çıkarılır.

$\delta \underline{p}$ ve $\delta \underline{g}$ ve bunlarla dengede olan $\delta \underline{\sigma}$ virtüel büyüklükleri elastik cisme tatbik ettirilirse $\underline{u}$ ve $\underline{\varepsilon}$ sabit kabul edilebilir.

$$\delta A_a^* = \int_{o_p} \underline{u}^T \delta \underline{p} dO \quad (2.2.1)$$

$$\delta A_i^* = \int_V \underline{\varepsilon} \delta \underline{\sigma} dV \quad (2.2.2)$$

dış ve iç virtüel kuvvetlerinin komplementer işlerinde $\underline{\varepsilon}$ ile $\underline{u}$ birbirine kinematik bağımlıdır. Fakat $\underline{u}$ ile $\delta \underline{\sigma}$ arasında hiçbir bağ yoktur. Sistem dengede olduğundan

$$\delta A_a^* = \delta A_i^* \quad (2.2.3)$$

2.3. Toplam potansiyelin minumum olma prensibi

Bir cismin toplam enerjisi π dış kuvvetlerin potansiyeli π_a nin toplamı olarak tarifi edilir. π_a , dış kuvvetlerin işinin ters işaretlisi olarak alınır.

$$\pi = \pi_a + \pi_i \quad (2.3.1)$$

$$\pi_a = - \int_{o_p} \underline{p}^T \underline{u} dO - \int_V \underline{g}^T \underline{u} dV \quad (2.3.2)$$

$$\pi_i = \int_V \underline{\sigma}^T \underline{\varepsilon} dV = \frac{1}{2} \int_V \underline{\varepsilon}^T \underline{E} \underline{\varepsilon} dV \quad (2.3.3)$$

$$\pi = \frac{1}{2} \int_V \underline{\varepsilon}^T \underline{E} \underline{\varepsilon} dV - \int_{o_p} \underline{p}^T \underline{u} dV - \int_V \underline{g}^T \underline{u} dV \quad (2.3.4)$$

Nümerik hesaplarda toplam potansiyel çok kullanılır. Lineer elâstik bir cismin kinematik olarak uygun ve bütün geometrik

sınır şartlarını sağlayan sayısız denge konumları vardır. Gerçek denge konumunda toplam potansiyel enerji minimum olur.

Elastik bir sistemde geometrik sınır şartlarını sağlayan bütün komşu denge konumları arasında gerçek denge konumu toplam potansiyel enerjiyi minimum yapan denge konumudur.

2.4. Bölgesel deplasman fonksiyonunun seçimi

Sonlu elemanlar metodunun temeli RİTZ metoduna dayanmaktadır.

Toplam potansiyelin minimum olma prensibi yaklaşık metotların uygulanmasında büyük kolaylıklar sağlar.

Minimum olma prensibi RİTZ metoduna uygulanırsa şu yol izlenir.

Tüm sistem için gerekli olan ve sistemin sınır şartlarını sağlayan bir deplasman fonksiyonu seçilir. Tüm sınır şartlarını sağlayan bir deplasman fonksiyonu bulmak imkansız olup bunun yerine sonlu elemanlar metodunda sistemin geometrisi çok sayıda elemanlara ayrılarak idealize edilir ve her eleman için deplasman fonksiyonu seçilir.

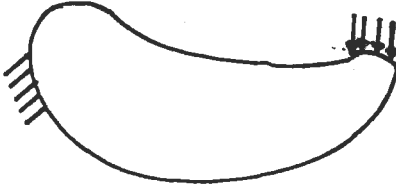
Deplasman fonksiyonu RİTZ metodunda olduğu gibi elemanın geometrik şartını sağlamalıdır. Sistemin geometrisinin elemanlara ayrılmasıyla problemin çözümü ikiye ayrılmış olmaktadır.

1. Önce elemanlar için seçilen deplasman fonksiyonu yardımıyla her elemanın toplam potansiyeli hesaplanır.

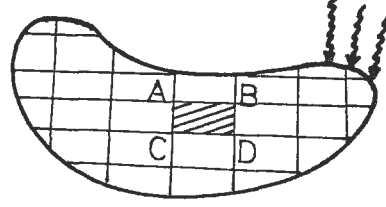
2. Tüm sistem elemanlara ait toplam potansiyelleri toplayarak sistemin toplam potansiyeli bulunur. Bu ise eleman-

ların birleştiği düğüm noktalarında birleşen elemanların deplasmanları eşit olmalıdır.

Her eleman için bir koordinat sistemi seçilir. Sonra kuvvet vektörü tayin edilir.

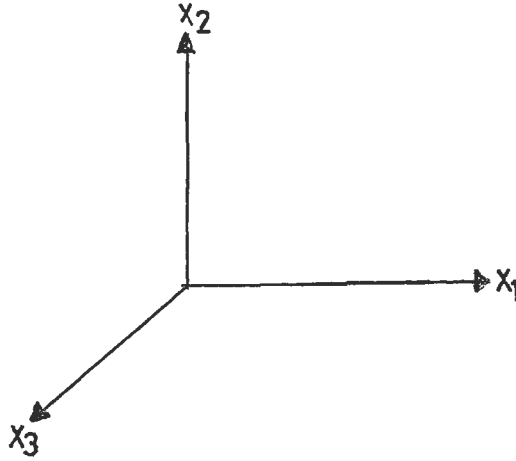


Sürekli ortam



İdealize edilmiş sistem

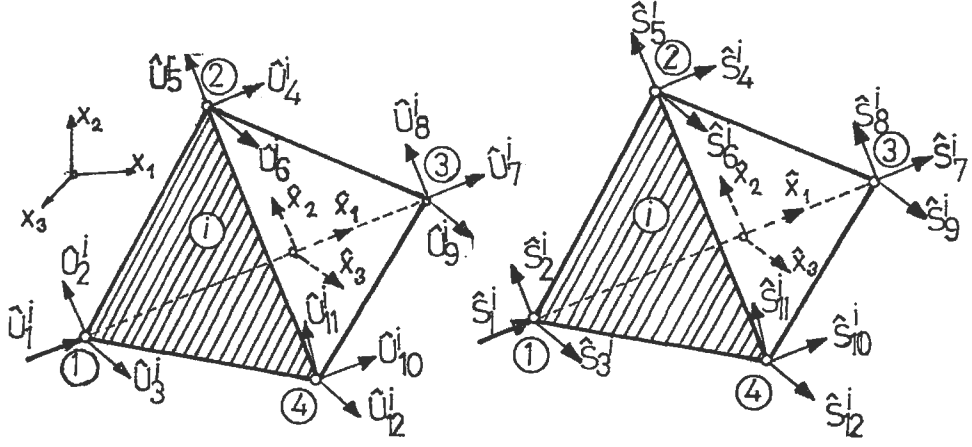
Resim 2.1. Sürekli ortamın idealizasyonu



$\hat{x}_1, \hat{x}_2, \hat{x}_3$ bölgesel koordinatları

$$\underline{\hat{u}}^i = \{ \hat{u}_1^i \quad \hat{u}_2^i \quad \dots \quad \hat{u}_{12}^i \}$$

$$\underline{\hat{s}}^i = \{ \hat{s}_1^i \quad \hat{s}_2^i \quad \dots \quad \hat{s}_{12}^i \}$$



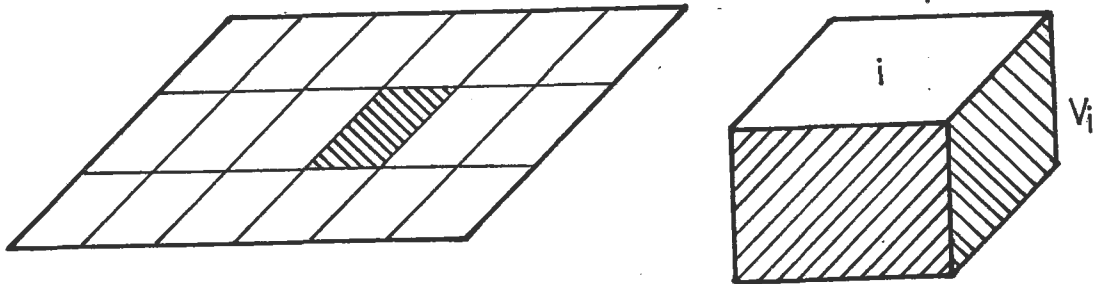
Resim 2.2 Bir elemanın genelleştirilmiş deplasmanları ve kuvvetleri

Her düğüm noktasında birde ndeplasman vardır. Bu aynı doğrultudadır. $\hat{u}_1^i$, $\hat{u}_2^i$ şeklinde adlandırılır. Elemanın yapacağı deplasman sayısına serbestlik derecesi denir. Eleman bu deplasman doğrultusunda serbestçe hareket edebilir.

Sürekli ortam, t düğüm noktası ve s eleman ile idealize edilirse

$O^i = i$ elemanın yüzeyi

$V^i = i$ elemanın hacmi



Resim 2.3. Sürekli ortamın sistem idealize edildiğinde elemanın yüzeyi

$$O = \sum_{i=1}^s O^i \quad (2.4.1)$$

$$V = \sum_{i=1}^s V^i \quad (2.4.2)$$

Toplam Potansiyel

$$\pi = \sum_{i=1}^s \pi^i \quad (2.4.3)$$

2.5. Deplasman fonksiyonunun seçimi

Ritz metoduna göre eleman için bir $u^i(\hat{x}_i)$ deplasman fonksiyonu seçilir.

$$\underline{u}^i(\hat{x}_i) = \underline{\phi}^i(\hat{x}_i) \underline{a}^i \quad (2.5.1)$$

Buradan henüz belli olmayan $\underline{a}^i$ parametrelerinin fiziksel bir anlamı yoktur. Bu fonksiyonu $\underline{a}^i$ yerine fiziksel anlamı olan $\hat{\underline{u}}^i$ cinsinden yazmak daha uygun olmaktadır. 2.5.1 denklemini düğüm noktalarının deplasmanları cinsinden yazmak için bu ifadenin sınır şartını sağlaması gerekir.

$$\hat{\underline{u}}(\hat{x}_i) = \hat{\underline{\phi}} \underline{a}^i$$

$\hat{\underline{\phi}}$ tersi alınabilen bir matristir.

$$\underline{a}^i = (\hat{\underline{\phi}})^{-1} \hat{\underline{u}}^i$$

$\underline{a}^i$ nin bu karşılığı 2.5.1'de yerine konduğunda elemanın deplasman fonksiyonu düğüm noktası kuvvetlerini verir.

$$\underline{u}^i(\hat{x}_i) = \underline{\phi}^i(\hat{x}_i) (\hat{\underline{\phi}}^i)^{-1} \hat{\underline{u}}^i$$

$$\hat{\underline{\phi}} = \underline{\phi}^i(\hat{x}_i) (\hat{\underline{\phi}}^i)^{-1} \text{ olursa}$$

deplasman fonksiyonunun son şekli aşağıdaki şekilde olur.

$$\underline{u}^i(\hat{x}_i) = \gamma \hat{\underline{u}}^i \quad (2.5.2)$$

2.6 Süreklilik şartları

2.5.2 denklemi ile $\epsilon = \underline{D} \hat{\underline{u}}^i$ şartı eleman için

$$\underline{\epsilon}^i = \underline{D} \underline{u}^i(\hat{x}_i) = \underline{D} \hat{\underline{u}}^i$$

veya

$$\underline{\epsilon}^i = \hat{\underline{D}}^i \hat{\underline{u}}^i \quad (2.6.1)$$

2.7 Elemanın toplam potansiyeli

Hacımsal ve yüzeysel $\hat{\underline{g}}^i$ ve $\hat{\underline{p}}^i$ kuvvetlerinin tekil kuvvet olarak düğüm noktalarına etki ettiği varsayılırsa

$$\pi^i = \pi_i^i + (\hat{\pi}_a^i) \hat{s}^i$$

π_i^i ; iç deformasyonların gerilmelerle yaptığı iş $(\pi_a^i) \hat{s}^i$;

$(\pi_a^i) \hat{s}^i$; Düğüm noktalarına etkiyen $\hat{\underline{s}}^i$ kuvvetlerinin potansiyeli olmaktadır.

$$\pi^i = \frac{1}{2} \int_V (\underline{\epsilon}^i)^T \underline{E}^i \underline{\epsilon}^i dV + (\hat{\underline{u}}^i)^T \hat{\underline{s}}^i \quad (2.7.1)$$

$$\underline{E} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (2.7.2)$$

$$\underline{G} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \quad (2.7.3)$$

$\underline{E}_{6 \times 6}$: Malzemenin birim denge matrisi

$\underline{G}_{6 \times 6}$: Malzemenin fleksibilite matrisi

E : Malzemenin elastisite modülü

ν : Poisson oranı

3. KUVVET METODU

3.1 Kuvvet Metoda Giriş [9]

Kuvvet metodunda esas bilinmeyenler kuvvetlerdir.

$$\pi^* = \frac{1}{2} \int_V \underline{\sigma}^T \underline{G} \underline{\sigma} dV - \int_{\partial_u} \underline{u}^T \underline{p} dO \quad (3.1.1)$$

$$\underline{\sigma} = \sum_{i=1}^n H_i(x_1, x_2, x_3) b_i \quad \underline{\sigma} = \underline{H}(\underline{x}) \underline{b} \quad (3.1.2)$$

Kuvvet Metodu toplam potansiyelin 3.1.1 ve 3.1.2 göre seçilen gerilmeler vasıtasıyla hesaplanır.

$(\pi)^i$: i elemanın toplam potansiyelidir.

Local rijitlik matrisi

$$\underline{\hat{k}}^i \cdot \underline{\hat{u}}^i = \underline{\hat{s}}^i \quad (3.1.3)$$

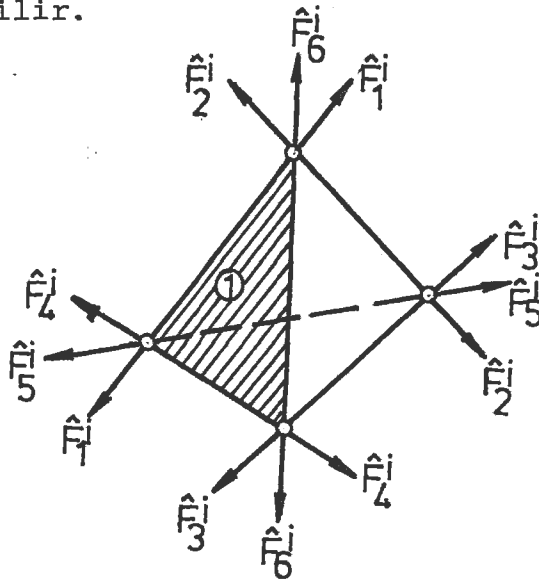
katsayılar matrisi tekil veya içerisinde doğrusal bağımlı satırlar bulunmaktadır.

Elemanların deplasman sayısı elemanların denge şartı ile tespit edilir.

3.1.3'te $\underline{\hat{u}}^i$ lerdende oluşan $\underline{\hat{s}}^i$ kuvveti lineer bağımlıdır.

Böylece düğüm kuvvetleri sayısı denge sayısına eşitliğine indirger veya $\underline{\hat{s}}^i$ lineer bağımsız kuvvetlerin bağımsızlığı içinde verilebilir. Resim 3.1'de görülen eleman için 12 düğüm kuvveti ve 6 denge şartı vardır.

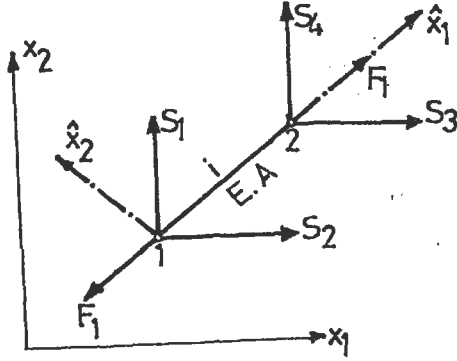
$12-6 =$ lineer doğrusal bağımsız düğüm kuvvetlerine sahiptir. Şayet bir kuvvet eleman kenarı doğrultusunda doğrusal bağımsız kuvvet seçilirse böylece toplam 6 tane bağımsız düğüm kuvveti elde edilir.



Resim 3.1 i elemanın lineer bağımsız düğüm noktası kuvvetleri

3.1 Elemanların denge denklemi

Her eleman için düğüm noktalarında denge denklemi yazılır.



Resim: 3.2 Koordinat transformasyonu

(1) düğümündeki denge denklemi

$$S_1 - \cos \alpha F_1 = 0$$

$$S_2 - \sin \alpha F_1 = 0$$

(2) düğümündeki denge denklemi

$$S_3 + \cos \alpha F_1 = 0$$

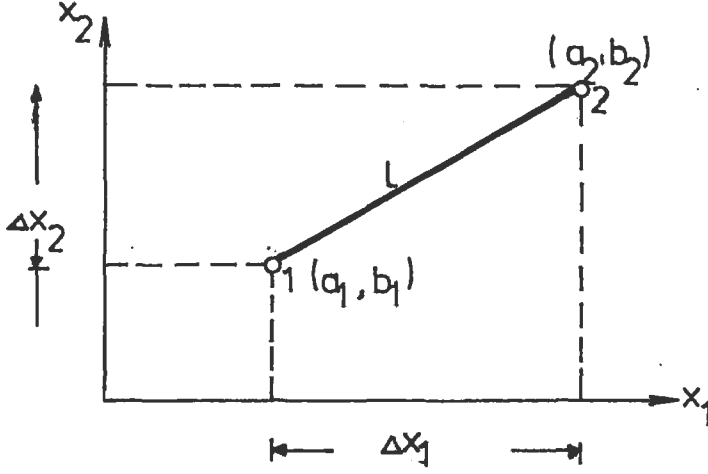
$$S_4 + \sin \alpha F_1 = 0$$

$$\alpha_{11} = \cos (\hat{x}_1, x_1) = -\cos \alpha$$

$$\alpha_{12} = \cos (\hat{x}_1, x_2) = -\sin \alpha$$

$$\begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\alpha_{11} \\ -\alpha_{12} \\ \alpha_{11} \\ \alpha_{12} \end{bmatrix} [F_1]$$

α_{ij} , $\hat{x}_i$ local aksı ile x_j global aksı arasındaki açının doğrultman kosinüsüdür.



(1) noktasının global koordinatları (a_1, b_1) ve (2) noktasında (a_2, b_2) ise

$$\Delta x_1 = a_2 - a_1, \quad \Delta x_2 = b_2 - b_1$$
$$\alpha_{11} = \frac{\Delta x_1}{L}, \quad \alpha_{12} = \frac{\Delta x_2}{L}$$

$$L = \sqrt{\Delta x_1^2 + \Delta x_2^2} \quad \text{olur.}$$

Elemanların denge matrisinin kurulması:

Düğüm noktalarında denge denklemi yazarak her eleman için denge matrisi hesaplanır.

$$\underline{S} = \underline{B} \cdot \underline{F}$$

denklemden sistemin denge matrisine geçilir. Önce her eleman için kabul edilen local koordinatları dikkate alınarak i ve j düğüm noktası tespit edilir.

Her eleman için $\underline{S}^i$ alt matrisi bulunur. Sınır şartları dikkate alınmadan satır sayısı denklem sayısına, sütun sayısı

Burada $\underline{h}$ kare matris olmayıp düzenli transformasyon matrisi değildir.

3.2.1 ve 3.2.2 denklemlerinin eşitliğinden

$$\underline{h} \underline{\sigma} (\hat{x}_i) = \underline{B}^i \underline{F}^i \quad \text{denklemini oluştur.}$$

Bu eşitlikten sonra her iki tarafı $\underline{h}^T$ ile çarparsak

$$\underline{h}^T \underline{h} \underline{\sigma} (\hat{x}_i) = \underline{B}^i \underline{F}^i \underline{h}^T \quad \text{şeklini alır.}$$

$\underline{h}^T \underline{h}$ simetrik matris olup inversi (tersi) alınabilir. Sonra şu formül oluşur.

$$\underline{\sigma} (\hat{x}_i) = (\underline{h}^T \underline{h})^{-1} \underline{h}^T \underline{B}^i \underline{F}^i$$

$\underline{\sigma} (\hat{x}_i)$ yerine 3.2.1 denklemindeki eşitliği yazılırsa

$$\underline{H}^i (\hat{x}_i) = (\underline{h}^T \underline{h})^{-1} \underline{h}^T \underline{B}^i \quad (3.2.3)$$

olur.

Elemanın toplam potansiyeli:

Aşağıdaki kabullerin eşitliğinden

$$\underline{\hat{p}}^i = \underline{0}$$

$$\underline{\hat{g}}^i = \underline{0}$$

$$\underline{u}_A = \underline{0}$$

hareket ederek

$$D^T \underline{\sigma} (\hat{x}_i) = \underline{0} \quad \text{olur.}$$

Şayet 3.2.1 denklemini statik olarak geçerli ise zorunlu olarak aşağıdaki hipotezler sonucu denklem oluşur.

$$(\pi^*)^i = (\pi_i^*)^i + (\pi_a^*)^i_s$$

$$(\pi^*)^i = \frac{1}{2} \int_{V_i} (\underline{\hat{F}})^T (\underline{H}^i)^T \underline{G}^i \underline{H}^i \underline{\hat{F}}^i dV - (\underline{\hat{S}}^i)^T \underline{\hat{u}}^i \quad (3.2.4)$$

$\underline{\hat{S}}^i$ yerine eşiti yazılırsa

$$(\pi^*)^i = \frac{1}{2} (\underline{\hat{F}}^i)^T \int_{V_i} (\underline{H}^i)^T \underline{G}^i \underline{H}^i dV \underline{\hat{F}}^i - (\underline{\hat{F}}^i)^T (\underline{\hat{B}}^i) \underline{\hat{u}}^i$$

şeklını alır.

$\underline{\hat{S}}^i$ ve $\underline{\hat{F}}^i$ nin virtüel işinden

$$\delta \underline{\hat{S}}^i = \underline{\hat{B}}^i \delta \underline{\hat{F}}^i$$

$$\delta (\underline{\hat{F}}^i)^T \underline{\hat{u}}^i_r = \delta (\underline{\hat{S}}^i)^T \underline{\hat{u}}^i = \delta (\underline{\hat{F}}^i)^T (\underline{\hat{B}}^i)^T \underline{\hat{u}}^i \quad \text{den}$$

$\underline{\hat{u}}^i_r$ değeri 3.2.4 denkleminde yerine yazılırsa

$$(\pi^*)^i = \frac{1}{2} (\underline{\hat{F}}^i)^T \underline{\hat{f}}^i \underline{\hat{F}}^i - (\underline{\hat{F}}^i)^T \underline{\hat{u}}^i_r \quad (3.2.6)$$

ve

$$\underline{\hat{f}}^i = \int_{V_i} (\underline{H}^i)^T \underline{G}^i \underline{H}^i dV \quad (3.2.7)$$

olan elemanın fleksibilite matrisi bulunur. Fleksibilite matrisi kare matris olup diyagonal elemanlar dışındaki terimler 0 dır. Bir eleman için

$$\underline{\hat{f}}^i = \frac{1}{EA}$$

E : Elastisite modülü

A : Kasit alanı

$$\hat{\underline{f}} = \begin{bmatrix} \hat{f}_1 & & & \\ & \hat{f}_2 & & \\ & & \hat{f}_3 & \\ & & & \hat{f}_m \end{bmatrix}$$

Resim 3.2 Fleksibilite matrisi

Taşıyıcı sistemin düğüm noktalarının dengesi:

$$\hat{\underline{S}} = \hat{\underline{B}} \hat{\underline{F}} \quad (3.2.8)$$

$$\hat{\underline{S}} = \{ \hat{\underline{S}}^1 \quad \hat{\underline{S}}^2 \quad \dots \quad \hat{\underline{S}}^i \quad \dots \quad \hat{\underline{S}}^s \}$$

$$\hat{\underline{F}} = \{ \hat{\underline{F}}^1 \quad \hat{\underline{F}}^2 \quad \dots \quad \hat{\underline{F}}^i \quad \dots \quad \hat{\underline{F}}^s \}$$

$$\hat{\underline{B}} = \{ \hat{\underline{B}} \quad \hat{\underline{B}} \quad \dots \quad \hat{\underline{B}}^i \quad \dots \quad \hat{\underline{B}}^s \}$$

$$\underline{S}^i = (\underline{T}^i)^T \hat{\underline{S}}^i \quad (\underline{T}^i)^T \hat{\underline{B}}^i \hat{\underline{F}}^i$$

$$\underline{S}^i = \underline{B}^i \hat{\underline{F}}^i \quad (3.2.9)$$

$$\underline{S} = \underline{B} \hat{\underline{F}} \quad (3.2.10)$$

global koordinatına transformasyonundan da şu sonuç ortaya çıkar.

$$\underline{B}^i = (\underline{T}^i)^T \hat{\underline{B}}^i \quad (3.2.11)$$

$$\underline{a}^T \underline{S} = \underline{a}^T \underline{B} \hat{\underline{F}} = \underline{N}^* \cdot \hat{\underline{F}} = \underline{P}_r \quad (3.2.12)$$

$$\underline{N}^* = \underline{a}^T \underline{B} \quad (3.2.13)$$

3.3 Sınır şartlarının dikkate alınması

Sistemin bazı noktalarının deplasmanları önlenmiş, yani sistem mesnetlenmiş olabilir. Bu durumda $\underline{p}$ in bazı elemanlarının sıfır olacağı açıktır. Bu sıfır olan elemanları $\underline{p}_A$ alt vektöründe toplayarak

$$\begin{bmatrix} \underline{a}_r^T \\ \dots \\ \underline{a}_A^T \end{bmatrix} \underline{B} \underline{\hat{F}} = \begin{bmatrix} \underline{p}_r \\ \dots \\ \underline{p}_A \end{bmatrix} \quad (3.3.1)$$

şeklinde yazılabilir.

Buradan sınır şartları dikkate alınarak

$$\begin{aligned} \underline{a}_r^T \underline{B} \underline{\hat{F}} &= \underline{p}_r \\ \underline{a}_A^T \underline{B} \underline{\hat{F}} &= \underline{p}_A \\ \underline{N}^* \cdot \underline{\hat{F}} &= \underline{p}_r \end{aligned} \quad (3.3.2)$$

şeklinde olup buradan da çubuk kuvvetleri hesaplanır.

3.4 Süreklilik denklemleri

$$\begin{aligned} \pi^* &= \sum_{i=1}^S (\pi^*)^i \\ \pi^* &= \frac{1}{2} \underline{\hat{F}}^T \underline{\hat{f}} \underline{\hat{F}} - \underline{\hat{F}}^T \underline{\hat{u}}_r \end{aligned}$$

sistemin denge matrisi $[\underline{N}^*]$ kurulduktan sonra

$$[\underline{N}^*] \cdot [\underline{\hat{F}}] = [\underline{p}_r]$$

denkleminde çubuk kuvvetleri bulunur.

$$\underline{\hat{F}} = \begin{bmatrix} \hat{F}_1 \\ \hat{F}_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ \hat{F}_m \end{bmatrix} \quad \underline{P} = \begin{bmatrix} \text{---} & 1 \\ \text{---} & \\ \text{---} & 2 \\ \text{---} & \\ \text{---} & 3 \end{bmatrix}$$

$\underline{\hat{F}}$: Çubuk kuvveti olup eleman sayısı kadardır.

$\underline{P}_r$: Dış yüklerdir. Her düğüm noktasında x ve y yönünde bulunan dış yükler yazıldığında dış yükler yazıldığında dış yük vektörü oluşturur.

r : Hiperstatiklik derecesi

m : Eleman sayısı

n : Denklem sayısı

$$r = m - n$$

r = 0 ise, yani sistem İZOSTATİK ise çubuk kuvvetleri

$$[\underline{\hat{F}}] = [N^*]^{-1} [\underline{p}_r]$$

denklemleriyle bulunur.

r > 0 ise sistem HİPERSTATİK'tir.

Makinanın izostatik sistemi seçmesi için

$$\underline{N}^* \underline{B}_0 = \underline{I} \quad (3.4.1)$$

$$\underline{N}^* \underline{B}_x = \underline{0} \quad (3.4.2)$$

olmalıdır.

$\underline{B}_0$: İzostatik sistemde dış yükler eşit 1 alındığında sistemde oluşan kuvvetlerdir.

$\underline{B}_x$: Hiperstatik bilinmeyenler eşit 1 alındığında sistemde oluşan kuvvetlerdir.

$$\underline{B}_0 = \begin{bmatrix} 1 & & & & \\ & 1 & & & \\ & & 1 & & \\ & & & 1 & \\ & & & & 1 \end{bmatrix}^n$$

$$\underline{B}_x = \begin{bmatrix} 1 & & & & \\ & 1 & & & \\ & & 1 & & \\ & & & 1 & \\ & & & & 1 \end{bmatrix}^r$$

$\underline{B}_0$ $\underline{B}_x$

$\underline{B}_0$ matrisinin boyutu $m \times n$ olup

$\underline{B}_x$ matrisinin boyutu ise $m \times r$ kadardır.

Makinanın $\underline{B}_0$ ve $\underline{B}_x$ matrislerini hesaplamasından sonra sistem için yazılan süreklilik denklemleriyle çubuk kuvveti bulunur.

$$\underline{\hat{F}} = \underline{B}_0 \underline{p}_r + \underline{B}_x \underline{X} \quad (3.4.3)$$

Bu denklemde $\underline{X}$ hiperstatik bilinmeyenlerdir. Sistemin toplam potansiyelinden

$$\pi^{\star} = \frac{1}{2} (\underline{p}^T \underline{B}_0^T + \underline{x}^T \underline{B}_x^T) \underline{\hat{f}} (\underline{B}_0 \underline{p} + \underline{B}_x \underline{x}) - (\underline{p}^T \underline{B}_0^T + \underline{x}^T \underline{B}_x^T) \underline{\hat{u}}_r$$

$$\pi^{\star} = \frac{1}{2} \underline{p}^T \underline{B}_0^T \underline{\hat{f}} \underline{B}_0 \underline{p} + \frac{1}{2} \underline{p}^T \underline{B}_0^T \underline{\hat{f}} \underline{B}_x \underline{x} + \frac{1}{2} \underline{x}^T \underline{\hat{f}} \underline{B}_0 \underline{p} + \frac{1}{2} \underline{x}^T \underline{B}_x^T \underline{\hat{f}} \underline{B}_x \underline{x}$$

$$- \underline{p}^T \underline{B}_0^T \underline{\hat{u}}_r - \underline{x}^T \underline{B}_x^T \underline{\hat{u}}_r$$

$\pi^{\star}$ nin türevi alınır

$$\frac{\partial \pi^{\star}}{\partial \underline{x}} = 0$$

$$\frac{1}{2} \underline{B}_x^T \underline{\hat{f}} \underline{B}_0 \underline{p}_r + \frac{1}{2} \underline{B}_x^T \underline{\hat{f}} \underline{B}_0 \underline{p}_r + \underline{B}_x^T \underline{\hat{f}} \underline{B}_x \underline{x} - \underline{B}_x^T \underline{\hat{u}}_r = 0$$

$$\underline{B}_x^T \underline{\hat{f}} \underline{B}_x \underline{x} = - \underline{B}_x^T \underline{\hat{f}} \underline{B}_0 \underline{p}_r + \underline{B}_x^T \underline{\hat{u}}_r \quad (3.4.4)$$

$\underline{\hat{u}}_r = 0$ alınır

$$\underline{B}_x^T \underline{\hat{f}} \underline{B}_x \underline{x} = - \underline{B}_x^T \underline{\hat{f}} \underline{B}_0 \underline{p}_r \quad (3.4.5)$$

olur.

Buradan

$$\underline{D}_x = \underline{B}_x^T \underline{\hat{f}} \underline{B}_x \text{ eşitlenirse} \quad (3.4.6)$$

$\underline{D}_x$ matrisi simetrik, kare ve pozitif bir matris olup klasik statikte bildiğimiz δ_{ik} nin yerini almaktadır.

Boyutu $r \times r$ olan bir matristir.

$$\underline{p}_0 = \underline{B}_x^T \underline{\hat{f}} \underline{B}_0 \quad (3.4.7)$$

$\underline{p}_0$ bir sütun matrisi olup $r \times 1$ boyutundadır. Klasik statikte δ_{i0} in yerine geçmektedir.

[$\underline{D}_x$] MATRİSİNİN TEŞKİLİ:

$$\underline{D}_x = \underline{B}_x^T \hat{\underline{f}} \underline{B}_x \text{ olup}$$

matris çarpım formunda yazılırsa

$$\underline{B}_x = b_{ij} \text{ alındığında;}$$

$$= \begin{bmatrix} b_{11} & b_{21} & \dots & b_{m1} \\ b_{12} & b_{22} & \dots & b_{m2} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ b_{1r} & b_{2r} & \dots & b_{mr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{f}_1 \\ \underline{f}_2 \\ \vdots \\ \underline{f}_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{1r} \\ b_{21} & b_{22} & \dots & b_{2r} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ b_{m1} & b_{m2} & \dots & b_{mr} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} (b_{11}^2 \hat{\underline{f}}_1 + b_{21}^2 \hat{\underline{f}}_2 + \dots + b_{m1}^2 \hat{\underline{f}}_m) \dots (b_{11} b_{1r} \hat{\underline{f}}_1 + \dots + b_{m1} b_{mr} \hat{\underline{f}}_m) \\ (b_{12} b_{11} \hat{\underline{f}}_1 + b_{22} b_{21} \hat{\underline{f}}_2 + \dots + b_{m2} b_{m1} \hat{\underline{f}}_m) \dots (b_{12} b_{1r} \hat{\underline{f}}_1 + \dots + b_{m2} b_{mr} \hat{\underline{f}}_m) \\ \vdots \\ (b_{1r} b_{11} \hat{\underline{f}}_1 + b_{2r} b_{21} \hat{\underline{f}}_2 + \dots + b_{mr} b_{m1} \hat{\underline{f}}_m) \dots (b_{1r}^2 \hat{\underline{f}}_1 + \dots + b_{mr}^2 \hat{\underline{f}}_m) \end{bmatrix}$$

$$\sum_{i=1}^m \underline{B}_{x_{ik}} \underline{B}_{x_{ij}} \hat{\underline{f}}_i \text{ şeklinde oluşur.}$$

[$\underline{p}_0$] MATRİSİNİN TEŞKİLİ:

$$\underline{p}_0 = \underline{B}_x^T \hat{\underline{f}} \underline{B}_0 \underline{p}_r$$

$$\underline{B}_x^T = b_{ij} \quad \underline{B}_0 = a_{ij} \text{ eşitlenip}$$

matris çarpım formunda yazılırsa

$$= \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{1m} \\ b_{21} & b_{22} & \dots & b_{2m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ b_{r1} & b_{r2} & \dots & b_{rm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{f}_1 \\ \hat{f}_2 \\ \vdots \\ \hat{f}_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ a_{m1} & a_{m2} & \dots & a_{mn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{r1} \\ p_{r2} \\ \vdots \\ p_{rn} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} p_{r1} (a_{11} b_{11} \hat{f}_1 + a_{21} b_{12} \hat{f}_2 + \dots + a_{m1} b_{1m} \hat{f}_m) \dots p_{rn} (a_{1n} b_{11} \hat{f}_1 + a_{2n} b_{12} \hat{f}_2 + \dots + a_{mn} b_{1m} \hat{f}_m) \\ p_{r1} (a_{11} b_{21} \hat{f}_1 + a_{21} b_{22} \hat{f}_2 + \dots + a_{m1} b_{2m} \hat{f}_m) \dots p_{rn} (a_{1n} b_{21} \hat{f}_1 + a_{2n} b_{22} \hat{f}_2 + \dots + a_{mn} b_{2m} \hat{f}_m) \\ \vdots \\ p_{r1} (a_{11} b_{r1} \hat{f}_1 + a_{21} b_{r2} \hat{f}_2 + \dots + a_{m1} b_{rm} \hat{f}_m) \dots p_{rn} (a_{1n} b_{r1} \hat{f}_1 + a_{2n} b_{r2} \hat{f}_2 + \dots + a_{mn} b_{rm} \hat{f}_m) \end{bmatrix}$$

$$\sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m p_{rj} \underline{B}_0_{ij} \underline{B}_x_{ik} \hat{f}_i \text{ şeklinde olur.}$$

Çubuk kuvvetlerinin hesabı:

$$\hat{\underline{F}} = \underline{B}_0 \underline{p}_r + \underline{B}_x \cdot \underline{X}$$

$$= \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{1r} \\ b_{21} & b_{22} & \dots & b_{2r} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ b_{m1} & b_{m2} & \dots & b_{mr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ a_{m1} & a_{m2} & \dots & a_{mn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{r1} \\ p_{r2} \\ \vdots \\ p_{rn} \end{bmatrix}$$

$$\begin{array}{ccc}
 b_{11}X_1 + b_{12}X_2 + \dots + b_{1r}X_r & a_{11}p_{r_1} + a_{12}p_{r_2} + \dots + a_{1n}p_{r_n} \\
 b_{21}X_1 + b_{22}X_2 + \dots + b_{2r}X_r & a_{21}p_{r_1} + a_{22}p_{r_2} + \dots + a_{2n}p_{r_n} \\
 = & \vdots \\
 b_{m1}X_1 + b_{m2}X_2 + \dots + b_{mr}X_r & a_{m1}p_{r_1} + a_{m2}p_{r_2} + \dots + a_{mn}p_{r_n}
 \end{array}$$

$$\sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^r B_{ji} X_i + \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n B_{ji} p_{r_i} \quad \text{olur.}$$

3.5 Çubuk gerilmeleri

Çubuk kuvvetlerinin hesaplanmasından sonra elemanların gerilme değeri hesaplanır.

Her elemana gelen kuvvet ve her elemanın alanında belli olursa çubuk gerilme değeri

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{formülünden}$$

hesaplanır. Burada çubuk kuvvetlerinin birimi ton A'nın birimi m^2 dir.

Gerilme birimi ise t/m^2 olmaktadır.

3.6 Reaksiyonların hesabı

Çubuk kuvvetleri bulunduktan sonra reaksiyonların hesabı yapılabilir.

Bu hesap için sınır şartları işlenmemiş haldeki sistemin denge matrisi ile çubuk kuvvetlerinin çarpımı reaksiyon kuvvetlerini vermektedir. Bu da;

$$\underline{N}^* \cdot \underline{\hat{F}} = \underline{p}_r \quad \text{denkleminde hesaplanmaktadır.}$$

Zaten çubuk kuvvetlerinin hesabı yapılırken reaksiyon kuvvetleri sonradan kolayca bulunduğundan hesaba katılmamakta, o mesnetin bulunduğu satır silinmektedir. Çubuk kuvvetleri bulunduğundan sonra ise kolayca hesaplanmaktadır.

3.7 Çubuk deformasyonları

L uzunluğunda bir çubuğa aksenal doğrultuda bir kuvvet uygulandığında çekme veya basınca çalışmasına göre Δl kadar uzar veya kısalır.

Bu uzama ve kısalma miktarı bize çubuğun deformasyonunu verir.

$$\Delta l^i = \int_0^L \frac{F}{EA} dx \quad \text{olup}$$
$$\underline{\Delta l}^i = \left[\frac{1}{EA} \right] \underline{\hat{F}}^i \quad (3.7.1)$$

denklemleriyle hesaplanmaktadır.

3.8 Düşüm noktalarında oluşan deplasmanların hesabı

Sistemin düşüm noktalarında tekil yükten ve ısı, çökme gibi statik tesirlerden dolayı yer değiştirme oluşur. Bu yer değiştirme miktarı da bize düşüm noktalarında oluşan deplasmanı verir. Deplasman hesabı aşağıdaki şekilde yapılır. [14]

$$\underline{\hat{u}} = \underset{\text{I}}{\underline{B}_0^T} \underset{\text{II}}{\underline{\hat{f}}} \underset{\text{I}}{\underline{B}_0} \underline{p}_r + \underset{\text{II}}{\underline{B}_0^T} \underset{\text{I}}{\underline{\hat{f}}} \underset{\text{II}}{\underline{B}_x} \underline{x} \quad (3.8.1)$$

I : Yükleme noktalarındaki dış yüklere bağlı deplasmanı verir.

II : Yükleme noktalarındaki bilinmeyen kuvvetlere bağlı deplasmanı verir.

I ve II nin toplamı düğüm noktalarında oluşan deplasmanı verir.

3.9. Isı etkisi

Isı etkisinden dolayı çubuklarda kuvvetler oluşmaktadır. Kuvvetlerin hesaplanması şu şekilde yapılmaktadır.

Denge matrisinin kurulması ve hiperstatik sistemlerin seçiminden sonra elde edilen $[D_x]$ matrisi esas denklemin sol tarafını yani katsayılar matrisini teşkil etmektedir. Bu matris band matris olup yüklerden dolayı hesaplanan D_x matrisinin kendisidir. Denklem çözümünde D_x matrisi yani denklemin sol tarafı devamlı aynı kalmaktadır. Yalnızca değişme denklem sisteminde eşitliğin sağ tarafında olmaktadır. O halde ısıdan oluşan kuvvetler bir çubuğun veya tüm çubukların ısınması ile bulunabilir.

$$p_t = B_x Tl \quad (3.9.1)$$

Bu denklemi matris formunda çarparak panel şeklini yazarsak

$$\sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^m B_{x_{ij}} Tl_i l_i$$

şeklinde olur.

p_t : ısıdan dolayı oluşan kuvvetler

Tl : çubukların ısıtılan değeri

l : çubuk boyu

$$\underline{D}_x \underline{X} = \underline{p}_t \quad (3.9.2)$$

denklemini yazılarak bilinmeyenler bulunur. Bundan sonra çubuk kuvvetleri hesaplanır.

3.10 Çökmenin etkisi

Burada mesnetlerde verilmiş çökmelerden dolayı çubuk kuvvetlerinin hesabı yapılmaktadır. Çökme hesabı için denklem çözümünde eşitliğin sol tarafı için gerekli olan matris daha önce yüklemekten dolayı hesapladığımız $\underline{D}_x$ matrisidir. Değişiklik yalnız eşitliğin sağ tarafında olup $\underline{p}_c$ değerlerinin bulunması gerekmektedir.

$\underline{p}_c$ değeri ise şöyle bulunmaktadır. Mesnette verilmiş olan çökme değerinin o mesnette birim yüklemelerden dolayı oluşan reaksiyon kuvveti ile çarpımına eşittir.

Mesnetlerde verilen çökme değerleri ile verilen çökme değerinin olduğu doğrultuda birim yüklemekten dolayı hesaplanan reaksiyon kuvvetinin çarpımları yapılarak toplanırsa sistemin çökme etkisinin hesabı yapılmış olur.

$$\underline{p}_c = \underline{A}_z \cdot \underline{Cl} \quad (3.10.1)$$

$\underline{p}_c$: Çökmeden dolayı oluşan kuvvetler

$\underline{A}_z$: Birim yüklemekten oluşan reaksiyon kuvveti

$\underline{Cl}$: Mesnette verilen çökme değeri

Birim yüklemekten oluşan $\underline{A}_z$ reaksiyon değeri sistemin $[\underline{N}^*]$ denge matrisi ile $\underline{B}_0$ matrisinin çarpımından bulunur.

$$\underline{A}_z = \underline{N}^* \cdot \underline{B}_0 \quad (3.10.2)$$

reaksiyon kuvvetinin ve verilen çökmenin değeri belli olduktan sonra çubuk kuvvetlerine geçilir.

Buradan da;

$$\underline{D}_x \cdot \underline{X} = \underline{p}_c \text{ denkleminde bilinmeyenler bulunur.}$$

Bilinmeyenlerin bulunmasından sonra çubuk kuvvetlerinin hesabı yapılır.

3.11 Süperpozisyon

Yük, ısı ve çökme gibi statik tesirlerden dolayı çubuk kuvvetleri bulunmuştu. Şimdide yük + ısı + çökme etkisinden de çubuk kuvvetleri hesaplanmaktadır. Denklem sisteminin çözümü için eşitliğin sol tarafı yine aynı olup $\underline{D}_x$ matrisi kullanılmaktadır. Eşitliğin sağ tarafı ise;

$$\underline{p}_s = \underline{p}_0 + \underline{p}_t + \underline{p}_c \quad (3.11.1)$$

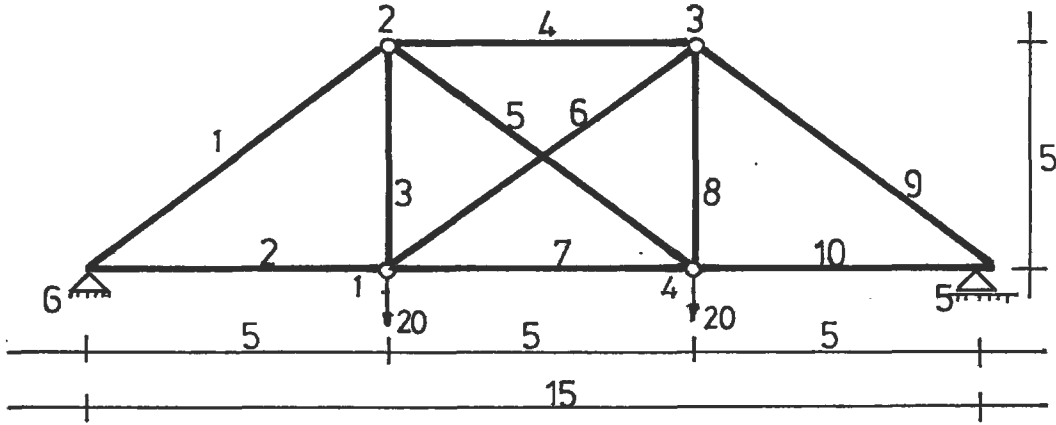
eşitliği bulunarak

$$\underline{D}_x \cdot \underline{X} = \underline{p}_s \quad (3.11.2)$$

denklemlerle bilinmeyen bulunur ve buradan da çubuk kuvvetleri hesaplanır.

4. ÖRNEK PROBLEM^[13]

Aşağıda şekili verilen sistemin kuvvet metodu ile çubuk kuvvetlerinin bulunması.



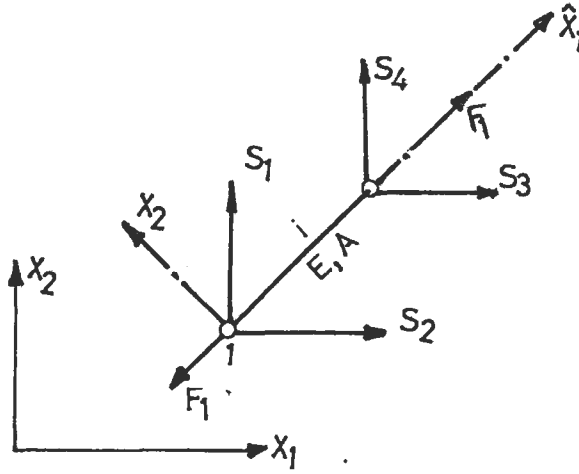
Elemanlarda: $A = 3,1 \text{ cm}^2$ $E = 2,1 \times 10^6 \text{ kg/cm}$

1) Önce elemanlar ve düğüm noktaları numaralanır. Sonra düğüm noktasındaki kuvvetler yazılır.

2) Her elemanın local koordinatları tespit edilir. Yani çubuğun başlangıç ve bitiş noktasının numarası verilir. Sonra α_{ij} değerleri her çubuk için hesaplanır. Bunun için tablo düzenlenir.

Eleman No	Alan (m^2)	Uzunluğu (m)	Doğrultusu
1	$3,1 \times 10^{-4}$	7,07	6 $\rightarrow$ 2
2	$3,1 \times 10^{-4}$	5	6 $\rightarrow$ 1
3	$3,1 \times 10^{-4}$	5	2 $\rightarrow$ 1
4	$3,1 \times 10^{-4}$	5	2 $\rightarrow$ 3
5	$3,1 \times 10^{-4}$	7,07	4 $\rightarrow$ 2
6	$3,1 \times 10^{-4}$	7,07	1 $\rightarrow$ 3
7	$3,1 \times 10^{-4}$	5	1 $\rightarrow$ 4

Eleman No	Alan (m ²)	Uzunluğu (m)	Doğrultusu
8	3,1x10 ⁻⁴	5	3 → 4
9	3,1x10 ⁻⁴	7,07	5 → 3
10	3,1x10 ⁻⁴	5	4 → 5



i sistem elemanının genel konumu

Elemanların denge denklemlerinden denge matrisi kurulur.

1. Nolu eleman

2 nolu eleman

$$\underline{S}^1 = \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,71 \\ 0,71 \\ -0,71 \\ -0,71 \end{bmatrix} [F_1^1] \quad \underline{S}^2 = \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1.00 \\ 0.00 \\ -1.00 \\ 0.00 \end{bmatrix} [F_1^2]$$

3 nolu eleman

4 nolu eleman

$$\underline{S}^3 = \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.00 \\ -1.00 \\ 0.00 \\ 1.00 \end{bmatrix} [F_1^3] \quad \underline{S}^4 = \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1.00 \\ 0.00 \\ -1.00 \\ 0.00 \end{bmatrix} [F_1^4]$$

5 nolu eleman

$$\underline{S}^5 = \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0,71 \\ 0,71 \\ 0,71 \\ -0,71 \end{bmatrix} [F_1^5]$$

6 nolu eleman

$$\underline{S}^6 = \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1,00 \\ 0,00 \\ -1,00 \\ 0,00 \end{bmatrix} [F_1^4]$$

7 nolu eleman

$$\underline{S}^7 = \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1.00 \\ 0.00 \\ -1.00 \\ 0.00 \end{bmatrix} [F_1^7]$$

8 nolu eleman

$$\underline{S}^8 = \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1.00 \\ 0.00 \\ 1.00 \\ 0.00 \end{bmatrix} [F_1^8]$$

9 nolu eleman

$$\underline{S}^9 = \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0,71 \\ 0,71 \\ 0,71 \\ -0,71 \end{bmatrix} [F_1^9]$$

10 nolu eleman

$$\underline{S}^{10} = \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1.00 \\ 0.00 \\ -1.00 \\ 0.00 \end{bmatrix} [F_1^{10}]$$

Her eleman için hesaplanan denge denklemi satır sayısı düğüm noktasının iki katı sütun sayısında eleman sayısı kadar olan sistem için hazırlanan büyük matris içine işlenir. Yazılan bu değerlerle sistemin denge matrisi kurulmuş olur.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	1.00	0.00			0.71	1.00			
	0.00	1.00			0.71	0.00			
0.71		0.00	1.00	0.71					
0.71		1.00	0.00	0.71					
			1.00		0.71		0.00	0.71	
			0.00		0.71		1.00	0.71	
				0.71		1.00	0.00		1.00
				0.71		0.00	1.00		0.00
								0.71	1.00
								0.71	0.00
0.71	1.00								
0.71	0.00								

$$[N]$$

F_1^1	0
F_1^2	-20
F_1^3	0
F_1^4	0
F_1^5	0
F_1^6	0
F_1^7	0
F_1^8	-20
F_1^9	A
F_1^{10}	B
	C
	D

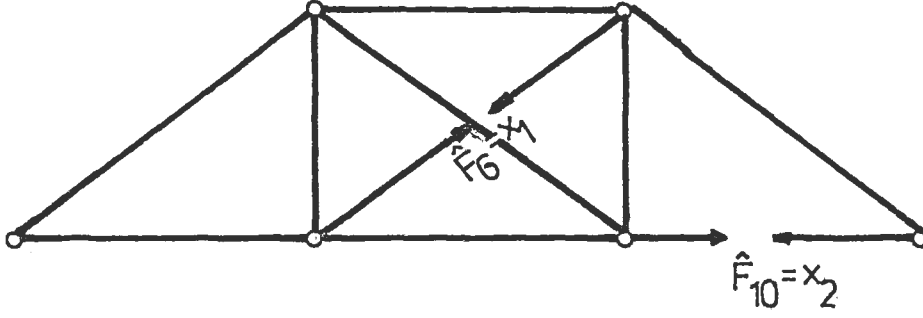
$$[\hat{F}] = [P_r]$$

Sistemin denge matrisi kurulduktan sonra sınır şartları dikkate alınarak hangi mesnet sabit ise o düğüm noktasına ait satır taranır. Şekildeki sistemde 5 ve 6 düğümlerinin her iki yönünde de mesnet sabit olduğundan bu 4 satır taranır ve hesaba katılmaz.

Sınır şartlarının silinmesinden sonra B_0 ve B_x matrislerine geçilir. Bunun için hiperstatik bilinmeyenler seçilir.

$$m = 10 \quad n = 8$$

$$r = m - n = 10 - 8 = 2$$



Seçilen hiperstatik bilinmeyenlerden sonra dış kuvvetler eşit 1 alındığında oluşan kuvvetler ile hiperstatik bilinmeyenler eşit 1 alındığında sistemde oluşan kuvvetler hesaplanır. Bu da aşağıdaki şekilde tabloda yazılır.

	-0.94	0.47	0.94	0.47	0.47		
	1.00	0.33	0.33	0.35	0.33	0.33	-1.00
		1.00			0.00	0.00	
		0.33	0.33	0.33	0.67	0.67	0.67
		0.47	0.47	0.47	0.47	0.47	
		0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	-1.05
		0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.67
		0.47	0.47	0.47	0.47	0.94	

$\underline{B}_0$

		1.00					
	0.71						
	0.71						
	1.00						
	1.00						
	0.71	1.00					
	0.71						
		1.00					

$\underline{B}_x$

hesaplanan $\underline{B}_0$ ve $\underline{B}_x$ matrislerinden süreklilik denklemlerine geçilir.

$$\underline{B}_x^T \hat{f} \underline{B}_x \underline{X} = - \underline{B}_x^T \hat{f} \underline{B}_0 \underline{P}_r \quad \text{denkleminde} \quad \underline{D}_x \cdot \underline{X} = \underline{P}_0$$

denklemini için $\underline{D}_x$ ve $\underline{P}_0$ matrisleri hesaplanır.

$$\underline{D}_x = \underline{B}_x^T \hat{f} \underline{B}_x \quad \text{olup matris çarpımı yapılarak}$$

$$\underline{D}_x = \begin{bmatrix} 3,7084E - 03 & -5,43093E - 04 \\ -5,43093E - 04 & 2,30415E - 03 \end{bmatrix}$$

matrisi bulunur.

$$\underline{p}_0 = - \underline{B}_x^T \hat{f} \underline{B}_0 \underline{p}_r \quad \text{olduğundan matris çarpımı yapılarak}$$

$$\underline{p}_0 = \begin{bmatrix} 1,08619E - 02 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \text{değeri -bulunur.}$$

$$\underline{x} = \underline{D}_x^{-1} \cdot \underline{p}_0 \quad \text{olduğundan}$$

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} -3,03365 \\ -0,715037 \end{bmatrix} \quad \text{hiperstatik bilinmeyen değerleri bulunur.}$$

$\hat{F} = \underline{B}_x \underline{x} + \underline{B}_0 \cdot \underline{p}_r$ denkleminde çubuk kuvvetlerinin hesabına geçilir.

<u>Eleman No</u>	<u>F(ton)</u>	<u>Açıklama</u>
1	-28,28	BASINÇ
2	0,72	ÇEKME
3	17,85	ÇEKME
4	-22,15	BASINÇ
5	3,03	ÇEKME
6	3,03	ÇEKME
7	-1,43	BASINÇ
8	17,85	ÇEKME
9	-28,28	BASINÇ
10	0,72	ÇEKME

4.1. Örnek problemin bilgisayar çözümü

SONLU ELEMANLAR METODU DÜZLEM KAFES SİSTEMLERİN HESABI (Kuvvet metodu)

ELEMAN YÖNLERİ VE ELASTİK ÖZELLİKLERİ:

ELEM	IX	JX	E(t/m ²)	A(m ²)
1	6	2	2.1E+07	.00031
2	6	1	2.1E+07	.00031
3	2	1	2.1E+07	.00031
4	2	3	2.1E+07	.00031
5	4	2	2.1E+07	.00031
6	1	3	2.1E+07	.00031
7	1	4	2.1E+07	.00031
8	3	4	2.1E+07	.00031
9	5	3	2.1E+07	.00031
10	4	5	2.1E+07	.00031

DÜĞÜM NOKTALARININ KOORDİNATLARI VE DİS YÜKLERİ:

NOKTA	X(m)	Y(m)	PX(t)	PY(t)
1	5	0	0	-20
2	5	5	0	0
3	10	5	0	0
4	10	0	0	-20
5	15	0	0	0
6	0	0	0	0

PARAMETRELER:

N= 8 denklem

M= 10 bilinmeyen

R= 2 hiperstatiklik derecesi

secilen hiperstatik bilinmeyenler

6 10

YUKLERDEN OLUSAN CUBUK KUVVETLERI VE GERILMELER:

ELEMAN	F(t)	GERILME(t/M^2)	ACIKLAMA
1	-28.28	-91239.54	BASINC
2	0.72	2306.57	CEKME
3	17.85	57596.41	CEKME
4	-22.15	-71435.84	BASINC
5	3.03	9785.96	CEKME
6	3.03	9785.96	CEKME
7	-1.43	-4613.15	BASINC
8	17.85	57596.41	CEKME
9	-28.28	-91239.54	BASINC
10	0.72	2306.57	CEKME

REAKSIYONLAR:

NOKTA	Ax(t)	Ay(t)
5	-19.28	20.00
6	19.28	20.00

CUBUK DEFORMASYONLARI:

ELEMAN	DEFORMASYON	ACIKLAMA
1	-0.03	KISALMA
2	0.00	UZAMA
3	0.01	UZAMA
4	-0.02	KISALMA
5	0.02	UZAMA
6	0.03	UZAMA
7	-0.02	KISALMA
8	0.01	UZAMA
9	-0.03	KISALMA
10	0.00	UZAMA

DEPLASMANLARIN HESABI:

NOKTA	Ax (M%)	Ay (M%)
1	0.00	-0.07
2	0.01	-0.06
3	-0.03	-0.05
4	0.00	-0.06
5	0.00	0.00
6	0.00	0.00

ELEMANLARIN ISI DEGERI

ELEMAN	ISIDEGERI
1	0
2	0
3	0
4	0
5	0
6	.00025
7	0
8	0
9	0
10	0

ISIDAN OLUSAN CUBUK KUVVETLERI VE GERILMELER:

ELEMAN	F(t)	GERILME(t/M^2)	ACIKLAMA
1	0.00	0.00	BASINC
2	-0.12	-375.39	BASINC
3	0.35	1126.18	CEKME
4	0.35	1126.18	CEKME
5	-0.49	-1592.66	BASINC
6	-0.49	-1592.66	BASINC
7	0.23	750.79	CEKME
8	0.35	1126.18	CEKME
9	0.00	0.00	CEKME
10	-0.12	-375.39	BASINC

REAKSIYONLAR:

NOKTA	Ax(t)	Ay(t)
5	-0.12	0.00
6	0.12	0.00

DUGUM NOKTALARINDAKI COKMELER:

NOKTA	Ax(M%)	Ay(M%)
5	-0.01	0
6	0	0

COKMEDEN OLUSAN CUBUK KUVVETLERI VE GERILMELER

ELEMAN	F(t)	GERILME(t/M^2)	ACIKLAMA
1	0.00	0.00	CEKME
2	4.50	14500.51	CEKME
3	-0.47	-1501.58	BASINC
4	-0.47	-1501.58	BASINC
5	0.66	2123.55	CEKME
6	0.66	2123.55	CEKME
7	4.03	12990.93	CEKME
8	-0.47	-1501.58	BASINC
9	0.00	0.00	BASINC
10	4.50	14500.51	CEKME

REAKSIYONLAR:

NOKTA	Ax(t)	Ay(t)
5	4.50	0.00
6	-4.50	0.00

YUK+ISI+CEKME'DEN OLUŞAN CUBUK KUVVETLERİ VE GERİLMELER

ELEMAN	F(t)	GERİLME(t/M ²)	ACIKLAMA
1	-28.28	-91239.54	BASINC
2	5.33	17182.48	CEKME
3	17.04	54968.65	CEKME
4	-22.96	-74063.62	BASINC
5	4.19	13502.17	CEKME
6	4.19	13502.17	CEKME
7	2.37	7634.99	CEKME
8	17.04	54968.65	CEKME
9	-28.28	-91239.54	BASINC
10	5.33	17182.48	CEKME

REAKSIYONLAR:

NOKTA	Ax(t)	Ay(t)
5	-14.67	20.00
6	14.67	20.00

hesap sonu

5. PROGRAMIN GİRDİ VE ÇIKTILARI

5.1 Girdiler

Ekte verilen program düzlem kafes kiriş sistemlerde çubuk kuvvetlerini ve reaksiyon kuvvetlerini hesaplar. Sistemde dış yük, ısı tesiri ve mesnette çökme verilebilir. Sisteme ait bilgiler programdaki DATA satırında aşağıdaki sıraya göre verilir. Boyutlar ton ve m cinsindendir.

DATA Eleman sayısı, düğüm noktası sayısı

DATA Eleman No, Başlangıç, Bitiş, E modülü, Kesit Alanı

DATA " " " " " " "

(Her eleman için bir satır)

DATA Düğüm No, X Koordinatı, Y Koordinatı

Her düğüm için

DATA " " " " " " bir satır

DATA Mesnetlenmiş Düğüm Noktası Sayısı

DATA Düğüm No, 1 (x yönü sabit), 1 (y yönü sabit)

DATA " " 0 (x yönü hareketli), 1 (y yönü sabit)

DATA Yüklenmiş düğüm sayısı

DATA Düğüm No, x yönündeki yükleme, y yönündeki yükleme

DATA (Deplasman ve deformasyon isteniyorsa 0 istenmiyorsa

0 alınacak)

DATA Eleman No, ısı değeri her eleman için

DATA " " " " bir satır

DATA Mesnetlenmiş düğüm sayısı

DATA Düğüm No, x yönünde çökme, y yönünde çökme

5.2 Çıktılar

1. ELEMANIN YÖNLERİ VE ELASTİK ÖZELLİKLERİ

<u>ELEMAN</u>	<u>i</u>	<u>j</u>	<u>E (t/m²)</u>	<u>A (m²)</u>
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.

2. DÜĞÜM NOKTALARININ KOORDİNATI VE DIŞ YÜKLER

<u>NOKTA</u>	<u>X (m)</u>	<u>Y (m)</u>	<u>PX (t)</u>	<u>PY (t)</u>
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.

3. PARAMETRELER

N = denklem

B = ... bilinmeyen

R = ... hiperstatiklik derecesi

Seçilen hiperstatik bilinmeyenler

.....

4. YÜKLERDEN OLUŞAN ÇUBUK KUVVETLERİ VE GERİLMELER

<u>ELEMAN</u>	<u>F (t)</u>	<u>GERİLME (t/m²)</u>	<u>AÇIKLAMA</u>
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.

5. REAKSİYONLAR

<u>NOKTA</u>	<u>A_x (t)</u>	<u>A_y (t)</u>
.	.	.
.	.	.
.	.	.

Isı tesiri ve çökmeden dolayı çubuk kuvvetleri isteniyorsa

6. ELEMANLARIN ISI DEĞERİ

<u>ELEMAN</u>	<u>ISI DEĞERİ</u>
.	.
.	.
.	.

7. ISIDAN OLUŞAN ÇUBUK KUVVETLERİ VE GERİLMELER

<u>ELEMAN</u>	<u>F (t)</u>	<u>GERİLME (t/m²)</u>	<u>AÇIKLAMA</u>
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.

8. REAKSİYONLAR

<u>NOKTA</u>	<u>A_x (t)</u>	<u>A_y (t)</u>
.	.	.
.	.	.
.	.	.

9. DÜĞÜM NOKTALARINDAKİ ÇÖKMELER

<u>NOKTA</u>	<u>A_x (m)</u>	<u>A_y (m)</u>
.	.	.
.	.	.
..	.	.

10. ÇÖKME DEN OLUŞAN ÇUBUK KUVVETLERİ VE GERİLMELER

<u>ELEMAN</u>	<u>F (t)</u>	<u>GERİLME (t/m³)</u>	<u>AÇIKLAMA</u>
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.

11. REAKSİYONLAR

<u>NOKTA</u>	<u>A_x (t)</u>	<u>A_y (t)</u>
.	.	.
.	.	.
.	.	.

12. YÜK + ISI + ÇÖKME'DEN OLUŞAN ÇUBUK KUVVETLERİ VE GERİLMELER

<u>ELEMAN</u>	<u>F (t)</u>	<u>GERİLME (t/m²)</u>	<u>AÇIKLAMA</u>
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.

13. REAKSİYONLAR

<u>NOKTA</u>	<u>A_x (t)</u>	<u>A_y (t)</u>
.	.	.
.	.	.
.	.	.

Çubuk deformasyonları ve düğüm noktalarındaki deplasmanların hesabı isteniyorsa

14. ÇUBUK DEFORMASYONLARI

<u>ELEMAN</u>	<u>DEFORMASYON</u>	<u>AÇIKLAMA</u>
.	.	.
.	.	.
.	.	.

15. DEPLASMANLARIN HESABI

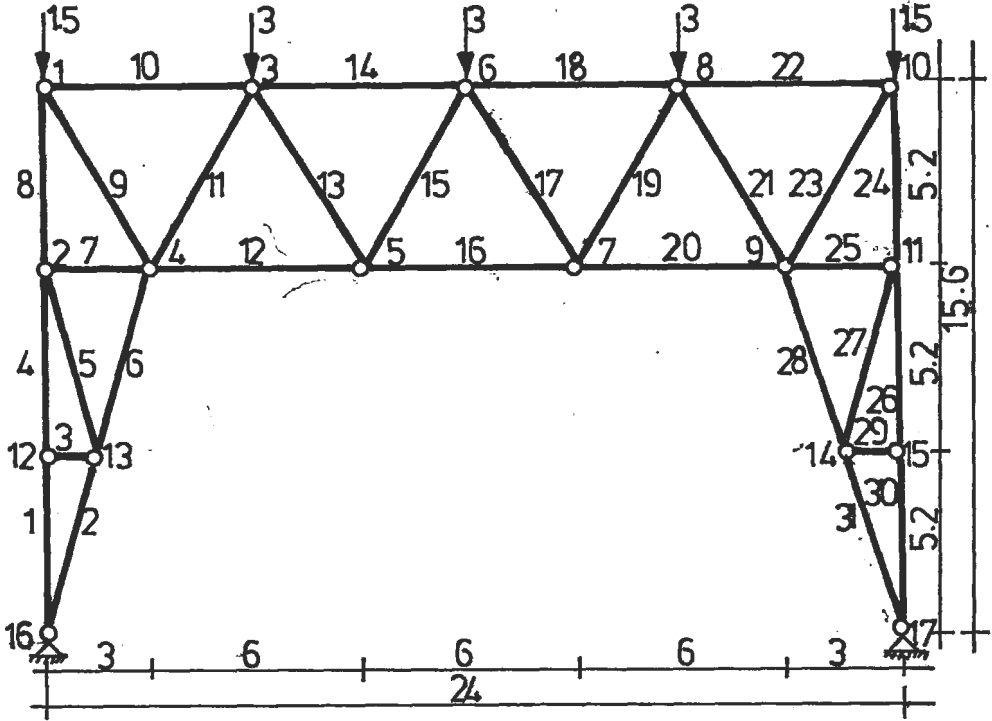
<u>NOKTA</u>	<u>A_x (m)</u>	<u>A_y (m)</u>
.	.	.
.	.	.
.	.	.

hesap sonu.

5.3 Düzlem kafes sistemler için programdaki önemli değişkenler

M	: Eleman sayısı
D	: Düğüm noktası sayısı
$N\phi$	: Bilinmeyen sayısı
AM ($N\phi, M$)	: Sistemin denge matrisi
M7 ($M, 4$)	: Elemanların özellikleri
S ($4, 1$)	: Kafes giriş elemanının denge matrisi
P ($N\phi, 1$)	: Yük vektörü
N2 ($D, 2$)	: Düğüm noktalarının koordinatı
F ($M, 1$)	: Elemanın kuvvetleri
G ($M, 1$)	: Eksenel gerilme
DL ($M, 1$)	: Çubuk deformasyonu
Cl ($N\phi, 1$)	: Çökme verileri
Tl($M, 1$)	: Isı değeri
Rs	: Reaksiyon sayısı
Ss	: Mesnetlenmiş düğüm sayısı
Sd	: Mesnetlenmiş düğüm numarası
x ($r, 1$)	: Hiperstatik bilinmeyenler
r	: Hiperstatiklik derecesi

ÖRNEK: 1^[12]



Şekilde görülen sistemi dış yüklerden ve tüm çubukların 35°C de ısıtılmasından dolayı çubuk- kuvvetlerinin hesabı

VERİLERİN HAZIRLANMASI

M = 31 D = 17

ELEMAN NO	BAŞLANGIÇ	BİTİŞ	E (t/m ²)	A (m ²)
1	12	16	2,1x10 ⁷	0,004
2	16	13	2,1x10 ⁷	0,004
3	12	13	2,1x10 ⁷	0,002
4	12	2	2,1x10 ⁷	0,004
5	2	13	2,1x10 ⁷	0,002
6	13	4	2,1x10 ⁷	0,004
7	2	4	2,1x10 ⁷	0,002
8	2	1	2,1x10 ⁷	0,004

<u>ELEMAN NO</u>	<u>BAŞLANGIÇ</u>	<u>BİTİŞ</u>	<u>E (t/m²)</u>	<u>A (m²)</u>
9	1	4	2,1x10 ⁷	0,002
10	1	3	2,1x10 ⁷	0,004
11	3	4	2,1x10 ⁷	0,002
12	4	5	2,1x10 ⁷	0,004
13	3	5	2,1x10 ⁷	0,002
14	3	6	2,1x10 ⁷	0,004
15	5	6	2,1x10 ⁷	0,002
16	5	7	22,1x10 ⁷	0,004
17	6	/	2,1x10 ⁷	0,002
18	6	8	2,1x10 ⁷	0,004
19	7	8	2,1x10 ⁷	0,002
20	7	9	2,1x10 ⁷	0,004
21	8	9	2,1x10 ⁷	0,002
22	8	10	2,1x10 ⁷	0,004
23	10	9	2,1x10 ⁷	0,002
24	10	11	2,1x10 ⁷	0,004
25	9	11	2,1x10 ⁷	0,002
26	11	15	2,1x10 ⁷	0,004
27	11	14	2,1x10 ⁷	0,002
28	9	14	2,1x10 ⁷	0,004
29	14	15	2,1x10 ⁷	0,002
30	15	17	2,1x10 ⁷	0,004
31	14	17	2,1x10 ⁷	0,004

DÜĞÜM NOKTALARININ KOORDİNATLARI

<u>DÜĞÜM NO</u>	<u>X</u>	<u>Y</u>
1	0	15,6
2	0	10,4

<u>DÜĞÜN NO</u>	<u>X</u>	<u>Y</u>
3	6	15,6
4	3	10,4
5	9	10,4
6	12	15,6
7	15	10,4
8	18	15,6
9	21	10,4
10	24	15,6
11	24	10,4
12	0	5,2
13	1,5	5,2
14	22,5	5,2
15	24	5,2
16	0	0
17	24	0

Ss = Mesnetlenmiş düğüm sayısı : 2

<u>DÜĞÜN NO</u>	<u>X</u>	<u>Y</u>
16	1	1
17	1	1

Sk = Yüklendiği düğüm sayısı : 5

<u>DÜĞÜN NO</u>	<u>X</u>	<u>Y</u>
1	0	-1,5
3	0	-3,0
6	0	-3,0
8	0	-3,0
10	0	-1,5

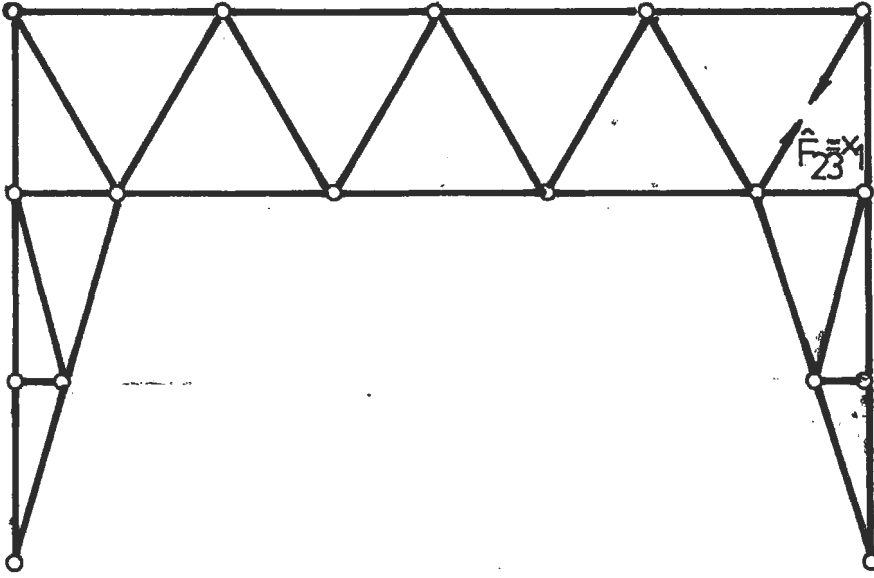
Elemanların ısı değeri

<u>Eleman No</u>	<u>Isı Değeri</u>
------------------	-------------------

Uniform	0,00042
---------	---------

$t = 35^{\circ}\text{C}$ $\epsilon = 0,000012$ olup

ISI DEĞERİ = $35 \times 0,000012 = 0,00042^{\circ}\text{C}$



Hiperstatik bilinmeyen olarak seçilen çubuk

SONLU ELEMANLAR METODU
DUZLEM KAFES SISTEMLERIN HESABI
(Kuvvet metodu)

ELEMAN YONLERI VE ELASTIK OZELLIKLERI:

ELEM	I%	J%	$E(t/m^2 \cdot s^2)A(m^2)$	$A(m^2)$
1	12	16	2.1E+07	.004
2	16	13	2.1E+07	.004
3	12	13	2.1E+07	.002
4	12	2	2.1E+07	.004
5	2	13	2.1E+07	.002
6	13	4	2.1E+07	.004
7	2	4	2.1E+07	.002
8	2	1	2.1E+07	.004
9	1	4	2.1E+07	.002
10	1	3	2.1E+07	.004
11	3	4	2.1E+07	.002
12	4	5	2.1E+07	.004
13	3	5	2.1E+07	.002
14	3	6	2.1E+07	.004
15	5	6	2.1E+07	.002
16	5	7	2.1E+07	.004
17	6	7	2.1E+07	.002
18	6	8	2.1E+07	.004
19	7	8	2.1E+07	.002
20	7	9	2.1E+07	.004
21	8	9	2.1E+07	.002
22	8	10	2.1E+07	.004
23	10	9	2.1E+07	.002
24	10	11	2.1E+07	.004
25	9	11	2.1E+07	.002
26	11	15	2.1E+07	.004
27	11	14	2.1E+07	.002
28	9	14	2.1E+07	.004
29	14	15	2.1E+07	.002
30	15	17	2.1E+07	.004
31	14	17	2.1E+07	.004

DÜŞÜM NOKTALARININ KOORDİNATLARI VE DİS YÜKLERİ:

NOKTA	X(m%)	Y(m%)	PX(t)	PY(t)
1	0	15.6	0	-1.5
2	0	10.4	0	0
3	6	15.6	0	-3
4	3	10.4	0	0
5	9	10.4	0	0
6	12	15.6	0	-3
7	15	10.4	0	0
8	18	15.6	0	-3
9	21	10.4	0	0
10	24	15.6	0	-1.5
11	24	10.4	0	0
12	0	5.2	0	0
13	1.5	5.2	0	0
14	22.5	5.2	0	0
15	24	5.2	0	0
16	0	0	0	0
17	24	0	0	0

PARAMETRELER:

N% = 30 denklem

m% = 31 bilinmeyen

R% = 1 hiperstatiklik derecesi

secilen hiperstatik bilinmeyenler

YUKLERDEN OLUŞAN CUBUK KUVVETLERİ VE GERİLMELER:

ELEMAN	F (t)	GERİLME (t/M ² %)	ACIKLAMA
1	-1.55	-387.84	BASINC
2	-4.63	-1157.51	BASINC
3	0.00	0.00	SIFIR
4	-1.55	-387.84	BASINC
5	0.00	0.00	BASINC
6	-4.63	-1157.51	BASINC
7	0.00	0.00	CEKME
8	-1.55	-387.84	BASINC
9	0.06	29.64	CEKME
10	-0.03	-7.41	BASINC
11	-5.20	-2597.60	BASINC
12	1.34	335.63	CEKME
13	1.73	865.86	CEKME
14	-3.49	-872.79	BASINC
15	-1.73	-865.86	BASINC
16	3.07	768.32	CEKME
17	-1.73	-865.86	BASINC
18	-3.49	-872.79	BASINC
19	1.73	865.86	CEKME
20	1.34	335.63	CEKME
21	-5.20	-2597.60	BASINC
22	-0.03	-7.41	BASINC
23	0.06	29.64	CEKME
24	-1.55	-387.84	BASINC
25	0.00	0.00	BASINC
26	-1.55	-387.84	BASINC
27	0.00	0.00	BASINC
28	-4.63	-1157.51	BASINC
29	0.00	0.00	BASINC
30	-1.55	-387.84	BASINC
31	-4.63	-1157.51	BASINC

REAKSIYONLAR:

NOKTA	Ax (t)	Ay (t)
16	1.28	6.00
17	-1.28	6.00

ELEMANLARIN ISI DEGERI

ELEMAN ISIDEGERI

uniform .00042

ISIDAN OLUSAN CUBUK KUVVETLERI VE GERILMELER:

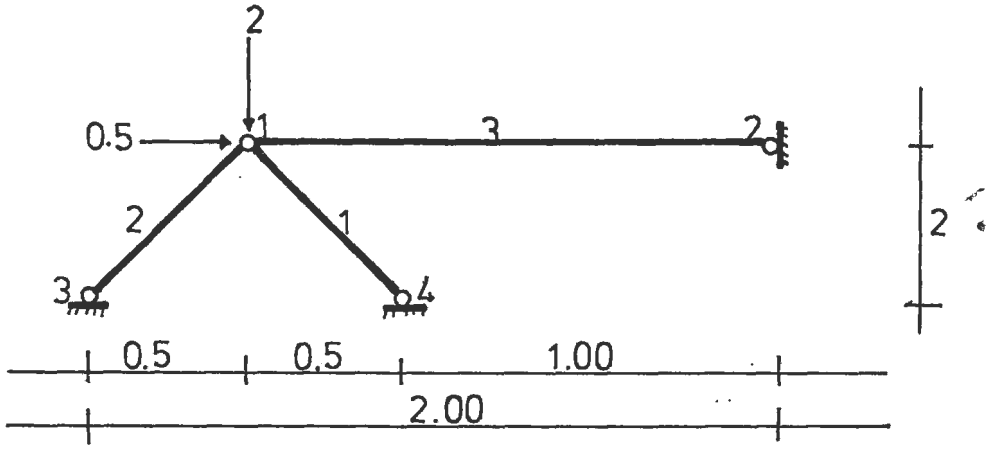
ELEMAN	F(t)	GERILME(t/MX^2X)	ACIKLAMA
1	2.26	564.74	CEKME
2	-2.35	-587.76	BASINC
3	0.00	0.00	SIFIR
4	2.26	564.74	CEKME
5	0.00	0.00	BASINC
6	-2.35	-587.76	BASINC
7	0.00	0.00	CEKME
8	2.26	564.74	CEKME
9	-2.61	-1303.97	BASINC
10	1.30	325.81	CEKME
11	0.00	0.00	BASINC
12	-1.95	-488.72	BASINC
13	0.00	0.00	CEKME
14	1.30	325.81	CEKME
15	0.00	0.00	BASINC
16	-1.95	-488.72	BASINC
17	0.00	0.00	BASINC
18	1.30	325.81	CEKME
19	0.00	0.00	CEKME
20	-1.95	-488.72	BASINC
21	0.00	0.00	CEKME
22	1.30	325.81	CEKME
23	-2.61	-1303.97	BASINC
24	2.26	564.74	CEKME
25	0.00	0.00	BASINC
26	2.26	564.74	CEKME
27	0.00	0.00	CEKME
28	-2.35	-587.76	BASINC
29	0.00	0.00	BASINC
30	2.26	564.74	CEKME
31	-2.35	-587.76	BASINC

REAKSIYONLAR:

NOKTA	Ax(t)	Ay(t)
16	0.65	0.00
17	-0.65	0.00

hesap sonu

ÖRNEK: 2



Şekilde görülen sistemin dış yüklerden dolayı çubuk kuvvetlerinin hesabı.

VERİLERİN HAZIRLANMASI

$$M = 3$$

$$D = 4$$

<u>ELEMAN NO</u>	<u>BAŞLANGIÇ</u>	<u>BİTİŞ</u>	<u>E (t/m²)</u>	<u>A (m²)</u>
1	1	4	$2,1 \times 10^7$	0,00031
2	1	3	$2,1 \times 10^7$	0,00031
3	1	2	$2,1 \times 10^7$	0,00062

DÜĞÜM NOKTALARININ KOORDİNATLARI

<u>DÜĞÜM NO</u>	<u>X</u>	<u>Y</u>
1	0,5	2
2	1,5	2
3	0	0
4	1	0

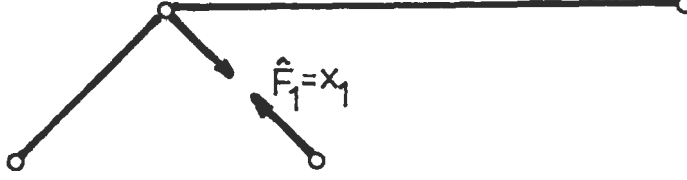
Ss = Mesnetlenmiş düğüm sayısı: 3

<u>DÜĞÜM NO</u>	<u>X</u>	<u>Y</u>
2	1	1

<u>DÜĞÜM NO</u>	<u>X</u>	<u>Y</u>
3	1	1
4	1	1

S_k = Yüklendiği düğüm sayısı: 1

<u>DÜĞÜM NO</u>	<u>X</u>	<u>Y</u>
1	0,5	-2



Bilinmeyen olarak seçilen çubuk.

SONLU ELEMENLAR METODU
DUZLEM KAFES SISTEMLERIN HESABI
(Kuvvet metodu)

ELEMAN YONLERI VE ELASTIK OZELLIKLERI:

ELEM	IX	JX	E(t/m ²)	A(m ²)
1	1	4	2.1E+07	.00031
2	1	3	2.1E+07	.00031
3	1	2	2.1E+07	.00062

DUGUN NOKTALARININ KOORDINATLARI VE DIB YUKLERI:

NOKTA	X(m)	Y(m)	PX(t)	PY(t)
1	.5	2	.5	-2
2	1.5	2	0	0
3	0	0	0	0
4	1	0	0	0

PARAMETRELER:

N= 2 denklem

M= 3 bilinmeyen

R= 1 hiperstatiklik derecesi

secilen hiperstatik bilinmeyenler

1

YUKLERDEN OLUSAN DUBUK KUVVETLERI VE GERILMELEER:

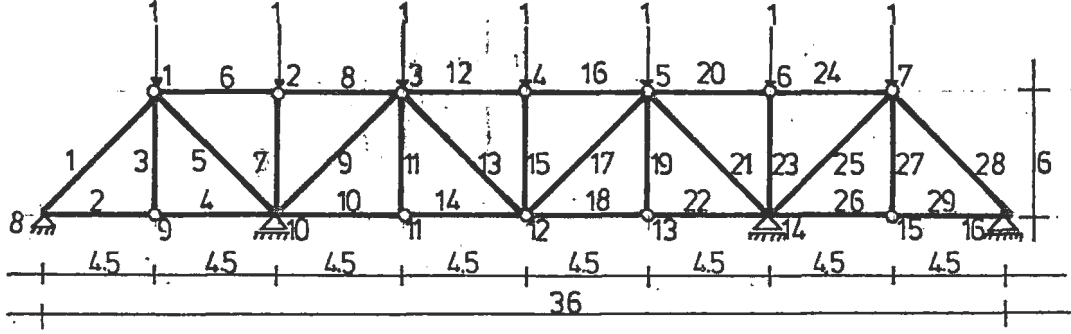
ELEMAN	F(t)	GERILME(t/K ²)	ACIKLAMA
1	-1.06	-3417.33	BASIND
2	-1.00	-3232.66	BASIND
3	-0.49	-784.08	BASIND

REAKSIYONLAR:

NOKTA	Ax(t)	Ay(t)
2	-0.49	0.00
3	0.24	0.97
4	-0.26	1.03

hesap sonu

ÖRNEK: 3



Şekilde görülen sistemin dış yüklerden ve 10 mesnetinde verilen 0,012 m çökme değerinden dolayı çubuk kuvvetlerinin hesabı

VERİLERİN HAZIRLANMASI

M 29 D 16

ELEMAN NO	BAŞLANGIÇ	BİTİŞ	E (t/m ²)	A (m ²)
1	1	8	2,1x10 ⁷	0,006
2	8	9	2,1x10 ⁷	0,012
3	1	9	2,1x10 ⁷	0,003
4	9	10	2,1x10 ⁷	0,012
5	1	10	2,1x10 ⁷	0,006
6	1	2	2,1x10 ⁷	0,012
7	2	10	2,1x10 ⁷	0,003
8	2	3	2,1x10 ⁷	0,012
9	3	10	2,1x10 ⁷	0,006
10	10	11	2,1x10 ⁷	0,003
11	3	11	2,1x10 ⁷	0,003
12	3	4	2,1x10 ⁷	0,012

<u>ELEMAN NO</u>	<u>BAŞLANGIÇ</u>	<u>BİTİŞ</u>	<u>E (t/m²)</u>	<u>A (m²)</u>
13	3	12	2,1x10 ⁷	0,006
14	11	12	2,1x10 ⁷	0,012
15	4	12	2,1x10 ⁷	0,003
16	5	4	2,1x10 ⁷	0,012
17	5	12	2,1x10 ⁷	0,006
18	12	13	2,1x10 ⁷	0,012
19	5	13	2,1x10 ⁷	0,003
20	5	6	2,1x10 ⁷	0,012
21	5	14	2,1x10 ⁷	0,006
22	13	14	2,1x10 ⁷	0,012
23	6	14	2,1x10 ⁷	0,003
24	6	7	2,1x10 ⁷	0,012
25	7	14	2,1x10 ⁷	0,006
26	14	15	2,1x10 ⁷	0,012
27	7	15	2,1x10 ⁷	0,003
28	7	16	2,1x10 ⁷	0,006
29	15	16	2,1x10 ⁷	0,012

DÜĞÜM NOKTALARININ KOORDİNATLARI

<u>DÜĞÜM NO</u>	<u>X</u>	<u>Y</u>
1	4,5	6
2	9	6
3	13,5	6
4	18	6
5	22,5	6
6	27	6
7	31,5	6

<u>DÜĞÜM NO</u>	<u>X</u>	<u>Y</u>
8	0	0
9	4,5	0
10	9	0
11	13,5	0
12	18	0
13	22,5	0
14	2,7	0
15	31,5	0
16	36	0

Ss = Mesnetlenmiş düğüm sayısı: 4

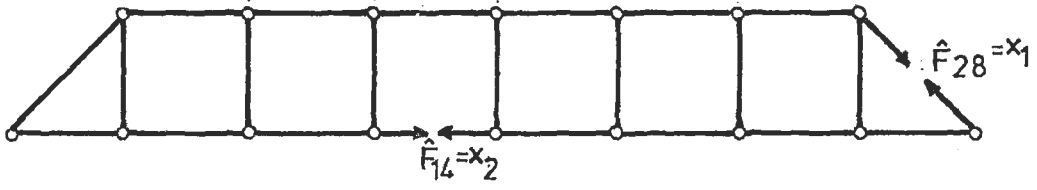
<u>DÜĞÜM NO</u>	<u>X</u>	<u>Y</u>
8	1	1
10	0	1
14	0	1
16	0	1

Sk = Yüklenmiş düğüm sayısı: 7

<u>DÜĞÜM NO</u>	<u>X</u>	<u>Y</u>
1	96,768	-130,024
2	0	-127
3	-96,768	-130,024
4	0	-1
5	0	-1
6	0	-1
7	0	-1

MESNETTEKİ ÇÖKMELER

<u>DÜĞÜM NO</u>	<u>X</u>	<u>Y</u>
8	0	0
10	0	-0,012
14	0	0
16	0	0



Hiperstatik bilinmeyen olarak seçilen çubuklar

SONLU ELEMENLAR METODU
DUZLEM KAFES SISTEMLERIN HESABI
(Kuvvet metodu)

ELEMAN YONLERI VE ELASTIK OZELLIKLERI:

ELEM	IX	J	E(t/m ²)	A(m ²)
1	1	8	2.1E+07	.006
2	8	9	2.1E+07	.012
3	1	9	2.1E+07	.003
4	9	10	2.1E+07	.012
5	1	10	2.1E+07	.006
6	1	2	2.1E+07	.012
7	2	10	2.1E+07	.003
8	2	3	2.1E+07	.012
9	3	10	2.1E+07	.006
10	10	11	2.1E+07	.012
11	3	11	2.1E+07	.003
12	3	4	2.1E+07	.012
13	3	12	2.1E+07	.006
14	11	12	2.1E+07	.012
15	4	12	2.1E+07	.003
16	5	4	2.1E+07	.012
17	5	12	2.1E+07	.006
18	12	13	2.1E+07	.012
19	5	13	2.1E+07	.003
20	5	6	2.1E+07	.012
21	5	14	2.1E+07	.006
22	13	14	2.1E+07	.012
23	6	14	2.1E+07	.003
24	6	7	2.1E+07	.012
25	7	14	2.1E+07	.006
26	14	15	2.1E+07	.012
27	7	15	2.1E+07	.003
28	7	16	2.1E+07	.006
29	15	16	2.1E+07	.012

DUGUN NOKTALARININ KOORDINATLARI VE DIS YUKLER:

NOKTA	X(m)	Y(m)	PX(t)	PY(t)
1	4.5	6	96.768	-130.024
2	9	6	0	-127
3	13.5	6	-96.768	-130.024
4	18	6	0	-1
5	22.5	6	0	-1
6	27	6	0	-1
7	31.5	6	0	-1
8	0	0	0	0
9	4.5	0	0	0
10	9	0	0	0
11	13.5	0	0	0
12	18	0	0	0
13	22.5	0	0	0
14	27	0	0	0
15	31.5	0	0	0
16	36	0	0	0

PARAMETRELER:

N= 27 denklem

M= 29 bilinmeyen

R= 2 hiperstatiklik derecesi

secilen hiperstatik bilinmeyenler

28 14

YUKLERDEN OLUSAN CUBUK KUVVETLERI VE GERILMELER:

ELEMAN	F(t)	GERILME (t/M^2)	ACIKLAMA
1	-49.17	-8194.43	BASINC
2	29.50	2458.33	CEKME
3	0.00	0.00	SIFIR
4	29.50	2458.33	CEKME
5	-113.36	-18893.90	BASINC
6	-58.25	-4854.15	BASINC
7	-127.00	-42333.33	BASINC
8	-58.25	-4854.15	BASINC
9	-132.70	-22116.98	BASINC
10	41.10	3425.25	CEKME
11	0.00	0.00	SIFIR
12	-23.21	-1933.85	BASINC
13	-29.83	-4971.36	BASINC
14	41.10	3425.25	CEKME
15	-1.00	-333.33	BASINC
16	-23.21	-1933.85	BASINC
17	31.08	5179.78	CEKME
18	4.56	379.94	CEKME
19	0.00	0.00	SIFIR
20	14.84	1236.47	CEKME
21	-32.33	-5388.03	BASINC
22	4.56	379.94	CEKME
23	-1.00	-333.33	BASINC
24	14.84	1236.47	CEKME
25	-12.99	-2164.96	BASINC
26	-7.04	-586.99	BASINC
27	0.00	0.00	SIFIR
28	11.74	1956.62	CEKME
29	-7.04	-586.99	BASINC

REAKSIYONLAR:

NOKTA	Ax(t)	Ay(t)
8	0.00	39.33
10	0.00	323.85
14	0.00	37.25
16	0.00	-9.39

DÜĞÜM NOKTALARINDAKİ ÇOKMELER:

NOKTA	Ax (MM)	Ay (MM)
8	0	0
10	0	-0.012
14	0	0
16	0	0

ÇOKMEDEN OLUŞAN ÇUBUK KUVVETLERİ VE GERİLMELER

ELEMAN	F (t)	GERİLME (t/MM ²)	ACIKLAMA
1	48.88	8146.82	ÇEKME
2	-29.33	-2444.05	BASINC
3	0.00	0.00	SIFIR
4	-29.33	-2444.05	BASINC
5	-48.88	-8146.82	BASINC
6	58.66	4888.09	ÇEKME
7	0.00	0.00	SIFIR
8	58.66	4888.09	ÇEKME
9	-30.45	-5075.53	BASINC
10	-40.39	-3365.44	BASINC
11	0.00	0.00	SIFIR
12	22.11	1842.78	ÇEKME
13	30.45	5075.53	ÇEKME
14	-40.39	-3365.44	BASINC
15	0.00	0.00	SIFIR
16	22.11	1842.78	ÇEKME
17	-30.45	-5075.53	BASINC
18	-3.84	-320.12	BASINC
19	0.00	0.00	SIFIR
20	-14.43	-1202.54	BASINC
21	30.45	5075.53	ÇEKME
22	-3.84	-320.12	BASINC
23	0.00	0.00	SIFIR
24	-14.43	-1202.54	BASINC
25	12.03	2004.23	ÇEKME
26	7.22	601.27	ÇEKME
27	0.00	0.00	SIFIR
28	-12.03	-2004.23	BASINC
29	7.22	601.27	ÇEKME

REAKSİYONLAR:

NOKTA	Ax (t)	Ay (t)
8	0.00	-39.18
10	0.00	63.47
14	0.00	-33.98
16	0.00	9.62

7. PROGRAMIN LİSTESİ

```
10 EXTEND
20 NO TRACE
30 OPTION BASE 1
40 OPEN "pr:" AS FILE 1
50 A$="ibi4:reak"
60 T$="1984-10-31 00.00.00"
70 SET TIME T$
80 ; "Hesap baslangici:" TIME$
90 ; #1 CHR$(31%)
100 ; #1 "SONLU ELEMANLAR METODU"
110 ; #1 "DUZLEM KAFES SİSTEMLERİN HESABI"
120 ; #1 "(Kuvvet metodu)"
130 ; #1 CHR$(29%)
140 ; #1
150 READ M%,D%
160 REM M=eleman sayisi
170 REM D=dugum noktası sayisi
180 LET N0%=2*D%
190 REM N0=bilinmiyen sayisi
200 REM AN=sistem denge matrisi
210 REM N7 Matrisi=Eleman datalari
220 REM S%=kafes kiris elemanların denge matrisi
230 REM N2=Dugum noktaların Koordinatları
240 REM P=Kuvvet vektörü
250 REM DEPLASMAN HESABI İSTENİYORSA A%=1% ALINACAK
260 DIM N7(M%,4%),S(4%,1%),N2(D%,2%),An(N0%,M%),Isp(M%)
270 DIM P(N0%,1%),F(M%,1%),F4(M%,1%),F5(M%,1%),G(M%,1%)
280 DIM D1(M%,1%),C1(N0%,1%),Uv(M%,1%),U(N0%,1%)
290 DIM T(M%,1%),C(N0%)
300 ; #1 "ELEMEN YÖNLERİ VE ELASTİK ÖZELLİKLERİ:"
310 ; #1 TAB(1) "ELEM" TAB(6) "I%" TAB(11) "J%" TAB(15) "E(t/m^2)" TAB(25) "A(m^2)"
320 FOR I%=1% TO M%
330 READ K%
340 FOR J%=1% TO 4% : READ N7(K%,J%) : NEXT J%
350 ; #1 TAB(1%) K% TAB(5) N7(K%,1%) TAB(10) N7(K%,2%) TAB(15) N7(K%,3%) TAB(25) N7(K%,4%)
360 NEXT I%
370 REM dugum noktalarının koordinatları
380 ; #1
390 FOR I1%=1% TO D%
400 READ K%
410 FOR I%=1% TO 2% : READ N2(K%,I%) : NEXT I%
420 NEXT I1%
430 FOR I0%=1% TO M%
440 GOSUB 6020
450 N1%=(N7(I0%,1%)*2%)-1%
460 N2%=(N7(I0%,2%)*2%)-1%
470 FOR K%=1% TO 2%
480 ON K% GOTO 490,520
490 I%=N1%
500 J%=I0%
```

```

510 GOTO 540
520 I%=N2%
530 J%=I0%
540 J1%=J%
550 FOR M1%=1% TO 2%
560   A=S(M1%,1%)
570   IF K%=2% A=-A
580   An(I%,J%)=An(I%,J%)+A
590   I%=I%+1%
600   J%=J1%
610 NEXT M1%
620 NEXT K%
630 NEXT I0%
640 REM "* NY MATRISI* "
650 PREPARE "ib14:a$ " AS FILE 3
660 FOR I%=1% TO N0%
670   FOR J%=1% TO M%
680     ; #3, An(I%,J%)
690   NEXT J%
700 NEXT I%
710 ; #1
720 REM SINIR SARTLARININ ISLENMESI
730 REM rs=reaksiyon sayisi
740 REM ss=mesnetlenmis dugum sayisi
750 REM sd=mesnetlenmis dugum numarasi
760 READ Ss%
770 ; #3, Ss%
780 Rh%=0%
790 FOR I%=1% TO Ss%
800   READ Sd%, Ax%, Ay%
810   IF Ax%=0% AND Ay%=0% IF Ax() 1% OR Ay() 1% 5980
820   Rs%=Ax%+Ay%
830   D2%=2*Sd%
840   D1%=D2%-1%
850   IF Ax%=0% D1%=D1%+1%
860   IF Ay%=0% D2%=D1%
870   ; #3, Sd% ", " Ax% ", " Ay%
880   FOR J%=D1% TO D2%
890     FOR K%=1% TO M%
900       An(J%,K%)=0%
910     NEXT K%
920   NEXT J%
930   Rh%=Rh%+Rs%
940 NEXT I%
950 FOR I%=1% TO N0%
960   Sx%=0%
970   FOR J%=1% TO M%
980     IF An(I%,J%)=0% Sx%=Sx%+1%
990   NEXT J%
1000  IF Sx%=M% C(I%)=I%

```

```
1010 NEXT I%
1020 FOR I%=1% TO N0%
1030   FOR J%=1% TO M%
1040     IF I%<>C(I%) An(I%,J%)=An(I%,J%) ELSE 1060
1050   NEXT J%
1060 NEXT I%
1070 CLOSE 3
1080 REM * AN matrisi(sin sart dol)*
1090 REM =====
1100 PREPARE "ib14:son" AS FILE 5
1110 FOR I%=1% TO N0%
1120   FOR J%=1% TO M%
1130     IF I%<>C(I%) An(I%,J%)=An(I%,J%) ELSE 1160
1140     ; #5 An(I%,J%)
1150   NEXT J%
1160 NEXT I%
1170 CLOSE 5
1180 REM YUK VEKTÖRÜNÜN KURULMASI
1190 ; #1 "DUGUN NOKTALARININ KOORDINATLARI VE DIS YUKLER:"
1200 ; #1 TAB(1) "NOKTA" TAB(7) "X(m)" TAB(17) "Y(m)" TAB(27) "PX(t)" TAB(37) "PY(t)"
1210 READ Sk%
1220 IF Sk%=0% GOTO 1290
1230 FOR I%=1% TO Sk%
1240   READ Sd%,Ax,Ay
1250   D2%=Sd%*2
1260   P(D2%-1%,1%)=P(D2%-1%,1%)+Ax
1270   P(D2%,1%)=P(D2%,1%)+Ay
1280 NEXT I%
1290 FOR I%=1% TO D%
1300   ; #1 TAB(1%) I% TAB(7) N2(I%,1%) TAB(17) N2(I%,2%) TAB(27) P(I%*2%-1%,1%) TAB(37) P(I%*2%,1%)
1310 NEXT I%
1320 REM ANA PROGRAM
1330 REM 25.8.1982
1340 REM b0 ve bx matrislerinin hesabi
1350 REM test moroe 8800 mikro computer
1360 Eps=1.E-09
1370 N%=N0%-Rh%
1380 OPEN "ib14:son" AS FILE 5
1390 FOR I%=1% TO N%
1400   FOR J%=1% TO M%
1410     INPUT #5,An(I%,J%)
1420   NEXT J% : NEXT I%
1430 ; #1
1440 R%=M%-N%
1450 DIM P0(R%,1%),X(R%,1%),Dx(R%,R%),Pc(R%,1%),Pt(R%,1%)
1460 DIM R(R%,1%)
1470 IF R%<0 GOTO 1510
1480 IF R%<=0 GOSUB 5310
1490 ; #1 "YUKLERDEN OLUSAN CUBUK KUVVETLERI VE GERILMELER:"
1500 GOSUB 4890 : GOTO 5940
```

```
1510 ; #1 "PARAMETRELER;"
1520 ; #1 "N=";N%;"denklemler"
1530 ; #1 "M=";M%;"bilinmeyenler"
1540 ; #1 "R=";R%;"hiperstatiklik derecesi"
1550 ; #1 "secilen hiperstatik bilinmeyenler"
1560 ; #1 "_____"
```

1570 Gros=0

1580 FOR J%=1% TO M%

1590 Isp(J%)=J%

1600 FOR I%=1% TO M%

1610 REM pivot arama

1620 Grz=ABS(An(I%,J%))

1630 IF Grz>Gros THEN Gros=Grz

1640 NEXT I%

1650 NEXT J%

1660 CLOSE 5

1670 REM karsilastirma degeri

1680 Gros=Eps*Gros

1690 FOR I%=1% TO N%

1700 Grz=0%

1710 FOR J1%=1% TO M%

1720 T=ABS(An(I%,J1%))

1730 IF T-Grz<=0% 1760

1740 Iver=J1%

1750 Grz=T

1760 NEXT J1%

1770 REM satir liner bagimliysa,2240 ye

1780 IF Grz<Gros 5970

1790 IF Iver-I%=0% 1920

1800 REM kolon degistirme

1810 Is=Isp(I%)

1820 Isp(I%)=Isp(Iver)

1830 Isp(Iver)=Is

1840 T=-1%/An(I%,Iver)

1850 An(I%,Iver)=-1%

1860 FOR I1%=1% TO N%

1870 Grz=An(I1%,I%)

1880 An(I1%,I%)=An(I1%,Iver)*T

1890 An(I1%,Iver)=Grz

1900 NEXT I1%

1910 GOTO 1980

1920 T=-1%/An(I%,I%)

1930 An(I%,I%)=-1%

1940 FOR J1%=1% TO M%

1950 An(J1%,I%)=An(J1%,I%)*T

1960 NEXT J1%

1970 REM carpim

1980 FOR J1%=1% TO M%

1990 IF J1%=I% 2050

2000 T=An(I%,J1%)

```
2010 An(I%,J1%)=0%
2020 FOR I1%=1% TO N%
2030   An(I1%,J1%)=An(I1%,J1%)+An(I1%,I%)*T
2040 NEXT I1%
2050 NEXT J1%
2060 NEXT I%
2070 IF N%=M% 2250
2080 REM isaret degistirme
2090 REM matrisin buyutulmesi
2100 FOR I%=N%+1% TO M% : ; #1 Isp(I%); : NEXT I%
2110 ; #1
2120 ; #1
2130 N1%=N%+1%
2140 FOR I%=1% TO N%
2150   FOR J%=N1% TO M%
2160     An(I%,J%)=-An(I%,J%)
2170   NEXT J%
2180 NEXT I%
2190 FOR I%=N1% TO M%
2200   FOR J%=1% TO M%
2210     An(I%,J%)=0%
2220   NEXT J%
2230   An(I%,I%)=1%
2240 NEXT I%
2250 FOR J%=1% TO M%
2260   Is=Isp(J%)
2270   IF J%=Is GOTO 2380
2280   Iver=J%+1%
2290   FOR J1%=Iver TO M%
2300     IF Isp(J1%)=J% GOTO 2320
2310   NEXT J1%
2320   Isp(J1%)=Is
2330   FOR I%=1% TO M%
2340     Grz=An(J%,I%)
2350     An(J%,I%)=An(J1%,I%)
2360     An(J1%,I%)=Grz
2370   NEXT I%
2380 NEXT J%
2390 PREPARE "ib14:data" AS FILE 2
2400 FOR I%=1% TO M%
2410   FOR J%=1% TO M%
2420     ; #2,An(I%,J%)
2430   NEXT J%
2440 NEXT I%
2450 CLOSE 2
2460 REM BILINMEYENLERIN HESABI
2470 ! ; #1% "Dx matrisi"
2480 PREPARE "ib14:veri" AS FILE 4
2490 FOR K%=1% TO R%
2500   FOR J%=1% TO R%
```

```

2510 FOR I%=1% TO M%
2520   S1%=N7(I%,2%) : S2%=N7(I%,1%)
2530   X=N2(S1%,1%)-N2(S2%,1%)
2540   Y=N2(S1%,2%)-N2(S2%,2%)
2550   L=SQR(X^2+Y^2)
2560   Dx(K%,J%)=Dx(K%,J%)+An(I%,K%+N%)*An(I%,J%+N%)*L/(N7(I%,3%)*N7(I%,4%))
2570 NEXT I%
2580 ; #4, Dx(K%,J%)
2590 NEXT J%
2600 NEXT K%
2610 CLOSE 4
2620 REM "P2 matrisi"
2630 REM "====="
2640 FOR K%=1% TO R%
2650   FOR J%=1% TO N%
2660     FOR I%=1% TO M%
2670       S1%=N7(I%,2%) : S2%=N7(I%,1%)
2680       X=N2(S1%,1%)-N2(S2%,1%)
2690       Y=N2(S1%,2%)-N2(S2%,2%)
2700       L=SQR(X^2+Y^2)
2710       P0(K%,1%)=P0(K%,1%)+An(I%,J%)*An(I%,K%+N%)*P(J%,1%)*L/(N7(I%,3%)*N7(I%,4%))
2720     NEXT I%
2730   NEXT J%
2740 NEXT K%
2750 REM denklem sisteminin cozumu
2760 FOR I%=1% TO R% : R(I%,1%)=P0(I%,1%)
2770 NEXT I%
2780 GOSUB 6180
2790 CLOSE 4
2800 REM ELEMANA ETKIVEN KUVVETLERIN BULUNMASI
2810 OPEN "ib14:data" AS FILE 2
2820 FOR J%=1% TO M% : FOR I%=1% TO M%
2830   INPUT #2An(J%,I%)
2840 NEXT I% : NEXT J%
2850 FOR J%=1% TO M%
2860   FOR I%=1% TO R%
2870     F4(J%,1%)=F4(J%,1%)+An(J%,I%+N%)*X(I%,1%)
2880   NEXT I%
2890 NEXT J%
2900 FOR J%=1% TO M%
2910   FOR I%=1% TO N%
2920     F5(J%,1%)=F5(J%,1%)+An(J%,I%)*P(I%,1%)
2930     F(J%,1%)=(-1%)*(F4(J%,1%)+F5(J%,1%))
2940   NEXT I%
2950 NEXT J%
2960 CLOSE 2
2970 ; #1 "YUKLERDEN OLUSAN CUBUK KUVVETLERI VE GERILMELER:"
2980 GOSUB 4900
2990 READ A$
3000 IF A$()=1' 3580

```

```

3010 REM cubuk deformasyonlariinin hesabi
3020 ; #1% "CUBUK DEFORMASYONLARI:"
3030 ; #1% TAB(1%) "ELEMEN" TAB(23) " DEFORMASYON " TAB(40) "ACIKLAMA"
3040 FOR J%=1% TO M%
3050 S1%=N7(J%,2%) : S2%=N7(J%,1%)
3060 X=N2(S1%,1%)-N2(S2%,1%)
3070 Y=N2(S1%,2%)-N2(S2%,2%)
3080 L=SOR(X^2+Y^2%)
3090 D1(J%,1%)=F(J%,1%)*L/N7(J%,3%)/N7(J%,4%)
3100 IF D1(J%,1%) < 0 A$="KISALMA"
3110 IF D1(J%,1%) > 0 A$="UZAMA"
3120 IF D1(J%,1%) = 0 A$="SIFIR"
3130 ; #1% TAB(1%) J% ;
3140 ; #1% USING "#####.##" TAB(20) D1(J%,1%) ;
3150 ; #1% TAB(40) A$
3160 NEXT J%
3170 ; #1%
3180 REM DEPLASMAN HESABI
3190 ; #1% "DEPLASMANLARIN HESABI:"
3200 ; #1% "NOKTA Ax(M%) Ay(M%)"
3210 OPEN "ib14:data" AS FILE 2%
3220 FOR J%=1% TO M% : FOR I%=1% TO M%
3230 INPUT #2AN(J%,I%)
3240 NEXT I% : NEXT J%
3250 FOR K%=1% TO N%
3260 FOR J%=1% TO M%
3270 FOR I%=1% TO M%
3280 S1%=N7(I%,2%) : S2%=N7(I%,1%)
3290 X=N2(S1%,1%)-N2(S2%,1%)
3300 Y=N2(S1%,2%)-N2(S2%,2%)
3310 L=SOR(X^2+Y^2%)
3320 Uv(K%,1%)=Uv(K%,1%)+An(I%,K%)*An(I%,J%)*P(J%,1%)*L/(N7(I%,3%)*N7(I%,4%))
3330 NEXT I%
3340 NEXT J%
3350 NEXT K%
3360 FOR K%=1% TO N%
3370 FOR J%=1% TO M%
3380 FOR I%=1% TO M%
3390 S1%=N7(I%,2%) : S2%=N7(I%,1%)
3400 X=N2(S1%,1%)-N2(S2%,1%)
3410 Y=N2(S1%,2%)-N2(S2%,2%)
3420 L=SOR(X^2+Y^2%)
3430 U(K%,1%)=U(K%,1%)+An(I%,K%)*An(I%,J%+N%)*X(J%,1%)*L/(N7(I%,3%)*N7(I%,4%))
3440 NEXT I%
3450 NEXT J%
3460 U(K%,1%)=Uv(K%,1%)-U(K%,1%)
3470 NEXT K%
3480 FOR I%=1% TO D%
3490 FOR J%=1% TO 1%
3500 ; #1% I% ;

```

```
3510 ; #1% USING "      #####.##" U(2%*I%-1%,1%);
3520 ; #1% USING "      #####.##" U(2%*I%,1%);
3530 NEXT J%
3540 ; #1%
3550 NEXT I%
3560 ; #1%
3570 CLOSE 2%
3580 REM ISI ETKISI
3590 ; #1% "ELEMANLARIN ISI DEGERI"
3600 ; #1% TAB(1%) "ELEMAN" TAB(10) "ISIDEGERI"
3610 READ T
3620 IF T(1%) GOTO 3690
3630 IF T=1% READ T1
3640 FOR I%=1% TO M% : FOR J%=1% TO 1%
3650   T(I%,J%)=T1 : NEXT J%
3660   ; #1% TAB(1%) I% TAB(10) T(I%,1%)
3670 NEXT I%
3680 GOTO 3760
3690 FOR I%=1% TO M%
3700   READ K%
3710   FOR J%=1% TO 1%
3720     READ T(K%,J%)
3730   NEXT J%
3740   ; #1% TAB(1%) K% TAB(10) T(K%,1%)
3750 NEXT I%
3760 ; #1
3770 OPEN "ib14:data" AS FILE 2%
3780 FOR J%=1% TO M% : FOR I%=1% TO M%
3790   INPUT #2%N(J%,I%)
3800 NEXT I% : NEXT J%
3810 FOR K%=1% TO R%
3820   FOR I%=1% TO M%
3830     S1%=N7(I%,2%) : S2%=N7(I%,1%)
3840     X=N2(S1%,1%)-N2(S2%,1%)
3850     Y=N2(S1%,2%)-N2(S2%,2%)
3860     L=SQR(X^2+Y^2%)
3870     Pt(K%,1%)=Pt(K%,1%)+An(I%,K%+N%)*T(I%,1%)*L
3880   NEXT I%
3890 NEXT K%
3900 CLOSE 2
3910 FOR I%=1% TO R% : R(I%,1%)=Pt(I%,1%)
3920 NEXT I%
3930 GOSUB 6120
3940 CLOSE 4
3950 OPEN "ib14:data" AS FILE 2%
3960 FOR J%=1% TO M% : FOR I%=1% TO M%
3970   INPUT #2%N(J%,I%)
3980 NEXT I% : NEXT J%
3990 FOR J%=1% TO M%
4000   FOR I%=1% TO R%
```

```
4010 F(J%,1%)=F(J%,1%)+An(J%,1%+N%)*X(I%,1%)
4020 NEXT I%
4030 NEXT J%
4040 CLOSE 2%
4050 ; #1% "ISIDAN OLUSAN CUBUK KUVVETLERI VE GERILMELER:"
4060 GOSUB 4900
4080 OPEN "ib14:data" AS FILE 2%
4090 FOR I%=1% TO M% : FOR J%=1% TO M%
4100     INPUT #2An(I%,J%)
4110 NEXT J% : NEXT I%
4120 CLOSE 2%
4130 REM MESNET COKMESI HESABI
4140 ; #1% "DUGUM NOKTALARINDAKI COKMELER:"
4150 ; #1% TAB(1%) "NOKTA" TAB(7) "Ax(M%)" TAB(17) "Ay(M%)"
4160 READ Sc%
4170 FOR I%=1% TO Sc%
4180     READ Sd%,Ax,Ay
4190     D2%=Sd%*2
4200     C1(D2%-1%,1%)=C1(D2%-1%,1%)+Ax
4210     C1(D2%,1%)=C1(D2%,1%)+Ay
4220 ; #1% TAB(1%) Sd% TAB(7) Ax TAB(17) Ay
4230 NEXT I%
4240 ; #1%
4250 OPEN "IB14:a$" AS FILE 3
4260 FOR I%=1% TO N0%
4270     FOR J%=1% TO M%
4280         INPUT #3,An(I%,J%)
4290     NEXT J%
4300 NEXT I%
4310 INPUT #3,Ss%
4320 FOR J%=1% TO Ss%
4330     INPUT #3,Sd%,Ax%,Ay%
4340     D2%=2%*Sd%
4350     D1%=D2%-1%
4360     FOR J2%=1% TO R%
4370         FOR J1%=D1% TO D2%
4380             Az=0%
4390             IF Ax%=0% GOTO 4440
4400             FOR I%=1% TO M%
4410                 Az=Az+An(J1%,I%)*An(I%,J2%+N%)
4420             NEXT I%
4430             Pc(J2%,1%)=Pc(J2%,1%)+Az*C1(J1%,1%)
4440             Ax%=Ay%
4450         NEXT J1%
4460     NEXT J2%
4470 NEXT J%
4480 CLOSE 3
4490 FOR I%=1% TO R% : R(I%,1%)=Pc(I%,1%)
4500 NEXT I%
```

```
4510 GOSUB 6120
4520 CLOSE 4
4530 OPEN "ib14:data" AS FILE 2%
4540 FOR I%=1% TO M% : FOR J%=1% TO M%
4550     INPUT #2An(I%,J%)
4560 NEXT J% : NEXT I%
4570 FOR J%=1% TO M%
4580     FOR I%=1% TO R%
4590         F(J%,1%)=F(J%,1%)-(An(J%,I%+N%)*X(I%,1%))
4600     NEXT I%
4610 NEXT J%
4620 CLOSE 2%
4630 ; #1%
4640 ; #1% "COKMEDEN OLUSAN CUBUK KUVVETLERI VE GERILMELER"
4650 GOSUB 4900
4660 REM superpozisyon
4670 FOR I%=1% TO R%
4680     R(I%,1%)=(Pc(I%,1%)+Pt(I%,1%)+P0(I%,1%))
4690 NEXT I%
4700 GOSUB 6120
4710 CLOSE 4
4720 OPEN "ib14:data" AS FILE 2%
4730 FOR J%=1% TO M% : FOR I%=1% TO M%
4740     INPUT #2An(J%,I%)
4750 NEXT I% : NEXT J%
4760 FOR J%=1% TO M%
4770     FOR I%=1% TO R%
4780         F(J%,1%)=F(J%,1%)+An(J%,I%+N%)*X(I%,1%)
4790     NEXT I%
4800 NEXT J%
4810 FOR J%=1% TO M%
4820     F(J%,1%)=(-1%)*(F(J%,1%)+F5(J%,1%))
4830 NEXT J%
4840 ; #1%
4850 CLOSE 2%
4860 ; #1% "YUK+ISI+COKME'DEN OLUSAN CUBUK KUVVETLERI VE GERILMELER"
4870 GOSUB 4900
4880 GOTO 5940
4890 REM ELEMANA ETKIYEN KUVVETLER ve REAKSIYONLARIN HESABI
4900 ; #1% TAB(1%) "ELEMAN" TAB(20) "F(t)" TAB(44) "GERILME(t/M^2)" TAB(70) "ACIKLAMA"
4910 FOR J%=1% TO M%
4920     G(J%,1%)=F(J%,1%)/N7(J%,4)
4930     IF F(J%,1%) < 0 A$="BASINC"
4940     IF F(J%,1%) > 0 A$="CEKME"
4950     IF F(J%,1%) = 0 A$="SIFIR"
4960     ; #1% TAB(1%) J%;
4970     ; #1% USING "#####.##" TAB(20) F(J%,1%);
4980     ; #1% USING "#####.##" TAB(40) G(J%,1%);
4990     ; #1% TAB(70) A$
5000 NEXT J%
```

```

5010 ; #1%
5020 REM REAKSIYONLAR HESABI
5030 OPEN "IB14:a#" AS FILE 3
5040 FOR I%=1% TO N0%
5050   FOR J%=1% TO M%
5060     INPUT #3, An(I%, J%)
5070   NEXT J%
5080 NEXT I%
5090 ; #1% "REAKSIYONLAR:"
5100 ; #1% "NOKTA      Ax(t)      Ay(t)"
5110 INPUT #3, Ss%
5120 FOR J%=1% TO Ss%
5130   INPUT #3, Sd%, Ax, Ay
5140   ; #1% Sd%;
5150   D2%=2%*Sd%
5160   D1%=D2%-1%
5170   FOR J1%=D1% TO D2%
5180     Az=0%
5190     IF Ax=0% GOTO 5230
5200     FOR I%=1% TO M%
5210       Az=Az+An(J1%, I%)*(-1%)*F(I%, 1%)
5220     NEXT I%
5230     Ax=Ay
5240     ; #1% USING "      #####.##" Az;
5250   NEXT J1%
5260   ; #1%
5270 NEXT J%
5280 ; #1%
5290 CLOSE 3
5300 RETURN
5310 FOR I%=2 TO M%
5320   An(I%, 1%)=-An(I%, 1%)/An(1%, 1%) : NEXT I%
5330 FOR I%=2 TO M% : FOR K%=I% TO M%
5340   FOR V%=1% TO I%-1%
5350     An(I%, K%)=An(I%, K%)+An(I%, V%)*An(V%, K%)
5360   NEXT V% : NEXT K%
5370   FOR K%=I%+1% TO M% : FOR V%=1% TO I%-1%
5380     An(K%, I%)=An(K%, I%)+An(K%, V%)*An(V%, I%)
5390   NEXT V% : NEXT K%
5400   FOR T%=I%+1% TO M%
5410     An(T%, I%)=-An(T%, I%)/An(I%, I%)
5420   NEXT T% : NEXT I%
5430 FOR I%=2 TO M% : FOR L%=1% TO I%-1%
5440   P(I%, 1%)=P(I%, 1%)+An(I%, L%)*P(L%, 1%)
5450 NEXT L% : NEXT I%
5460 FOR I%=1% TO M%
5470   F(I%, 1)=-P(I%, 1%)/An(I%, I%) : NEXT I%
5480 FOR I%=M%-1% TO 1% STEP -1%
5490   FOR J%=I%+1% TO M%
5500     P(I%, 1%)=P(I%, 1%)+An(I%, J%)*F(J%, 1%)

```

```
5510 NEXT J% : FOR TX=M%-1% TO 1% STEP -1
5520 F(T%,1%)=-P(T%,1%)/An(T%,T%)
5530 NEXT TX : NEXT I%
5540 RETURN
5550 REM VERILER
5560 DATA 10,6
5570 DATA 1,6,2,2.1e7,.00031
5580 DATA 2,6,1,2.1e7,.00031
5590 DATA 3,2,1,2.1e7,.00031
5600 DATA 4,2,3,2.1e7,.00031
5610 DATA 5,4,2,2.1e7,.00031
5620 DATA 6,1,3,2.1e7,.00031
5630 DATA 7,1,4,2.1e7,.00031
5640 DATA 8,3,4,2.1e7,.00031
5650 DATA 9,5,3,2.1e7,.00031
5660 DATA 10,4,5,2.1e7,.00031
5670 DATA 1,5,0
5680 DATA 2,5,5
5690 DATA 3,10,5
5700 DATA 4,10,0
5710 DATA 5,15,0
5720 DATA 6,0,0
5730 DATA 2
5740 DATA 5,1,1
5750 DATA 6,1,1
5760 DATA 2
5770 DATA 1,0,-20
5780 DATA 4,0,-20
5790 DATA 1
5800 DATA 0
5810 DATA 1,0
5820 DATA 2,0
5830 DATA 3,0
5840 DATA 4,0
5850 DATA 5,0
5860 DATA 6,2.5e-4
5870 DATA 7,0
5880 DATA 8,0
5890 DATA 9,0
5900 DATA 10,0
5910 DATA 2
5920 DATA 5,-.01,0
5930 DATA 6,0,0
5940 ; #1% CHR$(31%) : ; #1% "hesap sonu"
5950 ; "zaman:" TIME$
5960 STOP
5970 ; "sistem labil:"
5980 ; #1% "hatali sinir sarti"
5990 STOP
6000 END
```

```

6010 REM DENGİ MATRİSİNİN KURULMASI
6020 S1%=N7(I0%,2) : S2%=N7(I0%,1)
6030 X=N2(S1%,1%)-N2(S2%,1%)
6040 Y=N2(S1%,2%)-N2(S2%,2%)
6050 L=SDR(X^2+Y^2)
6060 S(1%,1%)=(X/L)
6070 S(2%,1%)=(Y/L)
6080 S(3%,1%)=(X/L)
6090 S(4%,1%)=(Y/L)
6100 RETURN
6110 REM DEKLEM ÇÖZÜMÜ
6120 FOR I%=1% TO R% : FOR J%=1% TO R%
6130   X(I%,1%)=0%
6140 NEXT J% : NEXT I%
6150 FOR I%=1% TO M%
6160   F(I%,1%)=0% : G(I%,1%)=0%
6170 NEXT I%
6180 OPEN "ib14:veri" AS FILE 4
6190 FOR I%=1% TO R%
6200   FOR J%=1% TO R%
6210     INPUT #4Dx(I%,J%)
6220   NEXT J%
6230 NEXT I%
6240 FOR I%=2 TO R%
6250   Dx(I%,1%)=-Dx(I%,1%)/Dx(1%,1%) : NEXT I%
6260 FOR I%=2 TO R% : FOR K%=I% TO R%
6270   FOR V%=1% TO I%-1%
6280     Dx(I%,K%)=Dx(I%,K%)+Dx(I%,V%)*Dx(V%,K%)
6290   NEXT V% : NEXT K%
6300   FOR K%=I%+1% TO R% : FOR V%=1% TO I%-1%
6310     Dx(K%,I%)=Dx(K%,I%)+Dx(K%,V%)*Dx(V%,I%)
6320   NEXT V% : NEXT K%
6330   FOR T%=I%+1% TO R%
6340     Dx(T%,I%)=-Dx(T%,I%)/Dx(I%,I%)
6350   NEXT T% : NEXT I%
6360 FOR I%=2 TO R% : FOR L%=1% TO I%-1%
6370   R(I%,1%)=R(I%,1%)+Dx(I%,L%)*R(L%,1%)
6380 NEXT L% : NEXT I%
6390 FOR I%=1% TO R%
6400   X(I%,1)=-R(I%,1%)/Dx(I%,I%) : NEXT I%
6410 FOR I%=R%-1% TO 1% STEP -1%
6420   FOR J%=I%+1% TO R%
6430     R(I%,1%)=R(I%,1%)+Dx(I%,J%)*X(J%,1%)
6440   NEXT J% : FOR T%=R%-1% TO 1% STEP -1
6450     X(T%,1%)=-R(T%,1%)/Dx(T%,T%)
6460 NEXT T% : NEXT I%
6470 RETURN

```

8. SONUÇ

Düzlem kafes kiriş sistemlerinin hesabı oldukça zaman alıcı işlerden biridir. Sistemin statik çözümü için kuvvet, açı vs. gibi metotlar tatbikatta çok kullanılan çözüm metotlarıdır. El ile yapılan hesaplarda bu metotlar çok uzun ve yorucu olmaktadır. Bu nedenle yapıların statik analizine yeterli özen gösterilememekte ve yapı statığı esas işlevini yapamamaktadır. Bilgisayarın hızlı gelişmesine paralel olarak numerik metotlar geliştirilmiş ve bunlardan sonlu elemanlar metodu geniş kullanım alanı bulmuştur. Metodun uygulaması basit olup levha, plak, kabuk sistemleri de çözebilmektedir. Bilgisayarın kullanılması ile zaman alıcı işlemler kısa süre içerisinde yanıtlanmaktadır.

Sonlu elemanlar kuvvet metodu ile çözüm yapılan düzlem kafes kiriş sistemleri için bir bilgisayar programı sunulmuştur. Bilgisayar programı sistemin izostatik veya hiperstatik olması halinde de çözüm içermektedir.

Program çubuk kuvvetlerinin hesaplanmasının yanı sıra çubuk gerilmesi, çubuk deformasyonu, düğüm noktasındaki deplasmanları, ısı ve çökmeden dolayı çubuk kuvvetlerinin hesabı - nıda yapmaktadır.

Bu metod yapı sistemlerinin statik analizine uygulanmasında yeni ve geniş imkanlar yaratmaktadır.

9. KAYNAKLAR

1. MEEK, J.L.: Matrix structural Analysis. By McGraw-Hill, Japan, 1971.
2. ZIENKIEWICZ, O.C.: The finite element method McGraw-Hill, 1967 .
3. COLLINS, R.J.: Bandwith reduction by automatic renumbering. Stearns-Roger, Denver, Colorada USA..
4. L.WILSON,Edward: Direct solution of large systems of linear equations. University of California Berkeley,Colifosnia.
5. UTKU, Şenol: ELAS 75 Computer for linear equilibrium problems of structures. December, 1971.
6. KESKİNEL, F. ve KARADOĞAN, F.: Açıklamalı Örneklerle Fortran IV. Üçer matbaacılık, İSTANBUL,1980.
7. ÇAKIROĞLU, A. ve ÇETMELİ, E.: Yapı statikliği I, İstanbul, 1979.
8. S. GOTTERIED, B.: Programming with BASIC. McGraw-Hill book company, 1982.
9. TOPCU, A.: Ein beitrage zur systematischen berechnung finiter elementtragwerke nach der kraftemethod. Essen universitesi, Essen, Almanya, 1979.
10. PRZEMIENIECKI,J.S.: Theory of matrix structural analysis. McGraw-Hill, Newyork, 1972.
11. ÇAKIROĞLU, A., ÖZDEN, E., ÖZMEN, G.: Yapı Sistemlerinin Hesabı İçin Matris Metotları ve Elektronik Hesap Makinası Programları, İstanbul, 1970.

12. SABİS, T.: Hiperstatik Sistemler, İstanbul.
13. BİLYAP, S.: Yapı Statiği II Problemleri, Güven Kfapevi, Ankara, 1971.
14. AKTAŞ, Z.: Elektronik Hesaplayıcılarla Programlama ve Uygulama, O.D.T.Ü., 1973.
15. AKGÜN, Ö.R. ve BARKANA, A: BASIC Programlama ve Numerik Hesap, Eskişehir, 1981.
16. AYKURT, V.ve AYDIN, R.: İzostatik Dolu Gövdeli ve Kafes Sistemlere Ait Çözülmüş Problemler, Eskişehir, 1977.