



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

# **BİLGİSAYAR DESTEKLİ HELİSEL YAY TASARIMI VE OPTİMİZASYONU**

ERKAN DEVECİLER

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA - 2010



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİLGİSAYAR DESTEKLİ HELİSEL YAY TASARIMI VE  
OPTİMİZASYONU

Erkan DEVECİLER

Yrd. Doç.Dr. Erol SOLMAZ  
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
KONSTRÜKSİYON VE İMALAT ANABİLİM DALI

BURSA-2010

T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİLGİSAYAR DESTEKLİ  
HELİSEL YAY  
TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

Erkan DEVECİLER

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu tez 04/11/2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

Yrd. Doç. Dr.Erol SOLMAZ	Prof. Dr. Ferruh Öztürk	Prof. Dr. Recep Eren
Danışman	(Üye)	(Üye)

## ÖZET

Ürün kalitesini düşürmeden, minimum maliyet, minimum ağırlık ve minimum enerji sarfiyatı ile maksimum kar elde etmek, üretim için istenilen temel şartlardır. İstenilen bu şartları sağlayabilmek için optimizasyon metodlarından faydalanmak gerekir. Bununla birlikte sonlu elemanlar yöntemini de kullanılmalıdır.

Optimizasyon problemlerinde en önemli husus tasarım değişkenlerinin doğru tanımlanmasıdır. Bir tasarım problemini doğru olarak tanımlamak için ;

- Tasarım değişkenlerini
- Tasarım sınırlamalarını
- Hedef fonksiyonlarını

bilmek ve doğru olarak tanımlamak gerekir.

Helisel yaylar denge, fren, taşıt süspansiyon gibi farklı endüstriyel alanlarda, kuvvet uygulamak, enerjiyi depolamak ve absorbe ederek gerekli fonksiyonları sağlamak için kullanılan temel makine elemanlarından.

Bu çalışmada belirli sınırlar içerisinde pek çok yay hesaplandı. Boyut hesaplamaları için turbo pascal programlama dili kullanıldı. Beş farklı hedef fonksiyonuna göre elde edilen optimum helisel yaylar Marc.Mentat sonlu elemanlar programında simüle edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Optimizasyon metodları, Sonlu elemanlar, Tasarım değişkenleri, Tasarım sınırlamaları, Hedef fonksiyonları,

## **ABSTRACT**

Maximizing the profits without any quality lowering; by minimum cost, minimum weight and energy consume, are fundamental condition for production. To fulfill these conditions or to find optimum solutions, it is necessary to utilize the optimization methods. However, finite element method is used in optimization.

The most important subject of the optimization problems is the correctly definition of the design variables. To define a design problem correctly;

- Design variables,
- Design restriction,
- Objective functions,

should be well-known and correctly defined.

The helical springs are one of the fundamental mechanical elements the mostly used in several industrial applications (balances, brakes, vehicles suspensions..) to satisfy required functions: apply forces, store or absorb energy, provide the mechanical system with the flexibility and maintain a force or pressure.

In this study, many helical spring was calculated in described limits. Turbo pascal programming language was used for calculation of dimension. According to five different objectives functions, obtained helical springs are simulated in Marc.Mentat

**Keywords:** Optimization methods, Finite element, Design variables, Design restrictions

**İÇİNDEKİLER**

	<b>Sayfa</b>
TEZ ONAY SAYFASI	II
ÖZET	III
ABSTRACT	IV
İÇİNDEKİLER	V
ÇİZELGELER DİZİNİ	VII
ŞEKİLLER DİZİNİ	VIII
SİMGELER DİZİNİ	X

**1.GİRİŞ**

Optimizasyonun Tanımı	1
-----------------------	---

**2. KAYNAK ARAŞTIRMASI**

Helisel Yay Çalışmaları	2
-------------------------	---

**3.MATERYAL VE YÖNTEM**

3.1 HELİSEL SİLİNDİRİK YAYLAR	3
3.1.1 Helisel Silindirik Yaylarda Gerilme	3
3.1.2 Yaylanma Miktarı	6
3.1.3 Helisel Bası Yayının Uç Geometrileri	7
3.1.4 Helisel Yayın Uzunluğu	7
3.1.5 Helisel Yayların Burkulması	9
3.1.6 Yay Malzemesi	10
3.2 TASARIM OPTİMİZASYONU	
3.2.1 Optimizasyon	11
3.2.1.1 Tasarım Değişkenleri	12
3.2.1.2 Amaç Fonksiyonu	13
3.2.1.3 Tasarım Kısıtlayıcıları	13
3.2.2 Analitik Optimizasyon Yöntemleri	15
3.2.2.1 Kısıtlayıcı İçermeyen Optimum Tasarım Problemleri	18

3.2.2.2 Kısıtlayıcı İçeren Optimum Tasarım Problemleri	19
3.2.2.2.1 Eşitlik Kısıtlayıcısı İçeren Gerek Şartlar	19
3.2.2.2.2 Eşitsizlik Kısıtlayıcısı İçeren Gerek Şartlar	20
3.2.2.2.3 Kuhn-Tucker (K-T) Gerek Şartları	21
3.2.3 Çok Amaçlı Optimizasyon	21
<b>3.3 SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ</b>	
3.3.1 Sonlu Elemanlar Analizleri	25
3.3.1.1 Yapısal analiz Metodları	25
3.3.1.1.1 Klasik (Analitik) Metod	26
3.3.1.1.2 Sayısal Metodlar	26
3.3.1.2 Yapısal Analizlerde Matris Teorisi	27
3.3.1.3 Yapısal Analizlerde İstenen Esaslar	28
3.3.1.4 Yer Değiştirme Metodundaki Temel Eşitlikler	29
3.3.1.5 Sonlu Elemanlar Metodundaki Tek Boyutlu Elemanların Özellikleri	30
3.3.1.6 Sonlu Elemanlar Analizi İşleyiş Aşamaları	35
3.3.1.6.1 Geometrik Özellikler	36
3.3.1.6.2 Sonlu Elemanlar Özellikleri	38
3.3.1.6.3 Malzeme Özellikleri	41
3.3.1.6.3.1 Yapıların Mekanik Özellikleri	42
3.3.1.6.3.2 Gerçek Gerilme Değeri	45
3.3.1.6.3.3 Gerilme-Şekil Değiştirme İlişkisi	46
3.3.1.6.4 Yükleme ve Sınır Şartları	48
<b>4. SOĞUK SARILMIŞ OPTİMUM HELİSEL YAY HESABI</b>	
4.1 Tasarım Değişkenleri	49
4.2 Tasarım Kısıtlayıcıları	49
4.3 Amaç Fonksiyonu	50
4.4 Sonlu Elemanlar Modeli	55
<b>5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA</b>	59
<b>KAYNAKLAR</b>	68
<b>EKLER</b>	70
<b>ÖZGEÇMİŞ</b>	74
<b>TEŞEKKÜR</b>	75

**ÇİZELGELER DİZİNİ**

	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3.3.1 Noktasal elemanların özellikleri	39
Çizelge 3.3.2 Tek boyutlu eleman özellikleri	40
Çizelge 3.3.3 İki boyutlu eleman özellikleri	40
Çizelge 3.3.4 Üç boyutlu eleman özellikleri	41
Çizelge 4.1 Sabit kuvvet altında maksimum enerjiyi veren yay boyutları	50
Çizelge 4.2 Sabit kuvvet altında minimum hacmi veren yay boyutları	51
Çizelge 4.3 0.5Hacim-0.5Enerji kriterini sağlayan yay boyutları	52
Çizelge 4.4 0.25Hacim-0.75Enerji kriterini sağlayan yay boyutları	53
Çizelge 4.5 0.75Hacim-0.255Enerji kriterini sağlayan yay boyutları	54
Çizelge 5.1 Analitik ve sayısal olarak elde edilen sehim değerleri	66



**ŞEKİLLER DİZİNİ**

	Sayfa
Şekil 3.1.1 Eksenel yüklenmiş helisel yay ve serbest cisim diyagramı	4
Şekil 3.1.2 Yaya kesitinde oluşan gerilme dağılımı	5
Şekil 3.1.3 Helisel bası yaylarında kullanılan dört farklı son sargı geometrisi	7
Şekil 3.1.4 Farklı Kuvvetler Altında Zorlanan Helisel Bası Yayını	8
Şekil 3.1.5 Yay Sonlarının Farklı Konstrüksiyonlarında Düzeltme Faktörü $v$ ve silindirik helisel bası yaylarının burkulma sınırı	9
Şekil 3.1.6 Soğuk şekillendirilmiş helisel bası yaylarında emniyet gerilmeleri	10
Şekil 3.2.1 Geleneksel tasarım	11
Şekil 3.2.2 Optimum tasarım süreci	12
Şekil 3.2.3 $x_1 = x_2$ kısıtlayıcı için uygun bölge (A-B) çizgisi	14
Şekil 3.2.4 $x_1 \leq x_2$ kısıtlayıcı için uygun bölge (A-B) çizgisi ve üstü	14
Şekil 3.2.5 Sınırsız alan ve fonksiyon	16
Şekil 3.2.6 Sınırlı alan ve fonksiyon	16
Şekil 3.2.7 $x^*$ noktasında $f(x_1, x_2, x_3)$ için gradyant vektörü (Arora 1989)	17
Şekil 3.2.8 Pareto Optimal'in grafiksel gösterimi	24
Şekil 3.3.1 Yapısal analiz şeması	27
Şekil 3.3.2 Düğüm noktalarının serbestlik dereceleri	30
Şekil 3.3.3 Basit çubuk eleman	30
Şekil 3.3.4 Burulmaya maruz basit çubuk eleman	32
Şekil 3.3.5 Eğilmeye maruz basit çubuk eleman	33
Şekil 3.3.6 İki boyutlu yapıya sahip eleman modeli	34
Şekil 3.3.7 Global rijitlik matrisi	34
Şekil 3.3.8 Sonlu elemanlar analizi işleyiş aşaması	35
Şekil 3.3.9 Eğri modeli	36
Şekil 3.3.10 Yüzey modeli	37
Şekil 3.3.11 Mesh türleri	37
Şekil 3.3.12 Katı modelleme şekilleri	38
Şekil 3.3.13 Noktasal elemanlar	39
Şekil 3.3.14 Tek boyutlu elemanlar	39
Şekil 3.3.15 İki boyutlu elemanlar	40
Şekil 3.3.16 Üç boyutlu eleman türleri	41

Şekil 3.3.17	Çeşitli malzeme türlerinin gerilme-şekil değiştirme eğrileri	42
Şekil 3.3.18	Gerilme-Şekil değiştirme ilişkisi	43
Şekil 3.3.19	Çekme test numunesi	43
Şekil 3.3.20	Çekme testi sonucu malzemenin gösterdiği davranış	44
Şekil 3.3.21	Gerçek malzeme kopma eğrisi	45
Şekil 3.3.22	Üç boyutlu birim şekil değiştirme	47
Şekil 4.1	Malzeme Modeli	55
Şekil 4.2	Sınır ve kontak şartları	56
Şekil 4.3	Maksimum enerji için sonlu elemanlar modeli	56
Şekil 4.4	Minimum hacim için sonlu elemanlar modeli	57
Şekil 4.5	0.5Hacim-0.5Enerji için sonlu elemanlar modeli	57
Şekil 4.6	0.25Hacim-0.75Enerji için sonlu elemanlar modeli	58
Şekil 5.1	Kuvvet-Ortalama çap değişimi	59
Şekil 5.2	Kuvvet-Tel çapı değişimi	60
Şekil 5.3	Kuvvet-Sehim değişimi	60
Şekil 5.4	Kuvvet-Enerji değişimi	61
Şekil 5.5	Kuvvet-Hacim değişimi	62
Şekil 5.6	Max enerji için elde edilen yayın gerilme(MPa) değerleri	63
Şekil 5.7	Minimum enerji için elde edilen yayın gerilme(MPa) değerleri	64
Şekil 5.8	0.5 Hacim - 0.5 Enerji için elde edilen yayın gerilme(MPa) değerleri	65
Şekil 5.9	0.25 Hacim - 0.75 Enerji için elde edilen yayın gerilme(MPa) değerleri	66
Şekil 5.10	Sayısal olarak hesaplanan kuvvet-sehim grafiği	67

**SİMGELER DİZİNİ**

- $\tau$  - Kesme gerilmesi (N/mm<sup>2</sup>)  
 $\sigma$  - Eğilme gerilmesi (N/mm<sup>2</sup>)  
 $\nu$  - Poisson oranı  
F - Kuvvet (N)  
k - Yay rijitliği  
d - Tel çapı  
D<sub>0</sub> - Sargının ortalama çapı  
P - Sarım hatvesi  
L<sub>0</sub> - Serbest boy  
L<sub>B1</sub> - Yayın blok uzunluğu  
 $\nu$  - Narinlik faktörü  
s<sub>a</sub> - Teller arası toplam boşluk  
s<sub>Bk</sub> - Kritik yaylanma miktarı  
K<sub>B</sub> - Kayma gerilimi düzeltme faktörü (Bergstrasser factor)  
E - Elastisite modülü (N/mm<sup>2</sup>)  
G - Kesme modülü (N/mm<sup>2</sup>)  
W<sub>p</sub> - Polar atalet momenti (mm<sup>4</sup>)  
i<sub>y</sub> - Yaylanan sarım sayısı  
I<sub>T</sub> - Toplam sarım sayısı  
U - Strain enerji  
W - Depolanan enerji(N.mm)  
V - Yay teli hacmi(mm<sup>3</sup>)  
 $\nabla f$  - Gradyant vektörü  
L - Lagrange fonksiyonu  
Y - Amaç Fonksiyonu

## 1. GİRİŞ

### Optimizasyonun Tanımı

Bu çalışmanın amacı çok yaygın olarak kullanılan makine elemanlarından, helisel yayların bilgisayar yardımı ile optimizasyonunu yapmaktır. Çeşitli yüklerle maruz katı cisimlerde oluşan gerilmeler ve bu yüklerden oluşan deformasyonlar, geometride meydana gelen değişimler, mevcut yükler altındaki parçaların güvenli görev yapıp yapmayacağını, meydana gelen deformasyonların kabul edilebilirliğini yüzyıllar boyunca mühendis ve fizikçiler analitik yöntemlerle çözmeye çalışmışlardır. Çeşitli yükler altında katı cisim üzerinde oluşan gerilme değerleri, istenilen sınır değerleri altında kalması sağlandıktan sonra, mevcut yükleri taşıyacak minimum ağırlık ve en uygun tasarımın belirlenmesi mühendislik problemleri açısından çok önemlidir. Bu tip problemler optimizasyon problemleri olarak adlandırılır.

Helisel yayın optimizasyonu için turbo pascal programlama diliyle literatürdeki denklemler kullanılarak ilk boyutlandırma gerçekleştirilmiştir. Boyutlandırma yapılırken tel çapı, sargının ortalama çapı, sarım sayısı ve kuvvetten oluşan, genel sınır şartları altında çok sayıda yay hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucunda minimum hacim ve maksimum enerji absorbe etme kriterleri kullanılarak optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Ayrıca Marc.Mentat programında helisel basma yayına ait deformasyon analizleri yapıp, elde edilen deplasman değerleri ile programlama sonucunda elde ettiğimiz deformasyon değerleri karşılaştırılmıştır.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

### Helisel Yay Çalışmaları

Bu bölümde helisel yay optimizasyonları ile ilgili literatürde yapılan çalışmalar irdelenmiştir.

J. Kruzelecki (1997) helisel bası yaylarında helis açısı ve yay yarı çapını değişken olarak kullanış ve maksimum aksenal yükün hesaplanması yönünde çalışmalar gerçekleştirmiştir.

Baumal ve ark.(1998), bir araç süspansiyon sisteminin tasarım optimizasyonu için genetik algoritmaları kullandılar.

Dammak ve ark. (2005), dairesel kesitli helisel yayın izotropik malzeme kullanarak, sonlu elemanlar yöntemiyle gerilme analizlerini yaptılar.

L.M. Zubov(2006) elastisite teorisini bir helisel yaya uygulayarak, denklemleri iki boyuta indirerek, güvenilir çözümler elde etti.

I.Pöllanen ve H.Martikka (2009) ağır yükler altında çalışan helisel yayların güvenilir ve uzun ömrü üzerine MSC.Nastran analiz kodlarıyla optimum yay tasarımı üzerine çalışma yaptılar.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

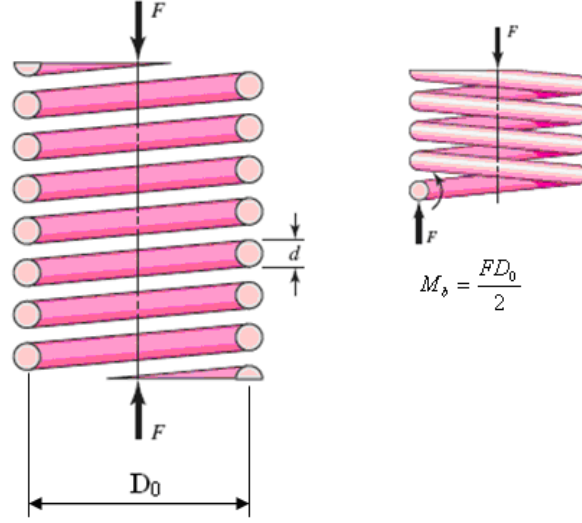
#### 3.1 HELİSEL SİLİNDİRİK YAYLAR

Tüm makine elemanları dış yük altında deformasyona uğrarlar; deformasyon elastic bölge sınırları içindeyse, yük ortadan kalkınca eleman da başlangıçtaki konumunu alır. Genelde çok küçük olan bu deformasyonlar yay adı verilen özel geometriye sahip elemanlarda oldukça yüksektir, bu nedenle yaylar elastik elemanlar adı altında da ifade edilirler. Dış kuvvet altında boyut ve/veya şekil değiştiren yay, bu arada iş depo eder ve kuvvet ortadan kalkınca bu işi geri verir.

İnce bir çubuk yayın(telin) bir silindir etrafına sarılmasıyla helisel yay elde edilir. Tel çapı 10 mm'den küçük ise yay soğuk şekillendirilir, çap 20 mm'den büyük ise sıcak şekillendirilir. Aradaki tel çaplarında her iki yöntemde uygulanabilir. Helisel yaylar makine ve taşıt konstrüksiyonunda en çok kullanılan yaylardır. Çeşitli çaplardaki yaylarla farklı yay karakteristikleri elde etmek mümkündür. Yaylanma miktarıda diğer yaylara göre yüksektir. Kullanılan malzemenin metalik, özellikle çelik olması, sürtünmenin olmaması nedeniyle sönümleme oranı çok düşüktür. Ayrıca bası kuvveti alan helisel yayların burkulma olasılıkları control edilmelidir.

##### 3.1.1 Helisel Silindirik Yaylarda Gerilme

Şekil 3.1.1 de bir helisel bası yayının F kuvveti ile yüklenmiş durumu görülmektedir. Yay telinin çapı  $d$ , sargının ortalama çapı  $D_0$  olarak dizayn edilir. Helisel yaya eksenini doğrultusunda F kuvveti gelirse, kuvvetten  $D_0 / 2$  kadar uzakta bulunan tel kesitinde burulma gerilmesi ve kesme gerilmesi meydana gelir(küçük helis açılarında).



Şekil 3.1.1 Eksenel yüklenmiş helisel yay ve serbest cisim diyagramı

Helis açısı  $\alpha$  küçük olduğundan  $\sin\alpha \approx 0$  ve  $\cos\alpha \approx 1$  alınabilir. Ancak bu çalışmada burulma gerilmesine  $\cos\alpha$  dahil edilmiştir. Tel ince uzun bir çubuk gibi düşünüldüğünde burulma ve kesme gerilmeleri toplam bileşke gerilmeyi oluşturmaktadır. Sonuçta,

$$\tau_{\max} = \frac{M_b}{W_p} \cos\alpha + \frac{F}{A} \quad (3.1.1)$$

Denklem 3.2.1'de kullanılan ifadeleri açık bir şekilde yazıp,

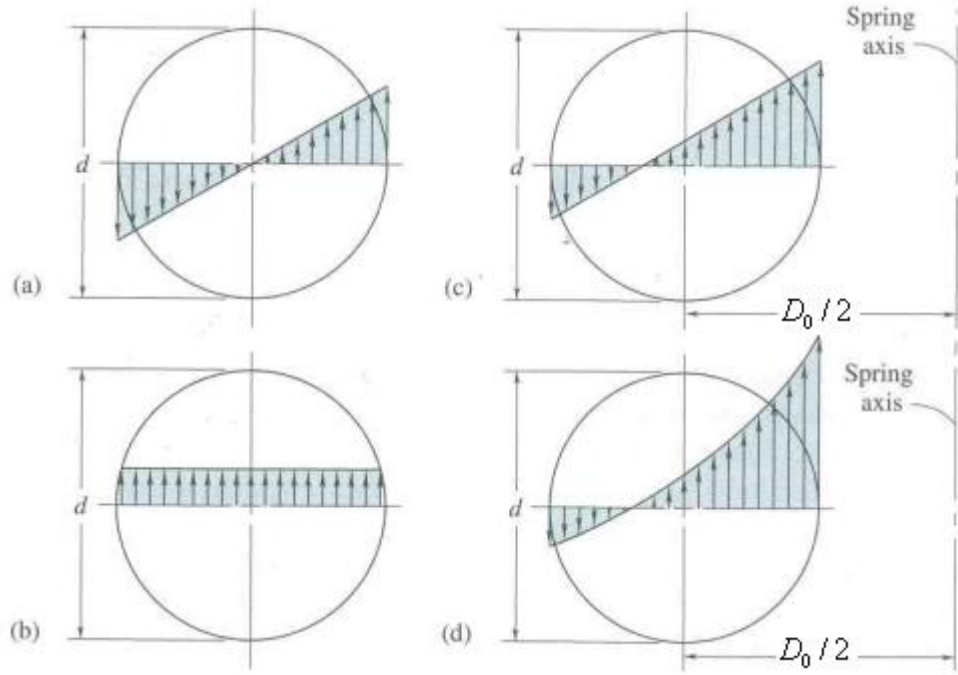
$$\tau_{\max} = \tau, \quad M_b = \frac{FD_0}{2}, \quad r = \frac{D_0}{2}, \quad W_p = \frac{\pi d^3}{16}, \quad A = \frac{\pi d^2}{4} \text{ ve tekrar}$$

düzenlersek;

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} \cos\alpha + \frac{4F}{\pi d^2} \quad (3.1.2)$$

Burada M=moment,  $W_p$ =polar atalet momenti, A=tel kesit alanı

Şekil 3.1.2d de gösterilen gerime dağılımı, yayın eğimi sebebiyle meydana gelmekte ve yay kesiti üzerine eşit bir şekilde dağılmamaktadır.



Şekil 3.1.2 Yay Kesitinde Oluşan Gerilm Dağılımı. **a)** Burulma **b)** Kayma **c)** İdeal Durumdaki Burulma ve Kayma **d)** Eğrilik Etkisi Sonucu Oluşan Burulma ve Kayma

Eşit olmayan bu dağılım, iç tarafta dışarıya göre daha fazladır. İç taraftaki bu gerilmeyi bulmak için  $C$  sarım oranı ve  $K_B$  gerilme düzeltme faktörü tanımlanır.

Sarım oranı;

$$C = \frac{D_0}{d} \quad (3.1.3)$$

Gerilme düzeltme faktörü (*Bergstrasser factor*);

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} \quad (3.1.4)$$

Hesaplanan yeni parametreler ile sarılmış yay telinde oluşan burulma gerilmesi;

$$\tau = K_B \frac{8FD_0}{\pi d^3} \quad (3.1.5)$$



### 3.1.2 Yaylanma Miktarı

Yaylanma-kuvvet ilişkisi Castigliano's teoremi kullanılarak kolayca elde edilir. Bir helisel yay için toplam strain(gerinim) enerji bir burulma ve bir kayma bileşeninden oluşur. Strain enerji ;

$$U = \frac{M^2 L}{2GJ} + \frac{M^2 L}{2AG} \quad (3.1.6)$$

Denklem (3.1.6) da  $M = FD_0/2$ ,  $L = \pi D_0 i_y$ ,  $J = \pi d^4/32$  ve  $A = \pi d^2/4$  yerine koyarsak,

$$U = \frac{4F^2 D_0^3 i_y}{d^4 G} + \frac{2FD_0 i_y}{d^2 G} \quad (3.1.7)$$

Burada L=telin açık boyu,  $i_y$ =yaylanan sarım sayısı. Denklem (3.1.6)'nın F'ye göre kısmi türevini aldığımızda toplam yaylanma miktarını veren ifadeyi buluruz.

$$s = \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{8FD_0^3 i_y}{d^4 G} + \frac{4FD_0 i_y}{d^2 G} \quad (3.1.8)$$

Sarım oranına göre denklem (3.1.8) tekrar düzenlenirse,

$$s = \frac{8FD_0^3 i_y}{d^4 G} \left(1 + \frac{1}{2C^2}\right) \cong \frac{8FD_0^3 i_y}{d^4 G} \quad (3.1.9)$$

Yay rijitliği;

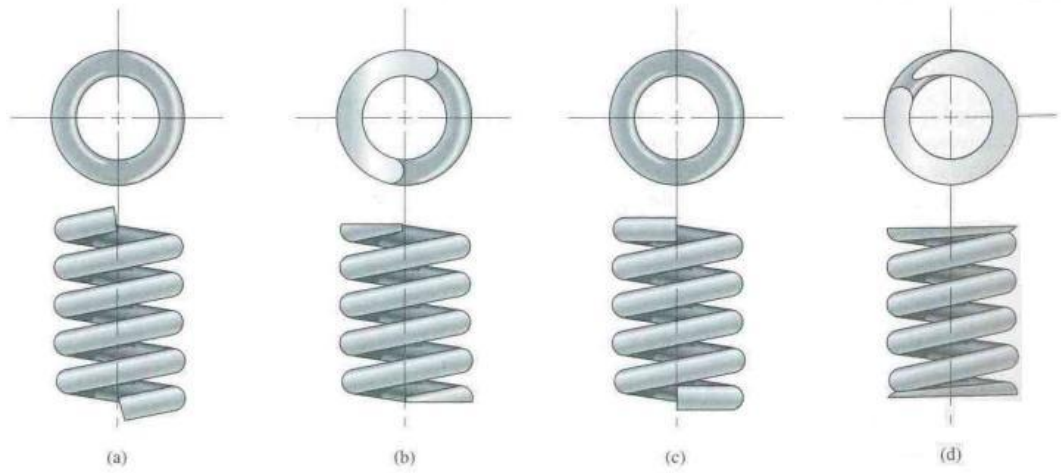
$$k = \frac{F}{s} = \frac{d^4 G}{8D_0^3 i_y} \quad (3.1.10)$$

Yayın depoladığı enerji;

$$W = 1/2ks^2 \quad (3.1.11)$$

### 3.1.3 Helisel Bası Yayının Uç Geometrileri

Helisel bası yaylarında Şekil 3.1.3 de görüldüğü gibi dört farklı son sargı geometrisi kullanılmaktadır. Son sargılara kuvvet, merkezden kaçık bir şekilde uygulandığında Şekil 2.2d gösterilen durum oluşmaktadır. Helisel bası yayının bağlantı sağladığı elemanlar arasında ilettiği kuvvetin, yayda aksenal deformasyon oluşturması için yay uçlarının plan paralel taşlanması gerekir.



Şekil 3.1.3 Helisel bası yaylarında kullanılan dört farklı son sargı geometrisi a) İşlenmemiş b) Uçlar Plan Taşlanmış c) İşlenmemiş Uçlarda Helis Açısı  $0^\circ$  Deforme Edilmiş d) Son Uçlar  $0^\circ$  Deforme Edilmiş ve Plan Taşlanmış.

Bu çalışma soğuk sarım prosesine göre yapılmıştır. Yaylanan sarım sayısı  $i_y$  soğuk sarılmış yaylarda toplam sarım sayısı  $i_T$  'den iki sargı eksiktir.

$$i_y = i_T - 2 \quad (3.1.12)$$

### 3.1.4 Helisel Yayın Uzunluğu

Şekil 3.1.4 de farklı kuvvetler altında zorlanan yayların uzunlukları gösterilmektedir.

Basıya çalışan helisel yaya gelen kuvvet, sargıları birbirine temas ettirecek kadar büyük olacak olursa, yayın bu haldeki uzunluğuna *blok uzunluğu* ( $L_{Bl}$ ) denir.

$$L_{Bl} = i_T \cdot d \quad (3.1.13)$$

En büyük yük altında iken yayın uzunluğu  $L_n$

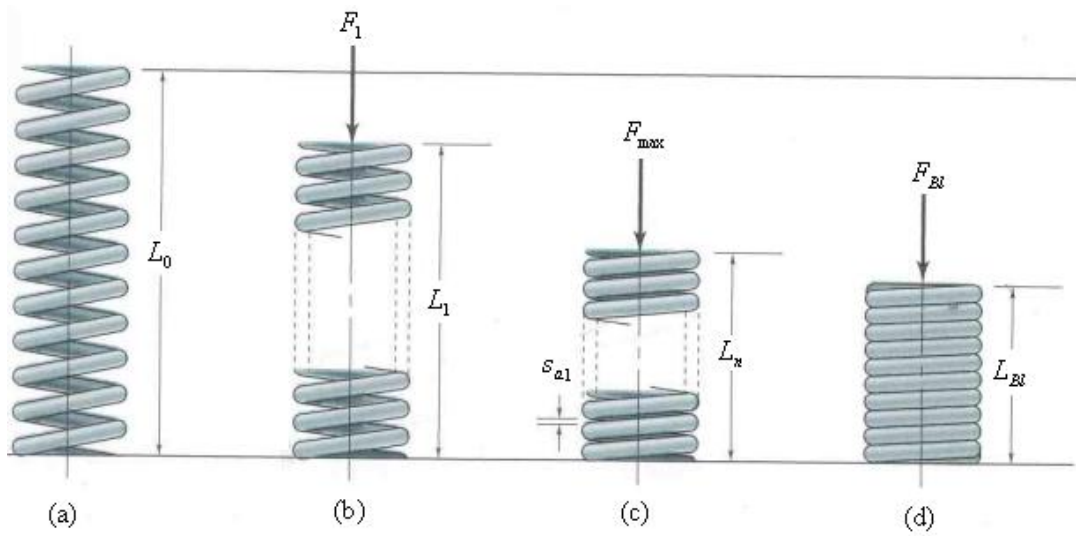
$$L_n = L_{Bl} + s_a \quad (3.1.14)$$

Serbest yüksüz halde iken yay uzunluğu;

$$L_0 = 2 \cdot D_0 \cdot i_y \cdot \tan \alpha \quad (3.1.15a)$$

Veya

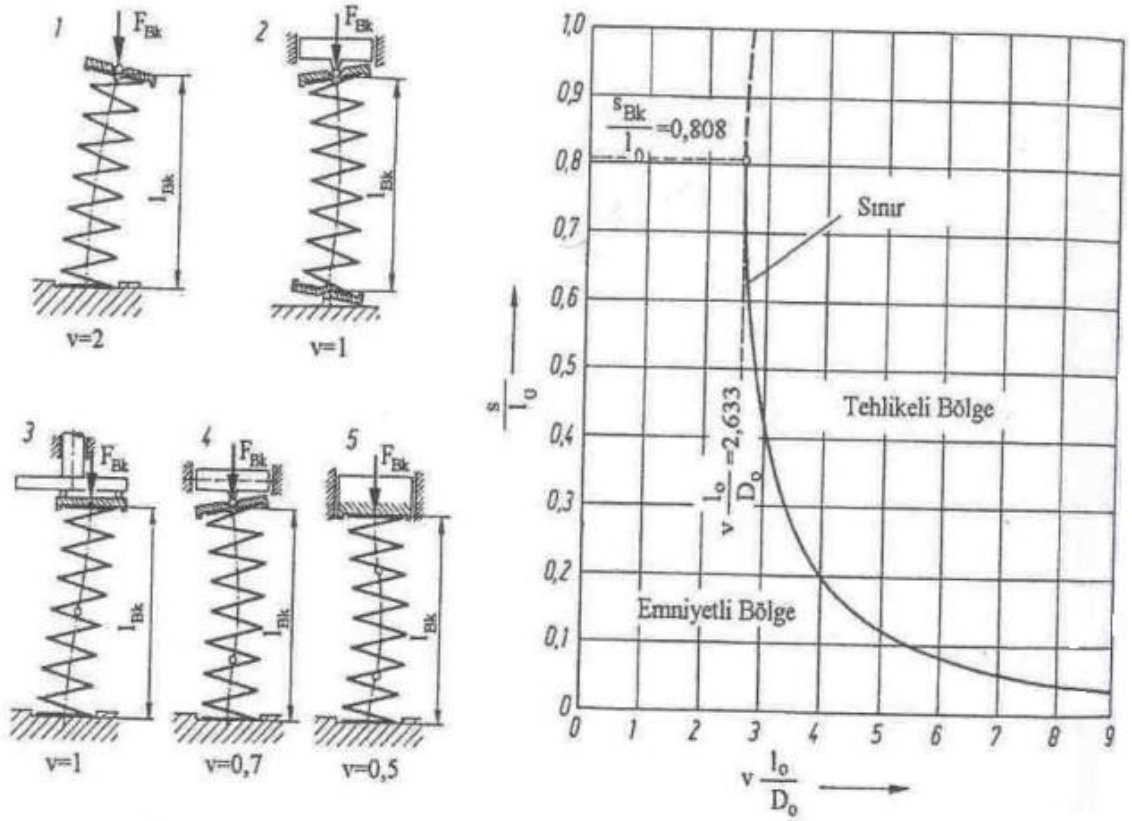
$$L_0 = L_{Bl} + s_a + s \quad (3.1.15b)$$



Şekil 3.1.4 Farklı kuvvetler altında zorlanan helisel bası yayı a) Yüksüz b) Başlangıç Kuvveti c) Maksimum çalışma kuvveti d) Blok kuvveti

### 3.1.5 Helisel Yayların Burkulması

Helisel yayın boyu  $L_0$ , ortalama çap  $D_0$ ' a oranla büyükse, yayın burkulma tehlikesi vardır. Narinlik faktörü  $L_0/D_0$  'ye bağlı olarak, hangi izafi yaylanmada  $s/L_0$  burkulma tehlikesi ile karşılaşılacağı Şekil 3.1.5'de görülmektedir. Narinlik faktörünü etkileyen  $v$  katsayısı, yayın uçlarının yataklanma şekline göre 0.5 ile 2 arasında değiştirir (Şekil 3.1.5).



Şekil 3.1.5 Yay sonlarının farklı konstrüksiyonlarında düzeltme faktörü  $v$  ve silindirik helisel bası yaylarının burkulma sınırı

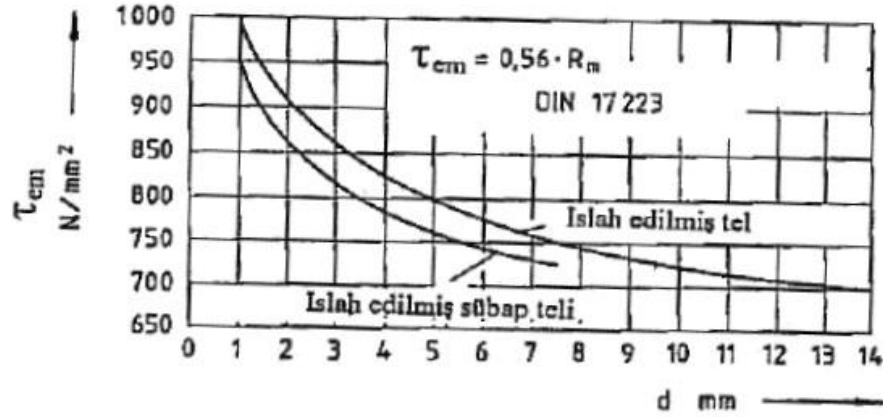
Yayın geometrisi (boyutlar  $D_0$ ,  $L_0$ ), malzemesi (elastisite ve kayma modülleri  $E$ ,  $G$ ) ve uçların yataklanma şekline bağlı düzeltme sayısı  $v$  biliniyorsa,  $s_{Bk}$  denklem 3.1.16'te verilen ifade ile hesaplanır.

$$s_{Bk} = \frac{L_0}{2 \cdot (1 - G/E)} \left[ 1 - \sqrt{1 - 2 \frac{1 - G/E}{1 + 2G/E} \left( \frac{\pi D_0}{v L_0} \right)} \right] \quad (3.1.16)$$

Yaylanma miktarı  $s < s_{Bk}$  olduğunda yayda burkulma olmayacaktır.

### 3.1.6 Yay Malzemesi

Yaylar tel çapına ve istenen özelliklere bağlı olarak sıcak veya soğuk olarak çekilirler. Bu çalışmada soğuk olarak şekillendirilmiş helisel yay malzemesi olarak ıslah edilmiş tel kullanılmıştır. Tel çapına bağlı olarak emniyet gerilmesindeki değişim Şekil 3.1.6 da gösterilmektedir.



Şekil 3.1.6 Soğuk şekillendirilmiş helisel bası yaylarında emniyet gerilmeleri

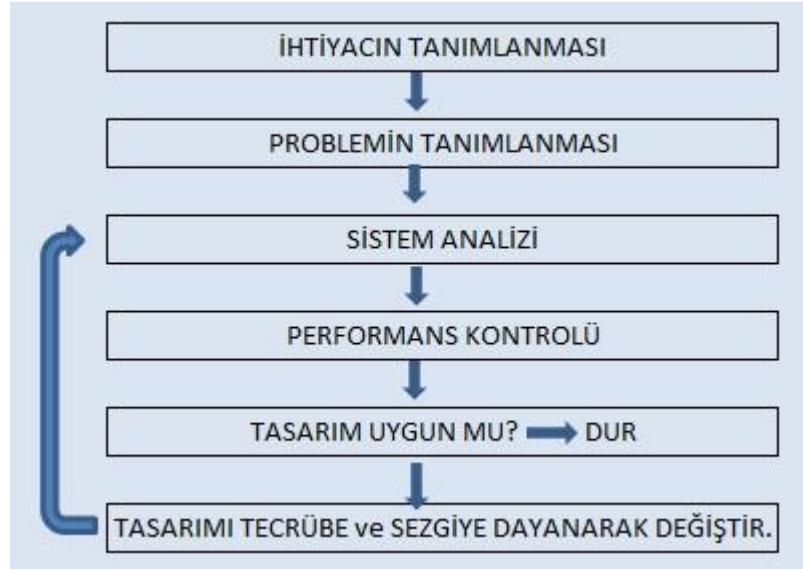
Islah edilmiş telin, tel çapına bağlı olarak değişen kayma gerilme değerini temsil eden eğri denklemi ise denklem (3.1.17) da verilmektedir.

$$\tau = 2e - 5d^6 - 0.034d^5 + 0.1151d^4 - 1.8203d^3 + 17.034d^2 - 106.18d + 1070.9 \quad (3.1.17)$$

## 3.2 TASARIM OPTİMİZASYONU

### 3.2.1 Optimizasyon

Optimizasyon, kısıtlar sağlanacak şekilde amaç fonksiyonunu/fonksiyonlarının minimum/maksimum değerlerini veren tasarım değişkenlerinin en ideal değerlerinin bulunmasıdır(Arora 1989).



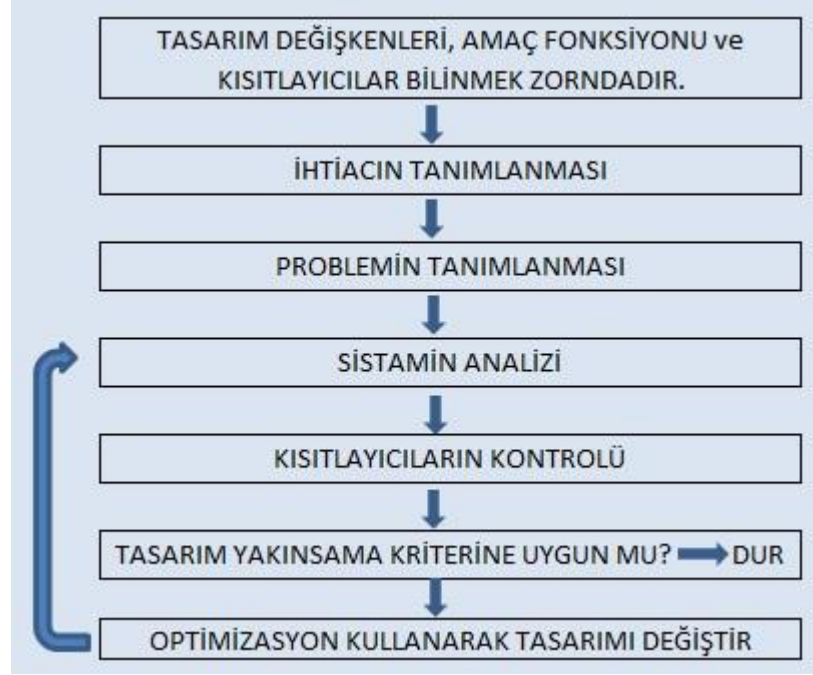
Şekil 3.2.1 Geleneksel tasarım

Şekil 3.2.1 de görülen geleneksel tasarım süreci tasarımcının sezgi, deneyim ve becerisine bağlıdır.

Geleneksel tasarım sürecinin temel avantajı, sistemde kavramsal değişiklikler yapmakla veya tasarım sürecine ilave şartlar koymakla ilgilenmesidir. Karmaşık tasarımlara gelindiğinde geleneksel tasarım sürecinin bazı dezavantajları ve zorlukları vardır. Bu zorluklar; titreşim frekansındaki sınırlamalar yada yükleme şartlarının değişken olması gibi durumlardır. Bu durumda tasarımcı kısıtlayıcıları sağlamada belirli bir yapısal eleman büyüklüğünü değiştirmeye karar vermede zorluklarla karşılaşır. Sonuç olarak geleneksel tasarım süreci ekonomik olmayan tasarımlara ve aşırı zaman kaybına sebep olur.

Şekil 3.2.2 de optimum tasarım süreci görülmektedir. Optimum tasarım süreci, tasarımcıyı sistemin kısıtlayıcı fonksiyonlarını, minimize edebilecek maliyet

fonksiyonlarını ve tasarım değişkenlerini açıkça tanımaya zorlar ve problemin daha iyi anlaşılmasında tasarımcıya yardımcı olur.



Şekil 3.2.2 Optimum tasarım süreci

### 3.2.1.1 Tasarım Değişkenleri

Bir sistemin tasarımını tanımlamada seçilen parametreler *tasarım değişkeni* olarak adlandırılır. Problemin uygun formülasyonundaki önemli ilk adım sistem için tasarım değişkenlerini belirlemektir. Eğer uygun değişkenler seçilmezse tasarım gerçekleştirilemez.

Bir problemde tasarım değişkenlerini tanımlamada aşağıdaki hususlar dikkate alınmalıdır:

1. Tüm tasarım değişkenleri diğerlerinden bağımsız olmalıdır.
2. Tasarım problemini formülleştirmede gerekli minimum tasarım değişkeni sayısı vardır.
3. Tasarım değişkenleri belirli bir aralıkta değişmelidir.

### 3.2.1.2 Amaç Fonksiyonu

Bir sistem için farklı uygun tasarımlar olabilir. Amacı gerçekleştirmede değişik tasarımlarla karşılaştırmak için bazı kriterlere sahip olmak zorundayız. Kriter, sayısal değeri olan bir fonksiyon olmalıdır. Ayrıca kriter, tasarım değişkenlerinin fonksiyonu olmak zorundadır. Böyle bir kriter optimum tasarım problemi için amaç fonksiyonu olarak adlandırılır.

Uygun amaç fonksiyonunun seçimi tasarım sürecinde önemli bir karardır. Literatürde, maliyet minimizasyonu, kar maksimizasyonu, ağırlık minimizasyonu v.b. değişik amaç fonksiyonları kullanılır. Birçok durumda bir fonksiyon amaç olarak belirlenir. Genelde üretim maliyetinin minimum olması istenir. Diğer taraftan birden fazla amaç fonksiyonunun olduğu durumlarda söz konusudur. Örneğin bir yapının ağırlığının minimize edilmesi istenebilir ve aynı zamanda eğilmenin veya belli bir noktadaki gerilmesinde minimize edilmesi istenebilir. Bu durum *çok amaçlı* (multiobjective) tasarım optimizasyon problemi olarak adlandırılır.

Bir çok tasarım probleminde amaç fonksiyonu ve onun tasarım değişkenleri ile bağlantısının nasıl olduğu tam olarak belli değildir. Uygun amaç fonksiyonunu belirlemede önemli bilgi ve tecrübeye gereksinim duyulmaktadır.

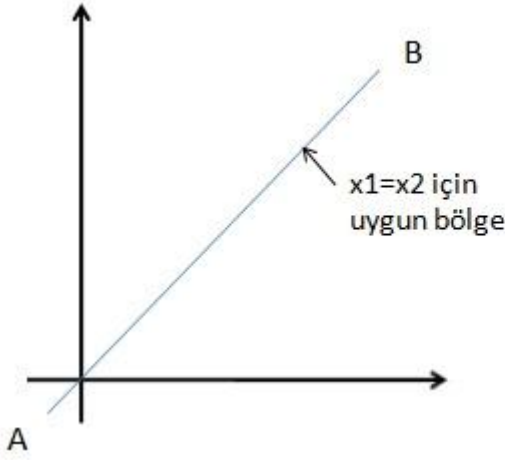
### 3.2.1.3 Tasarım Kısıtlayıcıları

Bir tasarımdaki tüm sınırlamalar genel anlamda kısıtlayıcı olarak adlandırılır(Aroa 1989). Her bir kısıtlayıcı bir yada birden fazla tasarım değişkeni tarafından etkilenmek zorundadır. Ancak o zaman anlamlı ve optimum tasarım üzerinde etkili olur. Bazı kısıtlayıcılar oldukça basittir (tasarım değişkenlerinin minimum ve maksimum değerleri gibi). Örneğin büyük bir yapıda, bir noktadaki eğilme yapının tasarımına bağlıdır. Bununla birlikte çok basit yapılar için farklı tasarım değişkenlerinin belirli bir fonksiyonu olarak eğilmeyi açıklamak olanaksızdır. Bu durum kapalı kısıtlayıcılar (implicit constraints) olarak adlandırılır.

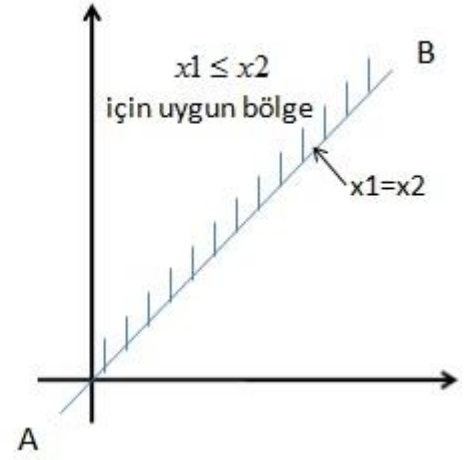
Tasarım problemleri eşitsizlik kısıtlayıcıları gibi eşitliğe sahip olabilir. Uygun (feasible) bir tasarım tüm eşitlik kısıtlayıcılarını tam olarak sağlamak zorundadır. Bir



çok tasarım probleminde eşitsizlik kısıtlayıcıları da vardır. Örneğin hesaplanan gerilmeler malzemenin izin verilebilir (emniyetli) gerilmesini aşmamalıdır.



Şekil 3.2.3  $x_1 = x_2$  kısıtlayıcı için uygun bölge(A-B) çizgisi



Şekil 3.2.4  $x_1 \leq x_2$  kısıtlayıcısı için uygun bölge(A-B) çizgisi ve üstü

Şekil 3.2.3 de görüldüğü gibi eşitlik kısıtlayıcıları ile uyumlu uygun bir tasarım, eşitlik kısıtlayıcısının üzerinde olmak zorundadır. Şekil 3.2.4 de görüldüğü gibi eşitsizlik kısıtlayıcısı için uygun olan bölge, eşitlik kısıtlayıcısı için uygun olan bölgeden daha fazladır. Bu, sadece eşitsizlik kısıtlayıcılarına sahip bir sistem için uygun tasarımları bulmanın daha kolay olduğunu gösterir.

Bir optimizasyon problemi için standart matematiksel tasarım optimizasyon modeli aşağıdaki gibi yazılabilir.

Amaç fonksiyonu:

$$f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (3.2.1)$$

Kısıtlayıcı fonksiyonlar:

*Eşitlik kısıtlayıcıları;*

$$h_j(x) \equiv h_j(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0; \quad j=1. . p \quad (3.2.2)$$

*Eşitsizlik kısıtlayıcıları;*

$$g_i(x) \equiv g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq 0; \quad i=1. . m \quad (3.2.3)$$

$p$  eşitlik kısıtlayıcılarının toplam sayısını,  $m$  eşitsizlik kısıtlayıcılarının toplam sayısını,  $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$  tasarım değişkenlerini ifade eder.

Standart tasarım optimizasyon modeli ile ilgili aşağıdaki hususlara dikkat etmeliyiz.

1. Bağımsız eşitlik kısıtlarının sayısı, tasarım değişkenlerinin sayısından daha az olmalıdır veya eşit olmalıdır ( $p \leq n$ ). Eğer  $p > n$  olursa gerektiğinden fazla denklem sistemine sahip olunur. Bu durumda ya gereksiz eşitlik kısıtlayıcıları vardır yada formülasyon çelişkilidir. Eğer gereksiz kısıtlayıcılar silinir ve  $p \leq n$  olursa problem için optimum çözüm olanaklı hale gelir.  $p = n$  olması durumunda sistemin optimizasyonu gereksizdir. Çünkü eşitlik kısıtlayıcılarının çözümü sadece optimum çözüme uygundur. Bu çözümler uygun bir eşitlik çözüm metodu kullanılarak elde edilebilir.

2. Bağımsız eşitlik kısıtlarının sayısında sınırlama olmasına karşın eşitsizlik kısıtlarının sayısında sınırlama yoktur.

3. Bazı optimizasyon problemleri herhangi bir kısıtlamaya sahip değildir. Bunlar kısıtlayıcı içermeyen ( unconstrained ) optimizasyon problemi olarak adlandırılır diğerleri ise kısıtlayıcı içeren ( constraint ) optimizasyon problemi olarak adlandırılır.

4. Eğer tüm fonksiyonlar  $f(x)$ ,  $h_j(x)$ ,  $g_i(x)$  ;  $x$  tasarım değişkeninde lineer ise problem lineer programlama problemi olarak adlandırılır, lineer değilse lineer olmayan ( nonlinear ) programlama problemi olarak adlandırılır.

### 3.2.2 Analitik Optimizasyon Yöntemleri

Tasarım optimizasyon probleminde hedef; amaç fonksiyonunun minimum değerini veren uygun ( feasible ) bölgede bir tasarım bulmaktır ( Arora 1989).

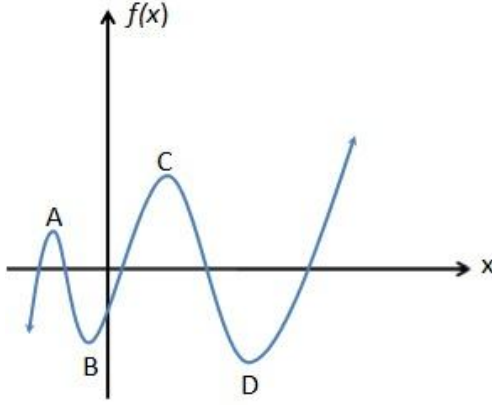
Eğer  $n$  değişkenli bir  $f(x)$  fonksiyonu uygun bölgede tüm  $x$  için

$$f(x^*) \leq f(x) \quad (3.2.4)$$

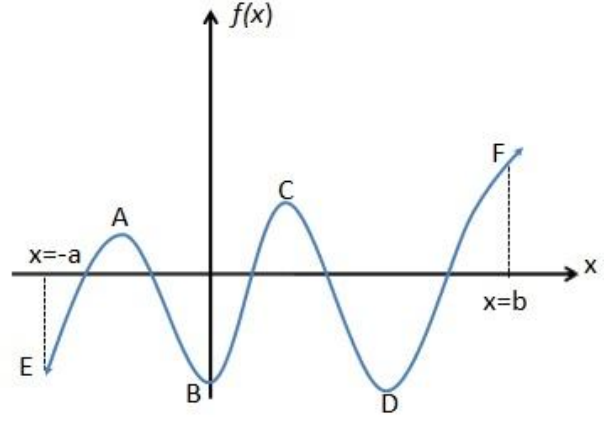
ise  $x^*$  noktasında global minimuma sahiptir.

$f(x)$  fonksiyonu yalnızca bir noktada tam global minimuma sahiptir. Buna karşın, eğer fonksiyon değeri bu noktaların herhangi birinde aynı değere sahipse birden fazla global minimuma sahiptir. Benzer şekilde  $f(x)$  fonksiyonu  $x^*$  'in çevresinde (  $N$  ) yalnızca bir noktada tam lokal minimuma sahiptir. Eğer fonksiyon değeri bu noktaların

herhangi birinde aynı değere sahipse N de birden fazla lokal minimuma sahiptir. Lokal ve global maksimumlarda aynı anlamda tanımlanabilir.



Şekil 3.2.5 Sınırsız alan ve fonksiyon



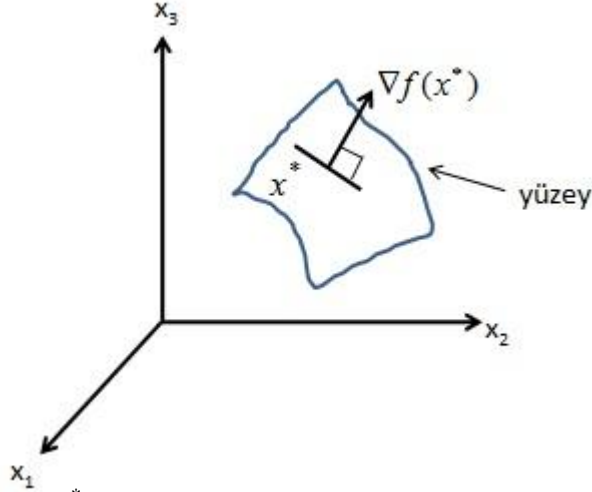
Şekil 3.2.6 Sınırlı alan ve fonksiyon

Şekil 3.2.5 ve Şekil 3.2.6 de global ve lokal minimum ifadeleri grafik olarak gösterilmiştir. Şekil 3.2.5 da  $x, -\infty \leq x \leq \infty$  arasında değerler alır ve fonksiyon B ve D noktalarında en küçük değere sahip olduğundan bu noktalar lokal minimumlardır. Bazen şekilde A ve C noktaları da fonksiyon için lokal maksimum noktalarıdır. Buna karşın  $f(x)$  ve alan sınırsız ( $x$  ve  $f(x)$   $-\infty$  ve  $+\infty$  arasında herhangi bir değer alabildiğinden) olduğundan fonksiyon için global minimum maksimum yoktur. Şekil 3.2.6 de  $x, -a$  ve  $b$  arasında sınırlandırılmıştır. Bu durumda E noktası global minimum ve F noktası da global maksimum değerlidir.  $f(x)$  fonksiyonu için  $x^*$  noktasında  $x_1, x_2$  değerlerine göre kısmi türevler sırasıyla;  $\partial f(x^*)/\partial x_1, \partial f(x^*)/\partial x_2$ 'dir.  $C_i, f(x)$  fonksiyonunun  $x^*$  noktasında  $x_i$ 'ye göre kısmi türevlerini gösterir.

$$C_i = \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_i} \quad i=1 \dots n \quad (3.2.5)$$

$x_1, x_2, \dots, n$  değişkenlerine sahip  $n$  değişkenli  $f(x)$  fonksiyonunun gradyant vektörü aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\nabla f(x^*) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_1} \\ \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_2} \\ \vdots \\ \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_n} \end{bmatrix} = \left[ \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_1} \quad \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_2} \quad \dots \quad \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_n} \right]^T \quad (3.2.6)$$



Şekil 3.2.7  $x^*$  noktasında  $f(x_1, x_2, x_3)$  için gradyant vektörü (Arora 1989)

Gradyant vektörü;  $c$ ,  $\nabla f$ ,  $\partial f / \partial x$ ,  $\text{grad } f$  sembolleri ile gösterilir. Şekil 3.2.7 de görüldüğü gibi gradyant vektörü üç değişkenli bir fonksiyon için geometrik olarak;  $x^*$  noktasında teğet yüzeye diktir. Aynı zamanda o fonksiyonun maksimum artış yönünü gösterir.

Gradyant vektörünün tekrar türevi alınarak elde edilen matrise *Hessian matrisi* denir. Elde edilen matris formu aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x \partial y} = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 f}{\partial x_1^2} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1^2 \partial x_2^2} & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1^2 \partial x_n^2} \\ \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2^2} & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_2} & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n^2} \end{bmatrix} \quad (3.2.7)$$

Hessian matrisi  $n \times n$  boyutlarındadır ve genellikle  $H$  yada  $\nabla^2 f$  ile gösterilir.

### 3.2.2.1 Kısıtlayıcı İçermeyen Optimum Tasarım Problemleri

$x$ ,  $n$  elemanlı bir vektörü göstermek üzere çok değişkenli bir  $f(x)$  fonksiyonu için Taylor serisi açılımı aşağıdaki gibi yazılır.

$$f(x) = f(x^*) + \nabla f(x^*)^T d + \frac{1}{2} d^T H(x^*) d + R$$

Fonksiyondaki değişim 3.2.8 bağıntısı ile ifade edilir.

$$\Delta f = \nabla f(x^*)^T d + \frac{1}{2} d^T H(x^*) d + R \quad (3.2.8)$$

$R$ ;  $x$ ,  $x^*$ 'a yeterince yakınsa, önceki terimden daha küçük değerdeki kalan terimi ifade eder. Eğer  $x^*$  noktasında lokal minimum olduğu kabul edilirse  $\nabla f$  negatif olmamak zorundadır ( $\nabla f \geq 0$ ). 4.8 bağıntısındaki sadece birinci dereceden terim dikkate alındığında

$$\nabla f(x^*) = 0 \quad (3.2.9)$$

3.2.9 ifadesini sağlayan tüm olanaklı  $d$ 'ler için  $\nabla f(x^*)$  negatif olmayabilir.  $x^*$  noktasında fonksiyonun değeri sıfır olmayabilir. Bu 4.10 bağıntısındaki gibi gerek şart olur.

$$\frac{\partial f(x^*)}{\partial x_i} = 0 \quad i=1 \dots n \quad (3.2.10)$$

3.2.10 eşitliğini sağlayan noktalar sabit noktalar (stationary points) olarak adlandırılır. Eğer tüm  $d \neq 0$  için

$$d^T H(x^*) d > 0 \quad (3.2.11)$$

ise 3.2.8 ifadesindeki ikinci terimde sabit noktadaki değerlendirmede  $\nabla f$  değerinin pozitif olduğunu kesinleştirir.

### Lokal Minimum Nokta İçin Gerek Şart

Eğer  $f(x)$   $x^*$  da local minimum sahipse bu durumda gerek şart (Arora 1989);

$$\frac{\partial f(x^*)}{\partial x_i} = 0 \quad i=1 \dots n \quad (3.2.12)$$

### 3.2.2.2 Kısıtlayıcı İçeren Optimum Tasarım Problemleri

#### 3.2.2.2.1 Eşitlik Kısıtlayıcısı İçeren Gerek Şartlar

##### Lagrange Çarpanlar Teoremi

$f(x)$  amaç fonksiyonu ve  $h_i(x)=0$ ,  $i=1 \dots p$  kısıtlayıcı fonksiyonundan oluşan optimizasyon probleminde  $x^*$  problem için lokal minimum olan gerçek nokta olsun. Lagrange çarpanı ( $v_j$ ,  $j=1 \dots p$ ) dikkate alınarak formülasyon aşağıdaki gibi yazılır(Arora 1989).

$$\frac{\partial f(x^*)}{\partial x_i} + \sum_{j=1}^p v_j * \frac{\partial h_j(x^*)}{\partial x_i} = 0 \quad i=1 \dots n \quad (3.2.13)$$

$$h_j(x^*) = 0 \quad j=1 \dots p$$

Bu şartları sağlayan lagrange fonksiyonu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$L(x, v) = f(x) + \sum_{j=1}^p v_j h_j(x) = f(x) + v^T h(x) \quad (3.2.14)$$

$$L(x^*, v^*) = 0 \quad \text{yada} \quad \frac{\partial L(x^*, v^*)}{\partial x_i} = 0 \quad i=1 \dots n \quad (3.2.15)$$

$L(x, v)$  'nin  $v_j$  'ye göre kısmi türevi;

$$\frac{\partial L(x^*, v^*)}{\partial v_j} \equiv h_j(x^*) = 0 \quad j=1 \dots p \quad (3.2.16)$$

denklemlerin çözümü ile optimizasyon problemi çözülür.

### 3.2.2.2.2 Eşitsizlik Kısıtlayıcısı İçeren Gerek Şartlar

3.2.3 denklemindeki gibi verilen eşitsizlik kısıtlayıcıları ( $g_i(x) \leq 0$ ;  $i=1 \dots m$ ) slack variable olarak adlandırılan yeni bir değişken ilavesi ile eşitliğe dönüştürülebilir (Arora 1989).

' $\leq$ ' şeklindeki kısıtlayıcı sıfır veya negatif olmak zorundadır. Bundan dolayı slack variable, eşitsizliği eşitliğe dönüştürmek için pozitif yada sıfır olmak zorundadır.

$g_i(x) \leq 0$  eşitsizlik kısıtlayıcısı  $g_i(x) + s_i = 0$  eşitlik kısıtlayıcısına eşit olmak zorundadır (burada  $s_i \geq 0$  slack variable'dır).  $s_i$  değişkenleri orijinal değişkenler ile birlikte tasarım değişkenlerinin bilinmeyenleri olarak dikkate alınır. Onların değerleri çözümün parçası olarak tanımlanır.  $s_i$  değeri eşit olduğu zaman uygun eşitsizlik kısıtlayıcısı eşitliği sağlar. Bu eşitsizlik eşitsizlik aktif kısıtlayıcı olarak adlandırılır.  $s_i > 0$  durumunda uygun kısıtlayıcı tam olarak eşitsizliktir. Bu durumda  $s_i$  değeri ile verilen slack variable aktif olmayan kısıtlayıcı olarak adlandırılır.

Önceki prosedüre göre ilave bir tasarım değişkeni  $s_i$  ve eşitsizlik kısıtlayıcısı olarak ele alınan ilave bir kısıtlayıcı  $s_i \geq 0$  tanımlanması gerekir. Bu durum tasarım probleminin boyutlarını artırır. Eğer  $s_i$  yerine  $s_i^2$  slack variable olarak kullanılırsa  $s_i \geq 0$  kısıtlayıcısından kaçınılabilir. Böylelikle  $g_i \leq 0$  eşitsizliği

$$g_i(x) + s_i^2 = 0 \quad (3.2.17)$$

Eşitliğine dönüştürülmüş olur. Burada  $s_i$  herhangi bir gerçek değere sahiptir. Bu form uygun gerek şartları türetmede ve eşitsizlik kısıtlayıcılarını dikkate almada Lagrange çarpanlar teoremini kullanır. Slack değişkenleri tanımlamak için gerekli olan yeni eşitlikler lagrange fonksiyonunun slack değişkenlere göre türevinin sıfıra eşitlenmesiyle elde edilir ( $\partial L / \partial s = 0$ ).

3.2.17 eşitliği belirtilen bir noktadaki slack değişkenini ( $s_i^2$ ) hesaplamada kullanılabilir. Eğer bu noktada kısıtlayıcı sağlanıyorsa (örneğin;  $\leq 0$ ) bu durumda  $s_i^2 \geq 0$  olur. Aksi durumda  $s_i^2$  negatif olur (bu istenmeyen bir durumdur) ve bu nokta minimum nokta olmaz.

### 3.2.2.2.3 Kuhn-Tucker (K-T) Gerek Şartları

Eşitlik ve eşitsizlik kısıtlayıcıları için gerek şartlar, yaygın olarak bilinen Kuhn-Tucker gerek şartları ile özetlenebilir (Arora 1989).

$f(x)$  amaç fonksiyonu ve  $h_i(x)=0$   $i=1 \dots p$ ,  $g_i(x) \leq 0$   $i=1 \dots m$  kısıtlayıcıları için lagrange fonksiyonu aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\begin{aligned} L(x, v, u, s) &= f(x) + \sum_{i=1}^p v_i h_i(x) + \sum_{i=1}^m u_i (g_i(x) + s_i^2) \\ &= f(x) + v^T h(x) + u^T (g(x) + s^2) \end{aligned} \quad (3.2.18)$$

Burada mevcut olan lagrange çarpanları  $v^*$  ( p-vektörü ) ile  $u^*$  ( u-vektörü )'dir. Lagrange fonksiyonunun  $x_j, v_i, u_i, s_i$  'ye göre türevleri sabittir. Örneğin;

$$\frac{\partial L}{\partial x_i} \equiv \frac{\partial f}{\partial x_j} + \sum_{i=1}^p v_i \frac{\partial h_i}{\partial x_i} + \sum_{i=1}^m u_i \frac{\partial g_i}{\partial x_j} = 0 \quad j=1 \dots n \quad (3.2.19)$$

$$h_i(x^*) = 0 \quad i=1 \dots p \quad (3.2.20)$$

$$g_i(x^*) + s_i^2 = 0 \quad i=1 \dots m \quad (3.2.21)$$

$$u_i s_i = 0 \quad i=1 \dots m \quad (3.2.22)$$

$$u_i^* \geq 0 \quad i=1 \dots m \quad (3.2.23)$$

### 3.2.3 Çok Amaçlı Optimizasyon

Birden fazla amaç fonksiyonuna sahip problemler çok amaçlı optimizasyon problemi olarak tanımlanır. Mühendislik uygulamalarında karşılaşılan tasarım problemlerinin birçoğu çok amaçlı (multi-objective) yapıda bulunmaktadır.



Çok amaçlı problemlerin matematiksel modeli aşağıdaki gibi tanımlanır (Deb 2001).

Amaç fonksiyonları:

Minimizasyon/maksimizasyon

$$\bar{f}(\bar{x}) = \left[ \bar{f}_1(\bar{x}), \bar{f}_2(\bar{x}), \dots, \bar{f}_k(\bar{x}) \right]^T, \quad (3.2.24)$$

Kısıtlayıcı fonksiyonlar:

n eşitsizlik kısıtlayıcıları

$$g_i(\bar{x}) \geq 0 \quad j=1,2,\dots,n; \quad (3.2.25)$$

m eşitlik kısıtlayıcıları

$$h_j(\bar{x}) = 0, \quad j=1,2,\dots,m; \quad (3.2.26)$$

$\bar{x} = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$  tasarım değişkenleri vektörüdür.

Multiobjective optimizasyonda (3.2.25) ve (3.2.26) da verilen kısıtları sağlayan en uygun  $\bar{x}^* = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$  vektörü bulunur. (4.25) ve (4.26) ile tanımlanan kısıtlar uygun(feasible) bölge X yi tanımlar. Uygun bölgede X tanımlanan herhangi bir  $\bar{x}$  noktası uygun(feasible) çözümdür.  $\bar{x}^*$  vektörü, optimum çözüm vektörüdür.

Bu tür problemlerde bir veya daha fazla sayıdaki kısıt fonksiyonu sağlanacak şekilde amaç fonksiyonlarının eş zamanlı olarak optimum değerlerine ulaşılması için tasarım değişkenlerinin uygun değerleri bulunmaya çalışılır.

Mühendislik problemlerinde, tasarımcılar genellikle ürünlerin çok amaçlı optimizasyonu ile karşı karşıya kalırlar. Manova gibi istatistiksel teknikler (Bilodeua ve Brenner 1999), taguchi'nin tek cevap yaklaşımının genişletilmesi (Kunjur ve Krishnamurty, 1997), klasik vector optimizasyonu (Chankong ve Haimes, 1983), pareto-optimal çözümler bulmak için çok amaçlı genetic algoritmalar (Fonseca ve Fleming, 1993), çok cevaplı problemlerin çözümü için geliştirilen yaklaşımlardır(Forouraghi, 2000).

Çok amaçlı optimizasyonun ilkeleri ilk olarak Fransız-İtalyan ekonomist Vilfredo Pareto tarafından geliştirilmiştir(Pareto, 1896).

Çok amaçlı optimizasyon problemlerini çözmek için geliştirilen ve yaygın olarak bilinen klasik çözüm metodları Weighted sum metod (Charnes ve Cooper, 1961) ve  $\epsilon$  -

constraint metod olarak bilinen metodlardır. Weighted sum metodunda aşağıda verilen matematiksel modelde görüldüğü gibi amaç fonksiyonları katsayılar toplamı bir olacak şekilde sıfır ile bir arasında bir katsayı ile çarpılarak elde edilen amaç fonksiyonları toplanır ve tek bir fonksiyon haline dönüştürülür. Herhangi bir tek amaçlı metod kullanılarak bu tek fonksiyon kolaylıkla çözülür.

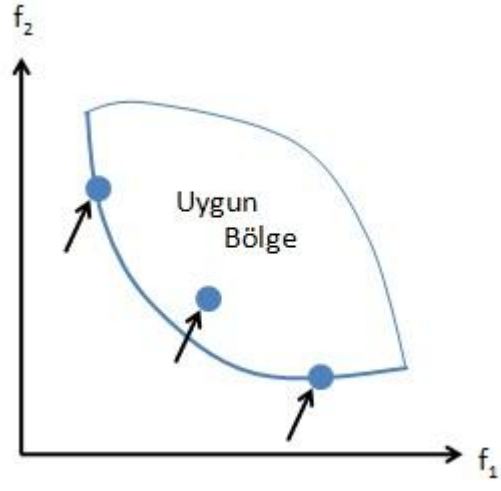
$$f(x) = \sum_{i=1}^k w_i f_i(x) \quad (3.2.27)$$

$$0 \leq w_i \leq 1, \text{ ve } \sum_{i=1}^k w_i = 1 \quad (3.2.28)$$

Weighted sum metod, convex problemlerin çözümünde pareto çözümlerin bulunmasında başarılıdır. Ancak non-convex durumlarda pareto çözümleri garanti edilemez.  $\epsilon$ -constraint metod, Weighted sum metod'un non-convex problemleri çözmeye karşılaşılan zorlukları gidermek için Haimes ve ark. (1985) tarafından önerilmiştir.

Çok amaçlı optimizasyon problemlerinin çözümünde kullanılan evolutionary metodlardan en yaygın bilinenleri Schaffer(1984)'in geliştirdiği VEGA, Fonseca ve Fleming (1993)'in geliştirdiği MOGA, Horn ve ark(1994)'nin geliştirdiği Niched Pareto GA, Zitzler ve Theile (1999)'nin geliştirdiği SPEA, Srivinas ve Deb(1994)'in geliştirdiği NSGA ve Coello (1996, 1998)'nin geliştirdiği MOSES dir. Ayrıca Narayan ve Azarm(1999), Fonseca ve Fleming(1993)'in önerdiği MOGA da bazı geliştirmeler yapmıştır.

A noktasından B noktasına hareket edildiğinde amaç fonksiyonunun biri artarken diğeri azalıyor bu noktalar ve çözüm seti pareto optimaldir denir. Bu tanıma göre C noktası Pareto değildir. Pareto optimal set istenilen çözümün seçilebileceği sonsuz bir çözüm setini kapsar. Genellikle pareto optimal set uygun (feasible) bölgenin sınırları üzerindedir.



Şekil 3.2.8 Pareto Optimal'in grafiksel gösterimi

### 3.3 SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

#### 3.3.1 Sonlu Elemanlar Analizleri

Sonlu elemanlar analizi elle veya diğer klasik yöntemlerle çözümü pratik olmayan veya imkansız olan mühendislik problemlerine çözüm getiren sayısal bir methodtur. Bu methodla büyük boyutlardaki denklemlerin matris formunda çözümü yapılır. Kompleks geometriye sahip veya matematiksel denklemleri kurulmayacak kadar kompleks durum içeren bu tür mühendislik problemlerinin çözümünde rahat kullanılmaktadır (Nagy 1989).

Sonlu elemanlar methodunda temel fikir sürekli fonksiyonları, bölgesel sürekli fonksiyonlar (genellikle polinomlar) ile temsil etmektir. Bunun anlamı bir eleman içerisinde hesaplanması istenen büyüklüğün (örneğin deplasmanın) değeri o elemanın nodlarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunur. Bu nedenle sonlu elemanlar methodunda bilinmeyen ve hesaplanması istenen değerler nodlardaki değerlerdir. Bir varyasyonel prensip (örneğin; enerjinin minimum olması prensibi) kullanılarak büyüklük alanının nodlardaki değerleri için bir denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımının matris formundaki gösterimi;

$$[K] \cdot [D] = [R] \quad (3.3.1)$$

şeklindedir. Burada [D] büyüklük alanının nodlardaki bilinmeyen değerlerini temsil eden vector, [R] bilinen yük vektörü ve [K] ise bilinen sabitler matrisidir. Gerilme analizinde [K] rijitlik matrisi olarak bilinmektedir.

#### 3.3.1.1 Yapısal Analiz Metodları

Yapısal analiz metodları şekil 3.3.1 de görüldüğü gibi analitik ve sayısal yöntem olmak üzere iki ana kategoriye ayrılmaktadır. Analitik methodun gelişmesi birkaç yüzyıl öncesine kadar dayanmaktadır. Bu method tam (exact) ve yaklaşık çözüm (approximate) olmak üzere iki ayrı alt gruba ayrılmaktadır. Analitik teknik, mühendislik tekniğinin

geliştirilmesine ve malzeme dayanımının öğrenilmesine hizmetleri çok olmasına rağmen sadece basit yapılara uygulanabildiğinden dolayı kullanılabildiği alan sınırlıdır. Daha gerçek yapıların analizi veya geometrik modeli daha karmaşık yapıların analizi veya yükleme ve sınır şartlarına sahip yapıların analizlerinde sayısal yöntem daha iyi sonuçlar vermekte ve çoğu yerde rakipsiz olmaktadır. Sayısal yöntem yeni yeni gelişme safhasında olduğundan dolayı yayılma hızında bilgisayar teknolojisinin gelişme hızına bağlı olarak artmaktadır. Sayısal metod ; sonlu farklılık (finite differences), sonlu elemanlar (finite element) ve sınırlı bütünleyici teknik (boundary integral techniques) olmak üzere üç ayrı alt gruptan oluşmaktadır. Sonlu farklılık metodu şekil 3.3.2 de görüldüğü gibi belli bir sınır dairesinde eşit sonlu farklılıkların yerleştirme şeklinde olmaktadır. Sonlu farklılık çözümü eş parçalar için noktasal-yöntem (point-wise) yaklaşımı kullanılmaktadır. Bu yüzden karmaşık yapıdaki geometri üzerinde sonlu elemanları oluşturmak imkansızdır. Sayısal metodlar içerisinde sonlu elemanlar metodu en yaygın kullanılan metoddur (Nagy 1989).

#### **3.3.1.1.1 Klasik (Analitik) Metod**

Tam ve yaklaşım: Her iki yöntemde yüksek derecede problemler üzerine yaklaşım sağlamaktadır. Fakat basit geometriye ve yüklemeye sahip olmayan yapılarda uygulanması zor veya imkansız olmaktadır.

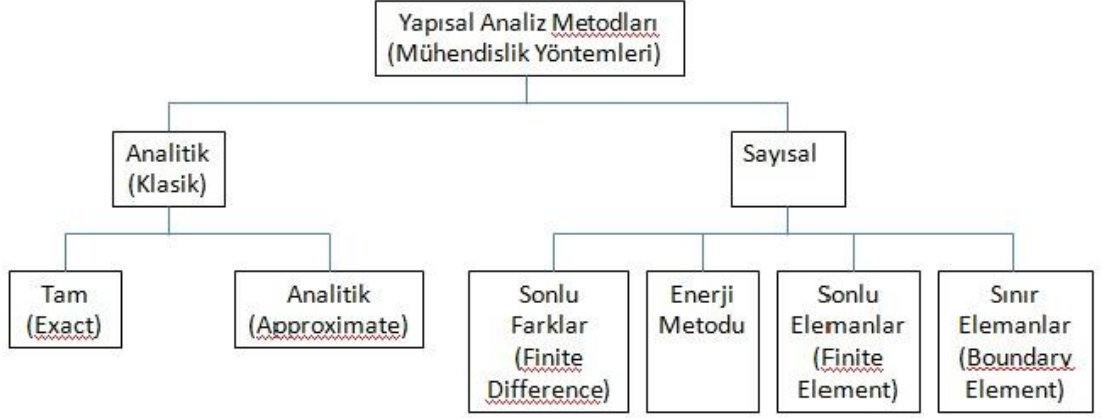
#### **3.3.1.1.2 Sayısal Metodlar**

Enerji : Yapıya ait potansiyel enerjinin minimize edilmesi anlamına gelmektedir. Bu yaklaşım basit yapılar için uygun olmaktadır.

Sınır Eleman : Yaklaşım fonksiyonu diferansiyel eşitliklerin uygulanabilmesinde uyumluluk sağlamaktadır. Problemin büyüklüğü sadece sınırları temsil ettiğinden dolayı azaltılmaktadır. Bu metodun uygulandığı alanlar ise bilinen yapıdaki problemlerdir. Bazen çözüm getirmekte zorluklar yaşanabilmektedir.

Sonlu Farklar : Sınır eleman metodunun benzeridir. Özellikle uçak ve havacılık teknolojisinde yaygın kullanılan bir metoddur.

Sonlu Elemanlar : Genel anlamda geniş bir uygulama alanına sahip olmakla beraber düzensiz geometriye sahip yapılarda da uygun eleman kullanılarak kolay çözümler sağlamaktadır.



Şekil 3.3.1 Yapısal analiz şeması

Sonlu elemanlar yöntemine bağlı olarak bir çok alanda farklı analizler yapılabilmektedir. Bu alandaki çalışmaları genel olarak özetlersek;

- Lineer Statik Analizler
- Dinamik Analizler
- Optimizasyon Analizleri
- Nonlinear Analizler
- Termal Analizler
- Akışkanlar Dinamiği Analizleri
- Yorulma Analizleri

alanlarında sonlu elemanlar yöntemine dayalı olarak bilgisayar ortamında analiz yapılabilmektedir.

### 3.3.1.2 Yapısal Analizlerde Matris Teorisi

Yapısal analizlerde matris teorisi olarak teknik literatürlerde 1950'lerde görülmeye başlandı. Yüksek hıza sahip bilgisayarların geliştirilmesi ile karmaşık yapıya sahip tasarım analizlerinin yapılabilmesi için matris metodlarında geliştirilmelere

gidilme ihtiyacı duyulmuştur. 1950'lerde karmaşık yapıların davranışlarını incelemek için yerdeğiştirme (rijitlik) metodu yöntem olarak bilinmekteydi. 50'li yılları ortalarında Turner, Clough, Martin ve Topp rijitlik metodunun ilk özelliklerini sunmuşlardır. Bu alanda verilen sonlu elemanlar adlandırılması 1960 yılında Clough tarafından iki boyutlu yapıların gerilme analizleri yapılırken verilmiştir(Nagy).

Yapısal analizlerde sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak kuvvet ve yerdeğiştirme metodu olmak üzere iki farklı yaklaşım kullanılmaktadır. Her iki metodta da yapının davranışını temsil eden sistem denklemlerinin eşitliği uygunluk, denklik ve gerilme-birim uzama değerleri arasındaki bağlantılarla sağlanmaktadır.

Kuvvet metodunda, sistem denklemindeki kuvvetlerin değerleri bilinmemektedir. Buna karşılık yerdeğiştirme metodunda ise sistem denkleminde bulunmak istenen değerler yerdeğiştirme değerleridir. Yapısal problemlerin çözümünde her iki metot da kullanılmaktadır. Fakat yerdeğiştirme metodunun bilgisayar ortamında yapılan analizlere uyarlanması daha kolay olmaktadır(Nagy).

### 3.3.1.3 Yapısal Analizlerde İstenen Esaslar

Tüm yapısal mühendislik analizlerinde aşağıda belirtilen üç genel denklemin sağlanması gerekir.

1. Kuvvet ve moment eşitliği :  $\sum F = 0, \sum M = 0$  (3.3.2)
2. Birim uzama – Yerdeğiştirme ilişkisi : Sürekli deforme olmuş yapıdaki yerdeğiştirme alanları serbest olmasın veya süreksiz halde olmalıdır. Diğer bir adıda deformasyondaki uygunluk olarak bilinmektedir.
3. Gerilme – Birim uzama ilişkisi : Lineer yapıya sahip malzemelerde Hook kanununu genelleştirmek gerekirse aşağıdaki gibidir.

$$\{\sigma\} = \mathbf{E} \{\varepsilon\} \quad (3.3.3)$$

$$\{\sigma\} = \{\sigma_x \sigma_y \sigma_z \tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{zx}\}$$

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \gamma_{xy} \gamma_{yz} \gamma_{zx}\}$$

$$\mathbf{E} = 6 * 6 \text{ matris olmaktadır.}$$

Homojen yapıdaki izotropik malzemelerde [E] Elastik modül olup gerilme birim şekil değiştirme eğrisindeki eğrinin eğimi vermektedir.

### 3.3.1.4 Yer Değiştirme Metodundaki Temel Eşitlikler

Yer değiştirme metodundaki temel denklemler aşağıdaki yöntemlerden çıkartılmaktadır.

- Nod  $\square$ lara gelen kuvvetlerin dengelenmesinden
- Yer değiştirmelerdeki uygunluktan ( nod ve elemanlarda)
- Kuvvet yer değiştirme ilişkisi

Kuvvet yer değiştirme ilişkisi nodlarda meydana gelen yerdeğiştirmeler referans alınarak elde edilir.

Rijitlik matrisi K, yapıya gelen kuvvetlere bağlı olarak oluşan yerdeğiştirme miktarları alakalı olarak aşağıdaki denklemlere bağlı olarak elde edilen katsayıdır.

$$[F] = [K] [u] \quad (3.3.4)$$

burada,

[F] = Yapı üzerine gelen kuvvet

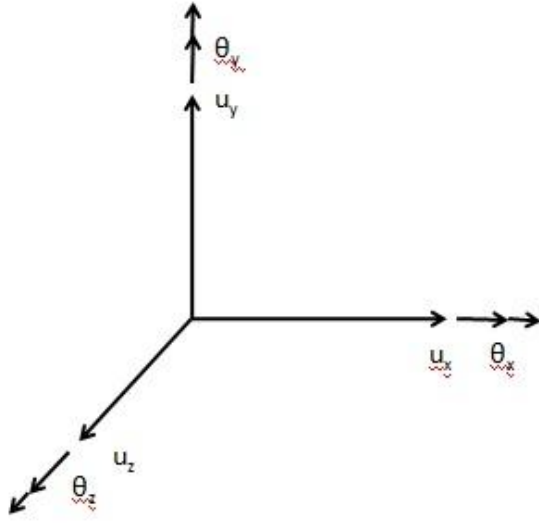
[K] = Rijitlik matrisi  $[k_{ij}]$ , nod i'deki kuvvetin etkisi ile j'de oluşan yerdeğiştirmeler olarak tanımlanmaktadır.

[u] = Kuvvetlerden elde edilen yerdeğiştirme sonuçları

Sınır şartları komple yapının hareketini önler ve bilinmeyen değerler (u) sistemin lineer denklemleri kurularak elde edilir.

Yapılarda kullanılan elemanları birbiri ile bağlayıp “ i “ yapıdaki sürekliliği sağlamak için nodlar kullanılmaktadır. Herbir nod altı serbestlik derecesine sahiptir (DOF –degrees of freedom). Herbir serbestlik derecesi o noktada parçaya ait öteleme veya dönme derecesini belirler.



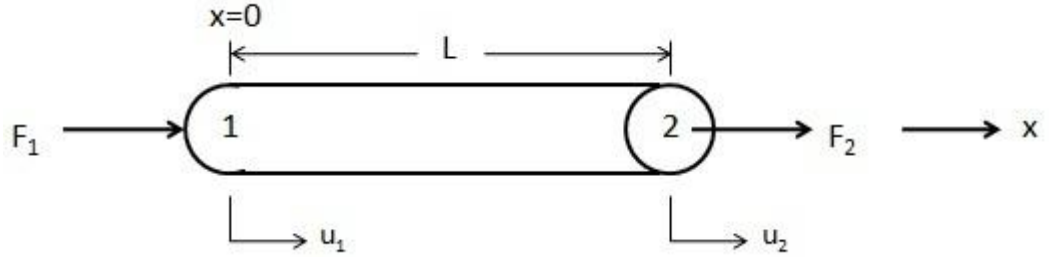


Şekil 3.3.2 Düğüm noktalarının serbestlik dereceleri

Şekil 3.3.2’de de görüldüğü gibi her bir düğümde, üç yerdeğiştirme ( $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$ ) ve üç tanede dönme ( $\theta_x$ ,  $\theta_y$ ,  $\theta_z$ ) serbestlik derecesi bulunmaktadır.

### 3.3.1.5 Sonlu Elemanlar Metodundaki Tek Boyutlu Elemanların Özellikleri

Sonlu elemanlar yönteminin izahında kullanılan en uygun eleman tipleri tek boyutlu yay eleman özelliği taşıyan Şekil 3.3.3 de görülen çubuk yapılardır.



Şekil 3.3.3 Basit çubuk eleman

Şekilde görüldüğü gibi her iki ucundada olmak üzere iki tane düğüm noktasına sahiptirler. Eksenel yüklemeye tabi tutulan A kesit alanına ve L uzunluğuna sahip lineer elastik çubuk eleman 1 ve 2 nolu düğüm noktaları aracılığıyla komple sistemle ilişkilendirilmektedir. Düğüm noktaları ( node ) sayesinde elemanlar arasındaki kuvvet akışı sağlanmaktadır. Böylelikle düğüm noktaları arasındaki gerilme dağılımı rahatlıkla görülebilir. Lineer statik eşitlikler göz önüne alındığına aşağıdaki eşitlikler elde edilmektedir. Yapılması amaçlanan her bir serbestlik derecesindeki kuvvet yer değiştirme ilişkisinin kurulmasıdır.

$$\sum F_x = F_1 + F_2 \quad (3.3.5)$$

$$F_2 = -F_1 \quad (3.3.6)$$

1 ve 2 nolu düğüm noktalarında sadece aksenal  $u_1$  ve  $u_2$  yerdeğiştirmelerine izin verilmektedir. Bu yüzden bu eleman sadece iki serbestlik derecesine sahiptir denilir. L uzuluğuna sahip çubuğun boyunda oluşan uzama miktarının  $\Delta L$  kadar olduğunu kabul edersek, oluşan birim uzama;

$$\varepsilon_x = \frac{\Delta L}{L} = \frac{u_2 - u_1}{L} \quad (3.3.7)$$

Yukarıda da bahsedildiği gibi yük altındaki lineer bölgede çalışan bu eleman için gerilme birim şekil değiştirme ilişkisi aşağıdaki gibidir. Eleman malzemesi homojen (her noktada aynı elastik özellik), izotropik (yapıdaki her bir noktanın her bir yönünde aynı elastik özelliğe sahip) ve lineer olduğu kabul edilir.

$$\{\sigma\} = [E]\{\varepsilon_x\} \quad (3.3.8)$$

A kesitli çubuk elemanda, aksenal yüklemeler sonucu oluşan aksenal gerilme değeri;

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (3.3.9)$$

Bununla birlikte çubuk elemanın her iki ucunda oluşan gerilme değerleri sırası ile;

$$\sigma_x = \frac{F_1}{A} \quad \text{ve} \quad \sigma_x = -\frac{F_2}{A} \quad (3.3.10)$$

olmaktadır.

Yukarıdaki (3.3.8) nolu denklemlerle (3.3.9) nolu denklemin birbirleri ile ilişkisi aşağıdaki gibidir.

$$-F_1 = \sigma_x A = E \varepsilon_x A = \frac{EA}{L} (u_2 - u_1) \quad (3.3.11)$$

$$-F_1 = \frac{EA}{L} u_2 - \frac{EA}{L} u_1 \quad (3.3.12)$$

benzer şekilde 2 nolu düüm noktsı için;

$$-F_2 = \frac{EA}{L} u_2 - \frac{EA}{L} u_1 \quad (3.3.13)$$

olmaktadır.

Elde edilen bu iki denklem matris formunda aşağıdaki gibi olmaktadır.

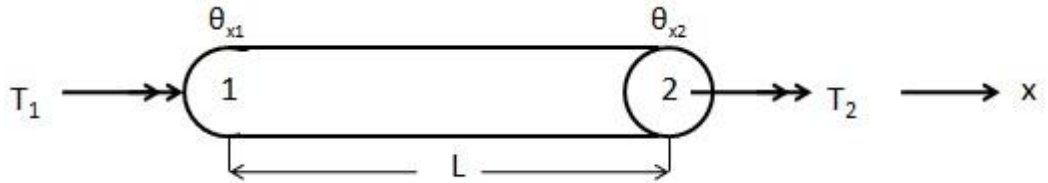
$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (3.3.14)$$

veya;

$$\mathbf{F} = \mathbf{K} \mathbf{u} \quad (3.3.15)$$

Denklemleri elde edilmektedir. K değeri elemana ait rijitlik matrisi olup, komple sistemin hesaplanmasında global rijitlik matrisi kullanılmaktadır. Yer değıştirme değeri “u” ise bilinmeyen değeri olup, bilinen kuvvet değeriyle elde edilmektedir.

Burulmaya maruz kalan aynı basit elemandaki rijitlik matriside aşağıdaki gibi şekil 3.3.4 te gösterilmektedir.



Şekil 3.3.4 Burulmaya maruz basit çubuk eleman

$\theta_{x1}$  ve  $\theta_{x2}$  dönme serbestlik derecelerine sahip burulmaya kalmış çubuk elemandaki elde edilen denklemler aşağıdaki gibidir.

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \end{bmatrix} = \frac{GJ}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{x1} \\ \theta_{2x} \end{bmatrix} \quad (3.3.16)$$

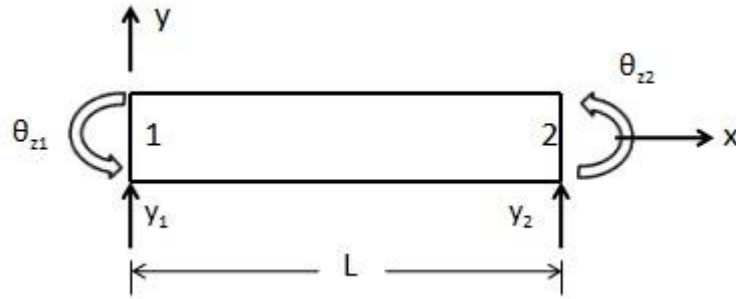
burada;

G : Malzeme Kayma Modülü ( N / mm<sup>2</sup> )

J : Eğlemsizlik Momenti ( mm<sup>4</sup> )

T : Burulma Momenti ( Nm )

Diğer bir yükleme şekli olan eğilme momentine maruz kalan çubuk elemandaki rijitlik matrisi de şekil 3.3.5'teki gibidir.



Şekil 3.3.5 Eğilmeye maruz basit çubuk eleman

$y_1, y_2$  : Yer değiştirme serbestlik dereceleri

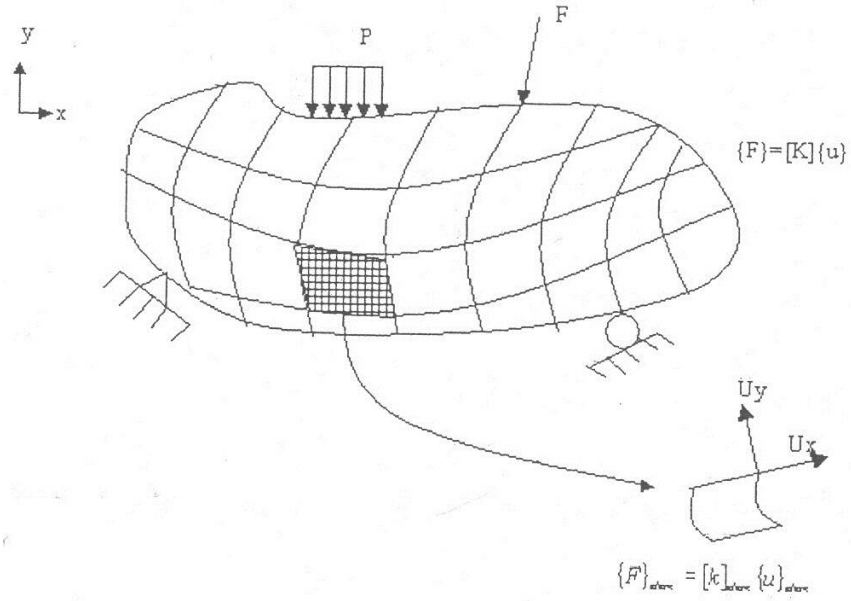
$\theta_{z1}, \theta_{z2}$  : Dönme serbestlik dereceleri

Her iki uca da  $P_y$  kuvveti ile  $M_z$  moment uygulandığı kabul edilirse;

$$\begin{bmatrix} P_{y1} \\ M_{z1} \\ P_{y2} \\ M_{z2} \end{bmatrix} = \frac{2EI}{L^3} \begin{bmatrix} 6 & 3L & -6 & 3L \\ 3L & 2L^2 & -3L & L^2 \\ -6 & -3L & 6 & -3L \\ 3L & L^2 & -3L & 2L^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ \theta_{z1} \\ y_2 \\ \theta_{z2} \end{bmatrix} \quad (3.3.17)$$

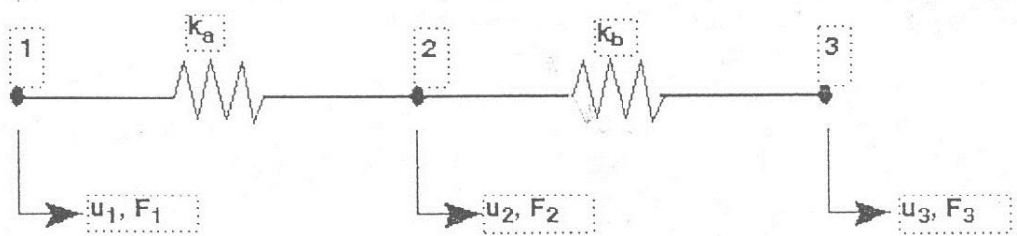
**{P}**                      **[K]**                      **{u}**

Uygulanan yaklaşımlar 2 ve 3 boyutlu elemanların rijitlik matrislerinin çözümünde de kullanılmaktadır. Gerçek yapılar karmaşık geometriye sahip olduğundan eleman sayıları yüksek olabilmektedir. Bu tür gerçek yapılara sahip elemanların toplam rijitlik matrisleri global rijitlik matrisi olarak adlandırılmaktadır.



Şekil 3.3.6 İki boyutlu yapıya sahip eleman modeli

Global rijitlik matrisinin çözümünde aşağıda iki ayrı yay elemanından oluşan  $k_a$  ve  $k_b$  rijitlik matrislerine sahip yapı gözükmemektedir. Yapıya ait toplam üç tane yer değiştirme vardır. ( $u_1, u_2, u_3$ )



Şekil 3.3.7 Global rijitlik matrisi

Şekil 3.3.7 deki gibi iki düğüm noktasına sahip iki basit çubuk elemanın global rijitlik matrisi her bir elemanın rijitlik matrisinin toplamıdır. Buna bağlı olarak kuvvet yer değiştirme ilişkisinin matris formundaki yazılımı aşağıdaki gibidir:

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_a & -k_a & 0 \\ -k_a & (k_a + k_b) & k_b \\ 0 & -k_b & k_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} \quad (3.3.18)$$

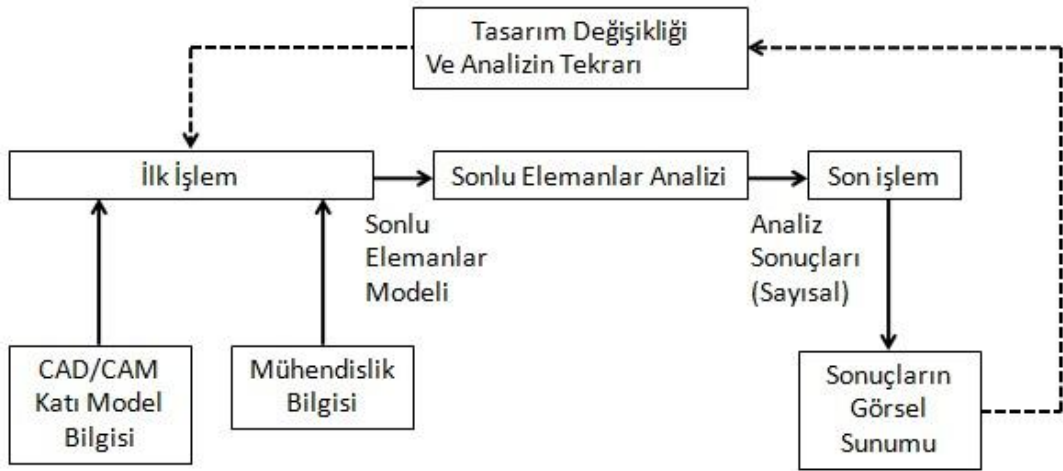
Eleman rijitlik matrisleri;

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_b & -k_b \\ -k_b & k_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} \quad (3.3.19)$$

Elde edilen global rijitlik matrisinden sonra genel denklemden matrisin tersi yazılarak yer değiştirme değeri bulunur.

$$\begin{aligned} \mathbf{F} &= \mathbf{K} \mathbf{U} \\ \mathbf{U} &= \mathbf{K}^{-1} \mathbf{F} \end{aligned} \quad (3.3.20)$$

### 3.3.1.6 Sonlu Elemanlar Analizi İşleyiş Aşamaları



Şekil 3.3.8 Sonlu elemanlar analizi işleyiş aşaması

Şekil 3.3.8 deki şemada görüldüğü gibi analiz aşamasında geometric, sonlu elemanlar, sınır ve yük şartı özellikleri ayrı ayrı belirlenmektedir. Bu parametreler hakkında kısaca bilgiler aşağıda verilmiştir. Öncelikle sonlu elemanlar modelinin oluşturulması için matematiksel modelin hazır olması gerekmektedir. Yani cad modelinin, yazılımın içerisinde hazırlanması veya dışarıdan transfer edilmesi gerekmektedir. İlk işlem aşamasında model üzerinde gerekli düzenlemeler yapılır,

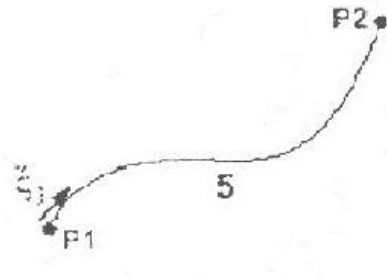
modelin sonlu elemanlaa ayrılması için gerekli tüm hazırlıklar bu aşamada tamamlanır. Genellikle bu aşamada dışarıdan transfer edilen modeller üzerindeki düzenlemelerde zorluk çekilir.

### 3.3.1.6.1 Geometrik Özellikler

Sonlu elemanlar yönteminde mevcut parçanın elemanlara ayrılabilmesi için geometric modelin ilk aşamada oluşturulması gerekmektedir. Bu durum basit yapılar hariç ( mesela; tek boyutlu elemanlar ) gerçek şartlardaki yapılarda modelin önceden oluşturulması gerekmektedir. Basit yapılarda böyle bir zorunluluğa gerek yoktur. Bilgisayar ortamındaki geometrik modellemelerde iskelet model, yüzey model ve katı model olmak üzere üç tip modelleme görülmektedir.

#### İskelet Modelleme:

Sonlu elemanları oluşturmak için kullanılan en basit modelleme tipidir. Tek boyutlu yapıların modellenmesinde kullanılmaktadır. Elde edilen bu modelle tek



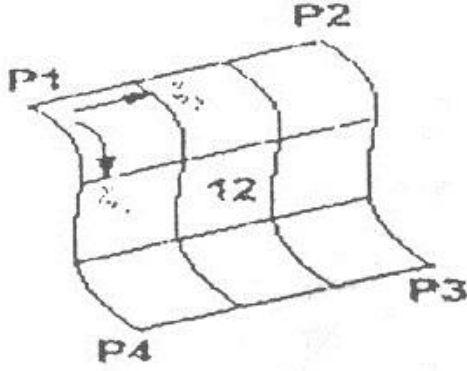
boyutlu elemanlar oluşturulmaktadır. Pratikte iskelet yapıların, araç şaselerinin, vb. yapıların modellenmesinde kullanılmaktadır. Eğriler koordinat takımına sahip noktalar aracılığıyla tarif edilmektedir. Eğriler karmaşık ( spline ) olma özelliğine göre, tarif edilmede kullanılan sahip oldukları nokta sayısı artmaktadır.

Şekil 3.3.9 Eğri modeli

Kısaca eğri şeklindeki gibi matematiksel olarak tek parametrik değişkenli vektörel fonksiyon olarak tarif edilebilmektedir. Eğrilerin elde edilmesinde belli koordinat takımına sahip noktalar veya nokta bulutları kullanılmaktadır. CAE programlarında kullanılan üç genel koordinat takımı aşağıdaki gibidir.

### Yüzey Modelleme:

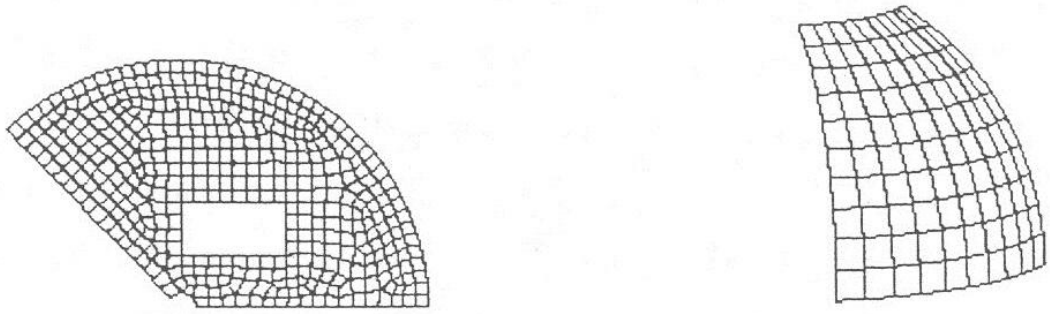
Bir çok kez basit iskelet yapılar sonlu elemanlar modellemede yetersiz kalmaktadır.



Şekil 3.3.10 Yüzey modeli

Genellikle iki boyutlu yapılar tarif edilirken oluşturulan yüzeyler düzlem ve silindir modeli gibi basit ve parametrik özelliklere sahip olmaktadır. Şekil 3.3.10 daki gibi iki parametrik değişkene sahip vektörel fonksiyondan oluşmaktadır. Karmaşık forma sahip yüzey, bir seri basit

yapıdaki yüzeyin birbirine olan yerel yaklaşımları kullanılarak tanımlanmaktadır. Genel yüzey tipleri olarak tanımlayabileceğimiz bu yüzey tipleri bezier, B-spline vb. olarak adlandırılır. Sonuç olarak basit yüzeylerin sonlu elemanlara ayrılması kolay ve düzgün olmaktadır. Düzgün eleman oluşturma yöntemi ( Isomesh ) ile sağlam elemanlar elde edilmektedir. Karmaşık yapıdaki yüzeyler için sadece rasgele elemanlara ( Paver mesh ) kullanılabilir (Şekil 3.3.11).



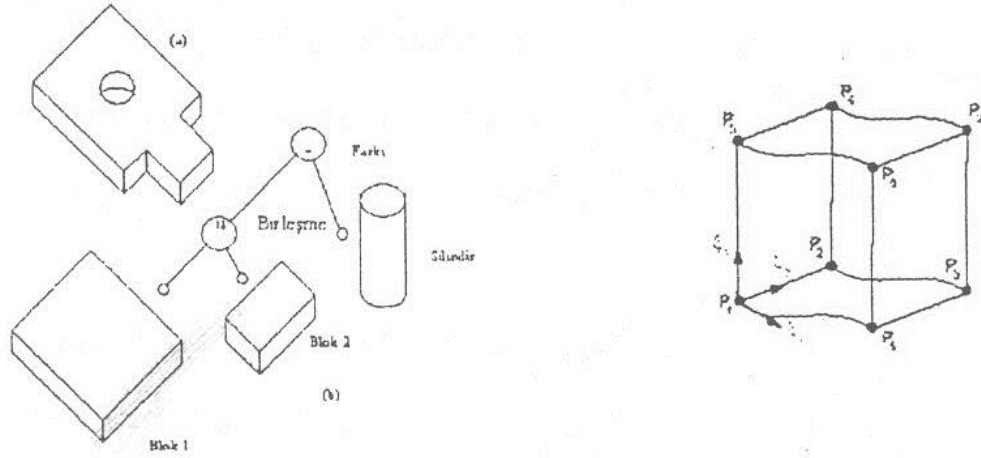
Şekil 3.3.11 Mesh türleri

### Katı Modelleme:

Katı model kısaca üç farklı parametrik değişkene sahip vektörel fonksiyonla tarif edilebilmektedir. Katı model oluşturma ( constructive solid geometry-CSG ) ve sınırlama ( boundry representation, B-Rep ) yöntemleri ile model oluşturmak mümkün



olmaktadır. Özellikle B-rep yöntemi hertürlü içi boş yüzey sınırlamalarına sahip yapılarak kullanılabilir. Özellikle B-rep yöntemi hertürlü içi boş yüzey sınırlamalarına sahip yapılarak kullanılabilir.



Şekil 3.3.12 Katı modelleme şekilleri

### 3.3.1.6.2 Sonlu Elemanlar Özellikleri

Hazırlanan geometrik modelden sonra analiz işlemlerinde dikkat edilmesi gereken en önemli işlem sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasıdır. Çünkü analiz sonuçları oluşturulan elemanların düzgün olmasıyla direkt orantılıdır. Buna bağlı olarak modelin sonlu elemanlara ayrılması 5 temel noktaya bağlıdır.

- Yapının geometrik modeli
- Analiz tipi (statik, dinamik, nonlineer, vb.)
- Sınır şartları
- Yükler
- İstenen sonuç değerleri

Sonlu elemanlar yönteminde yukarıda belirttiğimiz şartlara bağlı olarak geniş bir alanı kapsayan bir çok sayıda eleman tipi oluşturulmuştur. Bu eleman tipi boyutlarına göre sıralandırılır.

- 0-D Eleman (Boyutsuz Eleman)
- 1-D Eleman (Tek Boyutlu Eleman)
- 2-D Eleman (İki Boyutlu Eleman)
- 3-D Eleman (Üç Boyutlu Eleman)

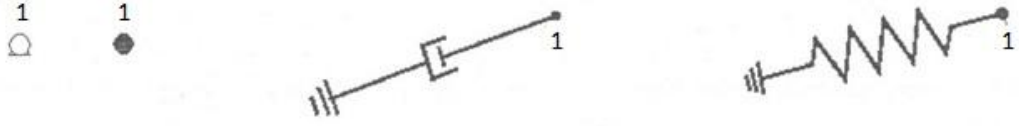
0-D Elemanlar (Boyutsuz Elemanlar);

Noktasal kütle elemanı

Atalet elemanı

Zemin yay elemanı (Grounded spring element)

Zemin amortisör elemanı (Grounded dashpot element)



Şekil 3.3.13 Noktasal elemanlar

ELEMAN	DÜĞÜM SAYISI	İSTENEN ÖZELLİKLER	MEVCUT SONUÇLAR
Kütle	1	Kütle	Yok
Zemin yay elemanı	1	Rijitlik Katsayısı	Yok
Zemin amortisör elemanı	1	Amortisör Katsayısı	Yok

Çizelge 3.3.1 Noktasal elemanların özellikleri

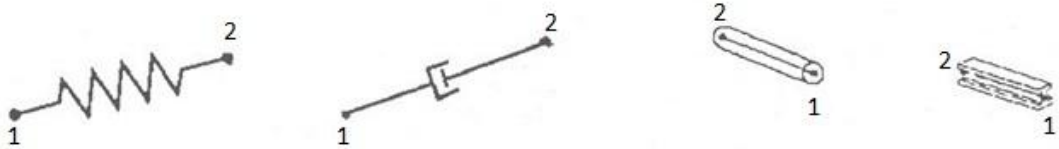
1-D Elemanlar (Tek Boyutlu Elemanlar);

Kiriş eleman (2 veya 3 düğüm noktalı)

Çubuk eleman (2 veya 3 düğüm noktalı)

Eksenel amortisör eleman

Eksenel yay eleman



Şekil 3.3.14 Tek boyutlu elemanlar

ELEMAN	DÜĞÜM SAYISI	İSTENEN ÖZELLİKLER	MEVCUT SONUÇLAR
Yay eleman	2	Rijitlik Katsayısı	Yerdeğiştirme
Amortisör eleman	2	Amortisör Katsayısı	Kuvvet
Boşluk eleman	2	Sürtünme Yönü	Temas Kuvveti
Kiriş eleman(Beam)	2	Kesit özellikleri, Malzeme	Eğilme
Kiriş eleman(Rod)	2	Malzeme, Alan	Çekme
Çubuk eleman	2	Kesit özellikleri, Malzeme	Eğilme

Çizelge 3.3.2 Tek boyutlu eleman özellikleri

2-D Elemanlar;

2D Katı eleman

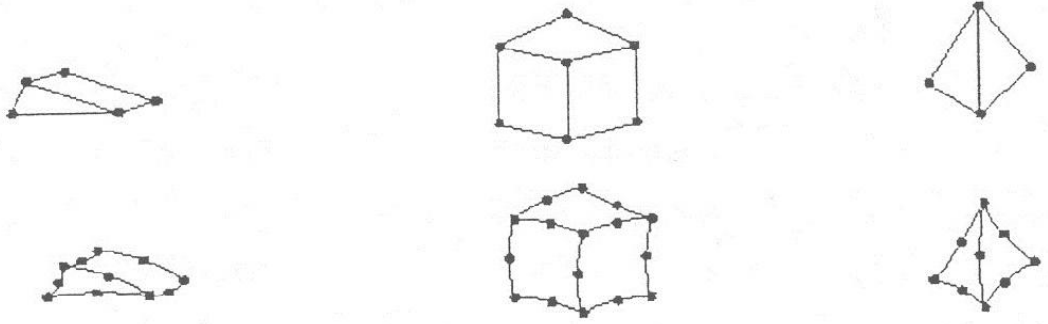
2D Yüzey eleman



Şekil 3.3.15 İki boyutlu elemanlar

ELEMAN	İSTENEN ÖZELLİKLER	MEVCUT SONUÇLAR	YORUM
Yüzey eleman	Kalınlık	Yerdeğiştirme, gerilme, gerinme	Yaygın kullanılmaktadır.
Kayma düzlem eleman	Kalınlık	Yerdeğiştirme, gerilme, gerinme	Kayma ve çekme gerilmeleri içeren yerlerde.

Çizelge 3.3.3 İki boyutlu eleman özellikleri



Şekil 3.3.16 Üç boyutlu eleman türleri

ELEMAN	ÖZELLİĞİ	DÜĞÜM SAYISI	İSTENEN ÖZELLİKLER	MEVCUT SONUÇLAR
Dörtüzlü	Lineer	4	Yok	Hepsi, düşük kalite
Dörtüzlü	Parabolik	10	Yok	İyi kalite
Prizmatik eleman	Lineer	6	Yok	Hepsi, düşük kalite
Prizmatik eleman	Parabolik	15	Yok	İyi kalite
Altıüzlü	Lineer	8	Yok	Hepsi, düşük kalite
Altıüzlü	Parabolik	20	Yok	İyi kalite

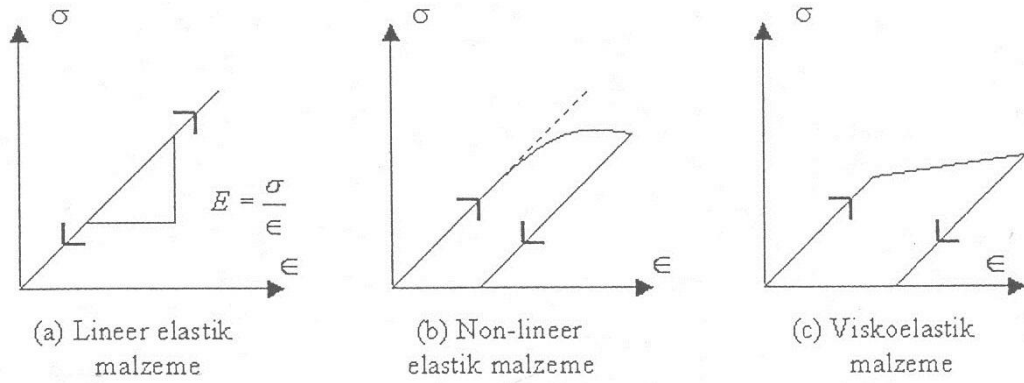
Çizelge 3.3.4 Üç boyutlu eleman özellikleri

### 3.3.1.6.3 Malzeme Özellikleri

Sonlu elemanlar yazılımlarında kullanılacak malzemenin tanımlanması çok önemli bir adımdır. Sonuçların doğruluğu için bilgisayara yeterli derecede malzeme özelliğinin aktarılması gerekir. Bu özellikler metal, plastik, kompozit vb malzemeler için farklı olup istenen parametrelerde farklı özellik taşımaktadırlar. Bu yüzden öncelikle malzemelerin mekanik özellikleri hakkında gerekli bilgiler ve bunların sonlu elemanlar yazılımına aktarılma yolları anlatılmıştır.

### 3.3.1.6.3.1 Yapıların Mekanik Özellikleri

Mühendislik hesaplamalarının temelinde yapının üzerine gelen dış etkenler veya yüklemeler sonucu gösterdiği davranışları incelemek bulunmaktadır. Malzeme ve geometric özelliklere göre yapı lineer veya nonlinear bir davranış sergileyebilmektedir. Parçanın lineer olmayan bir davranış sergilemesine neden olan matematiksel yapısı ve malzeme özellikleri olmaktadır.

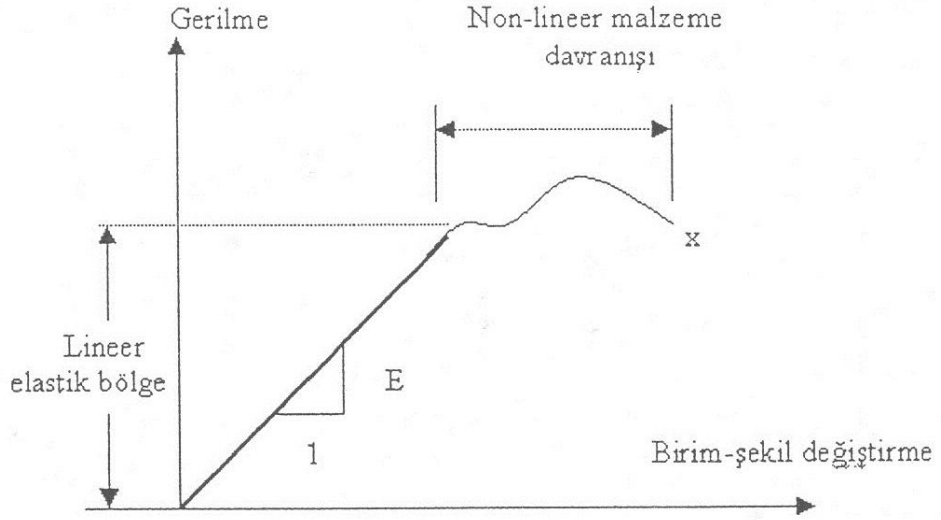


Şekil 3.3.17 Çeşitli malzeme türlerinin gerilme-şekil değiştirme eğrileri

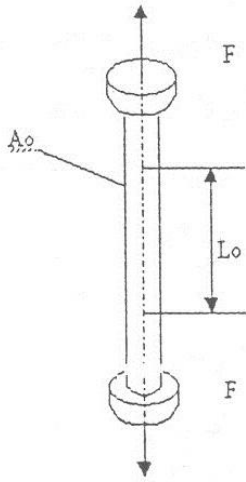
Şekil 3.3.17 de görüldüğü gibi malzeme gerilme şekil değiştirme eğrileri incelendiğinde farklı farklı değerler elde edilmektedir. Sonlu elemanlar yazılımına dayalı çalışmalar %70 oranında lineer alana bağlı analizler yapıldığından dolayı daha çok lineer alandaki mekanik özellikler ve bunların sonlu elemanlar programına aktarılması üzerinde durulacaktır.

Lineer özellik gösteren yapılarda malzeme özelliklerinin atanmasında malzemeye ait elastisite modülü ile poisson oranı yeterli olabilmektedir. Fakat gerçek şartlar göz önüne alındığında yapılar genelde lineer olmayan bir davranış sergiler. Hook kanununda da görüldüğü gibi kuvvet uygulaması sonucu oluşan yerdeğiştirmelere bağlı olarak ortaya çıkan gerilme değerleri malzemeye ait bu iki parameter ile bulunabilmektedir(Şekil 3.3.19).

Yükle değerleri malzemenin elastic bölgesinin üzerinde çalışmasına neden oluyorsa, kalıcı yerdeğiştirmenin hesaplanabilmesi için nonlinear metod kullanılmaktadır.



Şekil 3.3.18 Gerilme-Şekil değiştirme ilişkisi



Şekil 3.3.19 Çekme test numunesi

Lineer elastisite teorisinin ispatlanmasında kullanılan en genel yöntem şekil 3.3.19 daki deney çubuğunun aksenal yönde yüklemeye maruz bırakılmasıyla olmaktadır. Uygulanan bu çift kuvvetin etkisi altında çubuğun içinde dirençli iç kuvvetler oluşur.

Şekil 3.3.19 daki test numunesine ait kesit alanı  $A_0$  değeri oluşan nominal gerilmenin hesaplanmasında baz olarak alınır ve mühendislik öngörüsü olarak sabit kabul edilir. Böylelikle elde edilen nominal gerilme;

$$\sigma_0 = \frac{F}{A_0} \quad (3.3.21)$$

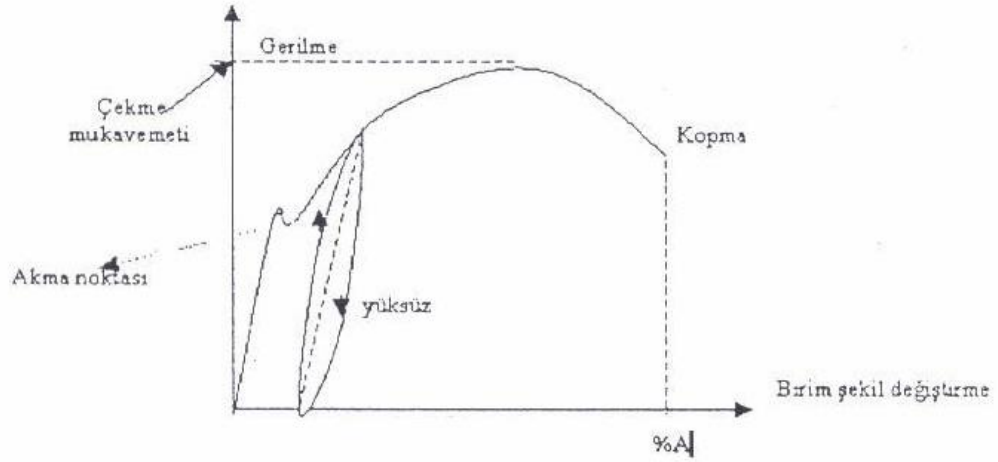
olmaktadır.

Buna bağlı olarak parça üzerinde oluşan birim şekil değiştirme değeri;

$$\varepsilon_0 = \frac{L - L_0}{L_0} \quad (3.3.22)$$

formülü ile hesaplanmaktadır.

Test sonucu malzemenin gösterdiği genel davranış şekil 5.20 de eğri olarak verilmiştir. Elde edilen gerilme ve birim şekil değiştirme değerleri ile oluşturulan bu eğri “hook eğrisi” olarak adlandırılır. Bu ilişkiyi ilk defa Sir Robert Hooke tarafından fark edilmiştir.



Şekil 3.3.20 Çekme testi sonucu malzemenin gösterdiği davranış

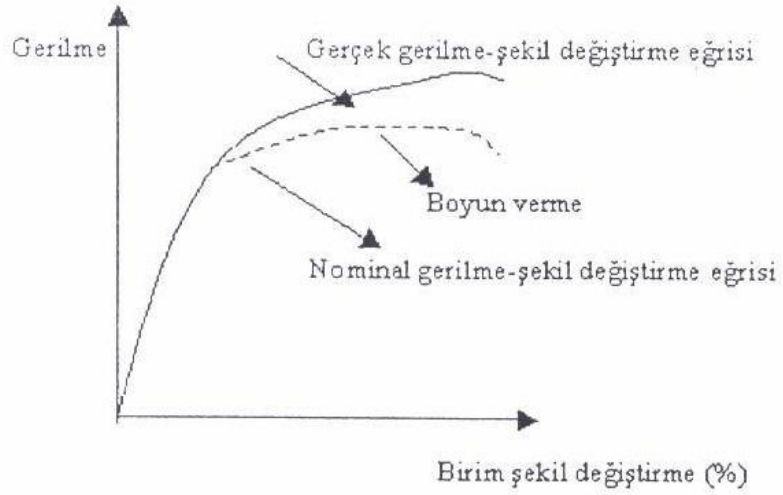
Hook eğrisindeki akma noktasına kadar olan lineer eğrinin elastisite modülünü vermektedir. Malzeme akma noktasına kadar elastik bir davranış sergilemektedir. Bu noktaya kadar yapılan yüklemelerde, malzeme, yüklem ortadan kalktıktan sonra eski halini alabilmektedir. Plastik bölge içerisinde yapılan yüklemelerde malzeme yüklem kalktıktan sonra plastik deformasyona uğramaktadır. Test esnasında malzeme koptuğunda oluşan toplam yerdeğiştirme;

$$\varepsilon_{toplam} = \varepsilon_{elastik} + \varepsilon_{plastik} \quad (3.3.23)$$

olmaktadır.

### 3.3.1.6.3.2 Gerçek Gerilme Değeri

Şekil 3.3.19 daki aksenal yüklemeye maruz test numunesindeki kesit alanı  $A_0$ , yükleme ile beraber değiştiğinden dolayı gerçek gerilme-şekil değiştirme eğrisi şekil 3.3.21 deki gibidir.



Şekil 3.3.21 Gerçek malzeme kopma eğrisi

Eğer test numunesindeki boyutların değişimi gözönüne alınırsa, gerçek gerilme  $\sigma_{gerçek}$ , mevcut alana ( $A$ ), bağlı olarak 3.3.24 denlemindeki gibi formüle edilir.

$$\sigma_{ger} = \frac{F}{A} \quad (3.3.24)$$

Gerçek birim-şekil değiştirme;

$$\varepsilon_{ger} = \int_L^{L_0} \frac{dL}{L} \quad (3.3.25)$$

olmaktadır.

Kesit alanında oluşan değişim,



$$A = \frac{A_0 L_0}{L} = \frac{A_0}{1 + \varepsilon_0} \quad (3.3.26)$$

olmaktadır.

Kesitteki değişime bağlı olarak gerçek gerilme;

$$\sigma_{ger} = \frac{F(1 + \varepsilon_0)}{A_0} = \sigma_0(1 + \varepsilon_0) \quad (3.3.27)$$

olmaktadır.

Gerçek birim Şekil değiştirme;

$$\varepsilon_{ger} = \ln\left(\frac{L}{L_0}\right) = \ln(1 + \varepsilon_0) \quad (3.3.28)$$

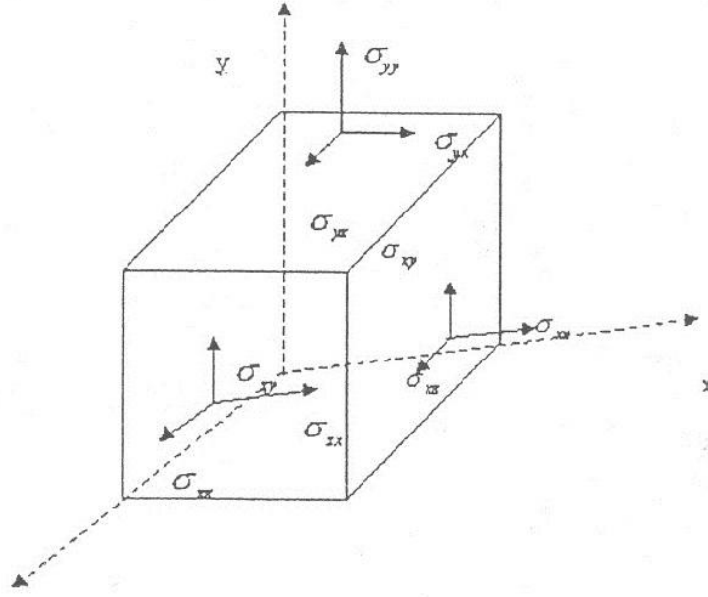
olmaktadır.

Böylelikle gerçek plastic birim Şekil değiştirme değeri de;

$$\varepsilon_{plastik} = \varepsilon_{ger} - \varepsilon_{elastik} = \ln(1 + \varepsilon_0) - \frac{\sigma_0}{E}(1 + \varepsilon_0) \quad (3.3.29)$$

### 3.3.1.6.3.3 Gerilme-Şekil Değiştirme İlişkisi

Şekil 3.3.22 de görüldüğü gibi üç boyutlu kartezyen yapı göz önüne alındığında belli bir yükleme altındaki birim hacimdeki bir yapıda üç eksenel gerilme ( $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{zz}$ ) ve üç kayma gerilmesi ( $\sigma_{xy}$ ,  $\sigma_{xz}$ ,  $\sigma_{yz}$ ) oluşmaktadır. Ayrıca oluşan gerilmeleri matris formunda aşağıdaki gibi oluŐturabiliriz.



Şekil 3.3.22 Üç boyutlu birim şekil değiştirme

$$\underline{\underline{\sigma}} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{yy} & \sigma_{zz} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} & \sigma_{yz} \end{bmatrix}^T \quad (3.3.30)$$

Üç yönde oluşan birim şekil değiştirme değerleri aşağıdaki gibidir.

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u_x}{\partial x} \quad \varepsilon_{yy} = \frac{\partial u_y}{\partial y} \quad \varepsilon_{zz} = \frac{\partial u_z}{\partial z} \quad (3.3.31)$$

Kayma birim şekil değiştirme değerleri;

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xy} &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \\ \varepsilon_{xz} &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) \\ \varepsilon_{yz} &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.3.32)$$

Yukarıda elde edilen birim şekil değiştirme denklemleri hook kanununa göre aşağıdaki gibi formüle edilmektedir.

$$\varepsilon_{xx} = \frac{1}{E} \sigma_{xx} - \nu \left( \frac{\sigma_{yy}}{E} + \frac{\sigma_{zz}}{E} \right)$$

$$\varepsilon_{yy} = \frac{1}{E} \sigma_{yy} - \nu \left( \frac{\sigma_{xx}}{E} + \frac{\sigma_{zz}}{E} \right)$$

$$\varepsilon_{zz} = \frac{1}{E} \sigma_{zz} - \nu \left( \frac{\sigma_{xx}}{E} + \frac{\sigma_{yy}}{E} \right)$$

(3.3.33)

### 3.3.1.6.4 Yükleme ve Sınır Şartları

Tanımlama	Uygulanalar	Yük Tipi
Yükün tek bir noktadan uygulanması		KUVVET MOMENT
Yayıllı yük türlerinin uygulanması		YAYILI YÜKLER

Şekil 5.23 Yükleme şekilleri

Sınır elemanlar yöntemine dayalı analiz aşamasında diğer önemli bir aşama ise sonlu elemanlar modeline uygulanacak yük ve sınır şartlarıdır. Gerçek problemdeki yük ve sınır şartları sanal ortamda uygun bir şekilde simüle edilmelidir. Elde edilecek sonuçların doğruluk oranı uygulama yöntemine direkt bağlıdır. Genel olarak uygulanan yükleme şekilleri yandaki şekilde verilmiştir(Nagy 1989).

## 4. SOĞUK SARILMIŞ OPTİMUM HELİSEL YAY HESABI

### 4.1 Tasarım Değişkenleri

Soğuk sarılmış helisel yayın optimizasyonunda tasarım değişkenleri

- F, uygulanan kuvvet
- $D_0$ , yayın ortalama çapı
- d, tel çapı
- $i_y$ , yaylanan sarım sayısı

Bu çalışmada ;

F uygulanan kuvvet değerleri sırayla 100, 300, 600, 1000, 1500, 2100, 2800'dür.

$D_0$  ortalama çap ise 20 mm ile 200 mm arasında, 0.5'lik artımsal değerlerle değişmektedir.

d tel çapı 2 mm ile 15 mm arasında 0.05'lik artımsal değerlerle değişmektedir.

$i_y$  yaylanan sarım sayısı 3 ile 15 arasında 1 artarak değişmektedir.

Belirtilen bu tasarım değişkenleri kullanılarak herbir amaç fonksiyonu için 10141040 döngü sayısı kullanılmış ve 1448720 tane yay incelenmiştir.

### 4.2 Tasarım Kısıtlayıcılar

Helisel yayın tasarım kısıtlayıcısı;

- Uygulanan kuvvet altında tel çapına bağlı olarak malzemenin izin verdiği gerilme değeri
- Yayın geometrik özelliklerine ve yataklanmasına bağlı olarak uygulanan yük altında burkulma sınırında olup olmadığı
- Tasarım başlangıcında belirlenen emniyet katsayı ( $1.2 < E_{mn} < 2.5$ )
- Sarım oranı ( $4 \leq c \leq 12$ )

olarak sıralayabiliriz.

### 4.3 Amaç Fonksiyonu

Bu çalışmada 5 farklı amaç fonksiyonumuz vardır.

Birincisi maksimum enerjiyi veren eşitlik 4.1 denklemiyle verilmektedir.

$$Y = w_1 W_{\max} + w_2 V_{\min} \quad (4.1)$$

Denklem (4.1) de  $w_1=1$  ve  $w_2=0$  dir. Çizelge 4.1 de denklem 4.1’I sağlayan sabit kuvvet altında yay boyutları verilmektedir.

Kuvvet (N)	100	300	600	1000	1500	2100	2800
Yaylanan sarım sayısı	5	5	6	6	6	5	4
Ortalama Çap (mm)	39	66.5	106	138.5	169	175	174
Tel Çapı (mm)	3.25	5.55	8.9	11.55	14.1	14.6	14.5
Sehim (mm)	26.095	45.637	67.08	97.924	107.884	121.569	131.017
Yay Katsayısı (N/mm)	3.832	6.574	8.945	11.374	13.904	17.274	21.371
Serbest Boy (mm)	53.980	93.238	154.982	202.201	247.375	246.801	236.345
Hacim (mm <sup>3</sup> )	1617	8043	39566	87067	158331	146488	114930
<b>Max Enerji (N.mm)</b>	1304.7	6845.5	20123.9	43961.7	80913.2	127647.9	183423.1

Çizelge 4.1 Sabit kuvvet altında maksimum enerjiyi veren yay boyutları

İkinci denklem minimum hacmi veren eşitlik 4.2 denklemiyle verilmektedir.

$$Y = w_1 W_{\max} + w_2 V_{\min} \quad (4.2)$$

Denklem (4.2) de  $w_1=0$   $w_2=1$  dir. Çizelge 4.2 de denklem 4.2'yi sağlayan sabit kuvvet altında yay boyutları verilmektedir.

Kuvvet (N)	100	300	600	1000	1500	2100	2800
Yaylanan sarım sayısı	3	3	3	3	3	3	3
Ortalama Çap (mm)	8	10.5	15	20	25	30	35
Tel Çapı (mm)	2	2.6	3.75	4.95	6.2	7.4	8.65
Sehim (mm)	0.942	2.238	3.015	3.924	4.671	5.568	6.315
Yay Katsayısı	106.12	134.05	198.975	254.846	321.139	377.146	443.411
Serbest Boy (mm)	11.686	16.209	23.16	30.523	37.985	45.335	52.797
<b>Min Hacim (mm<sup>3</sup>)</b>	75.398	167.24	497.01	1154.65	2264.30	3870.75	6170.37
Enerji (N.mm)	47.1	335.7	904.5	1962	3503.25	5846.4	8841

Çizelge 4.2 Sabit kuvvet altında minimum hacmi veren yay boyutları

Üçüncü denklem  $w_1$  ve  $w_2$ 'nin birbirine eşit olduğu  $w_1=w_2=0.5$  olduğu durumdur(4.3).

$$Y = 0.5V_{\min} - 0.5W_{\max} \quad (4.3)$$

Çizelge 4.3 de denklem 4.3 için 7 farklı kuvvet değerinde elde edilen sonuçlar verilmektedir.

Kuvvet (N)	100	300	600	1000	1500	2100	2800
Yaylanan sarım sayısı	3	3	3	3	3	3	4
Ortalama Çap (mm)	27.5	49.5	71.5	94	118	141.5	167
Tel Çapı (mm)	2.3	4.15	6	7.9	9.85	11.8	14.2
Sehim (mm)	21.885	36.124	49.833	62.796	77.099	90.368	125.935
Yay Katsayısı	4.569	8.305	12.040	15.925	19.456	23.238	22.234
Serbest Boy (mm)	35.554	60.776	85.467	109.699	135.665	160.544	228.599
Hacim (mm <sup>3</sup> )	342.7	2008.6	6064.8	13822.7	26975.2	46422.8	105789.6
Enerji (N.mm)	1094.2	5418.6	14949.9	31397.7	57823.8	94886.3	176308.9

Çizelge 4.3 0.5Hacim-0.5Enerji kriterini sağlayan yay boyutları

Dördüncü denklem ise;

$$Y = 0.25V_{\min} - 0.75W_{\max} \quad (4.4)$$

Çizelge 4.4 de denklem 4.4 için 7 farklı kuvvet değerinde elde edilen sonuçlar verilmektedir.

Kuvvet (N)	100	300	600	1000	1500	2100	2800
Yaylanan sarım sayısı	3	4	4	4	4	4	4
Ortalama Çap (mm)	27.5	57	81	103.5	127	150	174
Tel Çapı (mm)	2.3	4.75	6.75	8.65	10.6	12.5	14.5
Sehim (mm)	21.885	42.851	60.309	77.759	95.559	113.984	131.017
Yay Katsayısı	4.569	7.001	9.949	12.86	15.697	18.424	21.371
Serbest Boy (mm)	35.554	77.355	109.341	140.549	172.529	204.784	236.345
Hacim (mm <sup>3</sup> )	342.7	4040.2	11594.2	24328.8	44829.6	73631	114930.4
Enerji (N.mm)	1094.2	6427.6	18092.7	38879.3	71669.2	119683.6	183423.1

Çizelge 4.4 0.25Hacim-0.75Enerji kriterini sağlayan yay boyutları



Beşinci Denklem ise;

$$Y = 0.75V_{\min} - 0.25W_{\max} \quad (4.5)$$

Çizelge 4.5 te denklem 4.5 için 7 farklı kuvvet değerinde elde edilen sonuçlar verilmektedir.

Kuvvet (N)	100	300	600	1000	1500	2100	2800
Yaylanan sarım sayısı	3	3	3	3	3	3	3
Ortalama Çap (mm)	26	11.5	15	20	25	30	35
Tel Çapı (mm)	2.25	2.65	3.75	4.95	6.2	7.4	8.65
Sehim (mm)	20.195	2.724	3.015	3.924	4.671	5.568	6.315
Yay Katsayısı	4.952	110.112	198.975	254.846	321.139	377.146	443.411
Serbest Boy (mm)	33.472	16.994	23.16	30.523	37.985	45.335	52.797
Hacim (mm <sup>3</sup> )	310.134	190.283	497.01	1154.65	2264.30	3870.75	6170.37
Enerji (N.mm)	1009.749	408.673	904.5	1962	3503.25	5846.4	8841

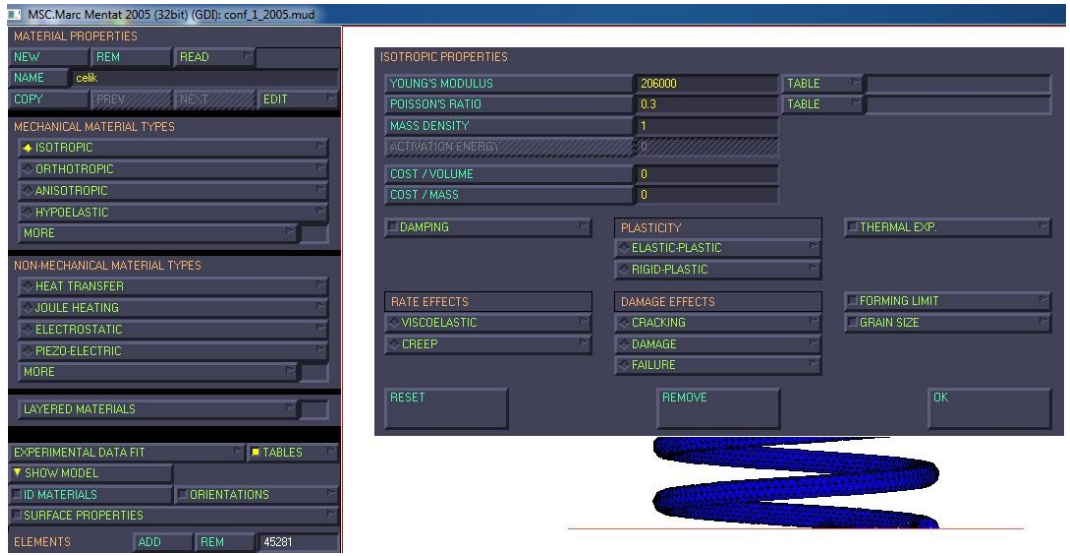
Çizelge 4.5 0.75Hacim-0.255Enerji kriterini sağlayan yay boyutları

Turba Pascal programlama dilinde yapılan optimizasyon program Ek.1 de verilmektedir.

#### 4.4 Sonlu Elemanlar Modeli

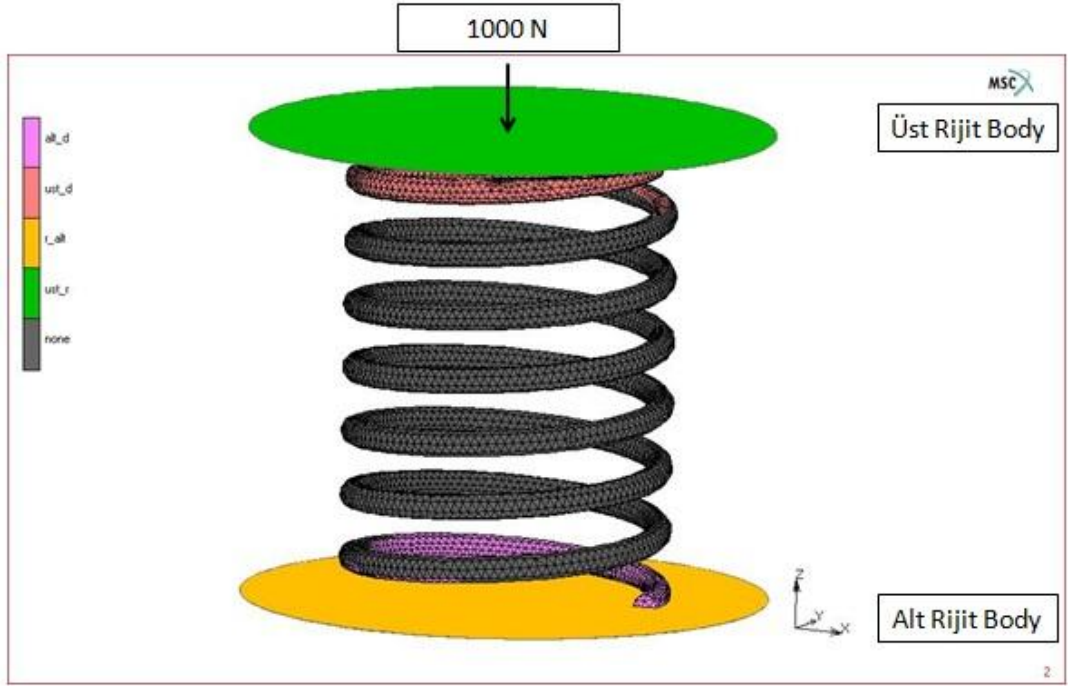
Amaç fonksiyonları ışığında elde edilen yaylardan, 1000 N kuvvet değerindeki boyutlar Marc.Mentat programında modellenmiştir. Modellemede üç boyutlu tetra4 elemanlar kullanılmıştır.

Malzeme modeli olarak izotropik model seçilmiş elastisite modülü 206000 N/mm<sup>2</sup>, poisson oranı 0.3 olarak girilmiştir.



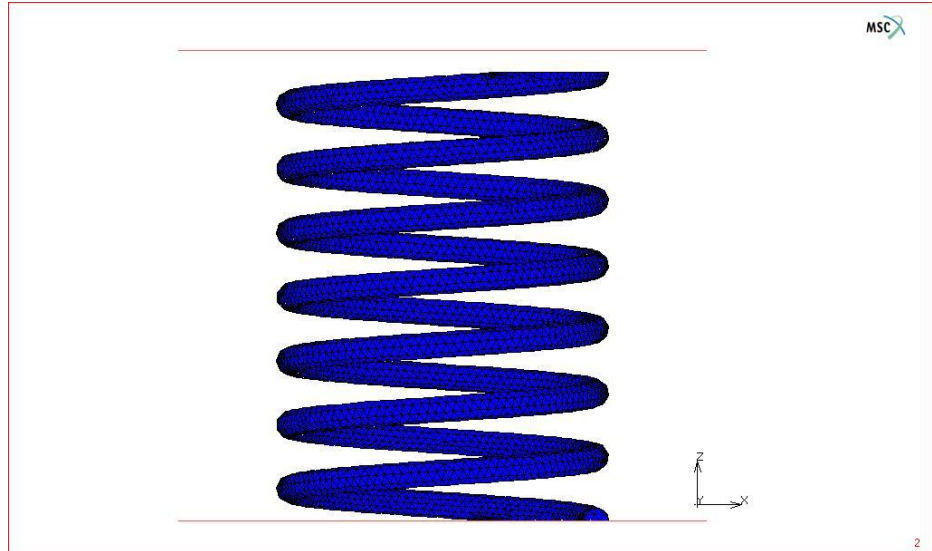
Şekil 4.1 Malzeme Modeli

Sonlu elemanlar modellemesinde, 1000 N üst rijit parçaya noktasal yük olarak girildi (Şekil 4.2). Basma esnasında yay ile üst ve alt rijit body arasında sürtünme katsayısı 0.14 olarak girilmiştir. Ayrıca yayın alt kısımdaki nodelarının x, y, z eksenlerinde doğrusal hareketleri kısıtlanmıştır.



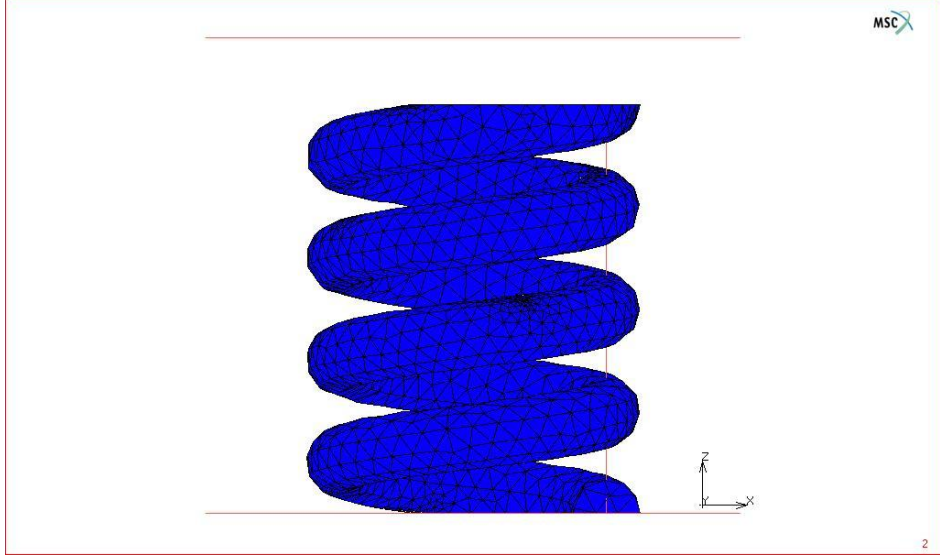
Şekil 4.2 Sınır ve kontak şartları

Maksimum enerji için 1000 N kuvvet değerinde elde edilen yayın sonlu elemanlar modeli Şekil 4.1 de gösterilmektedir. Bu modelde 45281 eleman kullanılmıştır.



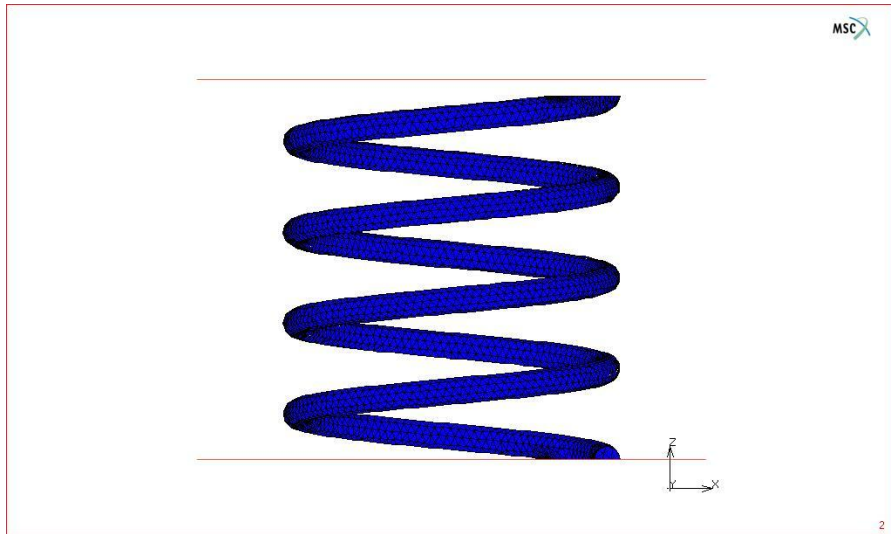
Şekil 4.3 Maksimum enerji için sonlu elemanlar modeli

Minimum hacim için 1000 N kuvvet değerinde elde edilen yayın sonlu elemanlar modeli Şekil 4.4 de gösterilmektedir. Bu modelde 12689 eleman kullanılmıştır.



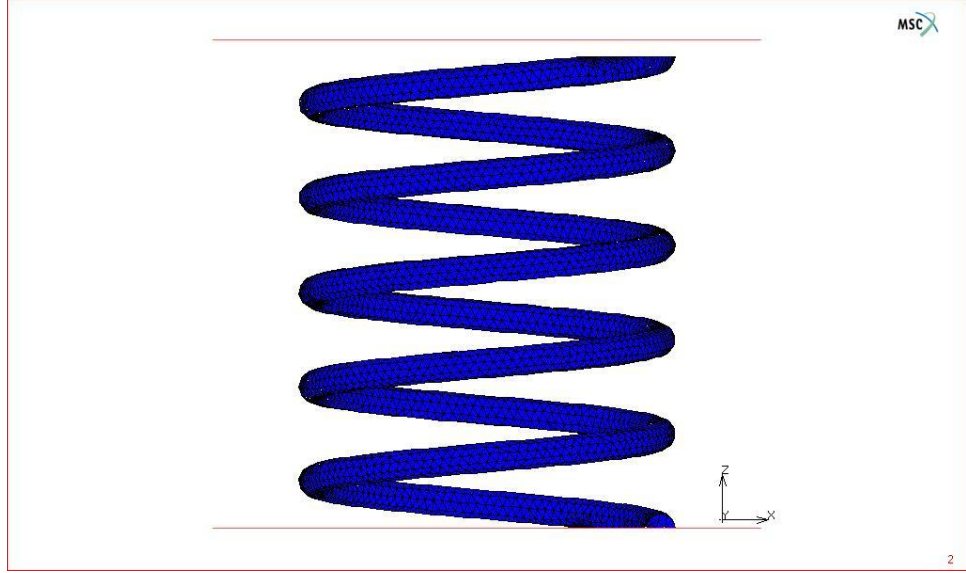
Şekil 4.4 Minimum hacim için sonlu elemanlar modeli

0.5Hacim-0.5Enerji için 1000 N kuvvet değerinde elde edilen yayın sonlu elemanlar modeli Şekil 4.5 de gösterilmektedir. Bu modelde 29121 eleman kullanılmıştır.



Şekil 4.5 0.5Hacim-0.5Enerji için sonlu elemanlar modeli

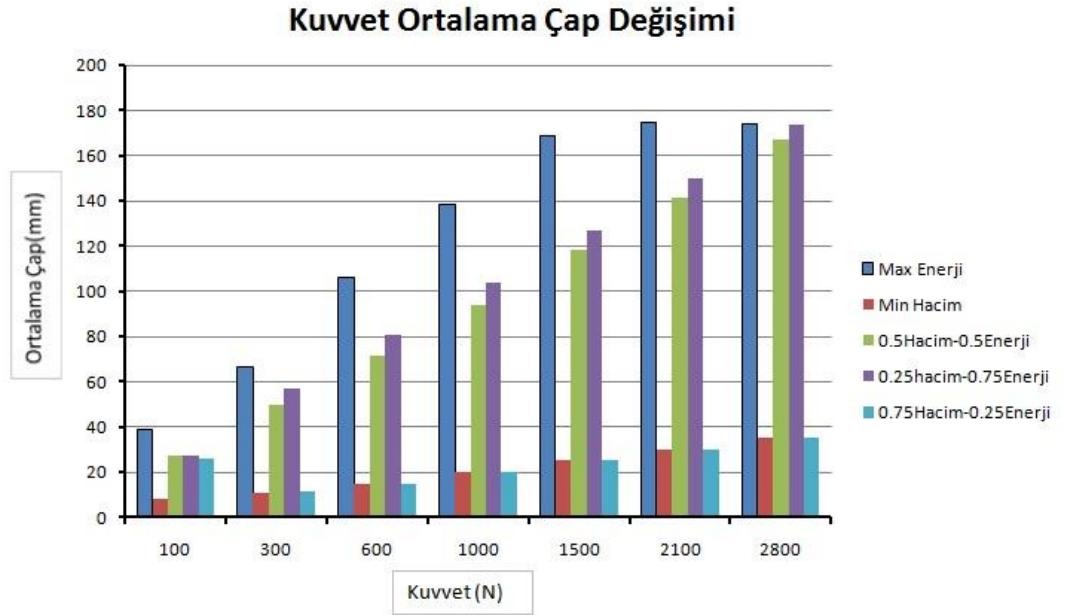
0.25Hacim-0.75Enerji için 1000 N kuvvet değerinde elde edilen yayın sonlu elemanlar modeli Şekil 4.6 da gösterilmektedir. Bu modelde 34996 eleman kullanılmıştır.



Şekil 4.6 0.25Hacim-0.75Enerji için sonlu elemanlar modeli

## 5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Yapılan optimizasyon programı sonucunda farklı kuvvet değerleri için amaç fonksiyonlarının değişimi aşağıdaki şekillerde (Şekil 1. – 5.) verilmektedir.

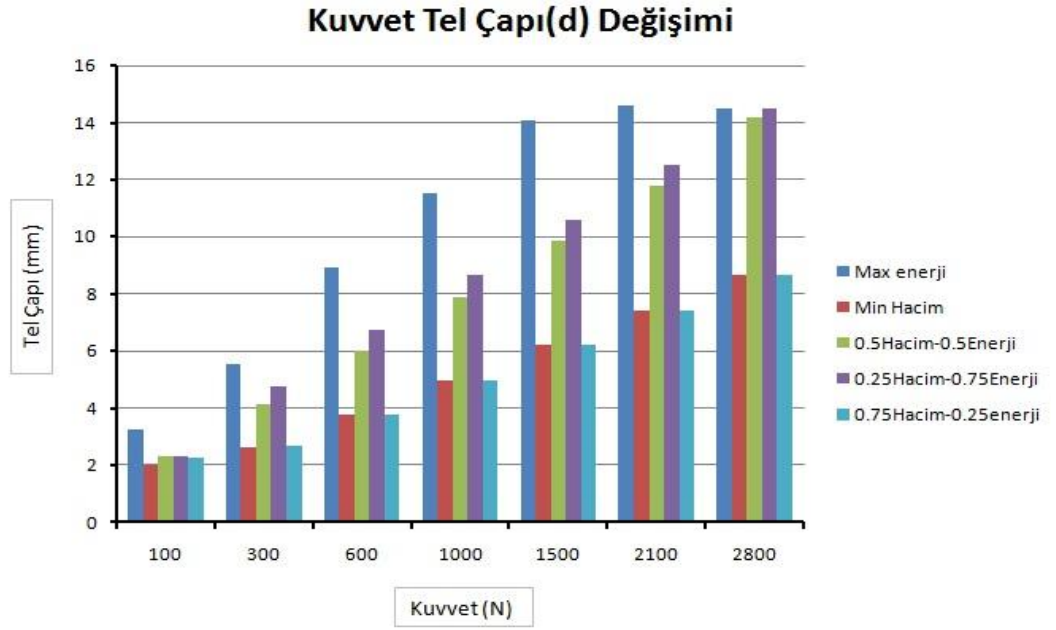


Şekil 5.1 Kuvvet-Ortalama çap değişimi

Şekil 5.1'i incelediğimizde maksimum enerji için yayın uygulanan kuvvet altında maksimum sehimi yapması gerekir. Denklem (3.1.11) de görüldüğü gibi depolanan enerji sehimin karesi ile orantılıdır. Dolayısıyla ortalama çapları incelediğimizde maksimum enerji için elde edilen sonuçlar diğerlerine göre yüksektir. Yüksek değerdeki ortalama çap, yapıyı daha büyük yapmakta ve sehim miktar artmasına neden olmaktadır.

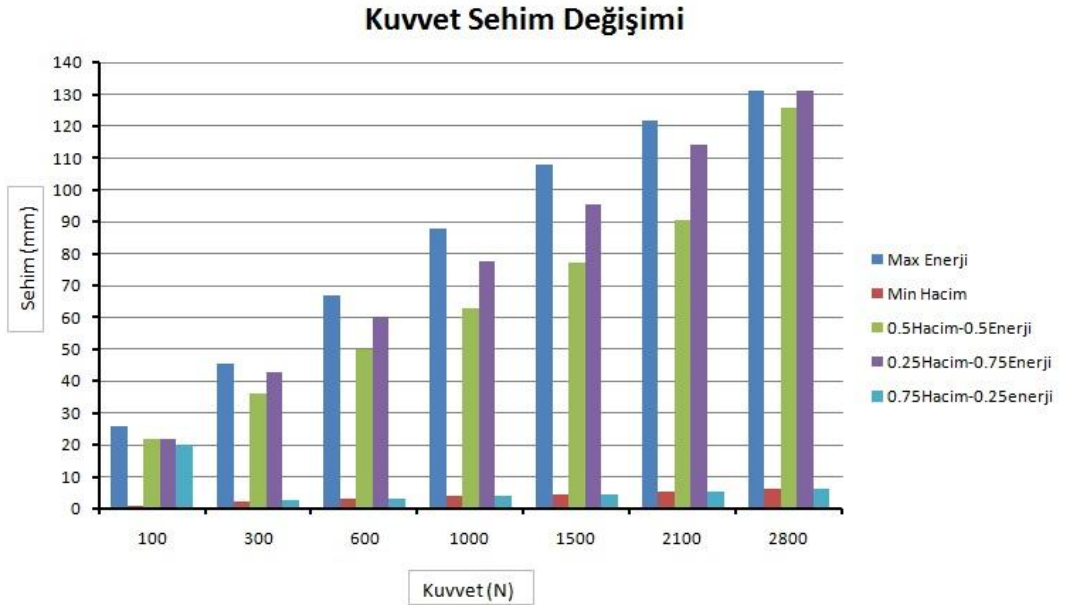
İkinci ve beşinci amaç fonksiyonları için elde edilen değerler 100 ve 300 N kuvvet değerleri için farklı diğerleri için ise aynıdır.

Üçüncü ve dördüncü amaç fonksiyonları için değerler birbirine yakınlık göstermektedir.



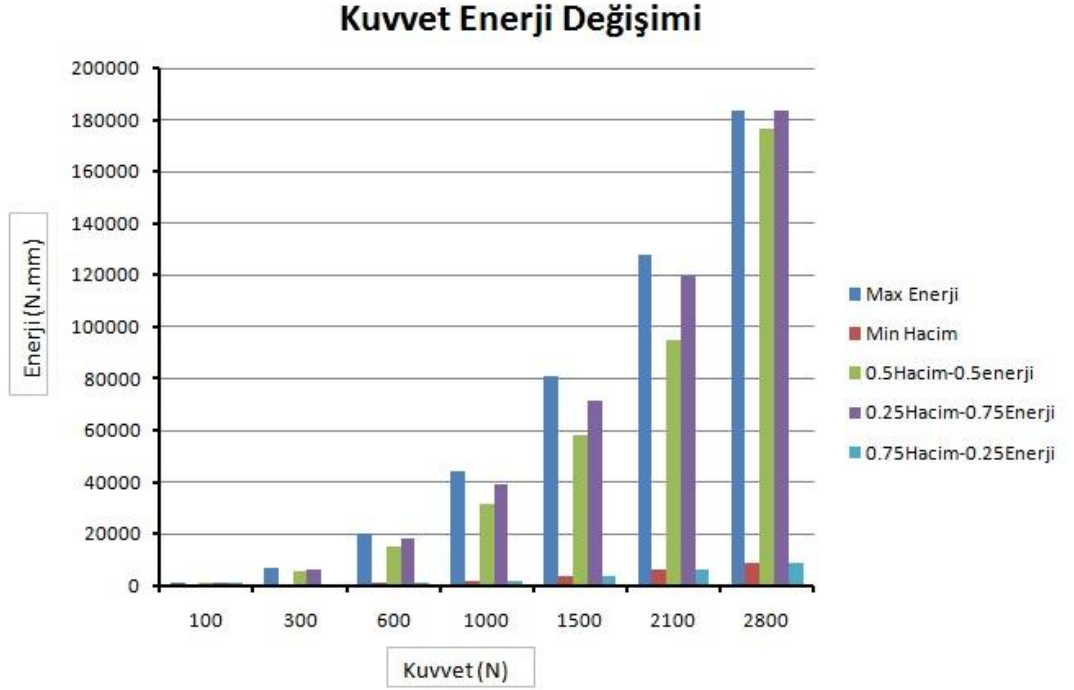
Şekil 5.2 Kuvvet-Tel çapı değişimi

Tel çapları minimum hacim ve 0.75Hacim-0.25Enerji fonksiyonu 600 N ve sonraki değerlerde eşitlik göstermektedir. Bunun sebebi 0.75 hacim çarpanı ve tasarım kısıtlayıcılarıdır.



Şekil 5.3 Kuvvet-Sehım değişimi

Sehım, artan ortalama çaptan dolayı birinci fonksiyonda en yüksek değerlere sahiptir. Bu durum yukarıda da açıklandığı gibi öngörülen bir durumdur.



Şekil 5.4 Kuvvet-Enerji değişimi

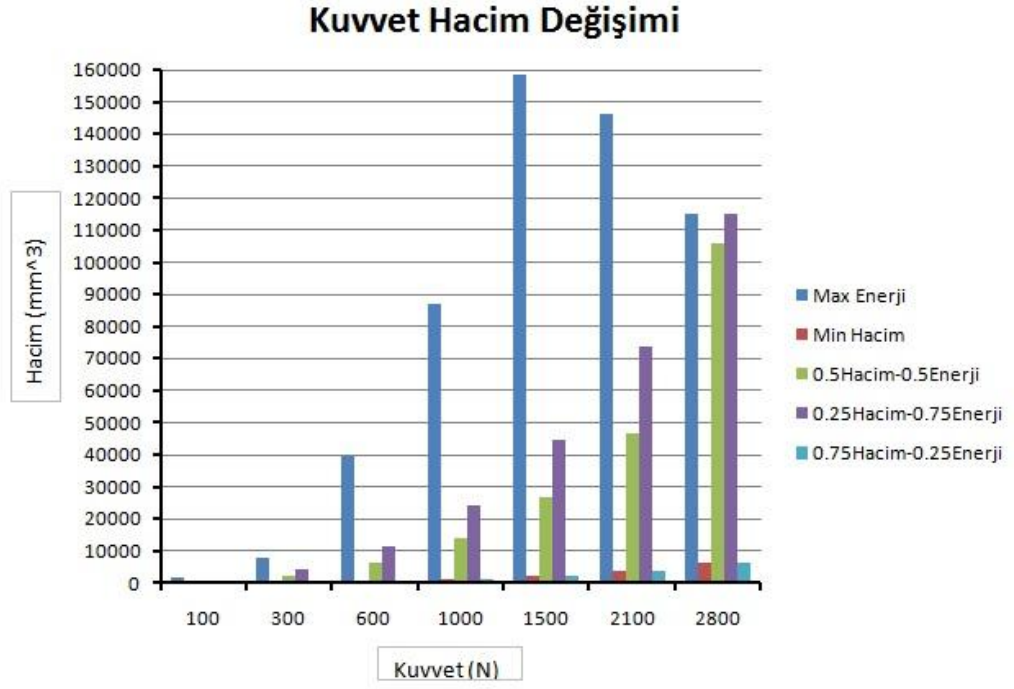
Amaç fonksiyonlarımızdan birincisi olan maksimum enerji fonksiyonu şekil 5.4 de görüldüğü gibi tüm kuvvet değerlerinde maksimum değere sahiptir.

Dördüncü amaç fonksiyonumuz olan 0.25Hacim-0.75Enerji'nin fonksiyon değeri de maksimum enerjiye yakın çıkmaktadır. Bunun sebebi fonksiyonda enerjinin %75 oranında bir ağırlığa sahip olmasıdır. Dolayısıyla değerler birbirine yakınlık göstermektedir.

İkinci ve beşinci amaç fonksiyonlarına göre elde ettiğimiz enerji değerleri diğerlerine göre çok daha düşüktür. Bunun sebebi ise yapı küçüldükçe daha rijit bir hal almakta, yayın esneklik katsayısı artmasına rağmen çökme değeri düşük olduğundan yüksek enerji değerleri elde edilememektedir.

Üçüncü amaç fonksiyonunda ise fonksiyonun çarpan değerleri eşit ağırlıkta olduğundan şekil 5.4 te görüldüğü gibi diğer iki uç duruma göre arada değerler almaktadır.



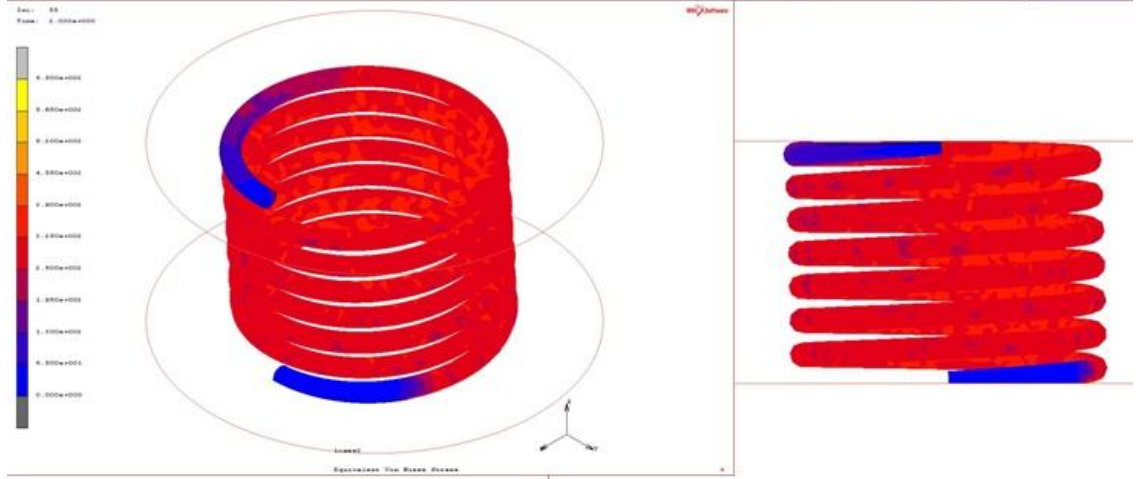


Şekil 5.5 Kuvvet-Hacim değişimi

Şekil.5.5 te farklı kuvvet değerlerinde, kısıtlayıcıların sınırlandırmasında, amaç fonksiyonlarına göre farklı hacim değerleri elde edilmiştir. Enerji katsayısının hakim olduğu amaç fonksiyonlarında hacim değerleri yüksektir. Hacim katsayısının hakim olduğu amaç fonksiyonlarında hacim değerleri küçüktür.

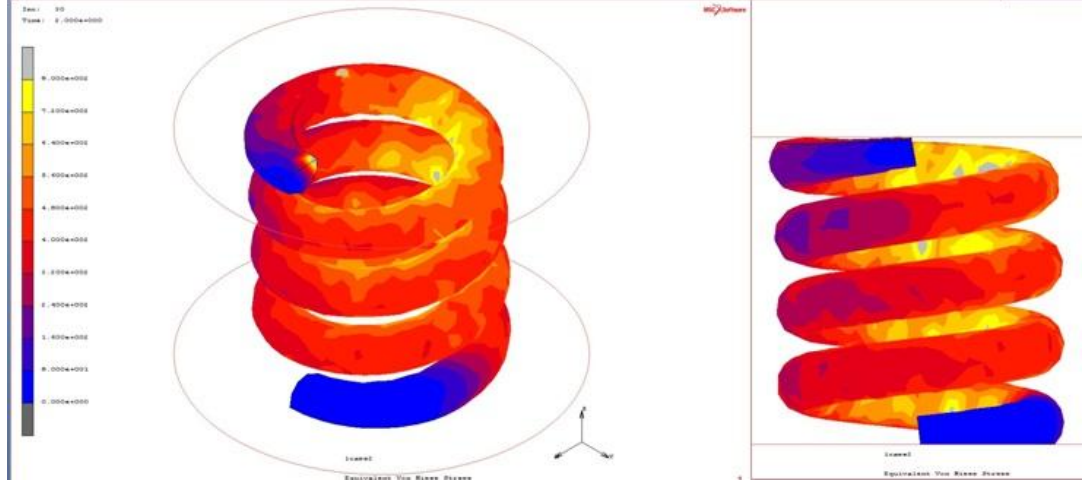
1000 N kuvvet değerinde, beş farklı amaç fonksiyonu için elde edilen boyutların sonlu elemanlar analiz sonuçları aşağıdaki Şekillerde (Şekil 5.6 – 5.9) verilmektedir.

Maksimum enerji için tel çapı 11.55 mm olarak hesaplanmıştır. Bu tel çapında malzemenin izin verdiği emniyetli gerilme değeri 725 MPa'dır. Sonlu elemanlar analizinde sargının dışında 350 MPa, sargının içinde 460 MPa değerleri elde edilmiştir (Şekil 5.6).



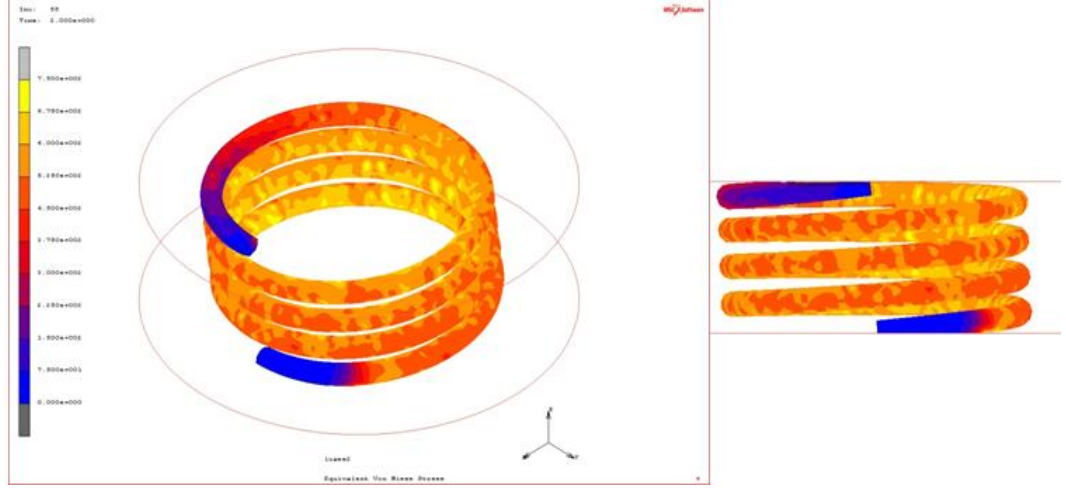
Şekil 5.6 Max enerji için elde edilen yayın gerilme(MPa) değerleri

Minimum hacim için tel çapı 4.95 mm olarak hesaplanmıştır. Bu tel çapında malzemenin izin verdiği emniyetli gerilme değeri 800 MPa'dır. Sonlu elemanlar analizinde sargının dışında 480 MPa, sargının içinde 800 MPa değerleri elde edilmiştir (Şekil 5.7).



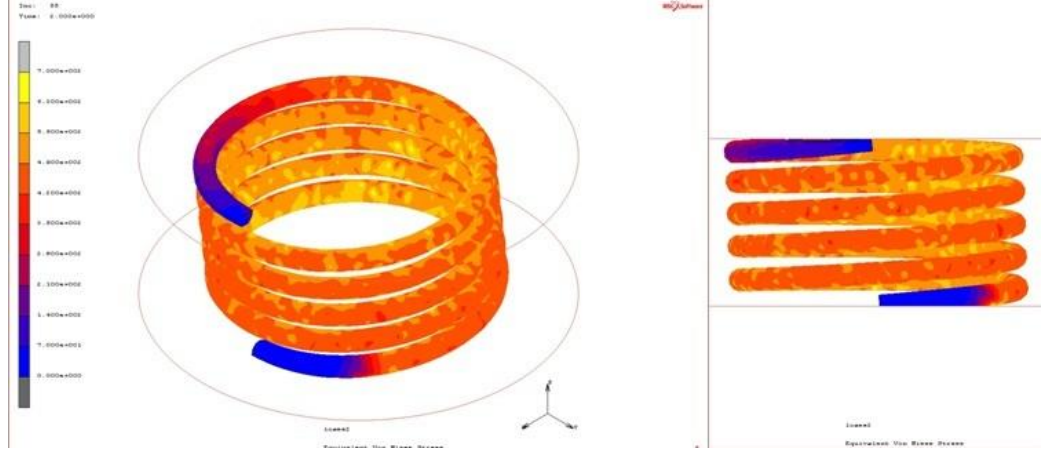
Şekil 5.7 Minimum enerji için elde edilen yayın gerilme(MPa) değerleri

0.5Hacim-0.5Enerji için tel çapı 7.9 mm olarak hesaplanmıştır. Bu tel çapında malzemenin izin verdiği emniyetli gerilme değeri 750 MPa'dır. Sonlu elemanlar analizinde sargının dışında 520 MPa, sargının içinde 625 MPa değerleri elde edilmiştir (Şekil 5.8).



Şekil 5.8 0.5 Hacim - 0.5 Enerji için elde edilen yayın gerilme(MPa) değerleri

0.25Hacim-0.75Enerji için tel çapı 8.65 mm olarak hesaplanmıştır. Bu tel çapında malzemenin izin verdiği emniyetli gerilme değeri 740 MPa'dır. Sonlu elemanlar analizinde sargının dışında 490 MPa, sargının içinde 600 MPa değerleri elde edilmiştir (Şekil 5.9).



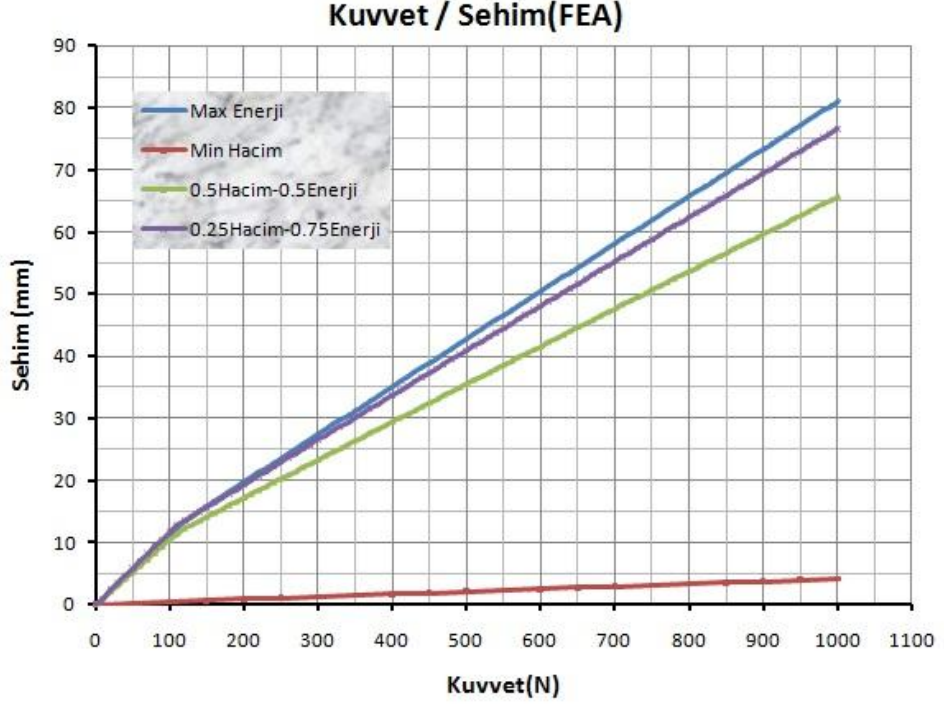
Şekil 5.9 0.25 Hacim - 0.75 Enerji için elde edilen yayın gerilme(MPa) değerleri

Analitik ve sayısal olarak hesaplanan sehim miktarları ise çizelge 5.1 de verilmektedir.

Amaç fonksiyonu	Sehim (mm)		%Sapma
	Analitik	Sayısal	
Max Enerji	87.92	80.98	7.8
Min Hacim	3.92	4.17	6.3
0.5Hacim-0.5Enerji	62.79	65.63	4.5
0.25Hacim-0.75Enerji	77.75	76.58	1.5

Çizelge 5.1 Analitik ve sayısal olarak elde edilen sehim değerleri

Sonlu elemanlar analizi ile elde edilen sehim değerlerinin kuvvete bağı olarak değişimi şekil 5.10 da verilmektedir.



Şekil 5.10 Sayısal olarak hesaplanan kuvvet-sehim grafiği

Soğuk sarılmış yay kriterleri(tasarım parametreleri) baz alınarak gerçekleştirilen bu çalışmada 7243600 adet yay incelenmesine rağmen kendi içinde herbir amaç fonksiyonunu sağlayan 7 farklı yay boyutu elde edilmiştir. Belirtilen tasarım kısıtlayıcıları bize en optimum değerleri elde etmemizi sağlamıştır.

Elimine edilen diğer sonuçlar ise gereğinden fazla malzeme sarfiyatı, istenilenden fazla hacim kaplama ve dolayısıyla maliyet artışı meydana getirmektedir.

## KAYNAKLAR

ARORA, J.S. 1989. Introduction optimum Design. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, United States of America. p:78-183

BABALIK, F.C. 1997. Makine elemanları ve Kontrüksiyon Örnekleri. Uludağ Üniversitesi Basımevi, Bursa. s:285-357

BAUMA, L. E., J.J. MCPHEE and P.H. CALAMAI. 1998. Application of genetic algorithms to the design optimization of an active vehicle suspension system. Computer Methods In Applied Mechnics and Engineering, (1-4): 87-94

HAMROCK, B. 2005 Fundamentals of Machine Elements. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, United States of America. p:779-811

COELLO, C.A.C. and A.D. CHRISTIANSEN. 1998. Two New GA-Based methods for Multiobjective Optimization, Civil Engineering Systems, Gordon and Breach Science Publishers, 15(3) : 207-243

COELLO, C.A.C. 1996. An Empirical study of evolutionary techniques for multiobjective optimization in engineering design. PhD thesis, Department of Computer Science, Tulane University, New Orleans.

DAMMAK, F., TAKTAK, M., DHİEB, A., 2005. Finite element method for the stress analysis of isotropic cylindrical helical spring. European Journal Of Mechanics A / Solids p.1068-1078 ([www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com))

FONCESA, C.M. and P.J. FLEMING. 1993. Genetic algorithms for multiobjective optimization: Formulation, discussion and generalization. In S. Forest (Editors), Proceeding of the Fifth International Conference on Genetic Algorithms, San Mateo, California, p.416-423

HAMROCK, B.J., S.R.SCHMID. 2005. Fundamentals of Machine Elemants. McGraw, New York. P.780-793

HORN, J., N. NAFPLIOTIS, and D.E. GOLDBERG. 1994. A niched pareto genetic algorithm for multiobjective optimization. In Proceedings of the First IEEE Conference on Evolutionary Computation, IEEE World Congress on Computational Computation, Volume 1, Piscataway, p.82-87

KRUZELECKI, J., 1997. Parametrical optimization of compression helical springs against instability. Institute of Mechanics and Machine Design, Cracow University of Technology, ul. Warszawska 24, 31-155 Krakow, Poland

NAGY, L.I. 1989. Introduction to Finite Element Analysis and MSC.Nastran Utilization California 700s

NARAYANAN, S., S. AZARM. 1999. On improving multiobjective genetic algorithms for design optimization. *Structural Optimization*, 18(2-3): 146-155.

PÖLLANEN, I., MARTIKKA, H., 2009. Optimal re-design of helical springs using fuzzy design and FEM.([www.elsevier.com/locate/advensoft](http://www.elsevier.com/locate/advensoft))

SCHAFFER, J.D. 1984. Multiobjective Optimization with Vector Evaluated Genetic Algorithms. Ph. D. Thesis, Vanderbilt University. Unpublished

SHIGLEY, J.E., 2008. Mechanical Engineering Design. McGraw Hill, USA. p. 502-520

SRINIVAS, N., K. DEB.1994. Multiobjective optimization using non-dominated sorting in genetic algorithms. *Evolutionary Computation*, 2(3):221-248

ZITZLER, E., L. TIELE. 1999. Multiobjective Evolutionary Algorithms: A Comparative Case Study and the Strength Pareto Approach. *IEEE Transactions on evolutionary Computation*, 3(4), 257-271.

ZUBOV, L.M., 2006. The problem of the equilibrium of a helical spring in the non-linear three-dimensional theory of elasticity. ([www.elsevier.com/locate/jappmathmech](http://www.elsevier.com/locate/jappmathmech))



## EKLER

### EK.1 Pascal Optimizasyon Programı

```

Program Yay;
uses crt;
VAR
DD1, DD2, DD3, DD4, DD5, DD6, DD7, DD8, DD9, DD10, DD11, DD14, DD15, DD16:TEXT;
I, J, KJ, F, IY, IT, A, ALFA: INTEGER;
JJ, D, D0, S3, E, G, AA, TOEM, TOEM1, TOEM2, TOMAX, TOMAX1, TOMAX2, W, K, TT: REAL;
SB2, SB3, SBK, SBKK, EMN, KB, KY, SA, SB1, SB, L0, C: REAL;
S, S1, S2: REAL;
EN, ENMAX, HAC, HACMIN: REAL;
DV, DE, D0E, D0V, DVO, D0O: REAL;
IYV, IYE, IYO: INTEGER;
SE, SV, KYE, KYV, L0E, L0V, YYO, YOMIN: REAL;
SVO, KYO, L0O: REAL;
BEGIN CLRSCR; JJ:=0; G:=81500; E:=206000;
{ ASSIGN(DD1, 'C:\TP7\DATA\YAY1.DAT'); REWRITE(DD1);
  ASSIGN(DD2, 'C:\TP7\DATA\YAY2.DAT'); REWRITE(DD2);
  ASSIGN(DD3, 'C:\TP7\DATA\YAY3.DAT'); REWRITE(DD3);
  ASSIGN(DD4, 'C:\TP7\DATA\YAY4.DAT'); REWRITE(DD4);
  ASSIGN(DD5, 'C:\TP7\DATA\YAY5.DAT'); REWRITE(DD5);
  ASSIGN(DD6, 'C:\TP7\DATA\YAY6.DAT'); REWRITE(DD6);
  ASSIGN(DD7, 'C:\TP7\DATA\YAY7.DAT'); REWRITE(DD7);
  ASSIGN(DD8, 'C:\TP7\DATA\YAY8.DAT'); REWRITE(DD8);
  ASSIGN(DD9, 'C:\TP7\DATA\YAY9.DAT'); REWRITE(DD9);
  ASSIGN(DD10, 'C:\TP7\DATA\YAY10.DAT'); REWRITE(DD10);
  ASSIGN(DD11, 'C:\TP7\DATA\YAY10.DAT'); REWRITE(DD11); }
  ASSIGN(DD14, 'C:\TP7\DATA\ENERJI.DAT'); REWRITE(DD14);
  ASSIGN(DD15, 'C:\TP7\DATA\HACIM.DAT'); REWRITE(DD15);
  ASSIGN(DD16, 'C:\TP7\DATA\FONKS.DAT'); REWRITE(DD16);
  {WRITELN(DD1, ' ITER      F      Iy      D0      d      SEHIM      YAY KATSAYISI
SERBEST BOY');
  WRITELN(DD2, ' ITER      F      Iy      D0      d      SEHIM      YAY KATSAYISI
SERBEST BOY');
  WRITELN(DD3, ' ITER      F      Iy      D0      d      SEHIM      YAY KATSAYISI
SERBEST BOY');

```

```

WRITELN(DD4, ' ITER      F   Iy   D0   d       SEHIM      YAY KATSAYISI
SERBEST BOY' );
WRITELN(DD5, ' ITER      F   Iy   D0   d       SEHIM      YAY KATSAYISI
SERBEST BOY' );
WRITELN(DD6, ' ITER      F   Iy   D0   d       SEHIM      YAY KATSAYISI
SERBEST BOY' );
WRITELN(DD7, ' ITER      F   Iy   D0   d       SEHIM      YAY KATSAYISI
SERBEST BOY' );
WRITELN(DD8, ' ITER      F   Iy   D0   d       SEHIM      YAY KATSAYISI
SERBEST BOY' );
WRITELN(DD9, ' ITER      F   Iy   D0   d       SEHIM      YAY KATSAYISI
SERBEST BOY' );
WRITELN(DD10, ' ITER     F    Iy   D0   d       SEHIM      YAY KATSAYISI
SERBEST BOY' );
WRITELN(DD11, ' ITER     F    Iy   D0   d       SEHIM      YAY KATSAYISI
SERBEST BOY' );}
WRITELN(DD14, ' F      Iy   D0      d       SEHIM      YAY KATSAYISI
SERBEST BOY  MAX ENERJI' );
WRITELN(DD15, ' F      Iy   D0      d       SEHIM      YAY KATSAYISI
SERBEST BOY  MIN HACIM' );
WRITELN(DD16, ' F      Iy   D0      d       SEHIM      YAY KATSAYISI
SERBEST BOY  MIN FONKS' );
F:=0; I:=0;
REPEAT
I:=I+1;F:=F+100*I;
ENMAX:=0; HACMIN:=30000; YOMIN:=30000;
FOR IY:=3 TO 15 DO BEGIN
FOR J:=4 TO 400 DO BEGIN D0:=0.5*J;
FOR KJ:=40 TO 300 DO BEGIN D:=KJ*0.05;
TOEM1:=0.00002*EXP(6*LN(D))-
0.0034*EXP(5*LN(D))+0.1151*SQR(D)*SQR(D);
TOEM2:=-1.8203*SQR(D)*D+17.034*SQR(D)-106.18*D+1070.9;
TOEM:=TOEM1+TOEM2;
C:=D0/D; IF 4*C=3 THEN C:=0.76;
KB:=(4*C+2)/(4*C-3);
SA:=( (0.0015*SQR(D0)/D)+(0.1*D) ) *IY;
S1:=EXP(3*LN(D0)); S2:=EXP(3*LN(D));

```

```

S:=S1/S2; S:=S/G; S:=S*8*F*IY; S:=S/D;
IF S<>0 THEN KY:=F/S ELSE KY:=9999;
IT:=IY+2;
L0:=IT*D+S+SA;
TOMAX1:=8*KB*F*D0*(1+0.15);
TOMAX2:=PI*D*SQR(D);
TOMAX:=TOMAX1/TOMAX2;
ALFA:=2;
{SB1:=(2*(E-G))/(2*G+E); SB:=PI*D0*SQR(SB1)/ALFA;}
SB1:=SQR((PI*D0)/(ALFA*L0));
SB2:=2*((1-G/E)/(1+2*G/E));
SBKK:=1-SB2*SB1;
IF SBKK>0 THEN BEGIN SB3:=SQR(SBKK);
SBK:=L0*(1-SB3)/(2*(1-G/E)) END ELSE SBK:=100000;
EMN:=TOEM/TOMAX;
IF (EMN>1.2) and (EMN<2.5) THEN
  IF (C>=4) AND (C<=12) THEN
    IF S<SBK THEN BEGIN JJ:=JJ+1;
    EN:=0.5*KY*SQR(S);
    IF EN>ENMAX THEN BEGIN ENMAX:=EN; SE:=S; KYE:=KY;
    DE:=D; D0E:=D0; L0E:=L0; IYE:=IY; END;
    HAC:=PI*D0*IY*SQR(D)/4;
    IF HAC<HACMIN THEN BEGIN HACMIN:=HAC; SV:=S; KYV:=KY;
    DV:=D; D0V:=D0; L0V:=L0; IYV:=IY; END;
    YYO:=0.5*HAC-0.5*EN;
    IF YYO<YOMIN THEN BEGIN YOMIN:=YYO; SVO:=S; KYO:=KY;
    DVO:=D; D0O:=D0; L0O:=L0; IYO:=IY; END;
    {
    WRITELN(JJ:8:1, '          d..=',D:7:3, '  D0..=',D0:7:2, '  F..=',F:4, '
Iy..=',IY:3);
    WRITELN('  s..=',S:9:3, '  ky..=',KY:9:3, '  L0..=',L0:9:3, '  emniyet
kats.=' ,emn:9:3);
    IF                                JJ<19001                                THEN
WRITELN(DD1, JJ:8:1, F:6, IY:4, D0:7:2, D:7:3, S:9:3, KY:9:3, L0:9:3);
    IF          (JJ>=19001)          AND          (JJ<=38000)          THEN
WRITELN(DD2, JJ:8:1, F:6, IY:4, D0:7:2, D:7:3, S:9:3, KY:9:3, L0:9:3);

```

```

IF          (JJ>=38001)          AND          (JJ<=57000)          THEN
WRITELN (DD3, JJ:8:1, F:6, IY:4, D0:7:2, D:7:3, S:9:3, KY:9:3, L0:9:3);
IF          (JJ>=57001)          AND          (JJ<=76000)          THEN
WRITELN (DD4, JJ:8:1, F:6, IY:4, D0:7:2, D:7:3, S:9:3, KY:9:3, L0:9:3);
IF          (JJ>=76001)          AND          (JJ<=95000)          THEN
WRITELN (DD5, JJ:8:1, F:6, IY:4, D0:7:2, D:7:3, S:9:3, KY:9:3, L0:9:3);
IF          (JJ>=95001)          AND          (JJ<=114000)         THEN
WRITELN (DD6, JJ:8:1, F:6, IY:4, D0:7:2, D:7:3, S:9:3, KY:9:3, L0:9:3);
IF          (JJ>=114001)         AND          (JJ<=133000)         THEN
WRITELN (DD7, JJ:8:1, F:6, IY:4, D0:7:2, D:7:3, S:9:3, KY:9:3, L0:9:3);
IF          (JJ>=133001)         AND          (JJ<=152000)         THEN
WRITELN (DD8, JJ:8:1, F:6, IY:4, D0:7:2, D:7:3, S:9:3, KY:9:3, L0:9:3);
IF          (JJ>=152001)         AND          (JJ<=171000)         THEN
WRITELN (DD9, JJ:8:1, F:6, IY:4, D0:7:2, D:7:3, S:9:3, KY:9:3, L0:9:3);
IF          (JJ>=171001)         AND          (JJ<=190000)         THEN
WRITELN (DD10, JJ:8:1, F:6, IY:4, D0:7:2, D:7:3, S:9:3, KY:9:3, L0:9:3);
IF          (JJ>=190001)         AND          (JJ<=209000)         THEN
WRITELN (DD11, JJ:8:1, F:6, IY:4, D0:7:2, D:7:3, S:9:3, KY:9:3, L0:9:3);
END;
END;END;END;
WRITELN (DD14, F:6, IYE:4, D0E:7:2, DE:7:3, SE:9:3, KYE:10:3, L0E:9:3, '
MAX ENERJI..' , ENMAX:10:3);
WRITELN (DD15, F:6, IYV:4, D0V:7:2, DV:7:3, SV:9:3, KYV:10:3, L0V:9:3, '
MIN HACIM..' , HACMIN:10:3);
WRITELN (DD16, F:6, IYO:4, D0O:7:2, DVO:7:3, SVO:9:3, KYO:10:3, L0O:9:3, '
MIN FONKSIYIN..' , YOMIN:10:3);
UNTIL I=7;
{CLOSE (DD1);CLOSE (DD2);CLOSE (DD3);
CLOSE (DD4);CLOSE (DD5);CLOSE (DD6);
CLOSE (DD7);CLOSE (DD8);CLOSE (DD9);CLOSE (DD10);CLOSE (DD11);}
CLOSE (DD14);CLOSE (DD15);CLOSE (DD16);
WRITE ('SONUCLAR B~TT~');
READLN;
END.

```

## ÖZGEÇMİŞ

23.07.1980 yılında Bursa'nın Karacabey ilçesinde doğdu. 1991 yılında Bursa Sümer İlkokulunu, 1994 Malcılar ilköğretim okulunu, 1998 de Malcılar Süper Lisesini bitir.

2003 yılında Uludağ Üniversitesi Makine mühendisliğini bitirdi.

2005-2006 tarihleri arasında Tekno Tasarım, 2006-2009 tarihleri arasında Akyapak Makiana San. çalıştı. 2009 Ekim ayından itibaren Standard Profil A.Ş.de simülasyon mühendisi olarak çalışmaktadır.

Erkan DEVECİLER

**TEŞEKKÜR**

Çalıőmalarım esnasında değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Hocam Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ'a, gösterdikleri anlayıőtan ötürü Standard Profil A.Ő.'ye ve saygı değer dostum Nursel UYSAL'a teőekkürlerimi sunarım.

Erkan DEVECİLER