

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE
PORTAL VİNÇ TASARIMI, ANALİZİ VE
KUTU KİRİŞ EN İYİLEMESİ

Temel ERDÖL
YÜKSEK LİSANS TEZİ

TASARIM VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

GEBZE

2007

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE
PORTAL VİNÇ TASARIMI, ANALİZİ VE
KUTU KİRİŞ EN İYİLEMESİ

Temel ERDÖL
YÜKSEK LİSANS TEZİ

TASARIM VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI
Yrd.Doç.Dr. Zafer ŞENALP

GEBZE
2007

 GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ	YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU
--	---

G.Y.T.E. Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 11/06/2007 tarih ve 2007/20 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 25/06/2007 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Temel ERDÖL' ün tez çalışması Tasarım ve İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı' nda YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI)

: Yrd.DoçDr. A.Zafer ŞENALP

ÜYE

: Doç.Dr. Fehmi ERZİNCANLI

ÜYE

: Yrd.Doç.Dr. Mehmet GÖKTÜRK

ONAY

G.Y.T.E. Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

TEZİN BAŞLIĞI: SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE PORTAL VİNÇ TASARIMI, ANALİZİ VE KUTU KİRİŞ EN İYİLEŞTİRMESİ

YAZAR ADI : Temel ERDÖL

Fabrikalarda, limanlarda, tersanelerde ve depolarda çok geniş bir kullanım alanında sıklıkla kullanılan portal vinçler, yükleri kaldırmakla kalmayıp onları aynı zamanda yatayda da hareket ettirirler.

Bu çalışmada, portal vinç çelik yapı ağırlıklarının yaklaşık %50'sini teşkil eden kutu kiriş yapılarının sonlu elemanlar statik analizi ve ağırlık en iyileştirmesi yapılmıştır. Kutu kiriş konstrüksiyonu için hesap esasları FEM ve DIN normlarına göre uygulanmıştır. Portal vinç konstrüksiyonu katı modeli Autodesk Inventor 10 yazılımında oluşturulmuştur. Portal vincin, belirlenen yüklemeler ve sınır şartlarında ANSYS Workbench sonlu elemanlar yazılımında lineer statik sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. ANSYS yazılımı kullanılarak, kirişin tüm yapı elemanlarıyla birlikte sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Kirişin ağırlığını azaltmak için müsaade edilen gerilme ve deformasyon değerlerini aşmadan ağırlık en iyileştirmesi yapılmıştır. Çalışma sonucunda kiriş ağırlığı %13,2 azaltılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Portal Vinç, Sonlu Elemanlar, Kutu Kiriş En İyileştirmesi

SUMMARY

THESIS TITLE : DESIGN, ANALYSIS OF THE GANTRY CRANE WITH FINITE ELEMENT METHOD AND BOX GIRDER OPTIMIZATION

WRITER NAME: Temel ERDÖL

In this study, static finite element analysis and weight optimization of the box girder, which constitutes about 50% of the total weight of gantry crane structures, is computed. Calculations of the box girder are made according to related FEM and DIN norms. Solid model of gantry crane is generated by the Autodesk Inventor 10 CAD software. Linear static finite element analyses of the gantry crane structure are computed by ANSYS Workbench software under certain defined load combinations and boundary conditions. Finite element model of the box girder is generated by using ANSYS software with full details all of the box girder's structural elements. In order to minimize the weight of the box girder, the algorithm computes a series of different cross sections which also confirm to defined geometric limits, to optimize the structural weight without exceeding the allowable stress and deformation limits. At the end of the study, the weight of the box girder is decreased by 13, 2%.

Keywords: Gantry Crane, Finite Element Method, Box Girder Optimization

TEŞEKKÜR

Çalışmamın her aşamasında fikirlerini ve önerilerini paylaşan, bilgi ve deneyimi ile bana yol gösteren danışman hocam Yrd.Doç.Dr. Zafer ŞENALP' e, genel koordinatörüm Kürşat TOPRAK' a, göstermiş olduğu hoşgörüden ötürü patronum Tekin ÇELİKBİLEK' e, genel müdürüm Orkun ÇELİKBİLEK' e, müdürüm Ahmet YURTSEVEN' e, tüm K-M KÜMSAN MAK. SAN. ve TİC. A.Ş. mesai arkadaşlarıma, maddi ve manevi desteğini hiç eksik etmeyen anneme, aileme ve dostlarıma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
İÇ KAPAK SAYFASI	ii
KABUL VE ONAY SAYFASI	iii
ÖZET	vi
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xii
ŞEKİLLER DİZİNİ	xv
TABLOLAR DİZİNİ	xix
1. GİRİŞ	1
1.1. Portal Vinçlerin Sınıflandırılması	2
1.2. Kesikli Taşıyıcılar	4
1.3. Sürekli Taşıyıcılar	6
1.4. Vinç Çeşitleri ve Konstrüksiyonu	9
1.4.1. Köprülü Vinçler	10
1.4.2. Portal Vinçler	12
1.5. Vinç Konstrüksiyonu ve Hesap Esasları	14
1.5.1. Konstrüksiyon İçin Genel Esaslar	14
1.5.2. FEM ve DIN Normlarına Göre Transport Sistemlerinin Ölçülendirme Esasları	14
1.5.2.1. Kaldırma Makinalarının Sınıflandırılması	15
1.5.2.1.1. Sistem Sınıflandırması	15
1.5.2.1.2. Kullanım Sınıflandırması	15
1.5.2.1.3. Yük Dağılımı	16
1.5.2.1.4. Kaldırma Makinelerinin Grup Sınıflandırması	18
1.5.3. Vinç Hesabında Sisteme Etkiyen Yükler ve Katsayılar	19
1.5.3.1. Esas Yükler	20
1.5.3.2. Düşey Hareketlerden Gelen Yükler	20
1.5.3.3. Yatay Hareketlerden Gelen Yükler	20

1.5.3.4. Hava Şartlarından Meydana Gelen Yüklemler	20
1.5.4. Yükleme Tiplerinin Sınıflandırılması	21
1.5.4.1. Yüklemenin Ana Yük Hali	22
1.5.4.2. Yüklemenin Ana ve Ek Yükler Hali	22
1.5.4.3. Yüklemenin Ana ve Özel Yükler Hali	23
1.5.4.4. İlave Kuvvetler	23
1.5.5. Genel Emniyet Gerilme Değerleri	24
1.5.6. Taşıyıcı Elemanların Yük Durumuna Göre Eğilme Gerilmeleri	24
1.5.7. Vinç Hesabındaki Katsayılar	25
1.5.7.1. Yük Kaldırma Katsayısı	25
1.5.7.2. Yükseltme Katsayısının Seçilmesi	27
1.5.7.3. Zati Ağırlık Katsayısı	27
1.6. Konu ile İlgili Yapılan Bilimsel Çalışmalar	28
1.7. Tez Çalışmasının Amacı	28
2. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ	29
2.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi	29
2.2. Sonlu Elemanlar Yönteminin Tarihsel Gelişimi	30
2.3. Yöntemin Adımları	31
2.3.1. Problem Geometrisinin Elemanlara Ayrılması	31
2.3.2. Alan Değişkenin Tayini	32
2.3.3. Elemanların Davranış Matrislerinin Hesaplanması	32
2.3.4. Eleman Matrislerinin Birleştirilmesi	32
2.3.5. Sistem Denklemlerinin Çözümü	33
2.3.6. Eleman Rijitlik Matrisi	33
2.3.7. Rijitlik Matrisin Türetilmesi	34
2.3.8. Yer Değiştirme Fonksiyonu	37
2.3.9. İsoparametrik Dörtgen Eleman	40
2.3.9.1. İzoparametrik Eşleme	41
2.3.9.2. Eleman Rijitlik Matrisi	45
2.3.9.3. Sayısal İntegrasyon	46
2.4. İki Boyutlu Modelleme	47
3. TASARIM EN İYİLEME TEORİSİ	50
3.1. En İyileme	50
3.1.1. Matematiksel Programlama Teknikleri	51

3.2. En iyilemede Mühendislik Uygulamaları	52
3.3. Tasarım En İyilemesi Probleminin Formülasyonu	52
3.3.1. Dizayn Değişkenleri	53
3.3.2. Amaç Fonksiyonu	55
3.3.3. Dizayn Kısıtları	56
3.3.3.1. Doğrusal ve Doğrusal Olmayan Kısıtlamalar	56
3.3.3.2. Eşitlik ve Eşitsizlik Kısıtlamaları	56
3.3.4. Kısıtlanmamış ve Kısıtlanmış En iyileme Problemlerinin Formüle Edilmesi	57
3.4. ANSYS ile Tasarım En İyilemesi	58
3.4.1. ANSYS Terminolojisinde En İyileme için Kullanılan Temel Kavramlar	59
3.4.1.1. Dizayn Değişkenleri	59
3.4.1.2. Durum Değişkenleri	59
3.4.1.3. Amaç Fonksiyonu	59
3.4.1.4. Uygun ve Uygun Olmayan Dizayn	60
3.4.1.5. En İyi Dizayn	60
3.4.1.6. Analiz Dosyası	60
3.4.1.7. Döngü	61
3.4.1.8. En İyileme İterasyonu	61
3.4.1.9. En İyileme Veritabanı	61
3.5. En İyileme Değişkenlerinin Seçiminde Dikkat Edilecek Hususlar	61
3.5.1. Dizayn Değişkenlerinin Seçimi	61
3.5.2. Dizayn Kısıtlamalarının Seçimi	62
3.5.3. Amaç Fonksiyonu Seçimi	63
3.6. ANSYS ile Tasarım En İyilemesi Prosedürü	64
3.7. ANSYS En İyileme Teknikleri	65
3.7.1. Alt Problem Yaklaşımı Yöntemi	65
3.7.2. Birinci Mertebe Yöntemi	66
3.7.3. Rasgele Dizayn Oluşturma Aracı	67
3.7.4. Süpürme Aracı	68
3.7.5. Faktöriyel Değerlendirme Aracı	68
3.7.6. Eğim Değerlendirme Aracı	69

4. PORTAL VİNCE AİT ÇELİK YAPININ KATI VE SONLU	
ELEMANLAR (FEM) MODELİNİN OLUŞTURULMASI	70
4.1. Portal Vince Ait Çelik Yapının Katı Modelinin Oluşturulması	70
4.2. Portal Vinç Genel Yapısının Sonlu Elemanlar Modelinin	
Oluşturulması	75
4.2.1. Geometrinin ANSYS Yazılımına Aktarımı	75
4.2.2. Kontakların Tanımlanması	76
4.2.3. Ağ Yapısının Oluşturulması	77
4.3. Kiriş Yapısının Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması	78
4.3.1. Parametrelerin Tanımlanması	79
4.3.2. Noktaların Oluşturulması	80
4.3.3. Çizgilerin Oluşturulması	82
4.3.4. Alanların Oluşturulması	83
4.3.5. Eleman Tanımlamasının Yapılması	85
4.3.6. Sabitler Tanımlamasının Yapılması	85
4.3.7. Kesit Tanımlamasının Yapılması	87
4.3.8. Malzeme Bilgisinin Tanımlamasının Yapılması	87
4.3.9. Ağ Yapısının Oluşturulması	88
5. PORTAL VİNCE AİT ÇELİK YAPININ VE KİRİŞİN STATİK SONLU	
ELEMANLAR ANALİZİNİN YAPILMASI	91
5.1. Portal Vinç Çelik Yapısının Statik Sonlu Elemanlar Analizi	91
5.1.1. Yapıya Etkiyen Yüklerin Tayini	91
5.1.2. Malzeme Tanımlamasının Yapılması	92
5.1.3. Ortam Tanımlamasının Yapılması	93
5.1.4. Statik Analizin Koşturulması	95
5.1.5. Statik Analiz Sonuçlarının Alınması	96
5.1.6. Sonuçların Gösterildiği Şekillerin Okunması	96
5.2. Kiriş Yapısının Statik Sonlu Elemanlar Analizi	99
5.2.1. Sınır Koşulların ve Yüklemelerin Yapılması	99
5.2.2. Statik Sonlu Elemanlar Analizinin Koşturulması	102
5.2.3. Sonuçların Görüntülenmesi	102
5.2.4. Hacim Tanımlamasının Yapılması	105
5.2.5. Maksimum Deformasyonun Tanımlanması	105
5.2.6. Maksimum Gerilmenin tanımlanması	106

5.2.7. Girdi Dosyasının Oluşturulması	107
6. EN İYİLEME MODELİNİN ÇAĞRILMASI VE EN İYİLEME ÇALIşMALARİ	108
6.1. En İyileme Girdi Dosyasının Çağrılması	110
6.2. Dizayn Değişkenlerinin Tanımlanması	110
6.3. Durum Değişkenlerinin Tanımlanması	111
6.4. Amaç Fonksiyonun Tanımlanması	111
6.5. En İyileme Yönteminin Tanımlanması	112
6.6. En İyileme Sonuçlarının Alınması	114
6.7. Yeni Kesit Değerlerine Ait Sonuçların Görüntülenmesi	114
7. EN İYİLEME SONRASI PORTAL VİNÇ ÇELİK YAPISININ STATİK SONLU ELEMANLAR ANALİZİ	122
7.1. En İyileme Sonrası Kiriş Kesitlerinin Katı Modele Aktarımı	122
7.2. Statik Analiz Sonuçlarının Alınması	124
8. DEğERLENDİRMELER	128
9. SONUÇ VE ÖNERİLER	131
KAYNAKLAR	132
EKLER	134
ÖZGEÇMİş	135

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

t_1	: Kalkış süresi
t_2	: Sabit rejim hızında çalışma süresi
t_3	: Durma süresi
D	: Dökme mallar
P	: Parça mallar
l	: Köprü açıklığı
e	: Köprü tekerlekleri arası açıklık
Q	: Faideli yük
m_1	: Yükler
m_{1max}	: Emniyetli çalışma yükünü
n	: Gerçek kaldırma sayısını
n_{max}	: Toplam kaldırma süresince toplanan kaldırma sayısı
k_p	: Dağılım faktörü
P	: Rüzgar kuvvetinin bileşkesi
c	: Aerodinamik katsayısı
A	: Rüzgar yönüne dik düzlemdeki taşıyıcı sistem yüzeylerinin izdüşümü
q	: Dinamik basınç
$V_{rüz}$	: Rüzgar hızıdır
H	: Yüklemenin ana yük hali
HZ	: Yüklemenin ana ve ek yükler hali
HS	: Yüklemenin ana ve özel yükler hali
μ	: Sürtünme katsayısı
σ_H	: Eğilme gerilmesi
σ_H	: Eğilme gerilmelerin toplamı
M_R	: Rüzgar kuvvetlerinden gelen eğilme momenti
M_Y	: Yan ilave yüklerinden gelen eğilme momenti
Ψ	: Yük kaldırma katsayısı
V_k	: Kaldırma hızı
γ_c	: Yükseltme katsayısı
φ	: Zati ağırlık katsayısı

f	: Elemana etki eden kuvvetler vektörü
k	: Elemanın rijitlik matrisi
u	: Elemanın düğüm noktalarındaki yer değiştirme vektörü
F	: Her bir düğüm noktasındaki dış kuvvetler
K	: Tüm elemanlar sisteminin rijitlik matrisi
U	: Yer değiştirme vektörü
B	: Gradyen matrisi
D	: Elastik sabitler matrisi
σ	: Düğüm noktasındaki gerilme
δU_e	: İç gerilmelerin virtüel şekil değiştirme enerjisi
δW_e	: Dış kuvvetlerin virtüel işi
$u(x,y), v(x,y)$	: Yer değiştirme bileşenleri
N	: İnterpolasyon fonksiyonu
U^e	: Düğüm noktasındaki yer değiştirme bileşenleri
ε	: Birim şekil değiştirme sütun matrisi
∂	: Diferansiyel operatör matrisi
t	: Eleman kalınlığı
A	: Eleman alanıdır
N	: İnterpolasyon fonksiyonları
s,t	: Elemanın doğal koordinat eksenleri
x,y	: Koordinat sistemi eksenleri
J	: Dönüşümün Jacobiyeni
τ_{xy}	: Kayma gerilmesi
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	: Normal gerilme bileşenleri
E	: Elastisite modülü
ν	: Poisson' oranı
$\varepsilon_z, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$	: Birim şekil değiştirme bileşenleri
χ_i	: Dizayn değişkenleri
$F(\chi)$	: Amaç fonksiyonu
j	: Kısıtlar
$g_j(\chi)$	: Eşitsizlik kısıtları
$h_i(\chi)$	: Eşitlik kısıtları

χ	: Dizayn değişkeni vektörü
DV	: Dizayn değişkenleri
SV	: Durum değişkenleri
nr	: Oluşturulan rasgele iterasyon sayısı
nf	: Toplam uygun dizayn seti sayısı
Nr	: Belirtilen maksimum iterasyon sayısı
Nf	: Hedeflenen uygun dizayn seti sayısı
n_s, nf	: Dizayn seti adedi
n	: Dizayn değişkeni sayısı
Ns	: İşlem sayısı
Q	: Kaldırma kapasitesi
H	: Kaldırma yüksekliği
L	: Köprü Eksen açıklığı
L	: Araba eksen açıklığı
q	: Araba ağırlığı
Va	: Kaldırma hızı
Vk	: Köprü Yürütme hızı
W	: Kutu kiriş kesit eksen genişliği parametresi
H	: Kutu kiriş kesit eksen yüksekliği parametresi
T	: Ray altı yan plaka kalınlığı parametresi
K	: Yan plaka kalınlığı parametresi
M	: Üst plaka kalınlığı parametresi
N	: Alt plaka kalınlığı parametresi
L	: Kutu kiriş eksen açıklığı parametresi
B	: Perde aralıkları parametresi
D	: Kutu kiriş flanş uzunluğu parametresi
C	: Perde adedi parametresi
R	: Perde kalınlığı parametresi
G	: Sitifner – nötr eksen mesafesi parametresi
E, F, V	: Ayak- kutu kiriş bağlantı eksen perde kalınlık parametreleri
EVOLUME	: Kutu kiriş hacmi parametresi
UY	: Y eksenindeki maksimum deformasyon parametresi
UZ	: Z eksenindeki maksimum deformasyon parametresi
MAXSTRS	: Maksimum gerilme değeri parametresi

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Kesikli Çalışan Transport Makinalarının Çalışma Süresi.	4
1.2. Kesikli Çalışan Kaldırma Makinalarının Sınıflandırılması.	5
1.3. Sürekli Çalışan Transport Makinalarının Çalışma Süresi.	6
1.4. Sürekli Taşıma Makinaların Sınıflandırılması.	9
1.5. Köprülü Vinç Şeması.	10
1.6. Köprülü Vinç Çeşitleri.	12
1.7. Portal Vinç Şeması.	13
1.8. Portal Vinç Çeşitleri.	13
1.9. Yük Dağılım Grafikleri.	17
2.1. Bir Sonlu Eleman Modelinde Düğüm Noktaları ve Elemanlar.	30
2.2. Lineer Dikdörtgen Eleman.	37
2.3. Elemanın Fiziksel Koordinatlara Eşlenmesi.	41
2.4. 8 Düğüm Noktalı İzoparametrik Sonlu Eleman.	42
2.5. Gauss Kareleştirme İçin En İyi Örnekleme Noktası Konumları.	46
2.6. 8 Düğüm Noktalı Eleman İçin Örnekleme Noktaları.	47
2.7. İki Boyutlu Katı Geometrisi.	47
3.1. En İyileme Eğrisi.	51
3.2. Çeşitli Kesitler ve Bunlara Ait Tasarım Parametreleri.	54
3.3. Minimum ve Maksimum Bulma.	56
3.4.a. $x_1 = x_2$ Eşitlik Kısıtlaması.	57
3.4.b. $x_1 \leq x_2$ Eşitsizlik Kısıtlaması.	57
4.1. Kiriş Kesiti ve boyutları.	71
4.2. Kiriş Katı Modeli.	71
4.3. Mafsallı Ayak Katı Modeli.	72
4.4. Sabit Ayak Katı Modeli.	72
4.5. Başlık Kirişi Katı Modeli.	72
4.6. Portal Vincin Katı Modeli ve Genel Boyut Ölçüleri.	73
4.7. Portal Vincin Telkafes (Wireframe) Görünümü.	73
4.8. Portal Vincin Katı Model Görünümü.	74
4.9.a. Autodesk Inventor Yazılımından Doğrudan Aktarım.	75

4.9.b. Oluşturulan Katı Modelinin AnsysWorkbench'e Aktarımı.	75
4.9.c. AnsysWorkbench' e Aktarılmış Geometri.	76
4.10. Kontak Ayarlarını Yapılması.	76
4.11. Kontak Tanımlaması.	76
4.12. Boyutsal Ağ (Sizing Mesh) Oluşturma.	77
4.13. Ağ Yapısının Oluşturulması.	77
4.14. Ağ Yapısının Görünümü.	78
4.15. ANSYS Yazılımının Çalıştırılması.	78
4.16. Skalar Parametrelerin Girilmesi.	80
4.17. Noktaların Girilmesi.	81
4.18. Noktaların Görünümü.	81
4.19. Çizgilerin Oluşturulması.	82
4.20. Noktaların Kopyalanması.	82
4.21. Parametrelerin Girilmesi.	82
4.22. Çizgilerin Kısmı Görünüşü.	83
4.23. Çizgilerin Tüm Görünüşü.	83
4.24. Alanların Oluşturulması.	83
4.25. Perdelere Ait Alanların Oluşturulması.	84
4.26. Plakalara Ait Alanların Oluşturulması.	84
4.27. Kirişe Ait tüm Alanların Oluşturulması.	84
4.28. Elemanların Tanımlanması.	85
4.29. Shell63 ve Beam188 Elemanı.	85
4.30. Sabit (Real Constant) Tanımlamalarının Yapılması.	86
4.31. Sitifner Kesit Tanımlaması.	87
4.32. Ray Kesit Tanımlaması.	87
4.33. Malzeme Tanımlaması.	87
4.34. Yoğunluk Tanımlaması.	87
4.35. Ağ Aracı (Mesh Tool).	88
4.36. Alanların Seçimi.	88
4.37. Alanların Tanımlanması.	89
4.38.a. Sitifner, Ray ve Lamaların Kesit Görünüşü.	90
4.38.b. Sitifner, Ray ve Lamaların Ağ Yapısı Görünümü.	90
4.38.c. Kirişin Sonlu Elemanlar Modeli Yapı Elemanları.	90
4.38.d. Kirişin Sonlu Elemanlar Modeli -Lama-.	90

4.38.e. Kirişin Sonlu Elemanlar Modeli Kesit Görünüş.	90
4.38.f. Kirişin Sonlu Elemanlar Modeli Tüm Yapı.	90
5.1. Birimlerin Metrik Olarak Seçilmesi.	92
5.2. Malzemenin Tanımlanması.	92
5.3. İvmelenmenin Tanımlaması.	93
5.4. Yatak Yüğü (Bearing Load) Tanımlaması.	93
5.5. Silindiriksel Mesnet (Cylindrical Support) Tanımlaması.	94
5.6. Yüklemlerin Yapılması.	95
5.7. Ortam (Environment) Unsurları.	95
5.8. Tüm Yapıdaki Gerilme Değerleri.	96
5.9. Tüm Yapıdaki Toplam Deformasyon.	97
5.10. Tüm Yapıda Düşeydeki Deformasyon.	97
5.11. Kirişteki Gerilme Değerleri.	98
5.12. Kirişin Düşeydeki Deformasyonu.	98
5.13. Kirişin Yataydaki Deformasyonu.	98
5.14. Statik Analizin Seçilmesi.	99
5.15. Sınır Koşullarının Tanımlanması.	101
5.16. Yerçekimi (Gravity) Tanımlamasının Yapılması.	101
5.17. Çözümün Tamamlanması.	102
5.18. Kirişin Düşeyde Düğüm Noktalarına ait Deformasyonu.	103
5.19. Kirişin Yatayda Düğüm Noktalarına Ait Deformasyonu.	103
5.20.a. Kirişin Düğüm Noktalarına Ait Gerilme Değerleri.	104
5.20.b. Kirişin Düğüm Noktaları Gerilme Değerleri.	104
5.21. Eleman Hacimlerinin Tanımlanması.	105
5.22. Maksimum Deformasyonun Tanımlanması.	106
5.23. Dizayn Değişkenlerinin Tanımlanması.	110
5.24. Durum Değişkenlerinin Tanımlanması.	111
5.25. Amaç Fonksiyonunun Tanımlanması.	112
5.26. En İyileme Metodunun Tanımlanması.	112
5.27. İterasyon Ayarları.	113
5.28. En İyilemenin Başlatılması.	113
5.29. Kirişin Elemanlara Ait Düşeydeki Deformasyonu.	115
5.30. Kirişin Elemanlara Ait Yataydaki Deformasyonu.	115
5.31. Kirişteki Elemanlara Ait Gerilme Değerleri.	116

5.32. Kirişin Toplam Deformasyonu.	116
5.33. HACİM - H,W Değişimi Grafiği.	117
5.34. İterasyon - H,W Değişimi Grafiği.	118
5.35. İterasyon – T,K,M,N Değişimi Grafiği.	118
5.36. HACİM – T,K,M,N Değişimi Grafiği.	119
5.37. HACİM – H,W Değişimi Grafiği.	119
5.38. GERİLME – T,K,M,N Değişimi Grafiği.	120
5.39. DEFORMASYON (UY) – T,K,M,N Değişimi Grafiği.	120
5.40. DEFORMASYON (UZ) – T,K,M,N Değişimi Grafiği.	121
5.41. HACİM – DEFORMASYON (UY VE UZ) Değişimi Grafiği.	121
7.1. En İyileme Sonrası Kiriş Kesiti (SON DURUM).	123
7.2. Tüm Yapıdaki Toplam Deformasyon.	124
7.3. Kirişin Düşeydeki Deformasyonu.	125
7.4. Kirişin Yataydaki Deformasyonu.	125
7.5. Kirişteki Gerilme Değerleri.	126
7.6. Kirişin Düşeydeki Deformasyonu.	126
7.7. Kirişin Yataydaki Deformasyonu.	127
7.8. Kirişin Gerilme Değerleri.	127
8.1. Kirişin İlk ve En İyileme Sonrası Elde Edilen Kesit Değerleri.	129

TABLOLAR DİZİNİ

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Toplam Kullanım Süresi.	16
1.2. Yük dağılım Faktörü Tablosu.	17
1.3. Kaldırma Makinalarının Kullanım Sınıflandırması.	18
1.4. Kaldırma Makinelerinin Sınıflandırılması İçin Rehber Tablo.	19
1.5. Gerilme Emniyet Değerleri.	24
1.6. Yük Kaldırma Katsayısı (ψ).	25
1.7. Vinçlerin Gruplandırılması ve Kaldırma Sınıfları.	26
1.8. Çeşitli Vinçler ve Kaldırma Sınıfları.	26
1.9. Kaldırma Grubuna Göre Yükseltme Katsayısı.	27
1.10. Zati Ağırlık Katsayısı (ϕ).	27
4.1. Noktalar ve Kordinatları.	80
4.2. Sabit (Real Constant) Tanımlaması.	86
5.1. Statik Analiz Sonuçları.	99
5.2. Sınır Koşulları.	100
5.3. Yüklemeler.	101
5.4. Parametreler ve Değerleri.	107
5.5. Dizayn Değişkeni Olarak Tanımlanacak Parametreler ve Değerleri.	109
5.6. Durum Değişkeni Olarak Tanımlanacak Parametreler ve Değerleri.	109
5.7. I.Durum ve Son Durum Skalar Parametreler.	114
7.1. Seçilen Kesit Değerleri.	122
7.2. Statik Analiz Sonuçları.	124
8.1. İlk ve En İyi İyileme Sonrası Elde Edilen Parametre Değerleri.	130

1. GİRİŞ

Portal vinçler yükleri yalnızca kaldırmakla kalmayıp onları yatay olarak da hareket ettiren iş veya tesir alanları geniş kaldırma makinalarıdır. Bu vinçler, fabrikalarda, ambarlarda, enerji santrallerinde, tersanelerde yük veya konteyner taşıma ve iletme işlerinde kullanılırlar [İmrak ve Gerdemeli, 1996].

Portal vinçler, yüklerini araba vasıtasıyla hem kaldırır, hem de köprü boyunca taşır. Buna ilaveten tüm sistemi yürüten başlık yapılarıyla yükleri hol boyunca da taşırlar.

Bölüm 1.1’ de portal vinçlerin sınıflandırılması ve hesap esasları üzerinde detaylıca durulmuştur. Transport makinalarına değinilmiş özellikleri aktarılmıştır. İlgili DIN (Deutsches Institut für Normung) ve FEM (Federation Europeenne de la Manutention) normları incelenmiş, konuyla ilgili detaylı bilgiler aktarılmıştır.

Bölüm 2’ de sonlu elemanlar yöntemi ve bu yöntemle yapılan analiz tipleri incelenmiştir. Sonlu elemanlar yönteminin kullanıldığı alanlar ve yararları hakkında bilgiler verilmiştir.

Bölüm 3’ te En İyileme (Optimization) nedir?’’ sorusu incelenmiş, kullanım alanları, en iyileme yöntem ve teknikleri hakkında bilgi edinilmiştir.

Bölüm 4’ te Portal vinç yapısının Bilgisayar Destekli Tasarımı (CAD) oluşturulmuş, gerekli lineer statik sonlu elemanlar analizlerinin yapılması için ‘‘ANSYS Workbench’’ sonlu elemanlar yazılımına aktarılmıştır. Ağırlık en iyilemesi yapılacak olan kutu kirişin sonlu elemanlar modeli ‘‘ANSYS’’ sonlu elemanlar yazılımında, sonlu elemanlar modeli (FEM) oluşturulmuştur. FEM ve DIN normları hesap esaslarına dayalı olarak yüklemeler, sınırlamalar ve elemental yapıları oluşturulmuştur.

Bölüm 5’ te portal vinç ve kirişe ait ilk kesit değerlerindeki yapısının lineer statik sonlu elemanlar analizi yapılarak sonuçları alınmıştır.

Bölüm 6’ da kiriş ağırlığını azaltmak için ağırlık en iyilemesi yapılarak sonuçlar alınmış, yeni kesit değerleri saptanmış ve bu değerlere ait kirişin statik analizleri yapılmış ve sonuçları alınmıştır.

Bölüm 7’de yeni kesit değerlerine ait tüm portal vinç yapısının statik analizleri yapılmış ve sonuçları alınmıştır.

Bölüm 8’ de tüm çalışmalar neticesinde elde edilen sonuçlar verilmiş, sonuçlar üzerine değerlendirmeler yapılmış, bundan sonra yapılacak olan benzer çalışmalar için tavsiyelerde bulunulmuştur.

1.1. Portal Vinçlerin Sınıflandırılması

Bir mal veya ürünün bir yerden diğer bir yere taşınmasında veya kaldırılmasında kullanılan makinalara “**kaldırma ve iletme makinaları**” veya kısaca “**transport makinaları**” denir. Asansörler gibi bazı transport makinaları ile insan taşımacılığı da yapılmaktadır [İmrak ve Gerdemeli, 1996].

Materyal transportunun beş dikkat çekici unsuru şunlardır:

1. Hareket: En etkili yöntemle ve en ucuza parçalar, materyaller ve bitmiş parçalar bir yerden bir yere taşınmalıdır.

2. Zamana: O an için materyallere nerede ihtiyaç varsa o anda orada olmalıdır.

3. Yer: Materyaller kullanım için en uygun yerde ve pozisyonda olmalıdır.

4. Sıklık (Yoğunluk): İhtiyaç düzeyi gerçekleştirilmekte olan işlemlerin kademelerine göre değişmektedir. Materyaller işlemler için doğru sayı, ağırlık, hacim veya sayıda temin veya tahliye edilmelidir.

5. Kullanım Alanı: Depolama yeri ve etkin kullanımı tüm işlemler ve operasyonların anahtar faktörüdür.

Kaldırma ve taşıma makinaları ile yapılan işlere örnekler şunlardır :

1. Yer üstü ve altındaki doğal kaynaklarda mevcut (kömür, kum ve petrol gibi) ham maddelerin çıkarılması, taşınması, temizlenmesi, tasnifi veya istifi işlemlerinde tamamen veya kısmen transport makinaları kullanılır.
2. Endüstriyel tesislerde (kara, deniz ve hava taşıtları ile gelen) malı veya malzemeleri, “yükleme ve boşaltma” işleri,
3. Endüstriyel tesislerde, ambarlarda ve diğer işletmelerde (ham, yarı işlenmiş ve tam-işlenmiş malzemenin) taşınması ve istifi,
4. Endüstriyel işletmelerde ağır parçaların taşınması, tezgahlara bağlanması ve işlendikten sonra tezgahdan alınması,
5. Seri imalatla “malzeme akışının” ekonomik yarar getirecek şekilde düzenlenmesi,
6. Büyük makina ve tesislerin montaj ve demontajında (takılıp, sökülmesinde) ve revizyon ve onarılması,
7. İnşaat şantiyelerinde malzemelerin çeşitli maksatlarla taşınması,
8. Bir taşıtın onarım amacı ile “kaldırıp indirilmesi (kriko ile kaldırma),
9. Tane mal veya tozların borular içinde akışkanlarla taşınması
10. Ergitilmiş metallerin “potalar” ile taşınarak döküm yapılması,
11. İnsanların ve yüklerin asansörler, teleferikler veya çok katlı mağaza ve istasyonlarda yürüyen merdivenlerle taşınması,
12. Çeşitli konveyörler (bantlı, zincirli), elevatörler gibi taşıyıcılar ile mal ve malzemelerin taşınması.

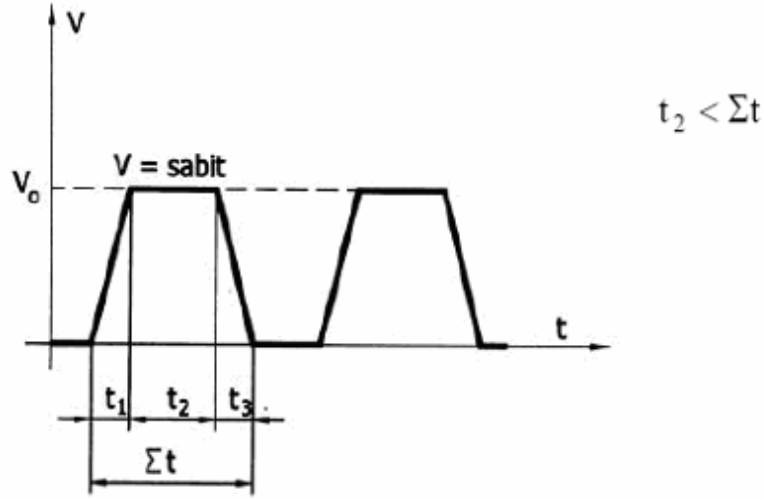
Taşınacak mal veya yükün cinsi, birim ağırlığı, miktarı ve taşıma uzaklığı ile fiziksel ve mekanik özellikleri transport makinalarının seçiminde etkin rol oynar. Transport makinaları çalışma ilkelerine göre iki ana gruba ayrılmaktadır.

a) Kesikli Taşıyıcılar (kaldırma makinaları) : Krikolar, palangalar, vinçler, vinçler, asansörler ve zemin araçları.

b) Sürekli taşıyıcılar (konveyörler) : Çekme elemanlı sürekli taşıyıcılar, çekme elemansız sürekli taşıyıcılar ve akışkan akımlı taşıyıcılar.

1.2 . Kesikli Taşıyıcılar

Kesikli taşıyıcılar bir periyot (örn. bir çalışma günü) içinde devamlı çalıştırılmadan malların veya yüklerin taşınmasında ve kaldırılmasında kullanılan makinalardır. Kesikli taşıyıcılar “kaldırma makinaları” olarak da tanımlanırlar. Bu makinalar kaldırma ve taşıma işlemini tamamladıktan sonra durur ve bir sonraki işlem tekrarlanana kadar çalışmazlar. Asansör ve vinç gibi kesikli çalışan transport makinalarının çalışma süresi, Şekil 1.1.’ de görüldüğü gibi kalkış süresi t_1 , sabit rejim hızında çalışma t_2 ve durma süresi t_3 sürelerinden oluşur [İmrak ve Gerdemeli, 1996].



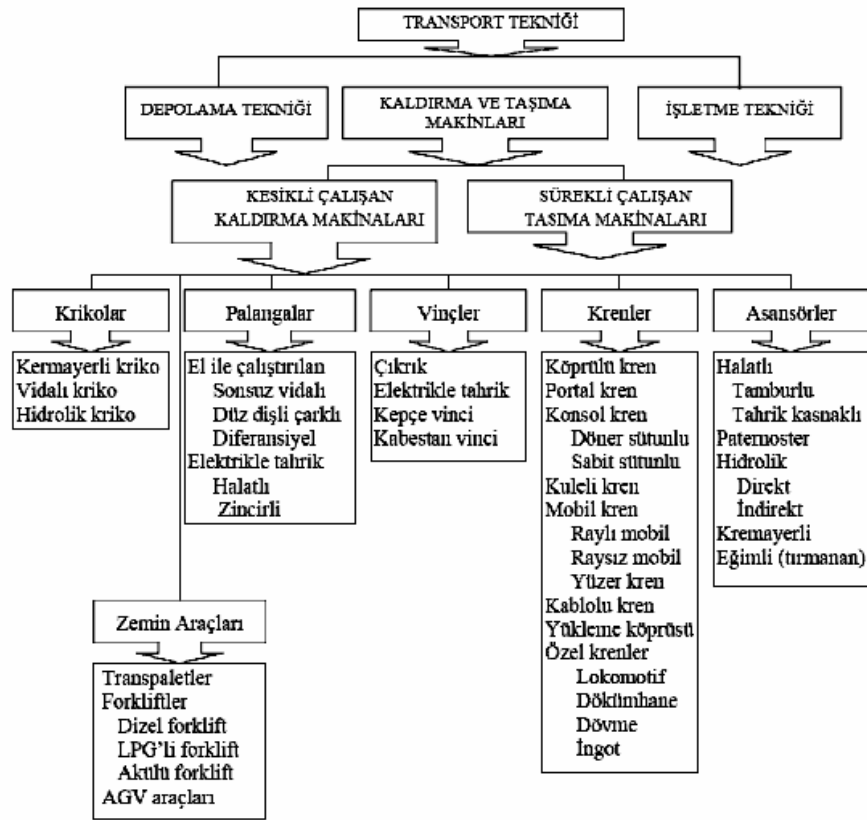
Şekil 1.1. Kesikli Çalışan Transport Makinalarının Çalışma süresi.

Kaldırma makinalarına ve kullanım yerlerine ait örnekler aşağıda verilmiştir.

1. Kuru yük gemilerinde yükleme-boşaltma işlerinde kullanılan “borda vinçleri” (konsol vinçler),
2. Konteyner taşımacılığı yapan gemilerin limanlarda yükleme-boşaltma işlerinde kullanılan “konteyner vinçleri” (kombine vinçler),
3. Hububat, maden cevheri benzeri dökme mal taşıyan yük gemilerinin yükleme-boşaltma işlerinde kullanılan kepçeli veya kancalı “liman vinçleri” veya “kombine vinçler”,
4. Tahliye sandallarının indirilmesinde kullanılan “mataforalar”,
5. Gemilerde çapanın (demirin) indirilip-kaldırılmasında kullanılan “ırgat vinçleri”,
6. Feribot ve yolcu gemilerinde kullanılan “insan asansörleri”,

7. Arabalı vapur ve feribot kapaklarının açılıp-kapanmasında kullanılan “vinç donanımları”,
8. Tersane ve doklarda gemi inşaatı ve tamirinde kullanılan “tersane vinçleri” (taklı vinçler),
9. Ambarlarda, antrepolarda ve büyük yük gemilerinde yüklerin istiflenmesinde kullanılan “istif makinaları” (fork-liftler),
10. Gemi manevra ve yanaştırılmasında kullanılan “kabestan kafaları”,
11. Rıhtıma yanaşamayan büyük yük gemilerinin yüklenmesi-boşaltılması işlerinde ve kurtarma işlerinde kullanılan “maçunalar” (yüzer vinçler).

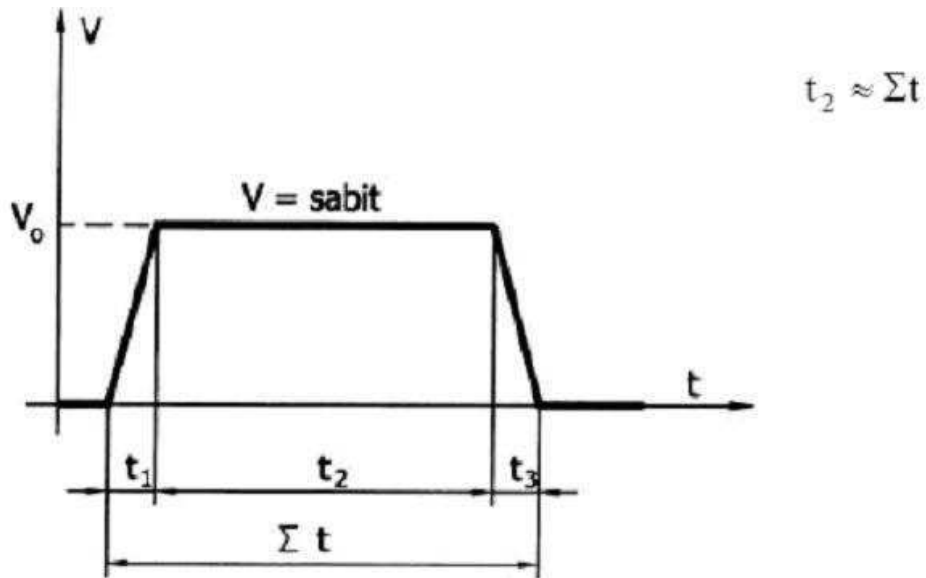
Taşıyan kütlelerin, taşıma mesafelerinin ve taşınan malzeme cinslerinin çok farklı olması nedeniyle kaldırma ve taşıma makinaları da çok çeşitlidir. Bu nedenle, konuyu sistematik olarak inceleyebilmek için bu makinalar sınıflandırılırlar. Sınıflandırma, çeşitli şekillerde yapılabilirse de, çoğunlukla çalışma prensipleri esas alınarak gerçekleştirilir. Şekil 1.2.’de bu tarzda yapılan sınıflandırma görülmektedir.



Şekil 1.2. Kesikli Çalışan Kaldırma Makinalarının Sınıflandırılması.

1.3. Sürekli Taşıyıcılar

Sürekli transport makinaları bir periyot içinde sürekli olarak çalışan malların ve insanların bir yerden başka bir yere kısa veya uzun mesafede naklinde kullanılan makinalardır. Sürekli taşıyıcılar “konveyörler” adı ile de anılmaktadır. Bu makinalar taşıma ve iletme işlemini tamamladıktan sonra çalışmaya devam ederler. Yürüyen merdiven, bantlı konveyör gibi sürekli çalışan transport makinalarının çalışma süresi, Şekil 1.3.’ de görüldüğü gibi kalkış süresi t_1 , sabit rejim hızında çalışma t_2 ve durma süresi t_3 sürelerinden oluşur [İmrak ve Gerdemeli, 1996].



Şekil 1.3. Sürekli Çalışan Transport Makinalarının Çalışma Süresi.

Dökme ve parça malların iletiminde yaygın bir şekilde kullanılan taşıma makinaları, işletme prensibine göre, sürekli (kesintisiz) çalışan transport makinalarıdır. Süreklilikten amaç, çalışmanın ve mal iletiminin aynı yönde devamlı olması ve periyodik bir hareketin bulunmasıdır.

Sürekli taşıyıcılar değişik yönlerden sınıflandırılabilir. En yaygın yöntem taşınacak mallara göre yapılan sınıflandırmadır.

1. Kepçeli elevatörler gibi sadece dökme malların taşınmasında kullanılan sürekli taşıyıcılar
2. Bantlı konveyörler gibi dökme, kitle ve parça malların taşınmasında kullanılan sürekli taşıyıcılar
3. Parça mal elevatörleri gibi sadece parça malların taşınmasında kullanılan sürekli taşıyıcılar
4. Yürüyen merdivenler gibi insanların taşınmasında kullanılan sürekli taşıyıcılar

Sürekli taşıma sistemlerinin seçiminde gözönünde bulundurulacak faktörler şunlardır:

1. Taşınacak malların fiziksel ve mekanik özellikleri sürekli taşıyıcıların kullanım alanını sınırlamaktadır. Her sürekli taşıma sistemi birbirine göre farklılıklar gösteren malların taşınması için aynı uygunluğa sahip olmayacaktır.
2. Seçimi etkileyen bir diğer faktör ise taşınacak malın miktarı ve taşıma süresidir. Ayrıca malın kesintisiz olarak yüksek taşıma hızı ile konveyörlerin birim uzunluğuna gelen mal ağırlığı azalmaktadır. Bu nedenle konveyör tesisleri daha kompakt ve daha derli toplu konstrüksiyonlara sahiptir.
3. Ön çalışmalar esnasında, konveyör kapasitesinin değişebilir olması gerekip gerekmediği araştırılmalıdır. Aşırı yüklemelerden kaçınılmalı nominal kapasitede kullanılmaları tercih edilmelidir.
4. Sürekli taşıyıcıların seçiminde taşıma yolunun yönü ve mesafesi önemli rol oynamaktadır. Özellikle taşınacak malın yüklenme ve boşaltma noktalarının konumları dikkate alınmalıdır. Sürekli taşıyıcıların bir kısmı sadece doğru bir hat üzerinde çalışabilir olmalarına rağmen diğer bir kısmı ise düzlemde veya uzayda taşıma yönü değişebilen sistemlerdir.
5. Yükleme ve boşaltma yöntemleri sürekli taşıyıcıların seçimini etkilemektedir. Sürekli taşıyıcılarda yükleme ya kendi kendilerine ya da özel yükleme düzenleriyle yapılmaktadır. Malların yüklenip boşaltılmasında ilave iş kullanımı ve kullanılacak yardımcı donanımın kapladığı hacmin en aza indirgenmesi gerekmektedir. Sürekli transport makinasının seçiminde, malları daha gelişmiş transport makinaları ve taşıma sistemi kullanarak, en basit taşıma işlemiyle, para, zaman ve iş gücünü en az kullanarak gerçekleştirmek ilkesi kullanılır.

Sürekli taşıyıcılar konstrüktif özelliklerine göre de iki ana gruba ayrılabilir :

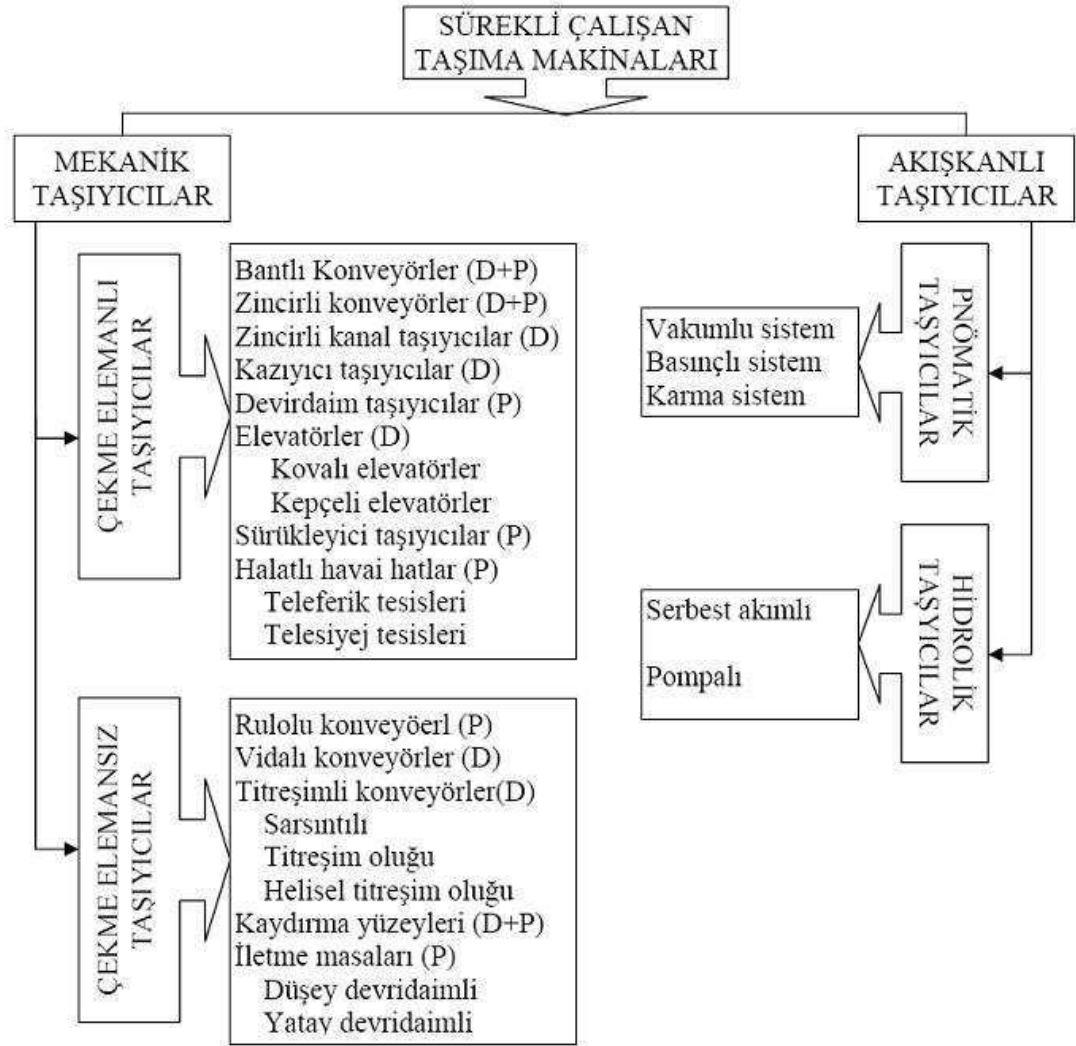
- a) Çekme elemanı olan konveyörler
- b) Çekme elemanı olmayan konveyörler [İmrak ve Gerdemeli, 1996].

Sürekli taşıyıcılarda kullanılan çekme elemanları çoğunlukla aynı zamanda taşıma elemanı olarak kullanılmaktadır. Teknik literatürde ve endüstriyel ilişkilerde götürücüler, transportörler veya konveyörler diye anılan taşıma makinaları çok çeşitli yapılarıdır. Bu çeşitlilik, taşınan malların cinslerinin çok farklı olmasından kaynaklandığı gibi, gerçekleşmesi gereken hareketlerden de ileri gelmektedir. Örneğin, bir termik santralda kömürün, bir mağaza veya depoda sandık, çuval gibi parçaların veya bir kuruluştaki belge ve dökümanların yatay, eğimli ve düşey doğrultuda taşınması söz konusu olabilir. Bu nedenle taşıma makinalarının sistematik bir şekilde incelenmesini sağlayabilmek zor olmakla birlikte sınıflandırılması mümkündür. Sürekli taşıma makinalarının sınıflandırılması aşağıdaki şekillerde yapılabilir [İmrak ve Gerdemeli, 1996].

- A) Taşınan mala göre sınıflandırma
 - A.1. dökme mal taşıyıcılar
 - A.2. dökme ve parça mal taşıyıcılar
 - A.3. parça mal taşıyıcılar
- B) Çalışma prensibine göre sınıflandırma
 - B.1. kumandalı taşıyıcılar
 - B.2. kumandasız taşıyıcılar
- C) Konstrüktif özelliklere göre sınıflandırma
 - C.1. Mekanik taşıyıcılar
 - C.1.1. Çekme elemanlı taşıyıcılar
 - C.1.2. Çekme elemansız taşıyıcılar
 - C.2. Akışkanlı taşıyıcılar
 - C.2.1. Pnömatik taşıyıcılar
 - C.2.2. Hidrolik taşıyıcılar

Konstrüktif özelliklere göre yapılan sınıflandırma DIN 15021 normu esas alındığında Şekil 1.4.' de görülen detaylı sınıflandırma şeklinde özetlenmektedir. Bu

sınıflandırmada dökme mallar için (D), parça mallar için (P) işaretleri kullanılmıştır [İmrak ve Gerdemeli, 1996].



Şekil 1.4. Sürekli Taşıma Makinaların Sınıflandırılması.

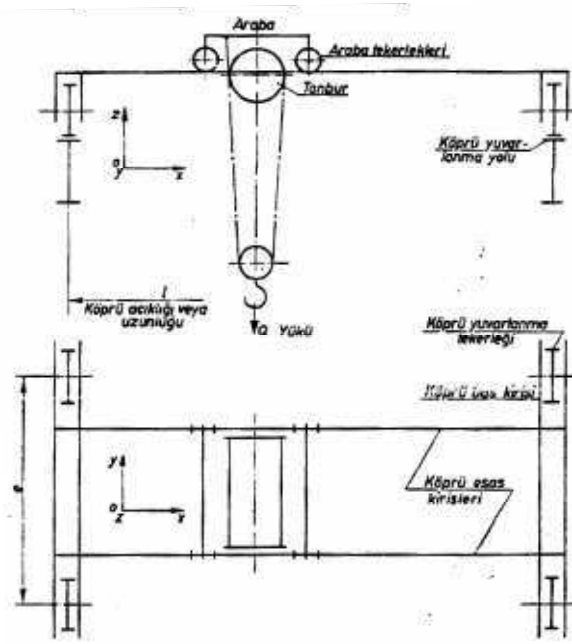
1.4. Vinç Çeşitleri ve Konstrüksiyonu

DIN 15001'e göre vinçler bir taşıma elemanına asılı olan (genellikle halata) yükü kaldıran ve çeşitli yönlerde hareket ettiren kaldırma ve taşıma makinalarıdır. Vinç çeşitleri arasında köprülü vinçler, portal vinçler, döner vinçler ve kablolu vinçler sayılabilir. Bu bölüde ise köprülü vinçler ve portal vinçlerden bahsedilecektir.

1.4.1. Köprülü Vinçler

Köprülü vinçler, yükseğe yerleştirilmiş iki vinç yolu arasında bir köprü konstrüksiyondan ibarettir. Yarı ağır ve ağır endüstriyle ilgili bütün fabrika, mağaza ve makina park salonlarında kullanılırlar. Kumanda, basit bir operatör kabininden olabileceği gibi, seyyar operatör kabininden, yerden veya uzaktan da olabilir. Köprülü vinç tarafından gerçekleştirilmesi gereken hareketler şunlardır (Şekil 1.5.):

- a) Oz eksenini boyunca düşey hareket, yani kaldırma ve indirme hareketi
- b) Oy eksenini boyunca yatay hareket, köprünün öteleme hareketi
- c) Ox eksenini boyunca yatay hareket, arabanın köprü üzerinde yaptığı öteleme hareketi



Şekil 1.5. Köprülü Vinç Şeması.

Bu duruma göre, bir köprülü vinçte aşağıdaki mekanizmaların olması öngörülür:

1. Tamburlu kaldırma mekanizması
2. Araba öteleme mekanizması
3. Köprü yürütme mekanizması

Bir köprülü vinç;

1. Taşınacak yükün maksimum değeri, yani kaldırma kabiliyeti
2. Köprü açıklığı

ile karakterize edilir. Köprülü vincin asıl karakterleri bunlardır. Ama bunların yanı sıra aşağıdaki özelliklerinde dikkate alınması gerekir.

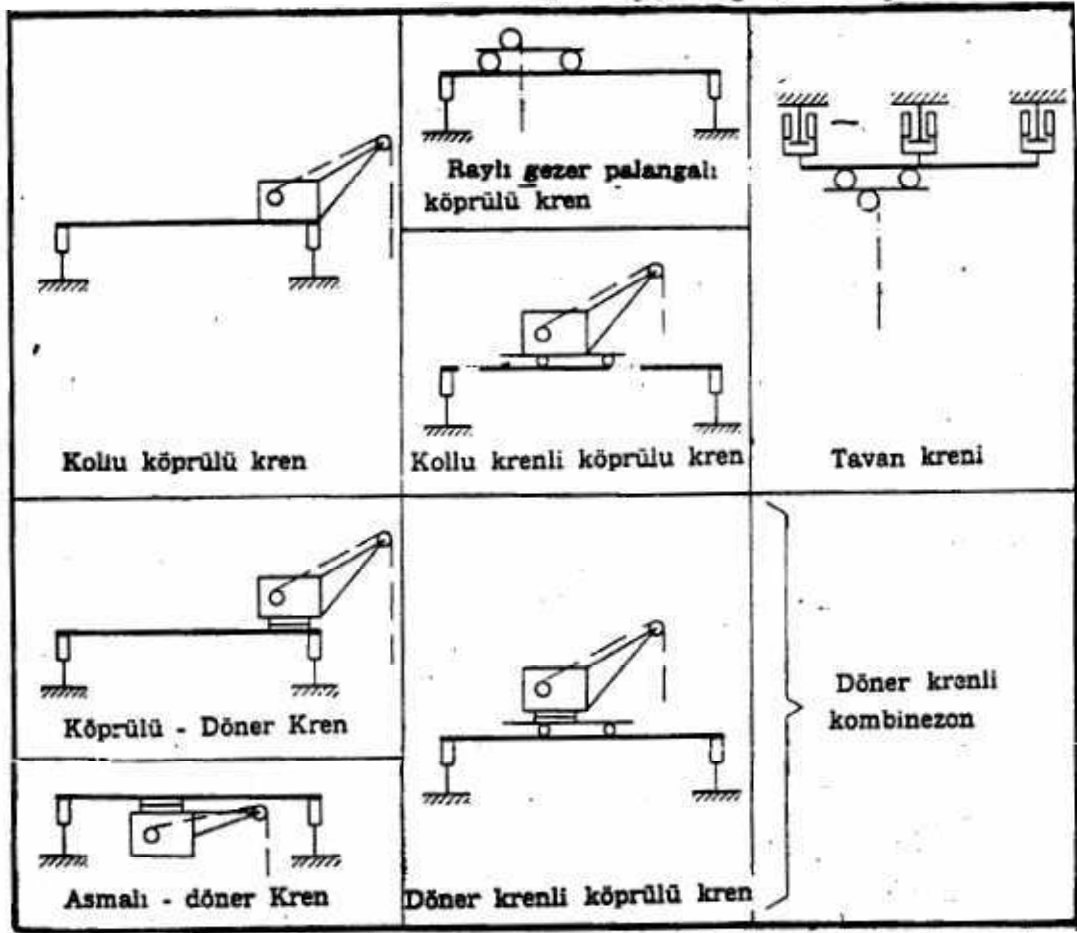
- a) Kaldırma hızı
- b) Köprü öteleme hızı
- c) Araba öteleme hızı
- d) Kaldırma yüksekliği
- e) Köprü gezinme mesafesi

Bir köprülü vince ait esas hesapların yapılabilmesi için bütün bu karakteristiklerin bilinmesi gerek vardır. Şekil 1.5'te bir köprülü vincin şematik konumu gösterilmiştir. Köprü açıklığı atölyenin boyutlarına bağlı olarak tespit edilir. Q yükü ise verilir. Bu şartlar altında köprü tekerlekleri arasında açıklığın tayini mümkündür. e mesafesi aşağıdaki gibi alınır.

$$l \leq 10 \text{ m için } e = (1/4 \text{ ile } 1/6)l$$

$$l > 10 \text{ m için } e = (1/5 \text{ ile } 1/6)l$$

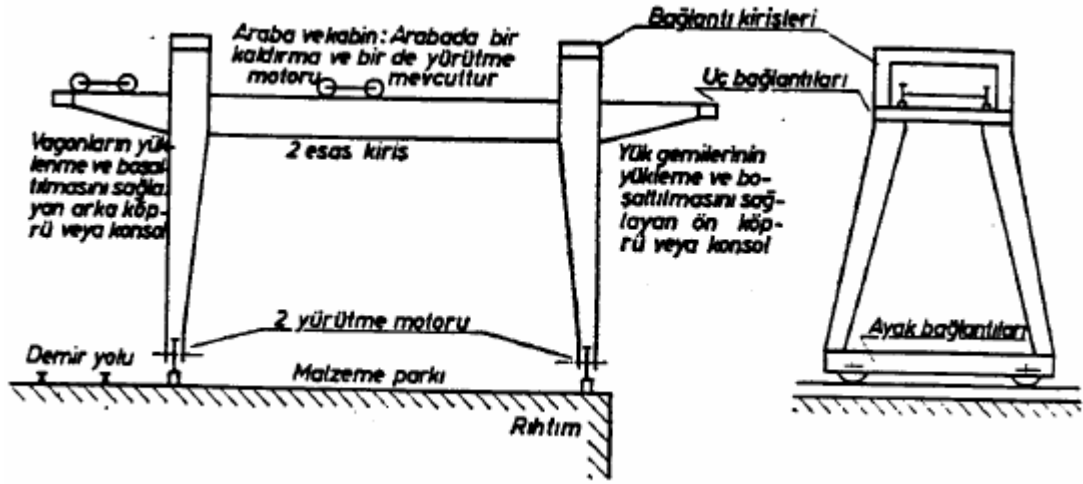
Özellikle, yükün uç kısımlarında bulunması halinde, köprünün yuvarlanma yolu üzerinde sıkışıp kalmasını önlenmesi amacıyla bu açıklığın yeteri kadar büyük tutulmalıdır [İmrak ve Gerdemeli, 1996]. Şekil 1.6.'da çeşitli köprülü vinçler topluca gösterilmiştir.



Şekil 1.6. KöprülÜ Vinç Çeşitleri.

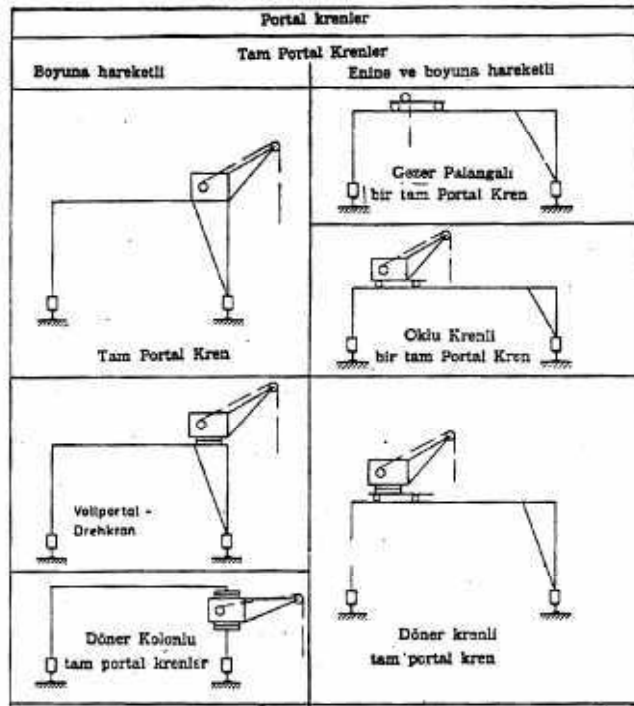
1.4.2. Portal Vinçler

Portal vinçler çoğu kez “liman vinçleri” veya “sehpalı vinçler” olarak da anılır. Limanlarda, tersanelerde ve depolarda ve depolarda geniş çapta kullanma alanları bulurlar. Kafes kiriş sistemi veya levhali kiriş sistemi kullanılması mümkündür. Genellikle raylar üzerinde hareket ettirilmelerine rağmen, küçük ve orta ağırlıkta yükler için lastik yürüme elemanlarında kullanılabilir [İmrak ve Gerdemeli, 1996]. Bu tip vinçlerin son zamanlarda imali ve kullanma alanları büyük gelişmeler göstermiştir. Yük taşıma kapasiteleri 800 tona kadar, açıklık ise 120 m’ye kadar yükselebilir (Şekil 1.7.).



Şekil 1.7. Portal Vinç Şeması.

Portal vinçler, genellikle açık havada çalıştıklarından fırtınaya karşı emniyetinin sağlanması gerekir. Bu amaçla rüzgar basıncı belli bir değeri geçtiğinde vinç durur ve rayı kışkaçlarıyla kavrar. Tahrik kaynağı olarak elektrik motorları veya çok az da olsa içten yanmalı kuvvet makinaları (benzin ve diesel motorları) kullanılır. Şekil 1.8.' de portal vinçlerin bir kısmı gösterilmiştir.



Şekil 1.8. Portal Vinç Çeşitleri.

1.5. Vinç Konstrüksiyonu ve Hesap Esasları

1.5.1. Konstrüksiyon İçin Genel Esaslar

Kaldırma makinaları yapımı, konstrüksiyonla uğraşan mühendisler için çok yönlü ve ilginç bir çalışma alanıdır. Bu alanın önde gelen özelliği genel makina yapımı, çelik inşaat ve elektroteknik gibi farklı disiplinlerin bir arada uygulama yeri bulmaları ve ayrıca proje ve yapı şekillerinin çok çeşitli olmasıdır.

Bir vincin çalışmasını doğrudan doğruya etkileyen konstrüktif istekler ön planda tutulmalıdır. Bu bakımdan işletme emniyeti, yeterli ömür kolay bakım ve yağlama, aşınan parçaları kolaylıkla değiştirebilme vb. her bir vinçte bulunması gereken isteklerdir.

Diğer taraftan mümkün olduğu kadar ekonomik imal etme sorununu da düşünmek gerekir. Az malzeme ve işçilik sorunu, atölye ve şantiyede montaj kolaylığı ve ambalaj ve nakliye imkanlarını da göz önünde tutulmalıdır. Kaldırma makinaları imalatından da ekonomik şekilde planlamada en etkin çare standartlaştırmaktır.

1.5.2. FEM ve DIN Normlarına Göre Transport Sistemlerinin Ölçülendirme Esasları

Kaldırma makinaları çok defa yer değiştiren makinalardır. Bu bakımdan, genellikle mümkün olduğu kadar hafif yapılmalıdır. Özellikle, büyük açıklıklı köprülerde vinç arabasında yapılacak ağırlık tasarrufları çok önemlidir. Çünkü burada vinç arabası ağırlığı köprü konstrüksiyonun kendi ağırlığını ve daha da önemli olan köprü yürütme mekanizması ile vinç yollarının ağırlıklarını etkiler. Uygun olmayan bir şekillendirmenin sonucu olarak ortaya çıkan büyük boyutlar ve ağırlıklar yerine, uygun şekil verme ve boyutları küçük tutmakla da vinç konstrüktörü aynı emniyet ve sağlamlıkta yapabilir. Boyutların tespitinde emniyetli gerilmelerin seçiminde işletme şartları en ince ayrıntılarına kadar incelenmeli ve

kontrol edilmelidir. İşletme şartları özellikle vinç yapımında büyük farklılıklar gösterir. Tam hesaplanan yüklenmenin ne kadar oluşacağı, hangi ölçüde aşırı yüklenmelerin beklendiği, pozitif veya negatif ivmelenme veya darbeler sonucunda hangi ek kuvvetlerin ortaya çıkacağı, kullanma sıklığı vb. gibi hususlar daima kontrol edilmelidir. Diğer bir taraftan her bir yapı elemanının önem derecesi ve bir kopma veya kırılmanın ortaya çıkaracağı sonuçlar dikkatle tahmin edilmelidir ve ölçülendirmede göz önüne alınmalıdır.

Bu hususlar çerçevesinde, sistemin kullanım süresince istenen performansta görevini yerine getirmesi dikkate alınarak FEM (Federation Europenne de la Manutention) standardına göre kaldırma makinelerinin sınıflandırılması 3 gruba göre yapılmıştır [İmrak ve Gerdemeli, 1996]. Bunlar;

- Kaldırma makinesi bütün olarak,
- Özel ekipman ve mekanizmalar bütün olarak,
- Yapısal ve mekanik parçalar.

Bu sınıflandırma yapılırken 2 kriter esas alınmıştır. Bunlar;

- Hesaba katılan parçaların toplam kullanım süresi,
- Kanca yükü, yükleme veya herhangi bir parçadaki gerilim dağılımı.

1.5.3. Kaldırma Makinalarının Sınıflandırılması

1.5.3.1. Sistem Sınıflandırması

Kaldırma makineleri bütün olarak A1, A2,....., A8'e kadar olan sembollerle 8 grup halinde, 10 adet kullanım süresine göre ve 4 adette yük dağılımına göre sınıflandırılırlar (Tablo 1.3.).

1.5.3.2. Kullanım Sınıflandırması

Kullanım sınıflandırmasının anlamı, kaldırma makinesinin çalışma süresi boyunca yapacağı kaldırma iş sayısıdır. Kaldırma işi bütün olarak bir dizi

operasyonlar içerisinde gerçekleşir. Bunlar kaldırmanın başlaması, hareket yönü ve işlem sonudur [F.E.M., 1998].

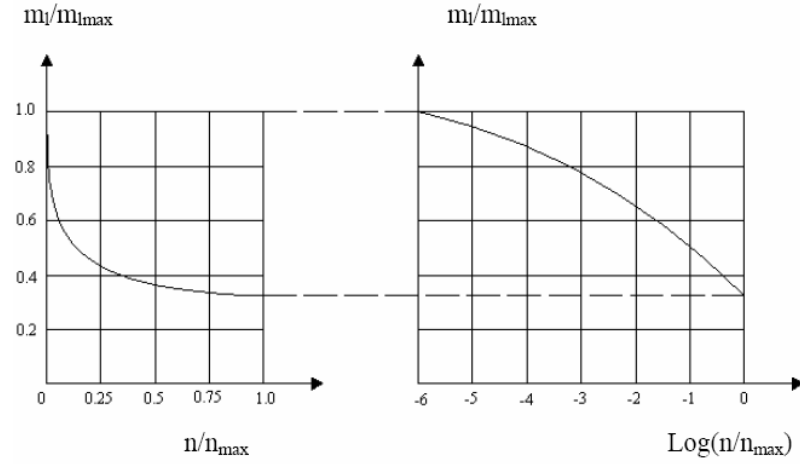
Toplam kullanım süresi ise makinenin servis dışına alınıncaya kadar yapmış olduğu çalışma süresidir. Bu süre, $U_0, U_1, \dots, U_9$ 'a kadar olan 10 sembole göre dizayn edilmiştir. Tablo 1.1' de toplam kullanıma göre sınıflandırma görülmektedir.

Tablo 1.1. Toplam Kullanım Süresi.

Sembol	Toplam kullanım ($n_{\max}$ max. kaldırma sayısı)				
U_0			$n_{\max}$	$\leq$	16000
U_1	16000	<	$n_{\max}$	$\leq$	32000
U_2	32000	<	$n_{\max}$	$\leq$	63000
U_3	63000	<	$n_{\max}$	$\leq$	125000
U_4	125000	<	$n_{\max}$	$\leq$	250000
U_5	250000	<	$n_{\max}$	$\leq$	500000
U_6	500000	<	$n_{\max}$	$\leq$	1000000
U_7	1000000	<	$n_{\max}$	$\leq$	2000000
U_8	2000000	<	$n_{\max}$	$\leq$	4000000
U_9	4000000	<	$n_{\max}$		

1.5.3.3. Yük Dağılımı

Yük dağılımı, kaldırma makinasının toplam kullanım süresince kaldırdığı yüklerin toplamı $y=f(x)$ dağılım fonksiyonu ile ifade edilir. Burada x ($0 \leq x \leq 1$) süresi ve y ($0 \leq y \leq 1$) aralığındaki Şekil 1.9'da yük dağılım grafikleri görülmektedir. Burada y değeri kaldırılan emniyetli çalışma yükü oranını, x değeri ise toplam kullanım süresini belirtmektedir [F.E.M., 1998].



Şekil 1.9. Yük Dağılım Grafikleri.

Burada;

m_l = yükleri,

m_{lmax} = emniyetli çalışma yükünü,

n = gerçek kaldırma sayısını,

n_{max} = toplam kaldırma süresince toplanan kaldırma sayısını temsil etmektedir.

Her bir dağılım, k_p dağılım faktörü ile hesaplanır. Burada k_p yaklaşık olarak;

$$k_p = \left(\frac{m_{l1}}{m_{lmax}} \right)^3 \cdot \frac{n_1}{n_{max}} + \left(\frac{m_{l2}}{m_{lmax}} \right)^3 \cdot \frac{n_2}{n_{max}} + \dots + \left(\frac{m_{lr}}{m_{lmax}} \right)^3 \cdot \frac{n_r}{n_{max}}$$

$$k_p = \sum \left(\frac{m_{li}}{m_{lmax}} \right)^3 \cdot \frac{n_i}{n_{max}} \text{ olarak bulunur.}$$

Yük dağılımına göre kaldırma makinası, Tablo 1.2’de görülen ve Q1, Q2, Q3, Q4 ile tanımlanan 4 dağılım sınıfından birine yerleştirilir.

Tablo 1.2. Yük Dağılım Faktörü Tablosu.

Sembol	k_p yük dağılım faktörü				
Q1			k_p	$\leq$	0.125
Q2	0.125	<	k_p	$\leq$	0.250
Q3	0.250	<	k_p	$\leq$	0.500
Q4	0.500	<	k_p	$\leq$	1.000

1.5.3.4. Kaldırma Makinelerinin Grup Sınıflandırması

Kaldırma makinaları Tablo 1.3'te gösterildiği gibi A1 ile A8 arasında 8 grup halinde sınıflandırılmıştır [F.E.M., 1998].

Tablo 1.3. Kaldırma Makinalarının Kullanım Sınıflandırması.

Yük dağılım sınıfı	Kullanım Sınıflandırması									
	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
Q1	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

Aynı tipteki kaldırma makineleri değişik yollarla kullanılabilirler, ancak ayırt etmek için bir gruplandırma yapmak gerekir. Bu gruplandırma yapılırken kaldırma makinesinin tipi, yükleme grubu ve kaldırma tipi kriterleri dikkate alınmalıdır. Kaldırma makinalarının sınıflandırılmasında kullanılan ve vinç tipine göre sınıflandırma Tablo 1.4.'te görülmektedir.

Tablo 1.4. Kaldırma makinelerinin Sınıflandırılması İçin Rehber Tablo.

Referans	Kren Tipi	Kaldırma şekli	Vinç Grubu
1	El ile tahrikli vinçler		A1-A2
2	Tahrikli krenler		A1-A2
3	Güç istasyonları ve atelyeler için tahrikli ve demontaj krenleri		A2-A4
4	Depolama ve hurda taşıyıcıları	Kancalı	A5
5	Depolama ve hurda taşıyıcıları	Tutucu veya magnet	A6-A8
6	Atelye krenleri		A3-A5
7	Gezer köprülü krenler	Tutucu veya magnet	A6-A8
8	Kepçeli krenler		A6-A8
9	Yer altı fırın köprüsü		A8
10	Kazıyıcı kren, fırın besleme kreni		A8
11	Demir ocağı krenleri		A6-A8
12.a	Yük boşaltma ve konteynurlar için köprü krenleri	Kancalı veya çift kancalı	A5-A6
12.b	Diğer köprü vinçleri	Kancalı	A4
13	Yük boşaltma için köprü krenleri	Tutucu veya magnet	A6-A8
14	Havuz krenleri, tersane krenleri (yük boşaltmak için)	Kancalı	A3-A5
15	Dok vinçleri, yüzer veya sahil krenleri	Kancalı	A5-A6
16	Dok vinçleri, yüzer veya sahil krenleri	Tutucu veya magnet	A6-A8
17	Ağır yükler için yüzer veya sahil krenleri		A2-A3
18	Güverte krenleri	Kancalı	A3-A4
19	Güverte krenleri	Tutucu veya magnet	A4-A5
20	İnşaat için kule krenler		A3-A4
21	Vinçler		A2-A3
22	Tren rayında çalışan raylı krenler		A4

1.5.4. Vinç Hesabında Sisteme Etkiyen Yükler ve Katsayılar

Gezer ve portal vinçlerin hesabında DIN (Deutsches Institut für Normung) 15018'e göre esaslar gözetilir. Taşıyıcı sistemlerin hesaplanmasında, bir vinçin işletmesi esnasında meydana gelen zorlamaları göz önünde bulundurulmalıdır. Bu zorlamalar aşağıdaki belirtilen yüklerin sonucunda ortaya çıkar [Kutay, 1993].

- Duruş halindeki vinçin taşıyıcı sisteminin (en uygunsuz yükleme halindeki) esas yükler,
- Düşey hareketten meydana gelen yükler,
- Yatay hareketten meydana gelen yükler,
- Hava şartlarından “iklim etkisi ile” meydana gelen yükler olarak gruplandırabiliriz.

1.5.4.1. Esas Yükler

Bir vince etkiyen ana yükler taşıyıcı sistem elemanlarının kendi “zati” ağırlığından gelen yükler ve işletme yükü (hareketten doğan) yüklerdir. Taşıyıcı sistem elemanlarının “kendi ağırlıklarından” gelen yükler için, (DIN 15018 Tablo-2) de “yürütme hızlarına ve hareket yollarının düzgünsüzlük durumlarına göre” (ubuk kuvvetleri, eğilme momentleri ve kesme kuvvetleri ile çarpılan) zati ağırlık katsayılar (φ) olarak verilmiştir. Sabit yükün bir kısmı uniform yaylı yük olarak kabul edilirler, diğer kısmı (makinist sepeti, karşı ağırlık vb) münferit yük olarak tesir eder [DIN15018 T1, 1993].

1.5.4.2. Düşey Hareketlerden Gelen Yükler

Bu yükler, işletme yükünün (kaldırılan yükünün) az veya çok sarsıntılı olmasından ve kaldırma hareketinin ivmeli bir hareket oluşundan ortaya çıkan ilave yüklerdir. Bu nedenle (DIN 15018, Tablo-3) de “yük kaldırma hızlarına göre” yük kaldırma katsayıları ψ olarak verilmiştir. İşletme yükünün “büyütülmesi” için kullanılan bu ψ katsayısı ile çubuk kuvvetleri, kesme kuvvetleri ve eğilme momentleri çarpılır [DIN15018 T1, 1993].

1.5.4.3. Yatay Hareketlerden Gelen Yükler

Hareket eden kısımların hareketinden veya frenlenmesinden meydana gelen ivmeli hareketlerin (atalet kuvvetlerinin), çeşitli taşıyıcı sistem elemanları üzerine gelen ilave yan yüklerdir [DIN15018 T1, 1993].

1.5.4.4. Hava şartlarından Meydana Gelen Yüklemeler

Hava şartlarından meydana gelen yüklemeler, rüzgar, kar ve sıcaklık değişimleri nedeniyle meydana gelirler [DIN15018 T1, 1993].

Rüzgar : Rüzgarın bütün yönlerden esmesi hallerinde dahi yatay olarak etki yaptığı kabul edilir. Rüzgarın etkisi vincin yapı şekline bağlıdır. Bir taşıyıcı sistem

elemanın üzerine düşen rüzgarın etkisi bir kuvvettir. Bunun rüzgar yönündeki bileşeni:

$$P = c \cdot A \cdot q$$

P : Rüzgar kuvvetinin bileşkesi (daN)

c : Aerodinamik bir katsayısı (Bu katsayı taşıyıcı sistem elemanların şekline bağlıdır).

c katsayıları :

Kafes kirişlerde $c=1,6$;

Dolu gövdeli veya kutu kirişlerde $c= 1,2$ ile $1,6$;

Boru kafes kirişlerde ve daire kesitli elemanlarda $c=0,7$

A : Rüzgar yönüne dik düzlemdeki taşıyıcı sistem yüzeylerinin izdüşümü (m^2)

q : Dinamik basınç (daN/m^2) $q = (V_{rüz})^2 / 16$ (daN / m^2)

$V_{rüz}$: (m / s) rüzgar hızıdır.

Kar : Gezer vinçlerde, yükleme köprüleri ve döner vinçlerin hesaplanmasında kar yükleri hesabı katılmaz .

Sıcaklık değişimi : Sıcaklık değişimlerinden yalnız özel hallerde dikkate alınır. Örneğin, kiriş sistem elemanlarının serbest olarak uzamalarının mümkün olmadığı yerlerde dikkate alınabilir. Bu gibi hallerde açık havada çalışacak tesislerde sıcaklık değişimlerinin sınırı ($-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $+45^{\circ}$) dır.

1.5.5. Yükleme Tiplerinin Sınıflandırılması

Vinçlerin hesaplanmasında ilk adım yükleme durumuna göre grubun seçilmesidir. Seçilen yükleme durumu gruplarına göre eğilme gerilmesi hesapları yapılır. DIN 15018 standardına göre yükleme 3 grupta incelenmektedir [Kutay, 1993]. Bunlar;

1. Yüklemenin H (ana yük) hali
2. Yüklemenin HZ (ana ve ek yükler) hali
3. Yüklemenin HS (ana ve özel yükler) hali

1.5.5.1. Yüklemenin Ana Yük Hali

DIN 15018 standardına göre yüklemenin ana yük (H) hali, “ ana yük ” anlamına gelen “Hauptlast” kelimesinin ilk harfi olarak isimlendirilmiştir. Yapılan hesaplarda sadece ana yükten ileri gelen kuvvetler dikkate alınmış ve hesaplar buna göre yapılmış demektir. Genel olarak ana yük, işletmede vince ait olan sabit ve hareketli parçalar ile yükün kaldırması için gerekli elemanların kütleleridir. Bu kütle değerleri yerçekimi ivmesi, " Kaldırma yükü katsayısı ψ " ve " yükseltme katsayısı γ " ile çarpılarak büyütülürler . H yükleme durumunda, bütün esas (ana) kuvvetlerin aynı anda en uygunsuz konumda etkilediği kabul edilir [Kutay, 1993].

Ana yük denilince anlaşılması gereken kısımlar ve kuvvetler;

1. Elemanların kendi (zati) ağırlıklarından doğan statik yükler. (örneğin köprünün kendi ağırlığı, araba, kanca, travers, çelik halatlar, kepçe ve magnetler gibi)
2. Tahrik ivmesi ve frenlemesinden kaynaklanan kütle kuvvetleri, kütle (atalet) kuvvetleri.
3. Özel hallerde göz önüne alınan sıcaklık değişmelerinden doğan gerilmeler de, yükleme durumu H grubuna girer.
4. Kaldırma yükü kuvveti,
5. Yük darbeleri sonucu oluşan kuvvet,
6. Platform öz ağırlığından ileri gelen kuvvet.

1.5.5.2. Yüklemenin Ana ve Ek Yükler Hali

Ana ve ek yükleme (HZ) durumunda ise ana kuvvetler ile ilave kuvvetlerin aynı anda en uygunsuz şartlarda etkilediği kabul edilir. Kısacası ($HZ=H$ + ilave kuvvetlerdir.) DIN 15018 standardına göre yüklemenin HZ hali “ana ve ek ” yükler anlamına gelen “ Haupt und Zusatzlasten ” ifadesinin ilk harfleri olarak isimlendirilmiştir. Yani yapılan hesaplarda ana yükten ileri gelen kuvvetlerin yanında ek yüklerde dikkate alınmış ve hesaplar bunlarla yapılmış demektir [DIN15018 T1, 1993].

Ek yük denilince anlaşılması gereken kuvvetler;

1. Rüzgar kuvveti,
2. Kasılmadan ve çarpık hareketlerden ileri gelen kuvvetler,
3. Isıdan ileri gelen kuvvetler,
4. Kar yükünden ileri gelen kuvvetler,
5. Merdivenler, raflar ve korkulukların yük ağırlığından ileri gelen kuvvetler.

1.5.5.3. Yüklemenin Ana ve Özel Yükler Hali

DIN 15018 standardına göre yüklemenin ana ve özel yüklemeler (HS) hali “ana ve özel ” yükler anlamına gelen “ Haupt und Sonderlasten ” ifadesinin ilk harfleri olarak isimlendirilmiştir. Yani yapılan hesaplarda ana yükten ileri gelen kuvvetlerin yanında özel yüklerde dikkate alınmış ve hesaplar bunlarla yapılmış demektir [DIN15018 T1, 1993].

Özel yük denilince anlaşılması gereken kuvvetler;

1. Kaldırma makinesini işletmeye alırken kullanılan kontrol yüklerinden ileri gelen kuvvetler,
2. Tampon kuvvetleri,
3. İki araba veya iki vinç beraberce bir rayda çalışıyorlarsa, bunların çarpışma kuvveti.

1.5.5.4. İlave Kuvvetler

Vinçlerin hesaplanmasında HZ grubunda yer alan bu kuvvetler; rüzgar yükü, durdurma hareketinden doğan fren kuvveti, yatay yanal kuvvetlerdir [DIN15018 T1, 1993].

Rüzgar yükü : Vinçteki rüzgar yükü, bunun toplamı formuna bağlı olarak, yüzeylerinden her birine dikey tesir ettiği kabul olunan basınçların toplamından ibarettir. Rüzgar yükü, rüzgarın hızına, kirişin formuna ve rüzgar etki yüzeyinin büyüklüğüne bağlıdır.

Fren kuvveti : Yürüme doğrultusunda ray üstü yüzeyi yüksekliğinde etki eden en büyük fren kuvveti, sürtünme katsayısı $\mu = 1/7$ alındığında, frenlenen bütün tekerlekleri yükün $1/7$ 'sine eşit alınmalıdır.

Yatay yan kuvvetler : Köprülerde, iki köprü yolunda her birinden, hareket doğrultusuna dikey olarak etki eden yatay diğer bir kuvvet vardır. Bu yatay kuvvetin şiddeti, yüklü arabanın en uygunsuz durumundan, köprü yolu tarafında hasıl olan tekerlek yüklerinin $1/10$ oranına eşit alınmalıdır. Bu yatay yan kuvvete, araba hareketindeki fren kuvvetleri dahildir.

1.5.6. Genel Emniyet Gerilme Değerleri

DIN 15018 de yükleme durumları (H ve HZ) gruplarına göre genel emniyet gerilme değerleri verilmiştir. Aşağıdaki tabloda (Tablo 1.5) çok kullanılan St 37 ve St 52-3 malzemelerinin gerilme emniyet değerleri gösterilmiştir [DIN15018 T1, 1993].

Tablo 1.5. Gerilme Emniyet Değerleri.

Malzeme	DIN	Yükleme Durumu	Çekme emniyet gerilmesi $\sigma_{em} \text{ N/mm}^2$	Basma emniyet gerilmesi $\sigma_{em} \text{ N/mm}^2$	Kayma emniyet gerilmesi $\tau_{em} \text{ N/mm}^2$
St 37	DIN 17100	H	160	140	92
St 37	DIN 17100	Hz	180	160	104
St 52-3	DIN 17100	H	240	210	138
St 52-3	DIN 17100	Hz	270	240	156

1.5.7. Taşıyıcı Elemanların Yük Durumuna Göre Eğilme Gerilmeleri

Eğilme gerilmesi, H yük durumuna:

$$\sigma_H = \frac{\varphi \times M_T + \psi \times M_K}{W_Z} + \frac{M_{AT}}{W_Y} \quad 1.1$$

Eğilme gerilemesi, HZ yük durumuna göre;

$$\sigma_{Hz} = \sigma_H + \frac{M_R + M_Y}{W_Y} \quad 1.2$$

dir. Bu denklemden de görüldüğü gibi HZ yük durumunda eğilme gerilmeleri:

$\sigma_{Hz} = \sigma_H +$ (rüzgar ve yan ilave yüklerden gelen eğilme gerilmelerin toplamıdır)

M_R : Rüzgar kuvvetlerinden

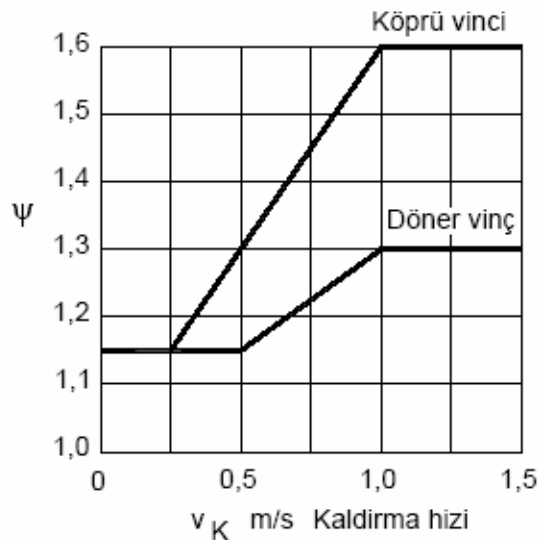
M_Y : Yan ilave yüklerinden gelen eğilme momentleridir.

1.5.8. Vinç Hesabındaki Katsayılar

1.5.8.1. Yük Kaldırma Katsayısı

Bu yükler, yukarıda açıklandığı gibi, işletme yükünün (kaldırılan yükünün) az veya çok sarsıntılı olmasından ve kaldırma hareketinin ivmeli bir hareket oluşundan ortaya çıkan ilave yüklerdir [DIN15018 T1, 1993]. Kaldırma yükü katsayısı “ ψ ” 1.15 değerinden daha küçük seçilemez. DIN 15018 den Tablo 1.3 de “yük kaldırma hızlarına (V_k) ve kaldırma sınıfları (H1, H2, H3 ve H4) göre” yük kaldırma katsayıları ψ olarak verilmiştir (Tablo 1.6). İşletme yükünün “büyütülmesi” için kullanılan bu ψ katsayı ile çubuk kuvvetleri, kesme kuvvetleri veya eğilme momentleri çarpılır.

Tablo 1.6. Yük Kaldırma Katsayısı (ψ).



Yük kaldırma katsayısı seçiminde bahsi geçen kaldırma sınıfları, relatif çalışma süresi, yükleme durumu ve tekrarına göre 4 grupta Tablo 1.7’de verilmiştir.

Tablo 1.7. Vinçlerin Gruplandırılması ve Kaldırma Sınıfları.

Gruplar	Relatif işletme süresi	Relatif yük	Yük tekrarı
1	Küçük	Küçük	Normal
2	Büyük	Küçük	Normal
	Küçük	Büyük	Normal
	Küçük	Küçük	Kuvvetli
3	Büyük	Küçük	Normal
	Büyük	Büyük	Kuvvetli
	Küçük	Küçük	Kuvvetli
4	Büyük	Büyük	Kuvvetli

Yaygın olarak kullanılan bazı vinçlerin Tablo 1.7 de verilen grup numarasına göre kaldırma sınıfları aşağıda Tablo 1.8’de verilmiştir.

Tablo 1.8. Çeşitli Vinçler ve Kaldırma Sınıfları.

No	Kren çeşiti	Kaldırma Sınıfı
1	Küçük motorlu kaldırma makinaları ve el krenler	H1
2	Elektrik santral krenleri	H1 ve H2
3	Lokomotif kaldırma krenleri	H2
4	Hafif yük kaldıran atölye ve ambar krenleri	H2 ve H3
5	Ağır yük kaldıran atölye ve ambar krenleri	H2
6	Montaj krenleri	H1 ve H3
7	Dökümhane krenleri	H2 ve H3
8	Perçinli krenler	H2 ve H3
9	Tersane krenleri	H2
10	Ağır yük krenleri	H1 ve H2
11	Döner krenler, takılı krenler, yüzer krenler -kancalı	H2
12	Döner krenler, takılı krenler, yüzer krenler -kepçeli	H2 ve H3
13	Yükleme köprüleri, kablo krenler - kancalı	H2
14	Yükleme köprüleri, kablo krenler - kepçeli	H2 ve H3
15	Kiper (külbtüter, baskütler) köprüleri	H3
16	Yer üstü ve yer altı yapım işlerindeki kuleli krenler	H1 ve H2
Maden istihale tesisatında kullanılan özel krenler		
17	Hafif krenler, montaj krenleri, vals değiştirme krenleri	H1 ve H3
18	Doldurma makinaları	H3 ve H4
19	Çelik profil taşıma krenleri (kıskaçlı)	H2 ve H4
20	Kokil ve blok krenleri	H2 ve H3
21	Karıştırıcılar ve döküm krenleri	H3
22	Yer altı fırın krenleri	H3 ve H4
23	Stipper krenleri	H4
24	Şahmerdan krenleri	H2 ve H4

1.5.8.2. Yükseltme Katsayısının Seçilmesi

Kaldırma makinesinin çalışma tipine göre FEM ve DIN standartlarına uygun olarak çeşitli tablolar oluşturulmuştur [DIN15018 T1, 1993]. Yükseltme katsayısının (γ_c) kaldırma grubuna göre seçimi Tablo 1.9’da görülmektedir.

Tablo 1.9. Kaldırma Grubuna Göre Yükseltme Katsayısı.

Kaldırma Grubu	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Yükseltme katsayısı (γ_c)	1.00	1.02	1.05	1.08	1.11	1.14	1.17	1.20

1.5.8.3. Zati Ağırlık Katsayısı

Vinçlerin taşıyıcı elemanlarının yürüme yolları üzerinde hareketleri sırasında, seyir hızlarına (m/dak.) ve hareket yollarının pürüzlük durumlarına göre; kendi “zati” ağırlıkları sebebiyle ortaya çıkan kuvvet ve momentlerin Zati ağırlık katsayısı (φ) ile çarpılması gerekir [DIN15018 T1, 1993], (Tablo 1.10).

Tablo 1.10. Zati Ağırlık Katsayısı (φ).

Hareket hızı v [m/dak]		Zati ağırlık katsayısı φ
Hareket yolları rayları		
Düzgün olmayan veya pürüzlü	Düzgün veya kaynaklı (işlenmiş)	
60 a kadar	90 a kadar	1.1
61 - 200	91- 300	1.2
200 den fazla	-	≥ 1.2

1.6. Konu ile İlgili Yapılan Bilimsel Çalışmalar

İlgili DIN ve FEM normlarını esas alarak analitiksel hesapların otomasyona bağlanarak kiriş kesit değerlerini elde edilmiştir [Çınar, 1989].

Kutu kiriş konstrüksiyonu ve hesap esaslarına değinilerek, sonlu elemanlar yöntemi ve bilgisayar destekli modelleme hakkında bilgiler verilmiş, kutu kirişin sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Kesit değerleri müsaade edilen gerilme değerlerine göre kontrol edilmiştir [Aklın, 2004].

Katı modelleme teknikleri ve sonlu elemanlar yöntemi hakkında bilgiler verilerek, portal vinç yapısının sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş, lineer statik ve nonlineer statik analizleri yapılmış, bulunan sonuçlara göre yapıda kesit değerleri araştırılmıştır [Erdik, 2006].

1.7. Tez Çalışmasının Amacı

Portal vinç çelik yapı ağırlığının yaklaşık %50 sini teşkil eden kirişlerin ağırlıklarını azaltmak için en iyileme çalışması yapılacak. Portal vincin katı modeli oluşturularak sonlu elemanlar modelini hazırlanacaktır. Ağırlık en iyilemenin yapılacağı kiriş, sonlu elemanlar modeli hazırlanacak ve ağırlık en iyilemesi yapılacaktır. Bu kapsamda vinçler hakkında bilgi edinilecek, sonlu elemanlar yöntemi ve en iyileme teknikleri incelenecektir. Katı modellemeler için Autodesk Inventor10 yazılımı, sonlu elemanlar yöntemi ile yapılacak lineer statik analizler ve ağırlık en iyilemesinde ANSYS, ANSYS Workbench yazılımları kullanılacaktır. Ağırlık en iyilemesi neticesinde elde edilen kiriş kesit değerleri katı modele aktarılacak ve bu ikinci durum için de lineer statik analizler yapılarak yapı müsaade edilen gerilme ve deformasyon değerlerine göre kontrol edilecektir. Tüm bu çalışmalar da DIN (Deutsches Institut für Normung) ve FEM FEM (Federation europeenne de la Manutention)normlarında belirtilen hesap ilkelerine uyulacaktır. Kiriş ağırlıkları azaltılarak, hammadde maliyetlerinin azalmasıyla işletmenin rekabet gücü artması öngörülmektedir.

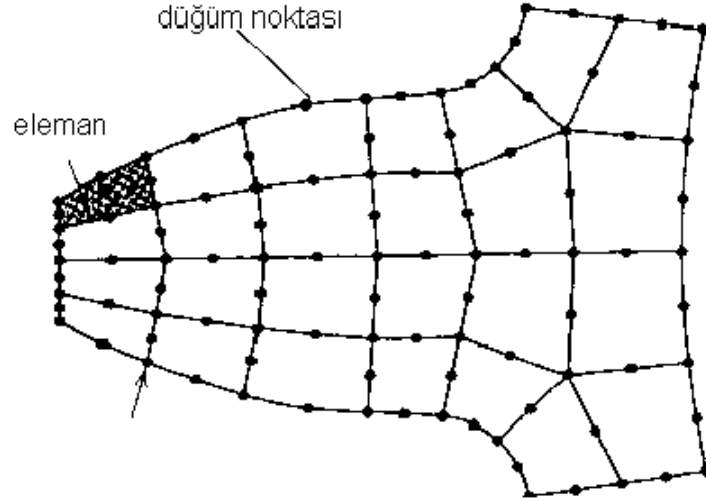
2. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

2.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi (SEY) matematikçilerden ziyade daha çok mühendisler tarafından geliştirilmiştir. Yöntem ilk olarak gerilme analizi problemlerine uygulanmıştır. Tüm bu uygulamalarda bir büyüklük alanının hesaplanması istenmektedir. Gerilme analizinde bu değer deplasman alanı veya gerilme alanı; ısı analizinde sıcaklık alanı veya ısı akışı; akışkan problemlerinde ise akım fonksiyonu veya hız potansiyel fonksiyonudur. Hesaplanan büyüklük alanının almış olduğu en büyük değer veya en büyük gradyen pratikte özel bir öneme haizdir [Engin ve ark.2000].

Sonlu elemanlar yönteminde yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan bir çok elemana bölünür. Elemanlar "nod" adı verilen düğüm noktalarında tekrar birleştirilirler (Şekil 2.1.). Bu şekilde cebrik bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler düğüm noktalarındaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.

Sonlu elemanlar yönteminde 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 düğüm noktalarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunur. Bu nedenle sonlu elemanlar yönteminde bilinmeyen ve hesaplanması istenen değerler düğüm noktalarındaki değerlerdir. Bir varyasyonel prensip (örneğin; enerjinin minimum olması prensibi) kullanılarak büyüklük alanının düğüm noktalarındaki değerleri için bir denklem takımı elde edilir.



Şekil 2.1. Bir Sonlu Eleman Modelinde Düğüm Noktaları ve Elemanlar.

2.2. Sonlu Elemanlar Yönteminin Tarihsel Gelişimi

Sonlu elemanlar yöntemi ilk olarak yapı analizinde kullanılmaya başlandı. İlk çalışmalar Hrennikoff (1941) ve Mc Henry (1943) tarafından geliştirilen yarı analitik analiz yöntemleridir. Argyis ve Kelsey (1960) virtüel iş prensibini kullanarak bir direkt yaklaşım yöntemi geliştirmiştir. Turner ve diğerleri (1956) bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuştur. "Sonlu Elemanlar" terimi ilk defa Clough (1960) tarafından çalışmasında telâffuz edilmiştir. Yöntemin üç boyutlu problemlere uygulanması iki boyutlu teoriden sonra kolayca gerçekleşmiştir.

İlk gerçek kabuk elemanlar eksenel simetrik elemanlar olup (Grafton ve Strome (1963)), bunları silindirik ve diğer kabuk elemanları izlemiştir. (Gallagher (1969)). Araştırmacılar 1960'lı yılların başlarında non-lineer problemlerle ilgilenmeye başladılar. Turner ve diğerleri (1960) geometrik olarak non-lineer problemler için bir çözüm tekniği geliştirdi. Sonlu elemanlar yöntemiyle stabilite analizi ise ilk Martin (1965) tarafından tartışılmıştır. Statik problemlerin yanısıra dinamik problemlerde sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmeye başlandı (Zienkiewicz (1966), Koenig ve Davids (1969)). 1943 yılında Courant bölgesel sürekli lineer yaklaşım kullanarak bir burulma problemi için çözüm üretmiştir.

Yapı alanı dışındaki problemlerin sonlu elemanlar yöntemiyle çözümü 1960 'lı yıllarda başlamıştır. Örneğin, Zienkiewicz ve Cheung (1965) sonlu elemanlar yöntemi ile Poisson denklemini çözmüştür. Doctors (1970) ise yöntemi potansiyel akışa uygulamıştır. Sonlu elemanlar yöntemi geliştirilerek ısı transferi, yeraltı sularının akışı, manyetik alan ve diğer bir çok alana uygulanmaktadır.

Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970'li yıllardan itibaren ortaya çıkmaya başlamıştır. 1980'li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanılmaya başlandı.

2.3. Yöntemin Adımları

Ele alınan problemin sonlu eleman yöntemi ile analizinde takip edilen adımlar aşağıdadır.

2.3.1. Problem Geometrisinin Elemanlara Ayrılması

İlk adım problemi sonlu sayıda basit geometrik şekilli bölgelere (sonlu elemanlar) ayırmaktır. Sonlu eleman, uzaydaki konumları global eksen takımına bağlı koordinatlarca verilen, düğüm noktalarına sahiptir. Her bir sonlu elemanın geometrik şekli interpolasyon fonksiyonlarıyla düğüm noktalarının koordinatları cinsinden tanımlanır.

Sayısal modelleme problemin, sınırlarının, sınır şartlarının ve malzeme özelliklerinin matematiksel olarak ifade edilmesinin gerektirmektedir. Analiz edilecek bir problemin karmaşık geometrisinin tam tanımı, yüzeyindeki sonsuz sayıda noktanın konumunun belirlenmesiyle sağlanır. Bu da sonsuz sayıda denklemin çözülmesini gerektirir. Bu nedenle geometri yaklaşık olarak makul sayıda elemanla ele alınır. Elemanların geometrik şekli düğüm noktalarının koordinatları cinsinden interpolasyon fonksiyonu ile tayin edilmektedir [Beer and Watson, 1994].

2.3.2. Alan Değişkenin Tayini

Alan değişkeni, yapıdaki incelen birincil değişkendir. Gerilme analiz probleminde bu yer değiştirir. Bundan sonra yapılacak kabul, yer değiştirmenin eleman boyunca değişiminin basit bir fonksiyon olduğudur. İnterpolasyon fonksiyonu yer değiştirmenin her bir elemanda değişimini düğüm noktalarındaki değerleri cinsinden ifade edilmesini sağlar. Bu fonksiyonlar elemanların geometrik şeklini tayin eden interpolasyon fonksiyonları ile aynı olabilir. Bu durumda eleman izoparametrik olarak adlandırılır.

2.3.3. Elemanların Davranış Matrislerinin Hesaplanması

Her bir eleman için elemanın fiziksel davranışını tanımlayan katsayı matrisi tanımlanır. Katı cisim mekaniğinden rijitlik matrisi hesaplanır. Bu hesap için kullanılan yöntemlerin çoğu toplam potansiyel enerjinin minimize edilmesine dayanır.

2.3.4. Eleman Matrislerinin Birleştirilmesi

Eleman ağı ile temsil edilen sistemin özelliklerini bulmak için eleman özelliklerinin birleştirilmesi gerekmektedir. Diğer bir anlatımla, her bir elemanın özelliklerini ifade eden matris denklemleri birleştirilerek tüm çözüm bölgesinin özelliklerini ifade eden matris denklemler elde edilir. Sistemin matris denklemleri tek bir elemanın matris denklemleri ile aynı formda olmasına karşın tüm düğüm noktalarını ihtiva ettiğinden daha fazla sayıda terime sahiptir.

Elemanların birbirlerine bağlandığı yerde (düğüm noktalarında) alan değişkeninin değeri bu noktayı paylaşan her elemanda aynıdır. Eleman denklemlerinin birleştirilmesi ile çözüme gidilir.

2.3.5. Sistem Denklemlerinin Çözümü

Birleştirme prosesi neticesinde alan değişkeninin bilinmeyen düğüm noktası değerlerini elde etmek için çözülmesi gereken simültane denklem seti elde edilir. Eğer denklemler lineer ise standart çözüm teknikleri kullanılabilir.

Denklemlerin çözümü neticesinde birincil bilinmeyenlerin (alan değişkeni) değerleri bulunur. Elastik gerilme-deformasyon analizinde birincil bilinmeyen yer değiştirmelerdir. Birim şekil değiştirmeler elastisite teorisindeki bağıntıları kullanarak elde edilir. Gerilmeler de Hook Kanunu yardımıyla birim şekil değiştirmelerden hesaplanır.

Düğüm noktası değerleri ve interpolasyon fonksiyonlarını kullanarak, eleman içinde birim şekil değiştirme ve gerilmeler hesaplanabilir.

2.3.6. Eleman Rijitlik Matrisi

Sonlu elemanlar yönteminde, incelenen yapı birbirlerine düğüm noktalarından bağlanan elemanlar topluluğu (eleman ağı) ile modellenir. Çözüm, temel gerilme-birim şekil değiştirme (strain) ifadelerini ve komşu elemanlardan düğüm noktaları üzerinden aktarılan kuvvetler sistemini kullanarak her bir elemandaki çökmelerin hesaplanmasıyla elde edilir. Birim şekil değiştirme, düğüm noktalarının çökmelerinden elde edilir. Gerilmeler birim şekil değiştirmelerinden elde edilir. Her düğüm noktasındaki kuvvet diğer düğüm noktalarındaki kuvvetlere bağlıdır. Elemanlar yay sistemine benzer davranır ve tüm kuvvetler dengede olana kadar şekil değiştirirler. Bu da aynı zamanda çözülmesi gereken lineer denklemler sistemini ifade eder.

Rijitlik matrisi tatbik edilen kuvvetler nedeniyle düğüm noktalarının ne kadar yer değiştirdiğini tanımlayan bir yay sabiti olarak düşünebilir. Matris formunda aşağıda ifade edilmiştir.

$$\{f\} = [k] \{u\} \quad (2.1)$$

Burada $\{f\}$ elemana etki eden kuvvetler vektörü, $[k]$ elemanın rijitlik matrisi ve $\{u\}$ elemanın düğüm noktalarındaki yer değiştirme vektörüdür. Rijitlik matrisi düğüm noktalarının koordinatları ve malzemenin elastik sabitlerinden oluşur.

Sistemi oluşturan bütün elemanlar için aşağıdaki matris ifade elde edilir.

$$\{F\} = [K] \{U\} \quad (2.2)$$

$$\{F\} = \text{Her bir düğüm noktasındaki dış kuvvetler} \quad \{F\} = \sum_e \{f\}$$

$$[K] = \text{Tüm elemanlardaki rijitlik matrislerinin birleştirilmesi ile oluşan sistemin rijitlik matrisi} \quad [K] = \sum_e [k]$$

$$\{U\} = \text{Yer değiştirme vektörü}$$

Bu ifadede bilinmeyenler, yer değiştirmelerdir. Uygun matris işleminin tatbiki ile yer değiştirme vektörü eşitliğin bir tarafında yalnız bırakılır. Gauss eliminasyon yöntemi ile her bir düğüm noktasındaki yer değiştirmeler hesaplanır.

Yer değiştirmeler vektörü, $[B]$ gradyen matrisi ve $[D]$ elastik sabitler matrisi ile çarpıldığında her bir düğüm noktasındaki gerilmeler hesaplanır.

$$[U] = [K]^{-1} \{F\} \quad (2.3)$$

$$\{\sigma\} = [D][B]\{u\}^e \quad (2.4)$$

2.3.7. Rijitlik Matrisin Türetilmesi

Eleman rijitlik matrisini elde etmek için virtüel işler prensibinden faydalanılabilir. Bu prensibe göre, tatbik edilen kuvvetler ile dengede olan bir yapının virtüel yer değiştirmesi halinde dış kuvvetlerin virtüel işi, yapıdaki iç gerilmelerin virtüel şekil değiştirme enerjisine eşittir.

$$\delta U_e = \delta W_e \quad (2.5)$$

δU_e : iç gerilmelerin virtüel şekil değiştirme enerjisi

δW_e : dış kuvvetlerin virtüel işi

Yapıdaki gerilme ve birim şekil değiştirme dağılımlarını hesaplamak için öncelikle birim şekil değiştirmeler ile yer değiştirmeler arasındaki bağıntıyı tesis etmek gerekmektedir. Eleman içindeki herhangi bir noktanın yer değiştirmesi o noktanın koordinatlarının bir fonksiyonudur. Bu fonksiyon düğüm noktalarının koordinatları cinsinden ifade edilebilir. Bu polinom ifadesi ile, düğüm noktalarındaki değerlerden eleman içindeki herhangi bir noktanın yer değiştirmesi tayin edilebilmektedir. Bu fonksiyon interpolasyon fonksiyonu olarak adlandırılır.

$$\{u\} = [N]\{u\}^e \quad (2.6)$$

$\{u\}$: yer değiştirme bileşenleri $u(x,y)$ ve $v(x,y)$

$[N]$: interpolasyon fonksiyonu

$\{u\}^e$: düğüm noktasındaki yer değiştirme bileşenleri

Birim şekil değiştirme yer değiştirme bağıntısı bu durumda aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\{\varepsilon\} = [\partial]\{u\} = [\partial][N]\{u\}^e = [B]\{u\}^e \quad (2.7)$$

$[B]$: Gradyen matrisi

$\{\varepsilon\}$: birim şekil değiştirme sütun matrisi

$[\partial]$: diferansiyel operatör matrisi

Gradyen matrisi birim şekil değiştirme bileşenleri ile düğüm noktası yer değiştirme bileşenlerini birbirine bağlamaktadır.

Gerilme matrisi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$[\sigma] = [E][B]\{u\}^e \quad (2.8)$$

Virtüel düğüm noktası yer değiştirmeleri $\{\delta u^e\}$ için virtüel birim şekil değiştirme enerjisi,

$$\delta U_e = \int_v \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV \quad (2.9)$$

dir. Dış kuvvetlerin virtüel işi,

$$\delta W_e = \{\delta U^e\}^T \{f\} \quad (2.10)$$

Virtüel işler prensibinden aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\int_v \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV = \{\delta u^e\}^T \{f\} \quad (2.11)$$

Gerilme ve birim şekil değiştirme ifadeleri yerine eşitlikleri konursa,

$$\int_v \delta u^e\}^T [B]^T [E] [B] \{u^e\} dV = \{\delta u^e\}^T \{f\} \quad (2.12)$$

Virtüel ve gerçek yer değiştirmeler hacimsel integralden bağımsız olduğundan aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\{\delta u^e\}^T \left(\int_v [B]^T [E] [B] dV \right) \{u^e\} = \{\delta u^e\}^T \{f\} \quad (2.13)$$

Eşitliğin her iki tarafından $\{\delta u^e\}^T$ silinirse düğüm noktalarındaki yer değiştirmeleri tatbik edilen kuvvetlere bağlayan aşağıdaki ifade elde edilir.

$$[k] \{u\}^e = \{f\} \quad (2.14)$$

Bu ifadede eleman rijitlik matrisi

$$[k] = \int_v [B]^T [E] [B] dV \quad (2.15)$$

iki boyutlu problemde,

$$[k] = \int_v [B]^T [E] [B] t dA \quad (2.16)$$

t eleman kalınlığı, A ise eleman alanıdır.

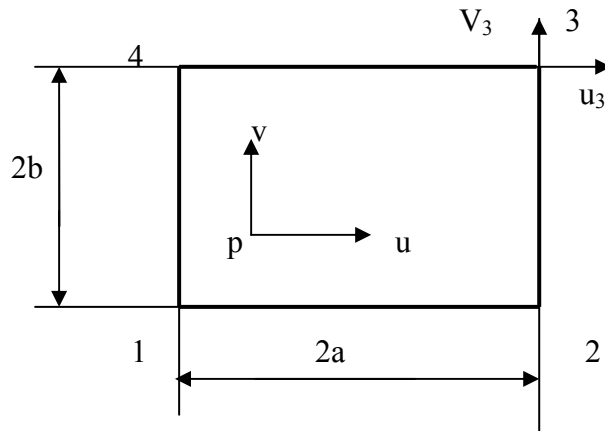
Bu şekilde kabul edilen yer değiştirme fonksiyonunu esas alan herhangi bir elemanın genel matematik ifadesi elde edilmiş oldu. Eleman rijitlik matrisi interpolasyon fonksiyonlarının formuna ve gradyen matrisini oluşturan turevlerine bağlıdır [Knight, 1993].

2.3.8. Yer Değiştirme Fonksiyonu

Eleman boyunca yer değiştirmeleri kartezyen koordinatların (düzlemsel problemde x ve y) sürekli fonksiyonları olarak ifade etmekle, sonlu elemanın fiziksel davranışının matematiksel ifadesini elde etmek için ilk adım atılmış olur.

Yer değiştirme fonksiyonları sonlu eleman içinde sürekli ve tüm elemanlarla uyumlu olacak şekilde seçilir. Polinom ifadeler sürekliliği sağlarlar. Uyumluluk şartı, yük altında deformasyon neticesinde komşu elemanların birbiri üstüne binmemesi veya arada süreksizlik olmamasıdır. Bu nedenle seçilen polinom ifadesinin derecesine karşılık gelen tüm terimleri ihtiva etmesi istenir.

Polinom ifadeler, üçgen ve dörtgen elemanların yer değiştirme fonksiyonları olarak kullanılırlar. Matematiksel olarak ele alınmaları kolaydır. Yakınsama için herhangi bir dereceden polinom kullanılabilir. şekil 2.2.' de lineer dikdörtgen eleman görölmektedir.



şekil 2.2. Lineer Dikdörtgen Eleman.

Düzlem eleman içindeki herhangi bir noktanın yer değiştirmesi u fonksiyonu matris formda aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\{u\} = [u(x, y) \quad v(x, y)]^T \quad (2.17)$$

Değişim bir polinomla ifade edilebilir. Aşağıdaki polinom ifade lineer dikdörtgen elemanın yer değişimi fonksiyonu ifade etmektedir.

$$u = a_1 + a_2x + a_3y + a_4xy \quad (2.18.a)$$

$$v = a_5 + a_6x + a_7y + a_8xy \quad (2.18.b)$$

Yer değiştirmenin düğüm noktalarındaki değerleri ise aşağıdaki ifadelerden bulunur.

$$u(x_1, y_1) = a_1 + a_2x_1 + a_3y_1 + a_4x_1y_1 = u_1 \quad (2.19.a)$$

$$u(x_2, y_2) = a_1 + a_2x_2 + a_3y_2 + a_4x_2y_2 = u_2 \quad (2.19.b)$$

$$u(x_3, y_3) = a_1 + a_2x_3 + a_3y_3 + a_4x_3y_3 = u_3 \quad (2.19.c)$$

$$u(x_4, y_4) = a_1 + a_2x_4 + a_3y_4 + a_4x_4y_4 = u_4 \quad (2.19.d)$$

Benzer şekilde yer değiştirmenin v bileşeni için ifadeler yazılabilir.

Bundan sonra yapılacak iş yer değiştirme fonksiyonunu düğüm noktalarındaki değerleri cinsinden ifade etmektir.

$$u = N_1u_1 + N_2u_2 + N_3u_3 + N_4u_4 \quad (2.20.a)$$

$$v = N_1v_1 + N_2v_2 + N_3v_3 + N_4v_4 \quad (2.20.b)$$

Neticede matris formda aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ u_4 \\ v_4 \end{Bmatrix} \quad (2.21)$$

$$\{u\} = [N] \{u\}^e \quad (2.22)$$

N_i interpolasyon fonksiyonları aşağıdaki eşitlikte verilmiştir. N_i fonksiyonu i numaralı düğüm noktasında 1 diğerlerinde 0 değerindedir. Buna göre şekilden aşağıdaki ifadeler çıkarılabilir.

$$N_1 = \frac{1}{4ab}(b-x)(a-y) \quad (2.23.a)$$

$$N_2 = \frac{1}{4ab}(b+x)(a-y) \quad (2.23.b)$$

$$N_3 = \frac{1}{4ab}(b+x)(a+y) \quad (2.23.c)$$

$$N_4 = \frac{1}{4ab}(b-x)(a+y) \quad (2.23.d)$$

N_i fonksiyonları iki adet birinci dereceden polinom ifadenin çarpımı olduğundan bu eleman iki doğrusal (bilinear) olarak adlandırılır [Noboru, 1986].

Birim şekil değiştirmeler ile yer değiştirmeler arasındaki ifade,

$$\{\varepsilon\} = [\partial]\{u\} = [\partial][N]\{u\}^e = [B]\{u\}^e \quad (2.24)$$

$$[\partial] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_3}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_4}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial y} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial y} & 0 & \frac{\partial N_3}{\partial y} & 0 & \frac{\partial N_4}{\partial y} \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \frac{\partial N_3}{\partial y} & \frac{\partial N_3}{\partial x} & \frac{\partial N_4}{\partial y} & \frac{\partial N_4}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

Bu matrislerin elde edilmesinden sonra eleman rijitlik matrisi virtüel işler prensibinin tatbiki ile elde edilmektedir.

Birim şekil değiştirme bileşenleri aşağıda verilmiştir.

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} a_3 + a_4x + a_5y \\ a_6 + a_8x \\ a_3 + a_4x + a_6 + a_8y \end{Bmatrix} \quad (2.27)$$

Birim şekil değiştirmeler eleman içinde x ve y' ye bağlı olarak değişmektedir. Gerilme birim şekil değiştirme bağları sabit olduğundan gerilme bileşenleri de eleman içinde şekil değiştirmelerle benzer değişecektir. Bu şekilde çözüme iyi bir yaklaşım sağlanır.

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \text{sabit} \\ \text{sabit} \\ \text{sabit} \end{Bmatrix} \quad (2.28)$$

Denklem (2.33)'de ise üç düğüm noktalı elemandaki şekil değişimini veren ifade verilmiştir. Eleman boyunca şekil değişimi bileşenleri sabit olduğundan performansı dörtgen elemandan düşüktür [Moaveni, 1999].

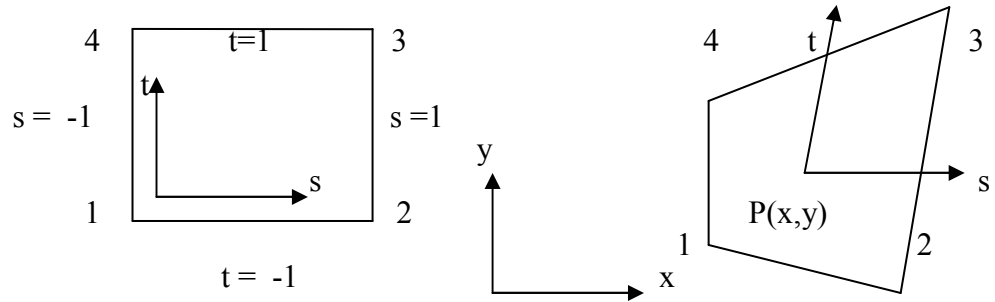
2.3.9. İsoparametrik Dörtgen Eleman

Karmaşık geometrilerin modellenmesinde iki doğrusal dikdörtgen eleman iyi bir performans göstermez. Genel dörtgen (quadrilateral) elemanlar karmaşık geometriyi daha iyi temsil eder [Moaveni, 1999]. Bu eleman daha önce ele alınan iki doğrusal dikdörtgen eleman gibi formüle edilebilirse de gerekli integral işlemleri hayli karmaşıktır. İntegral sınırlarının tanımlanmasında zorluk vardır. Kartezyen koordinatlarda koordinat interpolasyonu elemanın uzaydaki konumuna son derece hassastır. Elemanın bazı konumlarında ara matrisler hesaplanamaz veya sistem denklemleri kötü sonuç verecek şekilde tesis edilir. İzoparametrik (eşparametrik) elemanların kullanılması bu dezavantajları gidermektedir. İzoparametrik elemanlar doğal koordinatlarda kare elemanlar olarak formüle edilir ve fiziksel koordinatlara yer değiştirme enterpolasyon fonksiyonlara benzeyen koordinat enterpolasyon fonksiyonları yardımı ile eşlenir.

Kullanılan izoparametrik elemanın tipine bağlı olarak elemanın fiziksel koordinatlardaki konfigürasyonu genel dörtgen ve eğri kenarlı olabilir. Koordinat enterpolasyonu için kullanılan şekil fonksiyonları yer değiştirme enterpolasyonu için kullanılanlara özdeş ise eleman izoparametrikdir. İzoparametrik elemanlar çok yönlü kullanılabildiklerinden ve daha güvenilir sayısal netice verdiklerinden sonlu eleman programlarının temel elemanlarıdır.

2.3.9.1. İzoparametrik Eşleme

Şekil 2.3.' de dört düğüm noktalı dörtgen elemanın (s,t) doğal koordinatlarından (x,y) koordinat sistemine dönüştürülmesi görülmektedir. Doğal koordinatlarda eleman bir karedir ve koordinat sisteminin orijini merkezdedir. Kartezyen koordinatlarda eleman keyfi dörtgen şeklindedir. Şekil fonksiyonları ile, herhangi bir P(x,y) noktasının koordinatları düğüm noktalarının (x,y) koordinatları cinsinden ifade edilebilir.



Şekil 2.3. Elemanın Fiziksel Koordinatlara Eşlenmesi.

$$u(s,t) = a_1 + a_2s + a_3t + a_4st \quad (2.29.a)$$

$$v(s,t) = b_1 + b_2s + b_3t + b_4st \quad (2.29.b)$$

$$x(s,t) = \sum_{i=1}^4 N_i(s,t)x_i \quad (2.30.a)$$

$$y(s,t) = \sum_{i=1}^4 N_i(s,t)y_i \quad (2.30.b)$$

$$\begin{Bmatrix} x(s,t) \\ y(s,t) \end{Bmatrix} = [N] \{x_i\} \quad (2.31)$$

$$\{x\} = [x_1 \ y_1 \ x_2 \ y_2 \ x_3 \ y_3 \ x_4 \ y_4]^T \quad (2.32)$$

$$[N] = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

$$N_1(s,t) = \frac{(1-s)(1-t)}{4} \quad (2.34.a)$$

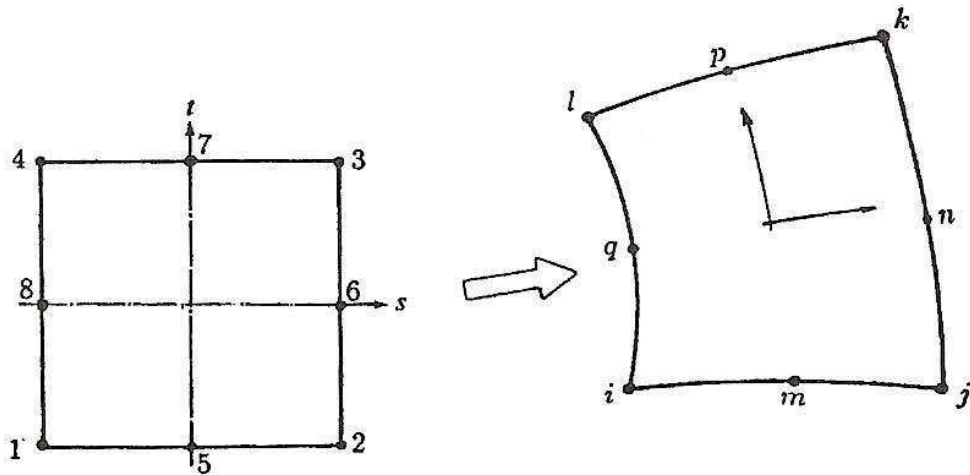
$$N_2(s,t) = \frac{(1+s)(1-t)}{4} \quad (2.34.b)$$

$$N_3(s,t) = \frac{(1+s)(1+t)}{4} \quad (2.34.c)$$

$$N_4(s,t) = \frac{(1-s)(1+t)}{4} \quad (2.34.d)$$

Eleman doğal koordinatlardan kartezyen (fiziksel) koordinatlara eşlendikten sonra s ve t eksenlerinin birbirine dik olması şart değildir.

Analizde kullanılan diğer bir eleman tipi olan, ikinci dereceden yer değiştirme fonksiyonlu 8-düğüm noktalı elemana ait şekil fonksiyonları aşağıda verilmiştir. Bu eleman yapıdaki gerilme değişimini lineer eleman nazaran daha iyi temsil etmektedir. Şekil 2.4.' de eleman görülmektedir.



Şekil 2.4. 8 Düğüm Noktalı İzoparametrik Sonlu Eleman.

Bu elemanın yer değişim fonksiyonu aşağıda verilmiştir.

$$u = a_1 + a_2s + a_3t + a_4s^2 + a_5st + a_6t^2 + a_7s^2t + a_8st^2 \quad (2.35.a)$$

$$v = b_1 + b_2s + b_3t + b_4s^2 + b_5st + b_6t^2 + b_7s^2t + b_8st^2 \quad (2.35.b)$$

Benzer şekilde eleman içindeki herhangi bir noktanın yer değiştirmesi ve koordinatları düğüm noktasındaki değerler cinsinden şekil fonksiyonları yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$u = \sum_{i=1}^8 N_i(s,t)u_i \quad (2.36.a)$$

$$v = \sum_{i=8}^8 N_i(s,t)v_i \quad (2.36.b)$$

$$x = \sum_{i=8}^8 N_i(s,t)x_i \quad (2.37.a)$$

$$y = \sum_{i=8}^8 N_i(s,t)y_i \quad (2.37.b)$$

$$\{u\} = [N]\{u\}^e \quad (2.38)$$

Şekil fonksiyonun düğüm noktasındaki değerlerini veren ifadeler aşağıdadır.

$$N_1(s,t) = -\frac{(1-s)(1-t)(1+s+t)}{4} \quad (2.39.a)$$

$$N_2(s,t) = -\frac{(1+s)(1-t)(1-s+t)}{4} \quad (2.39.b)$$

$$N_3(s,t) = -\frac{(1+s)(1+t)(1-s-t)}{4} \quad (2.39.c)$$

$$N_4(s,t) = -\frac{(1-s)(1+t)(1+s-t)}{4} \quad (2.39.d)$$

$$N_5(s,t) = \frac{(1-s^2)(1-t)}{2} \quad (2.39.e)$$

$$N_6(s,t) = \frac{(1+s)(1-t^2)}{2} \quad (2.39.f)$$

$$N_7(s,t) = \frac{(1-s^2)(1+t)}{2} \quad (2.39.g)$$

$$N_8(s,t) = \frac{(1-s)(1-t^2)}{2} \quad (2.39.h)$$

İzoparametrik elemanların tercih edilmesinin ana nedeni fiziksel koordinatlarda integral işlemlerinden kaçınmaktır. Bununla birlikte, (2.20) rijitlik matrisi fiziksel koordinatlarda ifade edilmiştir. Bu nedenle, **dx** ve **dy** diferansiyel uzunlukları **ds** ve **dt** doğal koordinat diferansiyel uzunlukları cinsinden ifade edilmelidir. Şekil değişimi fiziksel koordinatlara bağlı olarak şekil fonksiyonlarının türevleri cinsinden ifade edilir.

Bu türevler [B] matrisinin elemanlarıdır ve doğal koordinatlara bağlı olarak dönüştürülmelidir.

(dx,dy) diferansiyelleri ile (ds,dt) diferansiyelleri arasındaki bağıntı aşağıdaki ifadede verilmiştir.

$$dx = \frac{\partial x}{\partial s} ds + \frac{\partial x}{\partial t} dt \quad (2.35.a)$$

$$dy = \frac{\partial y}{\partial s} ds + \frac{\partial y}{\partial t} dt \quad (2.35.b)$$

bu ifadelerde de,

$$\frac{\partial x}{\partial s} = \sum \frac{N_i}{\partial s} x_i, \frac{\partial y}{\partial s} = \sum \frac{N_i}{\partial s} y_i, \frac{\partial x}{\partial t} = \sum \frac{N_i}{\partial t} x_i, \frac{\partial y}{\partial t} = \sum \frac{N_i}{\partial t} y_i$$

Koordinat türevleri matris formda ifade edilir,

$$[J] = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} \\ \frac{\partial x}{\partial t} & \frac{\partial y}{\partial t} \end{bmatrix} \quad (2.36)$$

[J] matrisi dönüşümün Jacobiyeni dir.

İki koordinat sisteminin diferansiyelleri aşağıdaki formda yazılabilir.

$$\begin{Bmatrix} dx \\ dy \end{Bmatrix} = [J]^T \begin{Bmatrix} ds \\ dt \end{Bmatrix} \quad (2.37)$$

Yukarıda yapılan işlemlere benzer olarak, (i) düğüm noktası için şekil fonksiyonunun türevleri aşağıdaki formda elde edilir.

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \end{Bmatrix} = [J]^{-1} \begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial s} \\ \frac{\partial N_i}{\partial t} \end{Bmatrix} \quad (2.38)$$

$[J]^{-1}$ var ise, (s,t) koordinatlarından (x,y) koordinatlarına birebir eşleme yapma mümkün olmaktadır. İşlem tersinirdir. $|J|$ determinanı sıfırdan büyük ise, elemanın alanı muhafaza edilmekte ve eşlerne fiziksel olarak bir anlam taşımaktadır. $|J|$ elemanın herhangi bir noktasında A_{xy}/A_{st} diferansiyel alan oranıdır.

$[J]$ sabit bir kalınlık için diferansiyel hacimde, düzlem elastisite elemanı için $h dx dy$ nin $h|J| ds dt$ dönüşümünü sağlamaktadır. Integral sabitleri s için -1'den 1'e ve t için 1'den 1'e dir. Bu şekilde, herhangi bir $F(x,y)$ fonksiyonunun integrali doğal koordinatlara aşağıdaki ifade ile dönüştürülür.

$$\int_A F(x,y) dx dy = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 F(x(s,t), y(s,t)) |J| ds dt \quad (2.39)$$

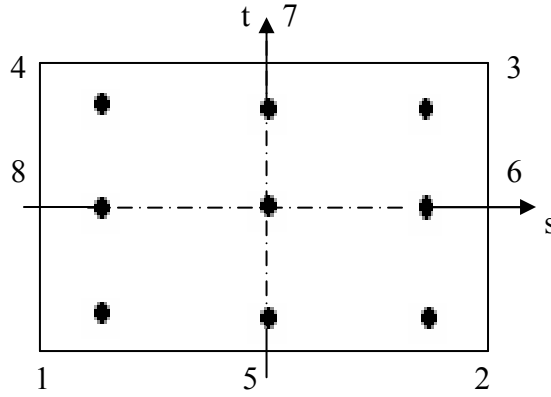
2.3.9.2. Eleman Rijitlik Matrisi

(2.16) ifadesi izoparametrik lineer dörtgen eleman içinde kullanır. Koordinat dönüşümü neticesinde eleman rijitlik matrisi aşağıda ifade edilmiştir.

$$[K] = h \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [B]^T [D][B] |J| ds dt \quad (2.40)$$

gerekli integrasyon derecesidir. Lineer izoparametrik dörtgen eleman için şekilde gösterildiği gibi 4 örnekleme noktası tam integrasyonu sağlamaktadır.

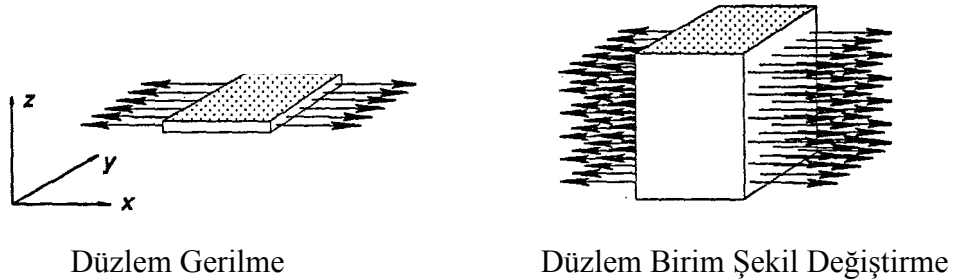
İkinci dereceden dörtgen eleman için örnekleme noktalarını Şekil 2.6.'da görülmektedir.



Şekil 2.6. 8 Düğüm Noktalı Eleman İçin Örnekleme Noktaları.

2.4. İki Boyutlu Modelleme

Problem geometrisi bir düzlemde tanımlanabilir ve tatbik edilen yüklerde aynı düzlemde ise, bu durumda problem düzlemsel (2 boyutlu) olarak incelenebilir. İki boyutlu problemlerin iki genel hali vardır: Düzlem gerilme ve düzlem şekil değiştirme. Düzlem gerilme, yapıların düzlemdeki boyutlarına nazaran küçük kalınlıkta olması durumunda söz konusudur (Şekil 2.7.). Bu durumda düzlem dışı koordinata bağlı gerilme bileşenlerinin tümü sıfırdır. Kalınlık düzlemdeki boyutlardan son derece büyükse bu durumda düzlem şekil değiştirme hali vardır. Düzlem şekil değiştirme halinde düzlem dışı doğrultuda birim şekil değiştirmeler sıfırdır.



Şekil 2.7. İki Boyutlu Katı Geometrisi.

Teorik olarak düzlem gerilme halinde kalınlık sıfıra, düzlem şekil değiştirme halinde kalınlık sonsuza gider. Kalınlık sonlu değerde ve aşağı yukarı düzlemdeki boyutlarla aynı ise bu durumda üç boyutlu hal söz konusudur. Bununla birlikte pratikte sadece düzlem yükleri varsa, düzlem gerilme ve düzlem şekil değiştirme yaklaşımları gerçek 3 boyutlu çözüme uygundur. Düzlem gerilme ve düzlem şekil değiştirme çözümleri genelde benzer ve bazı durumlarda ise aynı neticeyi vermektedir [Knight, 1993].

Elastisite teorisinde türetilen ifadeler iki boyutlu problemlerin çözümünü sağlar. Bu ifadeler yer değiştirme, birim şekil değiştirme ve gerilme bileşenlerini birbirine bağlamaktadır. Lineer elastisite mühendislik problemlerin incelenmesinde esas alınmaktadır. Malzeme homojen ve izotropiktir. Küçük deformasyonlara izin verilmiştir. Gerilme ve birim şekil değiştirme, veya kuvvet ve deformasyon arasında lineer bir bağ vardır. Tatbik edilen kuvvetler kaldırıldığında deformasyonlarda ortadan kalkar.

İki boyutlu yapıda, düzlemde herhangi bir noktanın hareketini tanımlayan iki yer değiştirme bileşeni vardır. Bir cisim x,y koordinat sistemine yerleştirildiğinde x yönündeki yer değiştirme bileşeni $u(x,y)$ ve y yönündeki yer değiştirme bileşeni $v(x,y)$ dir. Düzlem çözümde birim şekil değiştirme bileşenleri ϵ_x, ϵ_y ve γ_{xy} ' dir. Birim şekil değiştirme-yer değiştirme bağıntıları aşağıda verilmiştir.

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2.42)$$

$$\epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad (2.43)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (2.44)$$

Bu birim şekil değiştirmelerine karşılık gelen gerilmeler σ_x, σ_y ve τ_{xy} dir. Düzlem gerilmede σ_z, τ_{yz} ve τ_{xz} sıfırdır. Düzlem gerilme hali için;

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(1-\nu)}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (2.45)$$

Bu ifadede σ_x ve σ_y normal gerilme bileşenleri, τ_{xy} kayma gerilmesi, E elastisite modülü ve ν poisson oranıdır.

Düzlem şekil değiştirme durumunda, birim şekil değiştirme bileşenleri ε_z , γ_{xz} ve γ_{yz} sıfırdır. Gerilme bileşenleri σ_z , τ_{xz} ve τ_{yz} sıfırdan farklı ve σ_z belirgin bir değerde olabilir. $\sigma_z, \varepsilon_z = 0$ şartının sağlanması durumunda düzlemdeki bileşenlerden doğrudan hesaplanabilir.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (2.46)$$

3. TASARIM EN İYİLEME TEORİSİ

3.1. En İyileme

Çeşitli yüklere maruz katı cisimlerde oluşan gerilmeler ve bu yüklerden oluşan deformasyonlar, geometride meydana gelen değişimler, mevcut yükler altındaki parçaların güvenli görev yapıp yapmayacağı, meydana gelen deformasyonların kabul edilebilirliği yüzyıllar boyunca mühendis ve fizikçiler tarafından analitik yöntemlerle çözmeye çalışılmıştır.

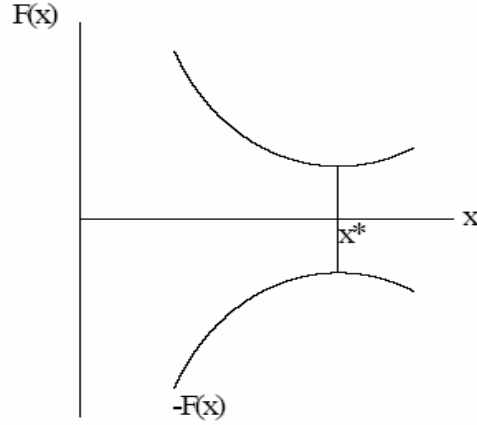
Bu çeşitli yükler altında model üzerinde oluşan gerilme dağılımı, istenilen sınır değerleri altında kalması sağlandıktan sonra, mevcut yükleri taşıyacak minimum ağırlık ve en uygun tasarımın saptanması mühendislik problemleri açısından çok önemlidir. Bu tip problemler en iyileme (Optimization) problemleri olarak adlandırılırlar.

En iyilemenin matematiksel anlamı, bir fonksiyonun maksimum veya minimum değerini veren durumların bulunması işlemidir. Bir en iyileme problemi genel olarak ;

$F(\chi)$ fonksiyonunu minimize eden $g_j(\chi) \leq 0$, $j = 1, 2, \dots, m$ ve $h_i(\chi) = 0$

$j = 1, 2, \dots, n$ kısıtlarını sağlayan $\chi = \{ \chi_1, \chi_2, \dots, \chi_p \}$ değerlerinin bulunması şeklinde tanımlanabilir. Burada $F(\chi)$ fonksiyonu amaç fonksiyonudur.

$g_j(\chi)$, $h_i(\chi)$ eşitsizlik ve eşitlik kısıtlarıdır. $\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_p$ ise dizayn değişkenleridir.



Şekil 3.1. En İyileme Eğrisi.

χ^* noktası $F(\chi)$ fonksiyonun minimum noktası ise, $-F(\chi)$ fonksiyonunun maksimum noktasıdır.

En iyilemenin mühendislik anlamı ise, verilen koşullar altında en iyi sonucu elde etme işidir. Herhangi bir mühendislik sisteminin tasarımında, konstrüksiyonunda veya bakımında mühendisler bir çok aşamada teknolojik ve idari kararlar alırlar. Bunlar, karın maksimum olması, maliyetlerin minimum olması, ürün ağırlığının minimum olması ve verimin maksimum olması gibi kararlardır. Bu kararlar belirli değişkenlerin bir fonksiyonu olarak ifade edilebilirse en iyileme dizayn problemini oluşturabilirler. Elbette ki farklı en iyileme problemleri için farklı en iyileme yöntemleri geliştirilmiştir.

3.1.1. Matematiksel Programlama Teknikleri

Bir fonksiyonun verilen koşullar altında minimumunu bulmada işe yarar.

* **Stokastik Yöntem** : Rasgele değişen değişkenler ile tanımlanan problemlerin analizinde kullanılır.

* **İstatistiksel Yöntem** : Deneysel verilerin analizi ve fiziksel durumun tam kesin olarak anlatılabilmesi için ampirik modellerin kurulmasına olanak sağlar.

3.2. En İyilemede Mühendislik Uygulamaları

En iyileme herhangi bir mühendislik probleminde kolayca uygulanabilir. Önemli olan amaç fonksiyonunu sağlamak için kullanacağımız parametreleri ve kısıtları yani en iyileme değişkenlerini iyi belirlemektir. En iyilemenin kullanılabileceği farklı alanlarda mühendislik uygulamalarına dair aşağıda birkaç örnek verilmiştir;

- Uzay yapıları ve uçakların minimum ağırlıkta dizaynı için,
 - İnşaat yapılarının minimum maliyetlerde tasarımı ve yapımı için,
 - Su kaynak sistemlerinin maksimum karlılıkta dizaynı için,
 - Yapıların deprem, rüzgar ve diğer tip düzensiz zorlanmalarda minimum ağırlıkta dizaynı için,
 - Mekanizmalar, kamlar, dişliler, ve diğer makine elemanlarının en iyi tasarımı için,
 - İletim makinalarının minimum maliyeti için dizayn çalışmalarında,
 - Minimum üretim maliyeti için metal kesme işlemlerinde,
 - Elektrik ağlarının en iyi dizaynında,
 - En kısa yol problemlerinde,
 - Boru hattı sistemlerinin dizaynında,
 - Sanayi için şehir seçimlerinde,
 - Kontrol sistemlerinin en iyi dizaynında,
 - Amaç olarak minimize ya da maksimize edilebilecek her türlü problemde,
 - Endüstri mühendislerinin amaç aldığı her türlü yöneylem çalışmasında,
- en iyileme yöntemleri kullanılır.

3.3. Tasarım En İyilemesi Probleminin Formülasyonu

Bir problemi formüle etmek, o problemi çözmek için gereken toplam çalışmaların %50'sini oluşturur. Tasarım en iyilemesinde de problemin doğru formüle edilmesi çok önemlidir. Bir tasarım problemini tanımlamak için;

1. Tasarım değişkenlerini,

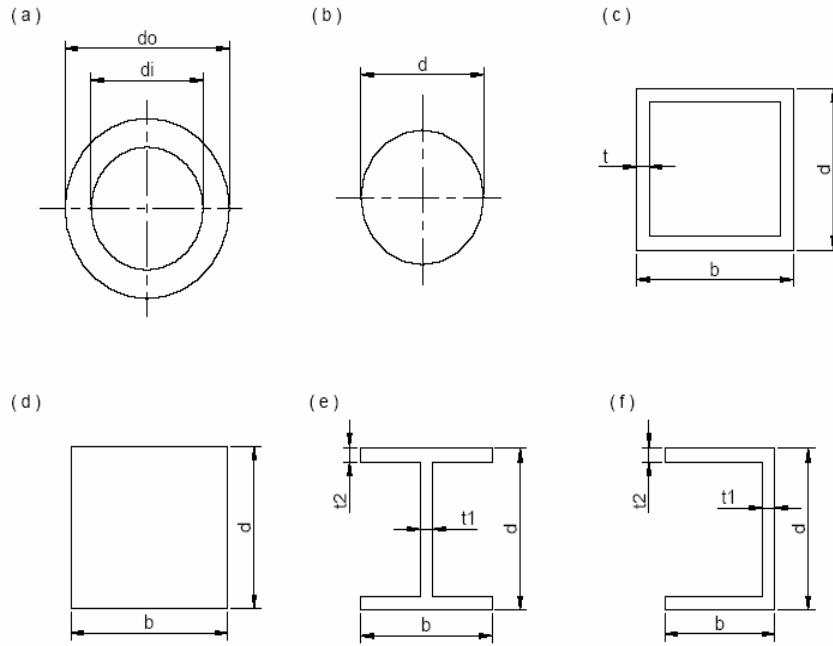
2. Hedef fonksiyonlarını,
3. Tasarım sınırlamalarını,

basamakları takip edilmelidir;

3.3.1. Dizayn Değişkenleri

Bir sistemin dizaynını tanımlamak için seçilen değişkenlere **dizayn değişkenleri** denir. Örneğin kutu giriş için, yan sac kalınlığı “K”, üst sac kalınlığı “M”, yükseklik “H”, genişlik “W” gibi dizayn değişkenleri belirli sınırlamalar içerisinde tanımlanabilir. Eğer bir dizayn tüm sınırlamaları sağlıyorsa, sistem uygun veya çalışabilir (feasible)’dir. Eğer belirtilen sınırlamalardan bir koşulu bile sağlanmıyorsa sistem uygun değildir ve uygun olmayan (infeasible) olarak isimlendirilir.

Bu değişkenlere ilk olarak başlangıç değerleri atanarak sistem oluşturulur. Dizayn değişkenlerinin doğru seçilmesi gerekmektedir. Bunlar, mümkün olduğu kadar birbirlerinden bağımsız olmalıdırlar. Bazen bağımlı dizayn değişkenleri seçilmişse de, bu problem formülasyonunun gereksiz yere karmaşık hale gelmesine neden olur. Örnek olarak Şekil 3.2.a.’ da ki boru incelenirse; bu boruya ilk bakışta dizayn değişkenleri olarak iç çap (d_i), dış çap (d_o), ve et kalınlığı (t) söylenebilir. Fakat burada t ’ nin ve d_o ’ a bağımlı olduğu gözden kaçırılmamalıdır.



Şekil 3.2. Çeşitli Kesitler ve Bunlara Ait Dizayn Parametreleri.

Mesela; $d_i = 20$, $d_o = 22$ ve $t = 2$ olarak alınamaz. Çünkü $t = 0.5 (d_o - d_i)$ dir. Eğer problemi d_o , d_i ve t' yi dizayn değişkenleri olarak tanımlanırsa, $t = 0.5 (d_o - d_i)$ de sınırlama olarak almak zorunda kalınır. Böylece problem gereksiz yere karmaşık hale getirilip zaman kaybetmiş olunur. Dizayn değişkenleri olarak d_i ve d_o ' yi almak daha uygun ve yeterlidir. Şekil 3.2' de bazı kesitler ve bunlara ait dizayn değişkenleri de gösterilmiştir.

Özet olarak, bir problemin dizayn değişkenlerini belirlemek için aşağıdaki hususlar dikkate alınır:

- Dizayn değişkenleri mümkün olduğu kadar birbirinden bağımsız olarak alınmalıdır.
- Bir dizayn problemini doğru olarak formüle edebilmek için minimum sayıda dizayn değişkeni gerekir [Arora, 1989].

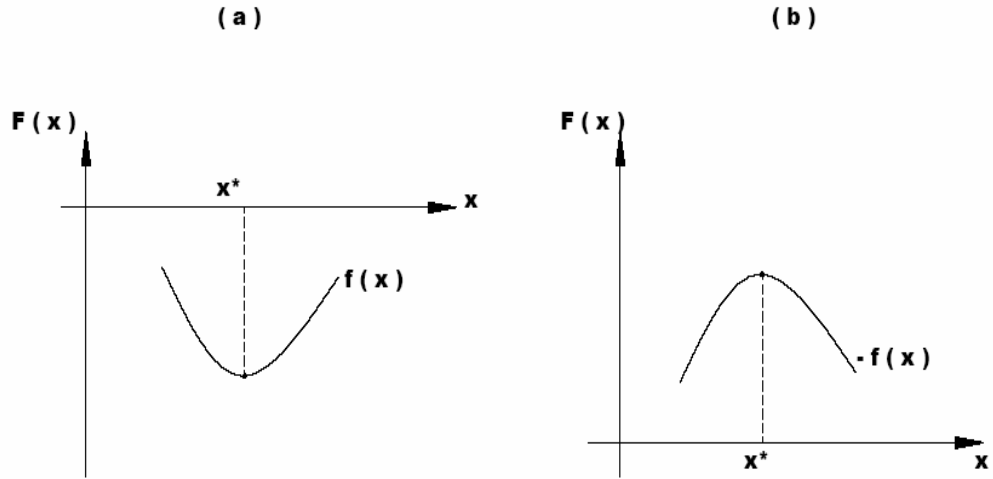
3.3.2. Amaç Fonksiyonu

Bir sistemin birden fazla kabul edilebilir dizaynları olabilir. Bunları birbirleri ile kıyaslamak için bir kritere ihtiyaç vardır. En iyilemenin amacı bunlar arasında “en iyi” seçmektir. En iyiyi seçebilmek için de bir kriter olmalıdır. İşte bu kritere en iyi dizayn problemi için **amaç fonksiyonu** denir. Bu fonksiyon dizayn değişkenlerine bağımlıdır. χ dizayn değişkeni vektörü olmak üzere, amaç fonksiyonu $f(\chi)$ ile gösterilir.

Amaç fonksiyonunu doğru seçmek dizayn işleminde çok önemlidir. Minimum maliyet, maksimum kar, minimum ağırlık, minimum enerji gibi birçok amaç fonksiyonu kullanılmaktadır. Eğer amaç fonksiyonu maksimum kar problemiindeki gibi bir maksimum bulma problemi ise $-f(\chi)$ olarak alınır (Şekil 3.3.).

Amaç fonksiyonun seçiminde bir veya birden fazla kriter olabilir. Örneğin belirli bir yükü taşıyan kiriş, müsaade edilen gerilme değerlerine göre minimum ağırlıkta olabilir veya, müsaade edilen sehime değerlerine göre minimum ağırlıkta yapılabilir fakat gerilme değerleri çok fazla olabilir. Oysa aynı anda sağlanması gereken birden fazla kriter istenilebilir. Yukarıdaki örnekteki kiriş için, müsaade edilen hem maksimum sehime hemde maksimum gerilmelere göre minimum ağırlıkta tasarlanabilir. Böyle problemlere çok amaçlı (multiobjective) programlama problemi ya da en iyileme problemi adı verilir.

Birçok dizayn problemlerinde, amaç fonksiyonu ve bunun dizayn değişkenleri ile nasıl bir ilişkisi olacağı açık değildir. Genelde bu tip problemler birçok alt probleme ayrılarak, her birinin tasarım en iyilemesi yapılarak çözülür. Örneğin bir binek arabanın en iyilemesi için dizayn değişkenleri nelerdir?. Amaç fonksiyonu nedir? Dizayn değişkenleri ile ifade edilecek fonksiyonel hali nasıldır?. Bu oldukça karmaşık bir problemdir. Fakat problem, kapılar, yan paneller, tavan, süspansiyon sistemi, iletim sistemi vb. gibi alt problemlere ayrılıp her biri en iyileme edilerek çözülebilir.



Şekil 3.3. Minimum ve Maksimum Bulma.

3.3.3. Dizayn Kısıtları

Tüm mühendislik sistemleri belirli emniyet kriterlerine göre tasarlanıp üretilirler. Örnek olarak ele alınan kirişin maruz kalacağı yükler neticesinde kirişte oluşacak sehim ve gerilme değerleri belirli emniyetli değerleri aşmamalıdır. Uygun tasarımı elde etmek için sağlanması gereken bu sınırlamalar dizayn kısıtları olarak adlandırılırlar.

3.3.3.1. Doğrusal ve Doğrusal Olmayan Kısıtlamalar

Kısıt fonksiyonu dizayn değişkenlerinin sadece birinci derecedeki terimlerini içeriyorsa bunlara doğrusal (linear) kısıtlar denir. Eğer dizayn değişkenlerinin daha yüksek derecedeki terimleri varsa, bunlara doğrusal olmayan (nonlinear) kısıtlar denir.

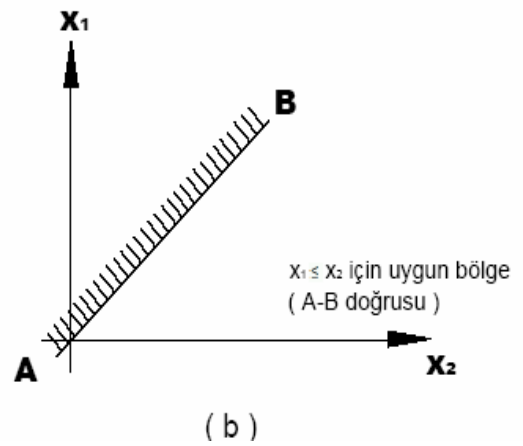
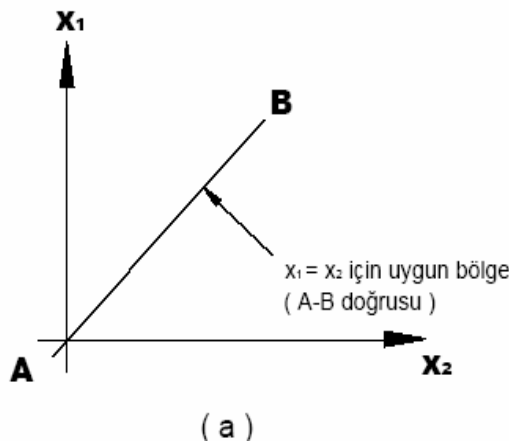
3.3.3.2. Eşitlik ve Eşitsizlik Kısıtlamaları

Dizayn problemleri eşitlik (equality) ve eşitsizlik (inequality) kısıtlarını içerebilirler. Örneğin; istenen operasyonu yapabilmek için bir makine parçasının tam olarak Δ kadar hareket etmesi gerekiyorsa, bunu bir eşitlik sınırlaması olarak ele

alınması gerekir. Uygun bir dizayn tüm eşitlik kısıtlamalarını tam olarak sağlamalıdır.

Eşitsizlik kısıtlamalarında ise, hesaplanan değerlerin bazı değerlerin üstüne çıkmaması veya bazı değerlerin altına düşmemesi istenir. Örneğin; gerilme değeri malzeme emniyet gerilmesi kısıtını aşmamalı, malzemede oluşacak deformasyon belirtilen alanları aşmamalı.

Eşitsizlik kısıtlamalarına göre birçok uygun dizayn olabilir. Fakat eşitlik kısıtlamalarına göre uygun dizayn bulmak daha zordur. Bu durumu daha iyi anlayabilmek için Şekil 3.4 incelenebilir. Şekil 3.4.a., $x_1 = x_2$ eşitlik kısıtlamasını göstermektedir. Bu kısıtlamaya göre uygun dizaynlar A-B doğrusu üzerinde bulunmalıdır. Fakat kısıtlama Şekil 2.4.b.' deki gibi $x_1 \leq x_2$ eşitsizlik kısıtlaması şeklinde yazılırsa uygun bölge çok daha geniş olur. A-B doğrusu üzerindeki veya altında kalan bölgenin içindeki herhangi bir nokta uygun dizaynı vermektedir [Arora, 1989].



Şekil 3.4.a. $x_1 = x_2$ Eşitlik Kısıtlaması. Şekil 3.4.b. $x_1 \leq x_2$ Eşitsizlik Kısıtlaması.

3.3.4. Kısıtlanmamış ve Kısıtlanmış En iyileme Problemlerinin Formüle Edilmesi

En iyileme problemleri kısıtlanmamış (unconstrained) ve kısıtlanmış (constrained) olmak üzere iki ana başlık altında toplanabilir. Adından da

anlaşılabileceği gibi kısıtlanmamış en iyileme, amaç fonksiyonu üzerinde hiçbir kısıtlamanın olmadığı problemlerin en iyi çözümünün bulunmasıdır. Kısıtlanmış en iyi ise en az bir adet kısıtlamanın tanımlandığı problemlerdir.

Her iki problem tipi için de geliştirilmiş çözüm teknikleri vardır. İlk bakışta mutlaka kısıtlamalar olacağı düşünülerek, kısıtlanmamış problemlerin mühendislik sahasındaki bir dizayn problemi ile ilişkisi olamayacağı düşünülebilir. Fakat kısıtlanmış problemler bazı tekniklerle, daha basit çözüm teknikleri içeren kısıtlanmamış problemlere dönüştürülerek de çözülebilir.

Tasarım en iyileme problemlerinin genel tanımı aşağıdaki gibi yapılmaktadır.

$\chi = (\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_n)^T$ dizayn değişkenleri vektörü olmak üzere;

$F(\chi) = f(\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_n)$ amaç fonksiyonu

$h_i(\chi) = 0 \quad i=1 \rightarrow p$ eşitlik kısıtlamaları

$g_i(\chi) \leq 0 \quad i=1 \rightarrow m$ eşitsizlik kısıtlamalarına göre minimum yap.

Eğer kısıtlanmamış bir en iyileme problemi ise sadece;

$f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ amaç fonksiyonunu minimum yap [Arora, 1989].

3.4. ANSYS ile Tasarım En İyilemesi

En iyileme modülü (/OPT), ANSYS programının içerdiği modüllerden birisidir. Bu program yardımı ile en iyi dizayn problemleri çözülebilmektedir. ANSYS programı;

1. Alt Problem Yaklaşım Yöntemi (Subproblem Approximation Method)
2. Birinci Mertebe Yöntemi (First Order Method)
3. Rastgele Dizayn Oluşturma (Random Design Generation)
4. Süpürme Aracı (Using the Sweep Tool)
5. Faktöriyel Aracı (Using the Factorial Tool)
6. Eğim Değerlendirme Aracı (Using the Gradient Evaluation Tool)

tekniklerini kullanarak tasarım en iyilemesi yapmaktadır. Alt problem yaklaşımı yöntemi çokça kullanılmakla birlikte, birinci mertbe yöntemi yüksek kesinlik gerektiren problemler için daha uygundur. Program, analiz-dönüştürme-tanımlama işlemlerini içeren döngüleri (loop) gerçekleştirir. Bu döngü istenen kriterler sağlanana kadar devam ettirilir.

3.4.1 ANSYS Terminolojisinde En İyileme için Kullanılan Temel Kavramlar

Tasarım en iyileme prosedürüne geçmeden önce, bazıları daha önce Bölüm 3.3.' de anlatılan “design variable”, “state variable”, “objective function”, “feasible ve infeasible design”, “the analysis file”, “iterations”, “loops”, “optimization database” gibi ANSYS terminolojisinde geçen bazı ifadelerin tanımları aşağıda yapılmıştır.

3.4.1.1. Dizayn Değişkenleri

Bölüm 3.3.' de “dizayn değişkenleri” olarak tanımlanan bu ifadelerden ANSYS' de 60 taneye kadar tanımlanabilir. Kısaca DV (Design Variables) olarak isimlendirilebilir.

3.4.1.2. Durum Değişkenleri

Bölüm 3.3.'de “dizayn kısıtlamaları” denilen bu ifadelerden ise 100 taneye kadar tanımlanabilir. Kısaca SV (State Variables) olarak isimlendirilir. Durum değişkeni olarak tam Türkçe karşılıkları söylenebilir.

3.4.1.3. Amaç Fonksiyonu

Bölüm 3.3.'de de yine aynı isimle tanımlanan bu ifadeden bir adet tanımlanır. Daha önce de belirtildiği gibi, uygun dizaynlar arasında hangisinin daha iyi olduğunun anlaşılmasına yardım eden kriterdir. DV, SV ve amaç fonksiyonu

(Objective Function) hep birlikte “en iyileme değişkenleri” (optimization variables) olarak adlandırılırlar. Bir ANSYS en iyilemesinde bu değişkenler kullanıcı tarafından isimlendirilen ve “parametre” denilen değişkenlerle temsil edilir. Kullanıcı hangi parametrelerin DV, hangilerinin SV ve hangisinin amaç fonksiyonu olacağını belirtmek zorundadır [ANSYS 10 Documentation].

3.4.1.4. Uygun ve Uygun Olmayan Dizayn

Uygun dizayn(Feasible Design), DV ve SV için belirtilen tüm kısıtlamaları sağlayan dizayndır. Eğer kısıtlamaların herhangi bir tanesi bile ihlal ediliyorsa dizayn uygun olmayandır (Infeasible Design).

3.4.1.5. En İyi Dizayn

Tüm sınırlamaları sağlamakla birlikte amaç fonksiyonunu minimum yapan dizayndır (Best Design).

3.4.1.6. Analiz Dosyası

Birkaç değişik şekilde oluşturulabilen ve işlem öncesi (preprocessing), çözüm (solution) ve işlem sonrası (postprocessing) denilen tüm analiz safhalarını içeren bir ANSYS girdi dosyasıdır (Analysis File). Bu dosya DV, SV ve amaç fonksiyonu ifadelerini tanımlayan parametrelerle oluşturulmuş, yani parametrik olarak tanımlanmış bir model içermelidir. Bu dosya kullanılarak bir en iyileme döngü dosyası, uzantısı “.loop” olmak üzere (örneğin; jobname.loop) otomatik olarak oluşturulur ve en iyileme işleminde bu dosya kullanılır. Burada “jobname” (iş adı) yapılan çalışmaya verilen isimdir [ANSYS 10 Documentation].

3.4.1.7. Döngü

En iyileme işleminde analiz dosyasının bir defa kullanılmasını ifade eder. Son döngü (Loop) işleminden sonraki çıktılar, yani parametrelerin son değerleri “jobname.op” adlı dosyada saklanır.

3.4.1.8. En İyileme İterasyonu

Yeni bir dizayn setini oluşturan bir veya birden fazla döngüyü ifade eder. Birinci mertebe yönteminde bir iterasyon (Optimization Iteration) bir döngüye eşittir.

3.4.1.9. En İyileme Veritabanı

En iyileme veritabanı (Optimization Database) değişken tanımlamaları, parametreler ve tüm en iyileme tanımlarını içerir. Bu veritabanı “jobname.opt” dosyasına kaydedilir.

3.5. En İyileme Değişkenlerinin Seçiminde Dikkat Edilecek Hususlar

DV, SV ve amaç fonksiyonu seçiminde, göz önünde bulundurulduğunda fayda sağlayan birçok husus vardır. Bunlardan bazılarının aşağıda bahsedilmiştir.

3.5.1. Dizayn Değişkenlerinin Seçimi

Dizayn değişkenleri genellikle uzunluk, kalınlık veya çap gibi geometrik büyüklüklerdir. Bunların muhakkak pozitif değerler alması gerekir. DV seçimi yapılırken şunlara dikkat edilir:

- Mümkün olduğu kadar az dizayn değişkeni kullanılmalıdır. Çok fazla dizayn değişkeni kullanmak doğru genel minimum noktaya yaklaşma ihtimalini arttırır.

Daha fazla dizayn değişkeni daha fazla iterasyonu ve buna bağlı olarak bilgisayarın işlem süresini arttırır. Dizayn değişkeni sayısını azaltmanın bir yolu bazılarını, diğerleri cinsinden ifade etmektir. Fakat DV gerçekten bağımsız değişkenler değilse bu işlem yapılamaz. Ancak en iyi şeklin simetrik olacağı düşünülmüşse, simetrik elemanlar için bir DV kullanılabilir.

- OPVAR komutu ile DV için mantıklı sınırlamalar (min & max) verilir. Daha dar sınır verilirse daha iyi bir dizayn elde edilebilir [ANSYS 10 Documentation].

3.5.2. Dizayn Kısıtlamalarının Seçimi

Dizayn kısıtlamalarına (SV) örnek olarak, gerilmeler, sıcaklıklar, debiler, frekanslar, deformasyonlar, absorbe edilen enerji vb. verilebilir. Bunlara dizayn kısıtlayan değerler verilir ve ANSYS tarafından hesaplanırlar. Seçimi yapılırken şu hususlar dikkate alınmalıdır:

- SV tanımlanırken (OPVAR komutu ile) minimum değer belirtileceği alana bir şey yazılmazsa “alt limit yok” anlamına gelir. Aynı şekilde maksimum değer girileceği alan boş bırakılırsa “üst limit yok” anlamına gelir. Kullanılan ünlem (!) işaretleri açıklamaları belirtmektedir. Herhangi bir fonksiyonu yoktur.

OPVAR, SIG,SV,500,1000 ! $500 \leq \text{SIG} \leq 1000$

OPVAR,SIG,SV,,1000 ! $\text{SIG} \leq 1000$

OPVAR,SIG,SV,500,, ! $500 \leq \text{SIG}$

- Dizaynı en iyi şekilde kısıtlandırmak için yeteri kadar SV kullanılmalıdır.
- Alt problem yaklaşımı yönteminde, eğer mümkünse DV ile doğrusal veya ikinci dereceden (quadratic) ilişkisi olan SV seçilir. Aksi takdirde iyi bir yaklaşım sağlanmayabilir.
- Eğer bir SV hem alt hem de üst kısıtlamaya sahipse çok dar kısıtlamalardan kaçınılır. Çünkü uygun dizayn olmayabilir. Örneğin 100 ile 200 MPa arasındaki bir gerilme değeri kısıtlaması, 180 ile 200 MPa arasındaki bir kısıtlamadan daha iyidir.

- Eğer bir eşitlik kısıtlaması tanımlanacaksa (Örneğin frekans: 386.4 Hz.), bu değeri ortasına alan iki tane SV tanımlanır. Bu işlem aşağıdaki gibi yapılır [ANSYS 10 Documentation].

*GET,FREQ,ACTIVE,,SET,FREQ ! Parametre FREQ= Hesaplanan frekans

FREQ1=FREQ

FREQ2=FREQ

...

/OPT

OPVAR,FREQ1,SV.,387 ! Üst limit FREQ1=387

OPVAR,FREQ2,SV.,387 ! Alt limit FREQ2=386

3.5.3. Amaç Fonksiyonu Seçimi

Amaç fonksiyonu, minimum veya maksimum olmasını istenilen değerdir. Seçilirken şunlara dikkat edilir:

- ANSYS programı en iyileme işlemini yaparken amaç fonksiyonunu daima minimize etmeye çalışır. Eğer problem gereği örneğin bir x değeri maksimum yapılmak isteniyorsa, x değeri cinsinden ifade edilen bir x_1 değeri minimum yapılacak şekilde problem formüle edilir. Bunu $x_1 = C - x$ veya $x_1 = 1 / x$ şeklinde iki yolla yapabiliriz. Burada C değeri, x için çıkması muhtemel olan değerlerin çok üzerindeki bir sayı olarak alınır. $C - x$ amaç fonksiyonunu tanımlamak için $1 / x$ ' e göre daha iyi bir yoldur. Çünkü ikincisi ters orantılı, dolayısıyla doğrusal olmayan bir ifade olduğundan alt problem yaklaşımı yönteminde kullanılan yaklaşımlarla doğru olarak temsil edilemez.

- Amaç fonksiyonu en iyileme işleminde pozitif kalmalıdır. Çünkü negatif değerler sayısal problemlere neden olabilir. Negatif değerlerin oluşmasından kaçınmak için, amaç fonksiyonunun beklenen en yüksek değerinden daha büyük bir sayı eklenebilir [ANSYS 10 Documentation].

3.6. ANSYS ile Tasarım En İyilemesi Prosedürü

Bir ANSYS en iyilemesi için temelde iki yol vardır:

- a. Bir batch dosyası oluşturup bu dosyayı daha sonra çalıştırarak. Bu dosya, bir text editörü (Örneğin; Notepad, Wordpad) kullanılarak gerekli olan bütün komutlar sırası ile yazılmak sureti ile oluşturulur.
- b. Grafik Kullanıcı Arayüzü (GUI: Graphical User Interface) ile işlemleri interaktif olarak gerçekleştirerek. Bu yöntemde ise ANSYS Software programı açılıp, menüler ve diyalog kutuları yardımı ile en iyileme işlemi yapılır. Arzu edildiğinde menüleri kullanmaksızın girdi kutusu'na (ANSYS input) aynen batch dosyasının oluşturulması gibi, komutlar gerekli argümanları ile birlikte sırayla girilerek ve her birinin ardından Enter tuşuna basılarak da yapılabilir.

Eğer kullanıcı ANSYS komutlarına yeterince hakimse, özellikle kompleks analizler için (örneğin; nonlinear) birinci yol daha uygun bir yaklaşım olabilir.

Tasarım en iyileme prosedürü aşağıdaki ana adımları içerir. Bu adımlar en iyilemenin "GUI" veya "batch" modülü ile yapılması durumunda bazı küçük farklılıklar gösterebilmektedir.

1. Döngü için kullanılacak analiz dosyasının oluşturulması. Bu dosya aşağıdaki bölümleri içerir:
 - a. Modeli parametrik olarak oluşturmak (PREP7 modülü)
 - b. Çözümü yapmak (SOLU modülü)
 - c. SV ve amaç fonksiyonu olarak kullanılan parametrelere cevap değerlerini atamak.
2. En iyileme için parametrelerin tanıtılması.
3. En iyileme modülüne geçiş ve analiz dosyasının belirtilmesi (OPT modülü).
4. En iyileme değişkenlerinin belirtilmesi (OPT).
5. En iyileme aracını veya yönteminin seçilmesi (OPT).
6. En iyileme döngü kontrollerinin belirtilmesi (OPT).
7. En iyileme analizinin başlatılması (OPT).
8. Dizayn setleri sonuçlarının (OPT) ve analiz sonuçlarının (POST1 ve POST26) incelenmesi.

3.7. ANSYS En İyileme Teknikleri

En iyileme yöntemleri, belli kısıtlara göre, verilen bir fonksiyonu (amaç fonksiyonu) minimum ya da maksimum yapmaya çalışan tekniklerdir.

3.7.1. Alt Problem Yaklaşımı Yöntemi

Bu yöntem, sıfırıncı mertebeden yani sadece bağımsız değişkenleri gerektiren, türevlerini kullanmayan bir yöntemdir. İki önemli kavram vardır. Amaç fonksiyonu ve durum değişkenleri için yaklaşımların kullanımı ve kısıtlanmış en iyileme probleminin, bir kısıtlanmamış probleme dönüştürülmesi. İlk olarak değişkenler en küçük kareler (Least Square Method) kullanılarak yaklaşımlarla değiştirilir ve kısıtlanmış dizayn en iyilemesi kısıtlanmamış dizayn en iyilemesine problemine dönüştürülür. Daha sonra alt problem olarak adlandırılan bu yaklaşımlı son fonksiyon kullanılarak en iyileme işlemi başlatılır. Bu yöntem için her iterasyon bir tam analiz döngüsüne eşittir.

Yöntem, yaklaşımlarla fonksiyonları oluşturduğu için ön bilgi olarak belli sayıda dizayn seti bulunmalıdır. Bu ön bilgiler kullanıcı tarafından en iyileme araçları ve yöntemleri kullanılarak oluşturulabilir. Eğer oluşturulmaz ise yöntem kendisi rasgele dizayn setleri oluşturur ve bunları kullanarak yaklaşım fonksiyonlarını oluşturur.

- **Yöntemin Kullanılmasını Kolaylaştıran Hususlar**

Amaç fonksiyonu ve durum değişkenleri için yaklaşımlar kullanıldığından, en iyi dizayn bu yaklaşımlar ne kadar iyi ise o kadar iyi olabilir. İyi yaklaşım fonksiyonları elde etmek için bazı önemli hususlar aşağıda belirtilmiştir:

Alt Problem yaklaşımında (Subproblem Approximation) program, amaç fonksiyonu ve durum değişkeni fonksiyonlarına yaklaşımlar sağlamak için rasgele dizaynlar oluşturur. Bu yüzden yaklaşım yavaş olabilir. Bazen birden fazla uygun dizayn seti ile başlayıp yaklaşımı hızlandırmak mümkündür. Bunu yapmak için

basitçe, rasgele dizayn seti oluşturma aracını birkaç kez çalıştırıp, bütün uygun olmayan dizayn setlerini silmek yeterlidir. Buna alternatif olarak, eğer kullanıcı problemin yapısına hakimse, kabul edilebilir dizayn değişkenleri ile birkaç kez tek döngü çalıştırma aracı ile dizayn setleri elde edebilir.

Eğer alt problem yaklaşımı ile çok sayıda uygun olmayan dizayn seti oluşmuş ise, durum değişkenleri fonksiyonlarının asıl olması gereken kısıtları tam olarak yansıtmadığı anlamına gelebilir. Bu durumda, ardı ardına oluşan maksimum uygun olmayan set sayısı artırılıp yeniden alt problem yaklaşımı çalıştırılır. Yada ardı ardına alt problem yaklaşımı çalıştırılmadan elde edilen en iyi periyodik olarak seçip daha iyi bir yaklaşım elde edilebilir [ANSYS 10 Documentation].

3.7.2. Birinci Mertebe Yöntemi

Bu yöntem, dizayn değişkenlerine göre bağımlı değişkenlerin eğimlerini içeren türevsel bilgileri kullanır. Eğimler birinci mertebeden türevleri ifade ettikleri için, bu yöntem birinci mertebeden (First-Order) diye adlandırılır. Bu yöntem bağımlı değişkenlerin çok geniş bir aralıkta sınırladığı problemler için çok yüksek doğrulukta işlem yapar. Alt Problem yaklaşımında da olduğu gibi amaç fonksiyonu ve durum değişkeni fonksiyonları gereklidir. Yöntemin her bir iterasyonu fonksiyonların eğimlerini içeren alt iterasyonlardan oluşur. Bir tane birinci mertebe dizayn en iyileme iterasyonu, birkaç analiz döngüsü yapar. Alt problem yaklaşımı yöntemine göre bu yöntem daha kesin sonuçlar verdiği için kullanıcılar tarafından daha çok tercih edilmektedir.

• Yöntemin Kullanılmasını Kolaylaştıran Hususlar

Yukarıda da anlatıldığı üzere alt problem yaklaşımı yöntemine kıyasla birinci mertebe yöntemi daha doğru sonuçlar vermektedir. Ancak yüksek hassasiyet sağlaması en iyi çözümü vereceğini garanti etmez. Bununla ilgili dikkate alınması gereken bazı önemli hususlar aşağıda anlatılmıştır.

Bu yöntem, uygun olmayan bir dizayna yaklaşım sağlayabilir. Bu durumda, bir yerel minimum bulmuş olabilir veya uygun dizayn uzayı bulunmayabilir. Birinci

mertebe yönteminin bir yerel minimuma yaklaşması ihtimali yüksektir. Eğer başlangıç noktası bir yerel minimuma çok yakın ise, genel minimum yerine bu noktayı bulabilir. Eğer böyle bir durum oluşmuş ise dizayn uzayı hakkında daha iyi bir ölçü olan alt problem yaklaşımı yönteminin kullanmak daha yararlı olur. Yada rasgele herhangi bir uygun dizayn seti oluşturulup bu başlangıç olarak kullanılarak birinci mertbe yöntemi tekrar denenebilir.

Çok küçük bir amaç fonksiyonu toleransı çok sayıda iterasyon oluşmasına neden olur ki program az sayıda iterasyonla sonuca gidebileceği durumlarda bunlarla uğraşmak zorunda kalır. Gereksiz zaman ve kapasite kaybına yol açan bu durumu engellemek için kullanıcı hedef aldığı amaç fonksiyonunun alabileceği değerleri ve toleranslarını iyi kestirmelidir ve uygulatmalıdır [ANSYS 10 Documentation].

3.7.3. Rasgele Dizayn Oluşturma Aracı

Her bir rasgele dizayn değişkenleri için birden çok döngü gerçekleştirilir. Yapılacak döngülerin maksimum sayısı ve arzulanan sayıda uygun seti veren döngü sayısı belirtilebilir. Bu araç (Random Design Generation), dizayn uzayı ve yapılacak analiz için uygun dizayn setleri hakkında geniş kapsamlı bilgi elde etmek için kullanışlıdır. Bu dizayn aracı her bir iterasyonda dizayn değişkeni ve vektörünü rasgele değerlerle doldurur ve o andaki değişkenlere göre durum değişkeni değerlerini ve amaç fonksiyonu değerini hesaplar. Aşağıdaki durumlar oluşana kadar en iyileme aracı çalışır;

$$n_r = N_r$$

$$n_f = N_f \text{ eğer } N_f \geq 1 \text{ ise burada;}$$

n_r : Her bir çalışmada oluşturulan rasgele iterasyon sayısı

n_f : Önceki uygun setleri de içeren toplam uygun dizayn seti sayısı

N_r : Belirtilen maksimum iterasyon sayısı

N_f : Hedeflenen uygun dizayn seti sayısı [ANSYS 10 Documentation].

3.7.4. Süpürme Aracı

Referans bir dizayn setinden başlayarak birkaç dizayn seti oluşturulur. Bunu yaparken program bir dizayn değişkenini alır ve bunun değerini belirtilen sınırlar içinde değiştirir. Süpürme aracı (Sweep Generation) kullanıcı tarafından tanımlanan bir referans dizayn seti merkezinde genel dizayn uzayını taramak için kullanılır. Araç çalıştırıldığında diğer bütün dizayn değişkenlerini sabit tutarak, her bir dizayn değişkeni için süpürme yaparak, başka bir değişle tarama yaparak durum değişkenleri ve amaç fonksiyonunu hesaplar.

Araç bir kere çalıştırılınca n_s adet dizayn seti hesaplar.

$$n_s = n * N_s$$

burada ;

n : Dizayn değişkeni sayısı

N_s : Kullanıcı tarafından belirtilen ve her bir dizayn değişkeni yönünde yapılacak işlem sayısıdır.

3.7.5. Faktöriyel Değerlendirme Aracı

Bu araç dizayn değişkenlerinin tüm uç noktalarında dizayn setleri oluşturmak için kullanılır. Bu teknik, “deney dizaynı” olarak bilinen, tüm ve parça faktöriyel analizi olarak iki seviye kullanan teknoloji ile ilişkilidir. Bu araç bütün uç noktalardaki durumları görmek için kullanılır. n adet dizayn değişkeninin bir bütün faktöriyel değerlendirmesi (Factorial Evaluation) n_f adet dizayn seti oluşturur.

$$n_f = 2^n$$

dizayn değişkeni vektörünün $[\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_i]$ $i = 1, 2, \dots, n$ her bir elemanı iki uç nokta değeri alır. Bunlar ;

$$\chi_i = \chi_{i \max} \text{ veya } \chi_{i \min} \text{ ' dir.}$$

bundan dolayı bir faktöriyel değerlendirmede, dizayn değişkeni uç değerlerinin her eşleşmesi n boyutlu bir dizayn uzayında dikkate alınır.

3.7.6. Eğim Değerlendirme Aracı

Kullanıcı tarafından belirtilmiş bir dizayn setinde, dizayn değişkenlerine göre durum değişkenlerinin ve amaç fonksiyonunun eğimlerini hesaplar. Bu aracı kullanarak yerel dizayn hassasiyetleri de araştırılabilir. Bu araç durum değişkenleri fonksiyonlarının ve amaç fonksiyonunun dizayn değişkenlerine göre eğimlerini (Gradient Evaluation) hesaplar. Eğimin oluşacağı nokta için bir referans dizayn seti tanımlanır. Örneğin amaç fonksiyonu için referans aşağıdaki gibi olursa;

$$f_r(\chi) = f_r(\chi^{(r)})$$

amaç fonksiyonu eğimi şöyledir ;

$$\Delta f_r = [(\partial f_r / \partial \chi_1) ; (\partial f_r / \partial \chi_2) ; \dots ; (\partial f_r / \partial \chi_n)]$$

her bir dizayn değişkenine göre, eğim için aşağıdaki gibi bir yaklaşım sağlanabilir ;

$$(\partial f_r / \partial \chi_i) = [f_r(\chi + \Delta \chi_i e) - f_r(\chi)] / \Delta \chi_i$$

burada ;

e : i. eleman için 1, diğer bütün elemanlar için 0 olan vektördür.

$$\Delta \chi_i = (\Delta D / 100) \times (\chi_{i \max} - \chi_{i \min})$$

ΔD : Yüzde olarak ileri fark adım büyüklüğü

amaç fonksiyonu için yapılan bu hesaplar benzer olarak durum değişkenlerinin eğimlerinin ve sonuçta değerlerinin bulunması için kullanılır [ANSYS 10 Documentation].

4. PORTAL VINCE AİT ÇELİK YAPININ KATI VE SONLU ELEMANLAR MODELİNİN OLUŞTURULMASI

4.1. Portal Vince Ait Çelik Yapının Katı Modelinin Oluşturulması

Bir portlal vinç yapı olarak; kirişler, sabit ayak, mafsallı ayak, başlık kirişleri, bağ kirişleri ve yükün kaldırılmasını sağlayan araba gurubundan oluşur. Tez konusu olan portal vincin çelik yapısı ve kirişlerin ağırlık en iyilemesi yapılmasıdır. Bu nedenle incelenecek olan portal vincin çelik yapısıdır.

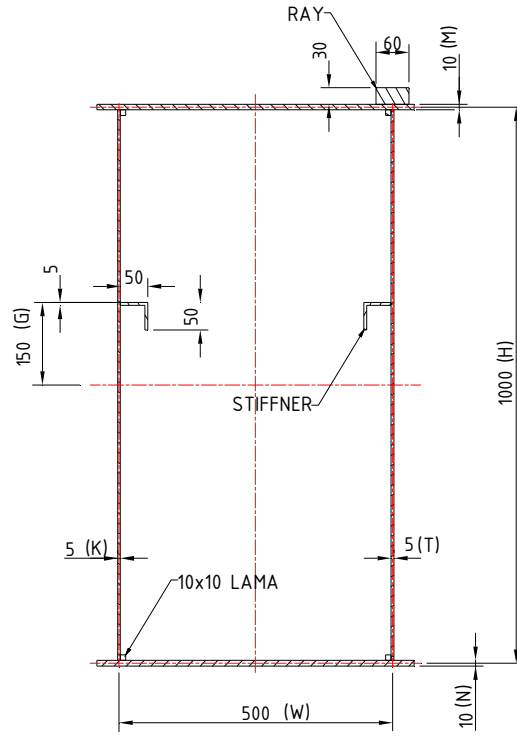
Tez konusu olan ve daha önce imalatı gerçekleştirilmiş portal vince ait teknik özellikler şunlardır:

Kaldırma Kapasitesi	Q : 21,000 Kg.
Kaldırma Yüksekliği	H : 8,000 mm.
Köprü Eksen Açıklığı	L : 16,000 mm. + 4,000 mm. Portofo.
Araba eksen Açıklığı	l : 2,500 mm.
Araba Ağırlığı	q : 2,100 kg.
Kaldırma Hızı	V_a : 20 m/dak. – 0,333 m/s
Köprü Yürütme Hızı	V_k : 20 m/dak. – 0,333 m/s
Kaldırma Snıfı	: H2
Kaldırma Gurubu	: A5

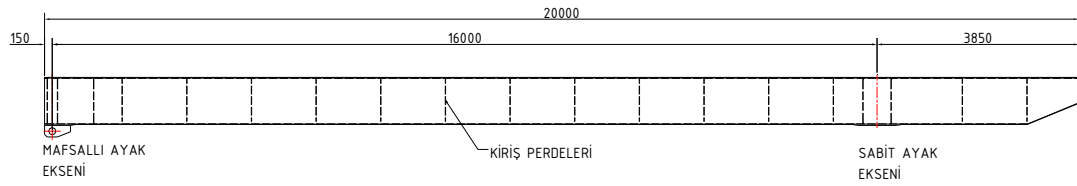
Kirişlerin ağırlık en iyilemesi yapılacak olan portal vincin önce hesapsal yöntemlerle boyutları belirlenmiş kiriş kesit değerlerine göre katı modeli oluşturulur. Kirişler yapısal olarak; üst plaka, ray altı yan plaka, yan plaka, perdeler, stifner, ray ve lamalardan oluşur.

Mevcut portal vince ait hesapsal yöntemlerle boyutlandırılmış kiriş kesit ve boyut değerleri Şekil 4.1.a. ve Şekil 4.1.b.' de görüldüğü gibidir.

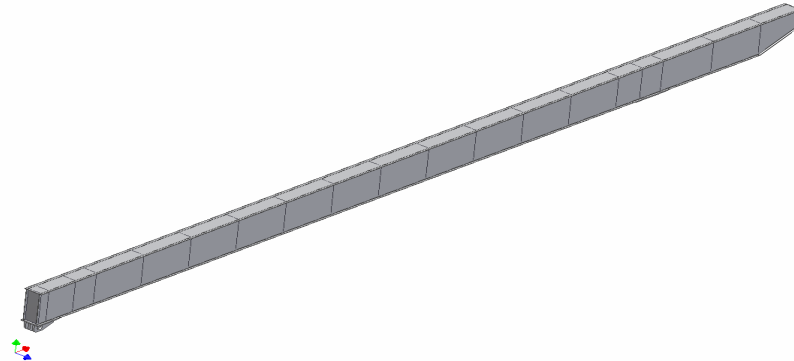
Bu değerlere göre portal vince ait çelik yapı elemanları, Autodesk Inventor CAD yazılımı kullanılarak katı modellemeleri oluşturulmuştur.



KİRİŞ KESİTİ (İLK DURUM)

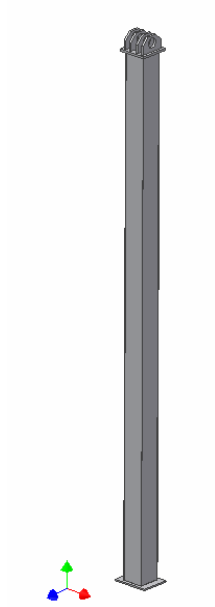


Şekil 4.1. Kiriş Kesiti ve Boyutları.

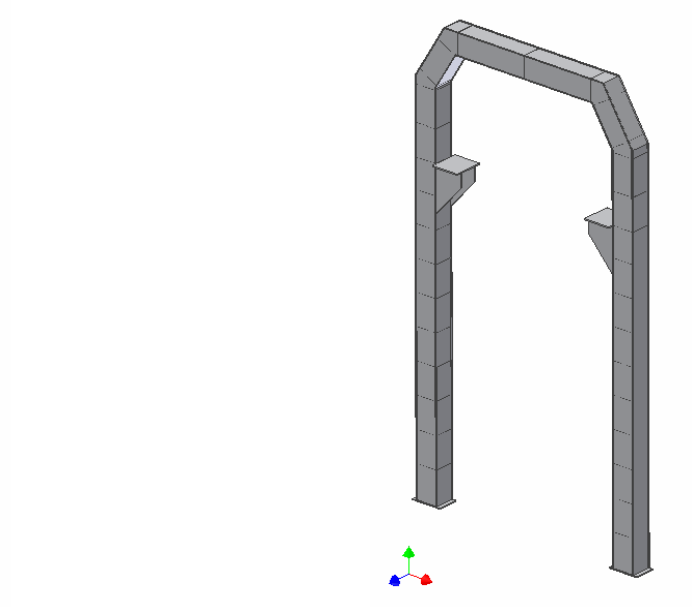


Şekil 4.2. Kiriş Katı Modeli.

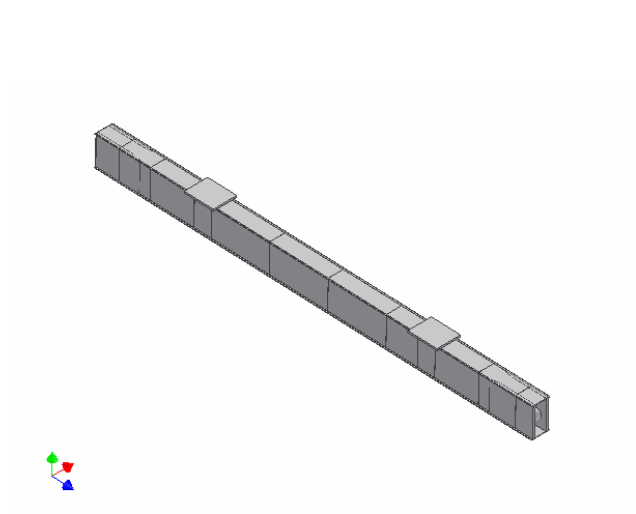
Sırasıyla Şekil 4.2.' de kirişin katı modeli, Şekil 4.3.' de mafsallı ayak katı modeli, Şekil' 4.4.' de sabit ayak katı modeli, Şekil 4.5.' de başlık kirişi katı modeli görülmektedir.



Şekil 4.3. Mafsallı Ayak Katı Modeli.



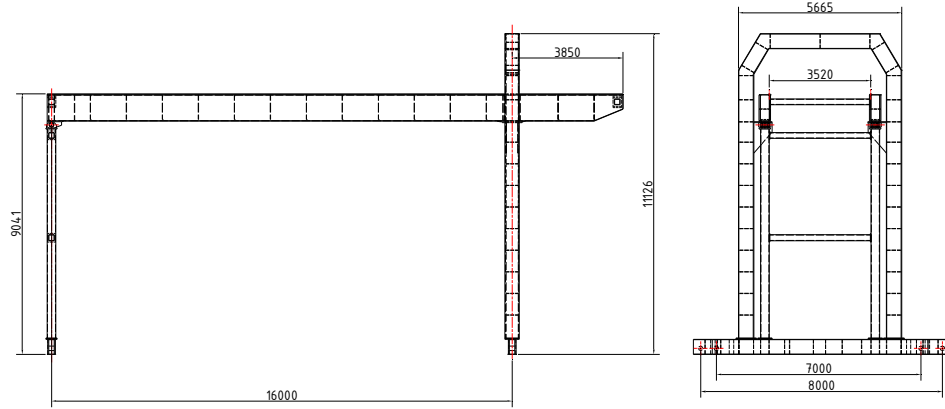
Şekil 4.4. Sabit Ayak Katı Modeli.



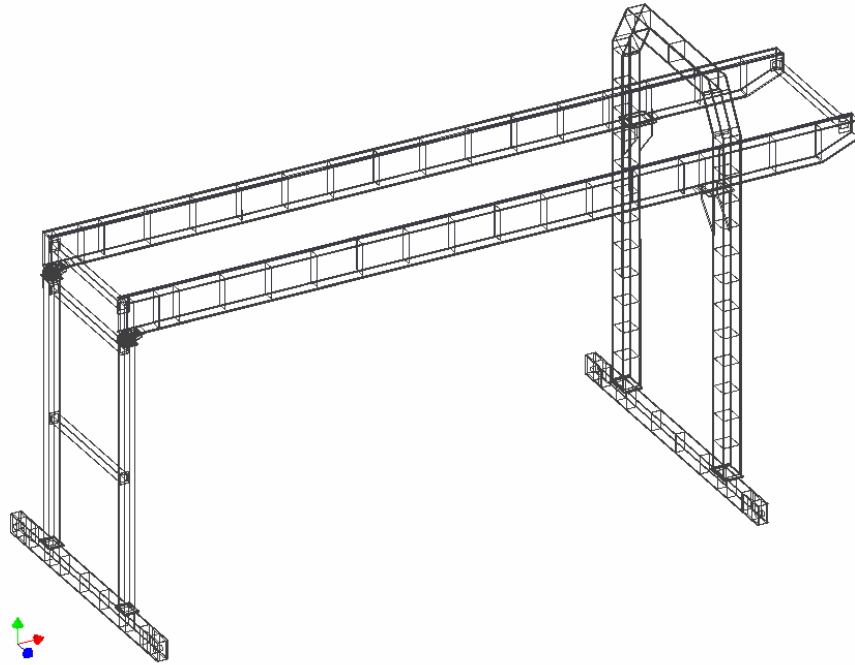
Şekil 4.5. Başlık Kirişi Katı Modeli.

Portal vince ait çelik yapı elemanları oluşturulduktan sonra bu elemanlar, Autodesk Inventor programının “Assembly” modülünde montajlanarak portal vinç çelik yapısı oluşturulur (Şekil 4.6., 4.7., 4.8.).

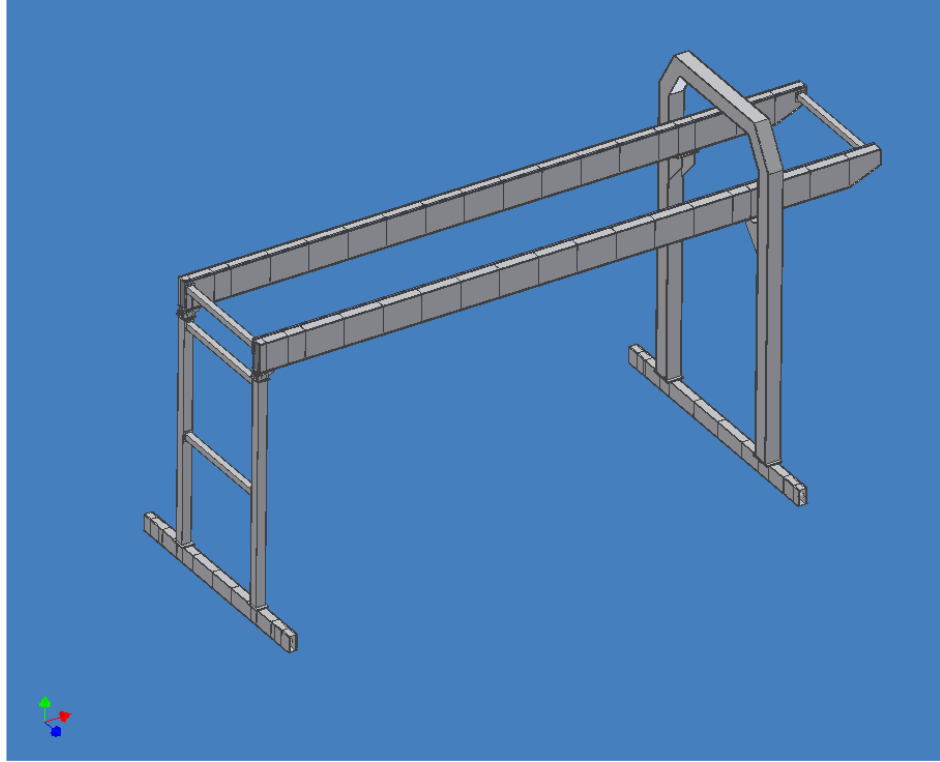
Oluşturulan model “PORTAL_KOMPLESI.iam” olarak kaydedilir.



Şekil 4.6. Portal Vincin Katı Modeli ve Genel Boyut Ölçüleri.



Şekil 4.7. Portal Vincin Telkafes (Wireframe) Görünümü.



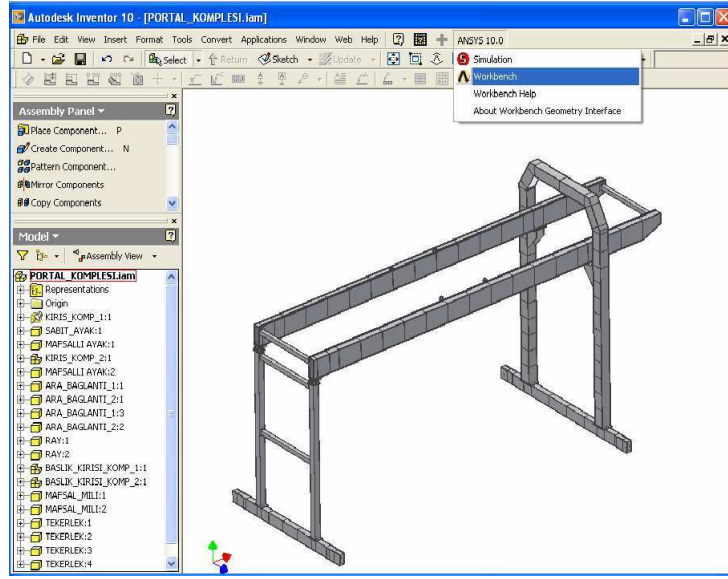
Şekil 4.8. Portal Vincin Katı Model Görünümü.

Günümüz Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD) ve Sonlu Elemanlar Analizi (FEA) yapan yazılımlar, doğrudan aralarında dönüşüm imkanı sağlamaktadır. Hatta son yıllarda ki sürümlerde, FEA modülü, CAD yazılımının içerisinde çakılı olarak gelmektedir (örnek olarak Autodesk Inventor, SolidWorks). Bu dönüşüm, oluşturulan katı modeli üzerinden FEA modelini hazırlamaya ve analizleri gerçekleştirmeye olanak sağlayarak analiz süresini kısaltarak toplam analiz maliyetlerini düşürmüştür.

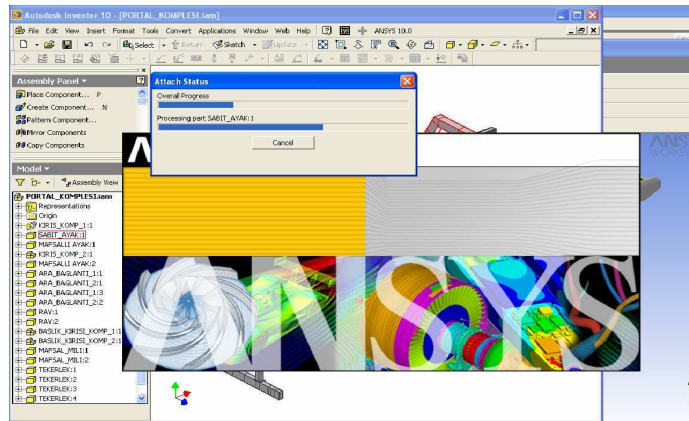
4.2. Portal Vinç Genel Yapısının Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

4.2.1. Geometrinin ANSYS Yazılımına Aktarımı

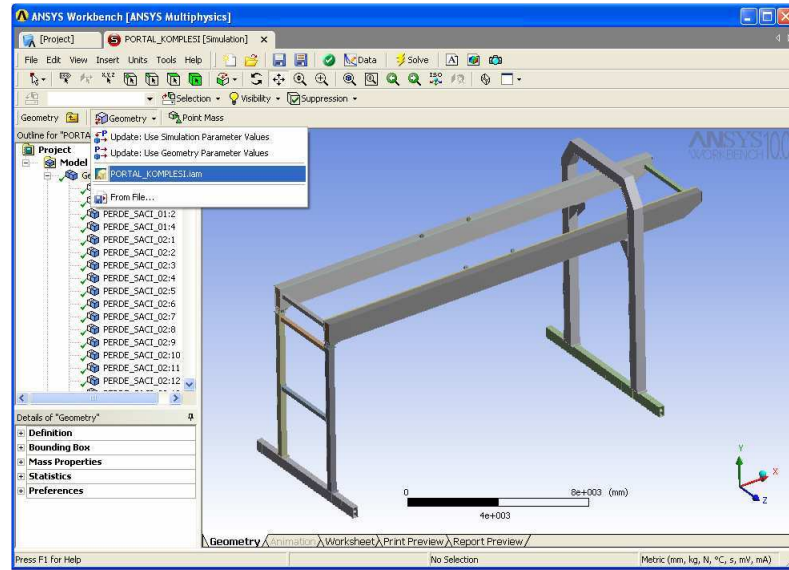
Autodesk Inventor yazılımı kullanılarak oluşturulan genel yapı, “ANSYS.10\Workbench” menüsünden AnsysWorkbench sonlu elemanlar yazılımına aktarılır. (Şekil 4.9.a., Şekil 4.9.b ve Şekil 4.9.c.).



Şekil 4.9.a. Autodesk Inventor Yazılımından Doğrudan Aktarım.



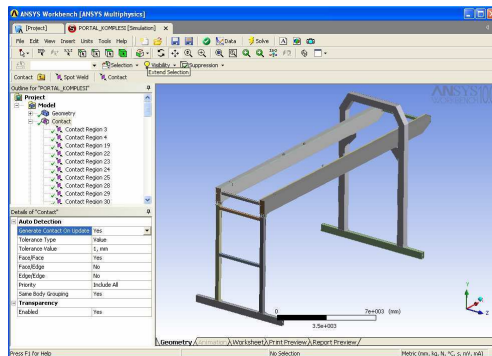
Şekil 4.9.b. Oluşturulan Katı Modelinin AnsysWorkbench’e Aktarımı.



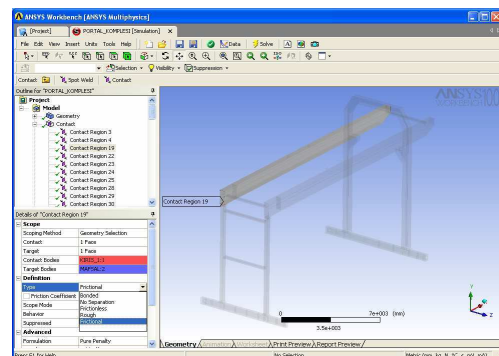
Şekil 4.9.c. AnsysWorkbench’ Aktarılmış Geometri.

4.2.2. Kontakların Tanımlanması

AnsysWorkbench katı model alma ara modülü aynı zamanda otomatik kontak (CONTACT) tanımlar. Kontak genel ayarları “ Model\Contact” menüsünden yapılır. Şekil 4.10. Tanımlanan kontak ayarları üzerine sol tıklama ile değiştirilebilir veya “ Model\Contact” üzerinde sağ tıklama ile yeni kontak tanımlanabilir. Şekil 4.11’ de “ KİRİŞ” ile “MAFSALLI AYAK ” bağlantısında ‘MAFSAL MİLİ ‘ ne ait otomatik tanımlanan ‘Bonded Contact, ‘Frictional Contact’ olarak değiştirilmesi ve tolerans değeri 0,15 olarak girilmesi görülmektedir. Bu değişiklikler tüm mafsal milleri için yapılmıştır.



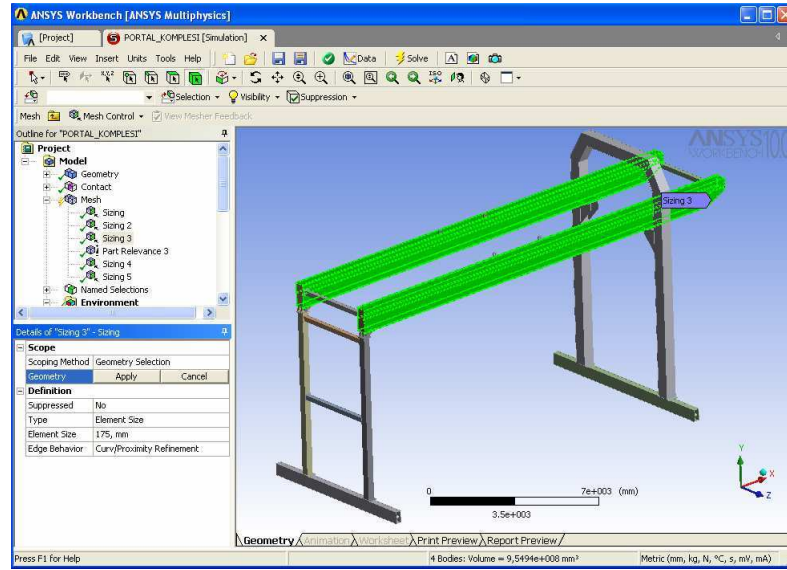
Şekil 4.10. Kontak Ayarlarının Yapılması.



Şekil 4.11. Kontak Tanımlanması.

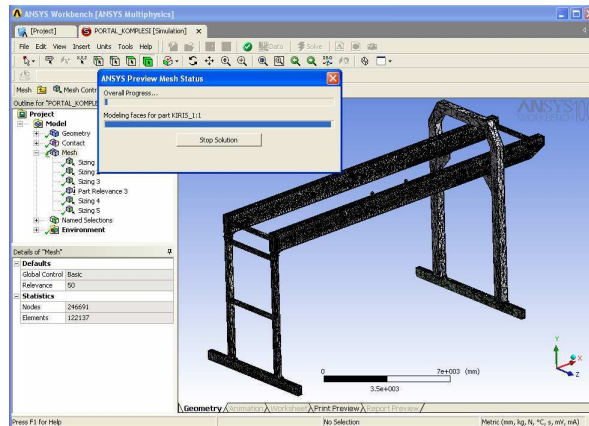
4.2.3. Ağ Yapısının Oluşturulması

“Model\mesh” menüsünden ağ yapısı ayarları yapılır. “Relevance:50” olarak ayarlanır. “Model\mesh” üzerinde iken sağ tıklanarak “Insert\Sizing” menüsünden ağ yapısı seçeneği oluşturulur. Açılan diyalog kutusunda “Geometry” kısmında “Body Selection” seçildikten sonra “KIRIS_1” ve “KIRIS_2” seçilir. “Type: Element Size”, “Element Size :175 mm” olarak girilir (Şekil 4.12.).

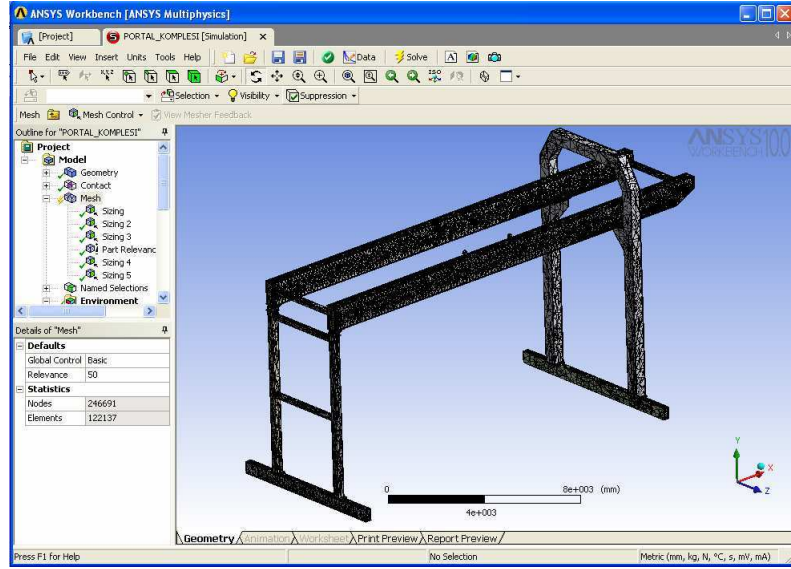


Şekil 4.12. Boyutsal Ağ (Sizing Mesh) Oluşturma.

Bu işlemler tamamlandıktan sonra, “Model\Mesh\Preview Mesh” seçilerek ağ yapısı oluşturulur (Şekil 4.13.).



Şekil 4.13. Ağ Yapısının Oluşturulması.

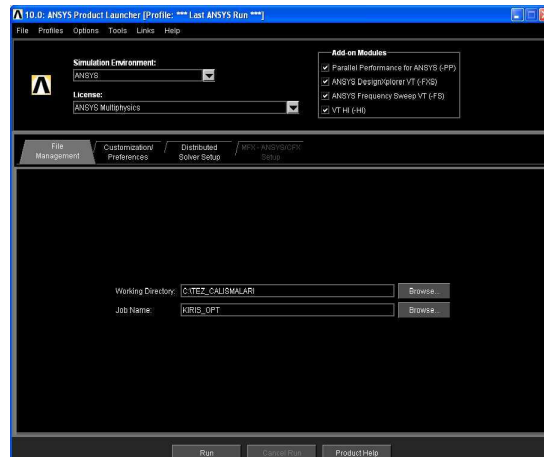


Şekil 4.14. Ağ Yapısının Görünümü.

Ağ yapısı işlemi tamamlandıktan sonra “Statistics” menüsünden ağ yapısının; 246,691 düğüm noktasından (nodes) ve 122,137 elementten (elements) oluştuğu görülmektedir (Şekil 4.14.). Çalışma “PORTAL_KOMPLESI.dsd” olarak kaydedilir.

4.3. Kiriş Yapısının Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Kiriş, ANSYS yazılımı kullanılarak sonlu elemanlar modeli hazırlanacaktır. “ANSYS Product Launcher” modülü çalıştırılarak “Working Directory” ve “File Name: KIRIS_OPT” girildikten sonra “Run” denilerek yazılım çalıştırılır (Şekil 4.15.).



Şekil 4.15. ANSYS Yazılımının Çalıştırılması.

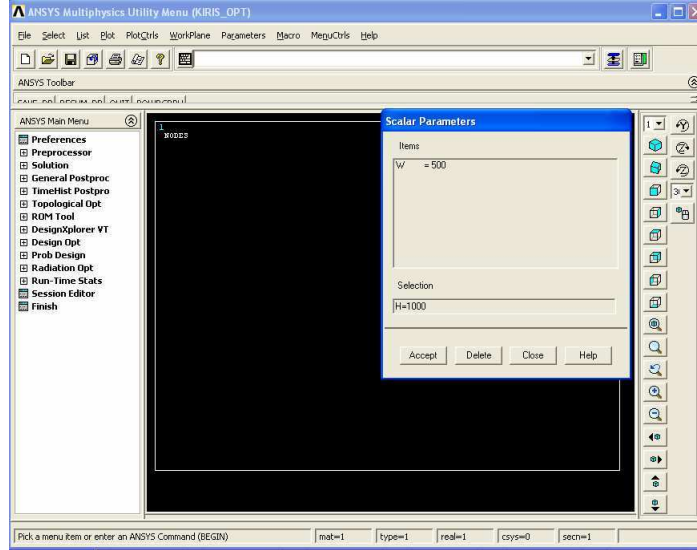
“Utility Menu\File\Change Title...” menüsü seçilerek “KIRIS_OPTIMIZATION” girilir.

4.3.1. Parametrelerin Tanımlanması

İlk olarak mevcut kiriş kesitlerine göre modelleme yapılarak analizler yapılacaktır. Oluşturulan bu modele ağırlık en iyileme tatbik edilecektir. Bölüm 4.1 , şekil 4.1.a ve 4.1.b de gösterilen kiriş kesit ve boyut değerlerine göre parametreler tanımlanacaktır. Bu parametreler aşağıda verilmiştir.

W	, 500	kutu kiriş kesit eksen genişliği (mm.)
H	, 1000	kutu kiriş kesit eksen yüksekliği (mm.)
T	, 5	ray altı yan plaka kalınlığı (mm.)
K	, 5	yan plaka kalınlığı (mm.)
M	, 10	üst plaka kalınlığı (mm.)
N	, 10	alt plaka kalınlığı (mm.)
L	, 16000	kutu kiriş eksen açıklığı (mm.)
B	, 1250	perde aralıkları (mm.)
D	, 40	kutu kiriş flanş uzunluğu (mm.)
C	, 17	perde adedi
R	, 5	perde kalınlığı (mm.)
G	, 100	sitifner – nötr eksen mesafesi (mm.)
E	, 15	} ayak bağlantı eksen perde kalınlıkları (mm.)
F	, 10	
V	, 10	

Bu parametreleri tanımlamak için; “Utility Menu\Parameters\Scalar Parameters...” menüsünden gelen pencereye girilir (Şekil 4.16.).



Şekil 4.16. Skalar Parametrelerin Girilmesi.

4.3.2. Noktaların Oluşturulması

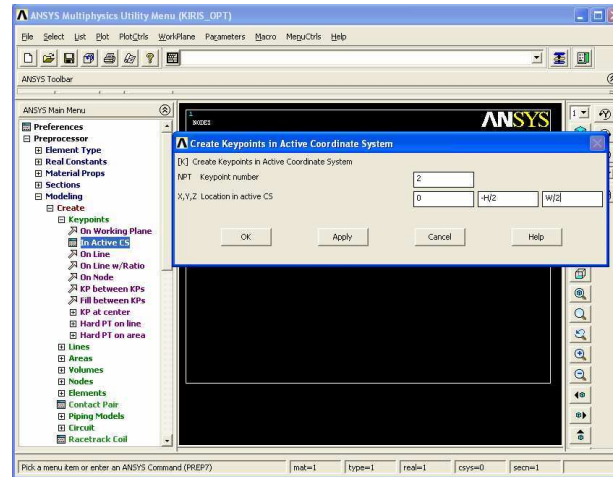
Kiriş kesitlerini oluşturan geometriyi tanımlayacak koordinatlar Tablo 4.1.' de verilmiştir. Bu tabloda belirtilen 1001 ve 1002 nolu noktalar (keypoint) ‘‘Orientation Keypoint’’ i belirtmektedir. Tablodaki değerler sırasıyla; ‘Preprocessor\ Modeling\ Create\Keypoints\In Active CS’’ menüsünden gelen tanımlama kutusuna girilir. Keypointleri tanımlarken ‘‘scalar parameters’’ bölümünde tanımlanan parametrelere göre oluşturulur (Şekil 4.17. ve Şekil 4.18.).

Tablo 4.1. Noktalar ve Kordinatları.

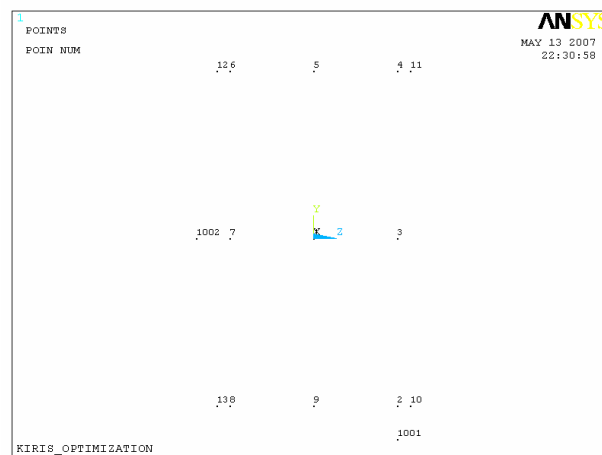
NOKTALAR	KOORDİNATLAR		
	X	Y	Z
1	0	0	0
2	0	-H/2	W/2
3	0	0	W/2
4	0	H/2	W/2
5	0	H/2	0
6	0	H/2	-W/2

Tablo 4.1. Devam. Noktalar ve Koordinatları.

7	0	0	-W/2
8	0	-H/2	-W/2
9	0	-H/2	0
10	0	-H/2	(W/2)+D
11	0	H/2	(W/2)+D
12	0	H/2	-(W/2)-D
13	0	-H/2	-(W/2)-D
1001	0	-(H/2)-100	W/2
1002	0	0	-(W/2)-100



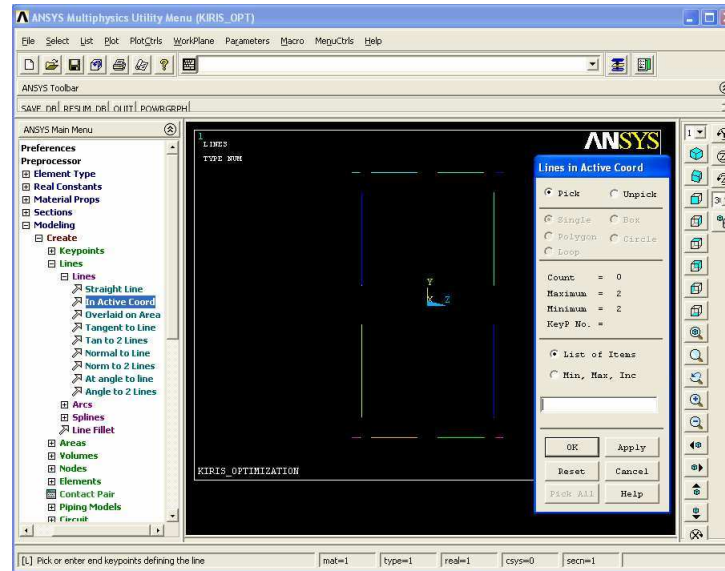
Şekil 4.17. Noktaların Girilmesi.



Şekil 4.18. Noktaların Görünümü.

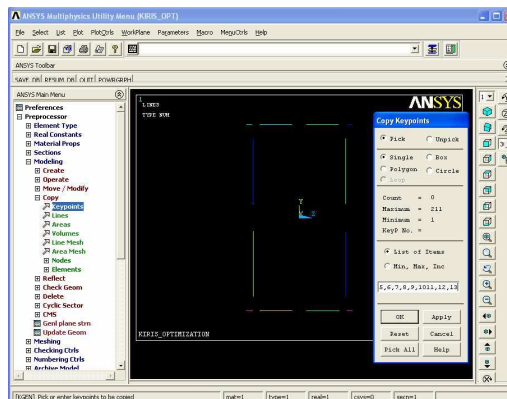
4.3.3. Çizgilerin Oluşturulması

Tanımlanan keypointlerden çizgiler (Lines) oluşturulur. Bunun için; “Preprocessor\ Modeling\ Create\ Lines\ Lines \In Active Coord” menüsünden gelen araç ile sırasıyla Şekil 4.19.’ da ki gibi çizgiler oluşturulur.

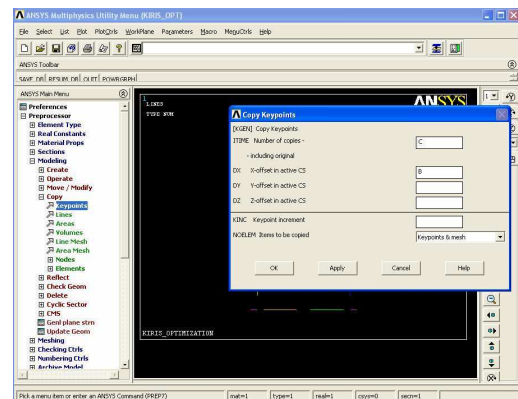


Şekil 4.19. Çizgilerin Oluşturulması.

Şekil 4.20 de görüldüğü gibi “Preprocessor\ Modeling\ Copy\ Keypoints” menüsünden gelen diyalog kutusuna keypointler girilerek “Apply” denilir. Gelen tabloda “C” 17 adet ve “B” 1250 (mm) aralıklarla kopyalanması istenir (Şekil 4.21., Şekil 4.21.)

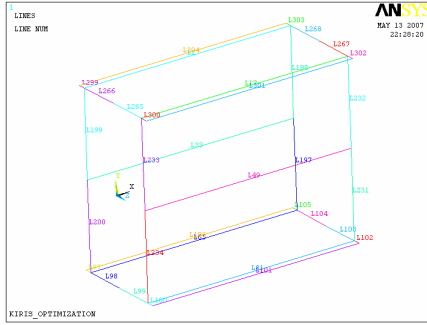


Şekil 4.20. Noktaların Kopyalanması.

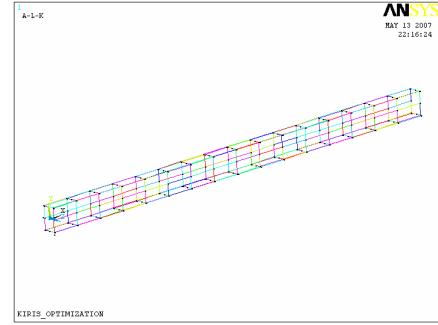


Şekil 4.21. Parametrelerin Girilmesi.

Noktalar ve çizgilerden oluşan parametrik kiriş geometrisi Şekil 4.22. ve Şekil 4.23.' de ki gibi oluşturulur.



Şekil 4.22. Çizgilerin Kısmı Görünüşü.

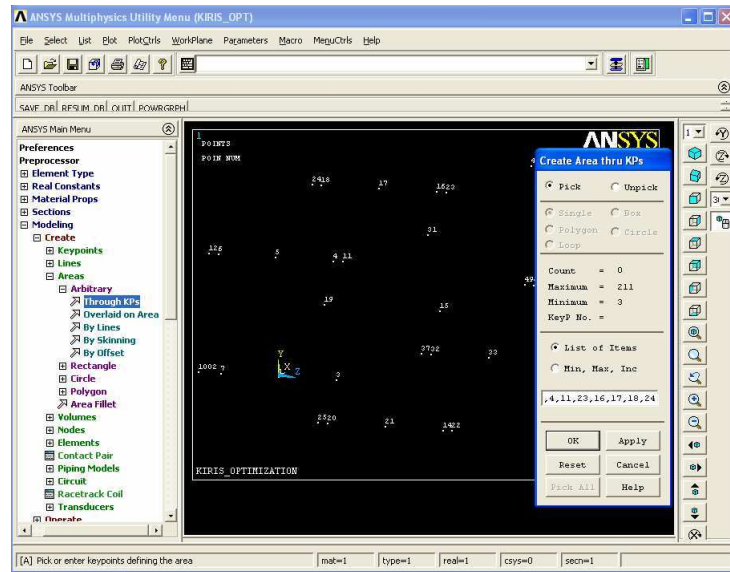


Şekil 4.23. Çizgilerin Tüm Görünüşü.

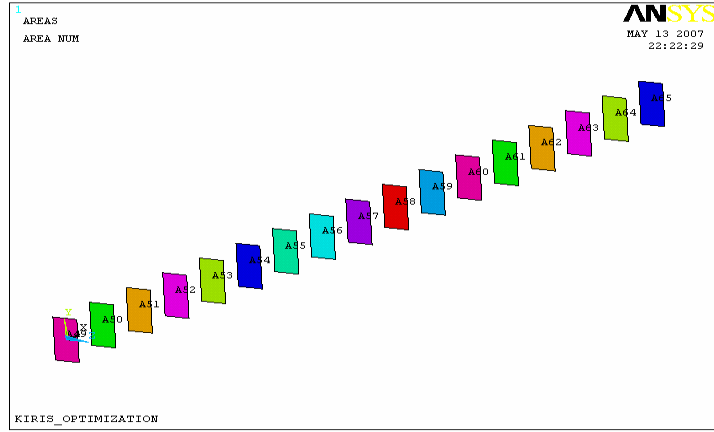
4.3.3. Alanların Oluşturulması

Kirişi oluşturan yapı elemanlarından; üst plaka, alt plaka, ray altı yan plaka ve yan plaka alansal (Area) olarak oluşturulur. Bunun için "Preprocessor\ Modeling\ Create\Areas\Arbitrary\Through KPS" menüsünden gelen diyalog kutusuna ilgili alanı oluşturan nokta numaraları girilerek "Apply" denilir. Şekil 4.24.

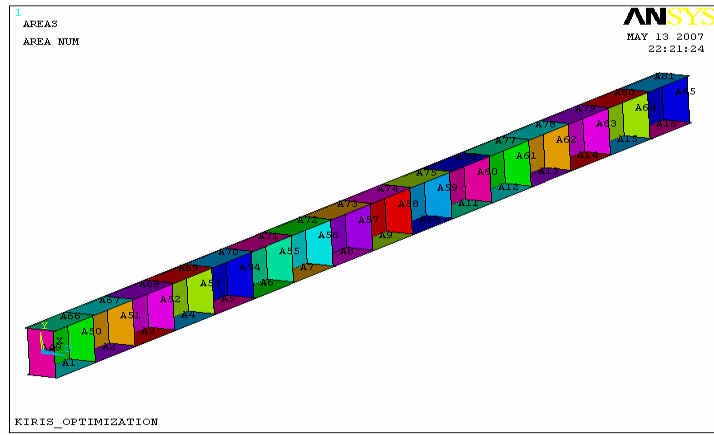
Tüm alanlar için sırasıyla aynı işlem tekrar edilir. Böylece kiriş plakaları alansal olarak modellenmiş olur (Şekil 4.25., Şekil 4.26. ve Şekil 4.27.).



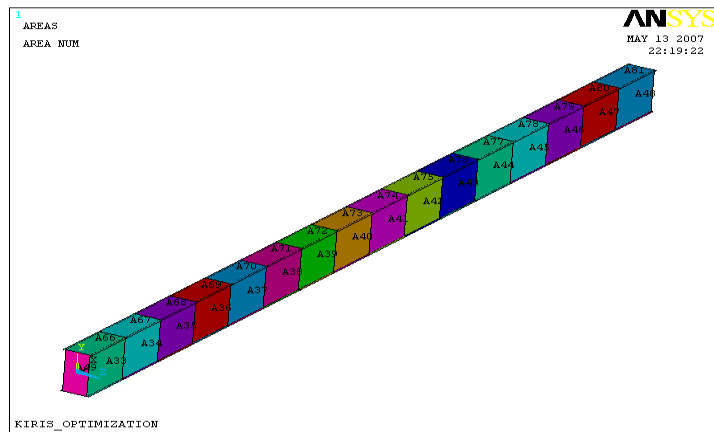
Şekil 4.24. Alanların Oluşturulması.



Şekil 4.25. Perdelere Ait Alanların Oluşturulması.



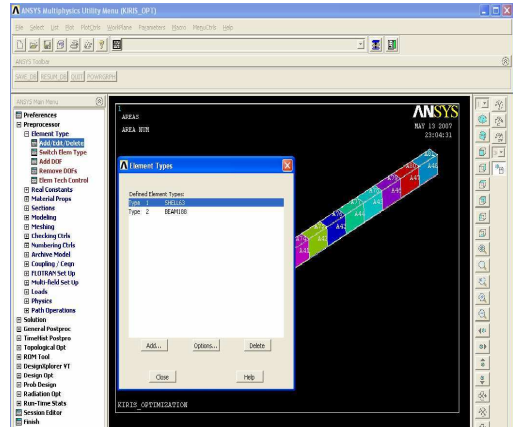
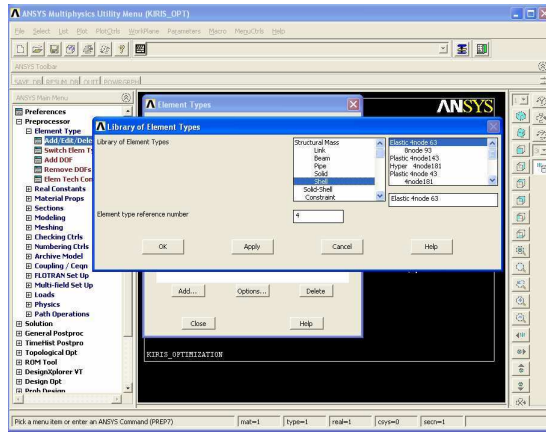
Şekil 4.26. Plakalara Ait Alanların Oluşturulması.



Şekil 4.27. Kirişe Ait Tüm Alanların Oluşturulması.

4.3.5. Eleman Tanımlamasının Yapılması

Şekil 4.1.a da belirtilen kiriş kesitinde; alt plaka, üst plaka, ray altı yan plaka ve yan plakaları için ‘‘SHELL63’’, sitifner, ray ve lamaları için ‘‘BEAM188’’ elemanları kullanılacaktır. Bu elemanları tanımlamak için; ‘‘Preprocessor\ Element Type\ Add/Edit/Delete’’ mensünden gelen diyalog kutusunda ‘‘Add’’denilir. Ekrana gelen ‘‘Library of Element Types’’ kutusundan ‘‘SHELL’’, ‘‘Elastic 4node63’’ seçilir ve ‘‘Apply’’ denilerek 1. eleman oluşturulur. Şekil 4.28. Yine aynı kutudan ‘‘BEAM’’, ‘‘3D finite strain’’ seçilir ve ‘‘OK’’ denilerek 2. eleman oluşturulur (Şekil 4.29.).



Şekil 4.28. Elemanların Tanımlanması.

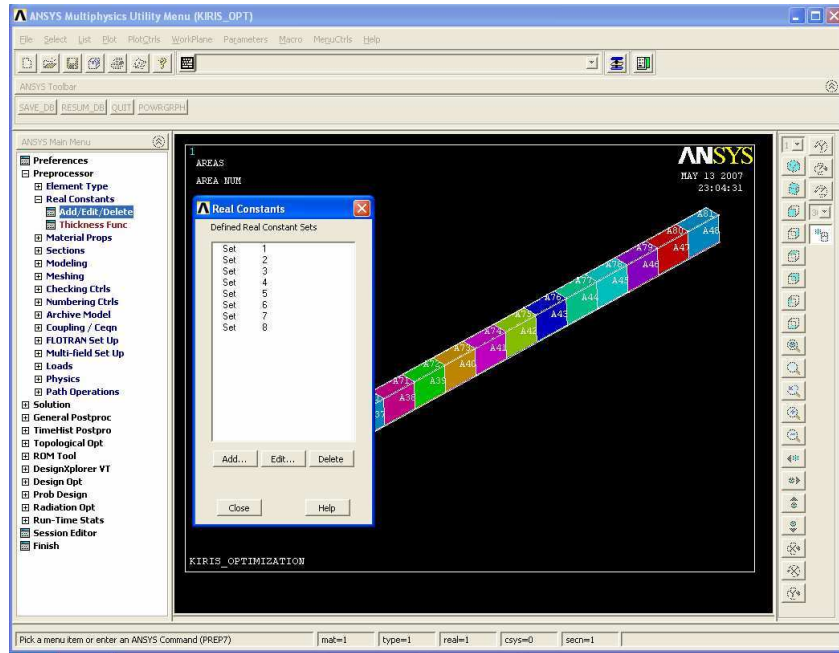
Şekil 4.29. Shell63 ve Beam188 Elemanı.

4.3.6. Sabitler Tanımlamasının Yapılması

‘‘Preprocessor\ Real Constants\ Add/Edit/Delete’’ menüsünden gelen diyalog kutusunda ‘‘Add’’ denilir. ‘‘Type 1 Shell63’’ elemanı seçilerek ‘‘OK’’ deilir. Gelen diyalog kutusunda ‘‘Real Constant Set No.’’ 1 ,’’Shell thickness at node I TK(J)’’ M girilerek ‘‘Apply’’ denilir. Tablo 4.2.’ de ki gibi tüm plakalar için sabitler (Real Constant) tanımlanır (Şekil 4.30.).

Tablo 4.2 Sabit (Real Constant) Tanımlaması.

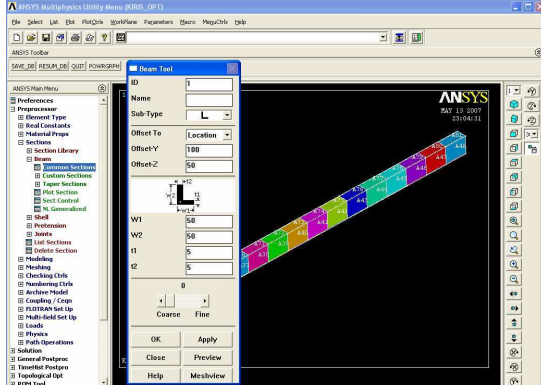
YAPI ELEMANI	SABİT NO	PARAMETRE
Üst plaka alanları	1	M
Ray altı yan plaka alanları	2	K
Yan plaka alanları	3	T
Alt plaka alanları	4	N
Perdeler	5	R
Ray altı yan plaka ayak eksen alanları	6	E
Alt plaka ayak bağlantı alanları	7	N
Perde ayak bağlantı alanları	8	V



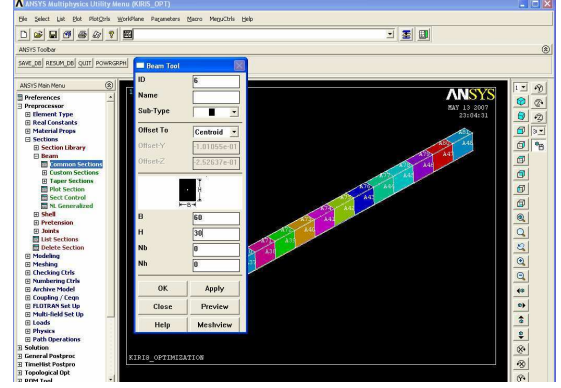
Şekil 4.30. Sabit (Real Constant) Tanımlamalarının Yapılması.

4.3.7. Kesit Tanımlamasının Yapılması

Şekil 4.1.a da belirtilen kiriş kesitinde; sitifner, ray ve lamaları için “Section” tanımlaması yapılmalıdır. “Preprocessor\ Sections\ Beam\Common Sections” menüsünden gelen diyalog kutusunda (Beam Toll) her bir sitifner, ray ve lama için ayrı ayrı “ID” ve kesit değerleri girilir (Şekil 4.31., Şekil 4.32.).



Şekil 31. Stifner Kesit Tanımlaması.



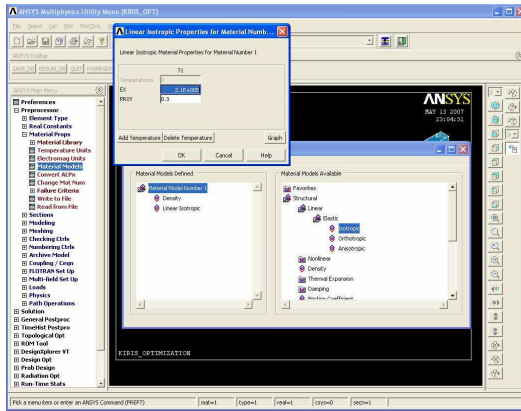
Şekil 32. Ray Kesit Tanımlaması.

4.3.8. Malzeme Bilgisinin Tanımlamasının Yapılması

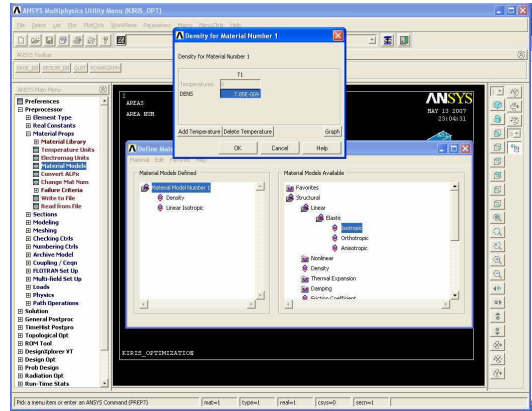
“Preprocessor\Material Props\Material Models” menüsünden “Structural\Linear\Elastic\Isotropic” seçilerek;

Elastic Moduli (EX) : 210000 (MPas)

Poisson's Ratio (PRXY) : 0.3 değerleri girilir (Şekil 4.33.).



Şekil 4.33. Malzeme Tanımlaması.

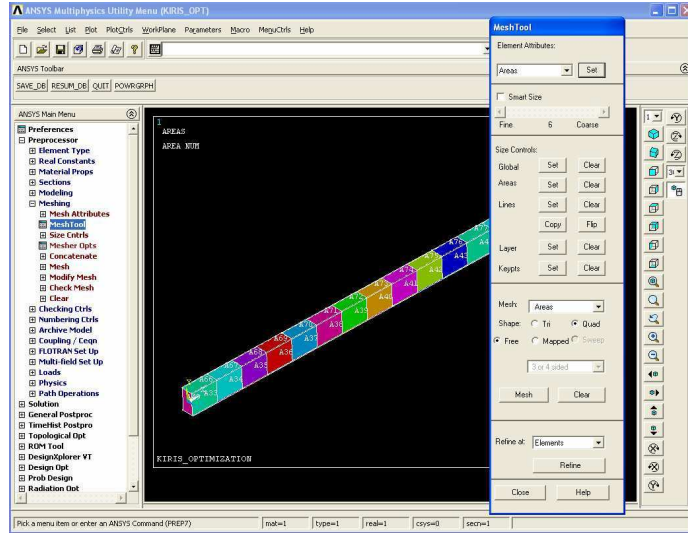


Şekil 4.34. Yoğunluk Tanımlaması.

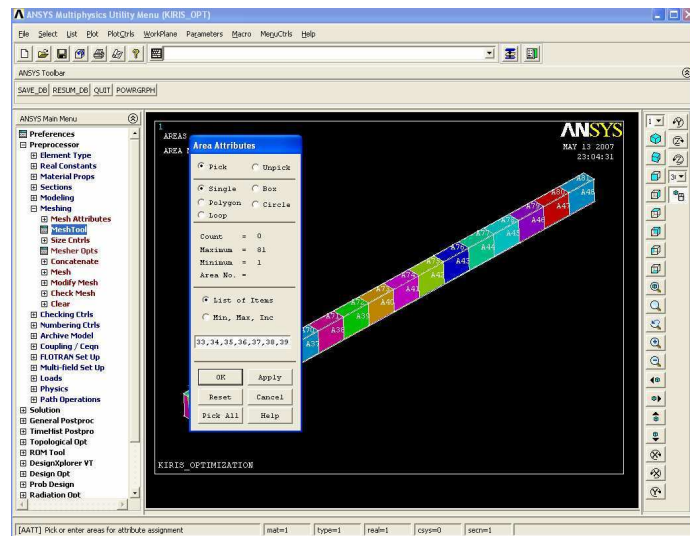
Yine aynı menüden “Structural\ Density” seçilerek; DENS : 7.85 E-9 değeri girilerek malzeme yoğunluk değerleri atanır (Şekil 4.34.).

4.3.9. Ağ Yapısının Oluşturulması

“Preprocessor\Meshing\Mesh Tool” menüsünden diyalog kutusunda, “Element Attributes”, “Areas” seçildikten sonra “Set” denilir. Şekil 4.35. Ekrana gelen diyalog kutusuna Tablo 4 .2 de belirtilen her bir parametreye ait alanların numaraları girilerek “Apply” denilir (Şekil 4.36.).



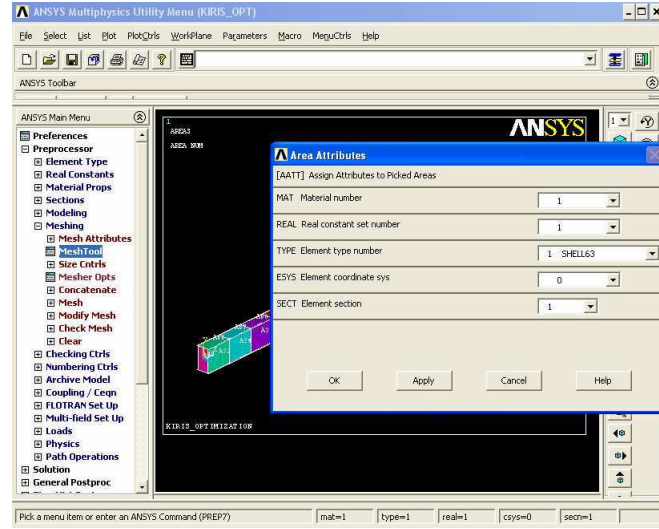
Şekil 4.35. Ağ Aracı (Mesh Tool).



Şekil 4.36. Alanların Seçimi.

Ekrana gelen diyalog kutusunda;

Material number (MAT) : 1
 Real constant set type (REAL) : 1
 Element type number (TYPE) : 1 SHELL63
 Element coordinate sys (ESYS) : 0
 Element section (SECT) : 1 değerleri girilir (Şekil 4.37.).

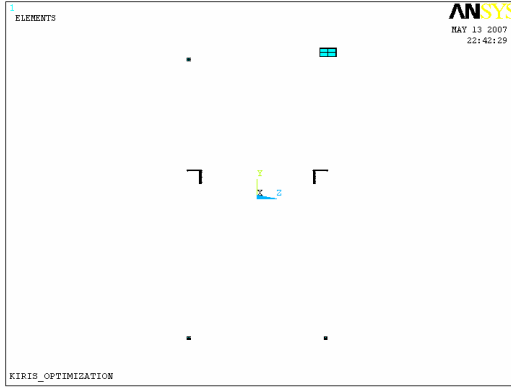


Şekil 4.37. Alanların Tanımlanması.

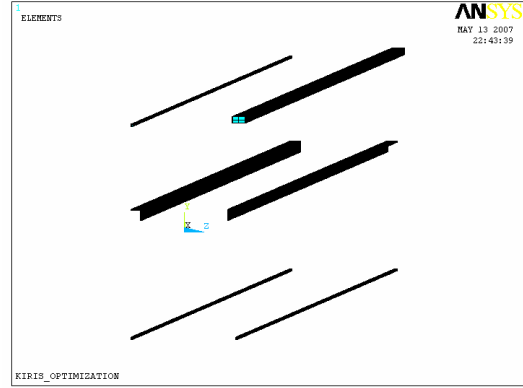
Aynı diyalog kutusundan benzer şekilde tüm alanların tanımlaması yapılır.

“Preprocessor\Meshing\Mesh Tool” menüsünden diyalog kutusunda, “Size Control” , “Areas” seçildikten sonra “Set” denilir. Gelen diyalog kutusundan bir önceki adımda girilen alan numaraları girilerek “Apply” denilir. “Element edge lenght” (SIZE) kutusuna 125 girilerek “OK” denilir. “Mesh Tool” diyalog kutusundan, Mesh\Areas seçilerek; Shape: Quad, Free işaretlenerek “Mesh” denilir. Böylece bir parametreye ait alanlara ağ yapısı oluşturulur. Bu işlemleri her bir parametreye ait alanlar ve çizgiler için yapılır (Şekil 4.38.a., 4.38.b., 4.38.c., 4.38.d., 4.38.e., 4.38.f.).

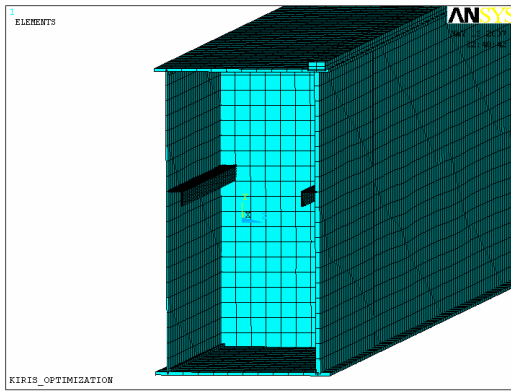
Ağ yapısı işlemi tamamlandığında, yapımızın sonlu elemanlar modeli analizler için hazır hale gelmiş olur. Çalışma “KIRIS_OPT” olarak kaydedilir.



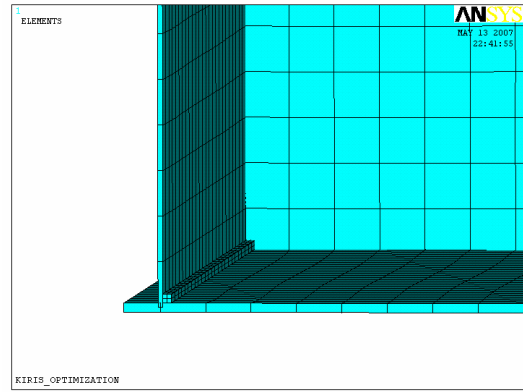
Şekil 4.38.a. Stifner, Ray ve Lamaların Kesit Görünüşü.



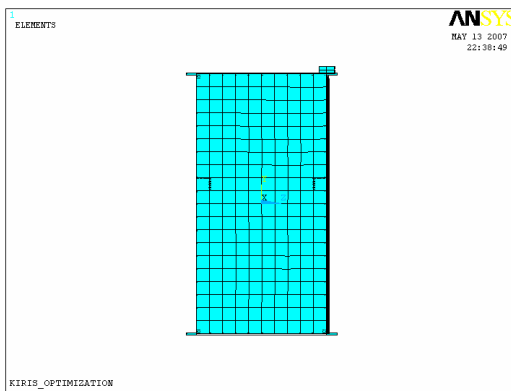
Şekil 4.38.b. Stifner, Ray ve Lamaların Ağ Yapısı Görünümü.



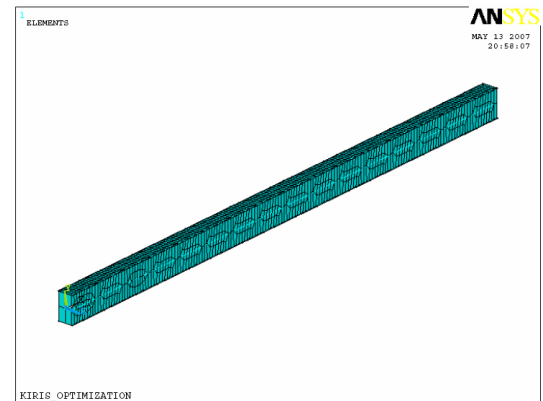
Şekil 4.38.c. Kirişin Sonlu Elemanlar Modeli Yapı Elemanları.



Şekil 4.38.d. Kirişin Sonlu Elemanlar Modeli -Lama-.



Şekil 4.38.e. Kirişin Sonlu Elemanlar Modeli Kesit Görünüş.



Şekil 4.38.f. Kirişin Sonlu Elemanlar Modeli Tüm Yapı.

5. PORTAL VİNCE AİT ÇELİK YAPININ VE KİRİŞİN STATİK SONLU ELEMANLAR ANALİZİNİN YAPILMASI

5.1. Portal Vinç Çelik Yapısının Statik Sonlu Elemanlar Analizi

5.1.1. Yapıya Etkiyen Yüklerin Tayini

Bölüm 4.1.' de, "Portal Vince Ait Özellikler" ve Bölüm 1.5 2.' de " Vinç Hesabında Sisteme Etkiyen Yükler ve Katsayılar" kısmında izah edilen ilgili FEM ve DIN 15018 esaslarına göre yükler tayin edilir.

Her bir tekerleğe etki eden kuvvet:

$$\begin{aligned} P_s &= (Q + q)/4 ; \\ &= (21.000+2.100)/4 \\ &= 5.775 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Tablo 1.6.' dan Yük kaldırma katsayısı " ψ " :1.2

Tablo 1.9.' dan Yükseltme katsayısı " γ_c " : 1.11

Tablo 1.10.' dan Zati ağırlık katsayısı " φ ": 1.1 katsayıları seçilir.

$$\begin{aligned} P_{sn} &= P_s * \psi * \gamma_c \\ &= 5.775 * 1.2 * 1.11 \\ &= 7,692.3 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Hesaplamalarda düşeyde (y ekseninde) etkiyen kuvvet 7,700 kg. alınacaktır.

Zati ağırlık katsayısı tüm yapıya etkimesi için yer çekim ivmesine çarpan olarak dahil edilir.

$$\begin{aligned} a_s &= 9,806.6 * 1.1 \\ &= 10,787.26 \end{aligned}$$

Bölüm 1.5.4.4.'de açıklanan yapıya etki eden fren kuvveti (x ekseninde);
 $P_f = 650 \text{ kg.}$,

Yatay yan kuvveti (z ekseninde) ; $P_n = 770 \text{ kg.}$ olarak alınır.

5.1.2. Malzeme Tanımlamasının Yapılması

ANSYS Workbench sonlu elemanlar yazılımı çalıştırılarak, bölüm 4.2.' de geometri, kontak ve ağ yapısı oluşturulan "PORTAL_KOMPLESI.dbs" açılır.

"Menu\Units" menüsünden "Metric (mm, kg, N, °C, s, mV, mA" işaretlenir (Şekil5.1.). "Material" kutusu açılarak "New Material..." denilir. Malzeme adına "St37" girilir. Malzeme özellikleri aşağıdaki gibidir (Şekil 5.2.);

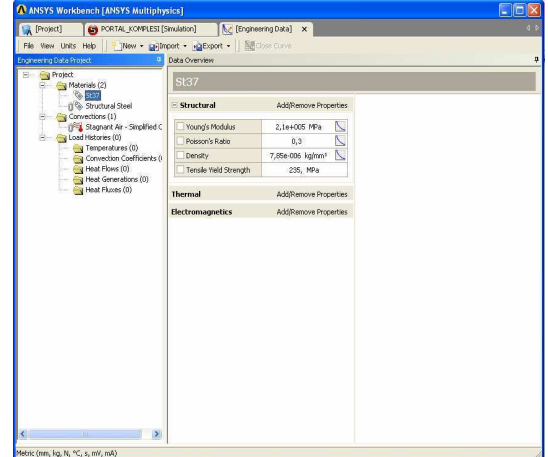
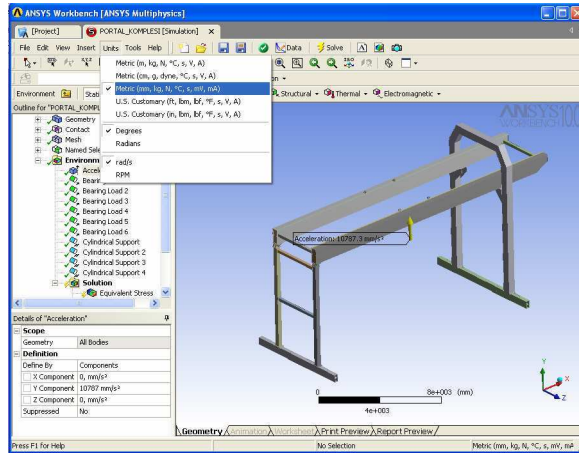
Young's Modulus : 210.000 MPa

Poisson's Ratio : 0,3

Density : $7,85e-6 \text{ kg/mm}^3$

Tensile Yield Strength : 235 MPa

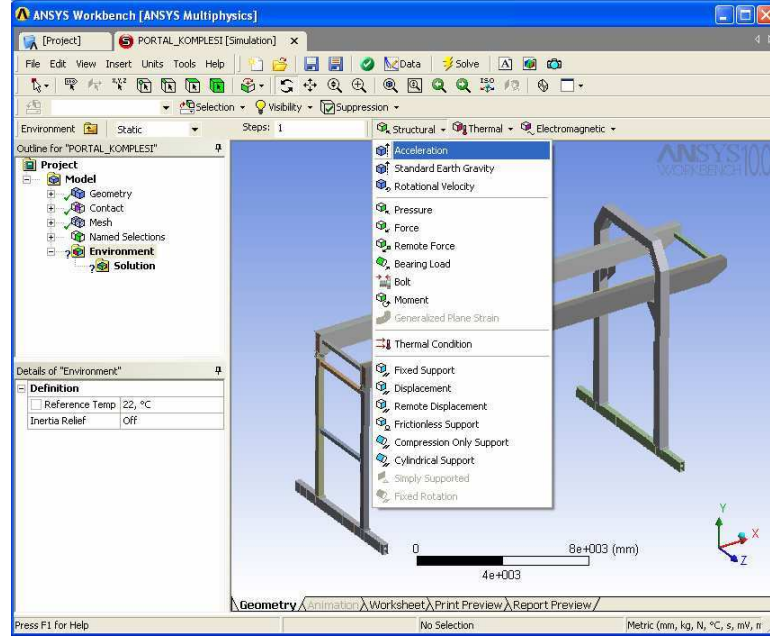
St37 malzemesi tüm yapı elemanlarına tanımlanır.



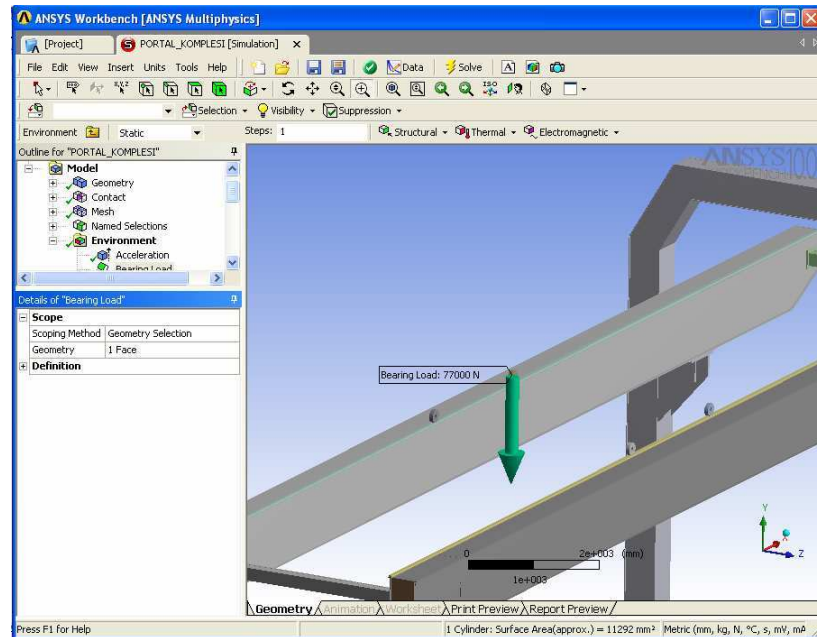
Şekil 5.1. Birimlerin Metrik Olarak Seçilmesi. Şekil 5.2 Malzemenin Tanımlanması.

5.1.3. Ortam Tanımlamasının Yapılması

“Model\Environment” seçilir. Ekranda beliren “Structural” menüsü açılarak “Acceleration” seçilir. “Geometry-All Bodies”, “Y Component : -10787,26 mm/s²” değeri girilir (Şekil 5.3.) .



Şekil 5.3. İvmelenmenin Tanımlaması.



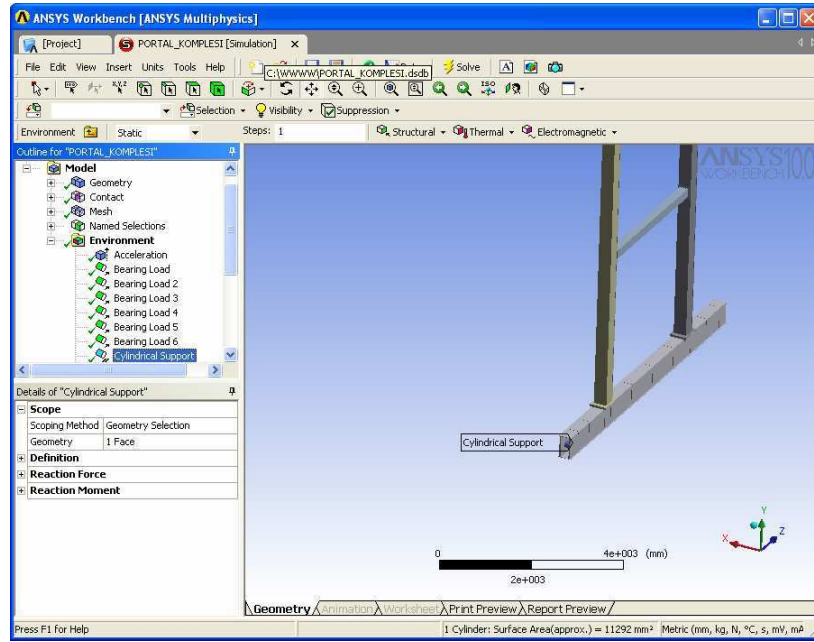
Şekil 5.4. Yatak Yüğü (Bearing Load) Tanımlaması.

Aynı menüden yatak yükü için “Bearing Load” seçilerek her bir tekerleğe gelen kuvvetler modele aktarılır (Şekil 5.4.).

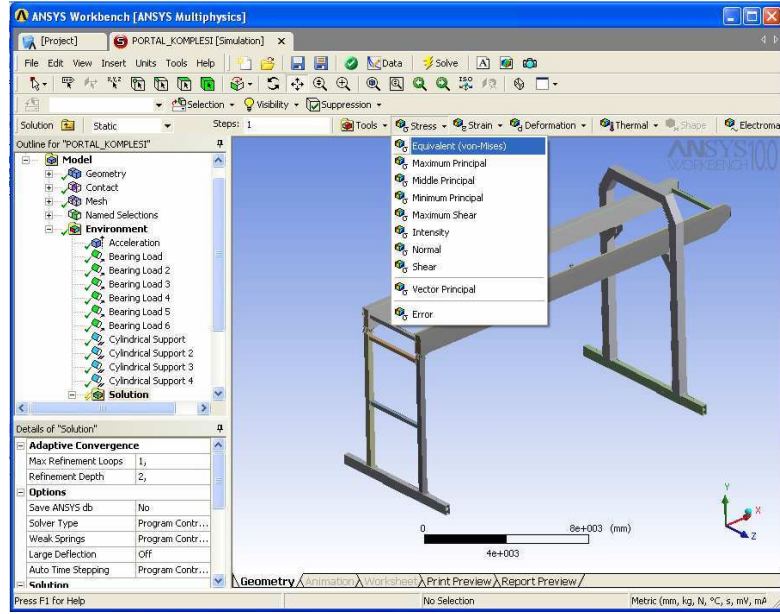
Silindiriksel mesnet için “Cylindrical Support” seçilerek her bir “BAŞLIK KİRİŞİ” tekerlek milleri seçilir (Şekil 5.5.).

“Model\Environment\Solution” seçilerek, gerilme değerlerini almak için “Stress\Equivalent (von-Mises)”, deformasyon değerlerini almak için de “Deformation\Total ve Directional” seçilerek tüm yapıya ve de kirişe uygulanır (Şekil 5.6.).

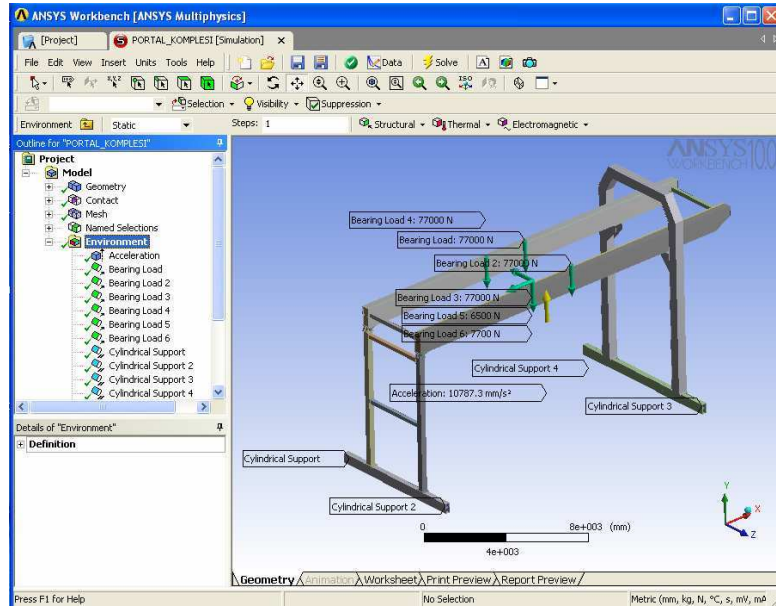
Bu işlemlerde tamamlandıktan sonra sonlu eleman modelimiz statik analiz için hazır hale gelmiş olur. Şekil 5.7.’ de tanımlanan tüm ortam “Environment” unsurları bir arada görülmektedir.



Şekil 5.5. Silindiriksel Mesnet (Cylindrical Support) Tanımlaması.



Şekil 5.6.Yüklemelerin Yapılması.



Şekil 5.7. Ortam (Environment) Unsurları.

5.1.4. Statik Analizin Koşturulması

Buraya kadar yapılan tüm çalışmalar yapıyı, yüklemeleri ve şartları sonlu elemanlar modeline aktarmaktı. Artık modelimiz analiz için koşturmaya hazırdır.

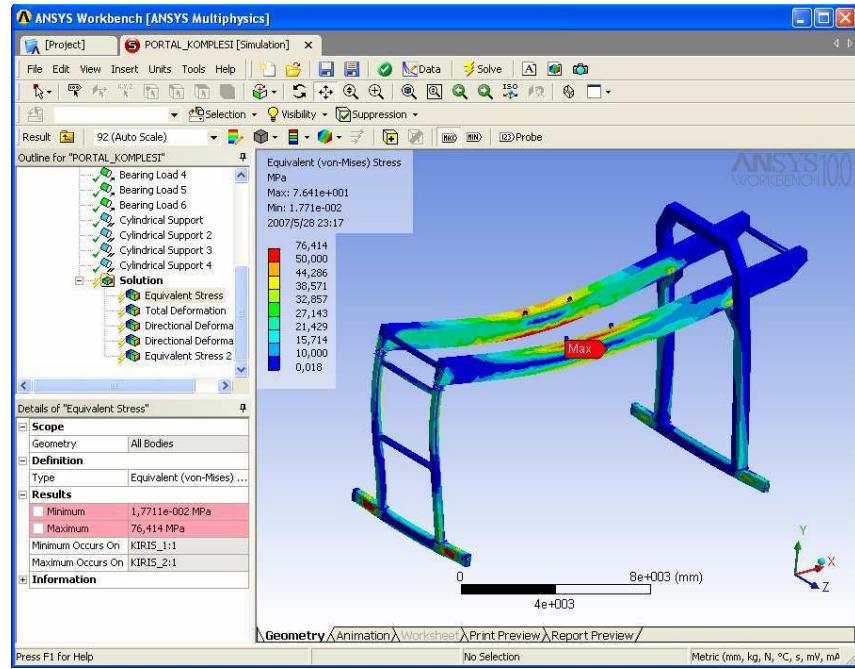
“Solve” ikonuna basılarak analiz koşturulur.

5.1.5. Statik Analiz Sonuçlarının Alınması

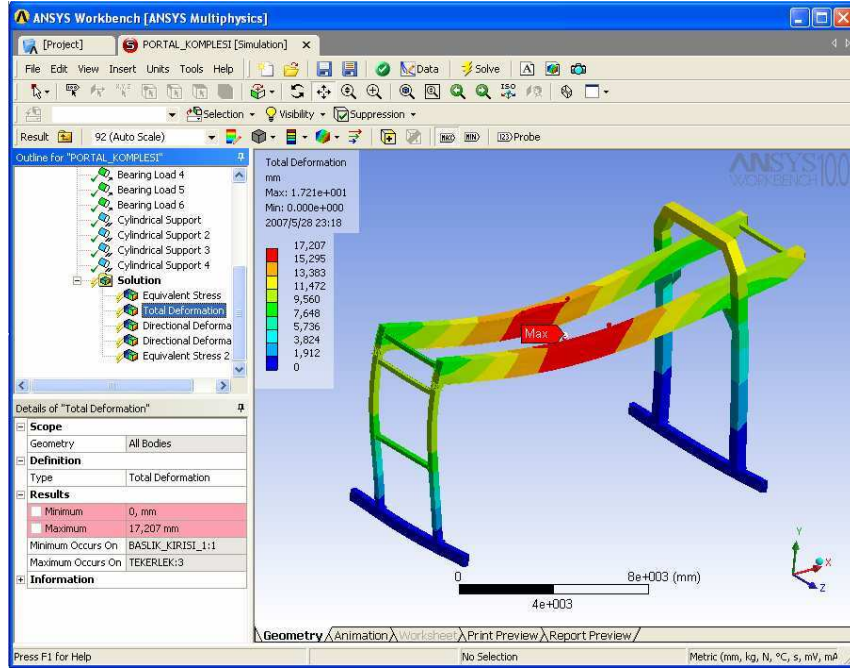
“Model\Environment\Solution\Equivalent Stress ” üzerine tıklanarak yapıdaki gerilme değerleri görüntülenir. Yine aynı yoldan diğer sonuçlar da görüntülenir. Analiz sonuçları Şekil 5.8., 5.9., 5.10., 5.11., 5.12., 5.13.’ te ve Tablo 5.1.’ de verilmiştir.

5.1.6. Sonuçların Gösterildiği Şekillerin Okunması

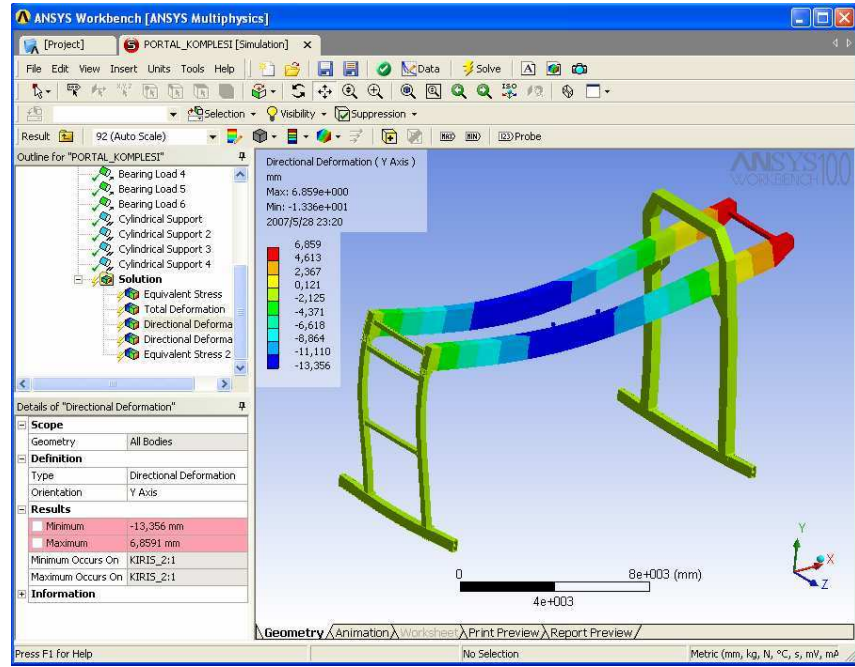
Sonuçların gösterildiği şekillerde; kırmızı renk ile ifade edilen bölgeler yapıda meydana gelen en büyük değerleri, mavi ise en düşük bölgeleri, diğer renkler ise aradaki değerleri ifade eder.



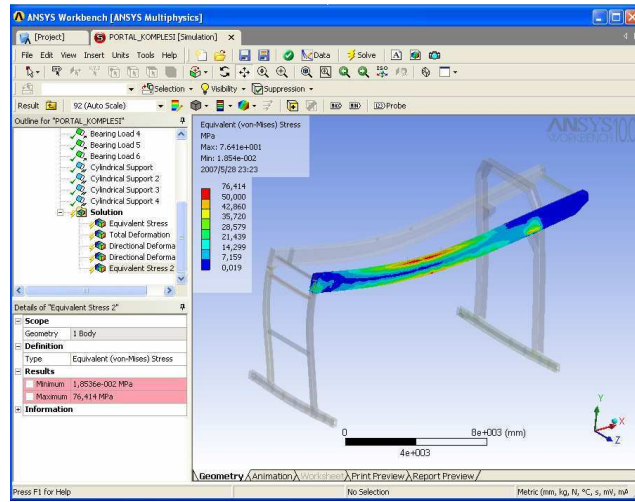
Şekil 5.8. Tüm Yapıdaki Gerilme Değerleri.



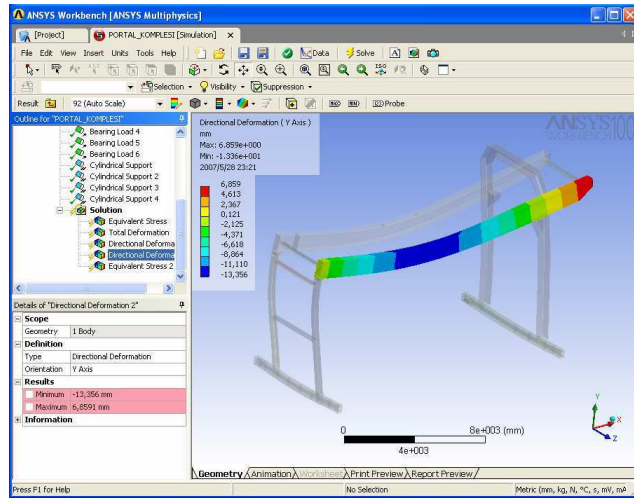
Şekil 5.9. Tüm Yapıdaki Toplam Deformasyon.



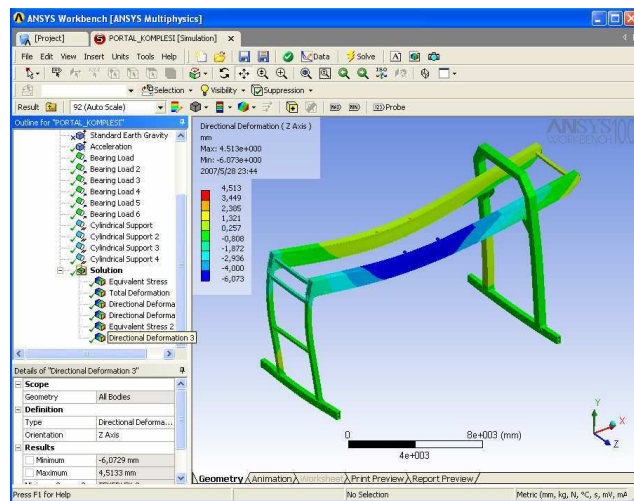
Şekil 5.10. Tüm Yapıda Düşeydeki Deformasyon.



Şekil 5.11. Kirişteki Gerilme Değerleri.



Şekil 5.12. Kirişin Düşeydeki Deformasyonu.



Şekil 5.13. Kirişin Yataydaki Deformasyonu.

Tablo 5.1. Statik Analiz Sonuçları.

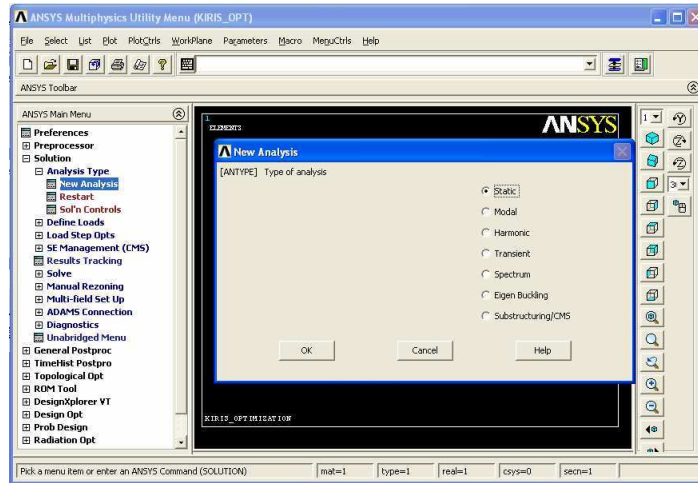
Tüm Yapıdaki Maksimum Gerilme	76.4 MPa
Tüm Yapıdaki Maksimum Deformasyon	17.2 mm
Tüm Yapının Düşeydeki Maksimum Deformasyon	13.4 mm
Kirişteki Maksimum Gerilme	76.4 MPa
Kirişin Düşeydeki Maksimum Deformasyonu	13.4 mm
Kirişin Yataydaki Maksimum Deformasyonu	6 mm

5.2. Kiriş Yapısının Statik Sonlu Elemanlar Analizi

5.2.1. Sınır Koşulların ve Yüklemelerin Yapılması

Bölüm 4.2.2.’ de oluşturulan “KIRIS_OPT” dosyası ANSYS yazılımı çalıştırılarak çağrılır.

“Solution\Analysis Type\New Analysis” menüsünden gelen diyalog kutusundan “Static” seçeneği seçilir (Şekil 5.14.).



Şekil 5.14. Statik Analizin Seçilmesi.

“Solution\Define Loads\Apply\Structural\Displacement\On Lines” menüsünden gelen diyalog kutusuna, Tablo 5.2.’ deki değerler sırayla girilir (Şekil 5.15.).

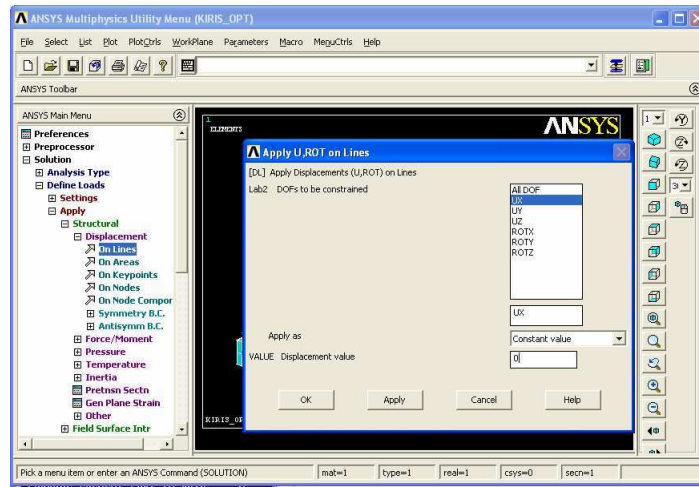
Tablo 5.2. Sınır Koşulları.

Çizgi No (Line No)	Sınır Koşulları (Load Label)	Değer (Value)
97		
	UY	0
	UZ	0
98		
	UY	0
	UZ	0
99		
	UY	0
	UZ	0
100		
	UY	0
	UZ	0
174	UX	0
	UY	0
	UZ	0
175	UX	0
	UY	0
	UZ	0
176	UX	0
	UY	0
	UZ	0
177	UX	0
	UY	
	UZ	0
180		
	UY	0
	UZ	0
181	UX	0
	UY	0
	UZ	0
182	UX	0
	UY	0
	UZ	0
183	UX	0
	UY	0
	UZ	0

“Solution\DefineLoads\Apply\Structural\Force/Moment/OnKeypoints” menüsünden gelen diyalog kutusuna, Tablo 5.3.’ teki değerler sırayla girilir.

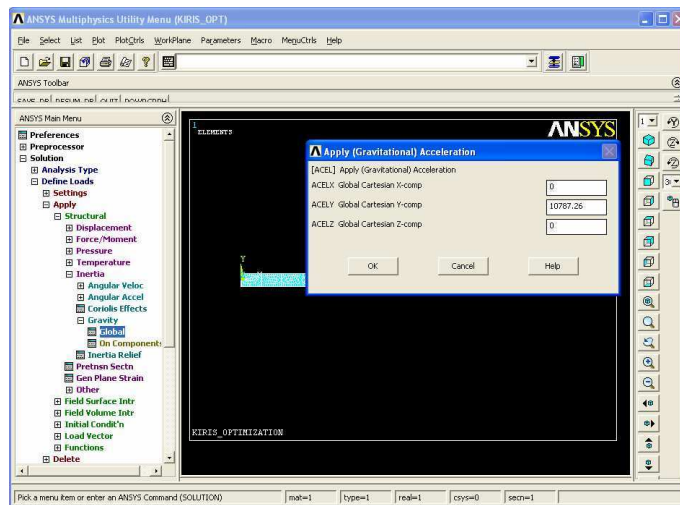
Tablo 5.3. Yüklemeler.

Noktalar	Yükleme Eksen	Değer
176	Fy	-77000
	Fx	-6500
	Fz	7700
100	Fy	-77000



Şekil 5.15. Sınır Koşullarının Tanımlanması.

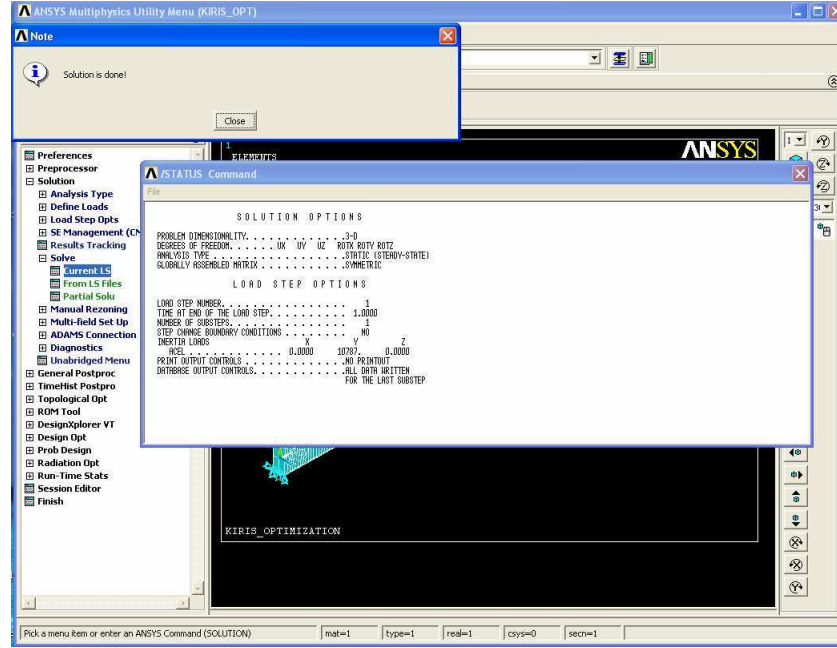
‘‘Solution\DefineLoads\Apply\Structural\Inertia\Gravity\Global’’menüsünden gelen diyalog kutusuna, ACELY: 10787.26 değeri girilir (Şekil 5.16.).



Şekil 5.16. Yerçekimi (Gravity) Tanımlamasının Yapılması.

5.2.2. Statik Sonlu Elemanlar Analizinin Koşturulması

“Solution\Solve\Current LS” denilerek analiz koşturulur. Çözüm sonuçlandığında ekranda “Solution is done” belirir (Şekil 5.17.).

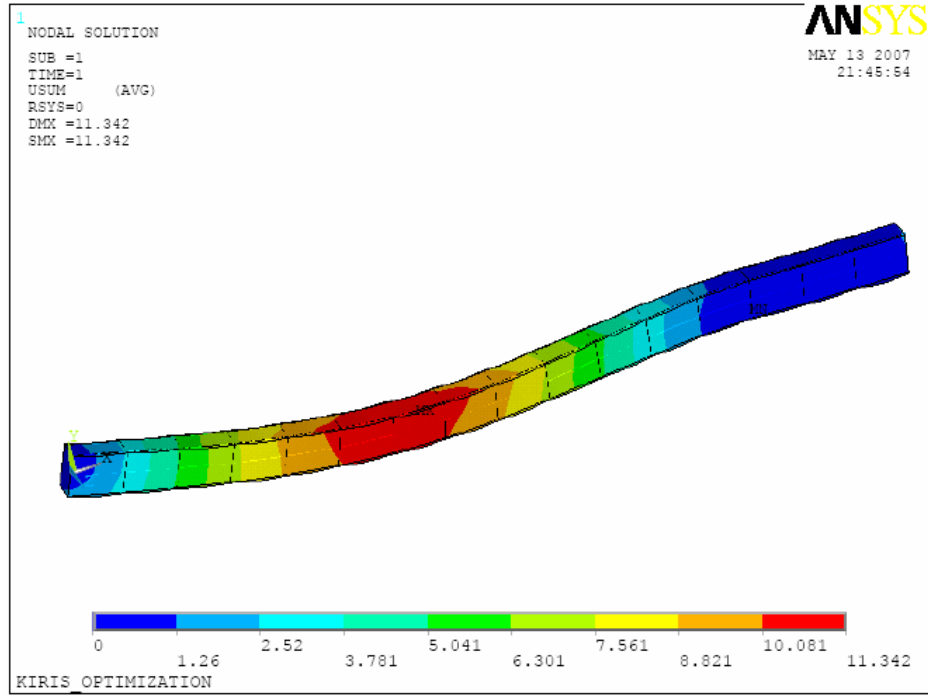


Şekil 5.17. Çözümün Tamamlanması.

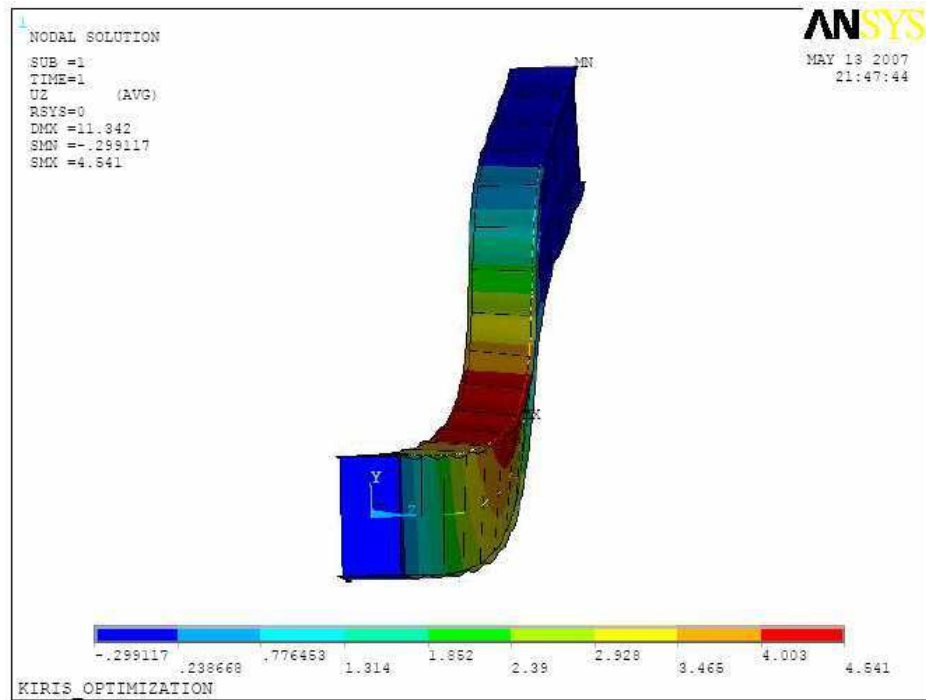
5.2.3. Sonuçların Görüntülenmesi

Kirişteki maksimum gerilme, maksimum deformasyon ve kesite bağlı olarak hacim değerlerini incelenecektir.

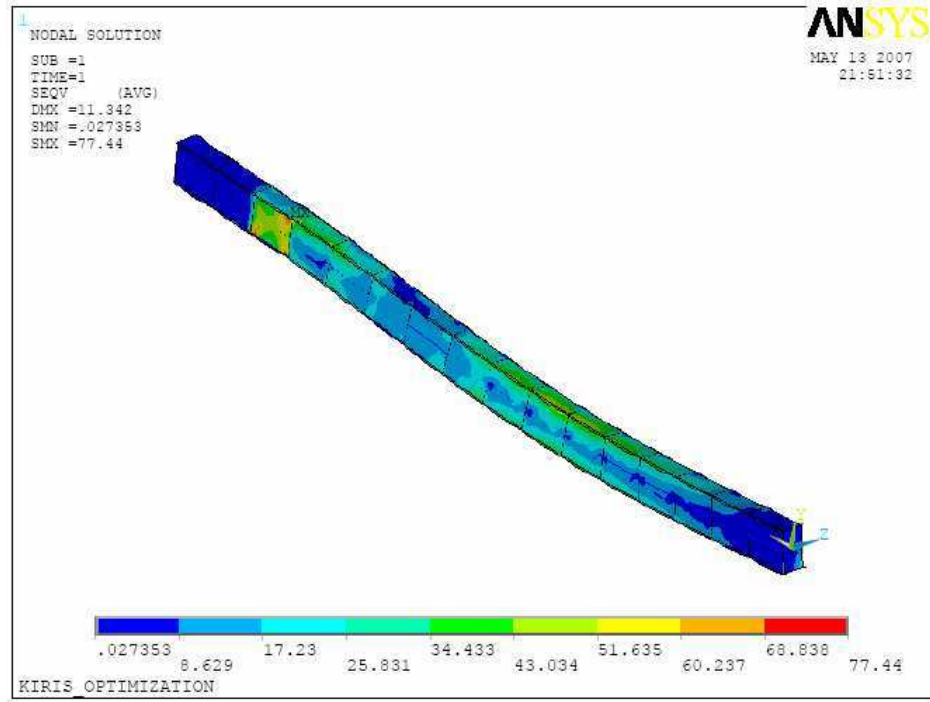
Şekil 5.18.’ de kirişin düşeydeki düğüm noktalarına ait deformasyonu, Şekil 5.19.’ da kirişin yataydaki düğüm noktalarına ait deformasyonu, Şekil 5.20.a. ve şekil 5.20.b.’ de kirişin düğüm noktalarına ait gerilme değerleri görülmektedir.



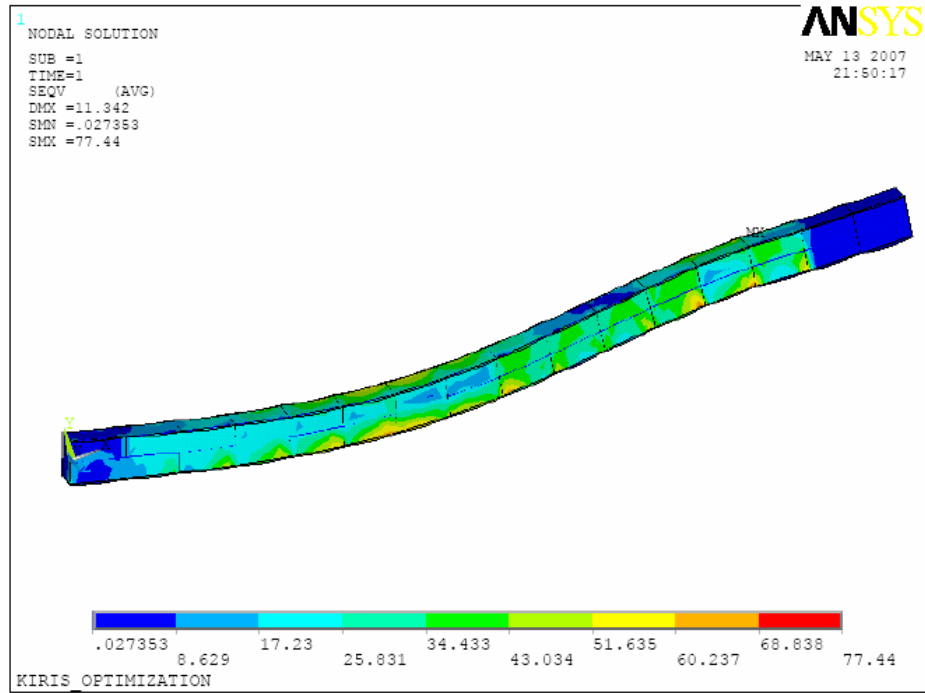
Şekil 5.18. Kirişin Düşeyde Düğüm Noktalarına Ait Deformasyonu.



Şekil 5.19. Kirişin Yatayda Düğüm Noktalarına Ait Deformasyonu.



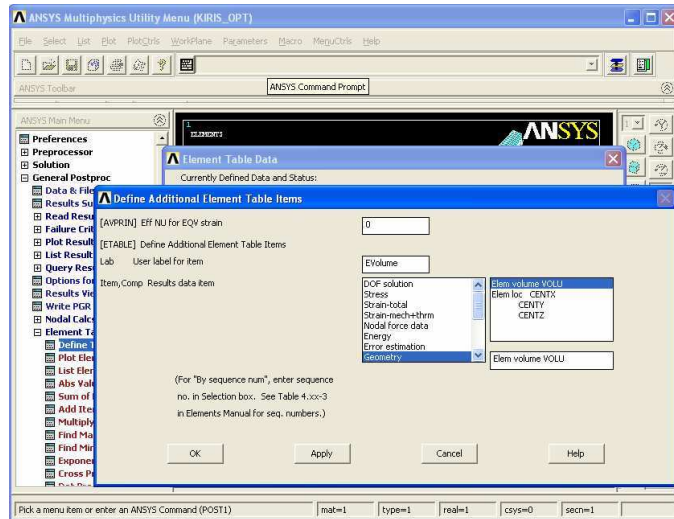
Şekil 5.20.a. Kirişin Düzüm Noktalarına Ait Gerilme Değerleri.



Şekil 5.20.b. Kirişin Düzüm Noktalarına Ait Gerilme Değerleri.

5.2.4. Hacim Tanımlamasının Yapılması

“General Postproc\Element Table\Define Table” menüsünden gelen diyalog kutusundan “Add” denilir. Açılan pencerede “User label for item (Lab)” : EVolume girilerek, “Geometri-Elem Volume(VOLU)” seçilir (Şekil 5.21.).



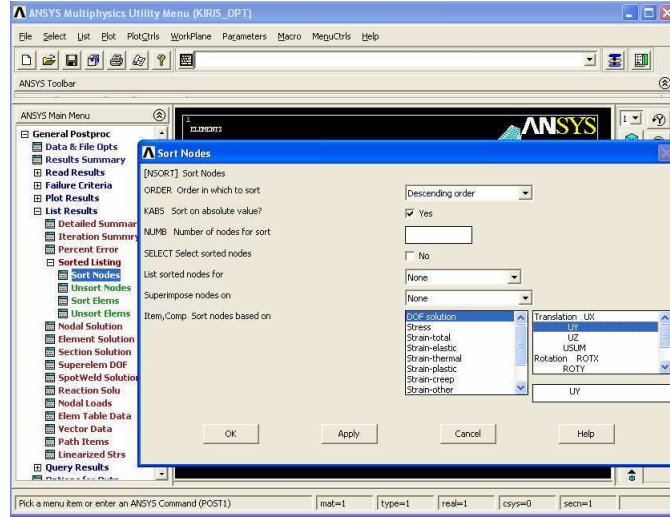
Şekil 5.21. Eleman Hacimlerinin Tanımlanması.

“General Postproc\Element Table\Sum of Each Item” menüsünden her bir elemanın hacimleri toplanır.

“Utility Menu\Parameters\Get Scalar data...” menüsünden “Result Data-Element table sums” denilir . Ekrana gelen diyalog kutusunda; “Name of parameter to be defined: Volume”, kutudan “EVOLUME” seçilerek “OK” denilir. Bu işlemle giriş hacmi skalar parametre olarak tanımlanır.

5.2.5. Maksimum Deformasyonun Tanımlanması

“General Postproc\List Results\Sort Nodes” menüsünden gelen diyalog kutusundan “DOF solution – Translation UY” seçilerek “OK” denilir (Şekil 5.22.).



Şekil 5.22. Maksimum Deformasyonun Tanımlanması.

“Utility Menu\Parameters\Get Scalar data...” menüsünden “Result Data-other operation” seçilerek “OK” denilir. Ekrana gelen diyalog kutusunda; “Name of parameter to be defined: UY”, kutudan “From sort oper’n – Maximum value” seçilerek “OK” denilir. Bu işlemle kirişteki Y eksenindeki (düşeydeki) maksimum deformasyon değeri parametre olarak tanımlanır.

Aynı işlemler, kirişin X eksenindeki (yataydaki) maksimum deformasyon değeri UZ parametresi için tekrarlanır.

5.2.6. Maksimum Gerilmenin tanımlanması

“General Postproc\Element Table\Define Table” menüsünden gelen diyalog kutusundan “Add” denilir. Açılan pencerede “User label for item (Lab) : SMAX girilir, kutudan “Stress – von Mises (SEQV) seçilerek “OK” denilir.

“General Postproc>List Results\Sorted Listing\Sort Elems” menüsünden gelen diyalog kutusuna “Number of elems for sort (NUMB) : SMAX” girilerek “OK” denilir.

“Utility Menu\Parameters\Get Scalar data...” menüsünden “Result Data-other operation” seçilerek “OK” denilir. Ekrana gelen diyalog kutusunda; “Name of

parameter to be defined: MAXSTRS” girilerek, kutudan “From sort oper’n – Maximum value” seçilerek “OK” denilir. Bu işlemle kirişteki maksimum gerilme değeri parametre olarak tanımlanır.

Tanımlanan tüm parametreler ve değerleri Tablo 5.4.’ de görülmektedir.

Tablo 5.4. Parametreler ve Değerleri.

Tanım	Parametre	Değer	(Birim)
Perde aralıkları	B	1250	(mm)
Perde adedi	C	17	(mm)
Kutu giriş flanş uzunluğu	D	40	(mm)
Sitifner – nötr eksen mesafesi	G	100	(mm)
Kutu giriş kesit eksen yüksekliği	H	1000	(mm)
Yan plaka kalınlığı	K	5	(mm)
Kutu giriş eksen açıklığı	L	16000	(mm)
Üst plaka kalınlığı	M	10	(mm)
Maksimum gerilme değeri	MAXSTRS	72	(MPa)
Alt plaka kalınlığı	N	10	(mm)
Perde kalınlığı	R	5	(mm)
Ray altı yan plaka kalınlığı	T	5	(mm)
Y eksenindeki maksimum deformasyon	UY	10.4	(mm)
Z eksenindeki maksimum deformasyon	UZ	4.54	(mm)
Kiriş yapı elemanları hacmi	VOLUME	608000000	(mm ³)
Kutu giriş kesit eksen genişliği	W	500	(mm)
Ayak bağlantı eksenı perde kalınlıkları	E	15	(mm)
	F	10	(mm)
	V	10	(mm)

5.2.7. Girdi Dosyasının Oluşturulması

“Utility Menu/File/Write DB Log File..” menüsünden giriş en iyilemesi için “OPTINPUT” adında girdi (Input) dosyası oluşturulur ve çalışma kaydedilir.

6. EN İYİLEME MODELİNİN ÇAĞRILMASI VE EN İYİLEME ÇALIŞMALARI

Kiriş kesitlerinin tayininde FEM esaslarının yanı sıra, malzeme temini, imal edilebilirlik, hammadde maliyetleri gibi faktörler göz önüne alınmalıdır. Bütün bu etkenler dizayn sınırlamalarını oluşturmaktadır. Kiriş en iyileme çalışmasında göz önüne alınacak sınırlamalar şunlardır;

1. Yan plaka kalınlıkları en az 6 mm olmalıdır.
2. Kutu kiriş eksen genişliğine ait plakalar kesim payları bırakılarak, en fazla 1,490 mm olabilir.
3. Kutu kiriş eksen yüksekliğine ait plakalar kesim payları bırakılarak, en fazla 1,990 mm olabilir.
4. Kutu kiriş eksen yüksekliği, köprü açıklığının $1/25$ ' ine eşit veya büyük olmalıdır.
5. Kutu kiriş eksen genişliği, köprü açıklığının $1/65$ ' ine eşit veya büyük olmalıdır.
6. Yan plaka kalınlıkları, üst ve alt plaka kalınlıklarının $2/5$ ' inden ince olmamalıdır.
7. Kirişteki maksimum gerileme 140 MPa ' ı geçmemelidir.
8. Kirişteki düşey deformasyon, kiriş açıklığının $1/1,000$ ' inden fazla olamaz.
9. Kirişteki yatay deformasyon , kiriş açıklığının $1/650$ ' sinden fazla olamaz.

Tablo 5.5. Dizayn Değişkeni Olarak Tanımlanacak Parametreler ve Değerleri.

Tanım	Parametre (NAME)	Değer		Tolerans (TOLER)
		(MIN)	(MAX)	
Üst plaka kalınlığı	M	6	2.5 * K	0.01
Alt plaka kalınlığı	N	6	2.5 * K	0.01
Yan plaka kalınlığı	K	6	20	0.01
Ray altı yan plaka kalınlığı	T	6	20	0.01
Kutu kiriş kesit eksen genişliği	W	L/65	1490	0.01
Kutu kiriş kesit eksen yüksekliği	H	L /25	1990	0.01
Sitifner – nötr eksen mesafesi	G	0	250	0.01
Perde kalınlığı	R	4	20	0.01
Ayak bağlantı ekseni perde kalınlıkları	E	6	20	0.01
	F	6	20	0.01
	V	4	20	0.01

Tablo 5.6. Durum Değişkeni Olarak Tanımlanacak Parametreler ve Değerleri.

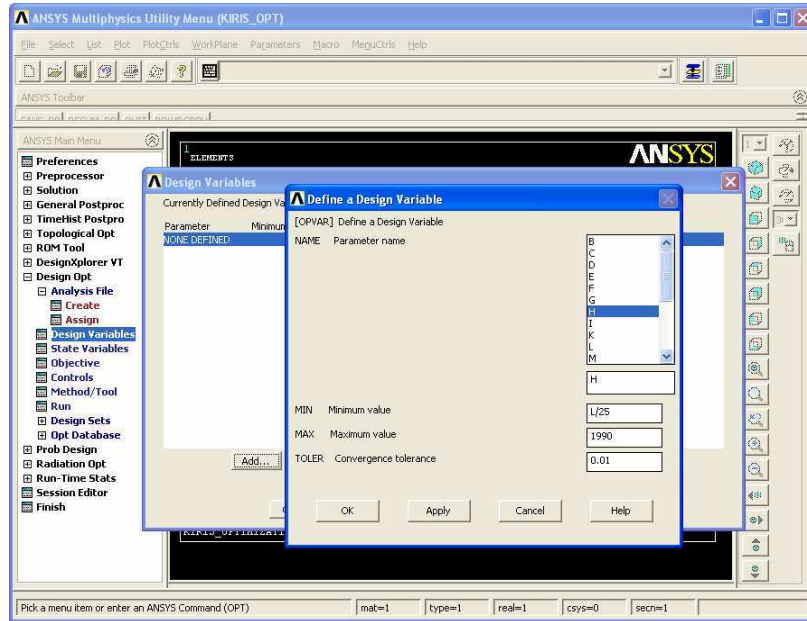
Tanım	Parametre (NAME)	Değer		Tolerans (TOLER)
		(MIN)	(MAX)	
Maksimum gerilme değeri	MAXSTRS	100	140	0.01
Y eksenindeki maksimum deformasyon	UY	-L/1000	-10	0.01
Z eksenindeki maksimum deformasyon	UZ	-L/650	-4	0.01

6.1. En İyileme Girdi Dosyasının Çağrılması

“Main Menu\Design Opt\Analysis File\Assign” menüsünden Bölüm 5.2.6.’da oluşturulan “OPTINPUT” dosyası çağrılarak “OK” denilir.

6.2. Dizayn Değişkenlerinin Tanımlanması

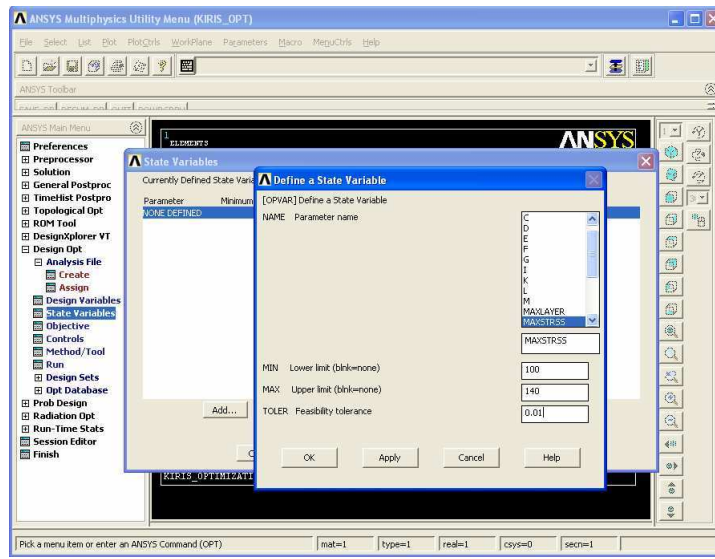
“Main Menu\Design Opt\Design Variables” menüsünden gelen diyalog kutusunda “Add...” denilir (Şekil 5.23.). Ekrana gelen kutuda tanımlanmış parametreler yer almaktadır. Dizayn değişkeni olarak tanımlayacağımız parametreyi seçerek (NAME), minumum (MIN), maksimum (MAX) ve tolerans (TOLER) değerleri Tablo 5.5.’de verilen değerlere girilerek “Apply” denilir. Bu işlemler dizayn değişkenleri olarak tanımlanacak tüm parametreler için yapılır.



Şekil 5.23. Dizayn Değişkenlerinin Tanımlanması.

6.3. Durum Değişkenlerinin Tanımlanması

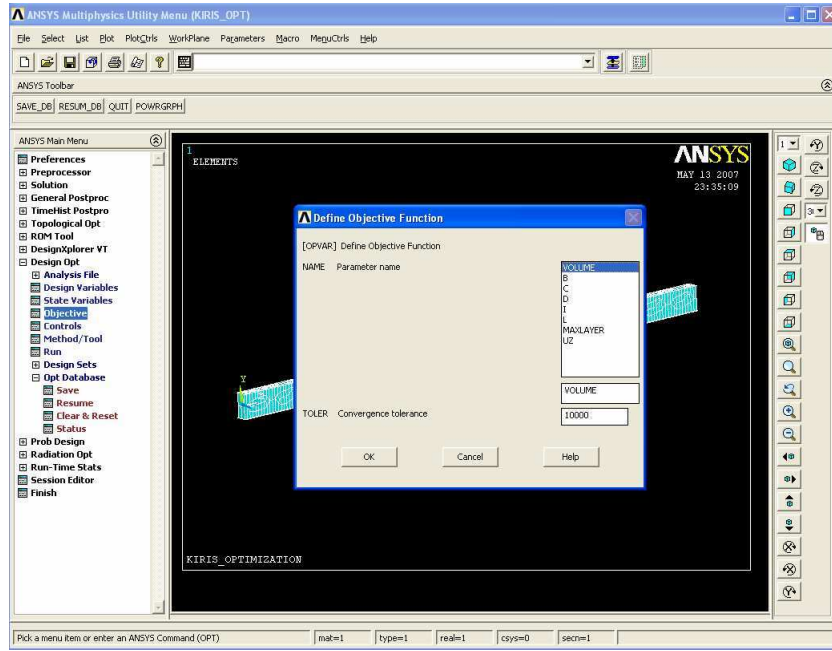
“Main Menu\Design Opt\State Variables” menüsünden gelen diyalog kutusunda “Add...” denilir (Şekil 5.24.). Ekrana gelen kutuda tanımlanmış parametreler yer almaktadır. Durum değişkeni olarak tanımlayacağımız parametreyi seçerek (NAME), minimum (MIN), maksimum (MAX) ve tolerans (TOLER) değerleri Tablo 5.6.’ da verilen değerlere girilerek “Apply” denilir. Bu işlemler durum değişkenleri olarak tanımlanacak tüm parametreler için yapılır.



Şekil 5.24. Durum Değişkenlerinin Tanımlanması.

6.4. Amaç Fonksiyonunun Tanımlanması

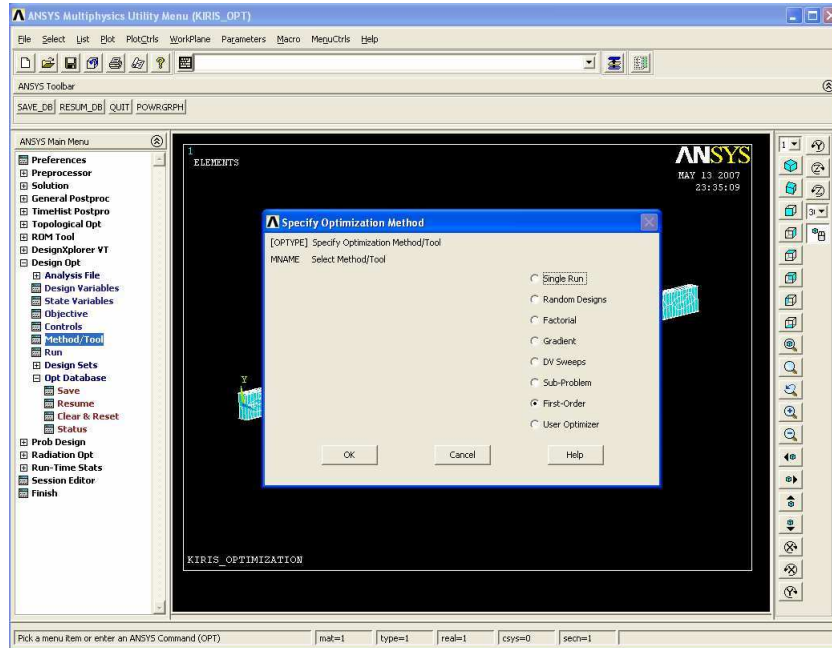
“Main Menu\Design Opt\Objective” menüsünden gelen diyalog kutusunda “Add...” denilir. Ekrana gelen kutuda tanımlanmış parametreler yer almaktadır. Hacim minimize edileceği için “NAME” kutusundan “VOLUME” seçilir. Tolerans (TOLER) :10000 değeri girilerek “OK” denilir (Şekil 5.25.).



Şekil 5.25. Amaç Fonksiyonunun Tanımlanması.

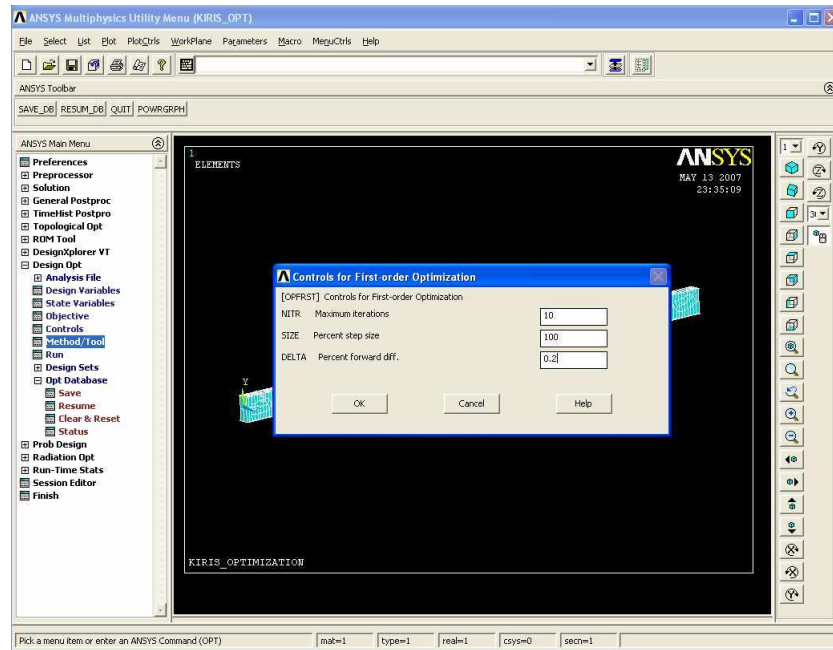
6.5. En iyileme Yönteminin Tanımlanması

“Main Menu\Design Opt\Method/Tool” menüsünden gelen diyalog kutusundan “First-Order” seçilerek “OK” denilir (Şekil 5.26.).



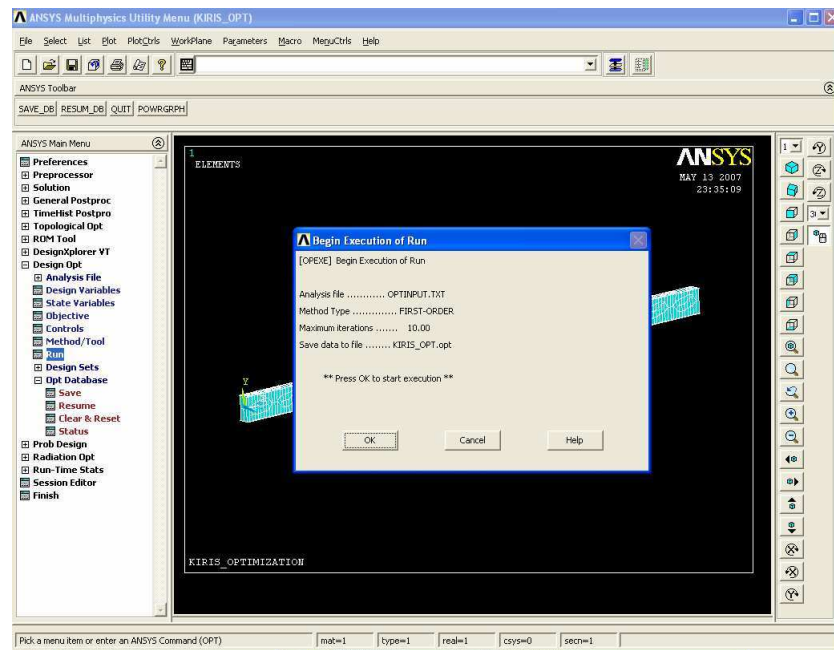
Şekil 5.26. En İyileme Yönteminin Tanımlanması.

Ekrana gelen diyalog kutusuna; “NITR : 10”, “SIZE : 100”, “DELTA : 0.2” değerleri girilir (Şekil 5.27.).



Şekil 5.27. İterasyon Ayarları.

Ekrana gelen diyalog kutusundan “OK” denilerek en iyileme başlatılır (Şekil 5.28.).



Şekil 5.28. En İyilemenin Başlatılması.

6.6. En İyileme Sonuçlarının Alınması

En iyileme sonrası yeni skalar parametre değerleri Tablo 5.7.' de verilmiştir.

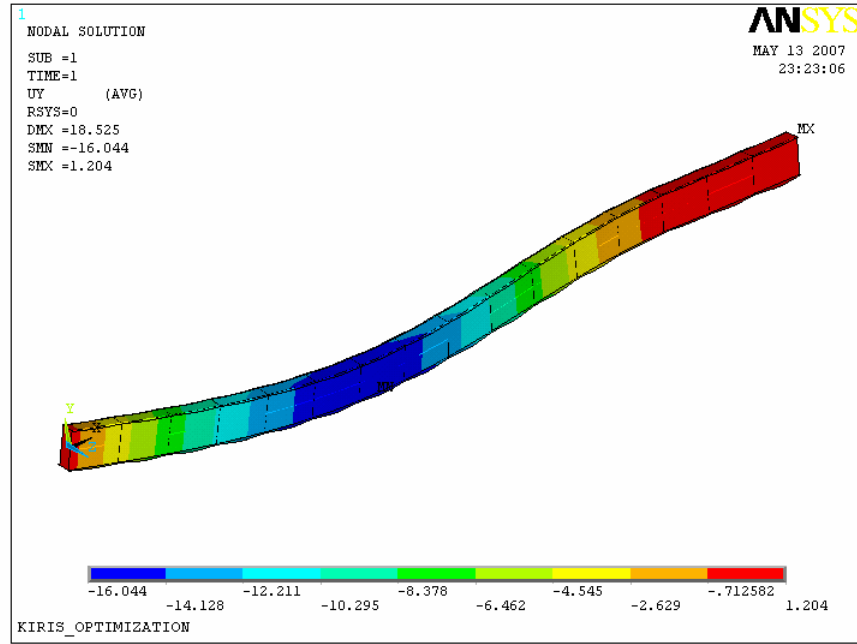
Tablo 5.7. I.Durum ve Son Durum Skalar Parametreler.

Tanım	Parametre	Değerler		(Birim)
		I.Durum	II.Durum	
Perde aralıkları	B	1250	1250	(mm)
Perde adedi	C	17	17	(mm)
Kutu giriş flanş uzunluğu	D	40	40	(mm)
Sitifner – nötr eksen mesafesi	G	100	106.6	(mm)
Kutu giriş kesit eksen yüksekliği	H	1000	880	(mm)
Yan plaka kalınlığı	K	5	6	(mm)
Kutu giriş eksen açıklığı	L	16000	16000	(mm)
Üst plaka kalınlığı	M	10	9,8	(mm)
Maksimum gerilme değeri	MAXSTRS	72	118.5	(MPa)
Alt plaka kalınlığı	N	10	6,26	(mm)
Perde kalınlığı	R	5	5.64	(mm)
Ray altı yan plaka kalınlığı	T	5	7.73	(mm)
Y eksenindeki maksimum deformasyon	UY	10.4	16	(mm)
Z eksenindeki maksimum deformasyon	UZ	4.54	9.86	(mm)
Kiriş yapı elemanları hacmi	VOLUME	608000000	527753607	(mm ³)
Kutu giriş kesit eksen genişliği	W	500	318.5	(mm)
Ayak bağlantı eksen perde kalınlıkları	E	15	15.14	(mm)
	F	10	10.26	(mm)
	V	10	10.7	(mm)

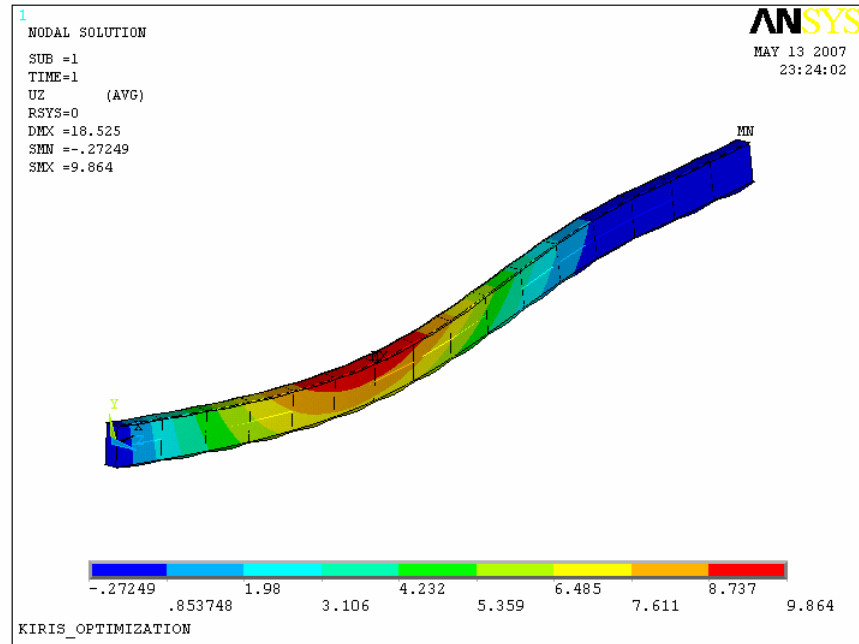
6.7. Yeni Kesit Değerlerine Ait Sonuçların Alınması

Kirişin en iyileme sonrası yeni kesit değerlerine ait maksimum gerilme, maksimum deformasyon değerlerini incelenecektir.

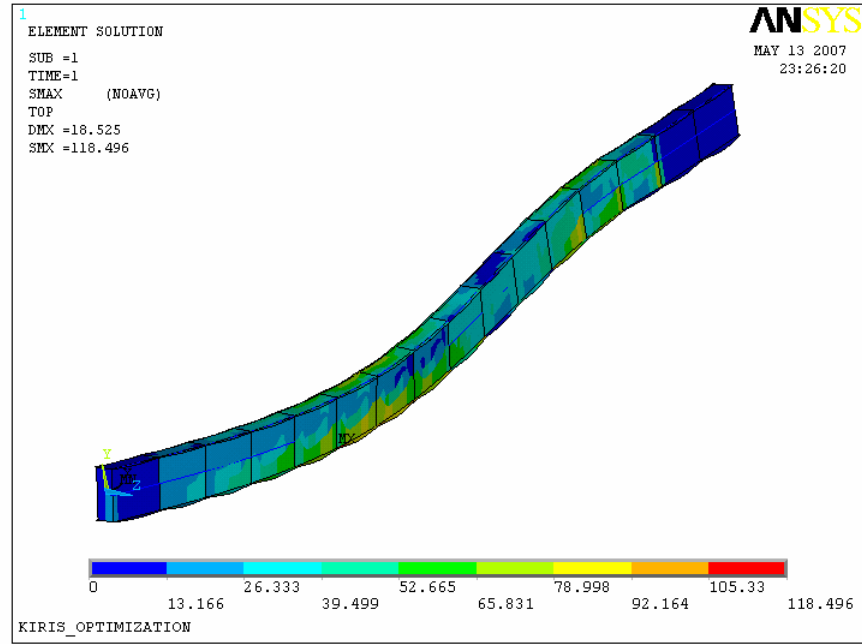
Şekil 5.29.' da kirişin düşeydeki elemansal deformasyonu,
 Şekil 5.30.' da kirişin yataydaki elemansal deformasyonu,
 Şekil 5.31.' de kirişin elemansal gerilme değerleri,
 Şekil 5.32.' de kirişin toplam deformasyonu görülmektedir.



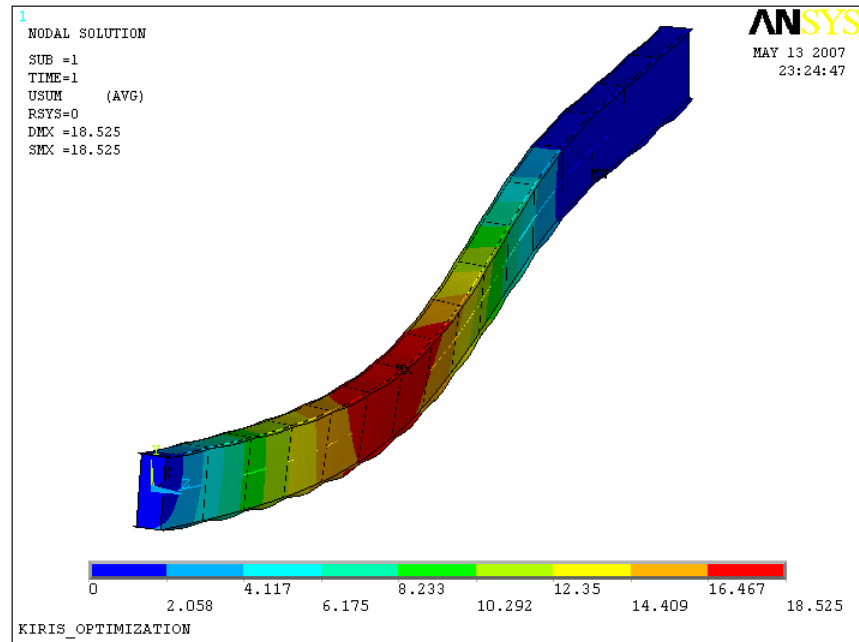
Şekil 5.29. Kirişin Elemanlara Ait Düşeydeki Deformasyonu.



Şekil 5.30. Kirişin Elemanlara Ait Yataydaki Deformasyonu.

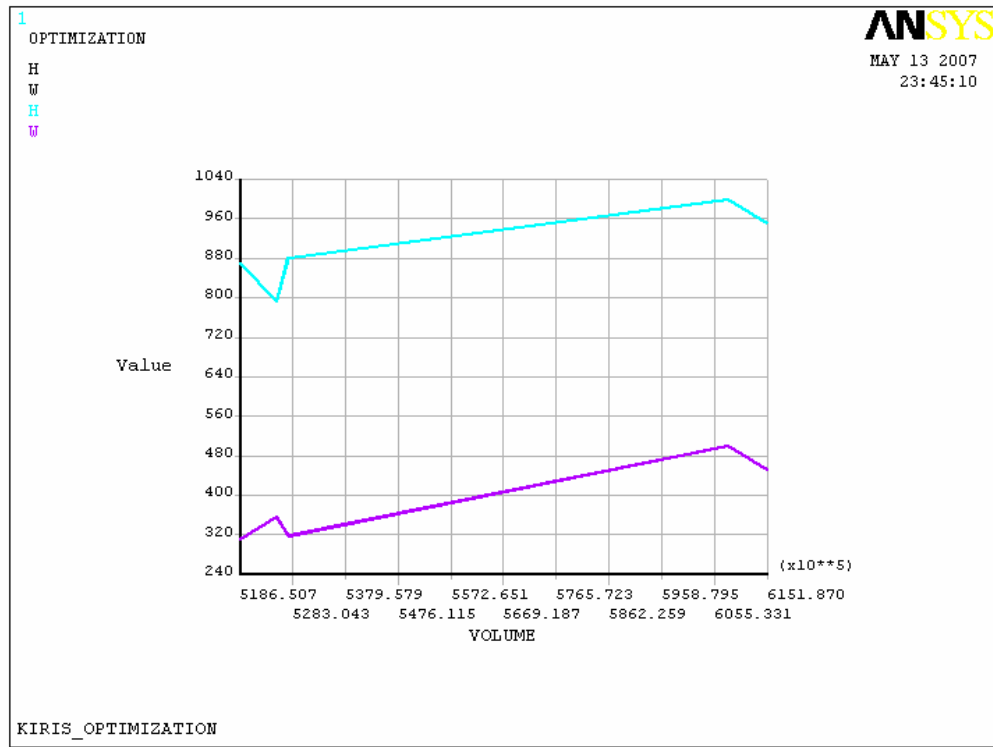


Şekil 5.31. Kirişteki Elemanlara Ait Gerilme Değerleri.

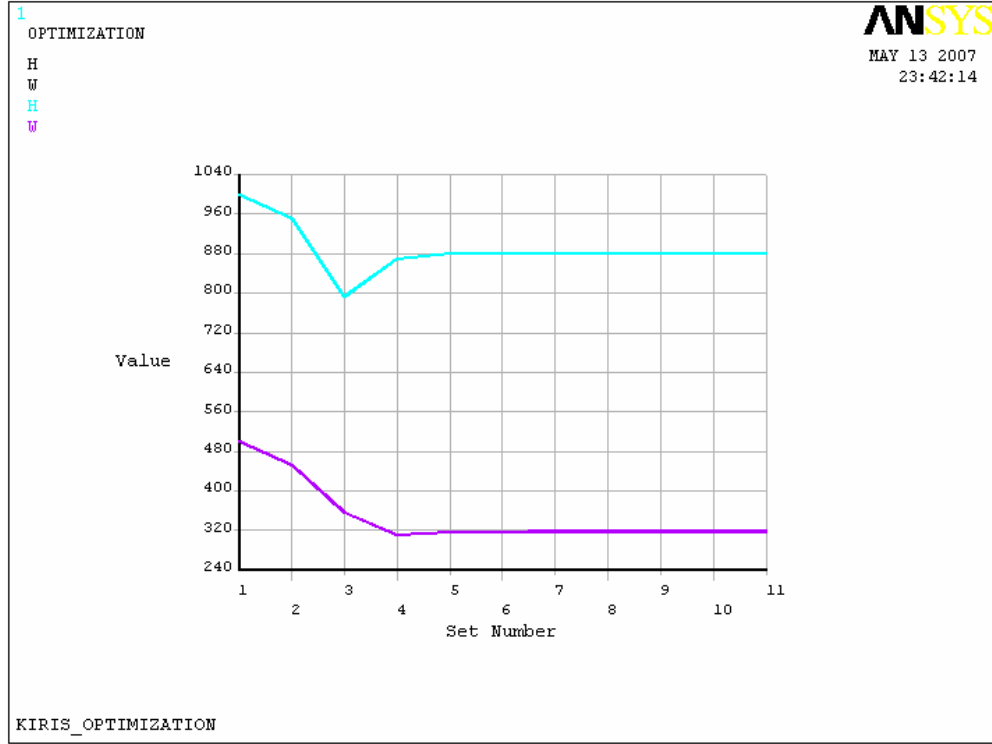


Şekil 5.32. Kirişin Toplam Deformasyonu.

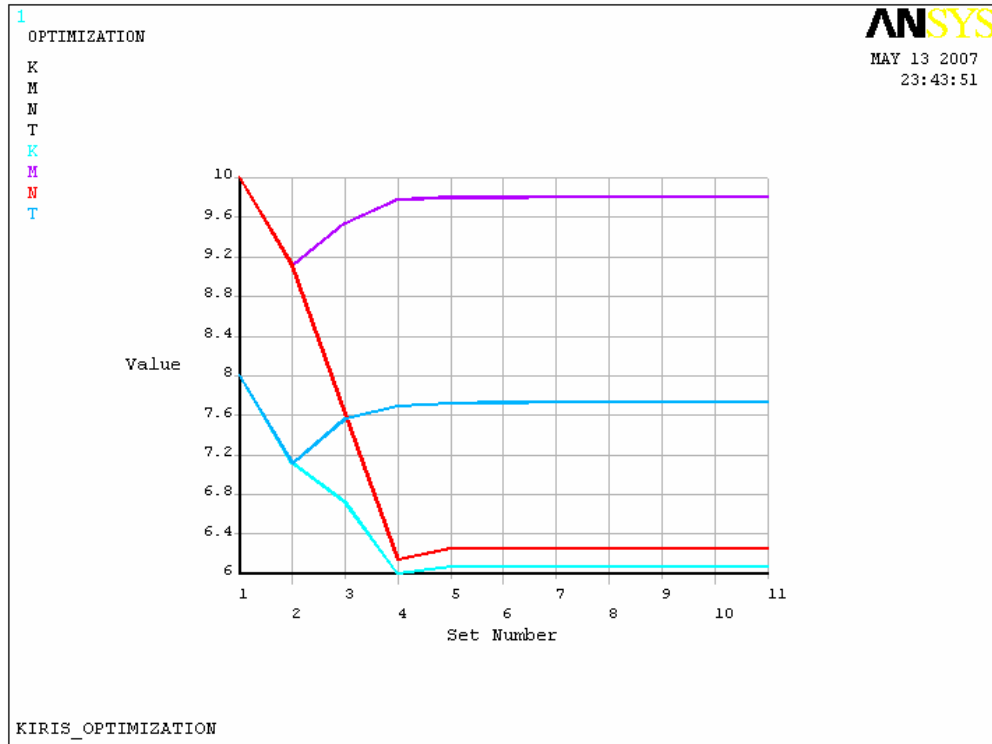
En iyilemeye ait grafikler; ‘‘Main menu\Design Opt\Design Sets\Graphs/Tables...’’ menüsünden gelen diyalog kutusunda, ‘‘X-variable parameter’’ kutusundan istenilen parametre seçilir, ‘‘’’ kutusundan istenilen parametre seçilir, ‘‘Y-variable parameter’’ kutusundan grafiğini oluşturacağımız parametreler seçilerek ‘‘OK’’ denilir. Şekil 5.33., 5.34., 5.35., 5.36., 5.37., 5.38., 5.39., 5.40., 5.41.’ de en iyileme edilen parameterelerin değerlerine ait grafikler verilmiştir.



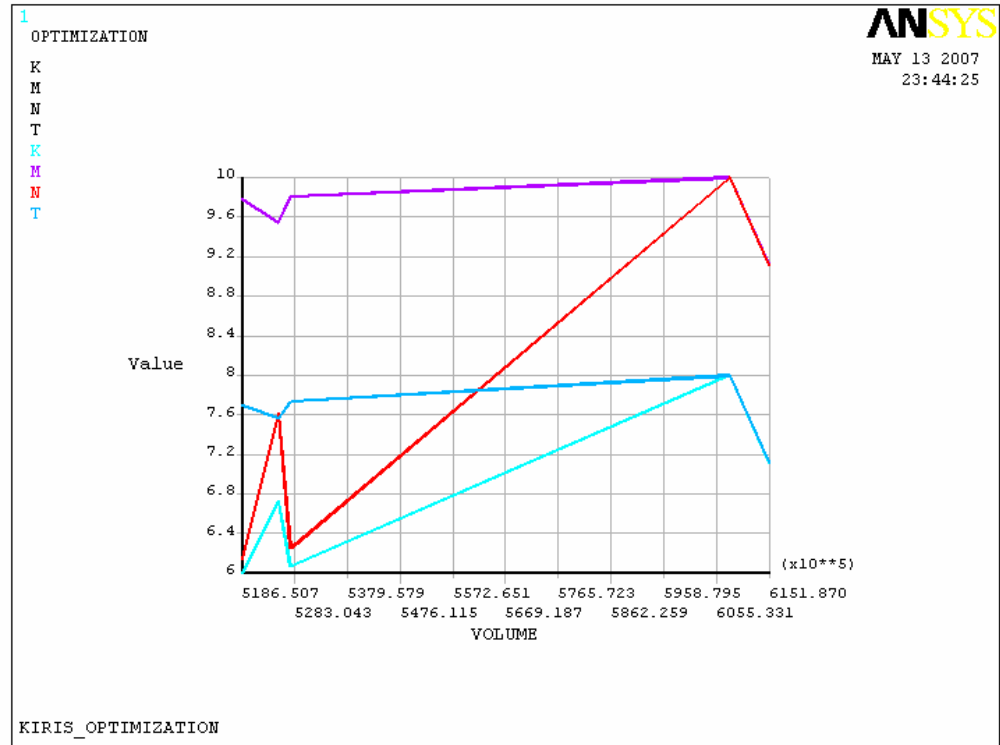
Şekil 5.33. HACİM - H,W Değişimi Grafiği.



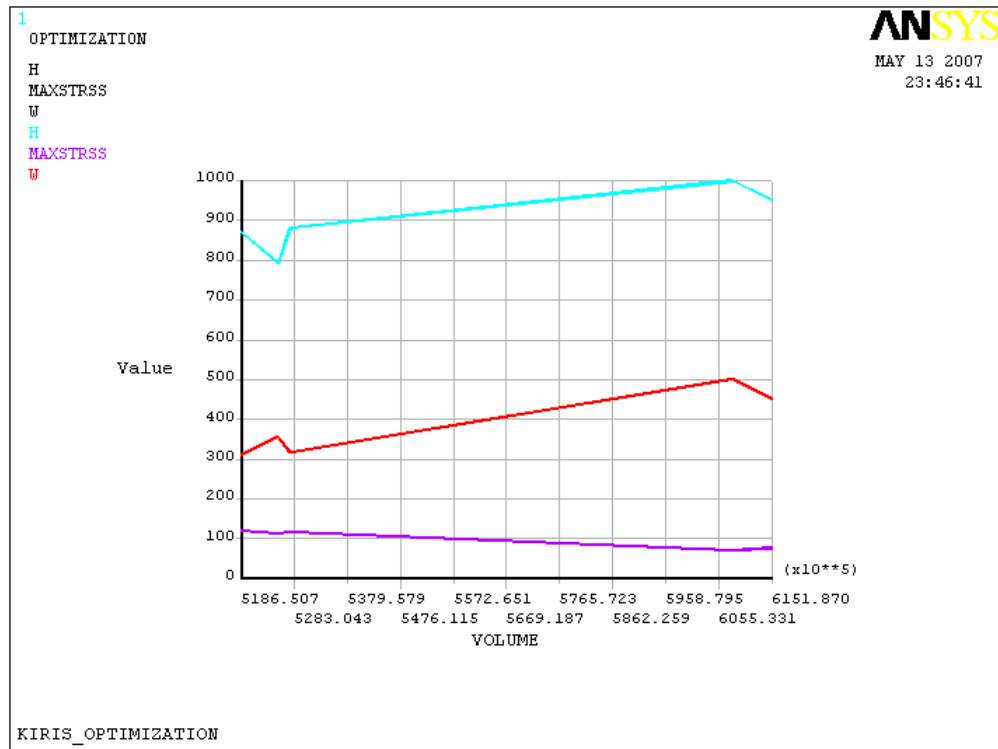
Şekil 5.34. İterasyon - H,W Değişimi Grafiği.



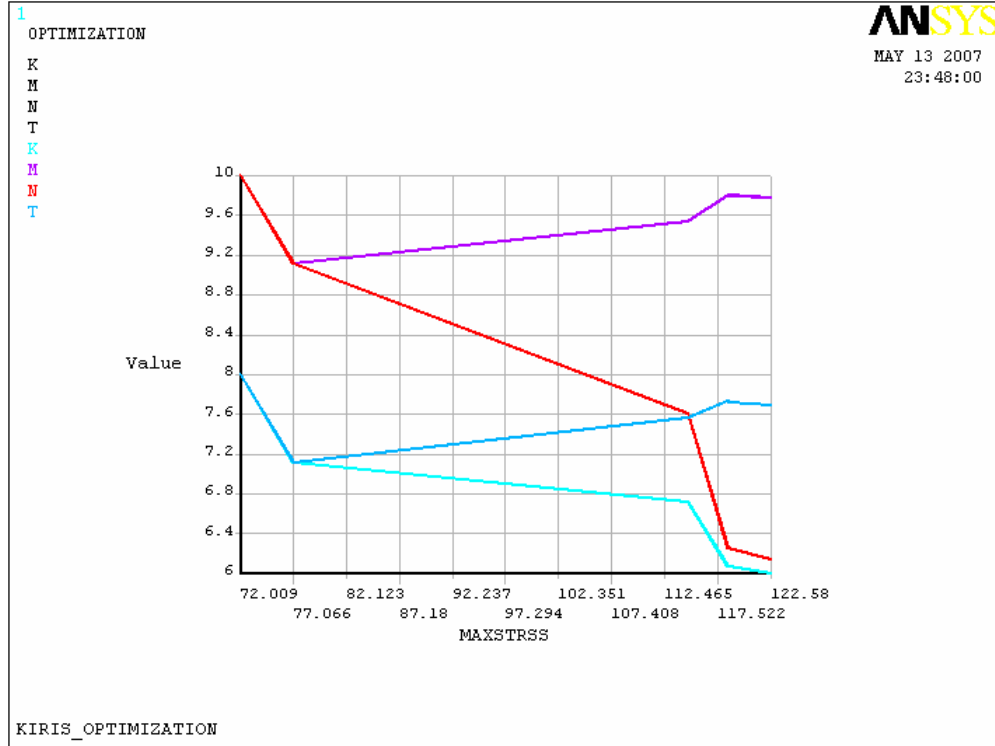
Şekil 5.35. İterasyon – T,K,M,N Değişimi Grafiği.



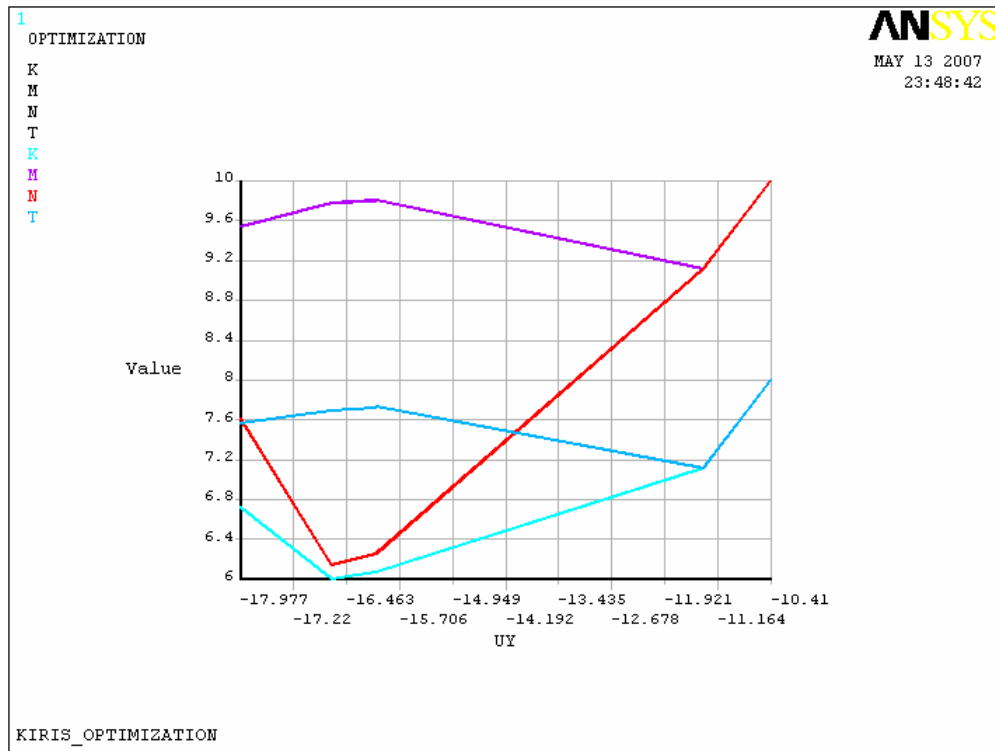
Şekil 5.36. HACİM – T,K,M,N Değişimi Grafiği.



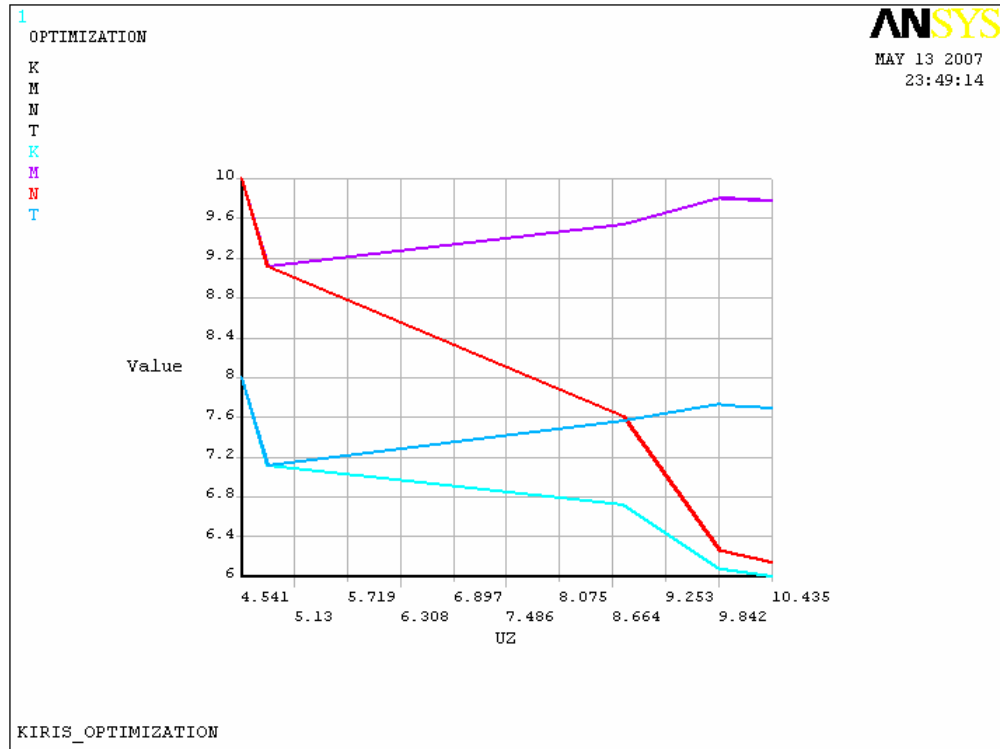
Şekil 5.37. HACİM – H,W Değişimi Grafiği.



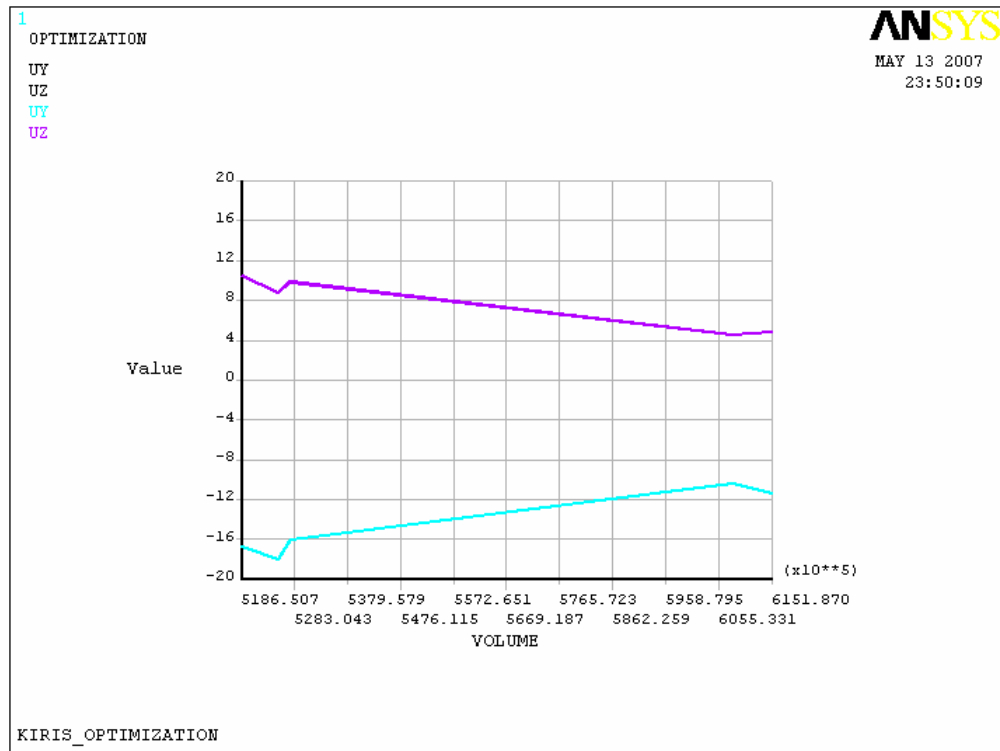
Şekil 5.38. GERİLME – T,K,M,N Değişimi Grafiği.



Şekil 5.39. DEFORMASYON (UY) – T,K,M,N Değişimi Grafiği.



Şekil 5.40. DEFORMASYON (UZ) – T,K,M,N Değişimi Grafiği.



Şekil 5.41. DEFORMASYON – SEHİM (UY VE UZ) Değişimi Grafiği.

7. EN İYİLEME SONRASI PORTAL VİNÇ ÇELİK YAPISININ STATİK SONLU ELEMENLAR ANALİZİ

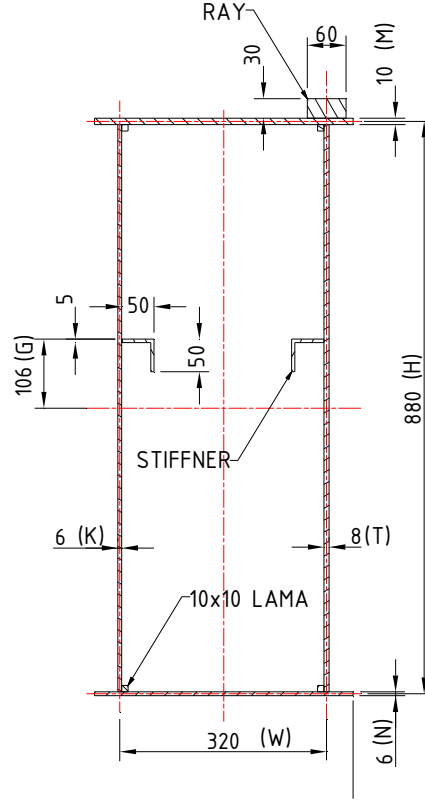
7.1. En İyileme Sonrası Elde Edilen Kiriş Kesitlerinin Katı Modele Aktarımı

En iyileme sonucu elde edilen değerler (bilhassa plaka kalınlıkları), pratikte uygulanabilir en yakın değerlere göre düzenlenir. Örneğin; En iyileme sonrası ray altı plaka kalınlığı 7,73 mm değeri elde edilmiştir. Bu kalınlıkta plaka piyasada bulunmamaktadır. Bu nedenle en yakın plaka kalınlığı olan 8 mm değeri seçilir. Yapılan bu düzenlemeler Tablo 7.1’ de verilmiştir.

Tablo 7.1. Seçilen Kesit Değerleri.

Tanım	Parametre	Değerler			(Birim)
		I.Durum	II.Durum	Seçilen	
Perde aralıkları	B	1,250	1,250	1,250	(mm)
Perde adedi	C	17	17	17	(mm)
Kutu kiriş flanş uzunluğu	D	40	40	40	(mm)
Sitifner – nötr eksen mesafesi	G	100	106.6	106	(mm)
Kutu kiriş kesit eksen yüksekliği	H	10,00	880	880	(mm)
Yan plaka kalınlığı	K	5	6	6	(mm)
Kutu kiriş eksen açıklığı	L	16,000	16,000	16,000	(mm)
Üst plaka kalınlığı	M	10	9.8	10	(mm)
Alt plaka kalınlığı	N	10	6.26	6	(mm)
Perde kalınlığı	R	5	5.64	6	(mm)
Ray altı yan plaka kalınlığı	T	5	7.73	8	(mm)
Kutu kiriş kesit eksen genişliği	W	500	318.5	320	(mm)
Ayak bağlantı eksen perde kalınlıkları	E	15	15.14	15	(mm)
	F	10	10.26	10	(mm)
	V	10	10.7	10	(mm)

Bölüm 4.1.2’ de oluşturulan ‘‘PORTA_KOMPLESI.iam’’ Autodesk Inventor yazılımını çalıştırılarak açılır. En iyileme sonrasında elde edilen kesit değerleri modelimize aktarılır (Şekil 7.1.). Yeni kesit değerlerine sahip ‘‘PORTAL_KOMPLESI.iam’’ modelimiz kaydedilir.



KİRİŞ KESİTİ (SON DURUM)

Şekil 7.1. En İyileme Sonrası Kiriş Kesiti (SON DURUM).

AnsysWorkbench yazılımı çalıştırılarak ‘‘PORTAL_KOMPLESI.dsdb’’ dosyası açılır. Şekil 4.9.c’ de gösterildiği gibi katı moleli ‘‘Geometry’’ menüsünden güncellenerek ‘‘Solve’’ denilerek analiz tekrar koşturulur.

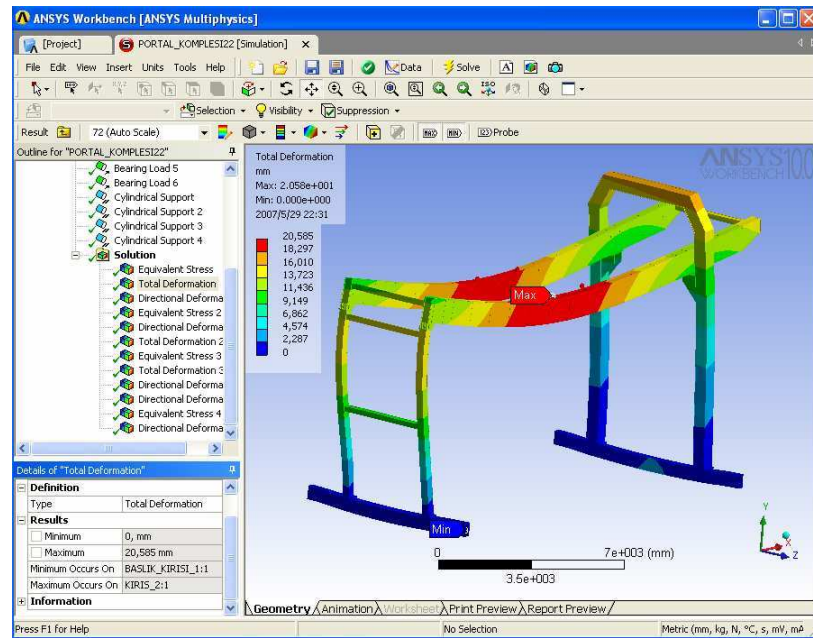
7.2. Statik Analiz Sonuçlarının Alınması

İkinci durum sonlu elemanlar modelimiz, 361,430 düğüm noktası ve 120,691 elementten oluşmaktadır. Tablo 7.2.' de statik analiz sonuçları verilmiştir.

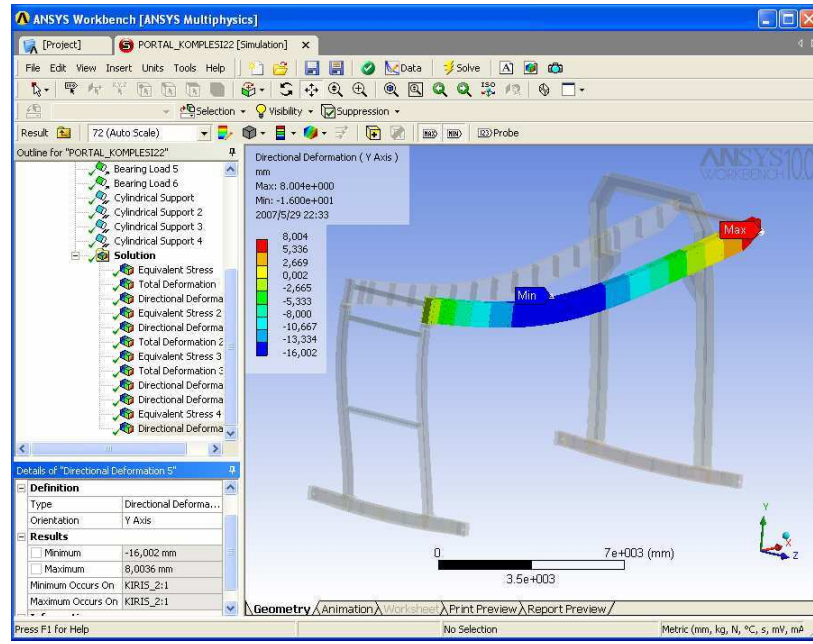
Tablo 7.2. Statik Analiz Sonuçları.

Tüm Yapıdaki Maksimum Gerilme	120 MPa
Tüm Yapıdaki Maksimum Deformasyon	20.6 mm
Tüm Yapının Düşeydeki Maksimum Deformasyon	16 mm
Kirişteki Maksimum Gerilme	120 MPa
Kirişin Düşeydeki Maksimum Deformasyonu	16 mm
Kirişin Yataydaki Maksimum Deformasyonu	7.6 mm

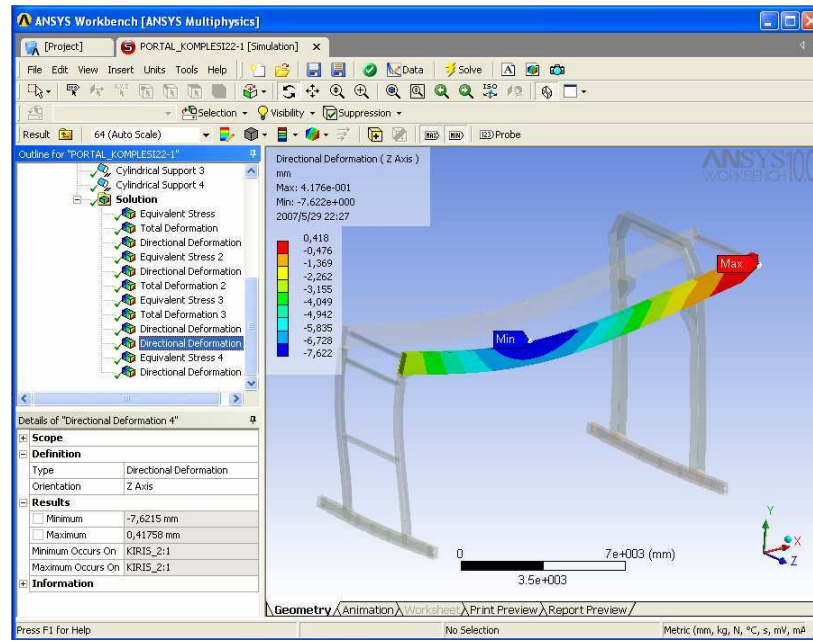
Analiz sonuçları Şekil 7.2., 7.3., 7.4., ve 7.5.'de verilmiştir.



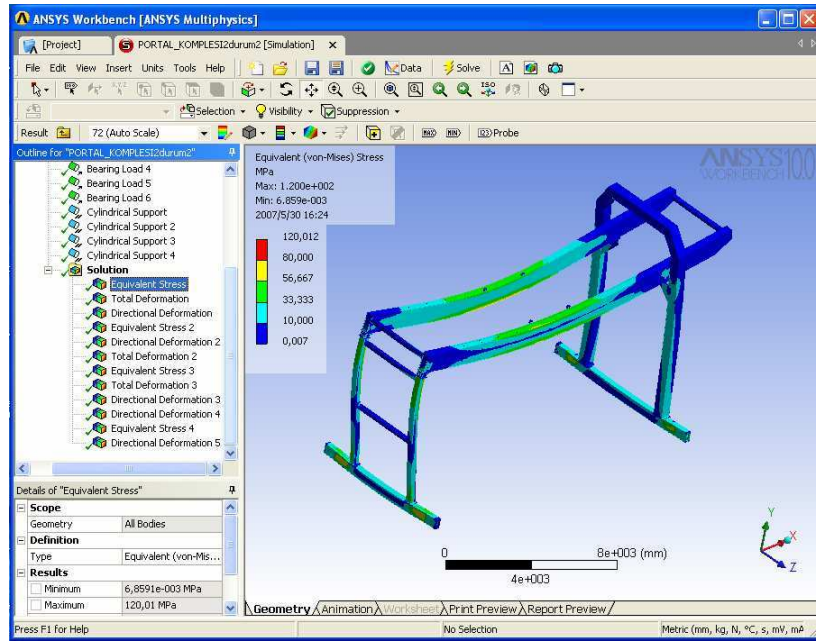
Şekil 7.2. Tüm Yapıdaki Toplam Deformasyon.



Şekil 7.3. Kirişin Düşeydeki Deformasyonu.

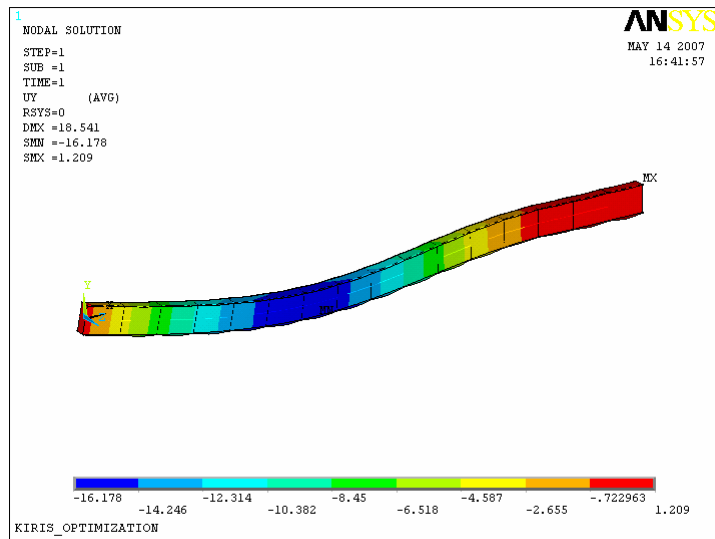


Şekil 7.4. Kirişin Yataydaki Deformasyonu.

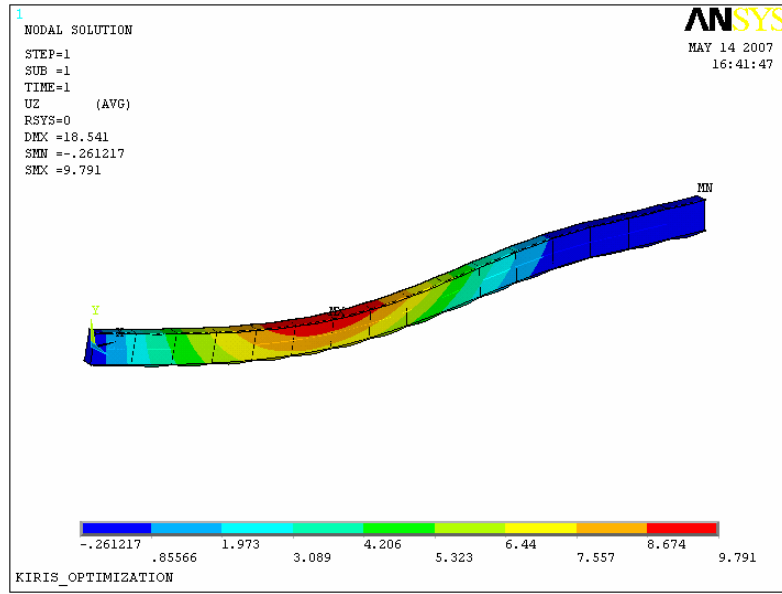


Şekil 7.5. Kirişteki Gerilme Değerleri.

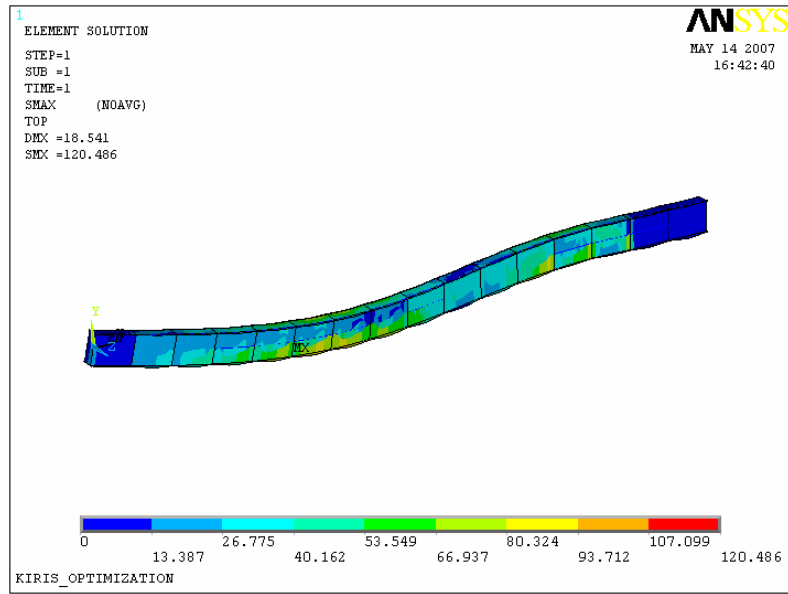
Tablo 7.1.' de verilen en iyileme sonrası temin edilebilir plaka kalınlıklarına ait seçilen kiriş kesitli yeni kirişin ANSYS sonlu elemanlar yazılımı ile statik sonlu elemanlar analiz sonuçları ise Şekil 7.6., 7.7., 7.8.' de görülmektedir.



Şekil 7.6. Kirişin Düşeydeki Deformasyonu.



Şekil 7.7. Kirişin Yataydaki Deformasyonu.



Şekil 7.8. Kirişin Gerilme Değerleri.

8. DEĞERLENDİRMELER

Yapılan tez çalışmasında transport makineleri, portal vinçlerin DIN (Deutsches Institut für Normung) ve FEM (Federation Europeenne de la Manutention)'e göre hesap esasları, en iyileme teknikleri, kutu kiriş, portal vinç yapısının sonlu elemanlar yöntemiyle statik analiz ve kutu kiriş ağırlık en iyilemesi konuları incelenmiştir.

Kirişler, portal vinçlerin çelik yapı ağırlığı olarak tüm yapı ağırlığının yaklaşık %50'sini oluşturmaktadır. Bu nedenle kirişlerde yapılacak olan ağırlık en iyilemesi, maliyetleri düşürerek işletmenin rekabet gücünü arttıracaktır. Tez çalışmasına konu edilen ve statik sonlu elemanlar analizleriyle birlikte kirişlerine ait ağırlık en iyilemesinin yapıldığı portal vinç, KM KÜMSAN A.Ş tarafından imal edilen bir portal vinçtir. Yapılan tüm hesaplamalar ilgili DIN ve FEM hesap esaslarına göre yapılmıştır.,

Bu çalışmada; portal vinç ve kiriş yapısının katı modellenmesinde bilgisayar destekli tasarım yazılımı olan (CAD) Autodesk Inventor 10, sonlu elemanlar modelinin oluşturulması, statik analizlerinin ve ağırlık en iyilemesinin yapılmasında ANSYS 10 ve ANSYS Workbench 10 sonlu elemanlar yazılımı kullanılmıştır.

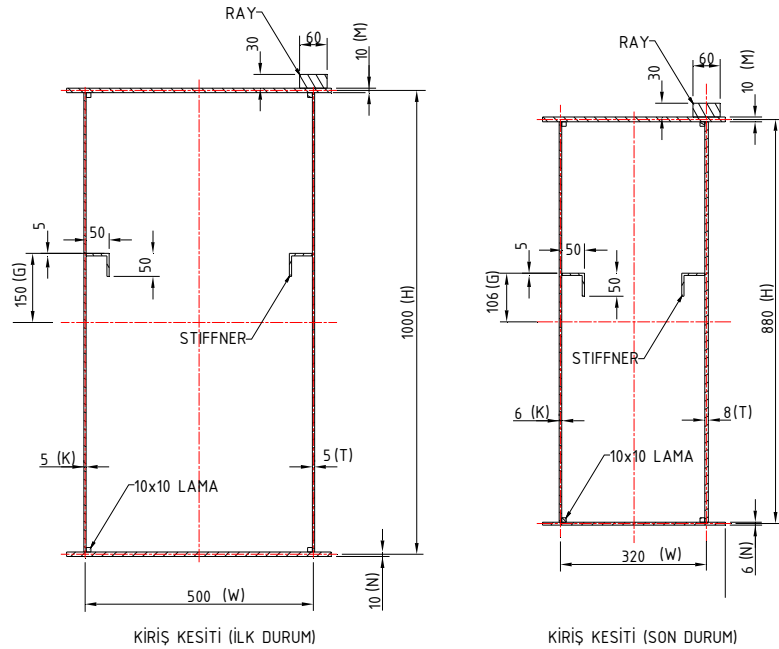
Sonlu elemanlar yöntemi günümüz mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılan ileri yöntemlerden birisidir. Bu çalışmada sonlu elemanlar yönteminin teorisi detaylı olarak incelenmiştir. Kiriş ve portal vinç yapısının gerilme ve deformasyon değerleri sonlu elemanlar yöntemi ile bulunmuştur.

ANSYS yazılımı kullanılarak yapılan kirişin sonlu elemanlar analizinde ‘‘SHELL63’’ elemanı kullanılarak ‘‘Quadrilateral shape-free’’ ağ yapısı ile yapılmıştır. İlk durum kirişin sonlu elemanlar modeli 2,825 düğüm noktası (nodes) ve 2,448 elementten (elements) oluşmaktadır. İkinci durum kirişin sonlu elemanlar modeli ise 2,825 düğüm noktası (nodes) ve 2,448 elementten (elements) oluşmaktadır. Kiriş analizlerinin sonuçları düğüm noktaları çözümü (NODAL SOLUTION) ve elemansal çözüm (ELEMENT SOLUTION) olarak alınmıştır.

ANSYS Workbench yazılımı kullanılarak yapılan portal vince ait ilk durum yapının sonlu elemanlar analizinde “Triangles” ağ yapısı yapılmıştır. İlk durum portal vinç sonlu elemanlar modeli 246,691 düğüm noktası (nodes) ve 122,137 elementten (elements) oluşmaktadır. İkinci durum yapının sonlu elemanlar modeli 246,691 düğüm noktası (nodes) ve 122,137 elementten (elements) oluşmaktadır.

Kirişin ağırlık en iyilemesi çalışmasında 10 iterasyon, 11 seriden oluşarak, 7. seri en iyi seri (BEST SET) olarak bulunmuştur. Amaç fonksiyonunun elde edilmesinde kullanılan dizayn değişkenlerinin ve durum değişkenlerinin saptanmasında imal edilebilirlik, ilgili DIN ve FEM esaslarına uyulmuştur.

Bu tez çalışmasıyla yukarıda verilen portal vince ait kirişin ilk kesit değerlerinden, ağırlık en iyilemesi yapılarak ikinci kesit değerleri elde edilmiştir. Yeni kesit değerlerindeki kirişin maksimum gerilme değeri 120.47 MPa, düşeydeki deformasyonu 16.18 mm, yataydaki deformasyonu 9.79 mm’ dir. Bu değerler ilgili DIN ve FEM hesaplama esasları içerisindedir.



Şekil 8.1. Kirişin İlk ve En İyileme Sonrası Elde Edilen Kesit Değerleri.

Yapılan tez çalışması sonucu elde edilen kiriş ağırlığındaki iyileştirme aşağıdaki tabloda görüldüğü üzere her bir kirişte 629 kg.' dır. Bu değer toplam kiriş ağırlığının %13.2' sine denk gelmektedir. Portal vinç 2 adet kiriş ihtiva ettiği için tüm yapıda kazanılan ağırlık 1,258 kg.' dır.

Tablo 8.1. İlk ve En İyileme Sonrası Elde Edilen Parametre Değerleri.

Tanım	Parametre	Değerler			(Birim)
		I.Durum	II.Durum	Seçilen	
Perde aralıkları	B	1,250	1,250	1,250	(mm)
Perde adedi	C	17	17	17	(mm)
Kutu kiriş flanş uzunluğu	D	40	40	40	(mm)
Sitifner – nötr eksen mesafesi	G	100	106.6	106	(mm)
Kutu kiriş kesit eksen yüksekliği	H	1,000	880	880	(mm)
Yan plaka kalınlığı	K	5	6	6	(mm)
Kutu kiriş eksen açıklığı	L	16,000	16,000	16,000	(mm)
Üst plaka kalınlığı	M	10	9.8	10	(mm)
Alt plaka kalınlığı	N	10	6.26	6	(mm)
Perde kalınlığı	R	5	5.64	6	(mm)
Ray altı yan plaka kalınlığı	T	5	7.73	8	(mm)
Kutu kiriş kesit eksen genişliği	W	500	318.5	320	(mm)
Ayak bağlantı eksen perdesi kalınlıkları	E	15	15.14	15	(mm)
	F	10	10.26	10	(mm)
	V	10	10.7	10	(mm)
Düşeydeki mak. deformasyon	UY	10.4	16	16.18	(mm)
Yataydaki mak. deformasyon	UZ	4.54	9.86	9,79	(mm)
Maksimum gerilme değeri	MAXSTRS	72	118.5	120.47	(MPa)
Hacim	VOLUME	608,000,000	527,753,607	527,852,000	(mm ³)
Ağırlık		4,773	4,143	4,144	(Kg)
Bir kirişte kazanılan ağırlık				629	(Kg)
İyileştirme oranı				%13.2	
Tüm yapıda kazanılan ağırlık				1,258	(Kg)

Bu iyileştirme kutu kiriş maliyetlerini düşüreceğinden imalatçının karlılık oranını ve rekabet gücünü arttıracaktır.

9. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan tez çalışmasın da sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak modellenen ve lineer statik analizleri yapılan kutu kirişin ağırlık en iyilemesi yapılmıştır. Kutu kiriş ağırlıkları, amaçlanan şekilde hafifletilmiştir, maliyetleri düşürülmüştür.

İleride yapılacak olan benzer çalışmalarda;

Kullanılan yöntem ve teknikler örnek alınabilir,

Tüm portal vinç çelik yapısı (ayaklar ve başlıkları da içeren) en iyileme çalışması yapılabilir,

Analizler ve en iyileme çalışmaları super bilgisayarlarda yapılarak, toplam süre azaltılabilir,

Kutu kirişin mevcut mesnet noktaları, sonlu elemanlar modeline birebir aktarılabilir,

Daha kısa sürede sonuca ulaşmak için girdi dosyası üzerinden çalışılabilir,

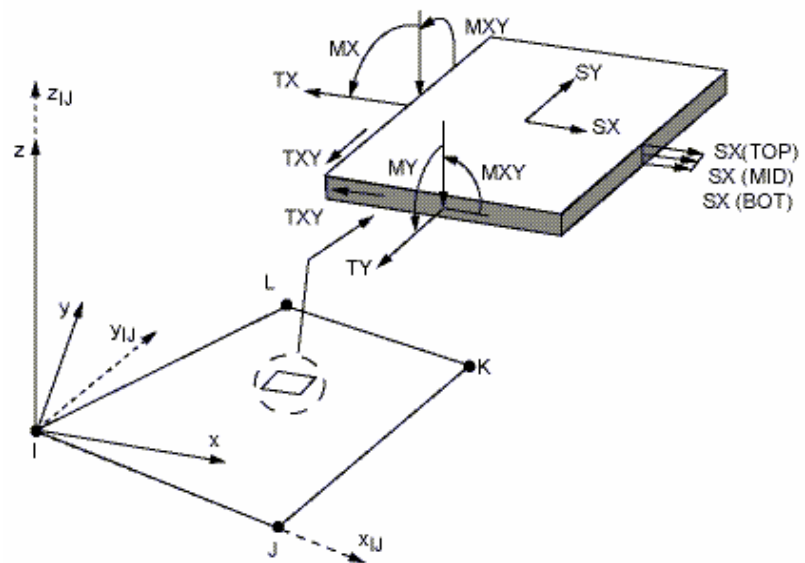
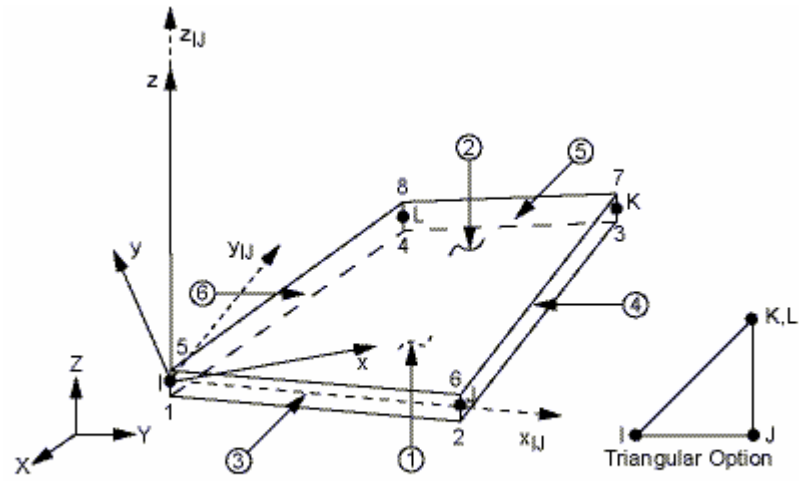
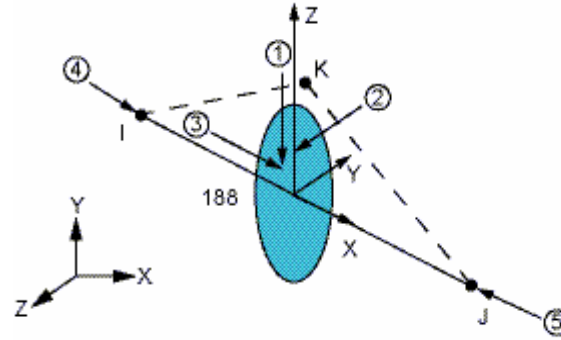
KAYNAKLAR

- [1] İmrak C Erdem, Gerdemeli İsmail, Transport Tekniği, İTÜ.
- [2] F.E.M., 1998. Rules For The Design Of Hoisting Appliances, Booklet 1 Federation europeenne de la Manutention.
- [3] Kutay M.G., 1993. Gezerköprü Vinç Dolu Kiriş Hesapları, Almanya.
- [4] DIN-15018 T1, 1993. Krane grundsätze für stahltragwerke berechnung, Deutsche Norm, Germany.
- [5] Çınar A., 1989, Bilgisayarla Köprülü Vinçlerde Optimum Kiriş Hesabı, Yıldız Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [6] Aklın Ç., 2004, Kren Köprülerinin Katı Modellenmesi ve Sonlu Elemanlar Metodu ile Analizi, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [7] Erdik A., 2006, Portal Kren Gövdesinin Sonlu Elemanlarla Modellenmesi ve Statik Gerilme Analizi, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [8] Beer G. and Watson J.O., 1994. Introduction to Finite and Boundary Element Method for Engineers, John Wiley.
- [9] Gerdemeli İsmail, Transport Tekniğinde İleri Konular, İTÜ.
- [10] Knight C.E., 1993. The finite element method in mechanical design, PWS-KENT Publishing Company, Boston.
- [11] Noboru, 1986. Finite element methods in mechanics, Cambridge Univ.Press.
- [12] Moaveni Saeed, 1999. Finite element analysis, Mūmesota State Univ., Mankato.

- [13] Huebner K. H., 1974. Stress Analysis and Much More, Machine Design, January 1974.
- [14] Akin J.E., 1994. Finite Element Analysis and Design, Academic Press Limited, London.
- [15] Haftka R.T., Gürdal Z. And Kamat M.P.,1990. Elements of Structural Optimization Kluwer Academic Publishers, London.
- [16] Arora Jasbir S., 2004. Introduction to Optimum Design, Elsevier Academic Pres, Iowa.
- [17] Lam Dennis, Ang T. Cheon, Chiew S. Ping, çeviri Fidan Erdemir, 2005. çelik Yapılar: Sınır Değer Teorisine Dönük Tasarım, Bileşim Yayıncılık, İstanbul.
- [18] Spyrakos Constantine C., Raftoyiannis John, 1997. Finite Element Analysis in Engineering Practice, Pittsburgh, PA.
- [19] Demirsoy M., 1982. Kaldırma Makinelari, Dokuz Eylül Üniv., İzmir.
- [20] University of Alberta - ANSYS Tutorials.
- [21] ANSYS, ANSYSWorkbench 10.0 Documentation.

EKLER

Ek 1. Beam188 ve Shell63 Geometrisi.



ÖZGEÇMİŞ

Temel ERDÖL, 1979 yılında Trabzon’ da doğdu. İlköğretimini 1991 yılında, orta öğrenimini 1993 yılında Çayırova İlköğretim Okulu’ nda tamamladı. 1993 – 1997 yılları arasında STFA Anadolu Teknik Lisesi’ nde lise eğitimine devam etti. 1998 yılında girdiği Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Talaşlı İmalat Öğretmenliği bölümünden 2002 yılında mezun oldu. Aynı yıl Özdörtler Hidrolik Makine San. ve Tic.Ltd. Şti.’ nde ‘Tasarım Görevlisi’ olarak çalışmaya başladı. 2003 yılında G.Y.T.E. , Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Tasarım ve İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı’ nda yüksek lisans yapmaya hak kazandı. 2005 yılında girdiği K-M KÜMSAN MAK. SAN. ve TİC. A.Ş., Mühendislik Departmanı’ nda ‘Proje Mühendisi’ olarak çalışma hayatına devam etmektedir.