

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ZİNCİRLERİN SINIR ELEMANLAR VE SONLU
ELEMANLAR YÖNTEMLERİYLE GERİLME
ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. M. Koray KESİKÇİ**

**Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Programı : KONSTRÜKSİYON**

MAYIS 2003

**ZİNCİRLERİN SINIR ELEMANLAR VE SONLU
ELEMANLAR YÖNTEMLERİYLE GERİLME
ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. M. Koray KESİKÇİ
(503001200)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 Nisan 2003
Tezin Savunulduğu Tarih : 26 Mayıs 2003

Tez Danışmanı : Y. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ
Diğer Jüri Üyeleri Doç. Dr. Erdem İMRAK
Y. Doç. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ

MAYIS 2003

ÖNSÖZ

Sınır elemanları metodu, diğerlerine yöntemlere göre çok yeni olmasına rağmen fiziksel ve matematiksel problemlerin çözümünde kullanılan bir teknik olarak literatürde yerini almıştır. Sınır elemanları metodunun kullanım alanı gün geçtikçe genişlemekte ve en büyük rakibi olarak görülen sonlu elemanlar metodunu her alanda zorlamaktadır. Bu metodun doğru ve uygun kullanılmasıyla büyük zaman ve para kazancı sağlanmaktadır.

Ancak, bu yöntemin fiziksel problemlere, özellikle de transport tekniği sistem ve problemlerine uygulanması konusunda literatürde önemli bir boşluk bulunmaktadır. Bu çalışma, bu eksiğin giderilmesine katkıda bulunmak amacı ile gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada, transport tekniğinde en çok kullanılan elemanlardan olan zincir baklası bilgisayarda modellenmiş ve üzerinde sınır elemanları analizleri gerçekleştirilerek zincir baklasının mekanik davranışı ve sınır elemanları metodu incelenmiştir. Ayrıca, aynı inceleme sonlu elemanlar metodu kullanılarak tekrarlanmış ve böylece sınır elemanları metodunu en büyük rakibi kabul edilen sonlu elemanlar yöntemi ile kıyaslamak mümkün olmuştur.

Öncelikle bu çalışmayı yapabilme aşamasına gelmemi sağlayan aileme, daha sonra zincir baklası analizlerini yapmakta bana yardımcı olan arkadaşlarım Mak. Müh. Murat KARADENİZ ve Mak. Y. Müh. Aydın ÇİL'e ve İTÜ Makina Fakültesi araştırma görevlilerinden Mak. Y. Müh. Hakan ERSOY'a; ayrıca çalışmamın düzenlenmesinde katkıda bulunan, ismini saymadığım herkese teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Bu çalışmanın hazırlanması aşamaları boyunca beni yönlendiren ve benden yardımlarını ve desteklerini esirgemeyen değerli hocalarım Doç. Dr. Erdem İMRAK'a ve danışmanım Y. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ'ye saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2003

Mak. Müh. M. Koray KESİKÇİ

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	vi
TABLO LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	viii
SEMBOL LİSTESİ	x
ÖZET	xiv
SUMMARY	xv
1. GİRİŞ	1
2. ZİNCİRLER VE TEKNİK ÖZELLİKLERİ	5
2.1. Giriş	5
2.1.1. Zincirlerin Kullanılma Alanları	5
2.1.2. Zincir Tipleri	5
2.1.2.1. Yuvarlak Halkalı Zincirler	5
2.1.2.2. Zincirlerin Mukavemet Kontrolü	7
2.1.3. Lamelli (Mafsallı) Zincirler	7
2.1.3.1. Lamelli Zincirlerin Özellikleri	8
2.2. Zincir Mekanizmasına Etkiyen Kuvvetler	9
2.2.1. Çevre Kuvveti	10
2.2.2. Ek Kuvvetler	10
2.2.3. Ön Gerilme Kuvveti	11
2.2.4. Merkezkaç Kuvvet	12
2.2.5. Zincir Titreşimlerinden Oluşan (Poligon Etkisi) Kuvvetler	13
2.2.6. Darbe Kuvveti	13
2.3. Zincir Mekanizmasının Verimi	14
2.3.1. Mafsal Sürtünmesi	15
2.3.2. Bakla Kayıpları	16
2.3.3. Darbe Kayıpları	16
2.3.4. Yataklama Kayıpları	17
2.3.5. Boşta Çalışma Kayıpları	17
2.4. Zincir Mekanizmasının Mukavemet Kontrolü	17
2.4.1. İç Baklalarda I – I Kesitindeki Çekme Gerilmesi	18
2.4.2. Pernodaki Eğilme Gerilmesi	18
2.4.3. Pernodaki Kesme Gerilmesi	19
2.4.4. Makara veya Burç ile Diş Arasındaki Hertz Basıncı	19

2.4.5. Mafsalda Yüzey Basıncı	20
2.4.6. Mafsal Aşınması	20
2.5. Zincir Mekanizmasının Boyutlandırılması	20
2.5.1. Makaralı Zincirlerin Seçim Esasları	20
2.5.2. Mekanizmanın Boyutlandırılması	21
2.5.2.1. Diyagram Gücünün Hesabı	22
2.5.2.2. Yağlama Sisteminin Seçimi	23
2.5.2.3. Zincirin Uzunluğunun Hesabı	23
2.5.2.4. İletilecek Gücün Kontrolü	25
2.5.3. Yük Taşıma Kabiliyetinin Kontrolü	27
2.6. Zincir Baklası Analizleri	28
3. PALETLİ KONVEYÖRLERDE ZİNCİR BAKLASININ MODELİNİN OLUŞTURULMASI	31
3.1. Paletli Konveyörler	31
3.2. Zincir Çekme Kuvvetinin Belirlenmesi	32
3.3. Analizi Yapılacak Konveyör Zincirinin Boyutlandırılması	35
3.3.1. Konveyörün Ana Parametreleri	35
3.3.2. Yürüyen Metre Başına Yükler	36
3.3.3. Çekme Zincirlerinin Seçimi	37
4. SINIR ELEMANLARI METODU	39
4.1. Giriş	29
4.2. Sınır Elemanları Metodunun Tarihsel Gelişimi	42
4.3. Sınır Elemanları Metodunun Esasları	42
4.4. Sınır Elemanları Metodunun Matematiksel İfadesi	45
5. SINIR VE SONLU ELEMANLAR METODLARININ KARŞILAŞTIRILMASI	48
5.1. Sonlu Elemanlar Metodu	48
5.2. Sınır Elemanları Yönteminin Üstünlükleri	49
5.3. Sınır Elemanları Yönteminin Sakıncaları	51
5.4. Yöntemlerin Yapılmış Araştırmalar Üzerinde Karşılaştırılması	52
5.5. Sınır Elemanları ve Sonlu Elemanlar Yöntemlerinin Birlikte Kullanılması	54
6. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE ZİNCİR BAKLASINDA GERİLME ANALİZİ	57
6.1. ANSYS® Analiz Programı	57
6.2. Zincir Baklasının ANSYS® Programı Kullanılarak Gerilme Analizi	58
6.2.1. Zincir Baklasının Ağlara Bölünmesi	59
6.2.2. Zincir Baklasının Malzemesi	60
6.2.3. Zincir Baklasına Uygulanan Kuvvetler	61
6.2.4. Zincir Baklasının Mesnetlenmesi	61
6.3. Gerilme Analizinin Sonuçları	62
6.4. I-DEAS® Analiz Programı	70
6.5. Zincir Baklasının I-DEAS® ile Gerilme Analizi	70

6.5.1. I-DEAS® Programı ile Zincir Baklasının Ağlara Bölünmesi	71
6.5.2. Zincir Baklasına Uygulanan Kuvvetler	75
6.5.3. Zincir Baklasının Mesnetlenmesi	75
6.6. I-DEAS® ile Gerilme Analizinin Sonuçları	76
7. SINIR ELEMANLARI YÖNTEMİYLE ZİNCİR BAKLASINDA GERİLME ANALİZİ	82
7.1. BEASY® Analiz Programı	82
7.1.1. BEASY® Mekanik Tasarım Modülü	84
7.2. BEASY® Paket Programıyla Zincir Baklasının Gerilme Analizi	86
7.2.1. BEASY® Programı ile Zincir Baklasının Ağlara Bölünmesi	86
7.2.2. Zincir Baklasında İç Noktalar Oluşturulması	88
7.2.3. Zincir Baklasının Mesnetlenmesi	89
7.2.4. Zincir Baklasına Uygulanan Kuvvetler	90
7.3. Gerilme Analizinin Sonuçları	90
8. GERİLME ANALİZLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI VE DEĞERLENDİRME	102
8.1. Gerilme Analizlerinin Değerlendirilmesi ve Optimizasyon	102
8.2. ANSYS® ve I-DEAS® Gerilme Analizi Karşılaştırılması	103
8.3. Sınır Elemanları Metodu ve Sonlu Elemanlar Metodunun Karşılaştırılması	105
KAYNAKLAR	111
EK A. BEASY® Programının Grafikselleştirilmesi	114
ÖZGEÇMİŞ	117

KISALTMALAR

CAD	: Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
ISBE	: The International Society for Boundary Elements (Uluslararası Sınır Elemanları Derneği)

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Dairesel kesitli halkalı, kalibreli zincirlerden DIN 766 ya göre örnekler.....	6
Tablo 2.2. Lamelli zincirler için geometrik değerler.....	8
Tablo 2.3. f_1 için tavsiye edilen değerler.....	11
Tablo 2.4. Darbe kuvveti F_D [N] hesaplamalarına ait örnek.....	14
Tablo 2.5. Makaralı zincir malzemeleri ve emniyet gerilmeleri.....	18
Tablo 2.6. Standart şartlar için mafsal yüzey basıncı.....	19
Tablo 2.7. f_2 diş sayısı faktörü.....	23
Tablo 2.8. f_3 faktörü.....	25
Tablo 2.9. f_a eksenler arası mesafe faktörü.....	26
Tablo 2.10. f_K zincir tipi faktörü.....	26
Tablo 2.11. f_Y yağlama faktörü.....	26
Tablo 2.12. Makaralı zincir mafsallarında P_{em} emniyet değerleri.....	28
Tablo 2.13. Yüzey basıncının farklı olması halinde ömür tablosu.....	28
Tablo 3.1. Flanşlı ve baklavalı çelik paletli konveyörler için A katsayısı.....	33
Tablo 3.2. Burçlu makaralı zincirler için w' katsayısı.....	33
Tablo 3.3. Konveyörün çalışma koşulları.....	34
Tablo 3.4. Paletli konveyörler için ingirgenmiş sürtünme katsayısı μ ve yuvarlanma sürtünmesi katsayısı k değerleri.....	34
Tablo 3.5. S_{teor} hesabındaki C katsayısı.....	34
Tablo 6.1. Zincir baklasının gerilme analizinin sonuçları.....	62
Tablo 7.1. İki boyutlu eleman tipleri.....	88

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	: Sınır elemanlar ve sonlu elemanlar analizlerinin zamansal olarak kıyaslanması.....	3
Şekil 2.1	: Yuvarlak halkalı çelik zincirler.....	6
Şekil 2.2	: Düz ve oyuk lamelli zincirler	8
Şekil 2.3	: Cremona planı	10
Şekil 2.4	: F_R merkezkaç kuvvetin teğetsel F_f bileşenleri.....	12
Şekil 2.5	: Sabit devir sayısı ile dönen zincir çarkında poligon etkisi.....	14
Şekil 2.6	: Zincir baklasının mafsallık etrafındaki salınım hareketinde sürtünme yolu.....	15
Şekil 2.7	: Bakladaki zorlanmalar.....	18
Şekil 2.8	: DIN 8187 ye göre makaralı zincirlerin güç-devir sayısı diyagramları... ..	22
Şekil 2.9	: DIN 8188 e göre makaralı zincirlerin güç-devir sayısı diyagramları.....	23
Şekil 2.10	: Yağlama metodlarının uygulama alanları	24
Şekil 2.11	: Zincir baklasındaki kritik kesitlerdeki sabit gerilme dağılımları	29
Şekil 2.12	: Gerilme dağılımları için kalınlık formlarının süperpozisyonu.....	29
Şekil 2.13	: Üç tip baklada artık gerilmelerin $\theta=0^\circ$ değeri için gerilme ile değişimi	30
Şekil 3.1	: Paletli konveyörlerin geometrisi	31
Şekil 3.2	: Tasarlanan paletli konveyörün şeması	35
Şekil 3.3	: Konveyörlerde genişlik	36
Şekil 3.4	: Kullanacağımız paletli konveyörün çekme elemanı olan zincir ve boyutları	38
Şekil 4.1	: Sınır elemanları ve sonlu elemanlar yöntemleri kullanılarak bir türbin kanadının analizi	40
Şekil 4.2	: Farklı tipteki sınır elemanları	47
Şekil 5.1	: Ankastre delikli levha probleminin sonlu elemanlar ve sınır elemanlar yöntemi ile modellenmesi	50
Şekil 5.2	: Çeşitli yöntemlere göre cidar (jant) kalınlık faktörü	52
Şekil 5.3	: Dairesel delikli plakanın şekil değiştirme dağılımının karşılaştırılması	53
Şekil 5.4	: Temas durumunda olan iki silindirin; modellenmesi ve sınır elemanları ve analitik yöntemlerle elde edilen sonuçların karşılaştırılması	53
Şekil 5.5	: Sınır elemanları ve sonlu elemanlar yöntemleri arasında bağıntı kuran çözüm alanı	55
Şekil 6.1	: ANSYS® ana penceresi	58
Şekil 6.2	: ANSYS® programına girilen zincir baklası katı modeli	59
Şekil 6.3	: Zincir baklasının sonlu eleman ağlarıyla ayrıştırılması	60
Şekil 6.4	: Kullanılan eleman “solid 95”	60
Şekil 6.5	: Zincir baklasına uygulanan kuvvetler	61
Şekil 6.6	: Zincir baklasının mesnetlenme durumu	62
Şekil 6.7	: 40 mm – 180° lik baklanın gerilme dağılımı.....	63
Şekil 6.8	: Aynı bakla için deformasyon durumu	63
Şekil 6.9	: 40 mm lik mesnetleme durumu için gerilme değerleri.....	64
Şekil 6.10	: 30 mm lik mesnetleme durumu için gerilme değerleri.....	64
Şekil 6.11	: 20 mm lik mesnetleme durumu için gerilme değerleri.....	64
Şekil 6.12	: 40 mm lik mesnetleme durumu için yer değiştirme değerleri.....	65
Şekil 6.13	: 30 mm lik mesnetleme durumu için yer değiştirme değerleri.....	65
Şekil 6.14	: 20 mm lik mesnetleme durumu için yer değiştirme değerleri.....	65
Şekil 6.15	: Mesnetleme düzleminde ortaya çıkan gerilme dağılımları	67
Şekil 6.16	: Maksimum gerilme bölgesi	68
Şekil 6.17	: Mesnetleme durumu 3	68

Şekil 6.18 : Zincir baklasının önden görünüşünün sol üst detayı (2. mesnetleme durumu için).....	69
Şekil 6.19 : Zincir baklasının önden görünüşünün sol üst detayı (3. mesnetleme durumu için).....	69
Şekil 6.20 : I-DEAS® ana penceresinde zincir baklası.....	71
Şekil 6.21 : Zincir baklasının katı modeli.....	71
Şekil 6.22 : Zincir baklasının sonlu eleman ağlarıyla ayrıştırılması	72
Şekil 6.23 : I-DEAS® programında eleman tipleri	72
Şekil 6.24 : I-DEAS® programındaki eleman tiplerinin sınıflandırılması.....	73
Şekil 6.25 : Katı – parabolik tetrahedral eleman	74
Şekil 6.26 : Zincir baklasına uygulanılan kuvvetler	75
Şekil 6.27 : Zincir baklasının mesnetlenme durumu	76
Şekil 6.28 : Yapılan analizlerde elde edilen gerilme değerleri.....	76
Şekil 6.29 : Yapılan analizlerde elde edilen yer değiştirme değerleri	77
Şekil 6.30 : 180° lik baklanın gerilme dağılımı	77
Şekil 6.31 : Mesnetleme bölgesinde ortaya çıkan gerilme dağılımları.....	79
Şekil 6.32 : Maksimum ve minimum gerilme bölgeleri	79
Şekil 6.33 : Bakladaki yük taşıyan kesitler.....	80
Şekil 6.34 : 360° lik yükleme durumunda kuvvet akış yolları.....	81
Şekil 7.1 : BEASY® analiz programı.....	83
Şekil 7.2 : BEASY® menülerinden örnekler	84
Şekil 7.3 : BEASY® programının bir menüsü	86
Şekil 7.4 : BEASY® programına girilen iki boyutlu zincir baklası	86
Şekil 7.5 : Zincir baklasının sınır elemanları ağlarıyla ayrıştırılması.....	87
Şekil 7.6 : Zincir baklası üzerinde oluşturulan iç noktalar	89
Şekil 7.7 : Zincir baklasının mesnetlenme durumu	89
Şekil 7.8 : Zincir baklasına kuvvet uygulanması.....	90
Şekil 7.9 : Zincir baklasının analiz sonuçları (gerilme).....	91
Şekil 7.10 : Zincir baklasının analiz sonuçları (yer değiştirme).....	91
Şekil 7.11 : Bakladaki gerilme dağılımı	92
Şekil 7.12 : Baklanın deformasyonu.....	93
Şekil 7.13 : Bakladaki gerilme dağılımları	94
Şekil 7.14 : Pim deliği sınırlarındaki elemanlar	95
Şekil 7.15 : Minimum gerilme bölgeleri	95
Şekil 7.16 : Bakla üzerindeki deformasyon dağılımları	96
Şekil 7.17 : Tüm bakla boyunca ağ noktalarının deformasyon sonuçları.....	97
Şekil 7.18 : Maksimum deformasyon bölgesindeki eleman deformasyonları.....	98
Şekil 7.19 : 90° lik yüklemeye maruz bakladaki gerilme dağılımı.....	99
Şekil 7.20 : Daha ince ağ yapısı için gerilme dağılımları.....	100
Şekil 7.21 : Daha ince ağ yapısı için deformasyon dağılımları	100
Şekil 8.1 : Zincir baklasında optimizasyon.....	103
Şekil 8.2 : Sonlu elemanlar analizlerinde baklaya kuvvet uygulanması	104
Şekil 8.3 : Bakla üzerindeki gerilme dağılımları	105
Şekil 8.4 : Sınır elemanları metodunda kuvvet akış çizgileri	108
Şekil 8.5 : Zincir baklası sistemi.....	109
Şekil A.1 : Eleman sonuçları (pim deliğinin etrafında).....	115
Şekil A.2 : Tüm bakla boyunca eleman sonuçları	116
Şekil A.3 : Tüm bakla boyunca düğüm noktaları sonuçları	117

SEMBOL LİSTESİ

a	: Dişli eksenleri arası uzaklık
A_p	: Perno kesit alanı
b	: Halka eni
B	: Diş genişliği / Paletli konveyör genişliği
b_z	: Çarkın diş genişliği
C	: Konveyörler için direnç artış katsayısı
C₂	: Konveyörler için düzeltme katsayısı
d	: Nominal kalınlık / Çap
d₁	: Makara çapı
d_f	: Çark diş dibi çapı
d_k	: Çark diş üstü çapı
d_o	: Zincir çarkı taksimat dairesi çapı
d_p	: Perno çapı
E	: Young modülü
f	: Konveyörler için kayma sürtünme katsayısı
f₁	: İşletme faktörü
f₂	: Diş sayısı faktörü
f_a	: Eksenler arası mesafe faktörü
F_D	: Darbe kuvveti
F_d	: Dinamik çekme kuvveti
F_f	: Merkezkaç kuvvet
f_F	: Zincir form faktörü
f_h	: Ömür faktörü
F_i	: Konveyörler için malzeme kesiti
f_K	: Zincir tip faktörü
F_K	: Zincirin kopma mukavemeti
F_L	: Boyuna kuvvet
f_L	: Ömür faktörü
f_m	: Mil faktörü
F_{max}	: Toplam çekme kuvveti
F_{ön}	: Ön gerilme kuvveti
F_p	: Poligon etkisinden oluşan kuvvet

F_R	: Merkezkaç kuvvet
F_t	: Çevre kuvveti (teğetsel kuvvet)
f_Y	: Yağlama faktörü
F_z	: Reaksiyon kuvveti (normal kuvvet)
F_γ	: Gergin koldaki toplam çekme kuvveti
G	: Taşınan veya iletilen parça ağırlığı
h	: Konveyör flanş yüksekliği
i	: Çevrim oranı
k	: Konveyörler için yuvarlanma sürtünmesi katsayısı
K	: Zincir dişlileri dirençleri
K'	: Konveyör düzensiz besleme katsayısı
N	: Motor gücü
n_j	: Birim yüzey dış normali
P	: Güç
p, t	: Zincir (halka) adımı
p_b	: Çarkın taksimat dairesi üzerinde ölçülen hatvesi
P_D	: Diyagram gücü
P_{em}	: Mafsal emniyet değeri
P_{ez}	: Mafsal basıncı
P_{ez.em}	: Mafsal emniyet basıncı
P_H	: Hertz basıncı
P_{H.em}	: Hertz emniyet basıncı
P_K	: Toplam kayıp güç
P_{K0}	: Boşta çalışma kayıpları
P_{KD}	: Darbe kayıpları
P_{KS}	: Sürtünme kayıpları
P_{KSM}	: Mafsal sürtünmesi kayıpları
P_{KSX}	: Zincirle çark arasındaki sürtünme kayıpları
P_{KY}	: Yataklama kayıpları
P_p	: Perno basıncı
q	: Birim ağırlık
Q	: Konveyör kapasitesi
r₁	: Diş dibi yarıçapı
s	: Çevresel sürtünme yolu

S	: Statik kopma emniyeti
S'	: Kollardaki çekme kuvveti
S_D	: Dinamik kopma emniyeti
T	: Döndürme momenti
t_i	: Gerilme vektörü
v	: Hız / Zincir çevre hızı
w	: Açısal hız
w'	: Konveyörler için sürtünme katsayısı
W₁	: Sürtünme işi
W_d, W_b	: Konveyörler için dirençler
W_e	: Eğilme mukavemet momenti
X	: Zincir bakla uzunluğu
X_o	: Hesaplanan bakla adedi
Y_j	: Geometri faktörü
z	: Diş sayısı
z₁, z₂	: Çarkların diş adedi
z_b	: Sarılma açısına karşılık gelen diş sayısı
Z_{bak}	: Bakla adedi
Z_{max}	: Konveyörün teorik kapasitesi
[c]	: Bilinen katsayılar vektörü
[K]	: Katılık matrisi
[x]	: Bilinmeyen değerler vektörü
[y]	: Bilinen değerler vektörü
α	: Sarılma açısı
Γ₁	: Orta yüzey sınırı
Γ_B	: Sınır elemanları metodu sınırı
Γ_f	: Sonlu elemanlar metodu sınırı
γ	: Profil açısı
η	: Verim
η_{KD}	: Darbe kayıpları verimi
η_{SM}	: Mafsal verimi
η_g	: Aktarma düzeni verimi
μ	: Sürtünme katsayısı
ν	: Poisson oranı

$\sigma_{\text{çek}}, \sigma_{\text{ç}}$	: Çekme gerilmesi
$\sigma_{\text{ç.em}}$	: Çekme emniyet gerilmesi
$\sigma_{\text{eğ}}, \sigma_{\text{e}}$	: Eğilme gerilmesi
$\sigma_{\text{e.em}}$	: Eğilme emniyet gerilmesi
τ	: Kesme gerilmesi
τ_{em}	: Kesme emniyet gerilmesi
φ	: Şev açısı
ψ	: Konveyörler için yükleme verimi
Ω_B	: Sınır elemanları metodu bölgesi
Ω_f	: Sonlu elemanlar metodu bölgesi

ZİNCİRLERİN SINIR ELEMANLAR VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMLERİYLE GERİLME ANALİZİ

ÖZET

Birçok mühendislik problemi modern sayısal yöntemler ve bu yöntemleri kullanarak işlem yapan bilgisayar programları kullanılarak, kabul edilebilir yakınlıkta çözülebilir. Fiziksel ve matematiksel problemlerin çözümünde kullanılan tekniklerin en bilinenleri sonlu farklar metodu, sonlu elemanlar metodu ve sınır elemanları metodudur.

Bu çalışmada, sonlu elemanlar metodu ve göreceli olarak çok yeni olan ve halen de gelişmekte olan sınır elemanları metodu incelenmiş ve transport sistemlerinde kullanılan zincir baklasına bu yöntemler uygulanarak, zincir baklasının gerilme analizleri yapılmıştır.

Çalışmada zincir baklasının gerilme analizi yapılabilmesi için öncelikle zincirler, zincir mekanizmalarına etkileyen kuvvetler ve zincir mekanizmalarının boyutlandırılması genel olarak tanıtılmıştır. Ayrıca literatürde ele alınmış zincir problemleri özetlenmiştir.

Sınır elemanları metodu geniş olarak örneklerle tanıtılmış ve metodun matematiksel prensibi açıklandıktan sonra sınır elemanları metodu uygulanmış problemlere yer verilmiştir.

Çalışmada sınır elemanları metodu ile sonlu elemanlar metodu, teorik olarak ve örnekler üzerinde karşılaştırılarak iki metodun birbirlerine olan üstünlükleri sunulmuştur. Farklı üstünlüklere sahip olan bu iki metodun birlikte de kullanılabileceği gösterilmiştir.

Gerilme analizi yapılacak zincir baklasını seçmek, boyutlarını ve baklaya etkileyen yükleri belirlemek amacıyla; paletli konveyörler tanıtılmış ve 60 m uzunluğundaki bir paletli konveyörün çekme elemanı olarak kullanılan zincirin hesabı yapılmıştır. Böylece gerçek bir transport sisteminde kullanılan standart bir zincir baklasının seçilmesi mümkün olmuştur.

Zincir baklasının analizi öncelikle sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılmıştır. Sonlu elemanlar metodu uygulamasında ANSYS® ve I-DEAS® programları kullanılmıştır. Daha sonra analiz sınır elemanlar metodu kullanılarak yapılmıştır. Sınır elemanları analizi için BEASY® programı kullanılmıştır.

Sonuçta transport sistemlerinde kullanılan standart zincir baklalarının çekme yükü karşısında mekanik davranışları değerlendirilmiş, bakla üzerindeki maksimum ve minimum gerilme ile deformasyon bölgeleri incelenmiştir.

Sayısal yöntemlerin yaygın kullanılanlarından olan sınır elemanları ve sonlu elemanlar metodlarının birbirlerine olan üstünlükleri yapılan gerilme analizleri esas alınarak uygulamalı olarak incelenenmiş ve zincir baklasının farklı yöntemlerle yapılan gerilme analizi sonuçları karşılaştırılarak bu iki metodun birbirlerine karşı olan avantajları ve ortak noktaları gösterilmiştir.

THE STRESS ANALYSIS OF THE CHAINS BY USING BOUNDARY AND FINITE ELEMENT METHODS

SUMMARY

Many engineering problems can be solved within an acceptable accuracy by modern numerical methods and computer programs which process the algorithms based on these methods. The techniques which are widely used to solve physical ve mathematical problems are the finite difference method, the finite element method and the boundary element method.

This study deals with the finite element method and the boundary element method which is newer and has still being developed. Stress analysis of the chain link which is commonly used in materials handling equipments is tackled with by using these methods.

In the study, chains, the forces acting on the chain mechanisms and the dimensioning of the chain mechanisms are clarified briefly to make the stress analyse of the chain link possible. Also the chain problems which have been studied so far in the literature are summarized.

A comprehensive introduction of the boundary element method is presented with some supplementary examples. After clarifying the mathematical principals of the method, the problems which have been solved by the boundary element method are also investigated in the thesis.

The boundary element method is compared to the finite element method. From the theoretical point of view their advantages and disadvantages are emphasized and the results of some examples solved by using both methods are discussed to make this comparison clear in order to uderstand. It is also shown that these two methods can be used together to get a solution to some engineering problems.

For the purpose of selecting the chain link to which stress analysis can be applied and determining the dimensions and the loads which act on the link, apron conveyers are introduced. Then the chain which works as a tractive element in an apron conveyer is calculated. Thus it is shown how to select a standard chain link used in a real materials handling equipment.

The stress analysis of the chain link is carried out by using both the finite element method and the boundary element method. The ANSYS[®] and the I-DEAS[®] programs have been employed in the finite element analysis and the BEASY[®] software has been used to perform the boundary element analysis.

In the end, mechanical behaviours of the standard chain links that the traction force is applied to can be evaluated. The regions of maximum and minimum stresses and displacements may be investigated.

The advantages of the boundary element method and the finite element method which are widely known as numerical methods are studied considering the stress analysis which is performed in the thesis. By means of comparing the results which are obtained by applying both methods to the problem given, the superiorities and the common points of the methods are realized.

1. GİRİŞ

Sayısal yöntemlerin temel prensibi, problemin fiziksel büyüklükleri çok küçük bölgeler için incelenmesidir. Bu şekilde gerçek yapının davranışı, birbirine bağlı küçük bölgelerde oluşturulan denklemler ile incelenebilmektedir. Yapıyı küçük parçalara bölerek ve bu parçaları birleştiren bağları oluşturarak, fiziksel büyüklüklerin yapı içindeki değişimi yeterli hassasiyetle hesaplanabilir. [1]

Karmaşık bir problemin yerine eşdeğer ancak daha basit bir problem konularak çözüme gidilmesi fikri yüzyıllar öncesine dayanmaktadır. Eski matematikçiler, bir çemberin çevre uzunluğunun bulunması problemini etrafına poligon çizerek çözmüşlerdir [2]. Poligonun köşe sayısı ne kadar artırılırsa, sonuca o kadar yaklaşılmaktadır. Ancak bu teknikler kullanılarak elde edilecek sonuç, gerçek problemin yerine başka bir problem yerleştirildiği için yaklaşıktır. Mevcut matematiksel yöntemler ve bilgisayar programları yardımıyla kullanılan sayısal teknikler ile hemen her problemde tatmin edici yaklaşıklıkta sonuçlar elde etmek mümkündür.

Sınır elemanları metodu, genel olarak daha çok bilinen yöntemler olan sonlu elemanlar metodu ve sonlu farklar metodu gibi ve mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılan bir methodur. Ancak sınır elemanları metodu, yaygın kullanılan ve bu nedenle de en büyük rakibi kabul edilen sonlu elemanlar metoduna göre göreceli olarak yeni bir teknik olduğundan, bu teknik kullanılarak yapılmış çalışmalar yok denecek kadar azdır. Ancak bu yeni tekniği inceleyen ve sınır elemanları metodunun matematiksel ifadelerini araştıran ve ortaya koyan çalışmalar yeterince olgunlaşmışlardır.

Sınır elemanları metodunu konu alan ilk kitap 1978 yılında yayımlanmış ve aynı yıl bu konuyla ilgili ilk konferans düzenlenmiştir. Hess ve Smith [3], bu yeni metodun öncüleri olarak bilinmektedirler. Harrington ve arkadaşları elektrik mühendisliği problemlerine çözüm getiren çalışmalar yapmışlardır. [4] 1978 yılından beri Brebbia ve arkadaşları çalışmalarıyla, sınır elemanları metodu, sonlu elemanlar ve sonlu farklar gibi sayısal tekniklerle alakalı ve o tekniklere yakın görülmüştür. [5]

Sınır elemanları metodunun kullanımda yaygınlaşmasıyla birlikte, dünyadaki tüm sınır elemanları metodu kullanan araştırmacılar için, neredeyse 10 yıl kadar önce Uluslararası Sınır Elemanları Derneği (The International Society for Boundary

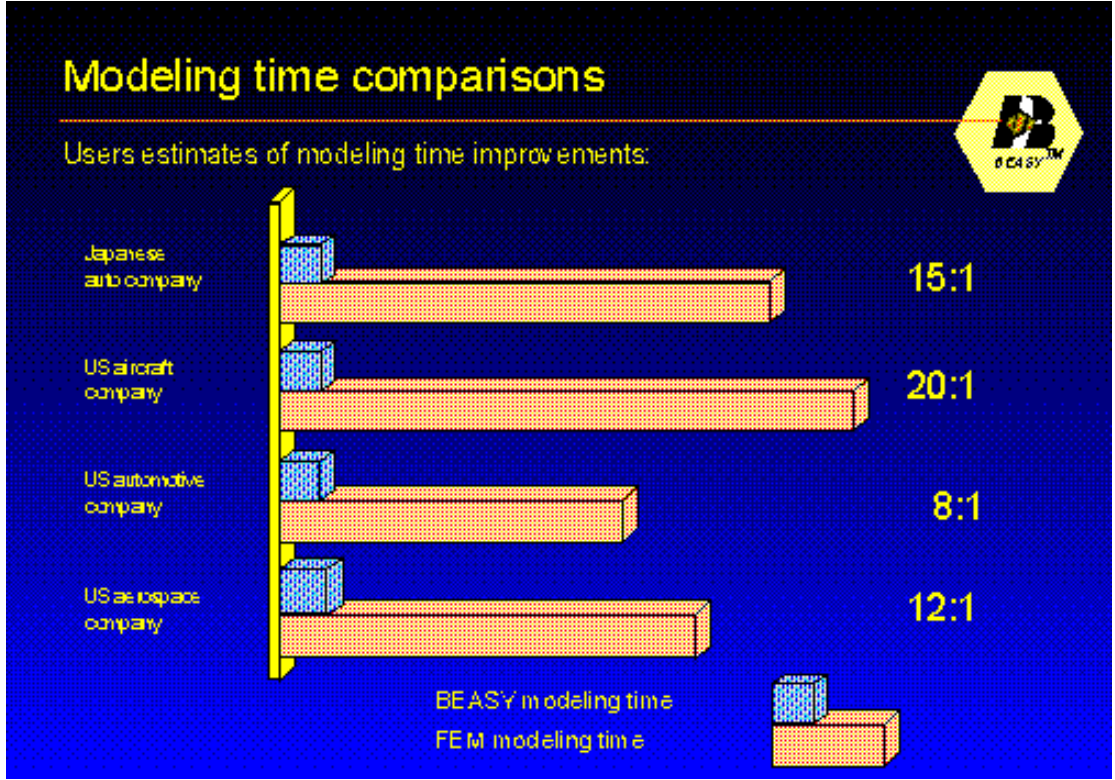
Elements – ISBE) bile kurulmuştur. Dernek araştırmacılar için kaynak sağlamakta, uluslararası toplantılar ve yayınlar hakkında bilgi vermekte ve sınır elemanları cemiyeti hakkında genel bilgileri duyurmaktadır. Dernek ayrıca dünya çapında sınır elemanları yöntemi ile ilgili bilimsel ve teknik bilgiler vermektedir. Ayrıca her yıl sınır elemanları metodu hakkında uluslararası konferansın ve sınır elemanları teknolojinin hakkında uluslararası konferansın düzenlenmesi dernek tarafından yapılmaktadır. [6]

Sonlu elemanlar yöntemine benzer bir teknik ise yakın zamanda Courant tarafından 1943 te ilk kez ortaya atılmıştır. [7] Bu yöntemde, üçgensel bölgeler üzerinde parçasal sürekli fonksiyonlar tanımlanmaktadır. Bugün bilinen anlamıyla sonlu elemanlar metodu ise, 1956 yılında Turner, Clough, Martin ve Topp tarafından sunulmuştur. [8] Bu çalışmada, perçin bağlantılı profil ve üçgensel iç gerilmeli tabaka şeklindeki sonlu elemanların bir uçağın analizinde kullanımı ele alınmıştır. Bu çalışmanın, sonlu elemanlar metodunun gelişmesine en önemli katkılardan birini gerçekleştirdiği kabul edilmektedir. İlk olarak Przemieniecki'nin kitabında sonlu elemanlar metodunun gerilme analizi problemlerine uygulanması gösterilmiştir. [9] Zienkiewicz ve Cheung ise bu yöntemin geniş olarak uygulanmasını göstermiş ve tüm alan problemlerine uygulanabilirliğini ortaya koymuştur. [10]

Sınır elemanları metodunu diğer yöntemlerden ayıran en büyük fark, bu yöntemin yalnızca ilgilenilen alanın sınırlarının ayrıştırılması ve incelenmesidir. Bu yöntem, problemin geometrisinden dolayı oluşabilecek gerilme yığılmalarını ve deformasyonları hassas bir şekilde ve çok az bir zamanda hesap edebilmektedir. Şekil 1.1 de farkı endüstri dallarında sonlu elemanlar ve sınır elemanları yöntemleri kullanılarak yapılan analizler zamansal olarak kıyaslanmaktadır. [11]

Sonlu elemanlar yöntemi bir çok mühendislik uygulamalarında yetersiz ve uygulanamaz olduğu görüldüğü ve daha da önemlisi sonlu elemanlar yönteminin, bilgisayar destekli mühendislik sistemlerinin çözmekte zorlanacağı bir çok uygulama için elverişsiz olduğu bir metot olarak göze çarpmasından dolayı yeni bir metoda gereksinim duyulmuştur. Ayrıca sonlu elemanlar yönteminin, incelenen parça ve alandaki ağlarının tanımlanmasında göreceli olarak yavaş olduğu anlaşılmaktadır.

Sınır elemanları yönteminin geleceği, onun özellikle tasarım aracı olarak pratik yapan mühendisler tarafından kabullenilmesine ve kullanılmasına bağlıdır. Bu metodu geliştirenler ise matematiksel kavramlar üzerinde durmak yerine, metodu kullanım açısından kolay yapan kodlamalar yazarak ve metodun temellerini mühendislik anlamında anlatarak mühendisler tarafından kolay ulaşılabilir bir duruma getirme eğiliminde olmalıdırlar.



Şekil 1.1 Sınır elemanlar ve sonlu elemanlar analizlerinin zamansal olarak kıyaslanması

Bu çalışmada esas olarak sınır elemanları metodu kullanılarak gerilme analizi yapılmak üzere, sanayinin her dalında, özellikle yürüyen merdivenler ve bantlarda çekme ve tahrik elemanı olarak geniş kullanıma alanlarına sahip olan zincirler ele alınacaktır. Zincirler, özellikle transport tekniğinde en çok kullanılan elemanların başında gelmektedir. Ayrıca sanayide yük sarma ve tutma amacıyla da kullanılmaktadırlar.

Abdulaliyev ve Toprak' ın ortak çalışmasında zincir baklasının pim deliğinin etrafındaki gerilmeleri matematiksel olarak hesaplamışlar ve uniform gerilme dağılımı için zincir formunu ortaya atmışlardır [12]. Arslan ve Kaman' ın çalışmasında, çapraz takviyeli çelik-termoplastik kompozitinden imal edilmiş rulolu manşonlu zincir baklalarının gerilme analizi, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır [13]. 1992 yılında Özel ve Belevi, dişli zincir baklalarının elastik-plastik gerilme analizini dişli zincir geometrisine göre araştırmışlar [14] ve 1994 yılında ise dişli zincirlerin dayanımının artık gerilmelerle artırılmasını incelemişlerdir. [15]

Çok eski zamanlardan beri bir çok uygulama için kullanılan zincirler hakkında literatürde çalışmalar bulunmaktadır. [16,17] Ancak her türlü hesabı, boyutları ve geometrisi standart olan zincirlerin, sınır elemanları yöntemiyle gerilme analizini konu alan bu çalışma literatürde bir ilk olarak göze çarpmaktadır. Bu nedenle, bu

Çalışma aynı zamanda sınır elemanları metodunun sonlu elemanlar metodu ile karşılaştırılmasını sağlaması bakımından önemlidir.

Zincir baklasının gerilme analizinin yapılabilmesi amacıyla ilk olarak zincirler, zincir mekanizmalarına etkiyen kuvvetler ve zincir mekanizmalarının boyutlandırılması genel açıdan tanıtılacaktır.

2. ZİNCİRLER VE TEKNİK ÖZELLİKLERİ

2.1. Giriş

Zincirler, kaldırma makinalarında çelik tel halatlara nazaran yük kaldırma elemanı olarak daha nadir kullanılırlar; fakat sürekli taşıyıcılarda (konveyörlerde), yürüyen merdiven ve bantlarda çeki ve tahrik elemanı olarak oldukça geniş kullanma alanları vardır. Ayrıca sanayide yük sarma ve tutma amacıyla kullanılan zincirler de vardır.

2.1.1. Zincirlerin Kullanılma Alanları

Zincirler, yük sarma ve tutma zincirleri dışında, küçük vinçlerde ve palangalarda kullanılmaktadır. Ayrıca, tahrik zinciri olarak ve sürekli taşıyıcılarda çeki elemanı olarak ta kullanılırlar.

Kaldırma ve taşıma makinalarında, iki tür zincir kullanılır. Bunlar bağlama zincirleri ve yük ve tahrik zincirleridir. [18]

2.1.2. Zincir Tipleri

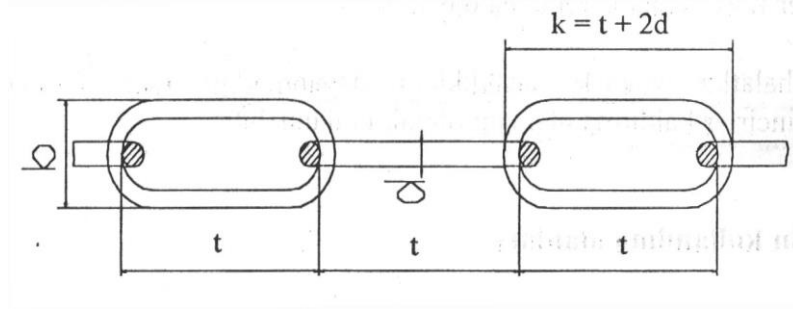
Kaldırma ve taşıma makinalarında kullanılan zincirler yapı ve şekil itibariyle iki gruba ayrılırlar:

Dairesel kesitli (yuvarlak) halkalı zincirler

Lamelli zincirler

2.1.2.1. Yuvarlak Halkalı Zincirler

Yuvarlak halkalı zincirler, DIN 685 normunda kalibreli ve kalibresiz olmak üzere temelde iki kısma ayrılırlar. Zincirler U formuna getirilmiş dairel kesitli çubukların elektrik ark kaynağı ile, halkaların büyük olması halinde çelik döküm ile imal edilirler. Şekil 2.1 de yuvarlak halkalı çelik zincirler görülmektedir.



Şekil 2.1 Yuvarlak halkalı çelik zincirler

Kalibreli zincirler

Kalibreli zincirlerde, zincir halkalarının tam ölçüsünde yapılmasıyla, zincir halkalarına uygun yuvalar açılmış olan zincir makaraları üzerinde çalışmaları sağlanmış olur. Bu nedenle kalibreli zincirler; yük zinciri, tahrik zinciri veya caraskal (sonsuz vida mekanizmalı, genellikle el zinciri ile tahrik edilen zincirli basit palanga) zinciri olarak kullanılırlar. Kalibreli zincirler DIN 5684 normunda kalitesine göre (5,6,8) olarak verilmiştir.

Kalibresiz zincirler

Kalibresiz zincir ise halkaları tam ölçülerinde imal edilmediğinden sadece yük bağlama elemanı olarak kullanılırlar. Zincir ek yerleri el kaynağı ile yapılabilir. Kalibresiz zincirler DIN 5684 normunda kalitesine göre (5,6,8) olarak verilmiştir.

DIN 766 da standartlaştırılan zincirler; kalibreli ve kalibresiz olarak verilmiştir.

d: Nominal kalınlık (halka kesit çapı)

b: Halka eni (oval halkanın dıştan dışa enine ölçüsü)

t: Halka adımıdır. (oval halkanın içten içe en büyük boyunun ölçüsü)

Tablo 2.1 de dairesel kesitli halkalı, kalibreli zincirlerden DIN 766 ya göre örnekler mevcuttur. [19]

Tablo 2.1 Dairesel kesitli halkalı, kalibreli zincirlerden DIN 766 ya göre örnekler

d	t	Tolerans	b	Uzunluk toleransı	Faydalı yük (daN)	Deney yükü (daN)	Min. Kopma yükü (daN)	Ağırlık (kg/m)
6	18	± 0,5	20	± 1,5 – 0,5	350	700	1400	0,75
10	28	± 0,6	34	± 2,5 – 0,8	1000	2000	4000	1,35
16	45	± 1,0	54	± 3,8 – 1,3	2500	5000	10000	5,80
20	56	± 1,5	67	± 3,8 – 1,3	4000	8000	16000	9,00
30	84	± 2,0	101	± 6,5 – 2,2	8500	17500	34000	20,00

2.1.2.2. Zincirlerin Mukavemet Kontrolü

Zincir halkaları, çekmeye ve eğilmeye zorlanır. Eğilme gerilmesi ihmal edilirse, sadece çekme gerilmesi göz önüne alınarak, zincir halka çapı d hesaplanır.

$$\sigma_{\text{çek}} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (2.1)$$

$$d = \sqrt{\frac{2F}{\sigma_{em}\pi}} = 0,8 \sqrt{\frac{F}{\sigma_{em}}} \quad (2.2)$$

Normal kalitede halkalı çelik zincirde, çekme emniyet gerilmesi 600 N/mm^2 alınır. Bu değer faydalı yükler yani zincirin normal taşıyabileceği yükler yuvarlatılarak hesaplanmıştır.

Zincir mukavemet denemelerinde aşırı yükleme için faydalı yükün 2 katı, minimum kopma yükünde de deneme yükünün 2 katı yani faydalı yükün 4 katı alınmıştır.

Zincir halkalarının diğer boyutları d çapına göre seçilir.

$$t = 2,8d \quad (2.3)$$

$$b = 3,4d \quad (2.4)$$

2.1.3. Lamelli (Mafsallı) Zincirler

Lamelli (mafsallı) zincir, lamel adı verilen St60 çeliğinden çeşitli şekillerdeki sac levhaların pimlerle (St50) mafsallı olarak birleştirilmesinden meydana gelir. Zincir ucunun diğer bir kısma bağlanması için lamel daha geniş yapılır. Lamelli zincirlerin en tanınmışlarından biri *Gall zincirleridir*. Yapı şekillerine göre lamelli zincirler yük zinciri ve tahrik zinciri olarak sınıflandırılırlar. [18]

Yük zinciri

Gall zinciri

Fleyer zinciri

Blok zinciri

Aralıklı lamelli zincir

Tahrik zinciri

Burçlu zincir

Sürgülü zincir

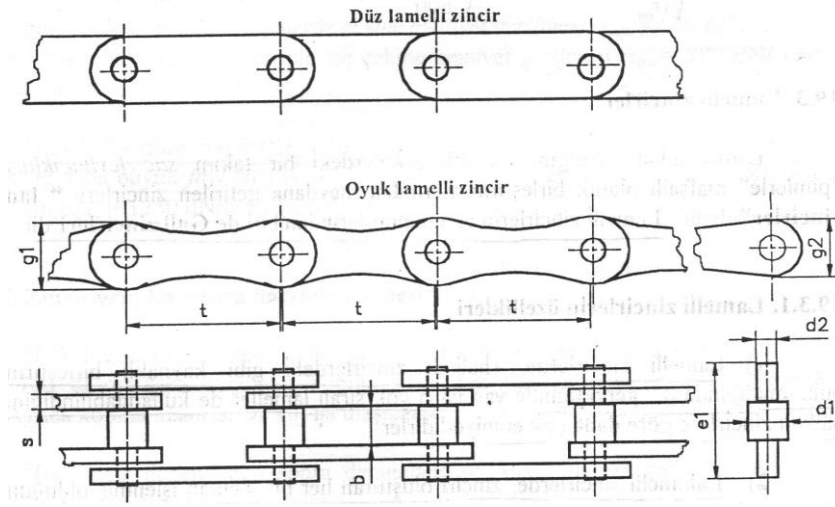
Makaralı zincir

Dişli zincir

Yük zinciri olarak kullanılan lamelli zincirlerin mafsalsal yüzeyi küçük olduğundan, bunlar 0,6 m/s den küçük hızlarda kullanılırlar.

Tahrik zinciri olarak kullanılan lamelli zincirlerin düzeltilmiş mafsalsal yüzeyi sayesinde, bunlar 40 m/s hız değerlerine rahatlıkla çıkabilirler.

Bu tip zincirlerde çok sıra lameller kullanılarak, kopmaya karşı mukavemet artırılır. Ayrıca, hafif konstrüksiyon elde edebilmek için; $t \leq 60$ mm olanlarda lamel orta kenarları oyulmuş kavisli olarak, $t > 60$ mm olanlarda ise lameller düz olarak imal edilirler. (t: zincir adımı) Şekil 2.2 de düz ve oyuk lamelli zincirler ve tablo 2.2 de lamelli zincirler için değerler verilmiştir. [19]



Şekil 2.2 Düz ve oyuk lamelli zincirler

Tablo 2.2 Lamelli zincirler için geometrik değerler

t	b	d ₁	d ₂	e ₁	g ₁	g ₂	s	Lamel sayısı	Ağırlık kg/m	Min. Kopma yükü kg
10	8	4	3	19	8	6	1,5	2	0,4	250
15	12	5	4	26	12	9	2	2	0,7	500
30	20	11	9	57	20	15	3	4	3,4	4000

2.1.3.1. Lamelli Zincirlerin Özellikleri

Lamelli zincirlerin genel özellikleri aşağıdaki gibidir:

Lamelli zincirlerde, halkalı zincirlerdeki gibi kaynaklı birleştirmeler bulunmadığından ve gerektiğinde de yan yana çok sıralı lameller de kullanılabildiğinden, halkalı zincirlere göre daha çok emniyetlidirler.

Lamelli zincirlerde, zinciri oluşturan her bir eleman işlenmiş olduğundan sürtünme kayıpları ve dolayısıyla da aşınma problemi, halkalı zincirlere göre daha az olup, verimleri de yüksektir.

Lamelli zincirler, elektrikli tahriklerde kullanılabilir. Diş sayısı az zincir dişlisi kullanılmasıyla da daha toplu ve küçük yapıda konstrüksiyona imkan tanır.

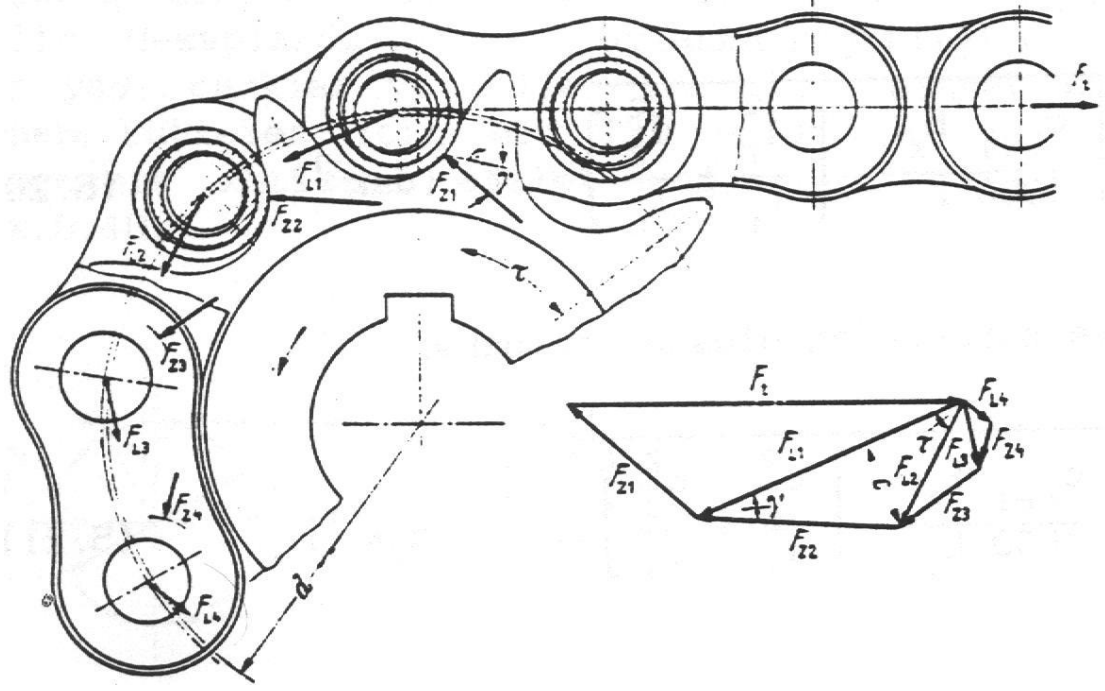
Lamelli zincirlerin yön değiştirme bakımından hareket kabiliyeti, halkalı zincirlere göre daha azdır. Halkalı zincirler her doğrultuda çalışabilirler. Buna karşın lamelli zincirler, zincir dişlisinin bulunduğu düzlem içinde çalışırlar. Eğik çekmeye ve pimlerin eksenleri yönünde enine yük salınımlarına dayanımları azdır. Aynı zamanda pimlerdeki yüksek yüzey basıncı nedeniyle, aşınmaya maruz kalırlar. Bu nedenle lamelli zincir için her zaman iyi bir yağlama önemlidir. [17]

2.2. Zincir Mekanizmasına Etkiyen Kuvvetler

Zincirin gergin koluna etkiyen F_t çevre kuvveti (teğetsel kuvvet) çarkın dişlerine baklalar üzerinden iletilir. Her bir baklanın ilettiği kuvvet bileşeni, zincirin çarka sarılmaya başladığı ilk dişten, çarktan ayrıldığı son dişe kadar biraz küçülür ve gevşek koldaki kuvvet değerine kadar düşer. Zincir çarkı ile makaralı zincir arasındaki kuvvet durumu şekil 2.3 te görülmektedir. Zincir baklalarının mafsalları, dişlere gelen F_z reaksiyon kuvvetleri (normal kuvvet) ile mafsallın her iki yanındaki baklalara etkiyen F_L boyuna kuvvetlerin vektörel toplamının sıfır olması gerekir. Son baklaya gelen F_L kuvveti, zincirin gevşek kolundaki boyuna kuvvettir. [17]

Zincirin çarka sarılma açısı ne kadar küçük ve γ profil açısı da ne kadar büyük olursa, gevşek koldaki kuvvet de o kadar büyük olur.

Çark çevresinde baklalara etkiyen F_L boyuna kuvvetlerin azalması ile elastik olarak uzamış olan baklaların boyları çok az da olsa kısalır. Bunun sonucu olarak baklalar sarıldığı diş üzerinde kayar ve diş profillerinde aşınma oluşur.



Şekil 2.3 Zincir çarkı ile makaralı zincir arasındaki kuvvet durumu ve Cremona planı

2.2.1. Çevre Kuvveti

Zincir mekanizmalarında poligon etkisi olduğundan zincir çevre hızı v , ortalama bir değer etrafında salınır. Bu nedenle; sabit bir güç iletilmesine ve döndüren çarkın devir sayısının sabit olmasına rağmen, çevre kuvveti F_t de ortalama bir değer etrafında değişir. Ancak hesaplarda ortalama bir değer kullanılır.

Nominal çevre kuvveti:

$$v \cong \frac{n.p.z}{60.1000} \quad (2.5) \quad \text{ve}$$

$$d = \frac{p_b z}{\pi} = \frac{p.z}{\pi} \quad (2.6)$$

(bu ifade de, zincir hatvesi p ile çarkın taksimat dairesi üzerinde ölçülen hatvesi p_b arasındaki ufak fark ihmal edilebilir) değerleri ile,

P iletilen güç ve T döndürme momenti olmak üzere;

$$F_t \cong \frac{60.10^6 P}{n.p.z} \cong \frac{2\pi 10^3 T}{p.z} \quad \text{bulunur.} \quad (2.7)$$

2.2.2. Ek Kuvvetler

Zincir mekanizmasının kullanıldığı sistemdeki moment değişimlerinin, devreye girmedeki darbe etkilerinin ve tahrik makinalarının karakteristiklerinden dolayı oluşan ek kuvvetler ile diğer etkilerin incelenerek göz önüne alınması gereklidir.

Ancak, genellikle bu tip bilgilerin hesabının zor olmasından dolayı nominal kuvvet F_t , $f_1 \geq 1$ gibi bir işletme faktörü ile çarpılarak muhtemel ek zorlanmalar hesaba katılmış olur. Gerçek çevre kuvveti $F_t \cdot f_1$ dir. f_1 için tavsiye edilen değerler tablo 2.3 te verilmiştir. [17]

Tablo 2.3 f_1 için tavsiye edilen değerler

Düzgün (*) $f_1 = 1,0$	Sarsıntılı (*) $f_1 = 1,5$	Darbeli $f_1 = 2,0$
Eşit ve düzgün yüklü dolum makinaları	Betoniyerler	Bagger ve inşaat makinaları
Matbaa makinaları	Eşit yüklü olmayan transport tesisleri	Kauçuk işleme makinaları
Eşit yüklü transport tesisleri	Haddehaneler	Tahta zımpara makinaları
Ağaç işleme makinaları	Bilyalı değirmenler	Çekiçli değirmenler
Santrifüj pompalar	Pistonlu pompalar, 3 silindirli	Pistonlu pompalar, 1 veya 2 silindirli
Santrifüj kompresörler	Pistonlu kompresörler, 3 silindirli	Pistonlu kompresörler, 1 veya 2 silindirli
Kağıt haddeleri	Presler ve makaslar	Sondaj makinaları
Yürüyen merdivenler	Kren ve asansör hadde tesisleri	Kaynak jeneratörleri
Sıvılar için karıştırıcılar	Katı maddeler için karıştırıcılar	Haddeli kırıcılar
Kurutma tamburları	Vinçler, sarsıntılı elekler, halat makinaları	Tuğla makinaları
Takım tezgahları, ana tahrik	Tel üretimi için çekme zincirleri	
(*) Tahrik için 4 silindirden daha az silindirli içten yanmalı motor kullanılması halinde $f_1 = 1,0$ yerine 1,5 ve $f_1 = 1,5$ yerine 2,0 seçilmelidir.		

2.2.3. Ön Gerilme Kuvveti

Zincirin gevşek koluna etkimesi gereken ön gerilme kuvveti $F_{\text{ön}}$, zincirin çarktan ayrılma noktasındaki geri kalan boyuna kuvvet F_L kuvvetine eşittir.

$$F_{\text{ön}} = F_t \left[\frac{\sin \gamma}{\sin \left(\frac{360}{z + \gamma} \right)} \right]^{z_b} \quad \text{yazılabilir.} \quad (2.81)$$

Bu bağıntıda, β sarılma açısı olmak üzere buna karşılık gelen diş sayısı $z_b = \beta z / 360$ tır. İyi boyutlandırılmış bir mekanizmada, geri kalan kuvvet (gevşek koldaki ön gerilme kuvveti) pratik olarak çok küçük olup F_t çevre kuvvetinin % 2 – 4 oranı kadardır.

Zincirin gevşek kolundaki ön gerilme kuvveti, sarkma oranı h / L_T den hesaplanabilir. Çok kez, özellikle eğik zincir kollarında bu kuvvet gerekli ön gerilme kuvvetinden daha büyüktür. Bunun etkisiyle zincir dişler üzerinde gezinir ve mekanizmada titreşimli kuvvetler ve darbe tesiri oluşur. Bunlar zincir hesabında, darbe faktörü içinde göz önüne alınır.

2.2.4. Merkezkaç Kuvvet

Zincirin mafsal noktasına radyal yönde etkiyen merkezkaç kuvvet F_R , şekil 2.4 e göre;

$$m = \frac{q \cdot p}{1000} \quad \text{ve} \quad (2.9)$$

$$d = \frac{p}{\sin(\tau/2)} \quad \text{değerleri ile} \quad (2.10)$$

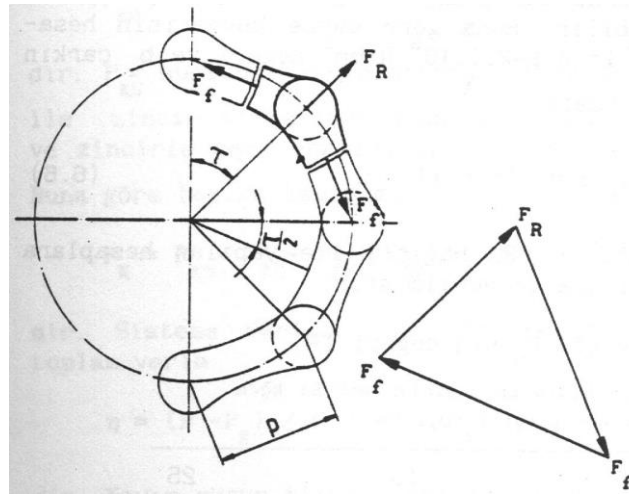
$$F_R = m \cdot r \cdot \omega^2 = 2 \cdot 10^3 \frac{m \cdot v^2}{d} = 2q \cdot v^2 \sin(\tau/2) \quad \text{dir.} \quad (2.11)$$

Radyal yöndeki kuvvet zincir baktaları doğrultusunda F_f bileşenlerine ayrılırsa,

$$\sin(\tau/2) = 0,5 \frac{F_R}{F_f} \quad \text{ten} \quad (2.12)$$

$$F_f = \frac{F_R}{2 \sin(\tau/2)} = q \cdot v^2 \quad \text{elde edilir.} \quad (2.13)$$

Bu sonuca göre F_f kuvveti, τ açısına ve çarkın diş adedine bağlı değildir. F_f kuvveti, hızın karesine bağlı olarak arttığından artan çevre hızı ile çok büyük değerler alır.



Şekil 2.4 F_R merkezkaç kuvvetin teğetsel F_f bileşenleri

2.2.5. Zincir Titreşimlerinden Oluşan (Poligon Etkisi) Kuvvetler

Zincirin, zincir çarklarına bir poligon şeklinde sarılması sonucunda; çarkta ekten çap, d ile $d \cdot \cos(\tau/2)$ arasında değişir. Bu olay, diş sayısı $z = 6$ ve $\Delta v_{\max} = 4,5$ v/100 olan sembolik çark için şekil 2.5 de görülmektedir. Bunun sonucu olarak çark sabit w açısal hızı ile dönmesine karşın zincirin hızı:

$$v_{\max} = \frac{w \cdot d}{2000} \quad \text{ve} \quad (2.14)$$

$$v_{\min} = \frac{w \cos(\tau/2)}{2000} \quad \text{değerleri arasında periyodik olarak salınır.} \quad (2.15)$$

Zincir kolları devamlı ivmelenir ve dönme eksenine yaklaşır veya uzaklaşır. Sistemin geometrisinden dolayı ortaya çıkan bu olaya poligon (çokgen) etkisi denir. [17]

Mekanizmada rezonans hali emniyetli bir şekilde önlenmişse, zincir boyunca enine ve boyuna titreşimlerden oluşacak kuvvetlerle dönme titreşimlerinden oluşacak kuvvetleri göz önüne almaya gerek yoktur.

Poligon etkisinden oluşan boyuna F_p kuvveti, zincirin doğal frekansı ile diş sayısının ikaz frekansı arasında yeterli fark varsa bir rezonans durumu olmayacağı ve zincir kolunun sarkması ve elastik şekil değiştirmesi de yay etkisi yapacağı için, hesaba katılmaz. Rezonans halinde ise çok büyük titreşimler oluşur ve zincir çok sarsıntılı çalışır.

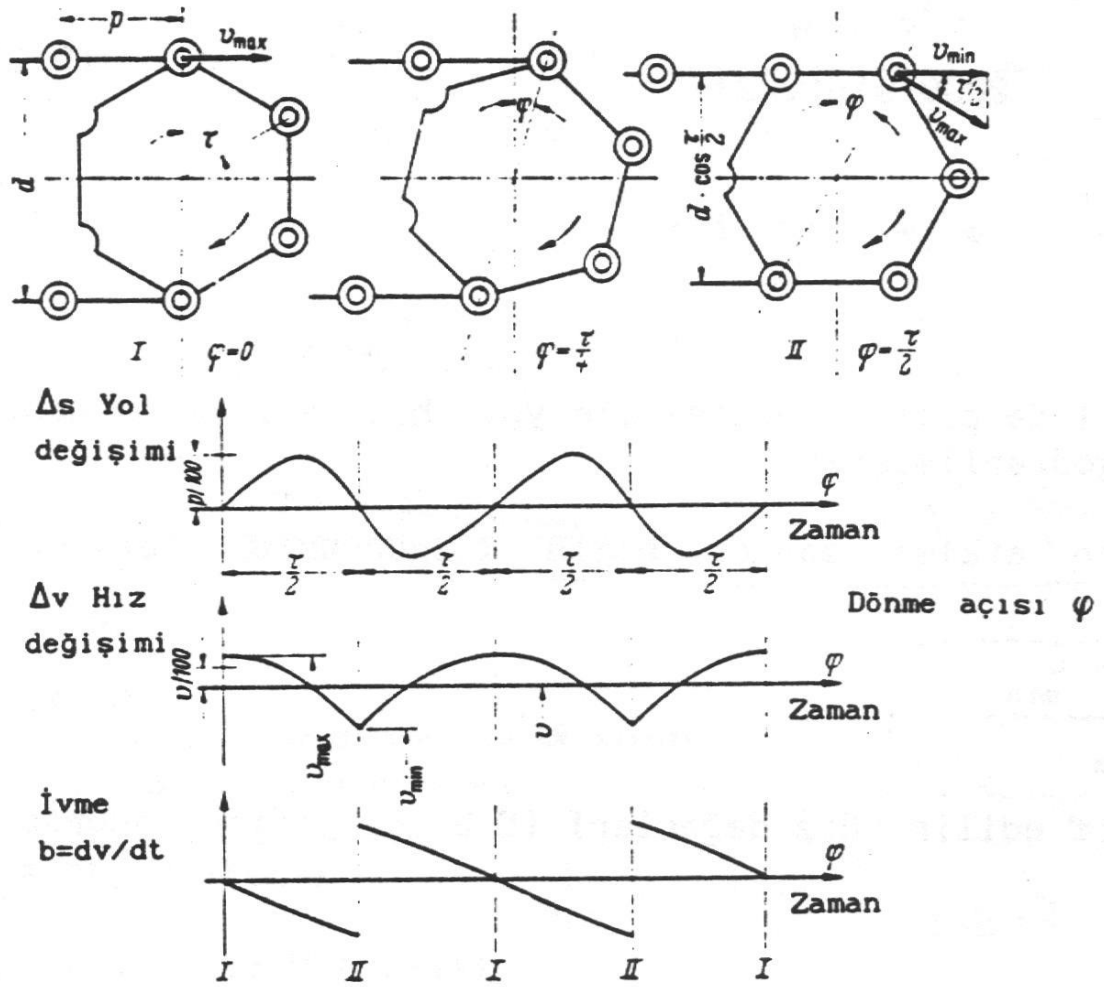
2.2.6. Darbe Kuvveti

Çalışma sırasında, zincirin çarka sarılmasında zincir baklaları çark dişlerine aniden oturduğundan darbe etkisi oluşur. Dişe çarpan kütlenin kinetik enerjisinin, darbeye maruz kalan bölgenin şekil değiştirme işi olarak alınması gereklidir. Çark dişlerinin geometrisi, zincir boyutları ve kütlesi, hızlar ve malzemenin elastik özelliklerinden yararlanılarak darbe kuvvetinin hesabında kullanılabilecek bağıntılar çıkarılabilir.

Buna göre darbe kuvvetlerinin hesabında, çelik zincir için $E = 2,1 \cdot 10^5$ N/mm² değeri ve b_z çarkın diş genişliği olmak üzere;

$$F_D = 1662 \sqrt{p \cdot b_z \cdot q} \frac{v \cdot \sin(\tau + \gamma)}{z_1} \quad \text{bağıntısı kullanılabilir.} \quad (2.16)$$

Bu bağıntı ile yapılan darbe kuvveti F_D [N] hesaplamalarına ait bir örnek tablo 2.4 te verilmiştir. Tablo 2.4 teki örnekte kullanılan makaralı zincirin, $p = 15,875$ mm, ağırlık $q = 0,84$ kg/m, profil açısı $\gamma = 19^\circ$ ve dişi genişliği $b_z = 9,1$ mm dir.



Şekil 2.5 Sabit devir sayısı ile dönen zincir çarkında poligon etkisi

Tablo 2.4 Darbe kuvveti F_D [N] hesaplamalarına ait örnek

v [m/s]	5	10	25
11	6948	13896	34740
17	3694	7389	18472
25	2144	4287	10718

Bu tablodan da görüldüğü gibi, darbe kuvveti F_D çok büyük değerler alabilmektedir. Dişlerde bir hasar meydana gelmemesi için diş profillerinin üst yüzey mukavemetinin büyük olması gereklidir.

2.3. Zincir Mekanizmasının Verimi

Zincir mekanizmalarında kaybolan gücün önemli bileşenleri aşağıda görülmektedir. [17]

P_{KS} : Sürtünme kayıpları

P_{KD} : Darbe kayıpları

P_{KY} : Yataklama kayıpları

P_{K0} : Boşta çalışma kayıpları

P_{KS} sürtünme kayıpları içinde, mafsal sürtünmesi P_{KSM} ile zincir elemanları arasındaki diğer sürtünme kayıpları ve zincirle çark arasındaki sürtünme kayıpları P_{KSX} da vardır. Buna göre toplam kayıp güç:

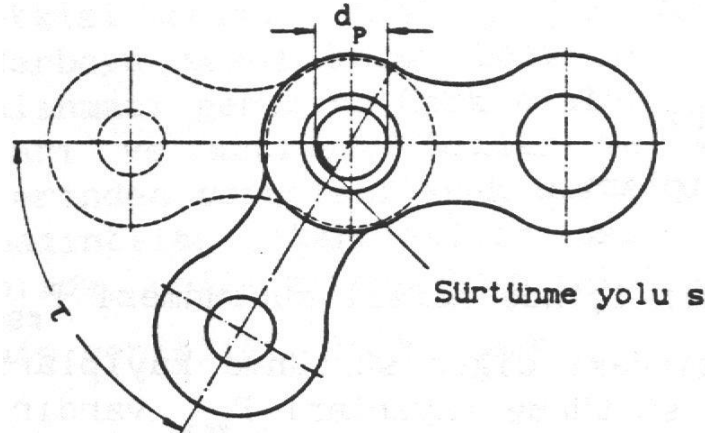
$$P_K = P_{KS} + P_{KD} + P_{KY} + P_{K0} \text{ dir.} \quad (2.17)$$

Sisteme verilen güç P olduğuna göre ise toplam verim:

$$\eta = (P - P_K) / P \text{ dir.} \quad (2.18)$$

2.3.1. Mafsal Sürtünmesi

Zincirin çarka sarılması ve çarktan ayrılması sırasında bakkalar boyuna etkiyen F_L kuvveti altında, mafsal etrafında şekil 2.6 da da görülebilen τ açısı kadar bir dönme hareketi yapar.



Şekil 2.6 Zincir baklasının mafsal etrafındaki salınım hareketinde s sürtünme yolu

Bu hareketteki sürtünme işi:

$$W_1 = \frac{\mu F_L \tau \cdot d_p}{2000} = \frac{\mu F_L \pi d_p}{1000 z} \quad [J] \quad (2.19)$$

Yukarıdaki bağıntıda;

$$\tau = 2\pi / z$$

d_p : perno çapı

μ : sürtünme katsayısı

$$s = d_p \tau / 2 \quad \text{çevresel sürtünme yoludur.}$$

Aşınmaya sebep olan boyuna kuvvet gergin kolda $F_{t1} + F_f$, gevşek kolda ise F_f tir. Ön gerilme kuvveti $F_{\text{ön}}$ ve poligon etkisinden oluşan F_p kuvvetleri izafi olarak küçük

olduklarından göz önüne alınmazlar. Baklaların dönmesi sırasında, darbe kuvveti etkili değildir.

Zincir, çalışması sırasında bir devirde, iki çarka sarılma ve ayrılma nedeniyle dört defa salınım hareketi yapar. Çark ve zincir boyutları, mafsal alanı ve diğer büyüklükler göz önüne alınarak mafsal verimini hesaplamaya yarayan bağıntılar elde edilir.

Mafsal sürtünmesinden kaybolan güç:

$$P_{KSM} = \frac{(\pi \mu p_p A_M / 1000) v d_p}{(z_1 p)(u+1)/u} \quad (2.20)$$

Bu bağıntıda;

$$P_p = \frac{F_t f_1 + 2F_f}{A_M} \quad \text{perno basıncı} \quad (2.21)$$

$$u = z_2 / z_1 \quad \text{dir.} \quad (2.22)$$

Mafsal verimi:

$$\eta_{SM} = 1 - \left(\pi \mu \frac{P_p A_M}{F_t} \frac{d_p}{z_1 p} \frac{u+1}{u} \right) \quad \text{dir.} \quad (2.23)$$

Verimin yüksek olması için diş sayısı z_1 in büyük, mafsallardaki sürtünme katsayısı μ nün küçük olmasına çalışılmalıdır.

2.3.2. Bakla Kayıpları

Bakla elemanlarının yan yüzeylerinin kendi aralarında ve zincirle çark arasındaki sürtünme kayıpları, mafsal kayıplarına göre daha azdır. Fakat bazı özel hallerde kılavuz rayları, germe pabuçları vb. nın sürtünmelerinin göz önüne alınması gerekmektedir.

2.3.3. Darbe Kayıpları

Baklaların çarka sarılması sırasında çarpması ve ayrılması sırasında baklanın ataleti nedeniyle ters yönde bir hareket meydana gelmesi ile enerji kaybı oluşur. Bu etki daha çok büyük çevre hızlarında açığa çıkar. J, baklanın kendi ağırlık merkezine göre polar atalet momenti olmak üzere, bir zincir çarkında darbe etkisi ile kaybolan güç aşağıdaki denklem yardımıyla bulunabilir.

$$P_{KD} = 39,5 \cdot 10^6 \frac{J}{p^3} \frac{v^3}{z^2} \quad [\text{kW}] \quad \text{dır.} \quad (2.24)$$

İki çarklı bir mekanizmada darbe kayıplarına göre verim ise;

$$\eta_{KD} = 1 - \frac{39,5 \cdot 10^6 Jv^2}{F_t p^3 z_1^2 \frac{u+1}{u}} \quad \text{dır.} \quad (2.25)$$

Düşük hızlı, normal zincir mekanizmalarında ise darbe etkisinden dolayı oluşan kayıplar ihmal edilebilir.

2.3.4. Yataklama Kayıpları

Yatak kayıplarının da toplam verim içinde dikkate alınması gereklidir. Kullanılan yatak cinsine göre ısıya dönüşen güç aşağıdaki bağıntılarla elde edilebilir.

4 rulmanlı yatak için $P_{KY} = P (0,005 - 0,01)$

4 kaymalı yatak için $P_{KY} = P (0,02 - 0,03)$ (2.26)

2.3.5. Boşta Çalışma Kayıpları

Dönen zincirin ve çarkın yağı çalkalaması, hava direnci ve sızdırmazlık bağlantılarındaki sürtünmeler de ayrıca bir güç kaybına neden olurlar. Bu kayıplar daha çok konstrüksiyon ve işletme şartlarına bağlıdır ve büyüklükleri deneylerle bulunabilir.

2.4. Zincir Mekanizmasının Mukavemet Kontrolü

Bu kısımda verilen hesap metodu, mekanizmanın çeşitli zorlanmalara karşı emniyet durumunu göstermek içindir. [16]

Güç iletimi için esas alınan çevre kuvveti F_{f1} bütün zorlanmalarda ve yatak kuvvetlerinin hesabında kullanılmalıdır.

Ön gerilme kuvveti $F_{ön}$, yalnızca gevşek kola etkidiğinden zorlanma hesabında dikkate alınmaz, yatak kuvvetlerinin hesabında da ihmal edilebilir.

Merkezkaç kuvvet F_f , ilave çekme kuvveti olarak baklaların çekme zorlanmasında, pernelarda eğilme ve kesme gerilmelerinin hesabında dikkate alınmalıdır. Bu kuvvet, makaralarla dişler arasında etkili olmadığından diş profilindeki basınç hesabında ve yatak kuvveti olarak göz önüne alınmaz.

Boyuna ve enine titreşimlerle dönme titreşimlerinden oluşan kuvvetler genel olarak hesaba katılmazlar. Ancak rezonans kontrolü yapılmalıdır.

Darbe kuvveti F_D , kütleli kuvvet olarak makara veya burç ile diş arasında oluşur, çevre kuvveti ile yatak kuvvetlerine ilave olmaz. Yalnızca diş profili basıncı hesabında dikkate alınır.

2.4.1. İç Baklalarda I – I Kesitindeki Çekme Gerilmesi

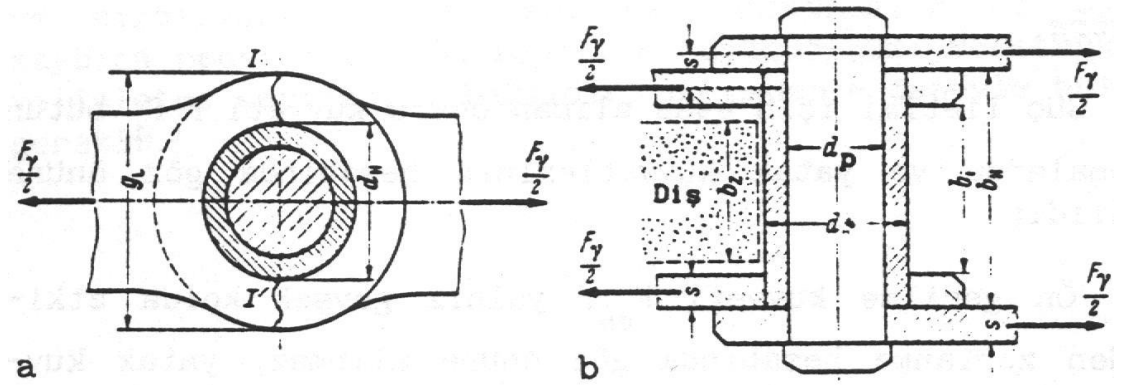
İç bakladaki zorlanmalar şekil 2.7.a da, pernodaki zorlanmalar ise 2.7.b de şematik olarak gösterilmiştir. Buna göre, F_γ gergin koldaki toplam çekme kuvveti olmak üzere;

$$F_\gamma = F_t f_1 + F_f \quad \text{ve} \quad (2.27)$$

$$A_B = (g_L - d_H).s \quad \text{değerleri ile} \quad (2.28)$$

$$\sigma_\zeta = \frac{F_\gamma}{2A_B} \leq \sigma_{\zeta.em} \quad (2.29)$$

Makaralı zincir malzemeleri ve emniyet gerilmeleri $\sigma_{\zeta.em}$ değerleri tablo 2.5 te verilmiştir.



Şekil 2.7 Bakladaki zorlanmalar

Tablo 2.5 Makaralı zincir malzemeleri ve emniyet gerilmeleri

Baklalar: Islah çeliği, $\sigma_k \cong 600 - 700 \text{ N/mm}^2$ (C45)
Perno, Burç, Makara: Islah çeliği, sertliği $HB \cong 450$ daN/mm ² C45 veya sementasyon çeliği C15, sertliği $HRC \cong 60$
Makara/Perno arasındaki yüzey basıncı $P_{em} \cong 150 \text{ N/mm}^2$ (C45)
Mafsal yüzey basıncı: standart şartlar için tablo 2.6 da verilmiştir.
Çekme mukavemeti: $\sigma_{\zeta.em} = \sigma_k / S \leq 100 \text{ N/mm}^2$ ($S = 6 - 8$)
Eğilme mukavemeti: $\sigma_{e.em} \cong 0,5 \sigma_{\zeta.em}$
Hertz basıncı: $P_{H.em} \cong 3,21 \text{ HV}$

2.4.2. Pernodaki Eğilme Gerilmesi

Pernodaki eğilme gerilmesi denklem 2.31 ile ifade edilir.

$$W_e = \frac{\pi.d_p^3}{32} \quad \text{eğilme mukavemet momenti olmak üzere} \quad (2.30)$$

$$\sigma_{eğ} = \frac{F_\gamma s}{2W_e} \leq \sigma_{e.em} \quad (2.31)$$

Emniyet gerilmesi $\sigma_{e.em}$ değerleri de tablo 2.5 te verilmiştir.

Tablo 2.6 Standart şartlar için mafsal yüzey basıncı

Zincir hızı	Küçük çarkın diş sayısı														
v m/s	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	≥ 25
0,1	30,8	31,2	31,7	32,2	32,7	33,0	33,2	33,5	34,0	34,3	34,5	34,8	35,0	35,3	35,5
0,2	28,1	28,5	28,8	29,3	29,8	30,0	30,3	30,6	31,0	31,2	31,4	31,7	31,9	32,2	32,4
0,4	27,0	27,4	27,8	28,3	28,7	28,9	29,1	29,5	29,8	30,0	30,2	30,7	30,7	31,0	31,2
0,6	25,8	26,2	26,5	27,0	27,4	27,6	27,8	28,2	28,5	28,7	28,9	29,1	29,3	29,6	29,8
0,8	24,9	25,3	25,6	26,1	26,5	26,7	26,8	27,2	27,5	27,7	27,9	28,1	28,3	28,6	28,8
1,0	23,8	24,2	24,5	24,9	25,2	25,4	25,6	25,9	26,2	26,4	26,6	26,8	27,0	27,2	27,4
1,5	22,9	23,3	23,6	24,0	24,3	24,5	24,7	25,0	25,3	25,5	25,7	25,9	26,1	26,3	26,5
2,0	22,1	22,4	22,7	23,1	23,5	23,7	23,8	24,1	24,4	24,6	24,7	24,9	25,1	25,3	25,5
2,5	21,3	21,6	21,9	22,3	22,6	22,8	22,9	23,2	23,5	23,7	23,8	24,0	24,4	24,7	25,0
3	20,5	20,8	21,1	21,4	21,7	21,9	22,1	22,4	22,6	22,9	23,2	23,5	23,8	24,2	24,6
4	17,4	18,3	19,2	20,0	20,7	21,0	21,3	21,6	21,8	22,2	22,6	23,0	23,4	23,8	24,2
5	14,0	15,5	16,9	17,7	18,4	19,1	19,7	20,1	20,5	21,0	21,5	21,8	22,1	22,4	22,8
6	10,5	12,3	14,1	15,4	16,4	17,3	18,1	18,8	19,5	19,9	20,4	20,7	21,1	21,4	21,8
7	8,5	10,0	11,5	12,8	14,0	15,1	16,2	17,4	18,5	18,7	19,0	19,4	19,8	20,2	20,6
8	—	8,0	10,2	11,1	12,0	13,1	14,2	15,6	17,0	17,4	17,8	18,2	18,7	19,1	19,6
10	—	—	8,1	9,0	10,2	11,1	12,0	13,2	14,3	14,6	15,0	15,7	16,4	17,0	17,7
12	—	—	—	—	8,2	9,1	10,7	11,7	12,6	13,0	13,5	14,1	14,8	15,4	16,0
15	—	—	—	—	—	—	8,9	9,7	10,5	11,0	11,5	12,1	12,7	13,3	14,0
18	—	—	—	—	—	—	—	—	8,8	9,6	10,5	11,1	11,8	12,4	13,0

2.4.3. Pernodaki Kesme Gerilmesi

Pernodaki kesme gerilmesi, şu şekilde hesaplanır:

$$A_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \quad \text{perno kesit alanı olmak üzere} \quad (2.32)$$

$$\tau = \frac{F_\gamma}{2A_p} \leq \tau_{em} \quad (2.33)$$

τ_{em} değerleri tablo 2.5 te yer almaktadır.

2.4.4. Makara veya Burç ile Diş Arasındaki Hertz Basıncı

Hertz basınçlarını bulabilmek için:

$$P_H \cong \sqrt{\frac{F_D E}{2,86 d_1 b_z}} \leq P_{H.em} \quad (2.34)$$

Çelik zincir ve çark için

$$P_H \cong 2,71 \sqrt{\frac{F_D}{d_1 b_z}} \leq P_{H.em} \quad (2.35)$$

Yukarıdaki formüllerde; F_D : darbe kuvvetini; d_1 : makara çapını; $b_z \cong 0,9 \cdot b$ diş genişliğini göstermektedir. Ayrıca $P_{H.em}$ değerleri de tablo 2.5 ten görülebilir.

2.4.5. Mafsalda Yüzey Basıncı

Mafsal yüzey basıncını elde etmek amacıyla:

$$P_{ez} = \frac{F_{\gamma}}{A_M} \quad (2.36) \text{ ve}$$

$$A_M = b_H \cdot d_p \quad (2.37)$$

2.4.6. Mafsal Aşınması

Zincirin ömrünü ve iletilebilecek güç için kullanma sınırlarını belirleyen büyüklük genellikle mafsal aşınmasıdır. Bu nedenle, meydana gelen gerçek mafsal basıncı P_{ez} , mevcut işletme şartları için izin verilen sınır değeri aşmamalıdır. DIN 8195 normuna göre verilen zincir hesabı, mafsala aşınması kriterine dayanmaktadır. Hesaplarda, zincirin tam yükte mafsallarında meydana gelen toplam aşınma göz önüne alınır. Aşınma, mafsallardaki sürtünme ile doğru orantılıdır. Mafsal aşınması yüzey basıncı ile üstel olarak artar ve yenme başlayana kadar devam eder. Malzeme çifti, üst yüzeyin durumu ve yağlama, aşınma ve yenmeye etki eden en önemli faktörlerdir.

2.5. Zincir Mekanizmasının Boyutlandırılması

Zincir aşınması esas alınarak mekanizmanın boyutlandırılması ve kullanılacak zincirin seçimi standartlaştırılmıştır. [17] Zincir mekanizmalarının boyutlandırılmasında temel faktör olarak “aşınma” ve “zaman mukavemeti” göz önüne alınır.

Mekanizmanın kullanılmaz hale gelmesi genellikle mafsal aşınması sonucu zincir boyunun izin verilebilecek değerden daha fazla uzaması ile olmaktadır. Bakla saçları ile pernonun ve makaralarla burçların zaman mukavemeti ise, dinamik yüklerin etkisi altında elemanların malzeme yorulması sonucu çatlaması veya kırılması ile sınırlıdır. Genellikle aşınmaya karşı uygun boyutlandırılmış mekanizmalarda malzeme yorulması daha sonra meydana geldiğinden; standartlarda yalnız aşınma hesabının yapılması yeterli görülmüştür.

2.5.1. Makaralı Zincirlerin Seçim Esasları

Uygun şekilde hesaplanmış ve seçilmiş bir makaralı zincir mekanizmasında;

Baklalar ve pernolar iletilen çekme kuvvetine dayanabilmeli,

Makaralar, zincir dişlisine sarılma sırasındaki zorlanmalara dayanabilmeli,

Makara, burç ve pernodan oluşan mafsallardaki aşınma, mekanizmanın ömrü boyunca izin verilen sınırların içinde kalmalı,

Zincir arklarının diş aşınması mekanizmanın ömrü boyunca izin verilen sınırlar içinde kalmalıdır.

Bir zincir mekanizmasının bu şartları sağlaması, yani n görülen kullanma süresince dayanabilmesi için;

Zincir dişlilerinin montajının doğru olması, eksenler arasında kaçıklık bulunmaması,
Yağlamanın yeterli olması,

İşletme süresince ortaya çıkan zincir uzamasını dengeleyecek, eksenler arası kaçıklığı ayar tertibatının veya bir gergi sisteminin bulunması,

Gergin ve serbest zincir kollarındaki titreşimler ile tüm mekanizmanın dönme titreşimlerinin sönümlenmesini sağlayacak önlemlerin alınması,

Serbest kolda zincirin sarkma miktarı da eksenler arası açıklığın en fazla % 1 i kadar olmalıdır.

2.5.2. Mekanizmanın Boyutlandırılması

Zincir mekanizmasının hesabı ve seçimi şu kademelerden oluşmaktadır:

Başlangıç değerleri tam olarak verilmemişse seçilen değerlere göre gerekli kontrollerin yapılması için hesapların tekrarlanması,

Yağlama sisteminin seçimi,

Zincir uzunluğunun hesabı ve seçimi ve

Eksenler arası mesafenin hesabı.

Seçilmiş zincirin boyutları, kopma mukavemeti vb. diğer büyüklükler standartlardan alınır.

Ařırđ zorlanma, yüksek hız gibi özel durumlarda aşınmaya göre yapılmış olan zincir hesabı bu çalışma şartlarını da n gören ek faktörler kullanılarak tekrar edilir. Bazı hallerde, özellikle de yeni konstrüksiyonlarda mukavemet kontrolleri de yapılabilir.

Zincirin seçimi için iletilecek nominal gücün, devir sayılarının (evrim oranı) ve ek dinamik yüklerin tahmini için işletme şartlarının bilinmesi zorunludur.

DIN 8195 normunda zincirlerin iletebilecekleri gler küçük çarkın (pinyonun) devir sayısına bağlı olarak, standart şartlar için diyagramlarda verilmiştir. DIN 8187 normuna göre Avrupa şekil 2.8 de; DIN 8188 normuna göre Amerikan tipi makaralı zincirlere ait güç eğrileri ise şekil 2.9 da verilmiştir. Ancak bu değerler,

Küçük çarkın diş adedi $z_1 = 19$

Zincir uzunluğu

X = 100 bakla

Çevrim oranı

i = 3

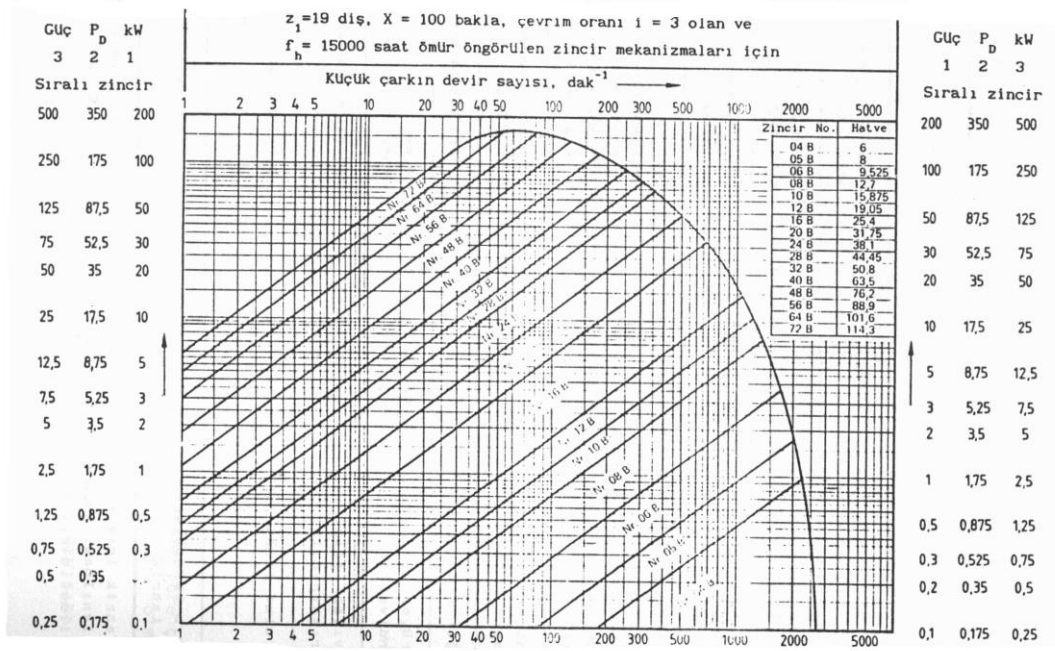
Eksenler arası mesafe

a = 40.p

Yeterli ve etkin bir yağlama

Sessiz bir çalışma

$f_h = 15000$ saatlik bir ömür ve aşınma sonucu zincir boyunun en fazla %3 uzaması şartları için geçerlidir.



Şekil 2.8 DIN 8187 ye göre makaralı zincirlerin güç-devir sayısı diyagramları

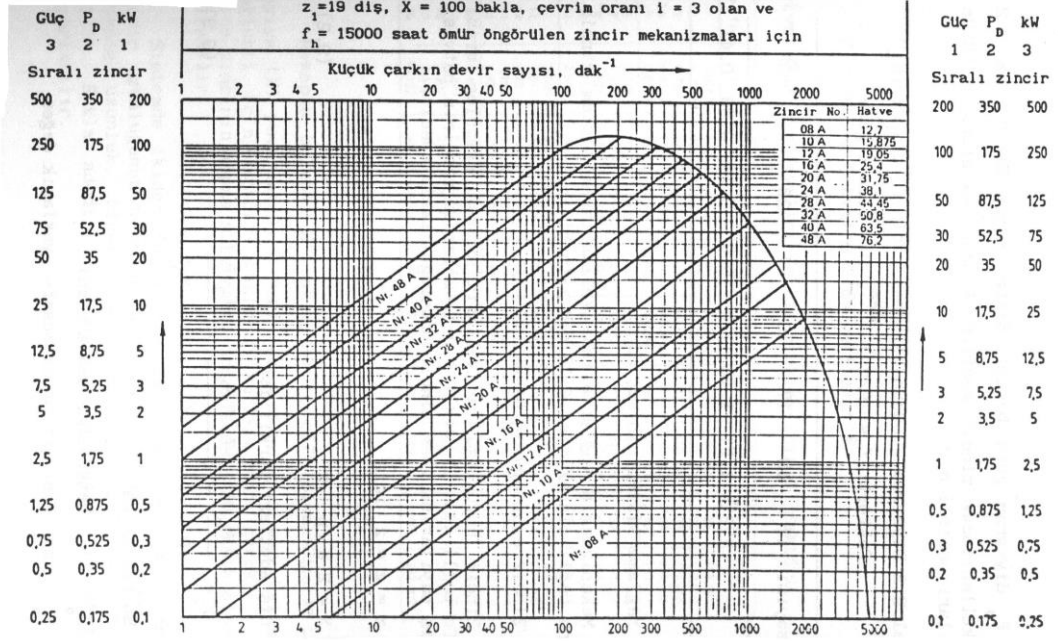
2.5.2.1. Diyagram Gücünün Hesabı

Mekanizmanın iletmesi istenen nominal güç P [kW] verildiğine göre diyagram gücü; P iletilecek nominal güç, f_1 işletme şartları faktörü ve f_2 de diş sayısı faktörü olmak üzere aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır. [17]

$$P_D = P \cdot f_1 \cdot f_2 \quad (2.38)$$

Zincir mekanizmasının kullanılacağı sisteme göre çalışmanın; düzgün, sarsıntılı veya darbeleri olmasına göre f_1 faktörü tablo 2.3 te verilmiştir.

Diş sayısı faktörü f_2 ise, küçük çarkın diş sayısına bağlı olarak tablo 2.7 de verilmiştir. Ayrıca diyagram gücünün bulunabilmesi için f_2 diş sayısı faktörü: $f_2 = (19 / z_1)^{1,085}$ olarak alınır.



Şekil 2.9 DIN 8188 e göre makaralı zincirlerin güç-devir sayısı diyagramları

Tablo 2.7 f_2 diş sayısı faktörü

Diş sayısı	11	13	17	19	21	25	31	38
f_2	1,81	1,51	1,13	1,00	0,90	0,74	0,59	0,47

P_D diyagram gücü hesaplandıktan sonra şekil 2.8 ve 2.9 kullanılarak zincir seçilir. Böylece zincir baklalarının bütün boyutları belirli olur.

2.5.2.2. Yağlama Sisteminin Seçimi

Mekanizmanın yağlanması için kullanılacak sistem, zincir hızına bağlı olarak şekil 2.10 dan alınabilir. Şekil 2.10 daki bölgelerin anlamları şunlardır: (1) yağdanlık ve fırça ile, (2) damlalıklı yağlama, (3) dalma yağlama veya sıçratma disk ve (4) pompalı devri daim yağlaması

2.5.2.3. Zincirin Uzunluğunun Hesabı

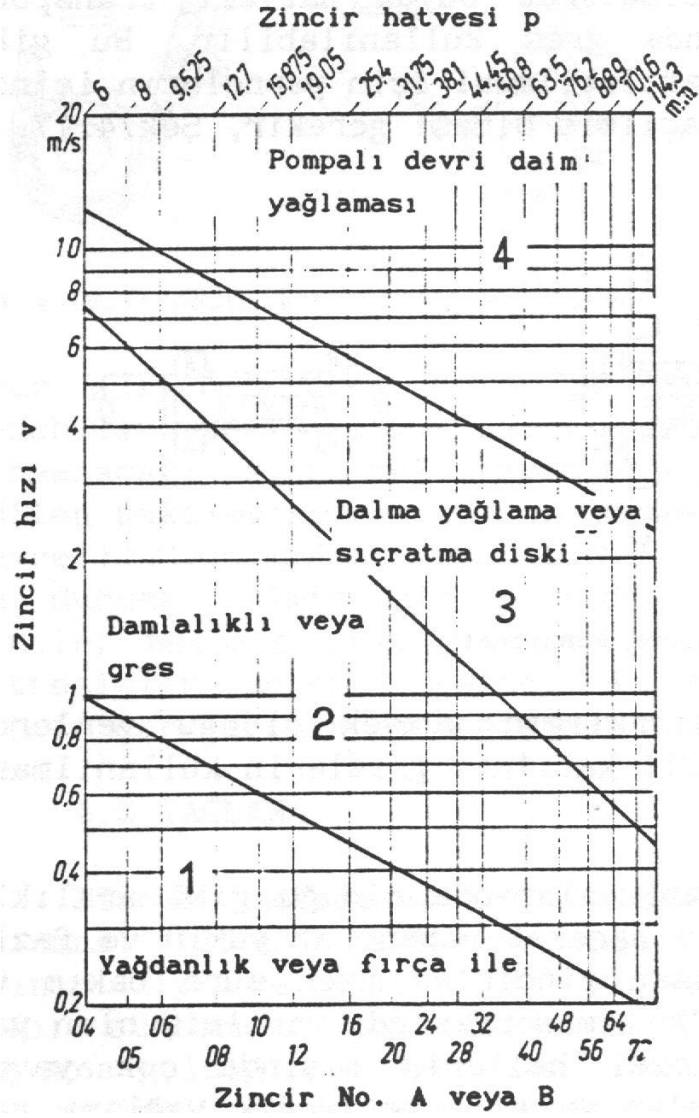
Zincir büyüklüğü ve yaklaşık olarak eksenler arası mesafe belirli ise, 2 çarklı bir mekanizmada zincirin hatvesi ve diş sayılarına göre zincir uzunluğu bakla adedi olarak hesaplanır. [19]

$$Z = Z_1 = Z_2 \quad \Rightarrow$$

$$X_0 = 2.a_0 / p + z \quad \text{dir.} \quad (2.40)$$

$$Z_1 \neq Z_2 \quad \Rightarrow$$

$$X_0 = (2.a_0 / p) + [(z_1 + z_2) / 2] + (f_3.p / a_0) \quad \text{dir.} \quad (2.41)$$



Şekil 2.10 Yağlama metodlarının uygulama alanları

Burada;

X_0 hesaplanan bakla adedini

a_0 [mm] yaklaşık eksenler arası mesafeyi

z_i diş sayılarını ve

p [mm] hatveyi göstermektedir.

f_3 faktörü de aşağıdaki formülle hesaplanabilir, ayrıca f_3 faktörü için tablo 2.8 kullanılabilir.

$$f_3 = \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \quad (2.42)$$

Tablo 2.8 f_3 faktörü

$z_2 - z_1$	f_3	$z_2 - z_1$	f_3	$z_2 - z_1$	f_3	$z_2 - z_1$	f_3	$z_2 - z_1$	f_3
1	0,0253	21	11,171	41	42,580	61	94,254	81	166,191
2	0,1013	22	12,260	42	44,683	62	97,370	82	170,320
3	0,2280	23	13,400	43	46,836	63	100,536	83	174,450
4	0,4053	24	14,590	44	49,040	64	103,753	84	178,730
5	0,6333	25	15,831	45	51,294	65	107,021	85	183,011
6	0,912	26	17,123	46	53,599	66	110,339	86	187,342
7	1,241	27	18,466	47	55,955	67	113,708	87	191,724
8	1,621	28	19,859	48	58,361	68	117,128	88	196,157
9	2,052	29	21,303	49	60,818	69	120,598	89	200,640
10	2,533	30	22,797	50	63,326	70	124,119	90	205,174
11	3,065	31	24,342	51	65,884	71	127,690	91	209,759
12	3,648	32	25,938	52	68,493	72	131,313	92	214,395
13	4,281	33	27,585	53	71,153	73	134,986	93	219,081
14	4,965	34	29,282	54	73,863	74	138,709	94	223,817
15	5,699	35	31,030	55	76,624	75	142,483	95	228,605
16	6,485	36	32,828	56	79,436	76	146,308	96	233,443
17	7,320	37	34,677	57	82,298	77	150,184	97	238,322
18	8,207	38	36,577	58	85,211	78	154,110	98	243,271
19	9,144	39	38,527	59	88,175	79	158,087	99	248,261
20	10,132	40	40,529	60	91,189	80	162,115	100	253,302

Hesapla bulunan X_0 bakla adedi, çift olmak üzere tam sayıya yuvarlatılır. Bakla adedinin tek sayı olması halinde bağlantı için boyunlu baklalar kullanılması gerekmektedir. Bu da zincirin kopma mukavemeti hesaplarında % 20 eksik olarak kullanılmasına neden olur.

Sistemde ikiden fazla çark ve germe elemanı varsa, zincir uzunluğunun hesapla bulunması çok karmaşık bir şekle dönüşür. Bu nedenle uzunluk, ölçekli bir resimden ölçülerek belirlenir. Daha sonra da yukarıda da belirtildiği gibi, bakla adedi çift bir tam sayıya yuvarlatılır.

2.5.2.4. İletilecek Gücün Kontrolü

Yukarda belirtilen hesap tarzı ile seçilen ve boyutlandırılan zincir mekanizması, ön görüldüğü gibi çalışır. İlk hesaplarda, mekanizmaya ait bazı büyüklükler bilinmediğinden, bunlar seçilerek ve kabul edilerek hesaba dahil edilmişlerdir. Bu yüzden bazı önemli konstrüksiyonlarda veya ön görülen şartlardan farklı şartlarda çalışan sistemlerde, iletilebilecek gücün son bir kontrolü daha yapılmalıdır. Bu hesapta işletme şartları da bazı faktörler yardımıyla göz önüne alınırlar. [17]

$$P_D = P \frac{f_1 f_2}{f_a f_F f_K f_m f_L f_Y} \quad (2.43)$$

f_1 İşletme şartları faktörü

f_2 Diş sayısı faktörü

f_a Eksenler arası mesafe faktörü. Kısa zincirlerde mafsal daha sık devreye gireceğinden, kısa zincirler uzun zincirlere göre daha fazla aşınırlar. (tablo 2.9)

f_F Zincir form faktörü. Bakla adedinin tek sayı olması halinde boyunlu bağlantı baklaları kullanılacağı için zincirin yük taşıma kabiliyeti de düşer. Düz baklalı zincirlerde $f_F = 1$; eğik baklalı zincirlerde ise $f_F = 0,8$ dir.

f_K Zincir tip faktörü. Diyagramlarda verilen güç eğrileri makaralı zincirler içindir. Burçlu zincirler veya uzun baklalı zincirler gibi farklı yapıdaki zincirlerin yük taşıma kabiliyeti, zincir tip faktörü f_K ile göz önüne alınır. (tablo 2.10)

f_m Mil faktörü. Sistemde ikiden fazla çark kullanılıyorsa zincir aşınması daha fazla olur. Bu fazlalık m mil adedi olmak üzere $f_m = 0,9^{m-2}$ formülü olan mil faktörü ile göz önüne alınır.

f_L Ömür faktörü. Standart ömür $L_h = 15000$ saattir, farklı ömürler için iletebilecek gücün değişimi $f_L = (15000 / L_h)^{1/3}$ bağıntısı olan ömür faktörü ile göz önüne alınır.

f_Y Yağlama faktörü. Sistemin yağlama durumu şekil 2.10 a uymuyorsa veya sistem çok pis ortamda çalışıyor ve tam olarak korunamıyorsa iletebilecek güç düşer. Bu işletme şartları tablo 2.11 de verilen şekilde değerlendirilir.

Tablo 2.9 f_a eksenler arası mesafe faktörü

Eksenler arası mesafe	20p	30p	40p	60p	80p
f_a	0,85	0,94	1	1,08	1,15

Tablo 2.10 f_K zincir tipi faktörü

Zincir cinsi	DIN normu	f_K
Makaralı zincir	8187	1
Makaralı zincir (Amerikan tipi)	8168	1
Burçlu zincir	8154	2
Uzun baklalı makaralı zincir	8181	0,2

Tablo 2.11 f_Y yağlama faktörü

Yağlama ve işletme şartları	Yağlama faktörü f_Y (v [m/s])	
Tozsuz ve şekil 2.10 daki bölgeler için en iyi yağlama	1	
Tozsuz ve yeterli yağlama	0,9	
Tozlu ve yeterli yağlama	0,7	
Tozlu ve yetersiz yağlama	0,5 ($v \leq 4$)	0,30 ($v = 4 - 7$)
Kirli ve yetersiz yağlama	0,3 ($v \leq 4$)	0,15 ($v = 4 - 7$)
Kirli ve kuru çalışma	0,15 ($v \leq 4$)	

Seçilen zincirin bu hesaba göre istenilen gücü iletip iletmeyeceği kontrol edilir. Eğer diyagram gücü yeterli olmazsa daha büyük bir zincir seçilir ve zincir kontrol hesabı yeniden yapılır.

2.5.3. Yük Taşıma Kabiliyetinin Kontrolü

Belirli bir ömür için aşınma prensibine göre hesabı ve seçimi yapılan zincirin aşırı zor şartlarda çalışması gibi özel hallerde veya yeni konstrüksiyonlarda çeşitli zorlanmalara göre ek kontrol hesapları da yapılabilir.

Zincir kolundaki statik çekme kuvveti; P iletilen güç [kW] olmak üzere

$$F = P / v \quad (2.44)$$

Zincir kolundaki dinamik çekme kuvveti

$$F_d = F f_1 \quad (2.45)$$

Statik çekme kuvveti; tamamen düzgün bir işletmede iletilen P gücünden bulunan gergin koldaki kuvvet, dinamik çekme kuvveti ise, işletmedeki düzgünsüzlük dikkate alınarak hesaplanan gergin koldaki maksimum zincir kuvvetidir.

Zincir, çarka sarılmaya başladığı andan itibaren bir dönme hareketi de yaptığından, bir merkez kaç kuvvetinin de etkisi altında kalır. Zinciri çarktan uzaklaştırmaya (havalandırmaya) çalışan bu kuvvet, zincir kolundaki çekme kuvvetini de artırır.

Zincirin yük taşıyan kolundaki toplam çekme kuvveti F_{max} tır.

$$F_{max} = F_d + F_f \text{ tir.} \quad (2.46)$$

Zincir, kopma kuvvetine göre yeterli emniyette olmalıdır. F_K (kN) zincirin kopma mukavemeti olmak üzere,

$$\text{Statik kopma emniyeti} \quad S = F_K / F \geq 7 \quad (2.47)$$

$$\text{Dinamik kopma emniyeti} \quad S_D = F_K / F_{max} \geq 5 \quad (2.48)$$

Yüksek hızla dönen ve çok kez mafsall aşınması sonucunda kullanılmaz hale gelen zincirlerde mukavemet hesabına göre bulunan emniyet katsayıları çok büyük değerler verir. Bu gibi durumlarda, ömür hakkında bir fikir sahibi olmak amacıyla zincir mafsallarındaki yüzey basıncını da kontrol etmek gerekir. [18]

Gergin koldaki toplam kuvvet F_{max} [N] ve mafsall alanı A [cm²] olmak üzere, yüzey basıncı;

$$P_M = F_{max} / A \text{ dır.} \quad (2.49)$$

Makaralı zincir mafsallarında, standart çalışma şartları için izin verilen P_{em} emniyet değerleri tablo 2.12 de verilmiştir.

Mevcut yüzey basıncının farklı olması halinde ise ömür tablosu 2.13 de görüldüğü gibi değişir.

Tablo 2.12 Makaralı zincir mafsallarında P_{em} emniyet değerleri

Zincir hızı v m/s	Küçük çarkın diş sayısı														
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	≥ 25
0,1	30,8	31,2	31,7	32,2	32,7	33,0	33,2	33,5	34,0	34,3	34,5	34,8	35,0	35,3	35,5
0,2	28,1	28,5	28,8	29,3	29,8	30,0	30,3	30,6	31,0	31,2	31,4	31,7	31,9	32,2	32,4
0,4	27,0	27,4	27,8	28,3	28,7	28,9	29,1	29,5	29,8	30,0	30,2	30,7	30,7	31,0	31,2
0,6	25,8	26,2	26,5	27,0	27,4	27,6	27,8	28,2	28,5	28,7	28,9	29,1	29,3	29,6	29,8
0,8	24,9	25,3	25,6	26,1	26,5	26,7	26,8	27,2	27,5	27,7	27,9	28,1	28,3	28,6	28,8
1,0	23,8	24,2	24,5	24,9	25,2	25,4	25,6	25,9	26,2	26,4	26,6	26,8	27,0	27,2	27,4
1,5	22,9	23,3	23,6	24,0	24,3	24,5	24,7	25,0	25,3	25,5	25,7	25,9	26,1	26,3	26,5
2,0	22,1	22,4	22,7	23,1	23,5	23,7	23,8	24,1	24,4	24,6	24,7	24,9	25,1	25,3	25,5
2,5	21,3	21,6	21,9	22,3	22,6	22,8	22,9	23,2	23,5	23,7	23,8	24,0	24,4	24,7	25,0
3	20,5	20,8	21,1	21,4	21,7	21,9	22,1	22,4	22,6	22,9	23,2	23,5	23,8	24,2	24,6
4	17,4	18,3	19,2	20,0	20,7	21,0	21,3	21,6	21,8	22,2	22,6	23,0	23,4	23,8	24,2
5	14,0	15,5	16,9	17,7	18,4	19,1	19,7	20,1	20,5	21,0	21,5	21,8	22,1	22,4	22,8
6	10,5	12,3	14,1	15,4	16,4	17,3	18,1	18,8	19,5	19,9	20,4	20,7	21,1	21,4	21,8
7	8,5	10,0	11,5	12,8	14,0	15,1	16,2	17,4	18,5	18,7	19,0	19,4	19,8	20,2	20,6
8	—	8,0	10,2	11,1	12,0	13,1	14,2	15,6	17,0	17,4	17,8	18,2	18,7	19,1	19,6
10	—	—	8,1	9,0	10,2	11,1	12,0	13,2	14,3	14,6	15,0	15,7	16,4	17,0	17,7
12	—	—	—	—	8,2	9,1	10,7	11,7	12,6	13,0	13,5	14,1	14,8	15,4	16,0
15	—	—	—	—	—	—	8,9	9,7	10,5	11,0	11,5	12,1	12,7	13,3	14,0
18	—	—	—	—	—	—	—	—	8,8	9,6	10,5	11,1	11,8	12,4	13,0

Tablo 2.13 Yüzey basıncının farklı olması halinde ömür tablosu

P_{em} / P_{max}	0,8	0,9	0,95	1	1,2
L_h [saat]	2.000	5.000	10.000	15.000	50.000

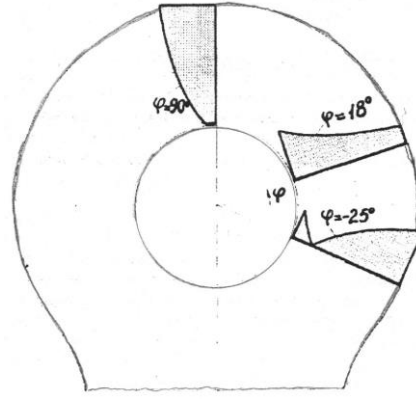
2.6. Zincir Baklası Analizleri

Literatürde zincir ve zincir baklası üzerine yapılmış değişik araştırmalar mevcuttur. Ancak bu çalışmalar teorik olarak (matematiksel) veya sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak çözüme gidilmiştir. Sınır elemanları yöntemi, sonlu elemanlar yöntemine göre çok daha yeni ve bilinmeyen bir yöntem olduğundan zincir problemlerin çözümünde sınır elemanlar kullanılmamıştır.

Abdulaliyev ve Toprak çalışmasında zincir baklasının pim deliğinin etrafındaki gerilmeleri matematiksel olarak hesaplamış, kritik kesitleri ortaya koymuş (şekil 2.11) ve uniform gerilme dağılımı için zincir formunu ortaya atmışlardır. [12]

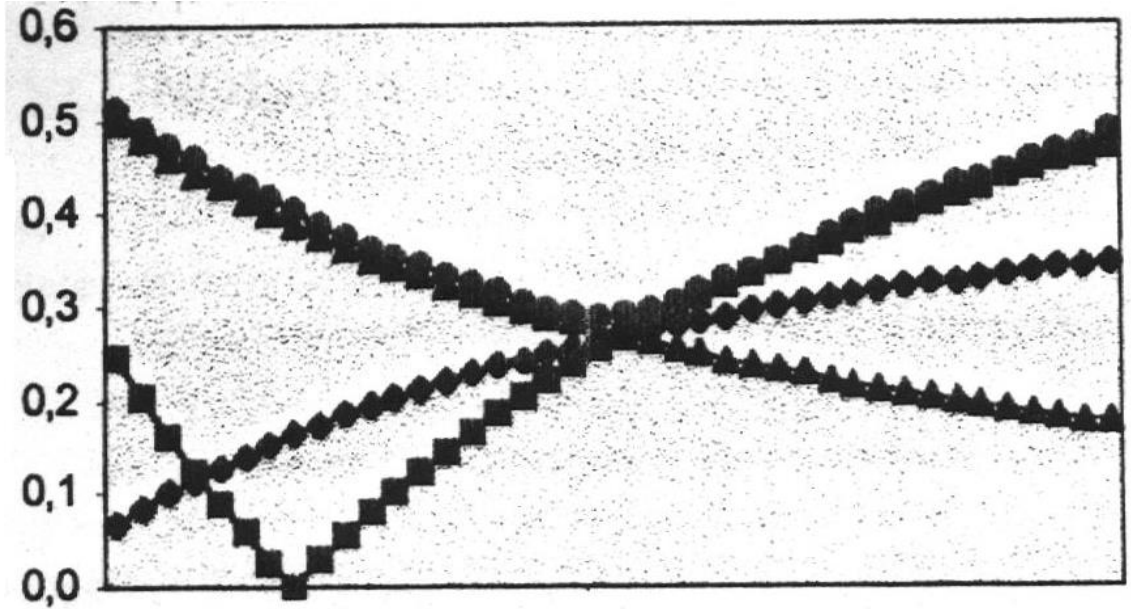
Zincir düzleminin klasik tasarımı uniform bir gerilme yayılımı vermez. Zincir tasarımı bakımından çalışma koşulları sırasındaki oluşan maksimum kuvvete dayalı zincir düzleminin uniform gerilme yayılımı için uzunlukların ve geometrinin optimizasyonu çok önemlidir.

Sonuç olarak ortaya atılan bu kalınlık değişiminin tüm düzlem üzerindeki superpozisyonu şekil 2.12 de görülmektedir. Optimize edilmiş şekil olarak tavsiye edilen kalınlık değişim şekli, şekil 2.12 nin en üstünde görülmektedir.



Şekil 2.11 Zincir baklasındaki kritik kesitlerdeki sabit gerilme dağılımları

Zincir düzleminin geometrisinin optimize edilmesi, tüm dairesel bölgelerde uniform bir gerilme dağılımı ortaya çıkmasına yol açacaktır. Değişken kalınlık tasarımı ise özellikle yorulma problemi için daha güvenilir olacaktır.



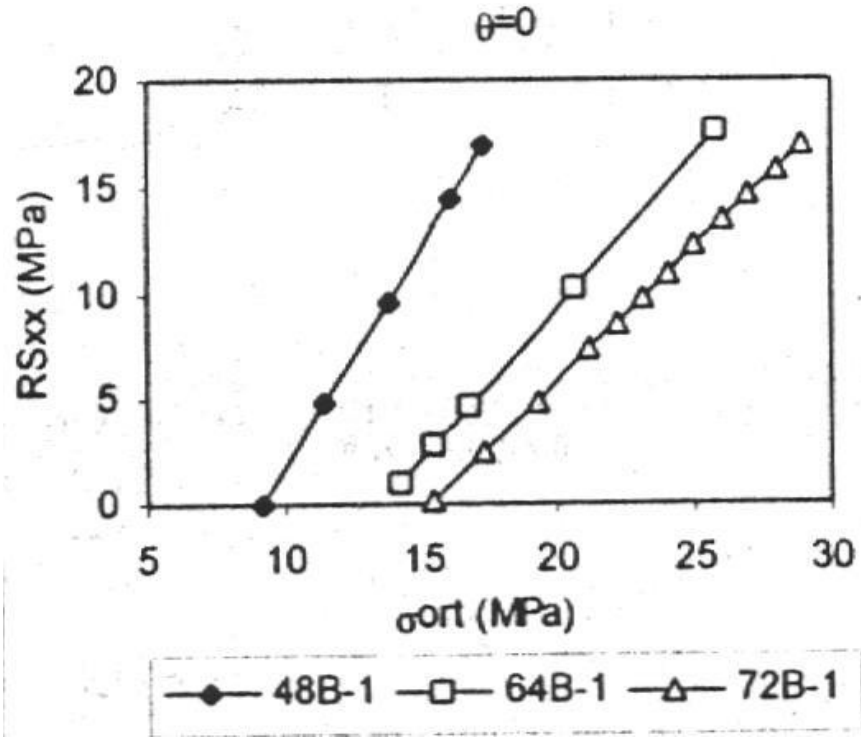
Şekil 2.12 Uniform gerilme dağılımları için kalınlık formlarının süperpozisyonu
(■: $\varphi = -25$; ▲: $\varphi = 18$; ◆: $\varphi = 90$; ●: tavsiye edilen kalınlık formu)
(şekilde yatay eksen eni ve dikey eksen de cm olarak kalınlığı göstermektedir)

Arslan ve Kaman çalışmasında, çapraz takviyeli çelik-termoplastik kompozitinden imal edilmiş rulolu manşonlu zincir baklalarının gerilme analizi, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Bu analizde zincir baklasının içinde fiber olarak kullanılan çapraz takviyeli çeliğin takviye açısını ve bakla büyüklüğünü değiştirerek baklalarda akmayı oluşturacak yüklemeleri ve plastik bölgeleri incelemiştir. En kritik kesit beklenildiği gibi pim deliğinin etrafında ortaya çıkmıştır. [13]

Takviyeli kompozitler, kullanım ve kalıplama kolaylıklarının yanı sıra mekanik dayanım özellikleri nedeni ile oldukça yaygın kullanım alanı bulmuştur. Takviye

edilmiş termoplastiklerin çekme dayanımı önemli ölçüde artar ve yük altında ortaya çıkan deformasyon da azalır. Aşınma dayanımının yükselmesi, kalıp içerisinde çekme miktarının azalması, nemli ortamlarda büzülme, boyut değişimi gibi özelliklerin de az olması takviyeli termoplastiklerin avantajları arasındadır.

Analiz sonunda belirli bir takviye açısı için artık gerilmelerin gerilme ile değişimi, farklı büyüklükteki baklalar için şekil 2.13 te görülmektedir. Beklenildiği gibi, daha büyük olan baklarda aynı artık gerilmelere ulaşmak için daha büyük yüklemeler gerekmektedir. Şekil 2.13 te yatay eksen uygulanan gerilmeyi, dikey eksen ise artık gerilmeyi göstermektedir; isiminden de anlaşılacağı gibi 48B-1 baklası en küçük, 72B-1 baklası ise analizi yapılan en büyük bakladır.



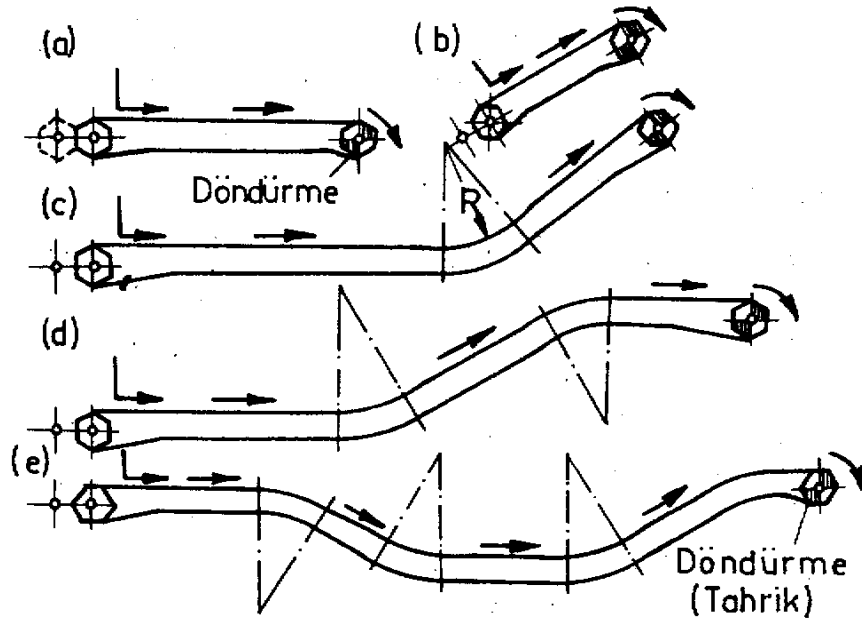
Şekil 2.13 Üç tip baklada artık gerilmelerin $\theta=0^\circ$ değeri için gerilme ile değişimi

3. PALETLİ KONVEYÖRLERDE ZİNCİR BAKLASININ MODELİNİN OLUŞTURULMASI

Bu bölümde transport sistemlerinde kullanılan paletli konveyörler yeterli şekilde tanıtılacak ve ele alınacak belirli bir problemdeki paletli konveyörün çeki elemanı olarak kullanılan zincire etkiyen yükler ortaya çıkartılacaktır. Bu bölümdeki sayısal hesaplara ortaya çıkartılacak zincire etkiyen belirli yükler ve gerilmeler daha sonraki bölümlerde çeşitli yöntemlerle gerilme analizi yapılacak zincir baklasına uygulanacaktır.

3.1. Paletli Konveyörler

Paletli konveyörler, çeşitli dökme ve parça malların yatay yada eğimli olarak taşınmasında kullanılırlar. (şekil 3.1) Kimya endüstrisinde, metalürjide, maden kömürü taşınmasında, makina yapımında ve endüstrinin diğer dallarında geniş oranda uygulama alanları vardır. Bundan başka, hat üretiminde ara malların işlem duraklarından geçmesini sağlarlar. [20]



Şekil 3.1 Paletli konveyörlerin geometrisi
(a-yatay, b-eğimli, c-yatay eğimli, d ve e- düzgün olmayan profilli yörünge)

Paletli konveyörlerin bantlı olanlardan farklılıkları; paletli konveyörlerin ağır büyük parçalı, aşındırıcı ve sıcak malzemeleri taşımakta kullanılmalarıdır. Elenmiş döküm kumu ve döküm parçaları örnek olarak verilebilir. Yıkama, boyama, soğutma, kurutma, tavlama, su verme yada boyutlandırma işlemleri taşınan yol boyunca uygulanabilir. Paletli konveyörlerin alternatifleri; pik döküm makinaları, yürüyen merdivenler ve düzgün olamayan profilli paletli konveyörlerdir.

Paletli konveyörlerin geometrileri bantlı konveyörlerinkinden farklı değildir. Çok amaçlı ve sabit paletli konveyörler standartlaştırılmışlardır. Bu tip konveyörler, palet tasarımına ve yörünge profiline göre sınıflandırılırlar. [21]

3.2. Zincir Çekme Kuvvetinin Belirlenmesi

Kullanılan zincirlerin türü ve parçalarının boyutları, bilinen yöntemlerle yani en düşük gerginliğin bulunduğu noktadan başlayarak yörüngeyi ayrı bölümlerindeki dirençleri belirleyerek hesaplanır. Minimum gerginlik, genellikle 100 – 300 kg arasında alınır. Yan etek levhasız (flanşlı ve flanşsız) konveyörler için, ayrı bölümlerdeki dirençler aşağıdaki denklemlerden alınır. [20]

$$W_d = (q + q_0)(\pm H + L_{yat} w') \quad (3.1)$$

$$W_d = \pm (q + q_0) H + (qw'_y + q_0w'_p) L_{yat} \quad (3.2)$$

$$W_b = q_0L (\pm \sin\beta + w' \cos\beta) = q_0 (\pm H + L_{yat} w') \quad (3.3)$$

Burada;

Doğrusal kesitin uzunluğunun L yatay izdüşümüne L_{yat} , düşey izdüşümüne H

Konveyör kesitinin her metre uzunluğuna düşen yük ağırlığına q , hareketli parçaların bu kesitin her metre uzunluğuna düşen ağırlığına q_0

Denklem (3.1) ilk durum yani yük taşıyıcı eleman ile çekme elemanının eşdeğer bir w' sürtünme katsayısı ile hareket ettiği durum için yüklü şerit üzerindeki direnci göstermektedir. Burada + işaret yukarıya doğru; - işaret ise aşağıya doğru hareketler için kullanılır. f kayma sürtünme katsayısı olmak üzere, kayma hareketinde $w'=f$ dir.

Çekme ve yük taşıyıcı elemanların direnç katsayılarının farklı olması durumunda ise denklem (3.1), denklem (3.2) halini alır. Burada w'_y ve w'_p sırasıyla, yükün ve kesit boyunca hareket eden hareketli konveyör parçalarının sürtünme katsayılarıdır. Konveyörün yüksüz kesiti içinse denklem (3.2), denklem (3.3) halini alır. Elde edilen denklemlerde yatay hareketler için $\beta = 0$ olacağından; $H = 0$ ve $L_{yat} = L$ olur.

Yukarıdaki denklemlerde, paletin ve zincirlerin yürüyen her metresi başına q_0 ağırlığı şartnamelere veya imalatçıların kataloglarındaki verilere göre alınır. Tasarım

standartlarına göre de alınabilen bu değer, paletin genişliğine ve türüne bağlıdır. Ayrıca aşağıdaki denklemlerden yaklaşık bir değer de bulunabilir.

$$q_0 = 60B + A \text{ [kg/m]} \quad (3.4)$$

Burada; B, palet genişliği [m]

A, tablo 3.1 den alınan katsayıdır. A katsayısının, flanşsız paletler için olan değerleri %10 – 15 oranında küçültülür.

Tablo 3.1 Flanşlı ve baklavalı çelik paletli konveyörler için A katsayısı

Palet türü	B genişliğindeki palet için A katsayısı		
	B = 0,4 – 0,5	B = 0,65 – 0,8	B > 0,8 m
Hafif	40	50	70
Orta	60	70	100
Ağır	80	110	150

Hafif paletler, taneli yada düşük yığma ağırlıklı küçük parçalı malzemelerin; ağır paletler, büyük parçalı ve ağır malzemelerin taşınmasında kullanılırlar. Orta ağırlıkta paletler ise orta ağırlıktaki malzemeler için kullanılırlar.

Konveyörün metresi başına q yük ağırlığı, Q konveyör kapasitesi olmak üzere

$$Q = 3,6 q v \text{ [t/saat]} \quad \text{denkleminde elde edilir.} \quad (3.5)$$

Paletin, harekete karşı w' direnç katsayısı ise aşağıdaki denklemden veya tablo 3.2 den alınır.

$$w' = C \frac{\mu d + 2k}{D} \quad (3.6)$$

Burada;

μ , Tekerlek muylusundaki kayma sürtünmesi katsayısı (bilyalı yataklarda muylu çapına indirgenmiş sürtünme katsayısı)

k, Yuvarlanma sürtünmesi katsayısı [cm]

d, Muylu çapı [cm]

D, Tekerlek çapı [cm]

C, Tekerlek çapı ile ray arasındaki sürtünmeden oluşan direnç artış katsayısı ($C \geq 1$)

Tablo 3.2 Burçlu makaralı zincirler için w' katsayısı

Konveyörün çalışma koşulları (tablo 3.3) [22]	Makaralar için w' katsayısı	
	Kaymalı yataklarda	Bilyalı yataklarda
Uygun	0,06 – 0,08	0,02
Orta	0,08 – 0,1	0,03
Kötü	0,1 – 0,045	

Tablo 3.3 Konveyörün çalışma koşulları

İşletme koşulları	İşletme koşullarının özellikleri
Uygun	Temiz, kuru ortam, aşındırıcı toz yok
Orta	Isıtılan bir ortamda çalışma, sınırlı miktarda aşındırıcı toz, normal hava nemi
Kötü	Isıtılmayan ortamda yada açık havada çalışma, büyük ölçüde aşındırıcı toz, aşırı nem yada yatakların çalışmasını kötüleştiren diğer etkenler

w' direnç katsayısı denklem (3.6) dan alındığı zaman sürtünme katsayısı ray üzerindeki flanşlar için $C = 1,1 - 1,2$; yağlama ve salmastra kayıplarını da içeren yataklardaki indirgenmiş μ sürtünme katsayısı ve makaralar için k yuvarlanma sürtünmesi katsayısı çalışma koşullarına göre tablo 3.4 ten alınır.

Tablo 3.4 Paletli konveyörler için indirgenmiş sürtünme katsayısı μ ve yuvarlanma sürtünmesi katsayısı k değerleri

Çalışma koşulları	İndirgenmiş sürtünme katsayısı μ			Yuvarlanma sürtünmesi katsayısı k
	Bilyalı yataklarda	Kaymalı yataklarda		
		Yağ ile yağlama	Gres ile yağlama	
Uygun	0,001	0,1	0,15	0,06
Orta	0,025	0,15	0,2	0,08
Kötü	0,045	0,2	0,25	0,1

Eğrisel kılavuz kızaklarındaki direnç aşağıdaki denklemden elde edilir.

$$W_{eğ} = S'_{gev} - S'_{ger} = S'_{ger} (e^{w/\alpha} - 1) \quad (3.7)$$

Burada S'_{gev} ve S'_{ger} sırasıyla gevşek ve gergin kollardaki çekme kuvveti ve α ise sarılma açısıdır.

Diş sayısı az olan zincir dişlisinde ve 0,2 m/s yi geçen hızlarda çekme zincirlerinin hesabında aşağıdaki denklemden hesaplanan ve dinamik gerilmeleri de içeren toplam S_{teor} kullanılmalıdır.

$$S_{teor} = S_{st} + 3 \frac{2\pi^2 v^2 t (q + Cq_o) L}{(zt)^2 g} \quad (3.8)$$

Burada; z , Zincir dişlisi diş sayısını göstermektedir. Bu denklemdeki C katsayısı tablo 3.5 ten alınabilir.

Tablo 3.5 S_{teor} hesabındaki C katsayısı

Konveyörün uzunluğu L [m]	C katsayısı
< 25	2,0
25 – 60	1,5
> 60	1,0

Çekme elemanı iki zincirden oluşuyorsa zincir başına düşen teorik çekme,

$$S'_{\text{teor}} = 1,15 (S_{\text{teor}}/2) \text{ olur.} \quad (3.9)$$

Burada 1,15 zincir üzerindeki düzgünsüz yük dağılımına izin veren katsayıdır.

Döndüren zincir dişlisindeki çekme,

Döndürme milindeki direnç hesaba katılırsa:

$$W_o = S_{\text{ger}} - S_{\text{gev}} + W_n \text{ den 1 e} \quad [\text{kg}] \quad (3.10)$$

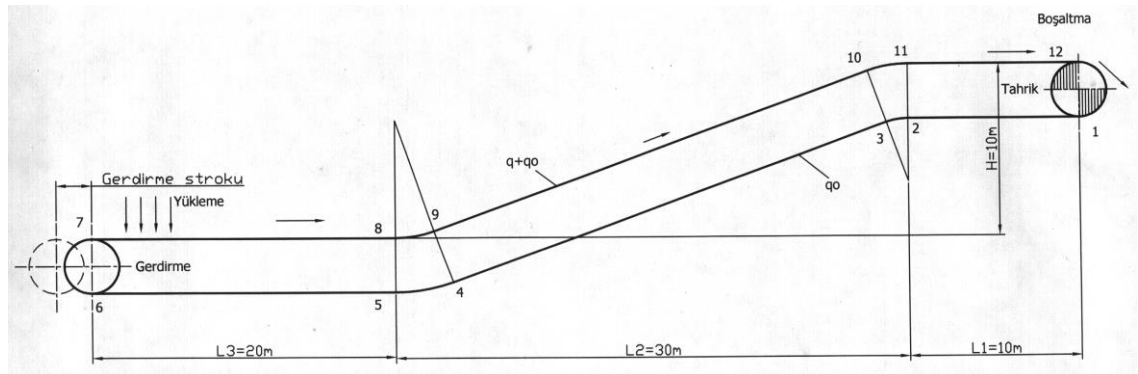
Döndürme milindeki direnç hesaba katılmazsa:

$$W_o = S_{\text{ger}} - S_{\text{gev}} \quad [\text{kg}] \text{ olur.} \quad (3.11)$$

Burada; η_g , W_o ın döndürme milindeki direnç göz önüne alınmadan hesaplandığı durumda, çekme elemanının katılığından meydana gelen döndürme miline indirgenmiş kayıpları da içeren aktarma düzeni verimidir. W_o döndürme milindeki direnç göz önüne alınarak hesaplandığı durumda η_g bu kayıpları içermez.

3.3. Analizi Yapılacak Konveyör Zincirinin Boyutlandırılması

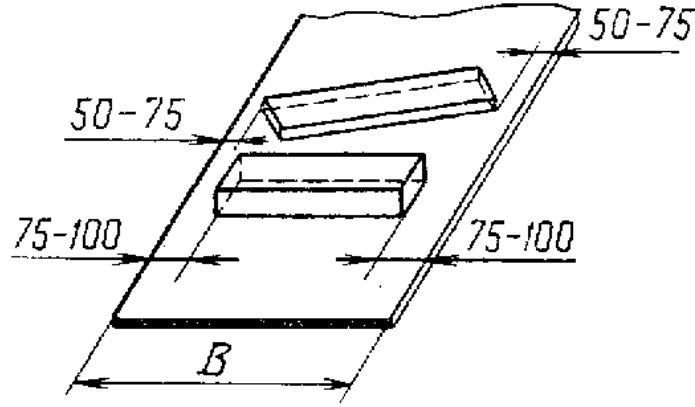
Hesabının yapılması istenen konveyör, sıcak döküm parçaları kum temizleme yerinden hazırlama atölyesine iletmek için tasarlanmıştır. İletilecek döküm parçalarının çapı 600 mm, yüksekliği 250 mm ve parça ağırlığı $G = 180 \text{ kg}$ dır. Tasarlanan konveyörün şeması şekil 3.2 de verilmiştir. Konveyör kapasitesi $Z = 300$ parça/saat, konveyörün düzensiz beslenmesini dikkate alan katsayı $K' = 2$ dir.



Şekil 3.2 Tasarlanan paletli konveyörün şeması

3.3.1. Konveyörün Ana Parametreleri

Döküm parçalarının boyutlarını inceleyerek; genişliği $B = 800 \text{ mm}$ (şekil 3.3), flanş yüksekliği $h = 100 \text{ mm}$ olan ve ek taksiye parçalarıyla donatılmış bir konveyör seçiyoruz. Lamelli ve kaymalı yataklar üzerinde dönen iki zincir çekme elemanı oluşturmaktadır.



Şekil 3.3 Konveyörlerde genişlik

Belirli bir yükü ağırlığı G ise ağırlık birimi olarak kapasite aşağıdaki formülle belirtilir:

$$Q = \frac{GZ}{1000} \quad [\text{t/saat}] \quad (3.12)$$

Sürekli çalışan konveyörlerde, malzemenin besleme düzensizliği için bir K' katsayısı ($K' \geq 1$) dikkate alınırsa:

$$Q = Q_{\text{ort}} K' \quad [\text{t/saat}] \quad (3.13)$$

Öyleyse konveyörün teorik kapasitesi

$$Z_{\text{max}} = K' Z = 2.300 = 600 \quad [\text{parça/saat}] \quad \text{veya yük birimi olarak} \quad (3.14)$$

$$Q = \frac{GZ_{\text{max}}}{1000} = \frac{180.600}{1000} = 108 \quad [\text{t/saat}] \quad (3.15)$$

Döküm parçalarının çapı 0,6 m olduğundan; minimum yük aralığı

$$a = 0,6 + 0,3 = 0,9 \quad [\text{m}]$$

Ve konveyörün hızı

$$v = \frac{Z_{\text{max}} a}{3600} \quad \text{denklemine göre} \quad (3.16)$$

$$v = \frac{600.0,9}{3600} = 0,15 \quad [\text{m/s}] \quad \text{elde edilir.}$$

Bu hız düşük olmakla birlikte, döküm parçalarının yolda soğuması istendiğinden uygun görülebilir.

3.3.2. Yürüyen Metre Başına Yükler

Palet takımlarının ve zincirlerin, kendi uzunluklarının metresi başına düşen ağırlığı bilindiği gibi,

$$q_0 = 60B + A \text{ denklemiyle elde edilir.} \quad (3.17)$$

Bu tasarımda $G = 180$ kg olan büyük ağırlıklı parçaları göz önüne aldığımızdan; ağır hizmet türü bir konveyör için tablo 3.1 e uygun olarak $A = 110$ bulunur.

$$q_0 = 60.0,8 + 110 = 160 \text{ [kg/m]} \text{ dir.}$$

Paletli konveyörün metresi başına yük ağırlığı:

$$q = \frac{G}{a} = \frac{180}{0,9} = 200 \text{ [kg/m]} \quad (3.18)$$

Şekil 3.2 de çizilen türdeki bir konveyördeki en az gerginlik 1 yada 5 noktasındadır:

1 noktasında $q_0 (l_1 + l_2) w' > Hq_0$ (2-3 ve 4-5 eğrisel kılavuz kızaklarında dirençler için düzeltmeler ihmal ediliyor)

5 noktasında $q_0 (l_1 + l_2) w' < Hq_0$ iken.

Tablo 3.2 ye göre, kaymalı yataklar için kötü çalışma koşullarında $w' = 0,13$ alınarak,

$$q_0 (l_1 + l_2) w' = q_0 (10 + 30) 0,13 = 5,2 q_0 \text{ ve}$$

$$Hq_0 = 10q_0 \text{ olduğundan}$$

$q_0 (l_1 + l_2) w' = 5,2q_0 < Hq_0 = 10q_0$ dir. Sonuç olarak en az gerginlik yani $S_{\min} = S_5$ tir. Daha önce de belirtildiği gibi $S_5 = 200$ kg alınır.

$$S_6 = S_5 + q_0 l_3 w' = 200 + 160.20.0,13 = 616 \text{ kg}$$

$$S_7 = K S_6 = 1,08.616 = 666 \text{ kg} \quad (K \text{ katsayısı } 1,08 \text{ olarak seçilmiştir})$$

$$S_8 = S_7 + (q + q_0) l_3 w' = 666 + (200 + 160)20.0,13 = 1602 \text{ kg}$$

$$S_9 = S_8 e^{w'\alpha} = 1602 e^{0,13.0,3} = 1602.1,04 = 1667 \text{ kg}$$

$$S_{10} = S_9 + (q + q_0) (l_2 w' + H) = 1667 + (200 + 160)(30.0,13 + 10) = 6670 \text{ kg}$$

$$S_{11} = S_{10} e^{w'\alpha} = 6670.1,04 = 6940 \text{ kg}$$

$$S_{12} = S_{\max} = S_{11} + (q + q_0) l_1 w' = 6940 + (200 + 160)10.0,13 = 7408 \text{ kg}$$

3.3.3. Çekme Zincirlerinin Seçimi

$$S'_{\max} = S_{\max} \frac{1,15}{2} = 1,15 \frac{7408}{2} = 4260 \text{ kg} \text{ bulunur.}$$

Zincirlerin hızı düşük olduğundan dinamik gerilmeler ihmal edilebilir. Öyleyse zincir DIN 8150 ye göre seçilir. [23]

Zincire gelecek maksimum kuvvet 4260 kg yani yaklaşık olarak 42600 N dur. DIN 8150 den; taşıyacağı yük $F_T = 50000$ N, kopma yükü $F_K = 250000$ N ve hatvesi $t = 80$ mm olan zincir seçilir.

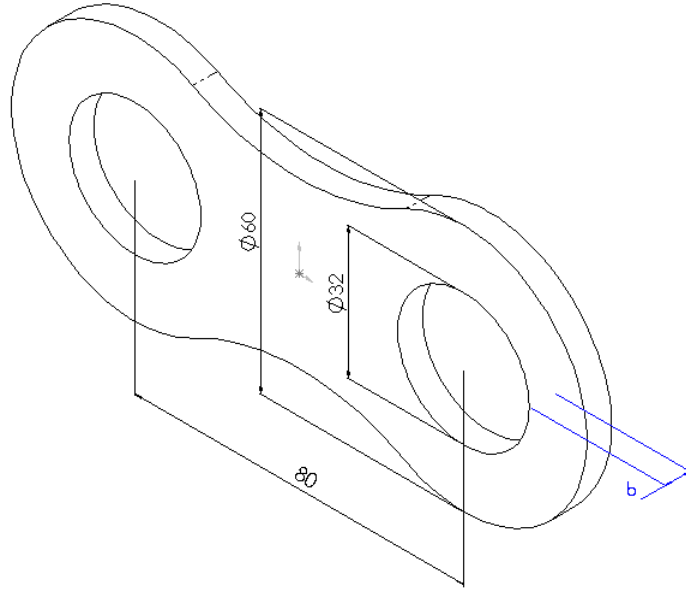
Zincir dişlilerinin diş sayısını eşit ve 23 alırsak, zincirin bakla adedi:

$$Z_{bak} = 2 \frac{a}{t} + \frac{2Z}{2} = 2 \frac{(20 + 31,7 + 10)1000}{80} + \frac{2.23}{2} \approx 1566 \quad \text{bakla} \quad (3.19)$$

Bu durumda seçilen zincir: Gall Zinciri Ax80x1550 DIN 8150 dir. Seçilmiş olan zincirin baklasındaki plaka sayısı 6 dır ve boyutları ile zincir baklası kabaca şekil 3.4 te görülmektedir. [23]

Zincir baklasındaki plaka sayısı 6 olduğundan; tek bir zincir bakla plakasını gelecek kuvvet:

$$F_{\zeta} = \frac{42600}{6} = 7100 \quad \text{N} \quad \text{dur.}$$



Şekil 3.4 Kullanacağımız paletli konveyörün çekme elemanı olan zincir ve boyutları

4. SINIR ELEMANLARI METODU

4.1. Giriş

Bir çok fiziksel ve mühendislik problemlerinin çözümünde önemli bir teknik olan sınır elemanları metodu; sonlu elemanlar metodu ve sonlu farklar metoduna göre daha çok kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılmaktadır.

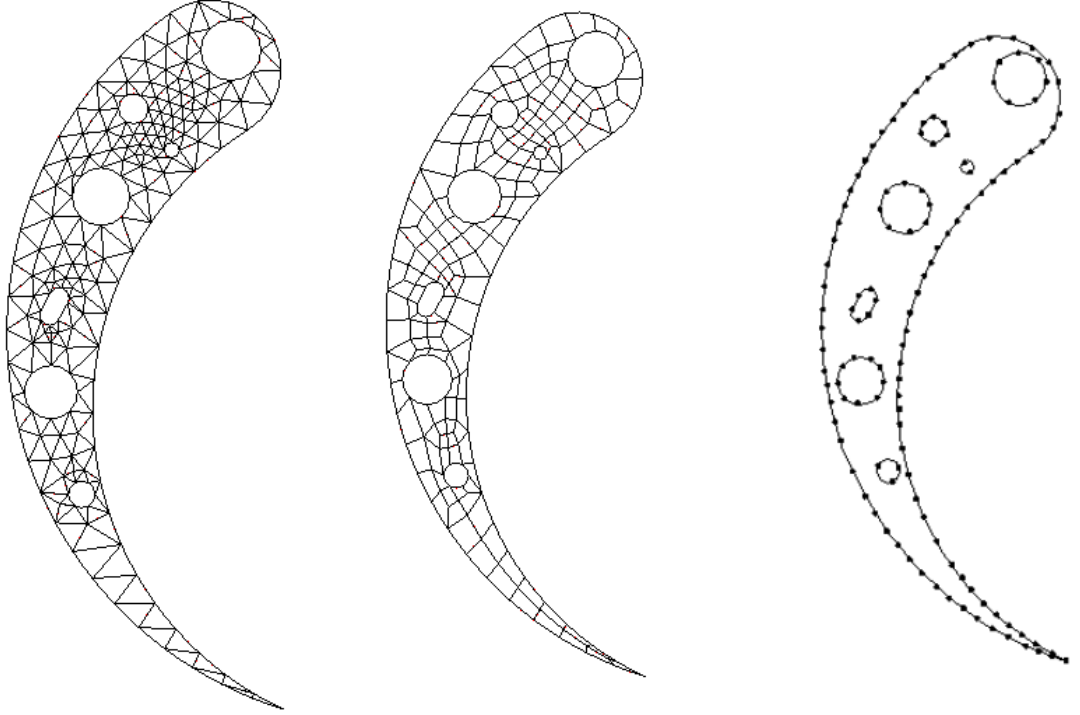
Bu metotta, ilgilenilen alanın yalnızca sınırlarının ayrıştırılması ve incelenmesi, sınır elemanları metodunun en önemli farkıdır. Sınır elemanları metodunun diğer metotlara göre hesaplama avantajı dikkate değerdir. Sınır elemanları metodunun gelişmesi, kısmi diferansiyel denklemlerin Fredholm integral denklemlerine dönüştürülmesiyle sağlanabilir. [5]

Sonlu elemanlar yönteminin bir çok mühendislik uygulamalarında yetersiz ve uygulanamaz olduğu görüldüğünden ve bilgisayar destekli mühendislik sistemlerinin çözmekte zorlanacağı bir çok uygulama için elverişsiz olduğu bir yöntem olarak göze çarpmasından dolayı yeni bir metoda gereksinim duyulmuştur. Ayrıca sonlu elemanlar yönteminin, incelenen parça ve alandaki ağlarının tanımlanmasında göreceli olarak yavaş olduğu anlaşılmaktadır.

Sınır elemanları metodu, sonlu elemanları metoduna göre kısmi gerilme konsantrasyonu veya alanının sonsuza uzadığı durumlarda olduğu gibi çok daha büyük bir kesinlik gereken problemlerde daha güçlü bir alternatif olarak ortaya çıkmaktadır. Sınır elemanları metodunun en önemli üstünlüğü, tüm hacim yerine yalnızca yüzeyin göz önüne alınmasının yeterlidir. Bu nedenle, sınır elemanları yönteminin kodlarını oluşturan katı modeller ve ağ yapılarıyla kullanmak daha basittir. Bu üstünlük, özellikle de tasarımın sonlu elemanlar yöntemiyle yapılamayacak kadar zor düzenlemeler içermesi halinde daha da önemlidir. Sınır elemanlar yönteminde, ağlar kolayca oluşturulabilir ve tasarım değişiklikleri sonucu bütün bir ağın yeniden yapılandırılmasının gerektirmez. [24]

Sınır elemanları yöntemiyle sonlu elemanlar yönteminin karşılaştırılması için örnek olarak bir türbin kanadı kesiti iki görünüşüyle şekil 4.1 de verilmiştir. Şekil 4.1 de türbin kanadının üçgen ve dörtgen elemanlarla sonlu elemanlar ağı ve sınır elemanları ağı görülmektedir. Tasarım işlemi sırasında, büyüklükleri, durumu ve

sayıları tekrar tekrar gözden geçirilmesi gerekli olan kanal üzerindeki soğutma kanallarının bulunuşuna dikkat edilmesi gereklidir.



Şekil 4.1 Sınır elemanları ve sonlu elemanlar yöntemleri kullanılarak bir türbin kanadının analizi

Tasarımdaki değişimler, bazı elemanların kolayca bükülüp çarpılmasına veya uygun olmayan boyut oranlarına neden olmaları yüzünden sonlu elemanlar metodu için zorluklar içermektedirler. Bunun yerine kullanılabilen sınır elemanları ağının düzenlenmesi ise kolaydır.

Sınır elemanları metodunun ağları, ve özellikle de üç boyutlu olanları, yapının sade olması ve sınırlar kullanılarak tasarlanması halinde kolaylıkla bilgisayar destekli tasarım sistemlerine bağlanabilirler. İnceleme işlemi ise sonlu elemanlar yönteminde kabul görmeyen, sürekli olmayan elemanların kullanılmasından da daha basittir. [1]

Sınır elemanları yönteminde, elemanların simetri düzleminde kullanılmasına da gerek yoktur. Ayrıca, süreksiz elemanların basit bir ağ yapısı oluşturacak şekilde yönlendiğine dikkat edilmelidir.

Üç boyutlu, daha karmaşık yapılar sürekli ve süreksiz elemanların kombinasyonlarıyla sınır elemanları yönteminde kolayca ayrıştırılabilir. Sadece yüzey elemanlar kullanılarak modellendiği için modelleme zamanı kısadır. Ayrıca elemanların ağ yapısı, bilgisayar destekli tasarım sisteminde oluşturulan sınır modelinden otomatik olarak oluşturulabilmektedir. Modelin, farklı yükler altındaki tüm davranışlarını analiz etmesinde kullanılabilir. Yağ deliklerinin

etrafındaki, yuvarlatmaların etrafındaki gibi kritik bölgelerdeki gerilme dağılımının bulunması için daha detaylı olarak incelenebilir. [5]

Sınır elemanları yöntemi mühendislik tasarımı için ideal bir yöntemdir. Bunun başlıca sebepleri ise, problemin çözümü için gerekli verilerin kolayca oluşturulabilmesi ve optimum bir tasarım için ihtiyaç duyulan düzenlemelerin kolayca uygulanabilmesidir. Mühendislerin belli bir problemin çözümü için gereken zamanı minimuma çekme gereksinimleridir. Ayrıca bu metotla, mühendisler için sonlu elemanlar yöntemindeki verilerin hazırlanmasındaki sıkıcı ve zaman alıcı görevler azalmaktadır. [24]

Sınır elemanları metodu, mühendislik çalışmaları ve araştırmacılar için, sınır elemanları metodunu geliştirenler, kullanıcıları yöntemden soğutacak ve zahmetli kodlar ve veriler üretmedikleri sürece geleceği olan bir yöntemdir. Sınır elemanları metodunun var olan bir çok avantajı, onun alternatiflerine göre daha kompleks matematiksel temellerine dayanmaktadır.

Bu özellik; iyi kodlama durumunda yüksek derecede verimlilik ve doğruluk, ancak zayıf sınır elemanları metodu kodları kullanılması durumunda ise kötü ve uzak sonuçlar doğurmaktadır. Yani sınır elemanları metodu uygun sayısal teknikler kullanılmaması durumunda hatalara karşı daha şüphelidir ve bu yüzden onu geliştirenlerin yöntemin teorisini iyi anlamaları gerekmektedir.

Her ne kadar sınır elemanları metodu için bilgisayar performansı önemliyse de, bazı üç boyutlu problemler için bilgisayar işlemcilerinin hızlarındaki gelişmeler problemin kesin hesabı için bir kriter değildir. Sınır elemanları kodlarına daha kaba sayısal integrasyon tekniklerinin uygulanması, bilgisayar kodlarını büyük ölçüde azaltır ve bir çok durumda da kabul edilebilir sonuçlar verir. Ancak daha başka problemler için çözüm kesinlik açısından zayıf kalabilir ve yakınsak olmayan sonuçlar verebilir. [1]

Sınır elemanları metoduyla şimdiye kadar bir çok çalışma yapılmış olup; bunlar tekrar edilen köşeler, gerilme yığılması problemleri ve kırılma mekaniği uygulamaları için sınır elemanları yönteminin yüksek kesinlikte sonuçlar verdiği görülmüştür.

Sınır elemanları yönteminin geleceği, onun özellikle tasarım aracı olarak pratik yapan mühendisler tarafından kabullenilmesine ve kullanılmasına bağlıdır. Bu metodu geliştirenler ise matematiksel kavramlar üzerinde durmak yerine, metodu kullanım açısından kolay yapan kodlamalar yazarak ve metodun temellerini mühendislik anlamında anlatarak mühendisler tarafından kolay ulaşılabilir bir duruma getirme eğiliminde olmalıdırlar. [5]

4.2. Sınır Elemanları Metodunun Tarihsel Gelişimi

Sınır elemanları metodunu konu alan ilk kitabın 1978 de yayımlanmasından sonra literatürde; potansiyeli, elastostatik problemlerini ve diğer mühendislik problemlerini konu alan çalışmalar olmuştur. [6] 1978 yılına kadar matematikçilerin ve fizikçilerin neredeyse tek alanı olan sınır integral denklemlerinin çözümünün gerçekçi problemlere uygulanması için çok az bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalara öncülük eden Hess ve Smith, genel mühendislik problemlerinin çözümü için tamamen yeni bir yöntem oluşturmak yerine özel şartları incelemişlerdir. [3] Aslında Hess ve Smith potansiyel akış problemlerine uygulanan Laplace tipi sınır değer problemlerinin çözümü için güçlü programlar geliştirmişlerdir. Bu tekniğe şimdi indirekt sınır elemanları tekniği denilmektedir. Hess ve Smith kendi formülasyonlarını iki boyutlu cisimleri olduğu gibi üç boyutlu cisimleri de analiz etmek için geliştirmişler ve onların kodları hala aerodinamikte yaygın kullanılmaktadır. Hess ve Smith kadar önemli bir başka çalışma da Harrington ve arkadaşları tarafından yapılmıştır. [4] Onlar da tekniği, daha genel sınır şartlarını kullanarak – ki bu şartlara Robin veya karma şartlar denilmektedir – elektrik mühendisliği problemlerinin çözümüne gitmişlerdir. [25]

Sınır elemanlarının direkt formülasyonun potansiyel problemlerine uygulanması da Jaswon' un çalışmasıdır. [26] 1963 te Jaswon ve Symm, Fredholm sınır integral denklemlerinin çözümü için bir sayısal teknik ortaya çıkarmışlardır. [26,27] Bu teknik, sınırı küçük elemanlara ayırmayla ve her bir elemanın içinde sabit bir kaynak yoğunluğunun olduğunu kabul etmekle ilgilidir. Onlar, denklemi yöneten sistemi elde etmek amacıyla birleştirmeyi kullanmışlardır ve sayısal teknikler (Simpson kuralı) kullanarak ve analitik yöntemlerle bulunabilecek tekil katsayıları kabul ederek etki katsayılarını hesaplamışlardır.

1978 den itibaren Brebbia ve arkadaşlarının çalışmalarıyla, sınır elemanları metodu, sonlu elemanlar ve sonlu farklar gibi sayısal tekniklerle alakalı ve o tekniklere yakın görülmüştür. [5,25,28-31]

4.3. Sınır Elemanları Metodunun Esasları

Mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılan sayısal yöntemlerin algoritmalarının bilinmesi, uygulama alanlarına göre sınıflandırılması açısından fayda sağlamaktadır. Sınır elemanları yöntemi, problemlerin geometrisinde oluşabilecek gerilme yığılmalarını ve deformasyonları hassas bir şekilde ve çok az bir zamanda hesap edebilmektedir. [32]

Bilgisayarların çok hızlı ilerlemesi çeşitli sayısal tekniklerin gelişmesine öncü olmuştur. Analitik olarak çözülemeyen ve deneysel yönden çok tekrar gerektiren problemlere uygulanabilmesi sayesinde, sayısal yaklaşımlar son yıllarda önem kazanmıştır. Öncelikle simülasyon modelleri meydana getirilmiş ve bunlar çeşitli parçalara bölünerek “eleman” adı verilmiştir. Daha sonra ele alınan geometri ve yük modelleri oluşturularak çözüm yoluna gidilmektedir. En bilinen sayısal yöntemler olarak, sonlu fark, sonlu eleman, sınır eleman gibi yöntemler sayılabilir.

Sonlu elemanlar yönteminin ana uygulama prensibi, düğüm noktalarındaki yer değiştirmeler ile düğüm kuvvetlerin arasında fiziksel bir bağıntı kurmaktır. Sınır elemanları yönteminde ise düğüm noktalarındaki yer değiştirmeler ile düğüm vektörel gerilmeleri ilişkilendirmektir. Bu metodta sınır koşullarının gerilme sınır koşulları olarak tanımlanabilmesiyle, temas problemlerinde olduğu gibi çok başanlı sonuçlar elde edilmiştir. [6]

Son yıllarda sınır elemanları yöntemi çok hızlı bir gelişme göstermiştir. Sürekli artan bir oranda mühendislik uygulamalarına çözüm bulmaktadır. Sınır elemanlar yaklaşımı, özellikle yüksek gerilme artışları olan ve karışık şekillere sahip dışlı kökü, çatlak başı ve temas gibi problemlerde çok uygun bir yöntem olarak kullanılmaktadır.

Bu yöntem, temel diferansiyel denklemlerin yüzey ve sınır integral formülasyonları üzerine kurulmuştur. Matematiksel temeli ise potansiyel teori ve integral denklem kuramlarının klasik analizine dayanmaktadır. Bu analizde direk formülasyondan bahsedilecektir. Elastik sistemlerde analizin, bilinmeyen bağımlı değişkenlerin (gerilmeler ve yer değiştirmeler) bulunduğu noktalara taşınmasıyla ve lineer cebir denklemleri sistemlerinin kullanılmasıyla yapılmaktadır.

Sınır elemanları metodu, sınır değer problemlerini diferansiyel denklemleri sınır koşulları yardımıyla integral denklemine dönüştürerek çözüm sağlayan bir yöntemdir. Bazı vektör hesaplama yöntemleri ve biraz da fiziksel sezgi kullanılarak, integral denklemleri, yalnızca yüzey integrallerini kapsayan bir forma dönüştürülür. Sınır elemanları yöntemi, problemi lineer denklemli bir sisteme dönüştürmek için yalnızca sınırları ayrıştırır ve inceler.

Ayrıştırma ve inceleme işlemi, sınırı elemanlara ayırmak ve sınır boyunca düğüm noktalarını seçmektir. Elemandaki potansiyele veya elemanın herhangi bir yerindeki akıya göre, elemandaki bir yada daha fazla düğüm noktası yardımıyla bir şekil fonksiyonu oluşturulur. En basit yöntem, her elemanın orta noktasında bir düğüm noktası oluşturmak ve tüm eleman için sabit olan bir şekil fonksiyonu belirtmektir. Lineer elemanlar için, düğüm noktaları her elemanın sonuna yerleştirilir ve şekil fonksiyonu da iki düğüm noktası değerinin lineer kombinasyonu şeklindedir.

Sınır boyunca olan integraller sadece her elemanlarda oluşan integrasyonların toplamıdır. Her düğüm noktasının potansiyel ve akı değerleri için bir matris denklemi oluşur. Hem potansiyel hem de akının her elemanda belirtildiği, iyi tanımlanmış bir problemde matris denklemi basit $Ax = y$ haline dönüşür. Burada x bilinmeyen potansiyel veya akı değerini göstermektedir. [1]

Sınırdaki elemanların çözümlerinin yapılmasından sonra, iç bölgedeki noktalar direkt olarak sistemi belirten integral denklemlerinden hesaplanabilir. Çalışmalar sonucu, bir çok değişik sınır elemanları kodları geliştirilmiştir.

Sınır elemanları metodu akışkan-yapı etkileşimi problemleri gibi karışık sınır değer problemleri ve çoklu alan problemlerinde verimli bir şekilde uygulanabilir. Sınır elemanları metodunun en önemli avantajları arasında; problemin boyutunun bire indirmesi ve böylece sınırsız veya yarı-sınırsız alanlarda yüksek verimlilik ve yüksek kesinlikte sonuçlar verir. Sınır elemanları metodunu türeten çeşitli yapımcılar bilinmektedir.

Geleneksel sınır elemanları metodu, ağırlıklı artanlar yöntemine dayanan bir formülasyondur. Öncelikle sınır integral denklemlerinden sınır değerleri elde edilir. Bu doğrudan yaklaşımın cebirsel denklemleri Galerkin veya en küçük kareler yöntemine dayanmaktadır. Böylece ortaya çıkan sistem matrisleri anlaşılması güç ve genellikle de simetrik değildirler. Bu nedenle bu yöntemin, sonlu elemanlar gibi simetrik ayrıştırma teknikleri olan bir diğer metotla birleştirilmesi veya devam ettirilmesi sayısal olarak imkansızdır.

Geleneksel sınır elemanları metoduna karşı alternatif yaklaşımlar, katı mekaniğinin değişim prensiplerinden oluşan integral denklemlerine dayanır ve konstrüksiyonda bir simetriye öncülük yapmaktadır. Minimum potansiyel enerji prensibi ve minimum tümleyici enerji prensipleri sadece bir bilinmeyen alan ihtiva etmektedirler, bunlar da sırasıyla yer değişimi ve gerilme alanıdır.

Sınırdaki alanlardaki devamlılığı gevşetmek suretiyle, değişim prensipleri ortaya çıkar. Bu prensiplerin kullanımıyla iki hibrit sınır elemanları yöntemi geliştirilmiştir. Hibrit yer değişimleri metodu ve hibrit gerilme metodu olarak isimlendirilmişlerdir. Bu metotların formülasyonlarının, statik durumdan dinamik duruma genelleştirilmesi Hamilton' un frekans ve zaman alanında akustik ve hidroakustik alan problemleri için geliştirdiği prensibine dayanmaktadır. [33] Titreşim yapan katıların birleştirilmiş ayrışmaları, akışkan-yapı etkileşimi problemlerinin çözümüne yol göstermektedir. Simetrik atalet ve katılık matrislerinin birleştirilmesi zaman alanında başarılabilmektedir. [6]

4.4. Sınır Elemanları Metodunun Matematiksel İfadesi

Sınır elemanları yaklaşımında, temel diferansiyel denklemlerinin integral özdeşliklerine tüm yüzey ve sınırlarda uygulanabilir bir şekilde transfer edilmektedir. Bu integraller ise sınırlarda küçük sınır parçalara bölünmüş sınır elemanları üzerinde sayısal olarak integre edilmektedir. Diğer sayısal yöntemlerde olduğu gibi sınır şartlarının sağlanması, tekil çözüm denklem setlerinin oluşması için önemlidir.

Tüm varsayımlar yüzeyde kısıtlandığından sınır eleman yöntemi kolayca geometrisi karışık sınırlarda uygulanmaktadır. Bu yöntem, daha çok çabuk değişim gösteren değişkenleri olan bölgelerdeki modellemesi sonucunda sonlu eleman metoduna göre daha iyi hassasiyette sonuçlara ulaşmaktadır. [34]

Klasik sınır elemanları yöntemi formülasyonunun basamaklarını özetlemek, sonlu elemanlar yöntemi ile gerçek bir anlamda kıyas yapabilmek için faydalı olacaktır.

a) Çözüm alanı yer değiştirmelerini kapsayan diferansiyel denklemlerin çıkarılması (Navier Denklemleri): Bunun için şekil değiştirme – yer değiştirme tanımlarını önce Hook kanunun (ana denklemler) içerisine, sonra denge diferansiyel denklemlerine yerleştirmek gerekmektedir.

b) “Temel çözüm” diferansiyel denklemlerinin elde edilmesi: Bu çözümde herhangi bir geometriye uygulanabilme ve temel olarak sonsuz ortamda 'nokta yük' çözümü alınmaktadır (Kelvin Çözümü). Temel çözüm $1/r$ veya $\log(1/r)$ düzenindedir. Buradaki r , uygulanan P yükünün bulunduğu noktayla, sınırın herhangi yerinde bulunan alan noktası Q arasındaki fiziksel mesafe olmaktadır.

c) Karşıt iş teoreminin (Betti Teorem) kullanılması: Bu kurama göre; eğer (a) ve (b) gerilim durumları var ve denge şartını sağlıyorsa, o zaman (a) sistemine ait olan kuvvetlerden (b) sisteminin yer değiştirmelerinin üzerine yapılan iş, (b) sisteminin kuvvetlerinin (a) sisteminin yer değiştirmeleri üzerine yaptığı işe eşittir.

$$\sum_P F_P^{(a)} u_P^{(b)} = \sum_P F_P^{(b)} u_P^{(a)} \quad (4.1)$$

Burada P herhangi bir noktadır. Eğer dış kuvvetler yüzeye sınırlandırılırsa denklem (4.1) aşağıdaki şekile dönüşür.

$$\int_S t_i^{(a)} u_i^{(b)} dS = \int_S t_i^{(b)} u_i^{(a)} dS \quad (4.2)$$

Burada ise $i=1,2,3$ kartezyen koordinatlardaki x,y,z ye karşılık gelmektedir. Gerilme vektörü t_i ise yüzeye olan bağıntısı yazılmaktadır ($t_i = \sigma_{ij} n_j$). n_j ise yüzeydeki birim dış yüzey normali olmaktadır. Bu durumda seçim olarak (a) sistemini temel çözüm (bilinen) alınmış ve (b) sistemini ise gerçek problem (bilinmeyen) olarak

tanımlanmıştır. Sonuç olarak, yerdeğİştİrmeleri ve gerilme vektörlerini yüzeyde (sınırdaki) ilişkilendiren sınır integral denklemi elde edilmektedir.

d) Çözüm matrisinin yüzeyde bulunan bir noktaya yerleştirilen P yükünün integralinin sırayla her bir nokta için tekrarı ile kurulması. Burada P noktası yükü (temel çözüm), ilk önce 1. noktaya yerleştirilerek sadece ilgili olduğu yüzeydeki N değişkeninden oluşan bir denklem seti oluşur. Daha sonra bu yük 2. noktaya yerleştirilir ve ilgili denklem seti meydana gelir. Bu işlem N denklem seti oluşuncaya kadar devam eder. Sonuç olarak lineer sistem denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$[A] [u] = [B] [t] \quad (4.3)$$

e) Sınır şartlarının uygulanması: Bunun için bilinen yer değiştirme, bilinen gerilme veya yer değiştirme ile gerilmenin lineer ilişkisi halinde bulunan bir denklem kullanılmaktadır. Lineer denklemleri yeniden bilinmeyen değişkenleri sol tarafa ve bilinen değişkenleri ise sağ tarafa yerleştirilerek düzenlenip, değiştirilmiş çözüm matrisi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$[A^*] [x] = [B^*] [y] = [c] \quad (4.4)$$

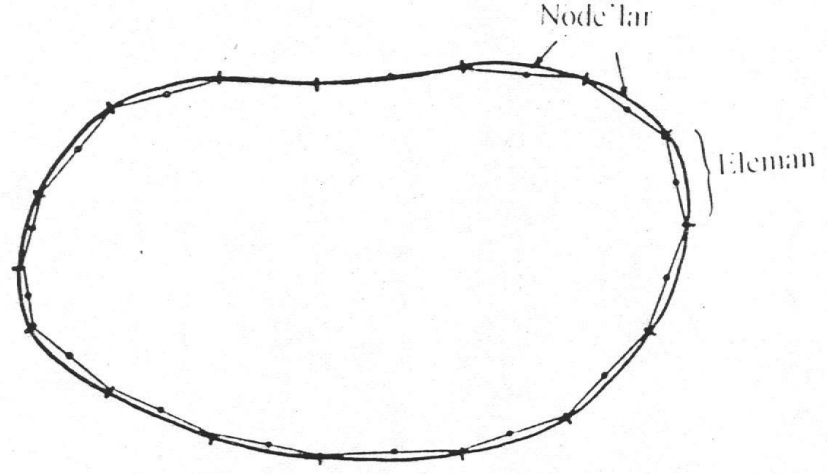
Burada [x] vektörü, bilinmeyen yer değiştİrmeler ve gerilmeler karışımı olarak kendini göstermekte ve [y] vektörü bilinen yer değiştirme ve gerilmeleri vermektedir. Sağ tarafta bulunan [c] vektörü ise bilinen katsayıları içermektedir.

f) Tüm sistemin lineer denklemlerinin çözülmesi: Çözüm matrisinin simetrik olmaması ve sıfır olmayan katsayıları içermesi nedeniyle direk çözüm metodu olan Gauss eliminasyon uygulanmaktadır.

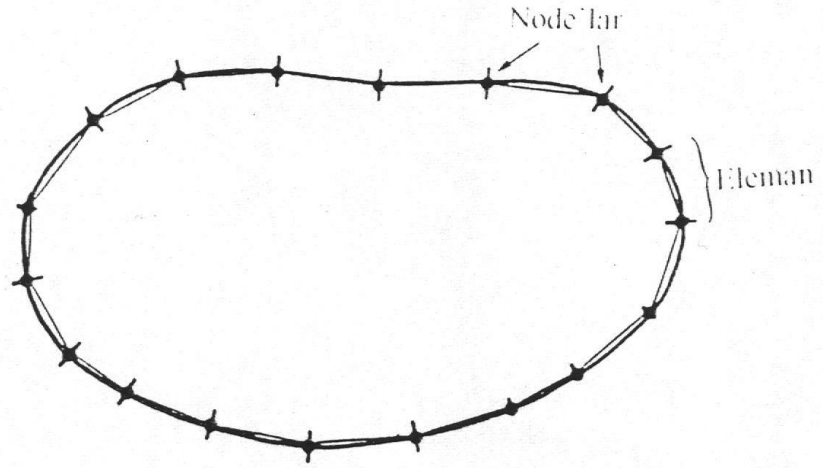
g) Diğer bilgilerin elde edilmesi: Bunun için hesap edilen sınır gerilmeleri ve yer değiştİrmeleri kullanarak gerilme, şekil değiştirme, şekil değiştirme enerjisi ve gerilme şiddet faktörü hesap edilmektedir. Aynı zamanda, sınırdaki bulunan değerler kullanılarak iç noktalardaki yer değiştİrmeler ve gerilmelerin hesap edilmesi de mümkündür.

Sınır elemanları yöntemiyle analizi yapılacak nesnenin iki boyutlu ve sınırının şekil 4.2 de görüldüğu gibi N parçaya bölündüğu kabul edilir. Bilinmeyen değerlerin olduğu düşünölen noktalar “düğüm noktası” olarak adlandırılır ve sabit elemanların ortasında alınırlar. [6]

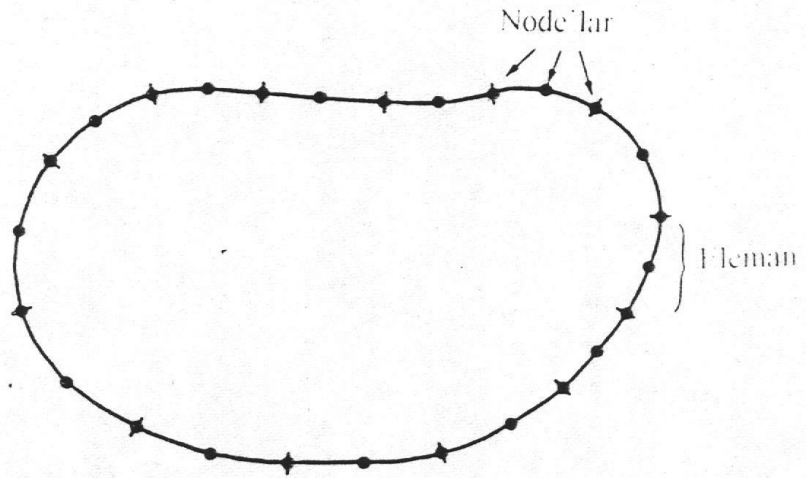
Sınır elemanları yöntemi sınırlı ve sınırsız problemlere çözüm getirmektedir. Özellikle sınırsız tanımlanan zemin mekaniği uygulamaları, havada hareket eden rüzgar ve ses titreşimi gibi modellerde çok iyi sonuçlar vermektedir.



(a) Sabit Elemanlar



(b) Lineer Elemanlar



(c) Kuadratik Elemanlar

Şekil 4.2 Farklı tipteki sınır elemanları

5. SINIR VE SONLU ELEMENLAR METODLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

Bu bölümde en çok kullanılan iki analiz yöntemi olan sınır elemanları ve sonlu elemanlar metodları karşılaştırılacak, birbirlerine göre üstünlükleri ve yetersizlikleri ortaya konacaktır.

Ancak bazı problemlerin şartlarında iki metodun da birbirlerine karşı üstünlükleri sınırlıdır. Bu gibi durumlarda bu iki yöntemi beraber kullanmak da olasıdır.

5.1. Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu elemanlar analizleri herhangi bir yapı için gerilmelerin ve deformasyonların tahmin edilmesi için kullanılmaktadır. (ayrıca elbette ki ısı transferi, sıvı akış veya elektriksel alanlar hesaplamalarında da kullanılır) Sonlu elemanlar metodu büyük yapıyı çok küçük elemanlara ayırarak modeller. Her elemanın basit bir şekli vardır (kare veya üçgen gibi). Her elemandaki bilinmeyenler düğüm noktalarındaki yer değiştirmelerdir. Sonlu elemanlar programı bu basit elemanları belirten matrisleri toplayarak tüm sistemi temsil eden matris haline dönüştürür. Bilinen kuvvetler ve sınır koşulları göz önüne alınarak, bilinmeyen yer değişimleri elde edilir. Daha sonra da her düğümdeki yer değişiminden her eleman için gerilme değeri hesaplanır. [2]

Öncelikle elemanların tipine göre bir denklem kabul edilir. Bazı elemanlarda tüm eleman boyunca birim şekil değiştirme sabit kabul edilirken bazı eleman tiplerinde ise ortaya çıkacak denklem daha yüksek derecedendir. Bu denklemler kullanılarak ve seçilmiş eleman tipinin geometrisi göz önüne alınarak dış kuvvetlerle düğüm noktalarının yer değişimleri arasındaki denge denklemi elde edilir. Bir elemandaki bir düğüm noktasının her serbestlik derecesi için bir adet denklem ortaya çıkmaktadır. Bu denklemler bilgisayar algoritması için en uygun şekil olan matris halinde yazılırlar. Kuvvetlerle yer değiştirmeler arasında bağ kuran bu katsayılar matrisine “katılık matrisi” denir.

$$\{F\} = [K] \{d\} \quad (5.1)$$

Bilinmeyenler farklı serbestlik derecelerinden olsalar da iç denklem birim şekil değiştirme fonksiyonlarına göre bütünlük oluşturacak şekilde yazılır.

Sonlu elemanlar modelinin yaptığı aslında tüm yapıyı düğüm noktalarının yerlerini, elemanları, fiziksel ve malzeme özelliklerini, yükleri ve sınır koşullarını ekleyerek idealleştirmektedir.

Aslında genel olarak sonlu elemanlar analizlerinin daha kesin sonuç vermesi için yapının farklı kısımları farklı eleman tipleriyle bölünebilir. Çözümün kesinliği yapının ne kadar iyi modellendiğine, yükler ve sınır koşulları için yapılan kabullere ve verilen problem için kullanılan eleman tipinin uygunluğuna bağlıdır. Yapıyı oluşturan elemanlar ne kadar küçülürse çözümün kesinliği de o oranda artar. [35]

Sonlu elemanlar analizleri üç adımdan oluşur: “ön-işlemci, çözümleyici ve son-işlemci”.

Ön-işlemci, sonlu elemanlar modeli geometrisinin oluşturulduğu, fiziksel ve malzeme özelliklerinin girildiği, sınır koşullarının ve yükün belirtildiği işlemlerin tümünü kapsar.

Çözümleyici kısmında sonlu elemanlar problemi lineer veya lineer olmayan statik, dinamik, burkulma, iletim, ısı transferi ve potansiyel akış analizleri olarak çözülür.

Son-işlemci kısmında ise deformasyonlar ve gerilmeler kağıda aktarılır ve elde edilen sonuçlar belirlenmiş bir hasar kriteri ile mukayese edilir. Bu kısımda aslında mühendislerin amacı oluşturdukları parçanın uygulanan yükleri taşıyıp taşıyamayacağını anlamak değil; elde edilen sonuçları değişik formatlarla inceleyip, oluşturdukları modelin hasara uğramasının nedenini veya modelin nasıl daha iyi tasarlanabileceğini araştırmaktır. [2]

5.2. Sınır Elemanları Yönteminin Üstünlükleri

Sınır elemanları yönteminin, sonlu elemanlar yöntemine üstünlükleri aşağıda maddeler halinde verilmiştir:

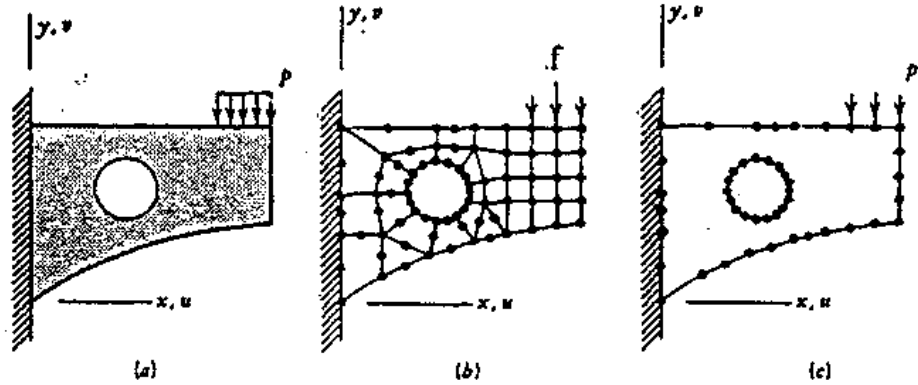
a) Veri hazırlama zamanının azlığı: Bu durum sınır elemanları yönteminde sadece yüzeyin modellenmesinden dolayı meydana gelmektedir ve böylece boyutsal açıdan bir yön indirgenmesi olmaktadır. Veri hazırlanırken kontrol ve analiz etme zamanı büyük oranda azalmaktadır. Aynı zamanda, ağlarda yapılan değişiklikler de kolay olmaktadır. Bu avantaj daha çok tekrar değişim gereken çatlak ilerlemesi ve sürtünmeli temas gibi ağ problemlerinde önem kazanmaktadır. [1]

b) Gerilme halinin yüksek çözünürlüğü: Gerilmeler tam doğru olarak hesaplanmaktadır. Çünkü iç noktalar için daha başka bir yaklaşım tekniği uygulanmamaktadır. Çözüm iç alanda tam kesin olmaktadır. Bu durum, sınır elemanları yöntemini gerilme yığılmaları, temas ve çatlak problemlerinde olduğu

gibi çabuk değişen gerilme ortamlarının modellenmesi için çok uygun bir yöntem olarak ortaya koymaktadır.

c) İncelenen problemlerin çoğunda: Analizi yapılacak detaylar sınırda veya alanın içerisindeki belli bir bölgededir. Yani sonlu elemanlar metodunun yaptığı gibi tüm iç alanın analizine gerek yoktur. Sınır elemanları metodunda ise öncelikle sınırın çözümü yapılır, sonra da gerekiyorsa alan içindeki noktaların çözümü bağımsız bir adım olarak yapılır. [32]

d) Daha az bilgisayar zamanı ve depolama işleminin olması: Sınır elemanları yönteminde, sonlu elemanlar yöntemi ile aynı seviyedeki doğruluk için daha az düğüm noktası ve eleman kullanılmaktadır. Mukayese edilebilir seviyedeki gerilme değerlerine erişebilmek için, sınır elemanları ağlarından daha fazla miktarda sonlu elemanlar sınır bölgesi ağlarına ihtiyaç vardır. Ankastre olarak yerleştirilmiş delikli bir levhanın sonlu elemanlar ve sınır elemanları ile modellenmesinde kullanılan ağ durumu Şekil 5.1 de görülmektedir.



Şekil 5.1 Ankastre delikli levha probleminin sonlu elemanlar ve sınır elemanlar yöntemi ile modellenmesi

e) Daha az istenmeyen bilgi sahibi olunması: Bir çok mühendislik probleminde çatlak, gerilme yığılması ve termal şok gibi en kötü durum daha çok yüzeylerde oluşmaktadır. Tasarımlarda ve mühendislik uygulamalarında, genellikle tasarımcı daha çok meydana gelebilecek en kötü durumla ilgilenmektedir. Böylece, parçanın tamamının üç boyutlu olarak sonlu elemanlar ile modellenerek, her bir noktaya gelebilecek gerilmelerin hesaplanması çok yetersiz ve gereksiz olmaktadır. Sınır elemanları yönteminde iç noktaların analizi kullanıcıya bağlı olduğundan, tasarımcı istediği noktayı inceleyerek tüm iç alanı taramaktan kurtulmuş olmaktadır. [24]

f) Sıkıştırılamayan malzemeler için kolay uygulanabilirlik: Bu özellik sınır elemanları yönteminin bir diğer üstünlüğüdür. Yer değiştirme temelli, düzlemsel

şekil değiştirme sonlu elemanlar formülasyonu poisson oranı 0.5 olduğu zamanlar yani sıkıştırılamayan malzemede başarılı olamamaktadır. Sınır elemanları formülasyonu ise bu tip malzemeleri de kolayca işleme sokmaktadır. Böylelikle lastik – kauçuk türü malzemelerde sınır elemanları yönteminin kullanılması sonlu elemanlar yöntemine göre daha uygundur.

g) Sınır elemanları metodunda, sonlu elemanlara göre bağımlı değişkenlere göre sınırdaki reaksiyonlar için daha kesin bilgi elde edilmektedir.

5.3. Sınır Elemanları Yönteminin Sakıncaları

Sınır elemanları yönteminin, sonlu elemanlar yönteminin özellikleri dikkate alındığında zayıf olduğu noktalar aşağıda maddeler halinde özetlenmiştir.

a) Çok kolay olmayan matematiksel işleme sahip olması. Bunun yanı sıra sayısal integrasyon, sınır şartları işleyicisi gibi birçok sonlu elemanlar metodu sayısal işlemleri doğrudan sınır elemanları yönteminde kullanılabilir. [1]

b) Doğrusal olmayan problemlerde iç noktaların modellenmesi gerekmektedir. Fakat, elasto-plastisite gibi birçok doğrusal olmayan durumlarda iç modelleme problemleri seçilen alanlarda (çatlak başı gibi) sınırlanmaktadır. Sınır elemanları yöntemi doğrusal olmayan problemlerde de kesin sonuçlara ulaşmasına rağmen, boyutsal matris büyüklüğünden dolayı üstünlüğünü kaybetmektedir.

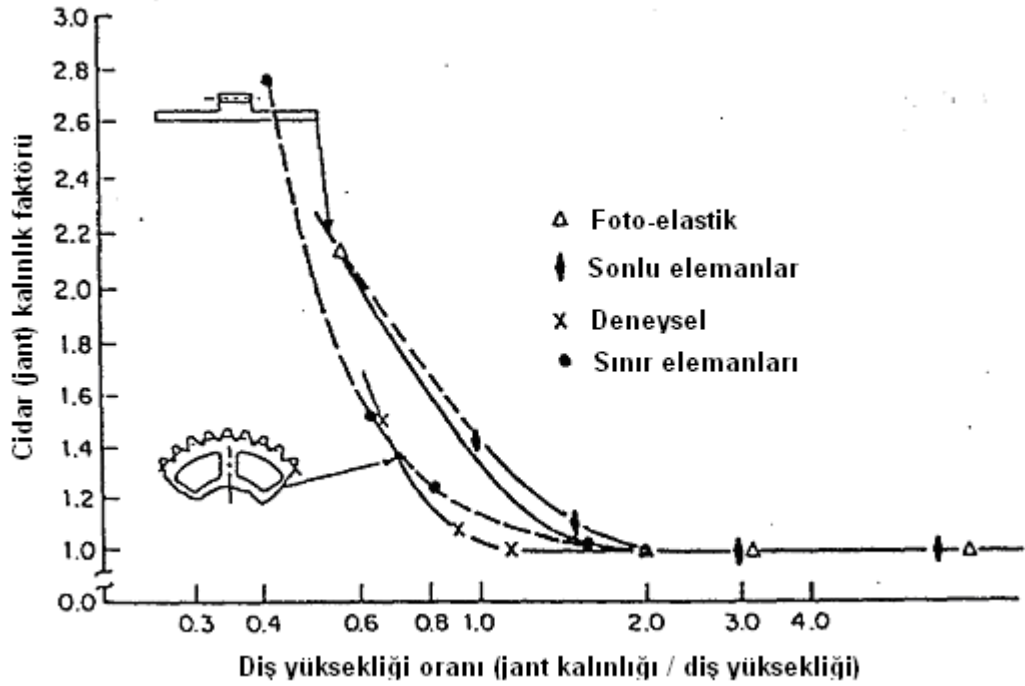
c) Sınır elemanları metodu, ince kabuk analizini çok iyi yapamamaktadır. Bunun sebebi büyük yüzeyin hacime olan oranından ve düğüm noktalarının kabuk kalınlığının her iki tarafında civara yakın olmasından kaynaklanmaktadır. Bu durum sayısal integrasyonda hatalı sonuçlara sebep olabilmektedir. Sonlu elemanlar yaklaşımı ince cidarlı kabuk problemleri için daha çok uygundur.

d) Sınır elemanları metodu çok dolu elemanlar bulunan çözüm matrisine sahiptir. Sınır elemanları formülasyonunda oluşan çözüm matrisi, simetrik olmayan ve sıfır harici katsayılarla oluşmaktadır. Bunun yanı sıra sonlu elemanlar yönteminin çözüm matrisleri genellikle daha büyük boyutlarda fakat seyrek elemanlara sahip olarak ortaya çıkmaktadır. Bu duruma göre sınır elemanları çözüm matrisinin tamamı bilgisayarın ana hafızasında saklanması gerekmektedir. Hangi metodun daha küçük bir sistem oluşturacağı ve daha hızlı çözüm vereceği en önemli sorudur. Bu da daha çok hacim-sınır oranına bağlıdır. Sonsuz ve yarı-sonsuz alana sahip problemler için bu nedenle sınır elemanları metodu tavsiye edilir. [32]

e) Tekil integrantlar içeren integrallerin hesaplanma ihtiyacı sınır elemanları metodunun uygulanmasını, sonlu elemanlar yöntemiyle kıyaslandığında en az bir o kadar zorlaştıran bir faktördür.

5.4. Yöntemlerin Yapılmış Araştırmalar Üzerinde Karşılaştırılması

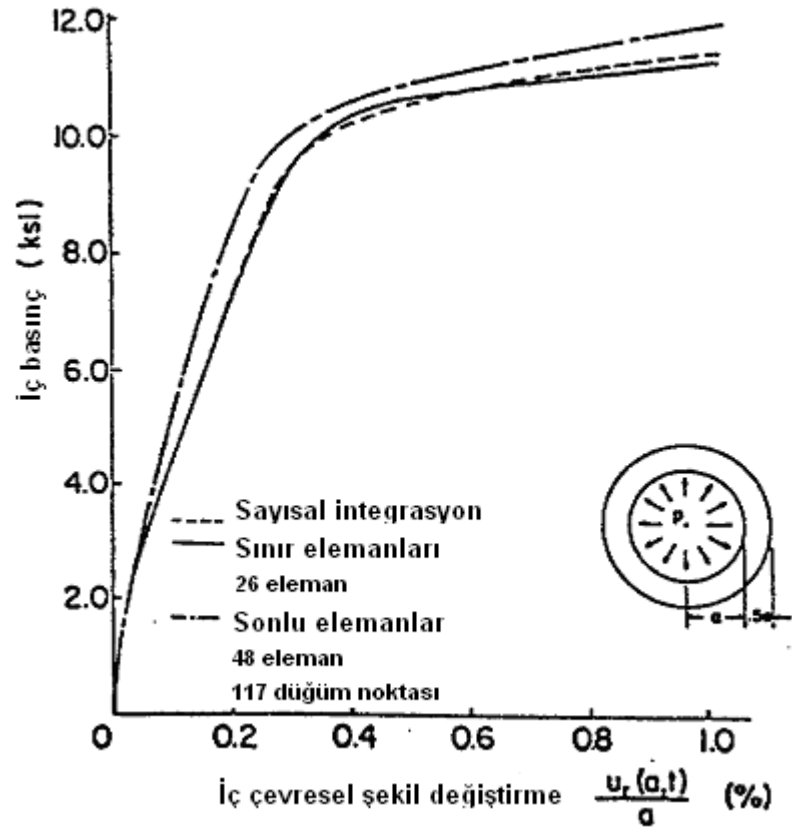
Şekil 5.2 de dişli tasarımıyla önemli bir yeri olan ince cidarlı dişlilerin tasarımında kullanılan “cidar (jant) kalınlık faktörü” grafiği verilmiş, deneysel ve sayısal metodlar kıyaslanmıştır (sınır elemanları, sonlu elemanlar, foto-elastik, deneysel). Bu problemde sınır elemanları yönteminin, uzama telleri (deneysel) yöntemiyle en uyumlu olduğu tesbit edilmiştir. [36]



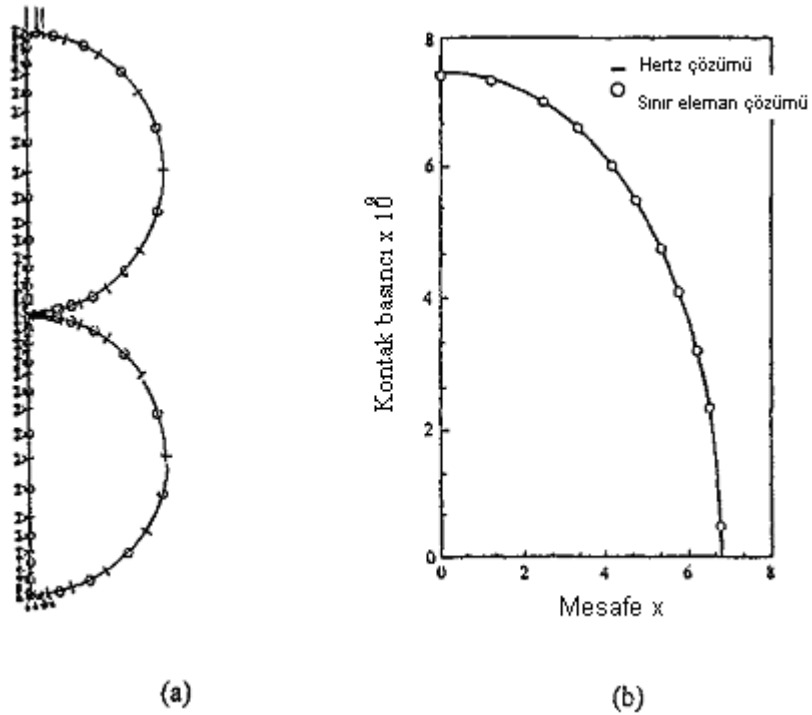
Şekil 5.2 Çeşitli yöntemlere göre cidar (jant) kalınlık faktörü

Şekil 5.3 te ise boyutsuz olarak verilmiş olan dairesel delikli plakanın iç basınçla, iç çevresel şekil değiştirme değişimi verilmiştir. Sınır elemanlar yönteminin eleman sayısı az olmasına rağmen sonlu elemanlar yöntemine göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

Mühendislik uygulamalarında önemli bir yeri olan temas probleminin; şekil 5.4.a da modellenmesi, şekil 5.4.b de ise analitik çözümüyle kıyaslanması görülmektedir. Sınır elemanları yöntemi, gerilme sınır şartlarını kullanması ve problemin sınırda olması nedeniyle çok iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. [32]



Şekil 5.3 Dairesel delikli plakanın şekil değiştirme dağılımının karşılaştırılması



Şekil 5.4 Temas durumunda olan iki silindirin; (a) modellenmesi ve (b) sınır elemanları ve analitik yöntemlerle elde edilen sonuçların karşılaştırılması

Sonlu eleman yöntemi bir çok probleme uygulanabilmektedir. Ancak iki boyutlu problemlerin bile modeli hazırlanırken yapılan bir çok işleme sahip olması, özellikle düzgün olmayan şekillerin analizinde fazla zaman alması ve ciddi oranda bilgisayar gücüne ihtiyaç duyması bu metoda bazı sınırlamalar getirmektedir. Yukarıda verilen dışlı analizinde olduğu gibi, kritik noktaları sınırlarda olan problemlerde sınır elemanları yöntemi gücünü sergilemektedir.

Sayısal analizde çokça kullanılan sonlu elemanlar yöntemi her tip probleme uygulanmakta fakat, deneysel çalışmalarla yapılan karşılaştırmalardan çıkan sonuçlara göre her problemde çok iyi sonuçlar vermediği anlaşılmaktadır. Bu durum her çözüm metodu için geçerlidir. Mühendislik problemlerinde de her yöntemin kendisine göre üstünlükleri ve mahsurları vardır. Bunları kullanım yerlerine göre çok iyi tesbit edip ona göre metodların uygulanması gerekmektedir. [1]

5.5. Sınır Elemanları ve Sonlu Elemanlar Yöntemlerinin Birlikte Kullanılması

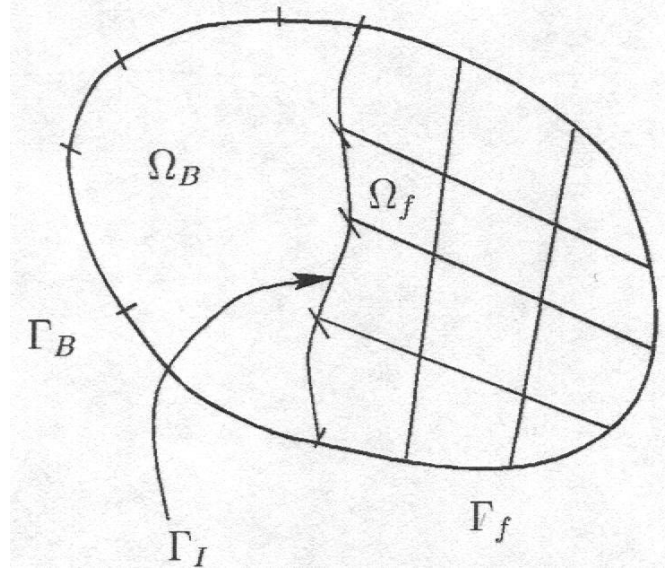
Bazı problemler ve durumlar vardır ki, bu şartlarda sonlu elemanlar metodu sınır elemanları metoduna göre kesinlikle tartışmasız bir biçimde üstündür; elbette bunun tersi de doğrudur. Genellikle bir problemin alanının belli bir bölümünde bir metot iyi sonuç verirken, aynı problemin başka bir bölümünde diğer metot daha iyi sonuç verir. Örneğin detaylı bir gerilme analizinde belli bir alan etrafında sonlu elemanlar metodu daha yakın ve iyi sonuçlar verirken yarı-sonlu alanlarda sınır elemanları metodu daha iyi sonuçlar vermektedir. [5]

Sonlu elemanlar metodunun ve sınır elemanları yönteminin birlikte kullanılması son yıllarda çokça uygulanmakta ve böylelikle optimum sonuçlara ulaşılmaktadır. Bir problem metodların uygulama yerleri üstünlüğüne göre sınır elemanları ve sonlu elemanlar çözüm alanlarına bölünüp, bir metodun çıktısı diğer metoda girdi olarak dahil edilerek bilinmeyenler elde edilmektedir. Sınır elemanları metodu ve sonlu elemanlar metodu arasında bağıntı kurmak için bir çok çalışma yapılmıştır. Ancak burada sadece bazı ana fikirlerden bahsedilecektir. Uygulanabilir en az iki yöntem vardır:

- Sınır elemanları metodu bölgesini sonlu elemanlar gibi ele almak ve sonlu elemanlar metodu ile birleştirmek.
- Sonlu elemanlar metodu bölgesini eşdeğer sınır elemanlar gibi ele almak ve sınır elemanlar metodu ile birleştirmek.

Dikkat edilmesi gereken yukarıdaki iki yönteminde aslında birbirlerine eşitliğidir; ancak hangi yöntemin kullanılacağı probleme ve problemde sınır elemanları

metodunun mu yoksa sonlu elemanlar metodunun mu daha baskın olduğuna bağlıdır. (şekil 5.5)



Şekil 5.5 Sınır elemanları ve sonlu elemanlar yöntemleri arasında bağıntı kuran çözüm alanı

Şekil 5.5 içinde görülen çözüm alanında;

Ω_f : Sonlu elemanlar metodu bölgesini,

Ω_B : Sınır elemanları metodu bölgesini,

Γ_f : Sonlu elemanlar metodu sınırını,

Γ_B : Sınır elemanları metodu sınırını ve

Γ_I : Orta yüzey sınırını göstermektedir.

Ω_B alanı için sınır elemanları matrisleri yazılabilir:

$$\mathbf{A}\mathbf{u} = \mathbf{B}\mathbf{q} \quad (5.2)$$

Burada $\mathbf{u}$, u nun düğüm noktası değerlerinin vektörüdür ve $\mathbf{q}$ ise $(\partial u / \partial n)$ in düğüm noktası değerlerinin vektörüdür.

Ω_f alanı için sonlu elemanlar matrisleri yazılabilir:

$$\mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f} \quad (5.3)$$

Burada $\mathbf{K}$ katılık matrisi ve $\mathbf{f}$ ise yük vektörüdür.

- Birinci yöntemi uygulamak için:

$$\mathbf{B}^{-1}\mathbf{A}\mathbf{u} = \mathbf{q} \quad (5.4)$$

Denklem (5.4) teki $\mathbf{q}$, uygun ana fonksiyon yardımıyla $\mathbf{q}$ nun ağırlıklı düğüm noktası değerleriyle eşdeğer yük vektörüne dönüştürülür. Böylece $\mathbf{M}$ matrisini elde edilir. Böylece denklem (5.4) aşağıdaki hale dönüşür.

$$\mathbf{M} (\mathbf{B}^{-1}\mathbf{A}) \mathbf{u} = \mathbf{M}\mathbf{q} = \mathbf{f}_B \quad (5.5)$$

$$\mathbf{K}_B \mathbf{u} = \mathbf{f}_B \quad (5.6)$$

burada $\mathbf{K}_B = \mathbf{M} \mathbf{B}^{-1}\mathbf{A}$ dır. (5.7)

Eşdeğer katılık matrisi sınır elemanları metoduyla elde edilir.

Böylelikle bu matris, orijinal sonlu elemanlar metodu matrisiyle, tüm Ω_B alanı için sonlu elemanlar metodu tipi bir sistem elde etmek için birleştirebiliriz.

- İkinci yöntemi uygulamak için öncelikle denklem (5.5) gerekir.

Böylece $\mathbf{M}\mathbf{q} = \mathbf{K}\mathbf{u}$ şeklinde bir eşdeğer sınır elemanları metodu sistemi elde edilir. Bu da ayrıca geçerli olan sınır elemanları metodu sistemlerine dahil edilebilir ve halen geçerli olan sınır elemanları metodu matrisleri çözücülerıyla birlikte kullanılabilir.

İlk yöntemde elde edilen matrisler genellikle simetrik değildir ve eleman bakımından seyrek değildir. Bu da, yeni sonlu elemanlar tipi sistemini çözmek için farklı matris denklem çözücülerinin kullanılmasını gerektirir. Zira sonlu elemanlar yöntemi kodları için kullanılan çoğu çözücüler seyrek ve simetrik matris denklemleri içindir. Ancak ikinci yöntemin çözümünde hiç bir matris dönüşümü olmadığından, bu yöntemin çözümü ilk yönteme göre daha kolay ve ucuzdur. Ayrıca halen geçerli olan sınır elemanları metodu çözücülerini simetrik veya seyrek matrislerin farkını ayırt edemeyeceklerinden, çözümün yapılabilmesi için yeni bir matris çözücüsüne ihtiyaç göstermemektedir. [5]

6. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE ZİNCİR BAKLASINDA GERİLME ANALİZİ

Bu bölümde, şekil 3.4 te boyutlarıyla görülen zincir baklasının gerilme analizi sonlu elemanlar yöntemini kullanarak analiz yapan ANSYS® ve I-DEAS® programları yardımıyla yapılacaktır.

6.1. ANSYS® Analiz Programı

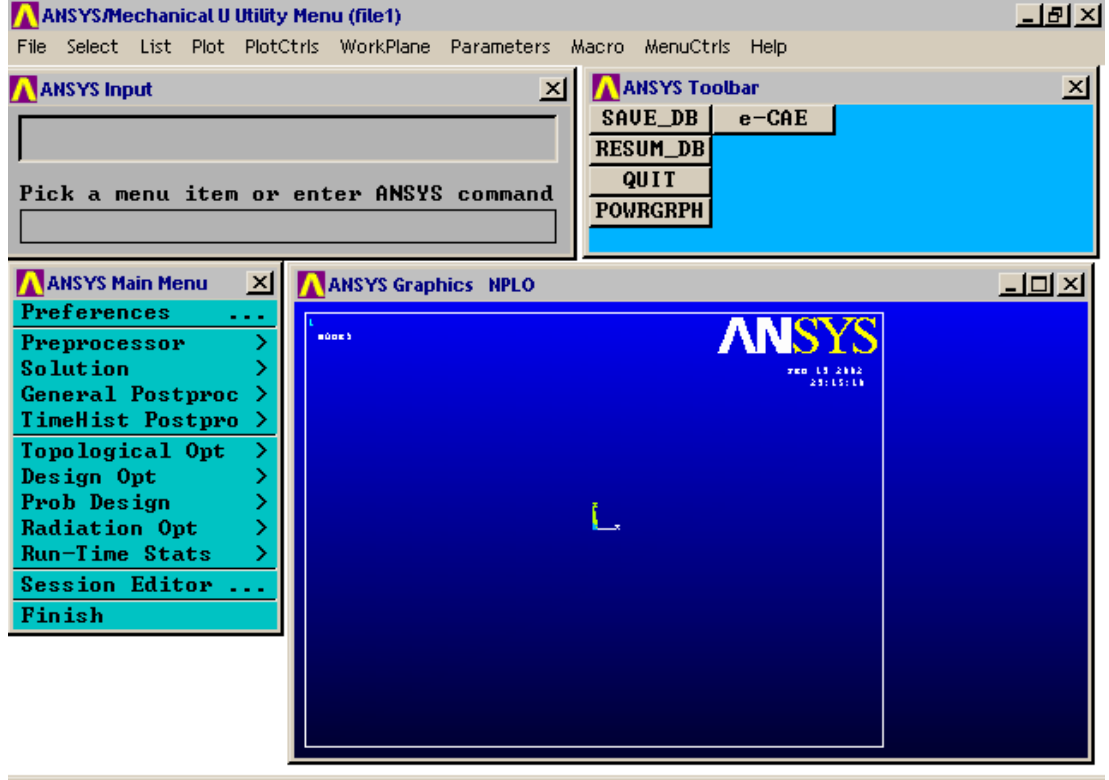
ANSYS® programı 1970 yılında SWANSON Analiz Sistemleri Şirketi tarafından geliştirilmiş ve piyasaya sunulmuştur [37]. ANSYS® programının tasarım modülünün zayıf olmasına karşın; ANSYS® ve I-DEAS® sonlu eleman analizinde mühendisler tarafından en doğru sonuçları en kısa zamanda veren program paketleri olarak kabul edilmektedir. ANSYS® programının tasarım modülündeki zayıflık diğer programlarla tasarlanan parçaların ANSYS® ortamına aktarılabilmesi olanağı olmasıyla önemli bir sorun teşkil etmemektedir. ANSYS® programının son versiyonunda (2003 yılı itibariyle) bu zayıflığı giderme yolunda önemli çalışmalar yapıldığı gözlenmektedir. Buna karşılık ANSYS® programının sunduğu analiz olanakları çok geniştir.

Günümüzde mühendislik hizmetlerinde ANSYS® paket programından faydalanmaktadır.

ANSYS® programı statik yapısal analiz, dinamik yapısal analiz, ısı transferi analizi, akışkanlar mekaniği ve akustik analizi ve manyetik analiz konularını içeren problemleri çözebilmektedir. Farklı disiplinlerin beraber ele alınmasını gerektiren problemlerin çözümü de mümkündür. ANSYS® programı ile Termal-yapısal analiz, manyetik-yapısal analiz, elektro-manyetik analiz, elektro-manyetik-termal-yapısal analiz, termo-basınç analizi, hız-terme-basınç analizi, basınç-yapısal (akustik) analiz ve termo-elektrik analizleri yapılabilmektedir. [2]

ANSYS® ana penceresi, şekil 6.1 de görüldüğü gibi kendi altında dört ayrı pencereden oluşmaktadır. En üstte solda kullanıcının yazılı komutlar verebileceği ve programın kullanıcıdan istediklerini bildirdiği “ANSYS® Input” penceresi, üst sağda kullanıcının sık kullandığı komutlar için kısa yollar yerleştirebileceği “ANSYS® Toolbar” penceresi, sol tarafta programın menülerinin bulunduğu “ANSYS® Main

Menu” penceresi ve bunun sağında parçanın resminin ve analiz sonuçlarının gösterildiği “ANSYS® Graphics” penceresi bulunmaktadır.



Şekil 6.1 ANSYS® ana penceresi

Programa komutlar, genellikle mouse aracılığıyla menüleri kullanarak verilse de, tüm komutlar Input penceresinde klavyeden verilebilir. Mouse ile verilemeyen pek çok komut ise sadece Input penceresinde verilebilmektedir. Ayrıca ANSYS® programı kullanıcıdan bir giriş yapmasını istediğinde bu pencere aracılığıyla mesaj vermektedir. [35]

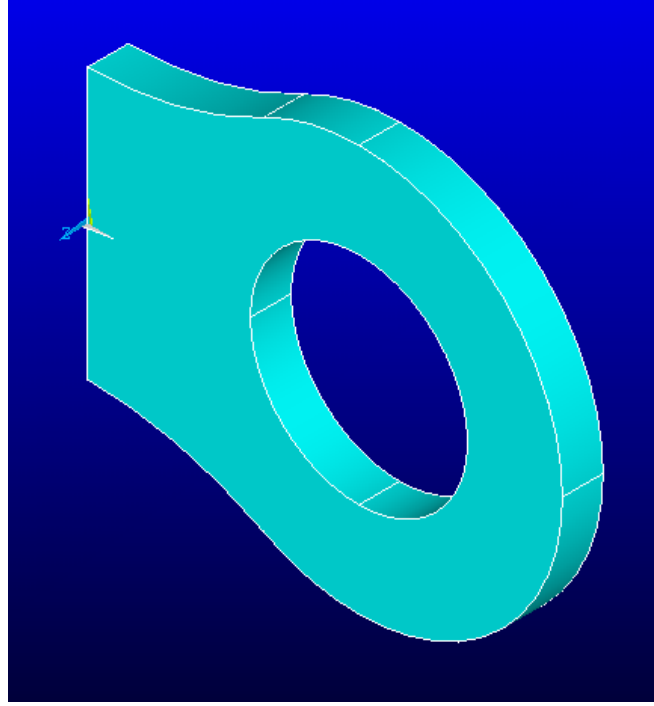
Ana pencerenin en üstünde, sık kullanılan komutları içeren bir yatay menü çubuğu da mevcuttur. ANSYS® Menu penceresinde ise ANSYS® programının bölümleri alt alta sıralanmıştır.

6.2. Zincir Baklasının ANSYS® Programı Kullanılarak Gerilme Analizi

Gerilme analizi yapılacak zincir baklası simetrik olduğundan; zincir baklasının sadece 1/4 lük bölümü çizilebilir. Ancak, baklanın geometrisi uygun olduğundan ve boyutları da bilgisayar kapasitesini zorlayacak kadar büyük olmadığından baklanın 1/2 sinin çizilmesi tercih edilmiştir.

Ayrıca zincir baklasının 6 mm olan kalınlığı her yerde sabit olduğundan, programa baklanın kalınlığı verilmeden de giriş yapılabilir. Fakat bu yol, analizi istenen

parçanın geometrisi program tarafından yapılan otomatik ağ oluşturulmasına bir zorluk çıkartabilecek veya kalınlığının fazlalığından dolayı bilgisayarın kapasitesini zorlayabilecek bir durum söz konusuysa tercih edilir. Ele alınan çalışmada baklanın kalınlığının 6 mm gibi küçük bir değeri olmasından dolayı ve baklanın geometrisi program tarafından hiç bir zorluk çıkmadan ağ oluşturulmasına uygun olduğundan, şekil 6.2 de görülen zincir baklasının sağ yarısı modellenmiştir.



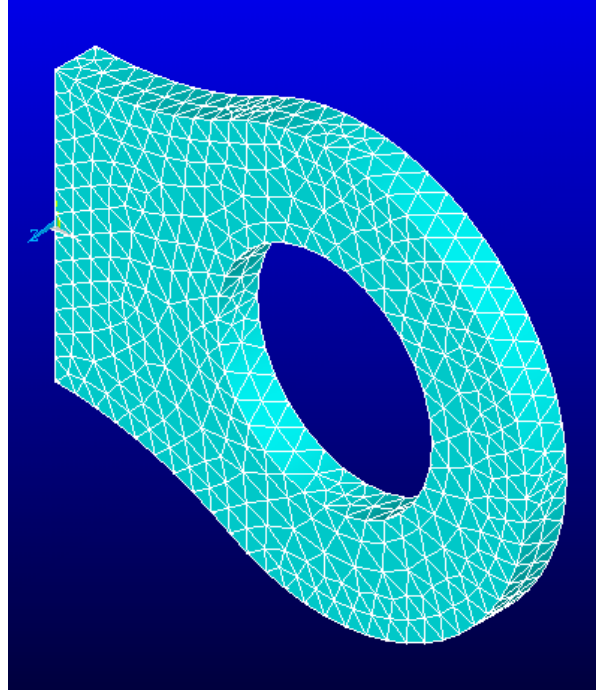
Şekil 6.2 ANSYS® programı için çizilen zincir baklası katı modeli

6.2.1. Zincir Baklasının Ağlara Bölünmesi

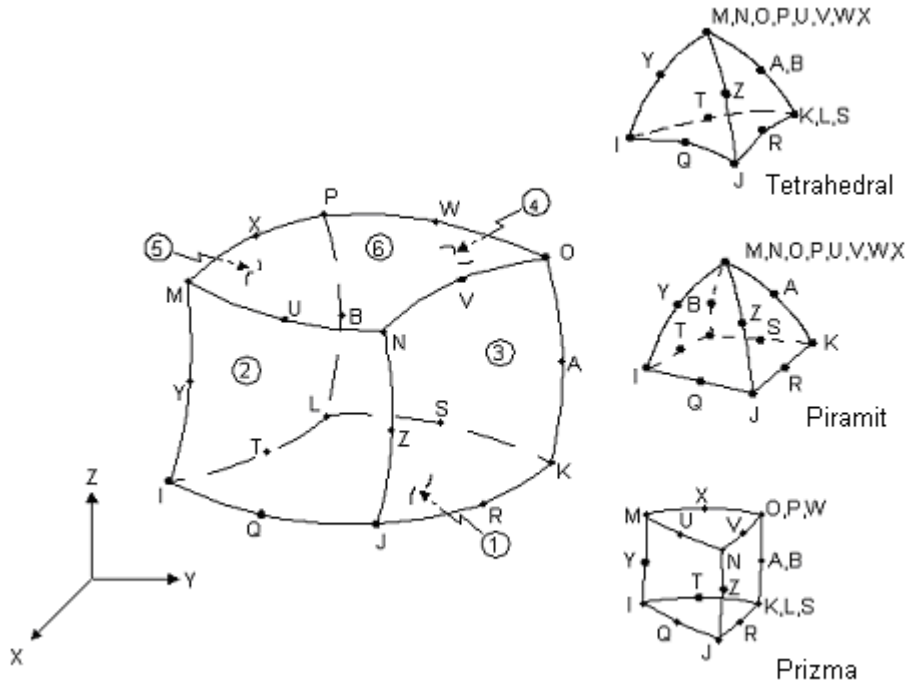
Çizilen zincir baklası ANSYS® programı içinde yer alan “solid 95” isimli 20 düğüme sahip eleman ile otomatik olarak ağlara ayrılmıştır. (şekil 6.3)

Kullanılan eleman tipi “solid 95”, düzensiz şekilleri doğruluk kaybı fazla olmadan ayrıştırmakta kullanılır. Bu elemanlar, zincir baklasında olduğu gibi kavisli sınırlara ve şekil değiştirme biçimleri uygundur.

Her eleman üç serbestlik dereceli 20 düğüm ile tanımlanmıştır. Bu eleman plastiklik, sürünme, pekleşme ve büyük birim şekil değiştirme kapasitesine sahiptir. [38] Şekil 6.4 te modellemede kullanılan “solid 95” elemanı görülmektedir.



Şekil 6.3 Zincir baklasının sonlu eleman ağlarıyla ayrıştırılması



Şekil 6.4 Kullanılan eleman “solid 95”

6.2.2. Zincir Baklasının Malzemesi

Genel olarak zincir baklası malzemesi için “St 60” kullanılır. Bu malzemenin programa girilen büyüklükleri aşağıda verilmiştir.

Young modülü $E = 2,1 \cdot 10^5$ [MPa]

Poisson oranı $\nu = 0,3$

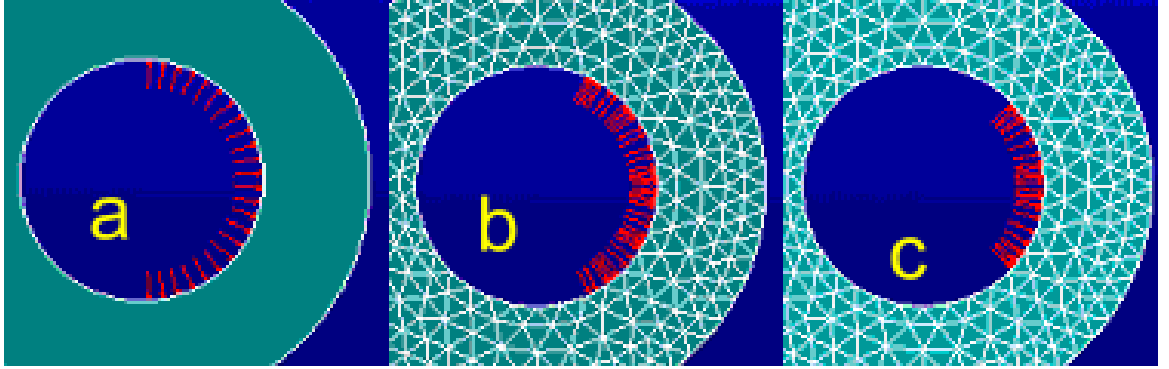
Yoğunluk $d = 7850 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

6.2.3. Zincir Baklasına Uygulanan Kuvvetler

Hesaplanan kuvvet 7100 N, çekme kuvveti olarak baklanın pim deliğinin iç yüzeyine belirli bir alan boyunca radyal olarak düğüm noktalarına etkiyecektir.

Ancak karşılaştırma yapmak amacıyla kuvvet, bu çalışmada üç farklı şekilde uygulanmıştır:

- Birinci durumda pim deliği merkezinden 180° lik alan boyunca (şekil 6.5.a),
- İkinci durumda pim deliği merkezinden 135° lik alan boyunca (şekil 6.5.b) ve
- Üçüncü durumda pim deliği merkezinden 90° lik alan boyunca (şekil 6.5.c) kuvvet uygulanmıştır.

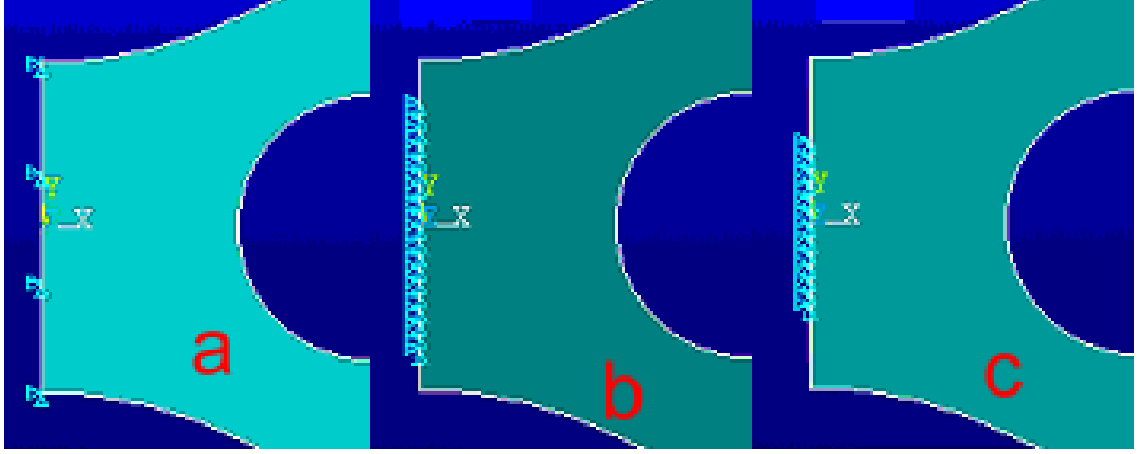


Şekil 6.5 Zincir baklasına uygulanan kuvvetler

6.2.4. Zincir Baklasının Mesnetlenmesi

Tam olarak ikiye bölünen zincir baklasının sol kısmındaki en dar bölgesinin yüksekliği 40 mm iken, kalınlığı tüm baklada olduğu gibi 6 mm dir. Baklanın mesnetleme durumu da üç ayrı şekilde tasarlanıp hesaplanmıştır:

- Birinci durumda baklanın en solunda kalan kesit alanı tamamen (40×6) mesnetlenmiştir (şekil 6.6.a).
- İkinci durumda aynı kesitteki olası bir büzölmeye imkan tanımak ve onu inceleyebilmek için; en soldaki kesitin ortasından sadece $30 \times 6 \text{ mm}^2$ lik kısmı mesnetlenmiş, yani üstten ve alttan $5 \times 6 \text{ mm}^2$ lik kısmı serbest bırakılmıştır (şekil 6.6.b).
- Üçüncü durumda ise ikinci durum ile karşılaştırma yapabilmek amacıyla kesitin ortasından sadece $20 \times 6 \text{ mm}^2$ lik kısmı mesnetlenmiştir (şekil 6.6.c).



Şekil 6.6 Zincir baklasının mesnetlenme durumu

6.3. Gerilme Analizinin Sonuçları

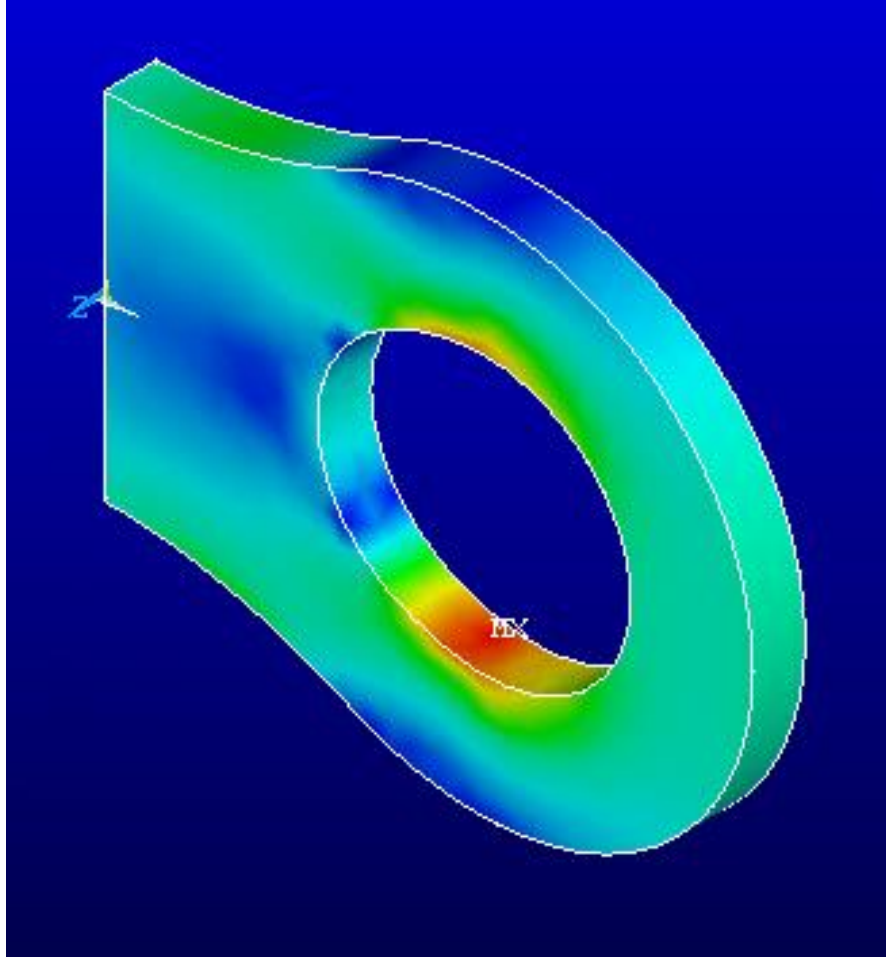
Gerilme analizinin sonunda elde edilen sonuçlar tablo 6.1 de görülebilir.

Tablo 6.1 Zincir baklasının gerilme analizinin sonuçları

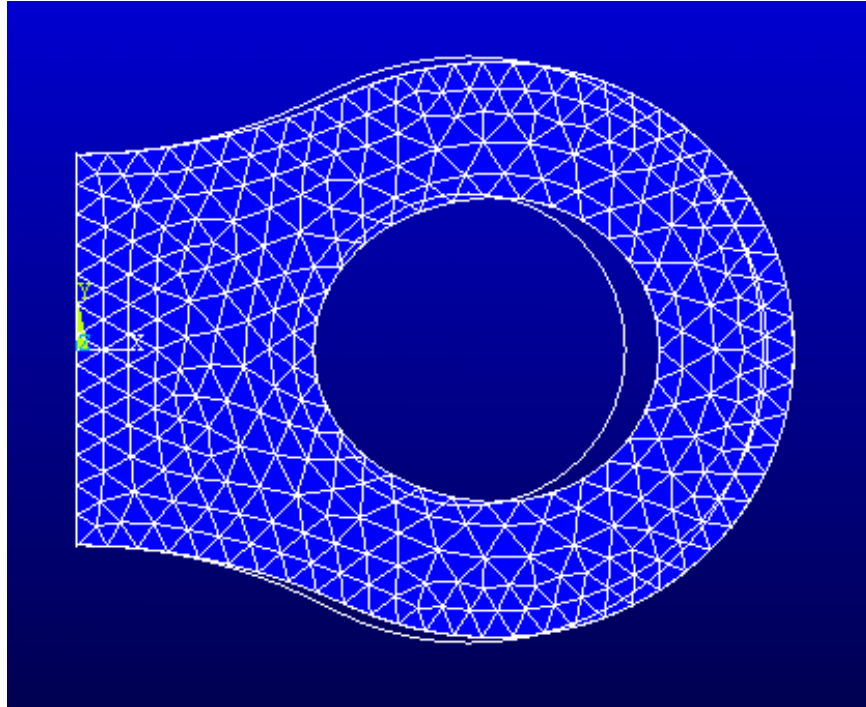
Yüklemeye açısı	Mesnetleme durumu (en dar bölgenin yüksekliği)					
	40 mm		30 mm		20 mm	
	Gerilme [N/mm ²]	Şekil değiştirme [mm]	Gerilme [N/mm ²]	Şekil değiştirme [mm]	Gerilme [N/mm ²]	Şekil değiştirme [mm]
90 ⁰	369	0,0672	263	0,0488	266	0,0522
135 ⁰	320	0,0531	320	0,0547	332	0,0593
180 ⁰	267	0,0403	378	0,0591	410	0,0648

Yapılan gerilme analizinin gerilme dağılımına örnek olarak şekil 6.7 de mesnetleme alanı 40x6 mm² (1. mesnetleme durumu), yüklemesi 180⁰ olan bakla görülebilir. Ayrıca aynı baklanın deformasyona uğramış ve uğramamış durumları da şekil 6.8 de görülebilir.

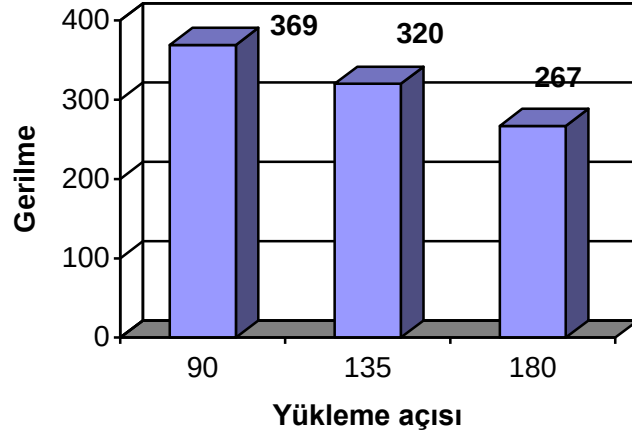
Elde edilen sonuçların grafikleri sabit mesnetleme alanları için şekil 6.9 – 6.14 te görülebilir. Grafiklerde, gerilme birimi olarak N/mm² kullanılmıştır.



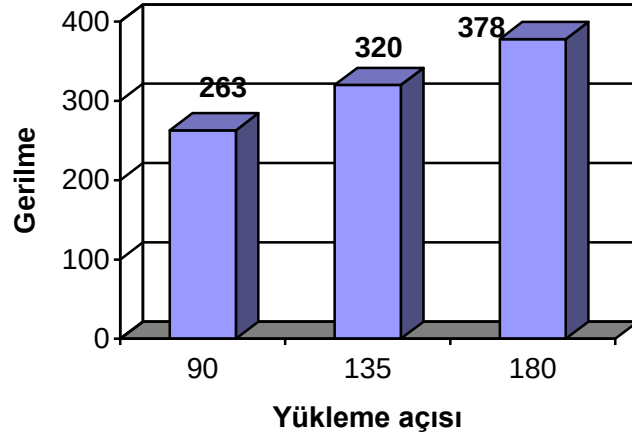
Şekil 6.7 40 mm – 180⁰ lik baklanın gerilme dağılımı



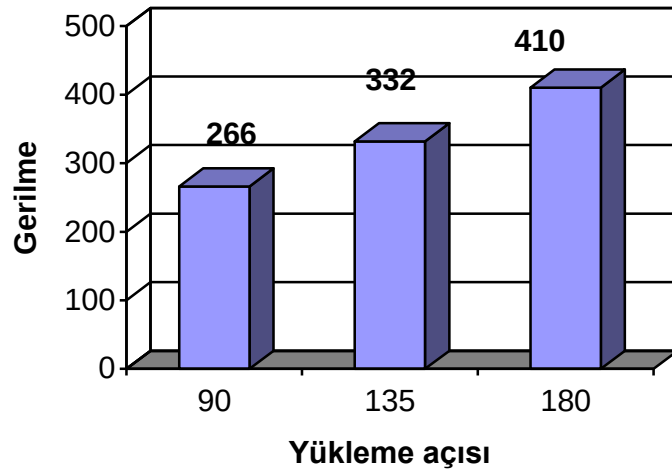
Şekil 6.8 Aynı bakla için deformasyon durumu



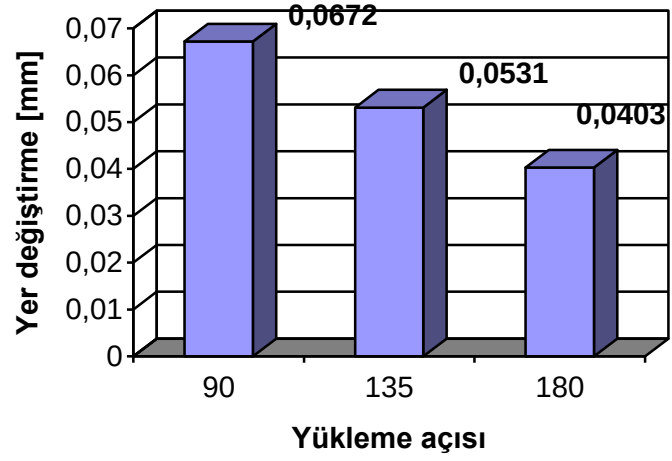
Şekil 6.9 40 mm lik mesnetleme durumu için gerilme değerleri



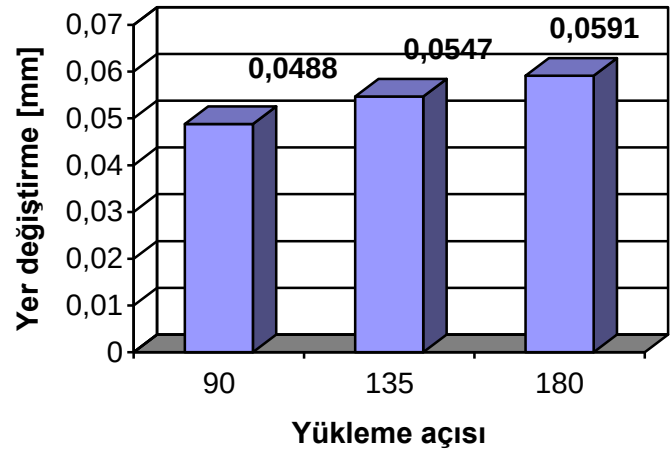
Şekil 6.10 30 mm lik mesnetleme durumu için gerilme değerleri



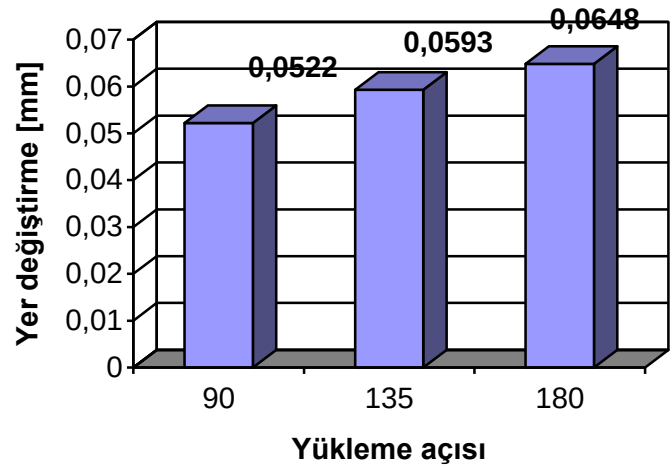
Şekil 6.11 20 mm lik mesnetleme durumu için gerilme değerleri



Şekil 6.12 40 mm lik mesnetleme durumu için yer değiştirme değerleri



Şekil 6.13 30 mm lik mesnetleme durumu için yer değiştirme değerleri



Şekil 6.14 20 mm lik mesnetleme durumu için yer değiştirme değerleri

Elde edilen maksimum gerilme değerlerinin hepsi, malzememiz olan “St 60” ın akma sınırının altında kalmıştır.

Maksimum yer değiştirme değeri olan 0,0648 mm değeri tüm sistemin maksimum uzamasını bulmak amacıyla bakla sayısı olan 1566 ile çarpılırsa:

$0,0648 \times 1566 = 101,47$ mm değeri bulunur.

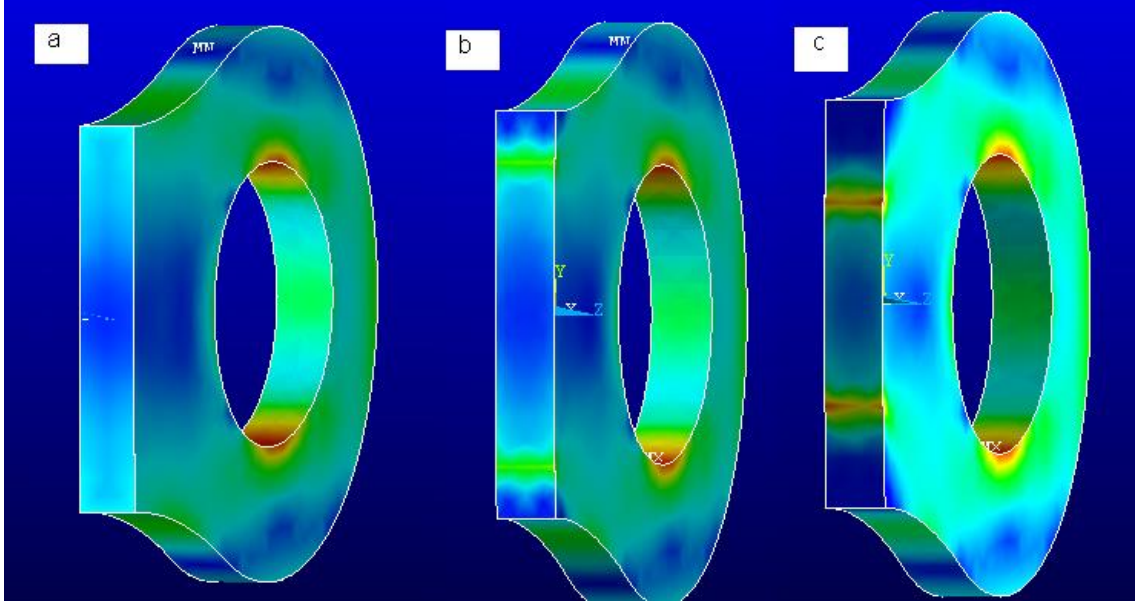
Elde edilen gerilme değerlerinin ortalaması 325 N/mm^2 dir. Bu değer ile malzememizin kopma dayanımı olan 600 N/mm^2 oranlandığında:

$$\frac{600}{325} = 1,8 \quad \text{olarak emniyet katsayısı elde edilir.}$$

Grafiklerde görülen sonuçlara göre:

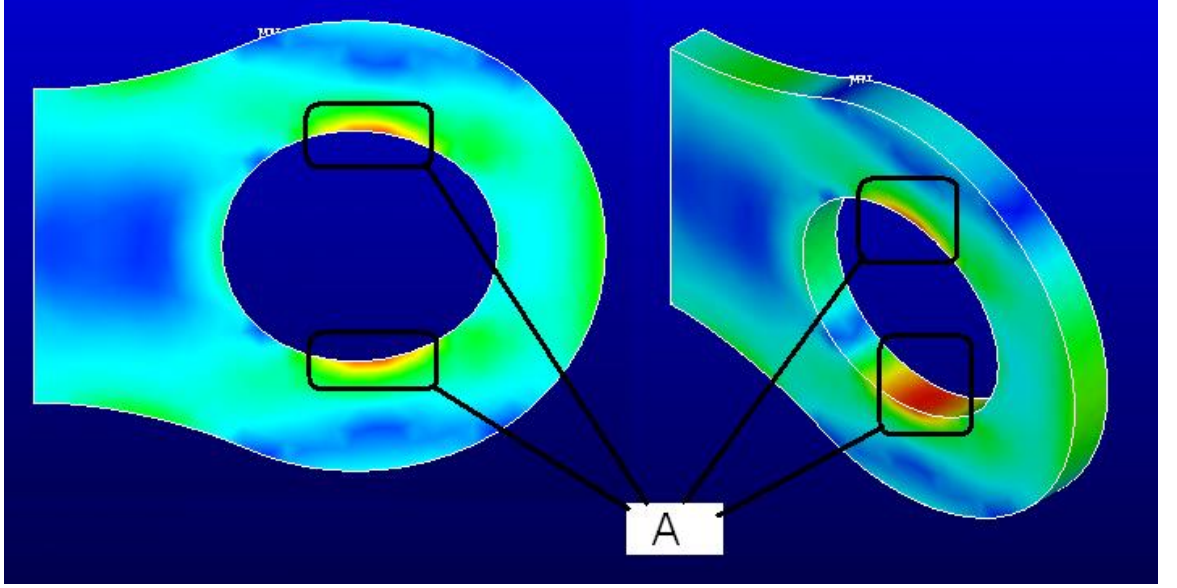
- Öteki durumlara göre daha ideal durum olan 1. mesnetleme durumunda; açısı değeri azaldıkça, elde edilen maksimum gerilme artmaktadır. Bu durum sabit toplam kuvvetin etkidiği alanın azalmasıyla basınç değerinin artması ile açıklanabilir.
- 2. ve 3. mesnetleme durumlarında ise açısı değeri azaldıkça elde edilen maksimum gerilme değerinin de düştüğü görülmektedir. Bu tip mesnetleme hallerinde 180° lik yükleme halinin serbest kalan kesit düzlemini daha fazla zorladığı; azalan açıyla beraber uygulanan kuvvet bileşeninin sabit mesnet bölgesinin içine düşmesiyle açıklanabilir.
- 180° lik yükleme durumunda; mesnetlenen kesit alanı arttıkça, elde edilen maksimum gerilme değerinin azaldığı görülmektedir. Yani 180° lik yükleme durumunda en küçük gerilme 1. mesnetleme durumunda ortaya çıkmaktadır. 2. ve 3. mesnetleme durumlarında serbest kalan kesit alanlarının deformasyonu için gerilme değerinde artış olduğu söylenebilir. Zaten 3. mesnetleme durumu ve 180° lik yükleme için maksimum gerilmenin kesit düzlemi içinde çıkması da bu kabulü doğrulamaktadır.
- 135° lik yükleme durumunda; artan mesnetleme alanı için elde edilen maksimum gerilme değerleri yaklaşık olarak sabit kalmaktadır. Demek ki analizini yaptığımız bu 9 ayrı durum için en ideal şartın bu olduğu anlaşılmaktadır.
- 90° lik yükleme durumunda ise 3. ve 2. mesnetleme durumlarında elde edilen gerilme aynı olmakta ancak 1. mesnetleme durumu için önemli bir artış görülmektedir. Bu durum da 2. maddede ki duruma benzer özellik göstermektedir.

40x6 mm² lik (1.) mesnetleme durumunda, mesnetleme düzleminde ortaya çıkan gerilmeler beklenildiği gibi diğer mesnetleme durumlarına göre daha azdır. Ayrıca 1. mesnetleme durumunda kesit düzleminde gerilimsel olarak fazla bir değişim göze çarpmazken, 2. ve 3. mesnetleme durumlarında aynı kesitte gerilme değişimi daha fazla olmaktadır.(şekil 6.15) Ancak 2. ve 3. mesnetleme durumlarında kesit düzleminin tamamı mesnetlenmediği için yani altta ve üstte hareket edebilir kesitler bulunduğu için bu durum beklenmektedir.

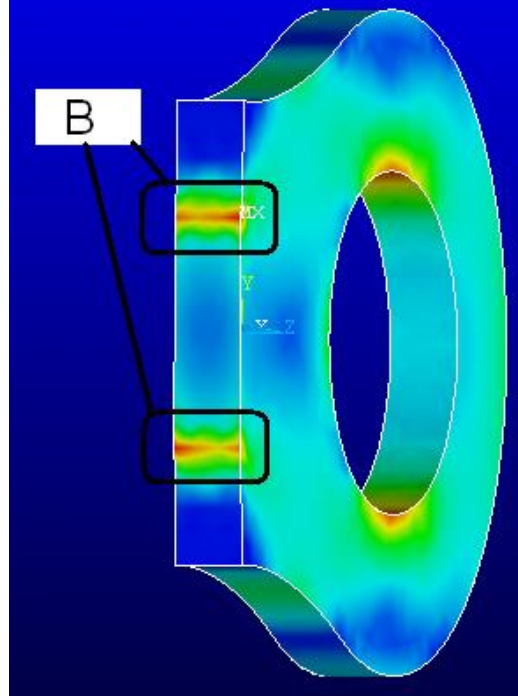


Şekil 6.15 Mesnetleme düzleminde ortaya çıkan gerilme dağılımları
(a- 1., b- 2. ve c- 3. mesnetleme durumu)

Analiz sonunda elde edilen maksimum gerilme bölgesi (şekil 6.16, bölge A), teorik olarak olması gereken yerde yani pim deliğinin iç kısmında oluşmuştur. Ancak sadece 20x6 mm² mesnetleme alanı (3. mesnetleme durumu) için 180° ve 135° lik yüklemelerde maksimum gerilme alanı mesnetleme kesit düzleminde ve mesnetlemenin başladığı bölgede (şekil 6.17, bölge B) ortaya çıkmıştır. Bu olay da 40x6 mm² olan kesit düzleminin sadece yarısının (20x6 mm²) mesnetlenmesinin, bu düzlemde büzülmeye olanak sağlasa da aslında gerçeği yansıtmadığı şeklinde açıklanabilir. Aynı yanlışlığın 30x6 mm² lik mesnetleme durumunda (2. mesnetleme durumu) oluşmamasının nedeni olarak ta 30 mm değerinin toplam değer olan 40 mm değerine yakınlığı (yani alttan ve üstten sadece 5 mm fark olması) ile açıklanabilir.

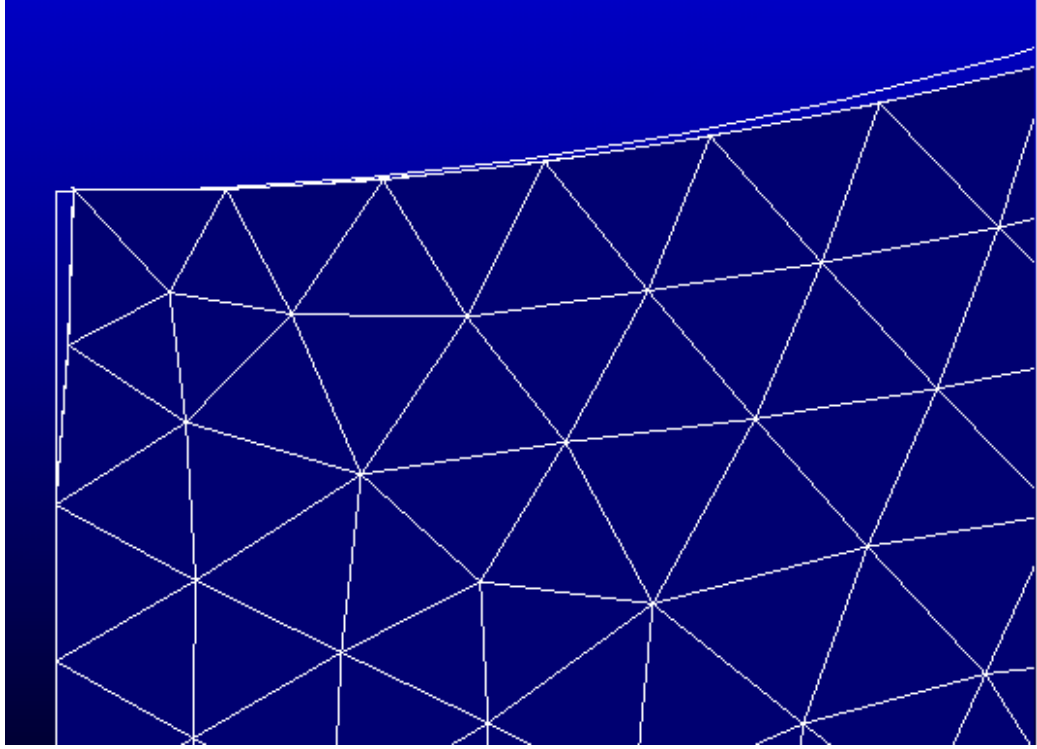


Şekil 6.16 Maksimum gerilme bölgesi (teorik olarak uygun)

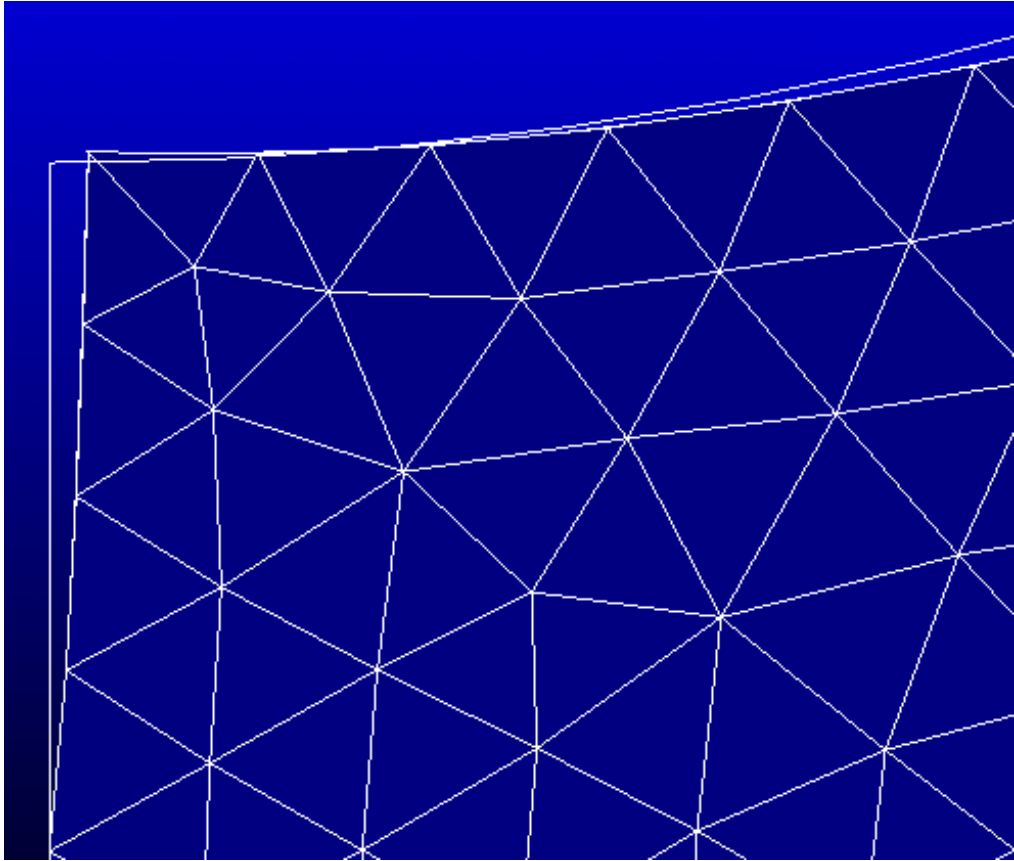


Şekil 6.17 Mesnetleme durumu 3 ve sadece 180⁰ ve 135⁰ lik yükleme durumları için ortaya çıkan teorik olarak uygun olmayan maksimum gerilme bölgesi

Zincir baklasının deformasyon sonrası ve öncesi halini ekrana getirip, önden görünüşünün sol üst köşesine yakından bakıldığında şekil 6.18 ve 6.19 elde edilir.



Şekil 6.18 Zincir baklasının önden görünüşünün sol üst detayı
(2. mesnetleme durumu için)



Şekil 6.19 Zincir baklasının önden görünüşünün sol üst detayı
(3. mesnetleme durumu için)

Şekil 6.18 ve 6.19 da görülebileceği gibi mesnetleme düzleminde serbest bırakılan kesitler deforme olarak x yönünde hareket etmişlerdir. Ancak bu bölgelerdeki yer değişimi, şekillerin çok yakından ve çok büyütülmüş olduğu dikkate alınırsa göz önüne alınacak bir değerde değildir. 2. ve 3. mesnetleme durumları kesit düzleminde olası bir büzülmeyi ve deformasyonu belirlemek amacıyla uygulanmışlardır. Ancak şekillerden de görüldüğü gibi bahsi geçen kesit çevresinde dikkate alınacak bir deformasyon görülememektedir. Ayrıca 3. mesnetleme durumu ve 180^0 ve 135^0 lik yükleme durumunda bu bölgede elde edilen maksimum gerilmeye karşın maksimum deformasyonun bu bölgelerde oluşmaması bu görüşü doğrulamaktadır. Beklenildiği gibi yapılan tüm analizlerde maksimum deformasyon baklanın ön kısmında oluşmaktadır.

6.4. I-DEAS® Analiz Programı

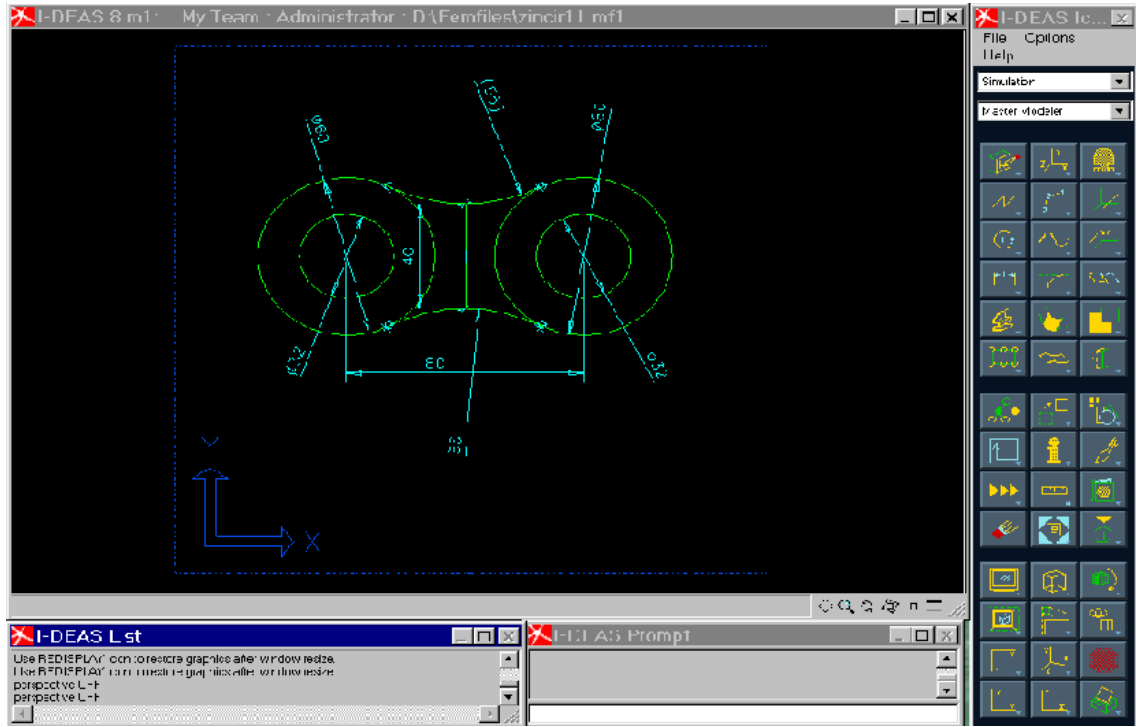
I-DEAS® programı, makina mühendisliği yazılım araçlarının birleştirilmiş olduğu bir programdır. Bu program makina mühendisliği ürünleri ve analizleri için eş zamanlı mühendislik yaklaşımını kolaylaştırmak için tasarlanmıştır. [39]

I-DEAS® programı içinde “uygulama” adı verilen bir çok yazılım modülü bulunmaktadır. I-DEAS® programı başlatıldığında kullanılacak olan uygulama seçilebilir veya herhangi bir I-DEAS® uygulaması içinde ikon panelinin üzerindeki menü kullanılarak istenilen uygulamaya geçilebilir.

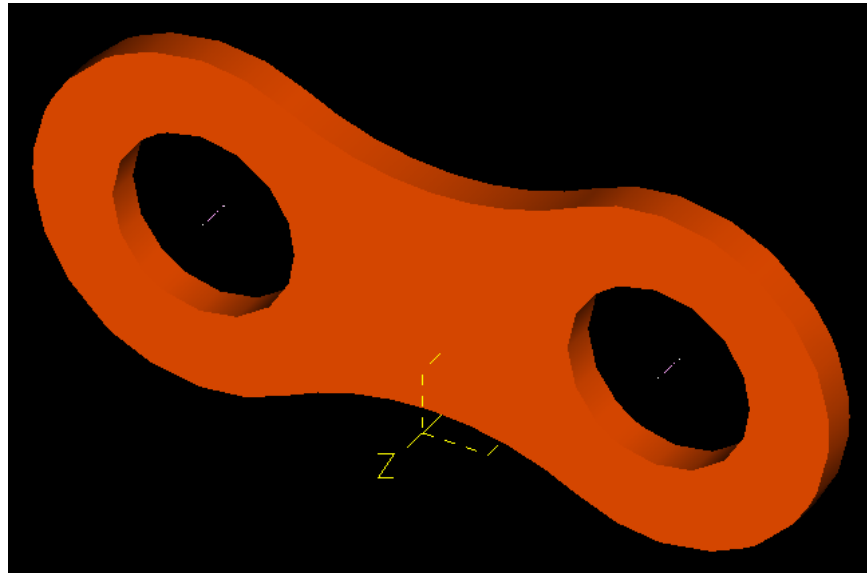
6.5. Zincir Baklasının I-DEAS® ile Gerilme Analizi

Boyutlandırılması 3. bölümde yapılan zincir baklasının I-DEAS® programında çizimi ve tüm boyutları şekil 6.20 de görülmektedir.

I-DEAS® programına zincir baklasının tamamı girilmiştir. Zincir baklasının katı model hali şekil 6.21 de görülmektedir. Ancak gerilme analizi bölüm 6.2 de açıklandığı şekilde simetri sınır şartları kullanılarak baklanın sadece yarısı için yapılmıştır.



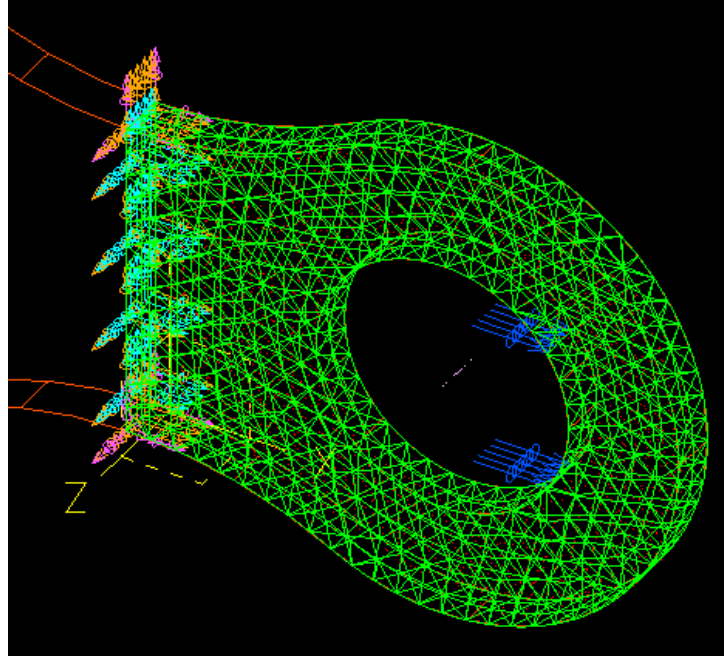
Şekil 6.20 I-DEAS® ana penceresinde zincir baklası



Şekil 6.21 Zincir baklasının katı modeli

6.5.1. I-DEAS® Programı ile Zincir Baklasının Ağlara Bölünmesi

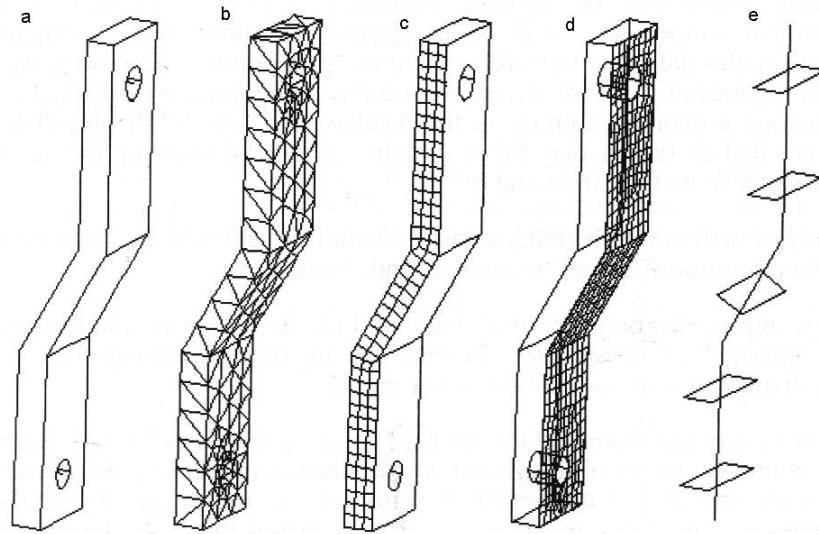
Çizilen zincir baklası tetrahedral quadratik eleman tipi kullanılarak, I-DEAS® programı tarafından otomatik olarak ağlara ayrılmıştır. (şekil 6.22)



Şekil 6.22 Zincir baklasının sonlu eleman ağlarıyla ayrıştırılması

I-DEAS® programındaki sonlu elemanlar analizi yapmak amacıyla modeli ağlara ayırma işleminde kullanılan elemanlar ANSYS® programına nazaran toplu olarak kategorilere ayrılmış ve ayrı ayrı isimlendirilmemişlerdir.

I-DEAS® programında elemanlar birbirlerine olan benzerliklerine göre sınıflandırılmışlardır. Bunlardan en çok kullanılan üçü: kiriş elemanlar, ince kabuk elemanlar ve katı elemanlardır. Şekil 6.23.a da görülen model, istenilen sonuca göre katı elemanlar (şekil 6.23.b), ince kabuk elemanlar (şekil 6.23.c ve d) veya kiriş elemanlar (şekil 6.23.e) kullanılarak modellenebilir.



Şekil 6.23 I-DEAS® programında eleman tipleri

Kullanılan elemanlar ayrıca derecelerine göre de sınıflandırılmışlardır. (şekil 6.24) Kullanılan elemanın derecesi, analizin çözümü sırasında hesaplanacak denklemlerin derecesini göstermektedir. Elemanların dereceleri lineer, parabolik (kuadratik) ve kübik olabilir. Her eleman kenarında lineer elemanlarda iki, parabolik elemanlarda üç ve kübik elemanlarda dört düğüm noktası bulunmaktadır. [39]

Elemanların topolojisi, elemanların genel şeklini belirtir. Kullanılan elemanın topolojisi geliştikçe, elemanın serbestlik derecesi artacağından kullanılacak fonksiyon gerçek şekil değiştirme fonksiyonuna daha çok yakınlışacak böylece daha kesin sonuçlar elde edilebilecektir.

Family	Order	Topology
Lumped Mass		
Spring		
Damper		
Gap		
Constraint		
Rigid		
Rigid Surface		
Rod		
Beam	Linear *-----*	Parabolic *-----*
Pipe		
Plastic		
Axisymmetric Shell		
Membrane	Linear *-----*	Parabolic *-----*
Plane Stress	Linear *-----*	Parabolic *-----*
Plane Strain	Linear *-----*	Parabolic *-----*
Thin Shell	Linear *-----*	Parabolic *-----*
Thick Shell	Linear *-----*	Parabolic *-----*
Axisymmetric Solid		
Solid	Linear *-----*	Parabolic *-----*
		Quad Triangle □ △
		Brick Wedge Tetrahedron □ ▽ ▽

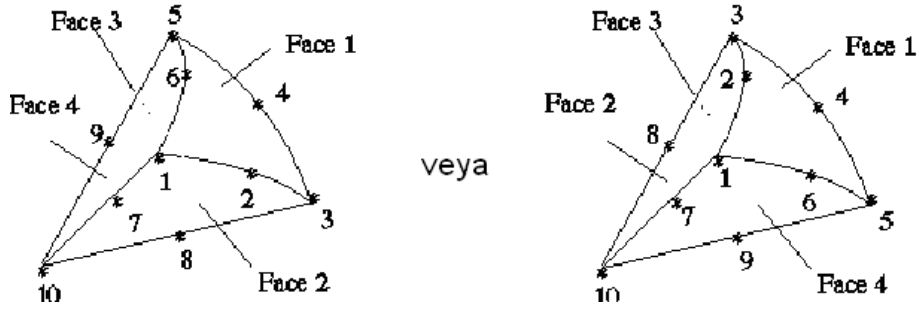
Şekil 6.24 I-DEAS® programındaki eleman tiplerinin sınıflandırılması

Kiriş elemanlar, şekil değişimlerinin ve eğilme gerilmelerinin analizinde başarılı sonuçlar vermektedir; ancak yüklerin uygulandığı noktadaki yerel gerilme konsantrasyonlarını göstermekte yayıftırlar. İnce kabuk elemanlar da göreceli olarak ince olan plastik şekillendirilmiş eğilme gerilmesinin ve iç gerilmelerin önem taşıdığı yapılarda başarılıdırlar, ancak yerel yükleme etkilerine karşı kalınlık doğrultusunda oluşacak gerilme dağılımını elde etmek amacıyla kullanılamazlar. Eğilme gerilmesinin elde edilmesi amacıyla katı elemanları kullanılması düşünülüyorsa; aynı sonucu alabilmek için gereken katı elemanlarının sayısı kabuk elemanlarının sayısına göre daha fazla olmalıdır. Ama katı elemanlar kullanılarak modellenmiş bir yapı daha gerçekçi görünmektedir ve kalınlık boyunca oluşan gerilme dağılımını yansıtabilmek için katı elemanlar kullanılması gerekmektedir.

İncelenen zincir baklasının kalınlığı 6 mm olduğu ve kalınlık doğrultusunda gerilme dağılımı oluşturacak bir yükleme olmadığı için aslında, zincir baklası rahatlıkla ince kabuk elemanlar kullanılarak modellenenebilir ancak özellikle baklanın orta kesitindeki yani mesnetlenme düzlemindeki gerilme dağılımını daha gerçekçi şekilde ortaya koyabilmek için bu bölümde yapılan analizde tip olarak katı, eleman derecesi olarak parabolik (kuadratik) ve eleman topolojisi olarak tetrahedral elemanlar kullanılarak modelleme yapılmıştır.

I-DEAS® ayrıca kullanılan eleman tipi belirlendikten sonra elemanın boyutunun da girilmesini istemektedir. Elemanın boyutu azaldıkça yapılan analiz daha gerçeğe yakınlaşmakta ancak yapılması gereken hesaplamalar çok fazla artacağından bilgisayar kapasitesi zorlanmaktadır. Bu bölümde yapılan analiz için eleman boyutu olarak 3 mm alınmıştır. Tüm veriler programa girildikten sonra I-DEAS® modeli otomatik olarak ağlara ayırmakta ve ağlara ayırma için kullanılan eleman sayısını ve düğüm noktası sayısını kullanıcıya iletmektedir. Seçilen eleman tipine göre ağlara ayırma işleminde oluşabilecek olası sorunları, imkansızlıkları veya hataları program kullanıcıya rapor etmektedir. Bu bölümdeki ayırıştırma işlemi sonucunda şekil 6.22 de görülen modelde yaklaşık 3096 eleman ve 8433 düğüm noktası bulunmaktadır. Ayrıca ağlara ayırma işleminde herhangi bir sorunla karşılaşılmamıştır.

Analizde kullanılan katı – parabolik tetrahedral eleman (şekil 6.25); yapısal analizlerde, ısı transferi analizlerinde ve akış analizlerinde kullanılmaya uygundur. [40]



Şekil 6.25 Katı – parabolik tetrahedral eleman

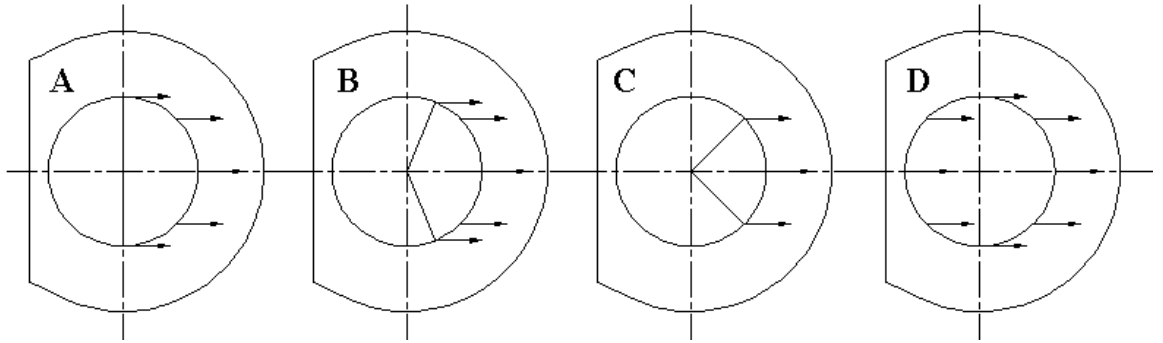
Şekil 6.25 te görülebileceği gibi, her elemanın dört tane yüzeyi ve 10 tane düğüm noktası vardır. Bu eleman; deformasyon, birim şekil değiştirme, elastik birim şekil değiştirme enerjisi, non-lineer yapılar için plastik ve sürünme birim şekil değiştirme, reaksiyon ve eleman kuvvetleri, gerilme çözümlerini ve ayrıca uygun geometrisi sayesinde yüzeylerdeki çekme gerilmelerini ve basınçları cevap olarak sunabilmektedir.

6.5.2. Zincir Baklasına Uygulanan Kuvvetler

Önceki bölümlerde hesaplanan kuvvet, çekme kuvveti olarak baklanın pim deliğinin iç yüzeyine belirli bir alan boyunca aksenal olarak düğüm noktalarına etkiyecektir. (dikkat edilmesi gereken nokta ANSYS® programı kullanılarak yapılan analizde kuvvet radyal olarak etkitilmiştir)

Ancak karşılaştırma yapmak amacıyla kuvvet, dört farklı şekilde uygulanmıştır:

- Birinci durumda pim deliği merkezinden 180^0 lik alan boyunca (şekil 6.26.a),
- İkinci durumda pim deliği merkezinden 135^0 lik alan boyunca (şekil 6.26.b),
- Üçüncü durumda pim deliği merkezinden 90^0 lik alan boyunca (şekil 6.26.c) ve
- Dördüncü durumda ise pim deliğinin tüm olarak içine (şekil 6.26.d) kuvvet uygulanmıştır.

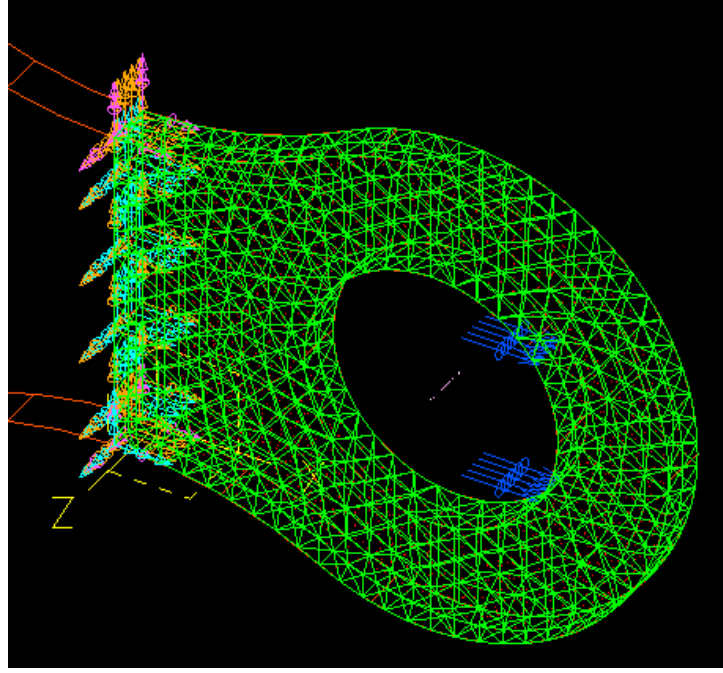


Şekil 6.26 Zincir baklasına uygulanan kuvvetler

6.5.3. Zincir Baklasının Mesnetlenmesi

Zincir baklası orta kesitinden mesnetlenecektir, ancak analizde tek bir mesnetleme durumu göz önüne alınacaktır. Şekil 6.27 de görülebileceği gibi zincir baklasının, 40 mm lik tüm ara kesiti boyunca mesnetlenmiştir. Ancak simetrikliği sağlamak amacıyla simetri sınır koşulları uygulanmış ve ayrıca mesnetlenme düzleminde ortaya çıkabilecek büzülmelere olanak sağlaması amacıyla mesnetleme düzleminde bazı şartlar göz önüne alınmıştır.

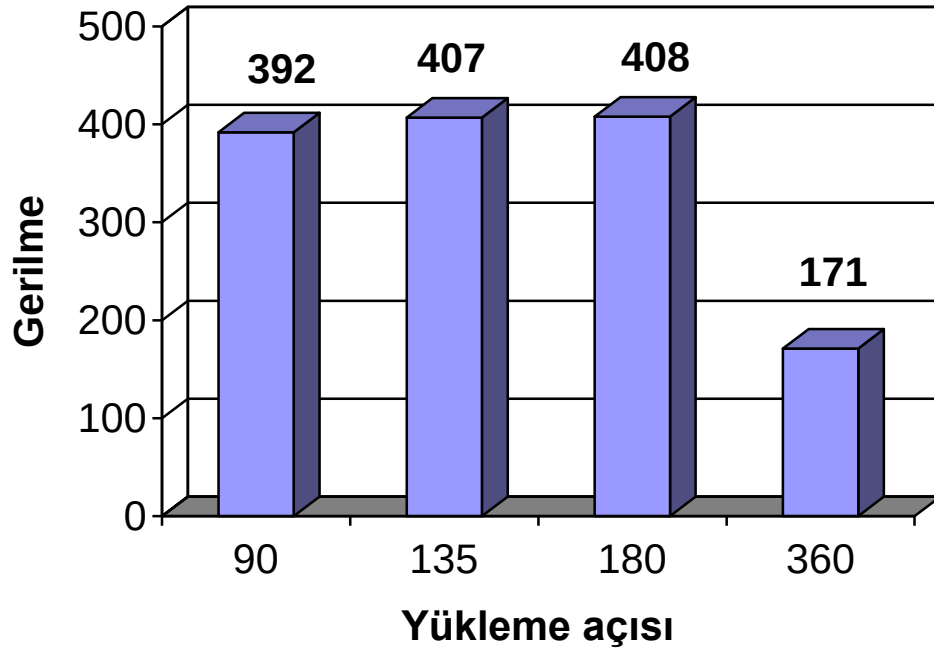
Bilindiği gibi her bir düğüm noktasının altı serbestlik derecesi vardır. Büzülmeye olanak sağlanması için mesnetlenme düzlemindeki düğüm noktalarının x eksenini yönünde hareketi sabitlenmiş, y ve z eksenini yönünde hareketleri serbest bırakılmış ayrıca x eksenini etrafında dönmesi serbest bırakılarak, y ve z eksenini etrafındaki dönmesi sabitlenmiştir. Böylece düzlemdeki düğüm noktalarının $x=0$ düzlemi içinde kalmaları sağlanmıştır.



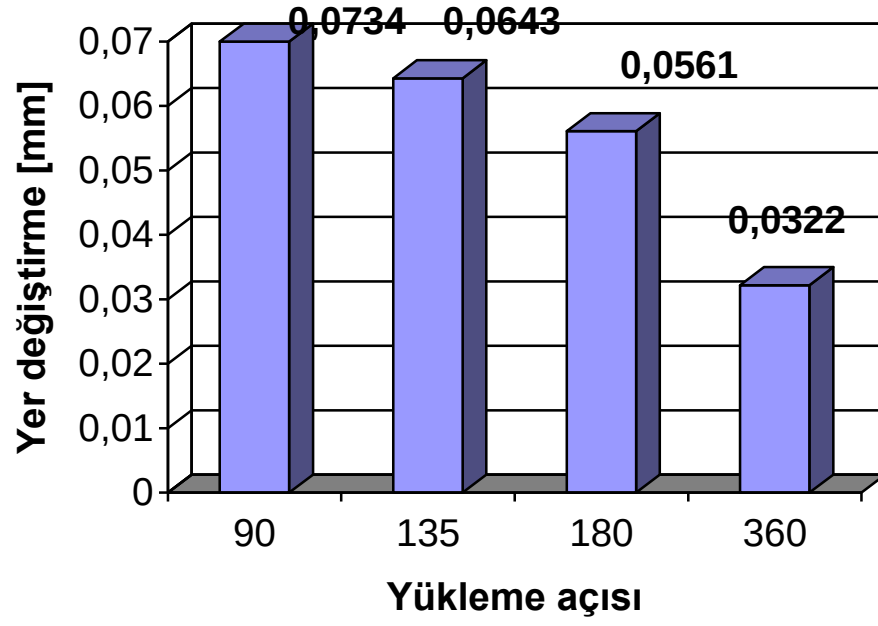
Şekil 6.27 Zincir baklasının mesnetlenme durumu

6.6. I-DEAS® ile Gerilme Analizinin Sonuçları

Zincir baklasının I-DEAS® paket programı kullanılarak yapılan gerilme analizinin sonunda elde edilen sonuçların grafikleri şekil 6.28 ve 6.29 da görülebilir. Grafiklerde gerilme değerinin birimi olarak N/mm^2 kullanılmıştır.

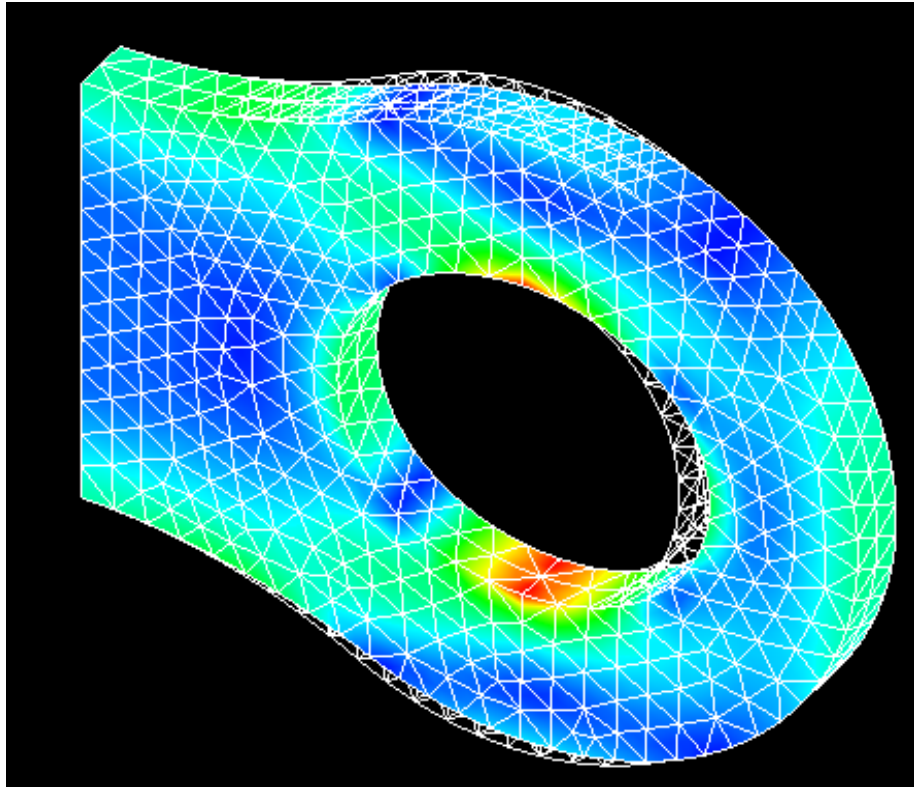


Şekil 6.28 Yapılan analizlerde elde edilen gerilme değerleri



şekil 6.29 Yapılan analizlerde elde edilen yer değiştirme değerleri

Yapılan gerilme analizine örnek olarak şekil 6.30 da 180 derecelik yüklemeye maruz olan baklanın gerilme dağılımı ve deformasyonlu durumu görülebilir.



şekil 6.30 180⁰ lik baklanın gerilme dağılımı

Görüldüğü gibi elde edilen maksimum gerilme değerlerinin hepsi, malzememiz olan “St 60” ın akma sınırının altında kalmıştır.

360⁰ lik yükleme durumu hariç hesaplanan maksimum gerilme değerlerinin ortalaması 402 N/mm² çıkmaktadır. Bu değer ile baklanın malzemesinin kopma dayanımı olan 600 N/mm² oranlanırsa;

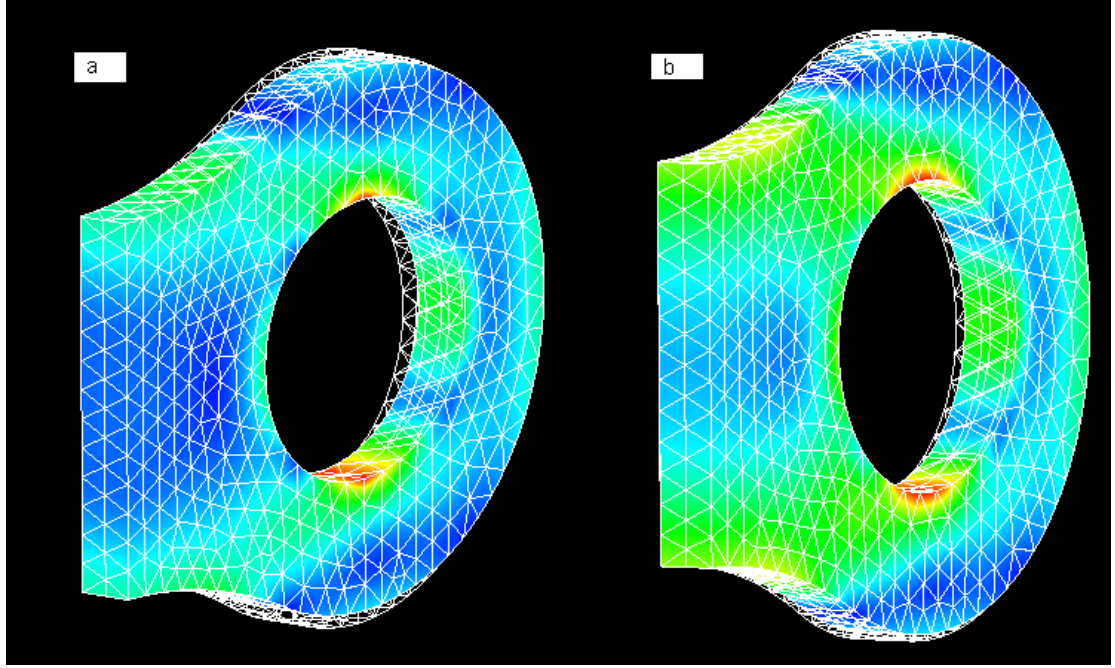
$$\frac{600}{402} = 1,5 \quad \text{olarak emniyet katsayısı elde edilmiş olur.}$$

Grafik incelendiğinde maksimum yer değiştirme değerinin 0,0734 mm olduğu görülür. Sistemde toplam 1566 adet zincir baklası bulunduğundan toplam uzamanın maksimum 114,94 mm olduğu hesaplanmaktadır. Bu uzama miktarı mekanizmanın toplam boyuyla karşılaştırıldığında önemli değildir ve gergi mekanizması tarafından rahatlıkla karşılanır.

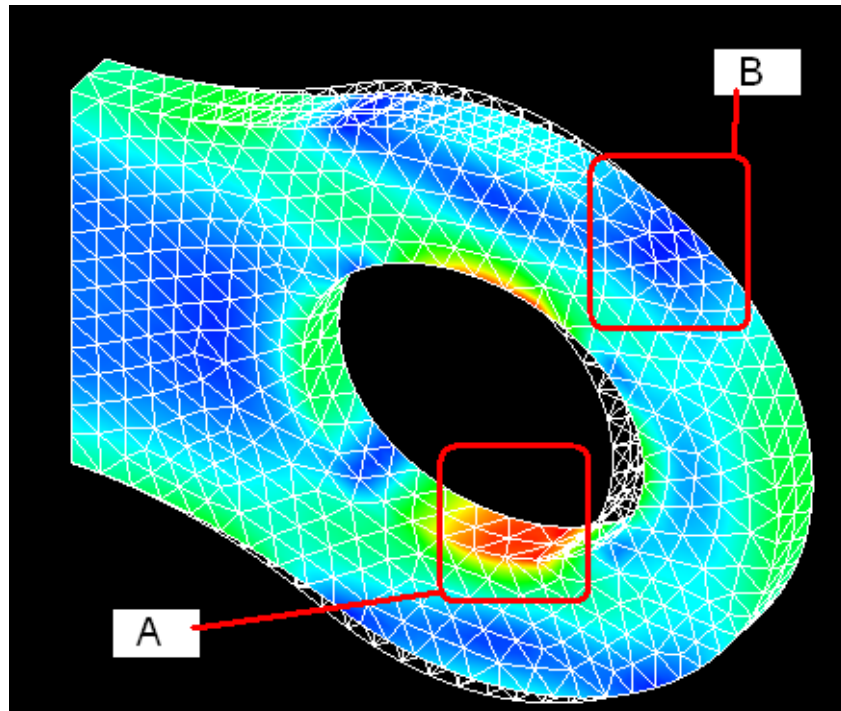
Grafikler incelendiğinde elde edilen maksimum gerilme değerlerinin ilk üç durum için aynı sonucu verdiği sadece 360⁰ derecelik tüm pim deliğinin içi boyunca uygulanan yükleme durumunda maksimum gerilmenin belirgin şekilde düştüğü gözlemlenir. Ancak sıkı geçme olmayan bir pim bağlantısında, gerçekte pimin arka kısmına bir kuvvet gelmeyeceğinden bu analizin fazla gerçekçi olmayacağı ve sadece bir fikir vermesi amacıyla yapıldığı söylenebilir. Bu durum aynı kuvvetin çok daha büyük bir alana uygulanması (2 – 4 misli) ve uygulanan kuvvetin mesnetlenme düzlemine yaklaşması sonucunda ortaya çıkmaktadır.

180⁰ lik yükleme durumunda (şekil 6.31.a) mesnetleme bölgesinde fazla bir gerilme dağılımı görülmezken, 360⁰ lik yükleme durumunda (şekil 6.31.b) aynı kesitteki yük taşıyan bölge alanı da artmaktadır. Bu durum yukarıda da belirtildiği gibi uygulanan kuvvetin bu bölgeye yaklaşması ile açıklanabilir. 180⁰ lik yükleme durumunda mesnetleme düzleminin alt ve üst kesitlerinde ortaya çıkan gerilmeler 170 N/mm² civarındayken, 360⁰ lik yükleme durumunda bu bölgelerin alanı artmakta ancak ortaya çıkan gerilmeler 80 N/mm² civarındadır.

Analiz sonunda elde edilen maksimum gerilme bölgesi (şekil 6.32, bölge A), teorik olarak olması gereken yerde yani pim deliğinin iç kısmında; minimum gerilme bölgesi de baklanın dış kısmında (şekil 6.32, bölge B) oluşmuştur.



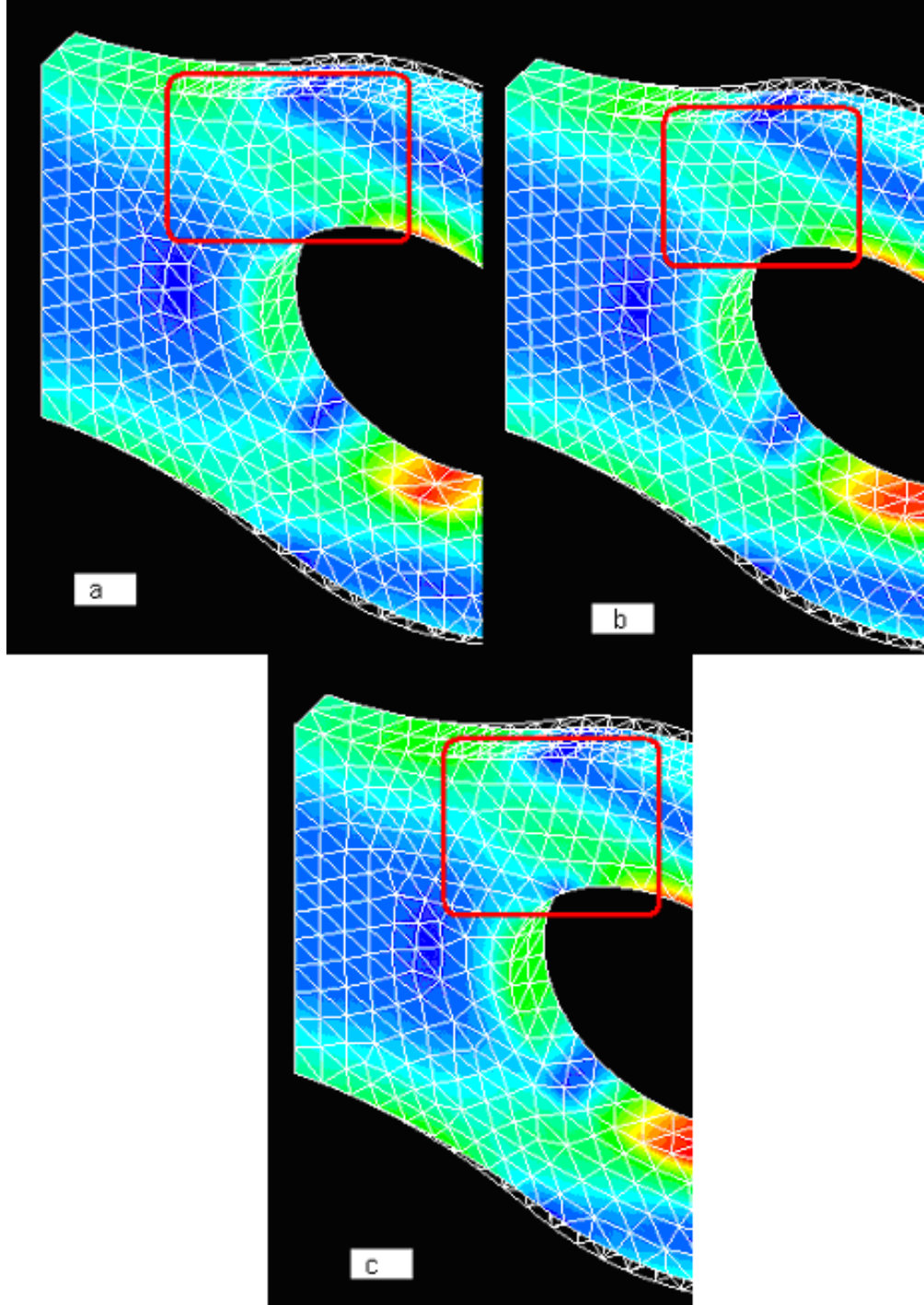
Şekil 6.31 Mesnetleme bölgesinde ortaya çıkan gerilme dağılımları
(a- 180 ve b- 360 yükleme durumları için)



Şekil 6.32 Maksimum ve minimum gerilme bölgeleri

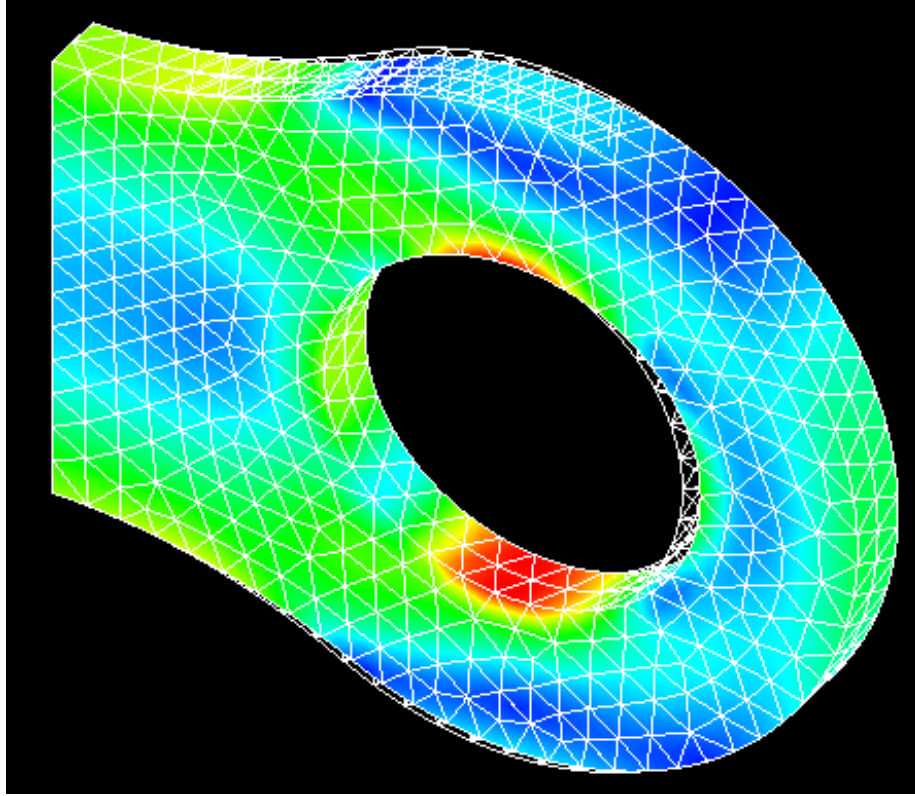
ANSYS® programı ile yapılan analizden de beklenildiği gibi analiz sonunda mesnetlenme bölgesinde çok önemsiz bir deformasyon elde edilmiştir. Buna karşın teorikte olduğu ve beklenildiği gibi maksimum deformasyon yine baklanın ön bölgesinde oluşmaktadır.

Analiz sonunda 90^0 den 180^0 ye doğru açının artmasıyla birlikte baklanın pim deliğinden dışına doğru yük taşıyan kesitinde azalma görülmektedir. (şekil 6.33, a- 180^0 , b- 135^0 ve c- 90^0) Bu beklenen durum, açının azalmasıyla birlikte yüklemenin daha yerel bir hal aldığı ve böylece deformasyonun artması gerekliliğiyle açıklanabilir. Zaten şekil 6.29 dan da görülebileceği gibi açı azaldıkça deformasyon artmaktadır; bu olay görüşümüzü doğrulamaktadır.



Şekil 6.33 Bakladaki yük taşıyan kesitler (a- 180^0 , b- 135^0 ve c- 90^0)

Tüm bu düşünceler göz önüne alındığında, 360^0 lik yükleme durumunda gerilmelerin belirgin bir şekilde azalmasının ve baklanın pim deliğinin solunda kalan bölgenin de yük taşımaya katılmasının ana sebebi, bu yükleme durumunda pim deliğinin sol yarısı da dahil olmak üzere tüm delik boyunca yükün etkimesidir. Diğer yükleme durumlarında, beklenildiği gibi gerilmeler pim deliğinin üst ve alt kısımlarında yoğunlaşmaktadır (şekil 6.32, A bölgesi). Ama kuvvetin tüm delik boyunca uygulanmasıyla baklada pim deliğinin solunda kalan bölgelerde yük taşımaya katılmışlardır. Bu durum asıl yükü taşıması gereken bölgeler olan pim deliğinin üst ve alt kısımlarındaki (şekil 6.32, A bölgesi) gerilmeleri azaltmaktadır. Baklaların kuvvet akış yollarının (şekil 6.34) durumu da bu savı doğrulamaktadır.



Şekil 6.34 360^0 lik yükleme durumunda kuvvet akış yolları

7. SINIR ELEMANLARI YÖNTEMİYLE ZİNCİR BAKLASINDA GERİLME ANALİZİ

Bu bölümde, sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analizleri yapılmış olan zincir baklasının gerilme analizi sınır elemanları yöntemi ile yapılacaktır.

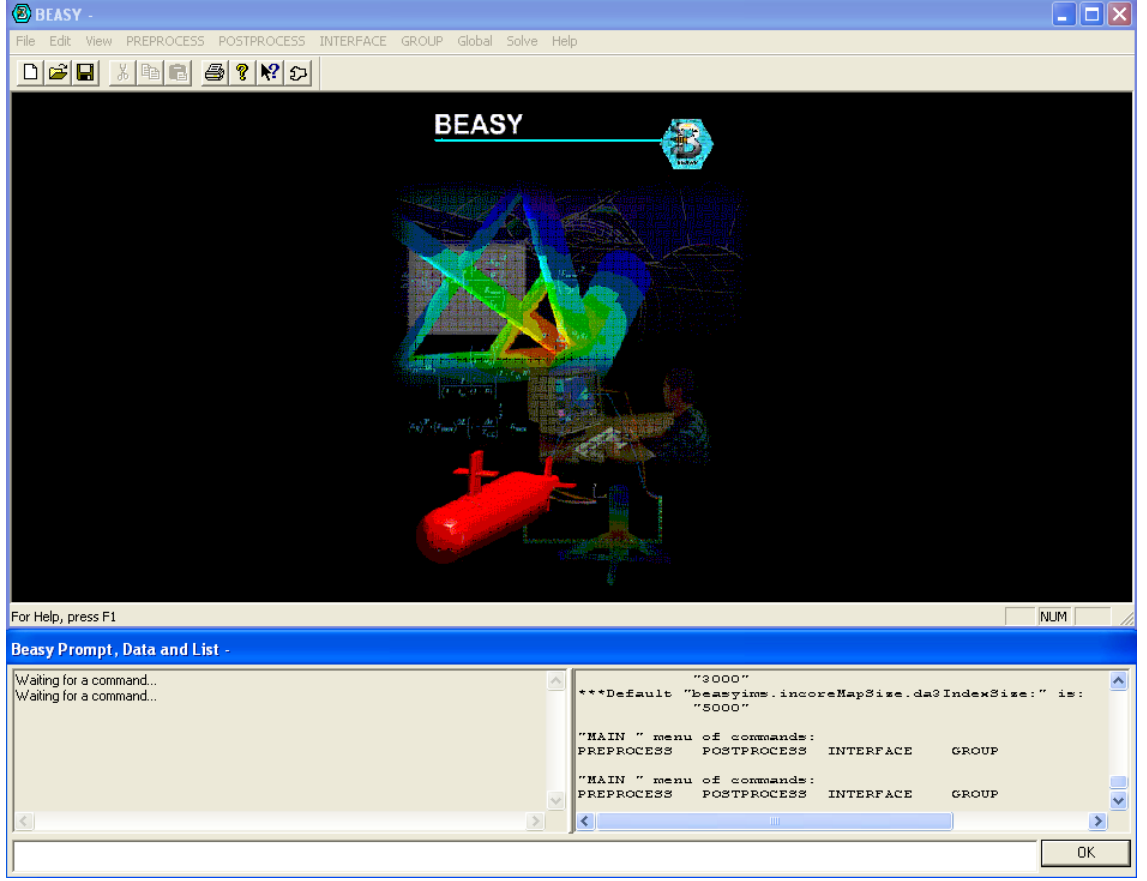
Geometrisi belirli olan zincir baklasının sınır elemanları metoduyla gerilme analizinin yapılması için, sınır elemanları metodu ile analiz yapan BEASY® (Boundary Element Analysis System) programı kullanılacaktır.

7.1. BEASY® Analiz Programı

Ana ekranı, şekil 7.1 de görülen BEASY® programı tamamen analiz amacıyla tasarlanmış bir yazılımdır. Bu nedenle ANSYS® programında olduğu gibi, BEASY® programının da tasarım modülü zayıf olmasına karşın sınır elemanları tekniğini kullanarak analiz yapan çok az sayıdaki programlardan biridir. Ancak diğer CAD programlarıyla tasarlanan bir parçanın kolayca BEASY® ortamına aktarılması imkanının olmasıyla bu zayıflık önemli bir sorun yaratmamaktadır. Zaten BEASY® yazılımının tamamen bir analiz yazılımı olmasından dolayı bu zayıflığın farkında olan yaratıcıları, tasarımın daha da kolay yapılabilmesi için BEASY®-PATRAN® ve BEASY®-IDEAS® ara yüzlerini hayata geçirmişlerdir. [11]

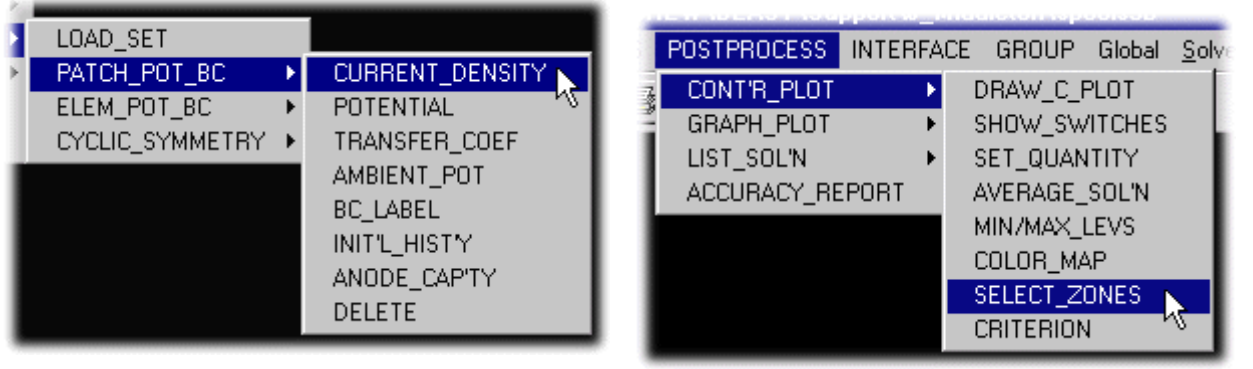
BEASY® ana penceresi, iki ayrı pencereden oluşmaktadır. Üstte BEASY® grafik penceresi, altta ise “BEASY® Prompt, Data and List” penceresi yer almaktadır. Bu pencere de kendi içinde iki ayrı bölümden oluşmaktadır. Soldaki bölümde kullanıcının o an programa girebileceği komutlar ve programın kullanıcıdan beklediği komutlar görünür. Kullanıcı da bu bölümden klavye aracılığıyla komutları programa girer. Sağ tarafta ise uyarılar, bilgiler ve elde edilen sonuçlar görülmektedir.

Programa, komutlar klavye aracılığıyla “BEASY® Prompt, Data and List” penceresinden veya şekil 7.1 in en üstünde görülen Windows formatındaki yatay menü çubuğundan mouse aracılığıyla verilir. Ancak neredeyse tüm girişler “BEASY® Prompt, Data and List” penceresinden klavye ile yapılmaktadır.



Şekil 7.1 BEASY® analiz programı

BEASY®, sonlu elemanlar yöntemini yerine sınır elemanları yöntemini kullandığı için önemli bir üretkenlik verimi sağlamaktadır. Programa analizi istenen parçanın tüm hacmi değil de sadece yüzey alanının tanıtılması yeterlidir. Diğer CAD sistemleriyle bağlantının sağlam ve basit olması, otomatik model yaratması, yüksek kesinlikteki sonuçları ve hata ve yakınsama bilgileri BEASY® programını tasarım mühendisleri için ideal bir tasarım ekipmanı yapmaktadır. Programın, üç boyutlu katıların detaylı analizinde benzeri yok denebilir. BEASY® programında tasarımın yalnızca yüzeyi ile ilgilenildiği için; parçanın kenar yuvarlatmaları, parça üzerindeki delikler ve parçadaki diğer özellikler ağ oluşumunda hiç bir zorluk oluşturmazlar. Bu da analizi yapılacak parçada basitleştirme yapılmadan, gerçek geometrisinin analizinin yapılabilmesini sağlar. Ayrıca sınır elemanları tekniğinin matematiksel formülasyonu, sonlu elemanlar gibi diğer tekniklerden farklı olduğu için BEASY® programı ile elde edilecek sonuçlar diğer tekniklerin sonuçlarından bağımsızdır. Şekil 7.2 de BEASY® sınır şartları menüsü ve son işlem (post-processing) menüsü görülmektedir. [11]



Şekil 7.2 BEASY® menülerinden örnekler

BEASY® programı özellikle aşağıdaki problemler için etkili çözümler sunmaktadır:

- Mekanik gerilme, termik ve kontak analizleri.
- Çatlak büyümesi modeli sayesinde yapısal değerlendirme.
- Katodik koruma içeren korozyon kontrol önlemlerinin performanslarının incelenmesi.
- Korozyon durumunda elektrik ve manyetik alanların incelenmesi.
- Akustik tasarım uygulamaları.
- Elektro-kimyasal kaplama proseslerinin performanslarının değerlendirilmesi.

BEASY® programı içinde, farklı analizler yapılabilmesi amacıyla bir çok modül bulunmaktadır.

7.1.1. BEASY® Mekanik Tasarım Modülü

BEASY® mekanik tasarım modülü; otomotiv, havacılık, mekanik, gemicilik ve elektronik gibi bir çok geniş endüstri kollarında sistemlerin ve elemanların tasarım analizi için kullanılmaktadır.

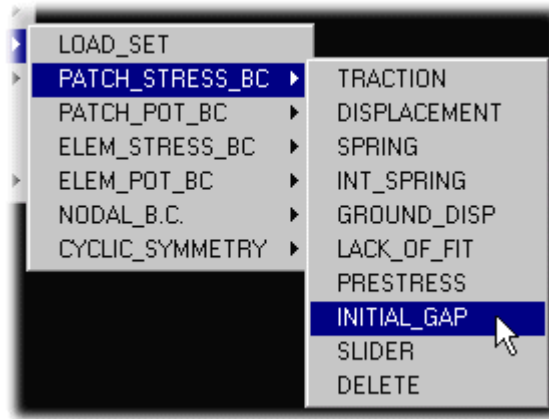
BEASY® programının bu modülü kullanılarak dayanım değerlendirmesi, gerilme ve deformasyon analizleri, kontak analizleri, termal gerilme analizleri, termal ve ısı transferi analizleri ve elektrostatik, sızıntı, potansiyel akış ve bazı tipteki elektromanyetik problemleri gibi genel problemler sonuçlandırılabilir. [11]

Genel olarak mekanik tasarım modülüyle, yapıların ve elemanların mekanik davranışı hakkında gerçeğe yakın ön görüler elde edilir.

Sınır elemanları yönteminin modellemede ve ağ oluşturulmasında kullanılan elemanlarda diğer üstünlükleri de şu şekilde sıralanabilir:

- Simetri problemlerinin etkili çözümüyle modeli küçültür, modelleme zamanını azaltır ve böylece hesaplama zamanını da azaltır.
- Analizi yapılacak parça basit şekilde bölgelere ayrılabilir; böylece çözümün doğruluğu artar, hesaplama zamanı azalır ve değişik özellikteki bölgelerin tanımlanmasına izin verir.
- Sınır şartları yerel ve global koordinat sistemlerine göre verilebilir.
- Ağ yapısında sürekli ve süreksiz elemanların birlikte kullanılmasıyla ağ yapısında iyileştirme yapılabilir ve böylece model boyutunun minimumda kalması sağlanır.
- Üç boyutlu problemler için parabolik ve üçgen elemanlarla ağ oluşturulabilir.
- İki boyutlu problemler ve aksisimetrik problemlerin elemanlara bölünmesinde izoparametrik doğru elemanları kullanılabilir.
- Üç boyutlu termal problemlerinde silindirik boşlukların modellenmesi için tüp elemanlar da BEASY® nin içeriğinde mevcuttur.
- Ayrıca kullanıcılar BEASY® ye giriş datalarının formatında serbesttir ve hesaplamada iterasyon sayısının kontrolü de kullanıcıya bağlıdır.
- Yüzeylerde elde edilen gerilme ve yer değişimi değerleri, diğer metodlarda olduğu gibi ekstrapolasyon tekniği kullanılarak hesaplanmaz.
- Kontak sınır şartları tek bir komut ile programa girilir.
- BEASY® iki ve üç boyutlu çatlaklar ve kırılma mekaniği ile ilgili geniş çözümler sunar.
- Kullanıcıların istediği, gerekli iç noktaların çözümü ekonomik ve verimli bir şekilde elde edilir.
- Küçük değişikliklerin hayata geçebilmesi için matrislerin tekrar hesaplanmasına gerek yoktur.
- Akustik özelliklerin veya değişik bölgelerin tanımlanmasını sağlayacak parça üzerinde bölgeler veya alt yapılar kolayca oluşturulabilir.

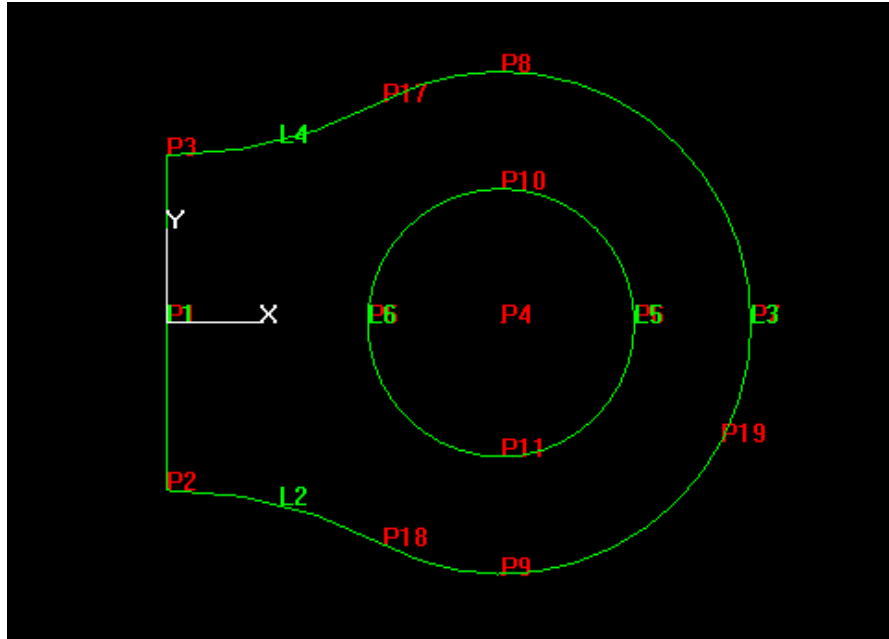
Şekil 7.3 te BEASY® programının bir menüsü görülmektedir.



Şekil 7.3 BEASY® programının bir menüsü

7.2. BEASY® Paket Programıyla Zincir Baklasının Gerilme Analizi

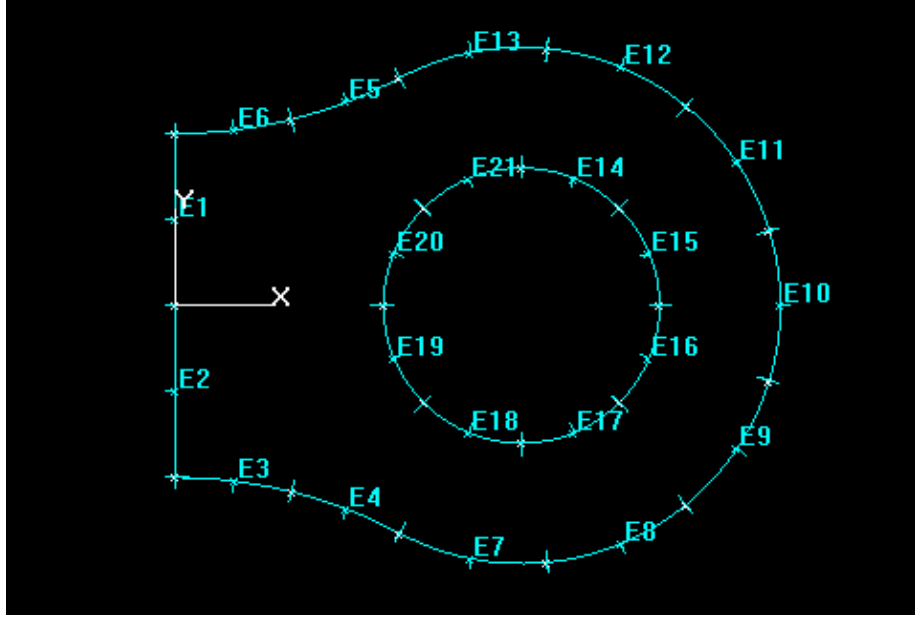
CAD programında (Solid Works, AutoCad, vb.) çizilmiş bir parçanın, BEASY® programına aktarılması kolaysa da zincir baklası gibi içinde hiç doğru bulunmayan, her tarafı eğri olan bir parçanın analiz programlarına tanıtılmasında zorluklar yaşanmaktadır. Ayrıca analizi yapılacak zincir baklasının kalınlığı 6 mm dir. Bu nedenlerle, programa baklanın kalınlığı verilmeden iki boyutlu olarak şekil 7.4 te görülen zincir baklasının sağ yarısı çizilerek tanıtılmıştır.



Şekil 7.4 BEASY® programına girilen iki boyutlu zincir baklası

7.2.1. BEASY® Programı ile Zincir Baklasının Ağlara Bölünmesi

İncelenen zincir baklası, quadratik elemanlar kullanılarak ağlara bölünmüştür. (şekil 7.5) BEASY® programı sınır elemanları yöntemi ile çözüm yapmaktadır; bu nedenle incelenen parçaların yalnızca sınırları elemanlara ayrılmaktadır.



Şekil 7.5 Zincir baklasının sınır elemanları ağlarıyla ayrıştırılması

BEASY® programında, elemanlara ayırma işlemi kolaylıkla otomatik olarak yapılmaktadır. Program, kullanıcıdan yalnızca kullanılacak elemanların minimum ve maksimum boyutunu girmesini ister. Bu değerler şekil 7.5 için sırasıyla 15 ve 20 olarak girilmiştir. Bakla sınırları üzerinde BEASY® programı otomatik olarak 21 eleman oluşturmuştur. Daha sonra çakışan ağ noktaları sorun çıkartmaması amacıyla ortadan kaldırılmıştır.

İki boyutlu ve aksisimetrik problemler için kullanılan eleman tipi çizgi elemanlardır. Ancak bunlar eğri şeklinde de olabilirler. Her eleman, sınırın küçük bir bölgesindeki potansiyel veya gerilme davranışını temsil eder. Bu bakımdan iki boyutlu ve aksisimetrik problemler için kullanılan elemanlar aynı ise de, kullanıcının seçebileceği farklı eleman tipleri vardır. (tablo 7.1) Tüm çizgi elemanlarının üç ağ noktası vardır. Bu üç geometrik nokta, elemanın konumunu ve eğriliğini tanımlar. Her ağ noktasının tek ve belirli bir numarası ve x, y ve z olarak belirlenmiş bir konumu vardır ve bunlar programın içinde saklanırlar.

Ayrıca her elemanda değişik sayıda düğüm noktası vardır. Düğüm noktaları problem değişkenlerini hesaplamak için kullanılırlar. Elemandaki düğüm noktası sayısı, elemanın derecesine bağlıdır. Örnek olarak doğrusal bir elemanın, her iki kenarında bir tane olmak üzere iki düğüm noktası vardır. Doğrusal elemanın herhangi bir noktasındaki değişken değerleri bu iki düğüm noktası arasında doğrusal interpolasyon yapılarak bulunur. Düğüm noktalarının konumunu analiz sırasında BEASY® programı hesaplamaktadır. Genel olarak düğüm noktalarının konumu ile ağ noktalarının konumu aynıdır ancak çatlak ucu gibi özel yerlerde farklılıklar olmaktadır. [41]

Düğüm noktaları, elemanındaki konumuna göre program tarafından genel olarak numaralandırılırlar. Mesela bir quadratik elemanda bulunan üç düğüm noktası 1,2,3 olarak numaralandırılır. İki boyutlu problemlerde kullanılan eleman tipleri tablo 7.1 de görülmektedir.

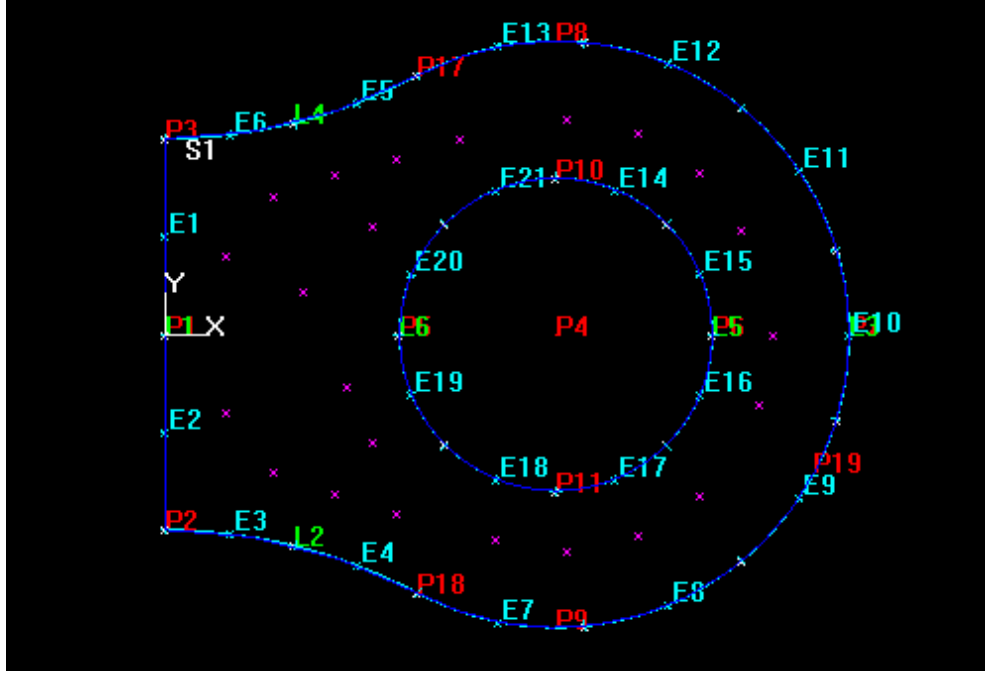
Tablo 7.1 İki boyutlu eleman tipleri

Elemanın derecesi	Ağ noktası sayısı	Düğüm noktası sayısı
Sabit (a) 	3	1
Doğrusal (b) 	3	2
Quadratik (c)  • Düğüm noktası ○ Ağ noktası	3	3

7.2.2. Zincir Baklasında İç Noktalar Oluşturulması

BEASY[®], sınır çözümünü yaptıktan sonra malzeme içindeki verilmiş iç noktaların da çözümünü yapar. Kullanıcıların analizde bazı iç noktalar oluşturmasının başlıca iki sebebi vardır: Malzeme içindeki belirli noktaların sonuçlarının öğrenilmesi ve analiz sonunda (özellikle iki boyutlu analizlerde) elde edilen deformasyonlu durum gibi bir şeklin daha anlamlı olması.

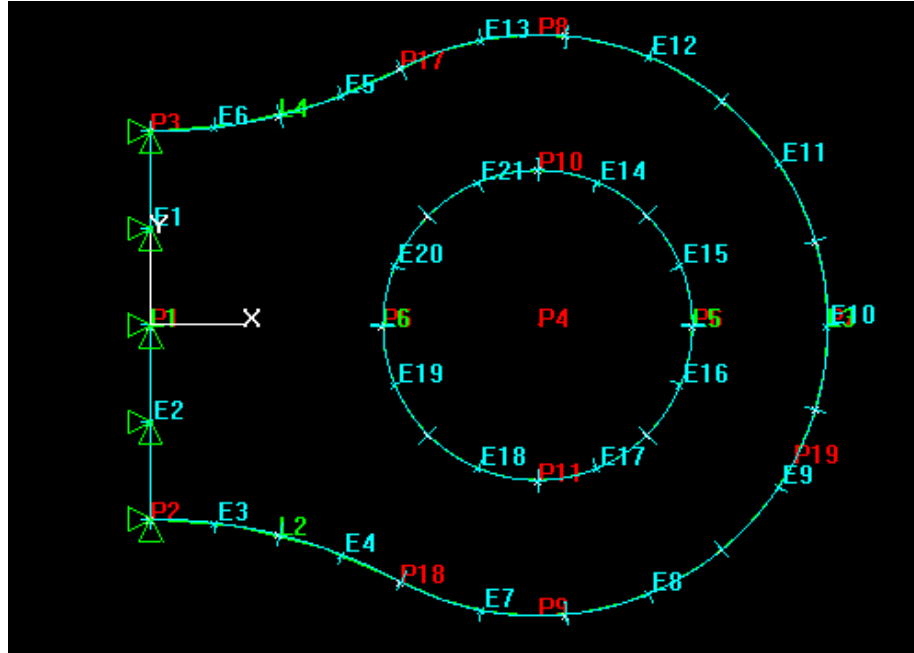
BEASY[®] programında bu iç noktalar üç şekilde oluşturulur: Klavye ile koordinatlar belirtilerek istenilen yere iç nokta konması sağlanır ya da mouse aracılığıyla şekil üzerinde işaretlenen yere iç nokta konulur veya program otomatik olarak analizi yapılacak bölgeye (bu daha çok yukarıda bahsedilen ikinci nedenden dolayı) bu noktaları oluşturur. Analizde oluşturulmuş iç noktalar şekil 7.6 da görülmektedir.



Şekil 7.6 Zincir baklası üzerinde oluşturulan iç noktalar

7.2.3. Zincir Baklasının Mesnetlenmesi

Zincir baklası daha önceki bölümlerde olduğu gibi orta kesitinden mesnetlenmiştir. 6. bölümde yapılan sonlu eleman analizlerinde zincir baklasının orta kesitinde önemli miktarda bir deformasyon ve büzülme oluşmadığı saplanmıştır. O nedenle mesnetleme, zincir baklasının tüm orta kesiti boyunca yapılmıştır. (şekil 7.7)



Şekil 7.7 Zincir baklasının mesnetlenme durumu

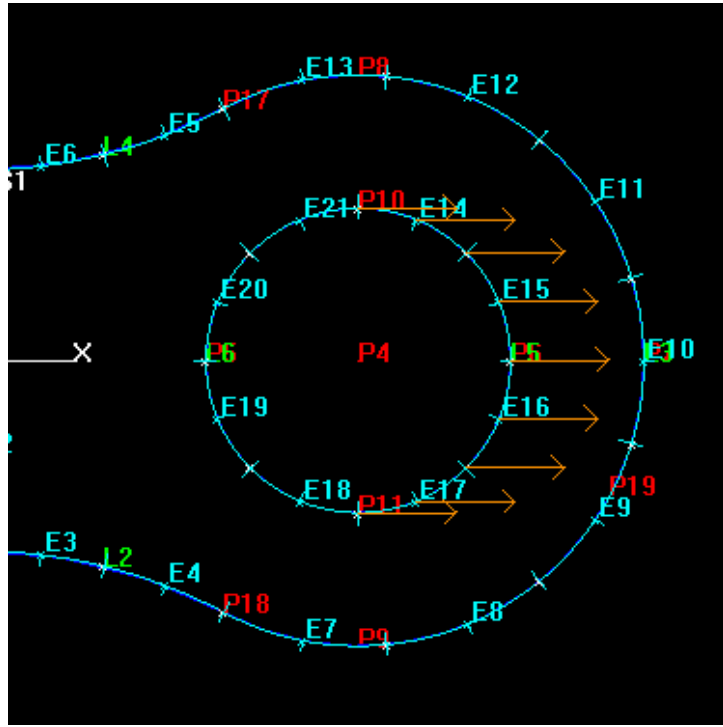
7.2.4. Zincir Baklasına Uygulanan Kuvvetler

Önceki bölümlerde hesaplanan kuvvet olan 7100 N, çekme kuvveti olarak baklanın pim deliğinin iç yüzeyine belirli bir alan boyunca eksenel olarak düğüm noktalarına etkiyecektir.

Ancak, daha önceki analizlerde olduğu gibi karşılaştırma yapmak amacıyla kuvvet, üç farklı şekilde uygulanmıştır:

- Birinci durumda pim deliği merkezinden 180^0 lik çizgi boyunca,
- İkinci durumda pim deliği merkezinden 135^0 lik çizgi boyunca ve
- Üçüncü durumda pim deliği merkezinden 90^0 lik çizgi boyunca.

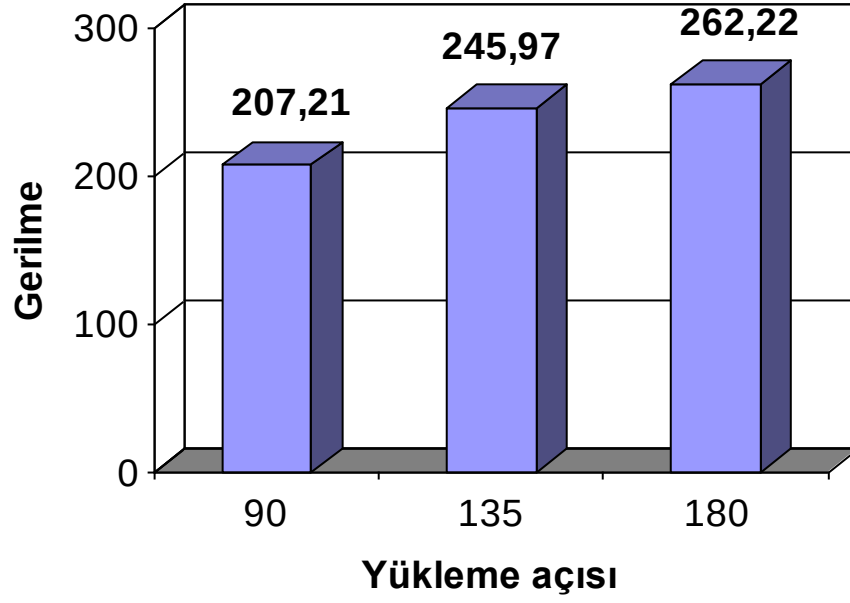
Uygulanan kuvvetlere örnek olarak, şekil 7.8 de 180^0 lik kuvvet durumu görülmektedir.



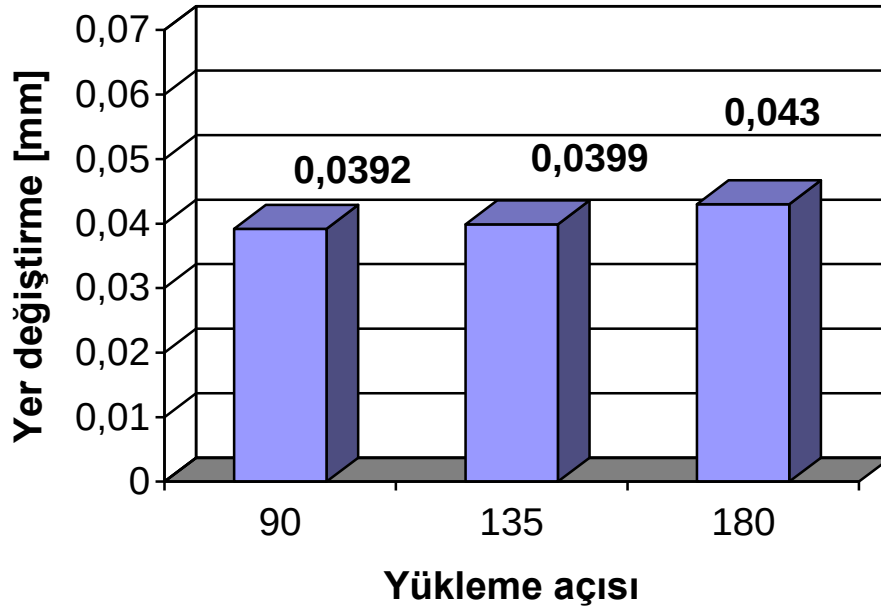
Şekil 7.8 Zincir baklasına kuvvet uygulanması

7.3. Gerilme Analizinin Sonuçları

BEASY® programı kullanılarak incelenen zincir baklasının gerilme analizinin sonunda elde edilen sonuçlar grafik halinde şekil 7.9 ve 7.10 dan incelenebilir. Şekil 7.9 daki gerilme değerleri N/mm^2 dir.

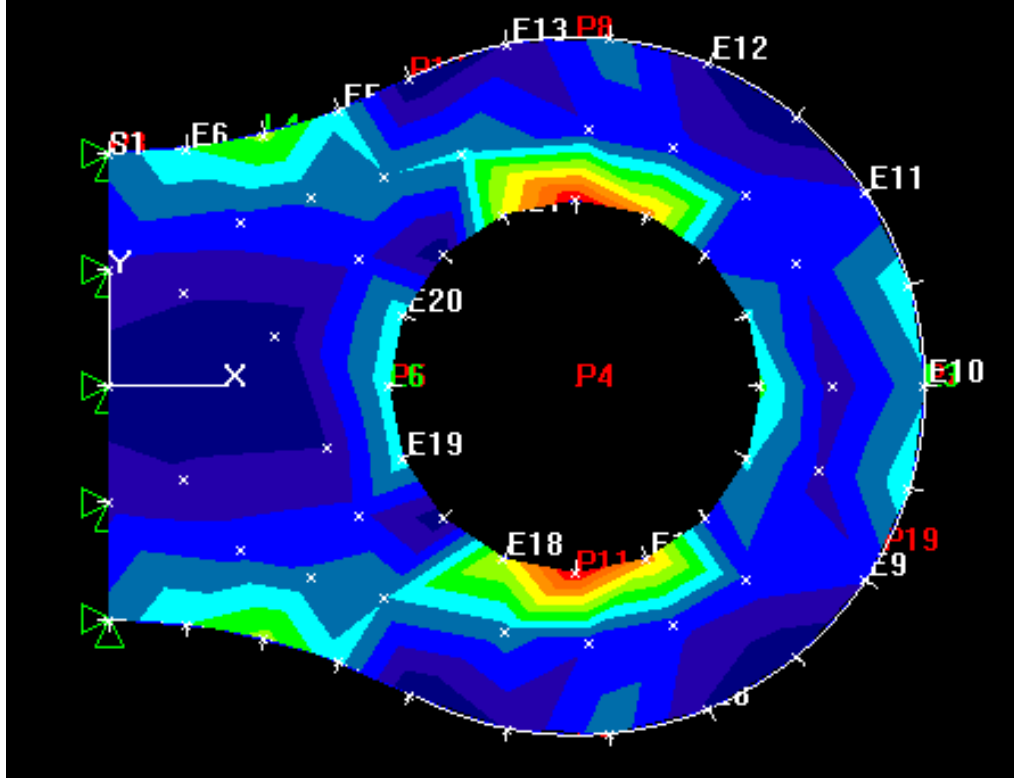


Şekil 7.9 Zincir baklasının analiz sonuçları (gerilme)



Şekil 7.10 Zincir baklasının analiz sonuçları (yer değişirme)

Yapılan gerilme analizine örnek olarak şekil 7.11 de 1. tip (180) yüklemeye maruz kalmış zincir baklası gösterilebilir. Ayrıca bu baklanın deformasyona uğramış durumu da 230 kat büyütülmüş olarak şekil 7.12 de görülebilir.



Şekil 7.11 Bakladaki gerilme dağılımı

Görüldüğü gibi elde edilen maksimum gerilme değerlerinin hepsi, malzememiz olan “St 60” ın akma sınırının altında kalmıştır.

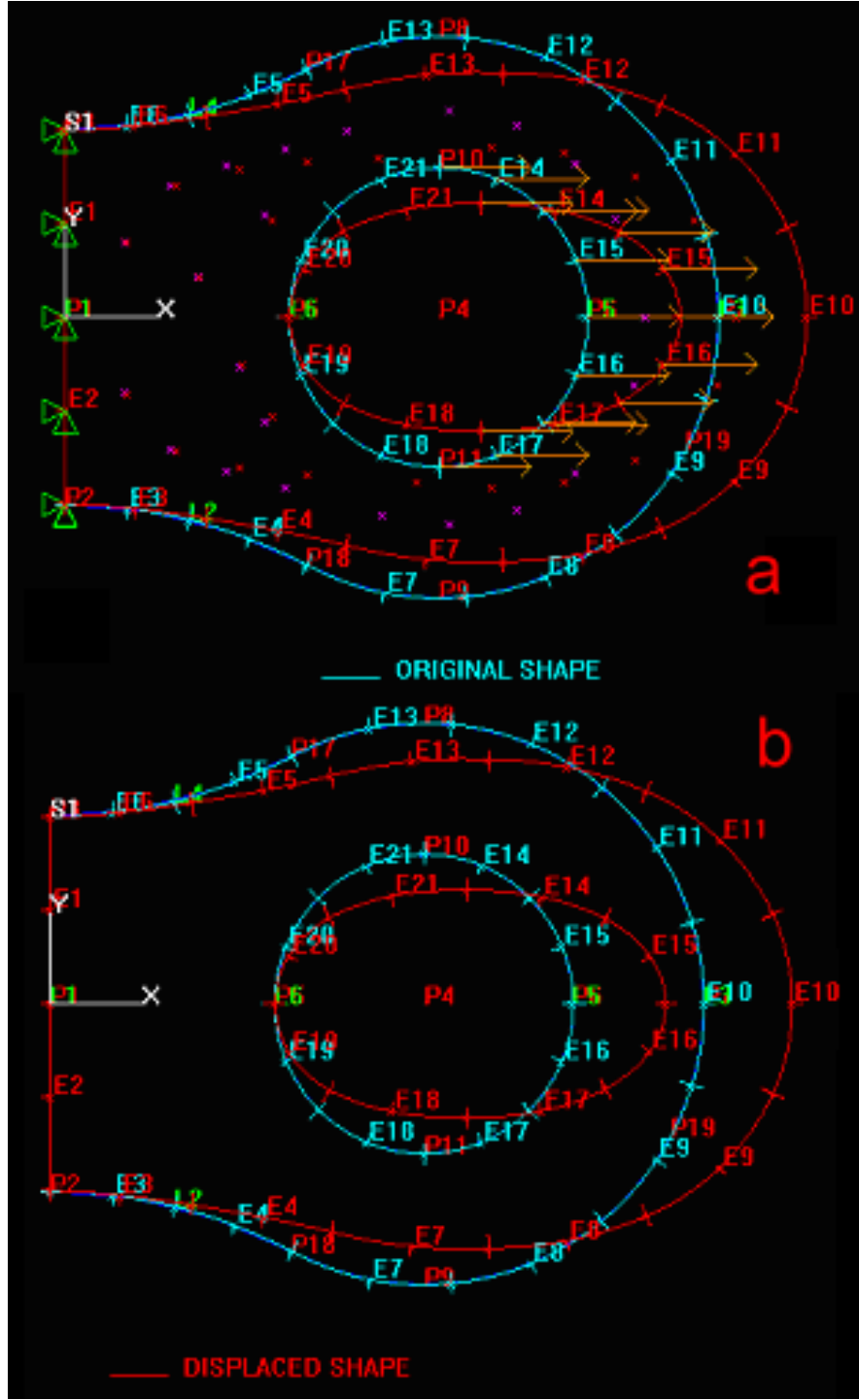
Hesaplanan gerilme değerlerinin ortalaması ile malzememizin kopma dayanımı olan 600 N/mm² oranlanırsa; emniyet katsayısının 1,67 olduğu görülmektedir.

$$\frac{600}{238,5} = 2,5$$

Şekil 7.10 dan maksimum yer değiştirmenin 0,043 mm olduğu görülebilir. Öyleyse 1566 baklaya sahip sistemin toplam uzaması 97,338 mm olarak bulunur. Bu uzama miktarı mekanizmanın toplam boyuyla karşılaştırıldığında önemli değildir ve gergi mekanizması tarafından rahatlıkla karşılanır.

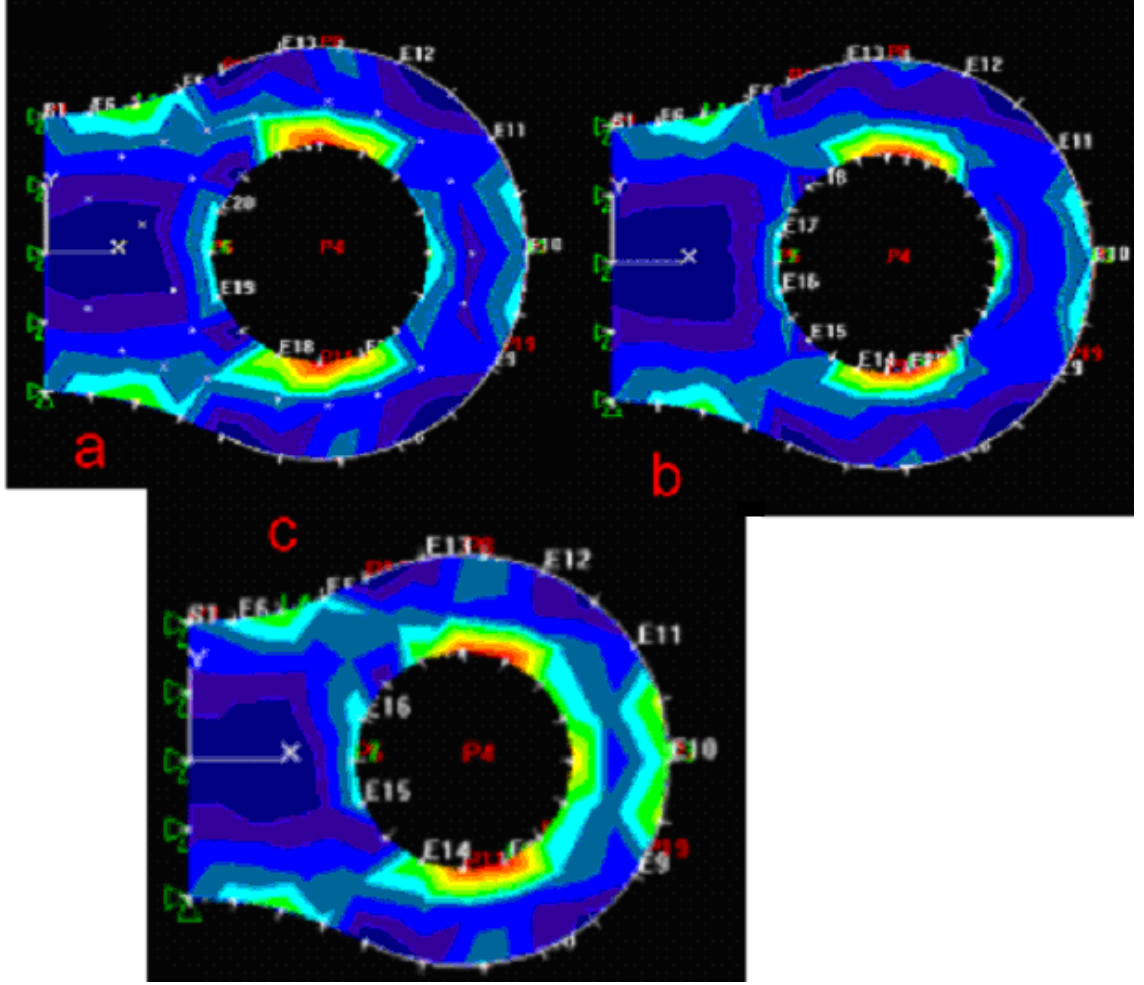
İlk iki yükleme durumu için (180 ve 135) elde edilen maksimum gerilme değerleri birbirlerine çok yakındır. Ancak kuvvetin uygulanma açısı azaltıldığı zaman, yani 90⁰ durumunda gerilme değerinin de azaldığı göze çarpmaktadır. Bu durum açının azalmasıyla birlikte kuvvetin daha yerel bir hal almış olmasıyla açıklanabilir.

Ayrıca şekil 7.9 ve 7.10 incelendiğinde; beklenildiği gibi gerilme değerleri azalırken maksimum yer değiştirme değerlerinin de azaldığı görülebilir.



Şekil 7.12 Baklanın deformasyonu
(a- iç noktalarla birlikte gösterim; b- sade gösterim)

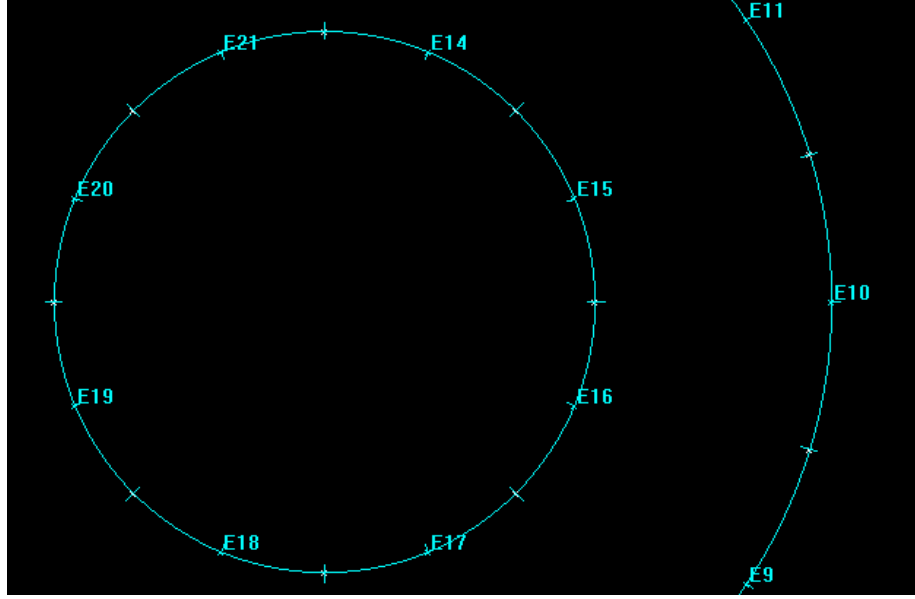
Şekil 7.13 te yapılan analizlerden elde edilen gerilme dağılımı sonuçları yan yana görülmektedir. Şekil 7.13.a 180; şekil 7.13.b 135 ve şekil 7.13.c 90 derecelik yüklemeler içindir.



Şekil 7.13 Bakladaki gerilme dağılımları

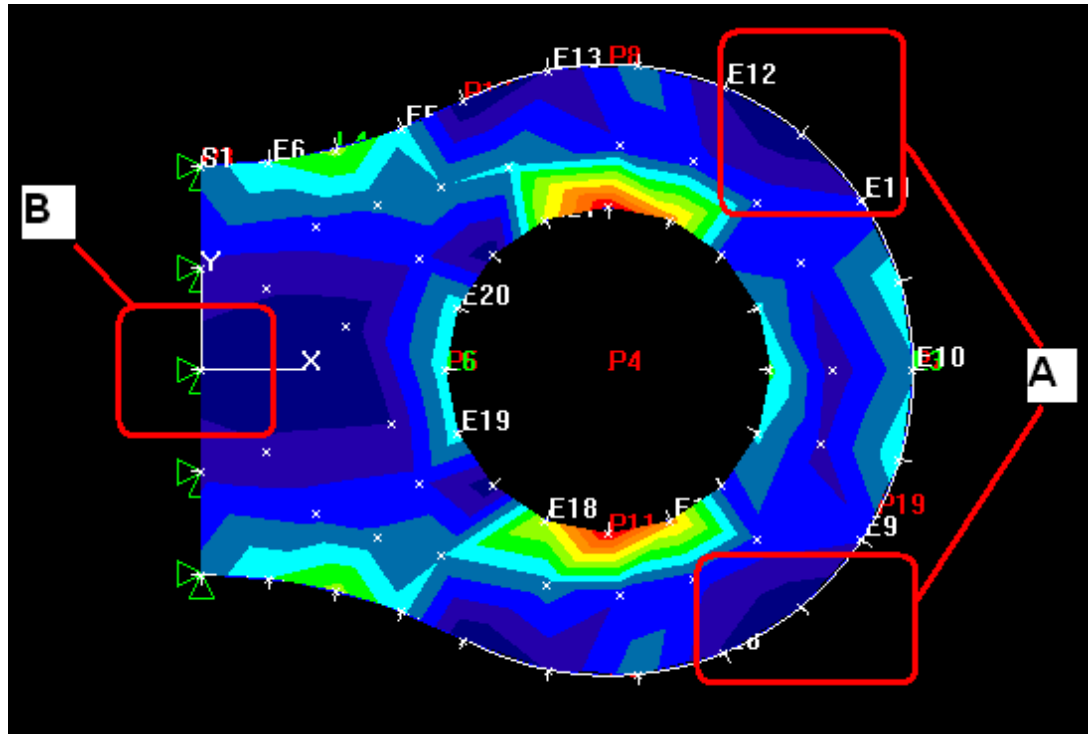
Şekil 7.13 incelenirse, maksimum gerilmenin beklenildiği gibi pim deliğinin etrafında elde edildiği görülür. Ayrıca 180° lik yükleme hali için pim deliğinin sınırlarında oluşturulan elemanlar şekil 7.14 te ve bu elemanların gerilmeleri grafik olarak Ek A da şekil A.1 de görülebilir. Şekil 7.14 ten pim deliğinin etrafındaki elemanların numaralarına dikkat edilirse; burada **14** ten **21** e kadar olan elemanların yer aldığı görülür.

Şekil A.2 de tüm elemanlar boyunca ortaya çıkan gerilmelerin grafiği görülmektedir. Şekil A.2 incelenirse yukarıda da belirttiğimiz gibi maksimum gerilmelerin pim deliğinin etrafındaki elemanlarda yani şekil A.1 de grafiği verilen bölgede olduğu görülür. Şekil A.1 ve A.2 eleman çözümlerin grafikleridir; ayrıca istenildiği takdirde düğüm noktalarının çözümlerini gösteren grafik de çıkartılabilir. (şekil A.3)



Şekil 7.14 Pim deliği sınırlarındaki elemanlar

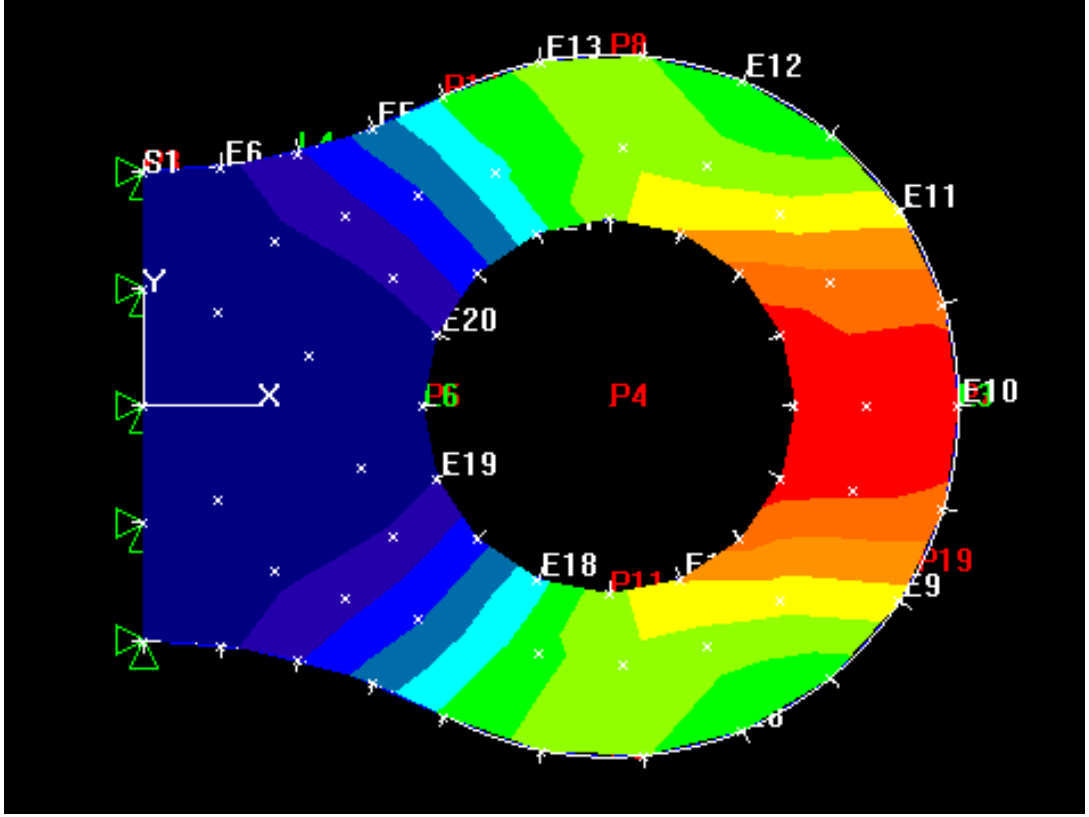
Şekil A.2 veya A.3 incelendiğinde elde edilen minimum gerilmelerin 1-2, 18-19 ve 20-21 numaralı elemanların arasında ortaya çıktığı görülebilir. Bu elemanların yeri de incelendiğinde minimum gerilme beklenildiği gibi baklanın dış kısmında (şekil 7.15, bölge A) ve baklanın orta kesit düzleminin ortasında (bölge 7.15, bölge B) ortaya çıkmakta olduğu görülmüştür.



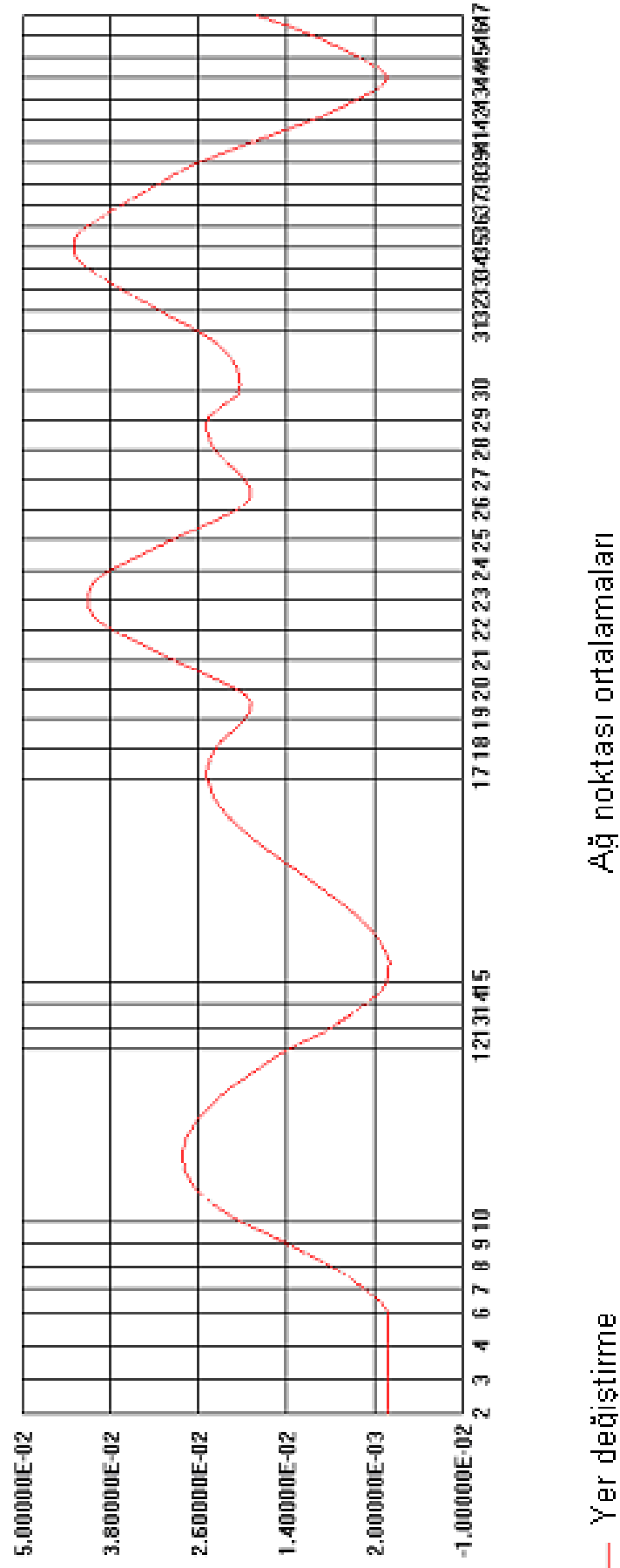
Şekil 7.15 Minimum gerilme bölgeleri

Zincir baklası üzerinde deformasyon dağılımı şekil 7.16 da gösterilmektedir. Beklenildiği gibi maksimum deformasyonun baklanın ön bölgesinde ortaya çıktığı

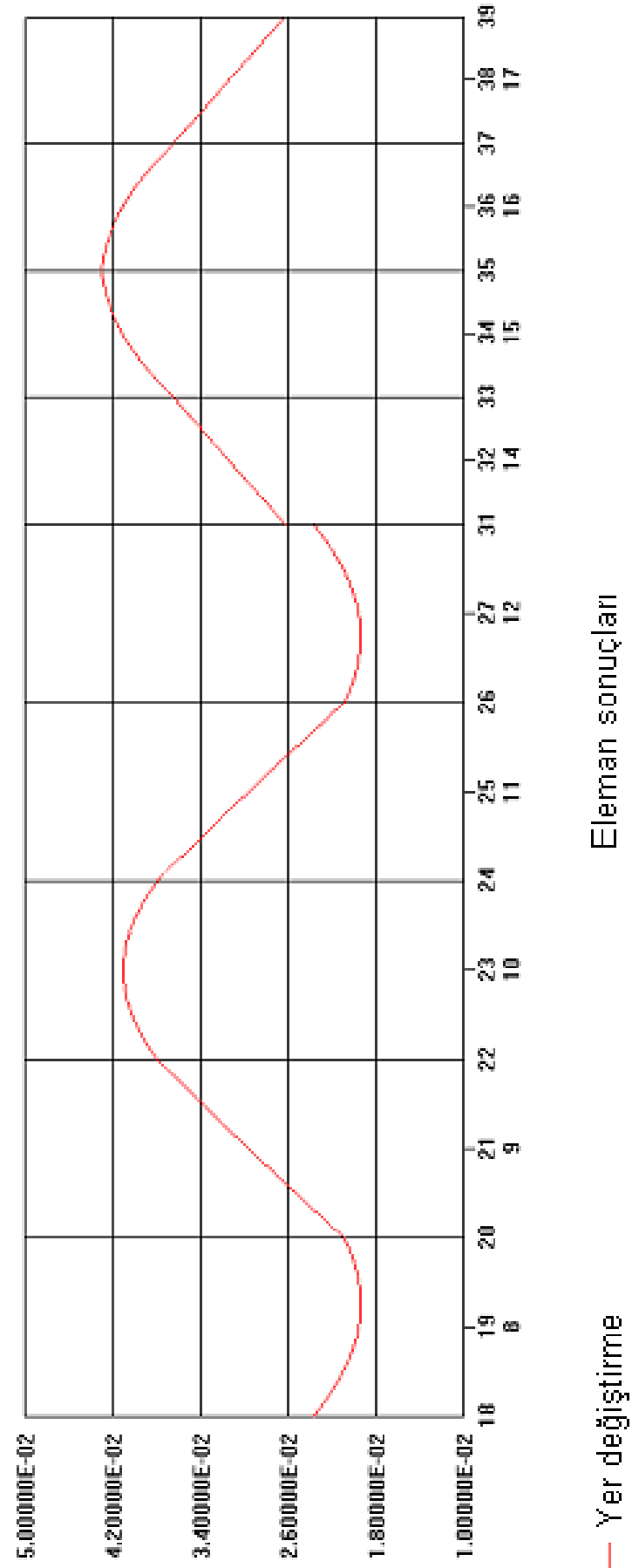
gözlemlenir. Tüm bakla boyunca ağ noktalarında oluşan deformasyon grafiği çıkartılırsa (şekil 7.17), baklanın ön kısmındaki deformasyonların diğer bölgelere göre çok daha fazla olduğu görülmektedir.



Şekil 7.16 Bakla üzerindeki deformasyon dağılımları



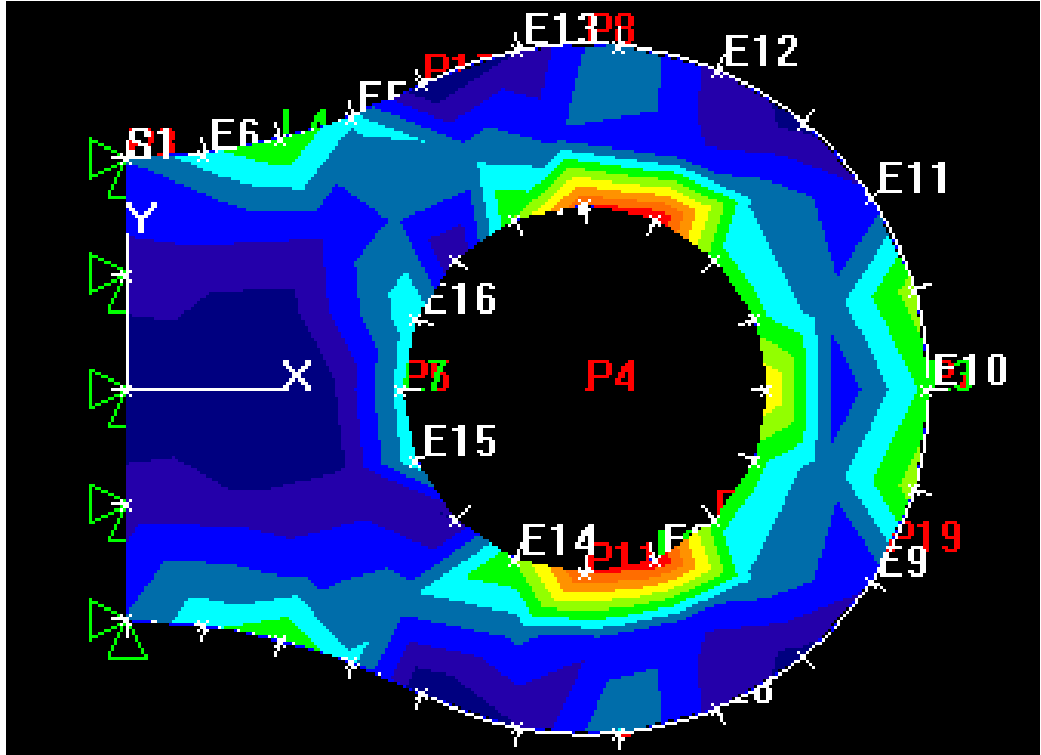
şekil 7.17 Tüm bakla boyunca ağ noktalarının deformasyon sonuçları



şekil 7.18 Maksimum deformasyon b6lgesindeki eleman deformasyonları

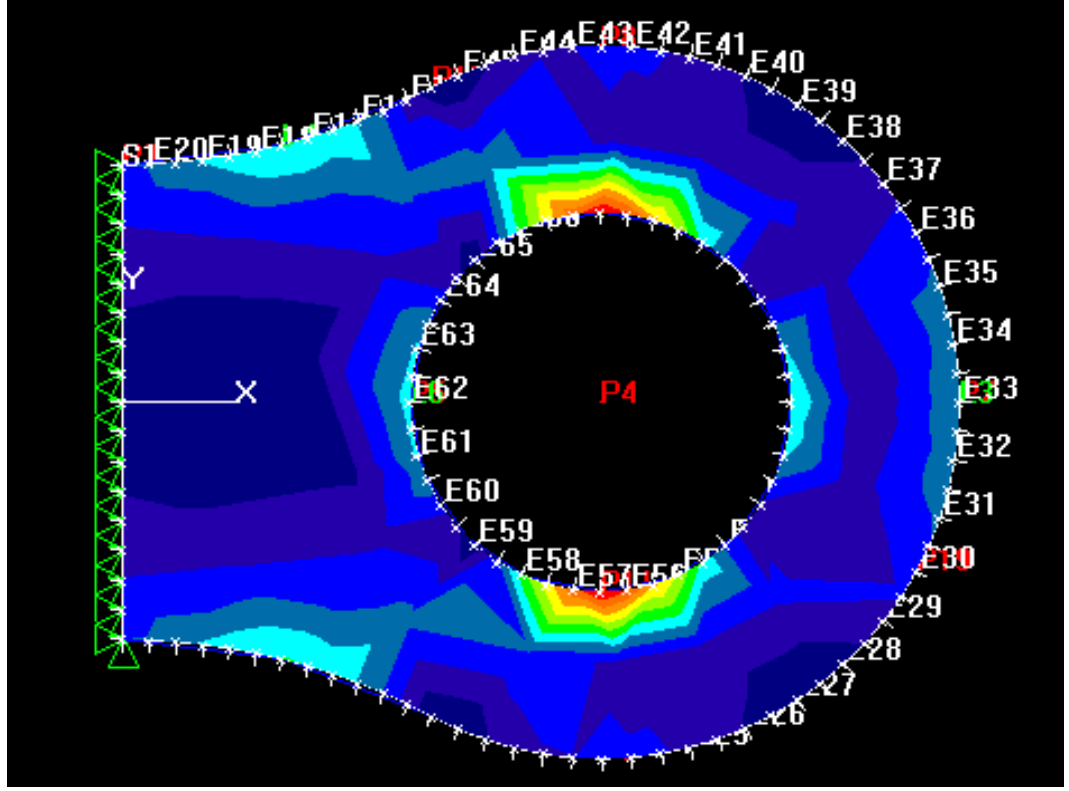
Baklanın ön kısmındaki elemanların deformasyon sonuçları incelenmek istenirse, şekil 7.18 de görülen grafik elde edilir. Şekil 7.18 incelendiğinde, maksimum deformasyonun 15 ile 16. elemanlar arasında olduğu görülür. Bu elemanlar, pim deliğinin en solunda kalan bölgede yer almaktadırlar.

90^0 lik yüklemeye maruz kalmış baklanın gerilme dağılımı (şekil 7.19) incelendiğinde, bu baklada pim deliğinin ön kısmındaki bölgede diğerlerinden daha değişik bir gerilme dağılımı elde edildiği görülür. Bu, kuvvetin uygulandığı açı yani alan azaldıkça gerilmelerin daha yerel bir hal alması ile açıklanabilir.

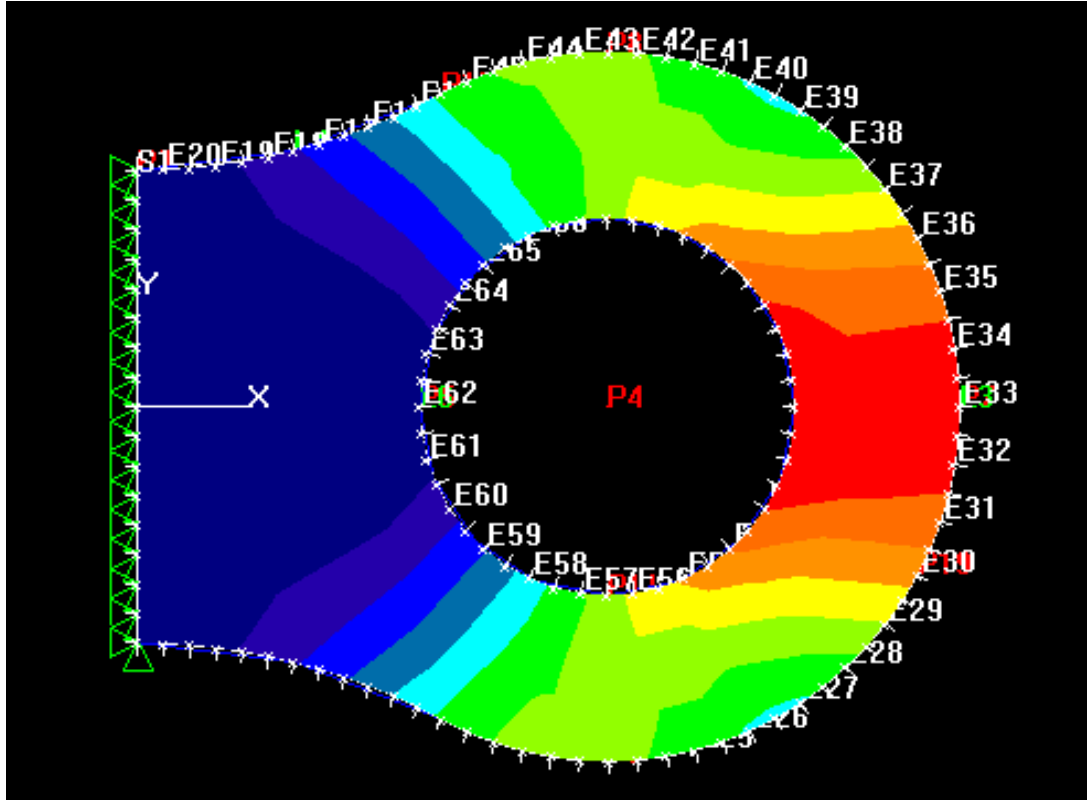


Şekil 7.19 90^0 lik yüklemeye maruz bakladaki gerilme dağılımı

BEASY® programını ve sınır elemanları metodunu daha fazla incelemek amacıyla, 180^0 lik yüklemeye maruz zincir baklasında analiz daha küçük dolayısıyla da daha fazla eleman sayısı için tekrarlanmıştır. Bu analizde yine aynı tip eleman kullanılmış ancak bakla 67 elemana ayrılmıştır. Şekil 7.20 de gerilme dağılımı ve şekil 7.21 de deformasyon dağılımları görülmektedir.



Şekil 7.20 Daha ince ağ yapısı için gerilme dağılımları



Şekil 7.21 Daha ince ağ yapısı için deformasyon dağılımları

Eleman sayısı artmasına rağmen zincir baklası üzerindeki gerilme ve deformasyon dağılımlarında önemli bir fark göze çarpmamaktadır. Ancak 67 eleman kullanımıyla

elde edilen maksimum gerilme değeri 307 N/mm^2 olarak ortaya çıkmıştır. Yani elde edilen gerilme değerinde artış görülmüştür. Zaten eleman sayısının sonsuza artmasıyla elde edilen değerler ideale yakınsamaktadır. Ancak iki farklı ağ yapısıyla da elde edilen gerilme değerleri mertebe bazında yakın olarak görülmüştür, emniyet katsayılarında da önemli bir fark yaratmamaktadır. **21** eleman kullanımıyla ve **67** eleman kullanımıyla analizi yapılan baklalarda ortaya çıkan maksimum deformasyon değerleri de değişmemektedir.

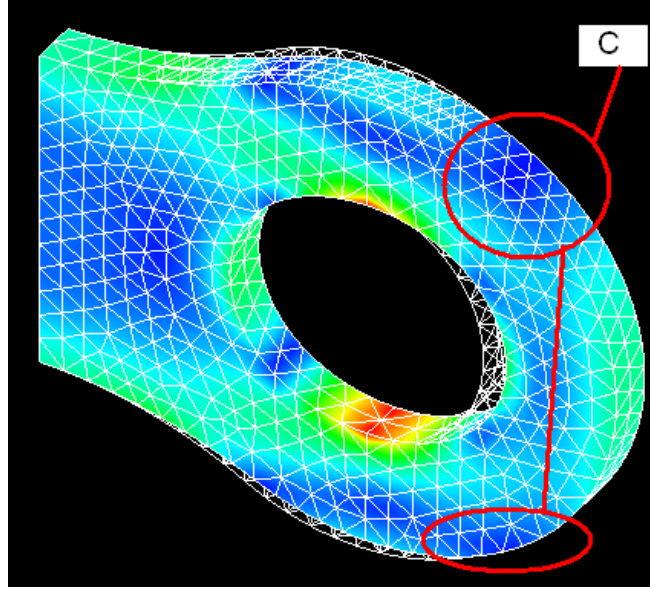
8. GERİLME ANALİZLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI VE DEĞERLENDİRME

Bu bölümde; sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan, bölüm 6 da ANSYS® programından ve I-DEAS® programından elde edilen gerilme analizinin sonuçları ile bölüm 7 de BEASY® programında sınır elemanları yöntemi kullanarak elde edilen gerilme analiz sonuçları karşılaştırılacaktır.

İlk olarak yapılan gerilme analizleri genel anlamda ortaya konacak ve zincir baklasının optimizasyonu değerlendirilecektir. Daha sonra ANSYS® ve I-DEAS® programlarında yapılan analizler karşılaştırılacak ve BEASY® programıyla yapılan analiz ile sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan gerilme analizi karşılaştırılacaktır.

8.1. Gerilme Analizlerinin Değerlendirilmesi ve Optimizasyon

Analizlere genel olarak bakıldığında, optimizasyon amacıyla ve tasarımı hafifletmek için şekil 8.1, C bölgesinde görülen baklanın yük taşımaya katılmayan bölgeleri modelden oyularak ve belli bir kavis verilerek çıkartılabilir. Bu işlem, zaten oyuk lamelli zincir kullanıldığı için imalata fazladan çok ek bir masraf getirmeyecektir. Yani hali hazırda var olan oyma ve parça çıkartma maliyeti ve zamanı çok fazla artmaz. Ancak bu işlem baklanın geometrisini bozacağından toplu bir mekanizma olarak diğer zincirlerle ve zincir dişli çarkı ile çalışmasını zorlaştırabilir. Ayrıca malzeme azaldığı için elde edilecek maksimum gerilme değerlerinin bu durumda daha da artması beklenir; bu durum emniyet katsayısının da azalması demektir ki bu da bazı durumlarda bir üst standarttan zincir baklası seçmeyi zorunlu kılabilir. Bu durumda ise hem maliyet artacak hem de mekanizmanın toplam ağırlığına etkisi azalma yönünde değil artma yönünde olacaktır. Örnek olarak eğer baklanın %10 u kesilebilirse, ancak bu durumda bir üst standarttan bakla kullanmak gerekirse; bu durumda mekanizmanın toplam ağırlığında %25 artış olacaktır. Fakat bir üst standarttan bakla seçilmesiyle birlikte baklanın adımı artacak bu nedenle de kullanılacak zincir baklası sayısında mekanizmamız için %10 luk bir azalma olacaktır. Bu durum maliyet analizi sonrasında ve mekanizmanın uygunluğu incelendikten sonra, göz önüne alınan mekanizmadan daha uzun mekanizmalar için kabul edilebilir sınırlar içine girebilir.



Şekil 8.1 Zincir baklasında optimizasyon

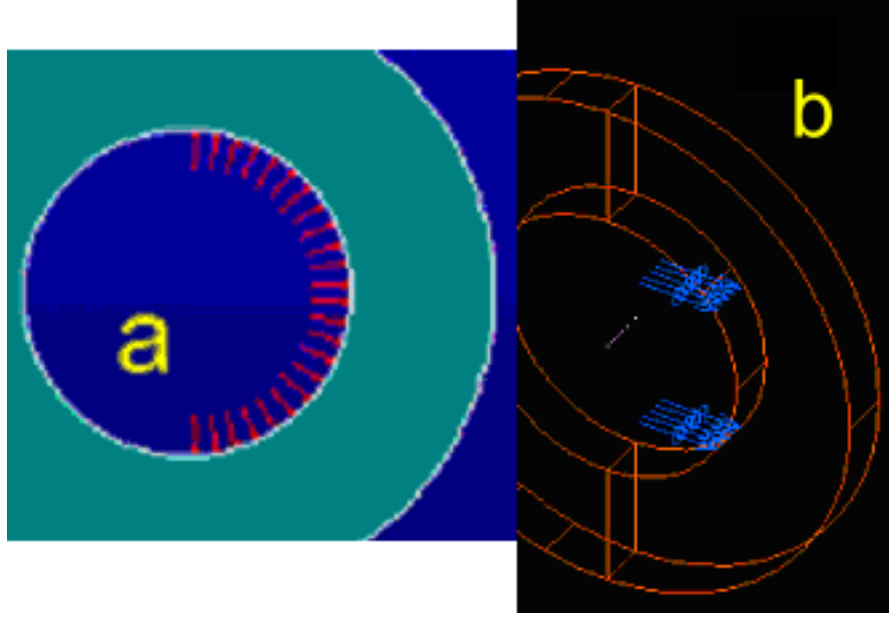
8.2. ANSYS® ve I-DEAS® Gerilme Analizi Karşılaştırılması

I-DEAS® programı da, ANSYS® programı da analiz yaparken sonlu elemanlar metodunu kullanırlar, yani temelde iki farklı analiz programının da algoritması aynıdır. Ancak bölüm 6 da ANSYS® ile yapılan gerilme analizi ile I-DEAS® ile yapılan gerilme analizini karşılaştırdığımızda arada bazı farklar olduğu görülmektedir.

Yapılan iki analiz arasındaki en büyük fark kuvvetlerin uygulanış biçimlerindedir. Toplam olarak aynı kuvvet değeri, ANSYS® programında radyal, I-DEAS® programında ise eksenel olarak zincir baklasına uygulanmıştır. (şekil 8.2)

Ayrıca iki farklı programda sonlu eleman ağını oluşturan eleman tiplerini de birbirlerinin tamamen aynı olarak seçilmesi mümkün olmamaktadır.

Bunlara ek olarak anlaşıldığı gibi iki analizde zincir baklasının mesnetlenme şekilleri de farklı olmuştur. ANSYS® yazılımında üç ayrı mesnetleme durumu incelenmiştir. 2. ve 3. durumlarda mesnetleme bölgesinde serbest bölgeler bırakılmıştır. Bunlara karşın ANSYS® programında 1.mesnetleme durumu için (tamamı sabitlenmiş) yapılan analiz bile aslında I-DEAS® programı için yapılandan farklıdır. Çünkü I-DEAS® yazılımında, anlatıldığı gibi altı serbestlik derecesinden üçü sabitlenmiş diğerleri serbest bırakılmıştır; fakat ANSYS® ile yapılan analizde mesnetleme bölgesi tamamen sabitlenmiştir.



Şekil 8.2 Sonlu elemanlar analizlerinde baklaya kuvvet uygulanması
(a- ANSYS®; b- I-DEAS®)

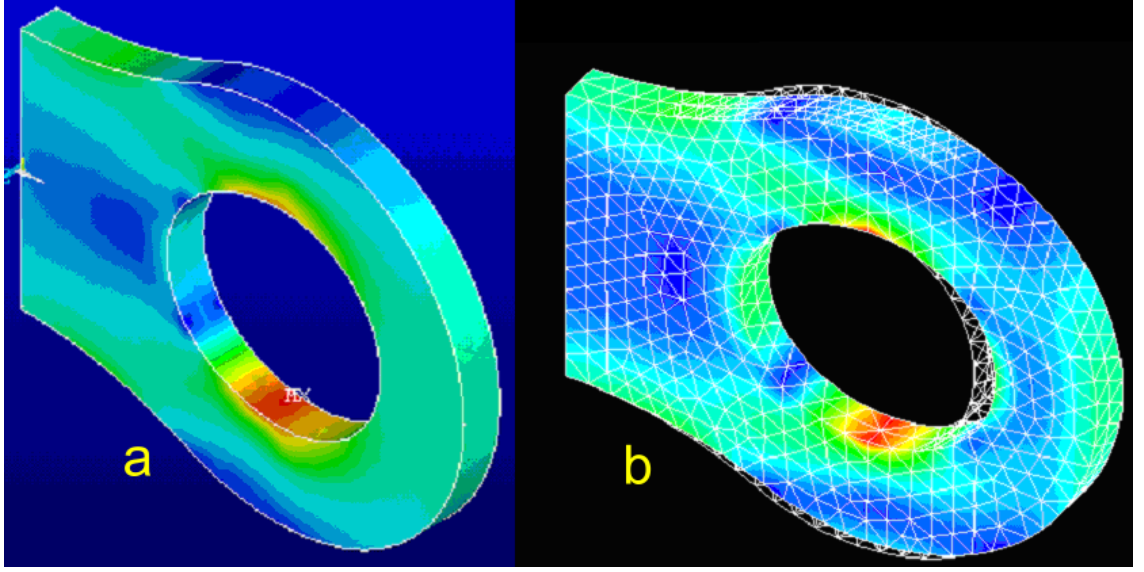
Ayrıca sınır elemanlar metodunda olduğu gibi sonlu elemanlar metodunda da sonuç elde edilirken çok yüksek mertebeli integraller hesaplanmakta ve yüksek dereceden matrisler birbirleriyle çarpılmaktadırlar. Aynı programı kullanarak yapılan bir analizde dahi sınır şartlarındaki, eleman tipindeki veya geometrideki ufak değişimler çok farklı sonuçlara yol açabilmektedirler.

I-DEAS® ve ANSYS® ile yapılan analiz sonuçlarını karşılaştırdığımız zaman; elde edilen deformasyon değerlerinin aynı civarda olduğu görülmektedir. Yapılan analizlerde elde edilen deformasyon değerlerinin ortalaması ANSYS® programında 0,0555 mm; I-DEAS® programında ise 0,0646 mm olarak bulunmuştur. Ancak bu hesaplamada I-DEAS® ta yapılan 360° derecelik yükleme hali ihmal edilmiştir. I-DEAS® ta elde edilen deformasyon ortalamalarına bu durumdaki deformasyonda katılırsa, I-DEAS® için değer 0,0565 mm olarak çıkmaktadır.

Ancak elde edilen maksimum gerilme değerleri mertebe olarak (emniyet katsayısı bakımından) birbirlerine yakın olsalar da I-DEAS® ta yapılan analizde gerilme değerleri belirgin şekilde yüksek çıkmaktadır. ANSYS® analizlerinde ortaya çıkan maksimum gerilme değerlerinin ortalaması 325 N/mm² iken, I-DEAS® ta 402 N/mm² dur. (burada da I-DEAS® ta göz önüne alınmış 4. durum hesaba katılmamıştır; hesaba katıldığı takdirde bu değer 344 N/mm² olmaktadır) ANSYS® ve I-DEAS® programlarında hesap edilen emniyet katsayıları sırasıyla 1,8 ve 1,5 tur. Bu olay kuvvetlerin etkiye tarzının farkını göstermektedir. İki farklı programda yapılan analizde toplam olarak kuvvetler aynı alınmasına karşın; ANSYS® te yapılan analizde kuvvetler baklaya radyal olarak etkimektedir. İki analizdeki gerilme farkı da

kuvvetin radyal yönde etkimesi neticesinde bazı düğüm noktalarına y ekseninde kuvvet etkidiğinden görülmektedir.

Yapılan gerilme analizlerine genel olarak bakıldığında maksimum gerilmelerin, maksimum deformasyonların ve minimum gerilmelerin aynı bölgelerde olduğu ve kuvvet akış çizgilerinin aynı yerlerden geçtiği yani aynı bölgelerin aynı oranda kuvvet taşımaya katıldığı görülmektedir. Şekil 8.3.a da ANSYS® te, 8.3.b de ise I-DEAS® ta yapılan gerilme analizleri sonucu görülmektedir.



Şekil 8.3 Bakla üzerindeki gerilme dağılımları (a- ANSYS®; b- I-DEAS®)

8.3. Sınır Elemanları Metodu ve Sonlu Elemanlar Metodunun Karşılaştırılması

Teorikte sınır elemanları metodunun sonlu elemanlar metoduna göre en büyük farkı, sınır elemanları metodunda incelenilen alanın yalnızca sınırlarının elemanlara ayrılmasıdır. Sadece sınırlarının elemanlara ayrılması, daha az eleman ve daha az düğüm noktası demektir. Bu da hesaplanması gereken daha az matris ve dolayısıyla bilgisayarda depolama işleminin azlığı ve bilgisayarda çok daha az hesaplama zamanı demektir. Bunlara karşın sınır elemanları metodunun matematik modeli, sonlu elemanlara göre çok daha zordur. Hesaplama yapmak için oluşturulan matrisler çok daha doludur ve simetrik değildir.

Sınır elemanları metodunun üstünlüklerinden biri veri hazırlama zamanının azlığıdır. Ancak yapılan analizler zincir baklası analizleri olduğundan yani göreceli olarak çok küçük bir parça olduğundan yapılan analizlerde bu üstünlük göze çarpmamaktadır. Yalnız parçada veya elemanlarda yani ağ yapısında yapılan modifikasyonların sınır elemanları programında daha kolay yapılabildiği gözlenmiştir.

Sınır elemanları yöntemini bir diğer üstünlüğü gerilme yığılmaları, temas ve çatlak problemlerinde ortaya çıkmaktadır. Ancak, zincir baklası analizinde bu durum görülememektedir.

Yaptığımız analizde elde edilen maksimum gerilme bölgesi ve deformasyon bölgesi sınırlarda ve özellikle pim deliği etrafında ortaya çıkmıştır. (şekil 8.3) Bu nedenle baklanın iç bölgelerinin analizine gerek yoktur. Sınır elemanları metodunda da sadece sınırlar elemanlara ayrıştırıldığı için bu üstünlük incelenebilmiş ve böylece daha az istenmeyen bilgi sahibi olunmuştur.

Sınır elemanları metodunda çözüm daha az bilgisayar zamanı ve daha az depolama işlemiyle yapılabilir. Ancak zincir baklası göreceli olarak küçük olduğundan hesap için gereken zaman ve depolama işleminde sonlu elemanlara göre önemli bir fark ortaya çıkmamaktadır. Ancak sınır elemanları metodu ile analizde çok daha az eleman ve ağ noktası kullanılmasına rağmen mukayese edilebilir seviyede gerilme ve deformasyon değerlerine rahatlıkla ulaşılabilmektedir.

Sonsuz ve yarı-sonsuz alanların analizi için sınır elemanları metodu tavsiye edilmektedir; ancak yapılan analiz sonlu ve hatta küçük bir alanı kapsadığı için bu üstünlük incelenememiştir.

Sınır elemanı metodunun matematik modelini oluşturmak çok daha zor ve ortaya çıkan matrislerin çözümü de aynı oranda zordur. Ancak analizlerde çözümler bilgisayar yazılımı tarafından yapıldığından, sınır elemanları metodunu bu dezavantajı da gözlenmemiştir.

Zincir baklasının gerilme analizleri; ANSYS® yazılımı ve I-DEAS® yazılımı kullanılarak yani sonlu elemanlar yöntemi ile, BEASY® yazılımı ile yani sınır elemanları tekniği kullanılarak yapılmıştır. ANSYS® yazılımında kuvvet radyal olarak, I-DEAS® ve BEASY® yazılımlarında aksiyel olarak etkilmiştir. Bunlardan farklı olarak sonlu elemanlar analizleri üç boyutlu; sınır elemanları analizi ise iki boyutlu olarak yapılmıştır. Analizler farklı yazılımlarda yapıldığından tamamen aynı olan eleman tipi seçimi mümkün olamamaktadır. Tamamen aynı eleman tipi seçmek mümkün de olsa bu defa programların yazılımlarının farklılıklarından ve ağ oluşturma işlemi program tarafından otomatik olarak yaptırıldığından tamamen aynı ağ yapısının oluşturulması imkansızdır.

Yazılımlar sonuçları eleman tipi, eleman boyutu, elemanın derecesi, oluşturulan model ve sınır şartları gibi bir çok değişkene bağlı olarak hesaplamaktadırlar. Ayrıca hesaplama sürecinde program çok yüksek mertebeli integralleri hesaplamakta ve yüksek dereceli matrisleri çarpmaktadır; bu nedenle model oluşturulurken değişkenlerin herhangi birinin çok az değişmesi bile sonucun değişmesi demektir.

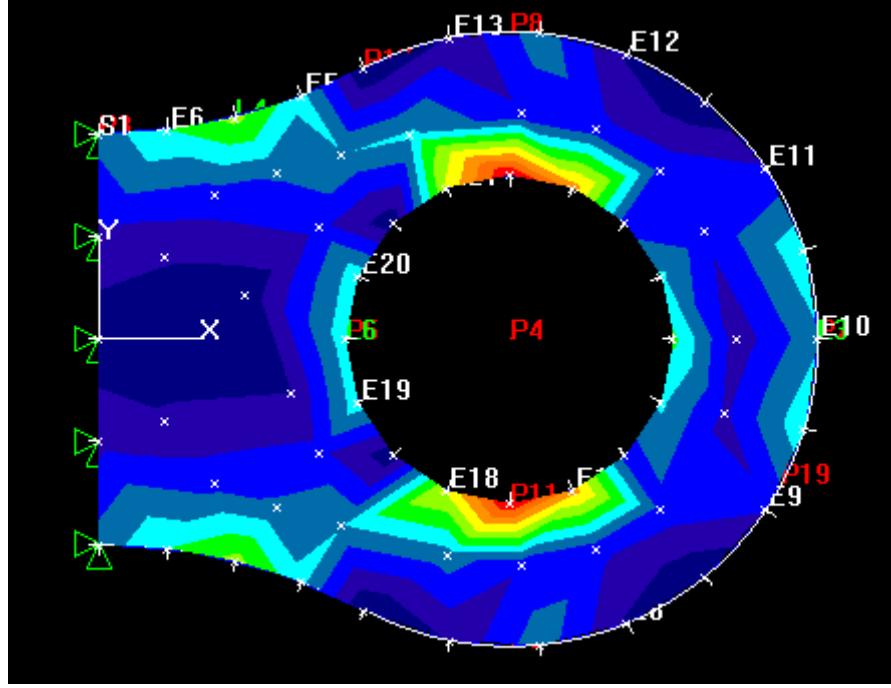
Yapılan analizlerin sonuçları karşılaştırıldığında; ANSYS® ile BEASY® programları ile yapılan analizde elde edilen gerilme değerleri birbirlerine daha yakın ancak I-DEAS® ile elde edilen değerler bunlara karşılık daha yüksektir. Bu değerlerin ortalamaları BEASY® için 238,46 N/mm² ve yukarıda da belirtildiği gibi ANSYS® ve I-DEAS® için sırasıyla 325 N/mm² ve 402 N/mm² (344 N/mm²) dir. Ancak burada göz önünde bulundurulması gereken her modelde az da olsa farklılıklar olduğu ve hatta sınır elemanları analizi iki boyutlu olarak yapılmıştır. Ancak bilgisayar yazılımı hesaplamalarında ağ yapısını oluşturan eleman sayısı sonsuza gittikçe, elde edilecek sonuçların daha ideale yakın olacağı gerçektir. Bu anlamda, sınır elemanları ile yapılan analizi iyileştirmek amacıyla yaklaşık 3 kat kadar fazla elemanla yapılan analizin – ki eleman boyutu oldukça küçük seçilmiştir – sonucu olan 307 N/mm² değeri ideale yakın olduğu kabul edilebilir.

Her ne kadar maksimum gerilme değerleri birbirlerine çok yakın olmasalar da mertebe olarak hepsi aynıdır ve bize bir mukayese şansı tanımaktadırlar. Ayrıca incelenen zincir baklasının emniyet katsayısı olarak önemli bir fark görülmemektedir. BEASY® de hesaplanan emniyet katsayısı 2,5 iken; yukarıda da belirtildiği gibi diğerlerinde sırasıyla 1,8 ve 1,5 çıkmaktadır.

Yapılan analizlerin hepsinde maksimum deformasyon değeri 0,04 – 0,05 mm arasında çıkmıştır, bu %1 lik fark ihmal edilebileceğinden, tüm analizlerde deformasyon değeri aynı bulunmuştur denilebilir. Ayrıca tüm analizlerde maksimum deformasyon bölgesi beklenildiği gibi, zincir baklasının ön kısmında ortaya çıkmaktadır.

Maksimum ve minimum gerilme bölgeleri de teorikte olduğu gibi tüm analizlerde maksimum gerilme bölgesi pim deliğinin etrafında ve minimum gerilme bölgesi ise zincir baklasının üst kısmında ortaya çıkmıştır. Özellikle maksimum gerilme bölgesi, pim deliğinin etrafında çıktığından ve sınır elemanları analizi de öncelikle sadece sınırlarda yapıldığından BEASY® programı ile yapılan analizde daha iyi incelenebilmiştir.

ANSYS® ve I-DEAS® yazılımlarıyla yapılan analizlerde zincir baklası üzerinde kuvvet akış bölgeleri aynı çıkmıştır. (şekil 8.3) Buna karşın BEASY® yazılımı ile yapılan analizde görülen kuvvet akış çizgilerinin yerlerinde önemli sayılamayacak farklar vardır. (şekil 8.4) Sınır elemanları analizinde öncelikle sınırlardaki değerler daha sonra da iç bölgeler hesaplanmaktadır. İç bölgelerin daha iyi bir biçimde analiz edilebilmesi için BEASY® yazılımı kullanıcıdan iç bölgelere noktalar yerleştirmesini istemektedir. Analizde bu noktalar, daha önce de açıklandığı şekilde program tarafından otomatik olarak ve göreceli olarak da az sayıda koyulmuştur. Bu olay da kuvvet akış çizgilerindeki küçük farklılıkları açıklamaktadır.



Şekil 8.4 Sınır elemanları metodunda kuvvet akış çizgileri

Sınır elemanları ve sonlu elemanlar yöntemlerine genel olarak bakıldığında zaman fazla bir fark görülememiştir. Analizi yapılması istenen alan veya parça programa başka bir CAD yazılımında çizilerek aktarılması halinde durum aynıdır, parçaya bağlı olarak hiç bir zorluk ortaya çıkmamakta veya çok fazla modifikasyon gerekmektedir. Ancak parça analiz yazılımının içinde tasarlanacaksa bu durumda programın yazılımına göre bazı zorluklar ortaya çıkmaktadır. Özellikle zincir baklası gibi neredeyse içinde hiç düz çizgi olmayan bir parçanın tasarlanması aşaması I-DEAS® programı hariç CAD modülü çok güçlü olmayan diğer programlar için çok uğraştırıcıdır. Parçanın elemanlar ile ağlara ayrılması işlemi yazılımlar tarafından otomatik olarak yapılmaktadır ve fazla bir farklılık göstermemektedir. Geri kalan modelleme işlemleri olan malzeme bilgilerini (Young modülü, Poisson oranı ve yoğunluk) programa girmek ve sınır şartlarını oluşturmak (kuvvet ve mesnetleme durumu) aşamaları da benzer işlemlerdir. Yalnız sınır elemanları programında bu aşamada ek olarak iç nokta oluşturulma işlemi vardır ki bu işlem de zaten otomatik olarak da yapılmaktadır. Bu şekilde ön işlemci (preprocessing) aşaması tamamlanmış olur ve çözümleyici (processor) aşamasına geçilir. Bu aşamada programa göre değişen 1-2 komut ile yapılmaktadır. Daha önce de belirtildiği gibi yapılan analizlerde çözüm zamanı olarak bir fark görülememiştir. Bundan sonra en son aşama olan son işlemci (postprocessing) aşamasına geçilir. Bu aşamada da istenilen kriter seçiminden sonra sonuçlar grafiksel olarak veya parça üzerine yansıtma tekniği ile incelenebilir.

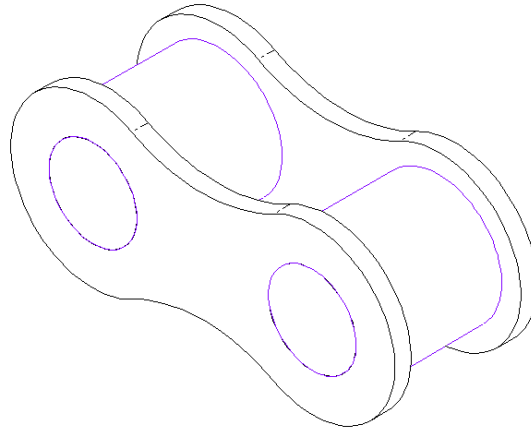
Zincir baklasının gerilme analizi problemi için sınır elemanları ve sonlu elemanlar metodları arasında ciddi bir fark ortaya çıkmamıştır. Görülebilen en önemli fark sınır elemanları metodunun yalnızca sınırları elemanlara ayırması ve bu nedenle de sınır elemanları analizinde kullanılan eleman sayısının sonlu elemanlar yöntemine göre çok ciddi bir oranda az olmasıdır. Zaten bu fark da sınır elemanları yöntemiyle sonlu elemanlar metodunun arasındaki en temel farklılıktır.

Yapılmış olan bu çalışmayı genişletmek ve elde edilmiş olan sonuçları karşılaştırmak amacıyla farklı düşünceler ortaya çıkabilir. Bunlardan biri zincir baklasının, sınır elemanları analizi yapılan BEASY® programına da diğer programlarda olduğu gibi üç boyutlu olarak modellenmesi olabilir. Böylece elde edilecek sonuç hem sonlu elemanlar sonuçlarıyla, hem de iki boyutlu olarak yapılmış olan sınır elemanları sonucuyla karşılaştırılabilir.

Bilgisayar ortamında yapılmış olan bu çalışma bir deney tesisatıyla deneysel olarak da desteklenebilir. Bu şekilde bilgisayar yazılımlarıyla elde edilen değerler ile deneysel değerler karşılaştırılarak bilgisayar yazılımlarına girilmiş olan modellerde değişiklikler yapılabilir ve hangi yöntemin ve hangi programın deneysel sonuca yakın neticeler verdiği anlaşılabilir.

Çalışmayı geliştirmek amacıyla yapılabilecek başka bir analiz de zincir baklasında çatlak analizidir. Zincir baklası içine bilgisayar ortamında çatlak yerleştirilerek çatlağın gerilme değerlerine ve gerilme bölgesine etkisi tartışılabilir. Ayrıca çatlağın zincir baklasının içindeki konumu (pim deliğine veya orta düzleme yakın yerleştirilebilir) ve çatlağın pozisyonu değiştirilip (x eksenine paralel, y eksenine paralel veya hiç bir eksene paralel değil şeklinde) analiz tekrarlanabilir ve farklar ortaya konabilir.

Bunlardan başka analiz tek bir zincir baklası plakası yerine şekil 8.5 te şematik olarak görüldüğü gibi tüm plakalar ve pimler modellenerek yapılabilir.



Şekil 8.5 Zincir baklası sistemi

Yapılmış olan tez çalışmasında, belirli bir paletli konveyör sistemi ele alınmış ve bu sistemde çekme elemanı olarak kullanılan lamelli zincir baklası hesaplanmış ve gerilme analizi yapılmıştır. Bunun yerine, sessiz çalışmanın önemli olduğu konstrüksiyonlarda tercih edilen dişli zincir baklası için hesaplar yenilenebilir ve dişli zincir baklasının gerilme analizi yapılabilir. Dişli zincir baklasının geometrisinde değişiklikler yapılarak, dişli zincir baklasının geometrisinin gerilmelere etkisi araştırılabilir. Hem de dişli zincirle lamelli zincirin karşılaştırılması imkanı da doğmuş olur.

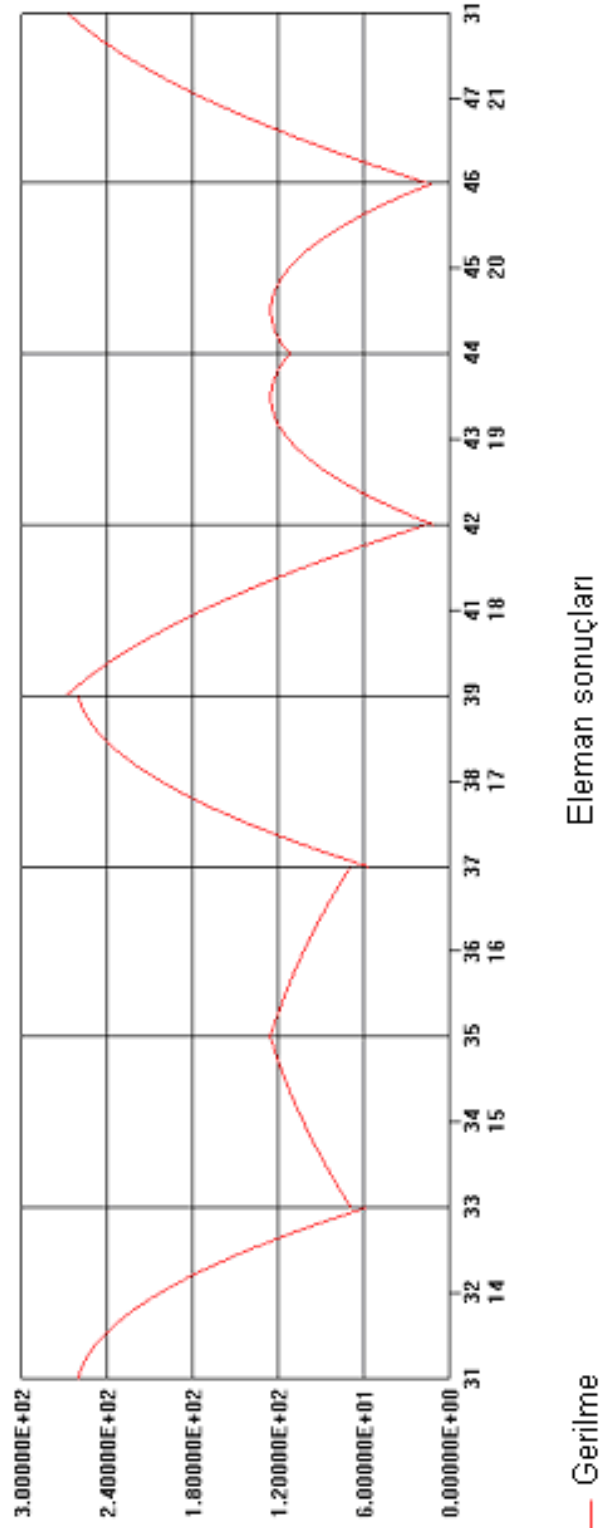
KAYNAKLAR

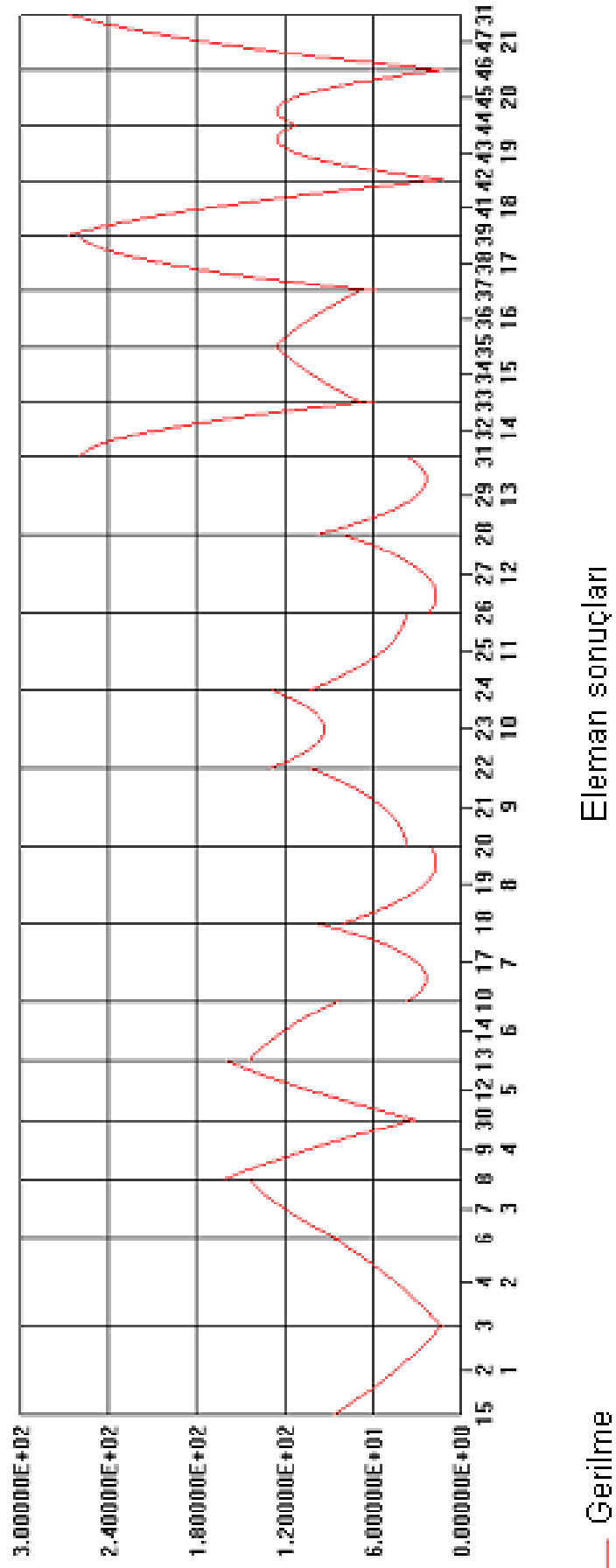
- [1] **Becker, A. A.**, 1992. The Boundary Element Method in Engineering, A Complete Course, University of Nothingam, McGraw-Hill Book Company.
- [2] **Fetvacı, M. Cüneyt**, 1999. Sonlu Elemanlar Metodu ile Modellemede Temel Prensipler, *Mühendis ve Makina*, Sayı: 470, Mart 1999.
- [3] **Hess, J. L. and Smith, A. M. O.**, 1967. Calculation Of Potential Flow About Arbitrary Bodies, Vol. 8, Pergamon Press, Oxford.
- [4] **Harrington, R. F., Pontoppidan, K., Abrahamsen, P., Albertsen, N. C.**, 1969. Computation Of Laplacian Potentilas By An Equivalent Source Method.
- [5] **Brebbia, C. A. and Dominguez, J.**, Second Edition 1992. Boundary Elements An Introductory Course, Computational Mechanics Publications, McGraw-Hill Company, Southampton Boston.
- [6] **Hunter, P. and Assoc. Prof. Pullan, A.**, 2001. FEM/BEM Notes, Department of Engineering Science the University of Auckland, New Zealand.
- [7] **Courant, R.**, 1943. Variational Methods For The Solution Of Problems Of Equilibrium And Vibrations.
- [8] **Rao, S. S.**, 1988. The Finite Element Method In Engineering, *Second Edition*, Pergamon Press, Oxford.
- [9] **Zienkiewicz, O. C.**, 1971. Finite Element Method, McGraw-Hill, London.
- [10] **Zienkiewicz, O. C. and Cheung, Y. K.**, 1967. The Finite Element Method In Structural And Continuum Mechanics, McGraw-Hill, London.
- [11] **www.beasy.com**
- [12] **Abdulaliyev, Z. and Toprak, T.**, 1998. A New Stress Analysis Criteria for Roller Chain Plate, *Elevator Technology* 9, The International Assoc. of Elevator Engineers, England.
- [13] **Arslan, N. ve Kaman, M. O.**, 2000. Tremoplastik Rulolu Zincir Baklalarında Geometrik Parametrelerin Elasto-Plastik Davranışa Etkisi, 9. *Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, Bildiri Kitabı*, ODTÜ, Ankara, 13 – 15 Eylül.
- [14] **Özel, A. ve Belevi, M.**, 1992. Dişli Zincir Baklalarında Elastik-Plastik Gerilme Analizi, 5. *Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, Bildiri Kitabı*, ODTÜ, Ankara.
- [15] **Özel, A. and Belevi, M.**, 1994. Increasing the Strength of Silent Chain by Residual Stresses, *6th International Machine Design and Production Conference*, METU, Ankara.

- [16] **Jones, L.**, 1971. Mechanical Handling with Precision Conveyor Chain, For. by: Leech, J. W., Hutchison & Co Pub., London.
- [17] **Gediktaş, Mustafa.**, 1993. Zincirler ve Zincir Mekanizmaları, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.
- [18] **İmrak, C. Erdem**, 1996. Kaldırma Makinaları, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.
- [19] **Öztepe, Hamit**, 1999. Transport Tekniği Kaldırma ve Taşıma Makinaları, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.
- [20] **Spivakovsky, A. ve Dyachkov, V.**, 1985. Conveying Machines, Tras: Afanasyev, V., Vol: I and II, Revised Pub. from the 3th., Mir Publishers, Moscow.
- [21] **Spivakovsky, A. ve Dyachkov, V.**, 1984. Götürücüler (Konveyörler) ve İlgili Donatımı, Çev: Mak. Y. Müh. Cerit, A. M., Makina Mühendisleri Odası Yayını, Maya Yayıncılık, 2. baskı, Ankara.
- [22] **İmrak, C. Erdem ve Gerdemeli, İsmail**, 2000. Asansörler ve Yürüyen Merdivenler, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.
- [23] **DIN 8150**, 1973. Galiketten Schwer Abmessungen und Bruchlasten, DNA, Berlin West.
- [24] **Saatçioğlu, E. S.**, 1997. Sınır Elemanları Metodu, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [25] **Brabbia, C. A.**, 1978. The Boundary Element Method For Engineers, New York, John Wiley.
- [26] **Jawson, M. A.**, 1963. Integral Equation Methods In Potential Theory – I.
- [27] **Symm, G. T.**, 1963. Integral Equation Methods In Potential Theory – II.
- [28] **Brebbia, C. A.**, 1987. Boundary Element Techniques: Applications In Stress Analysis And Heat Transfer, Comptutational Mechanics Publications, Southhampton.
- [29] **Brebbia, C. A. and Walker, S.**, 1979. The Boundary Element Technique In Engineering, Newnes-Butterworths, London.
- [30] **Brebbia, C. A., Telles, J. C. and Wrobel, L. C.**, 1984. Boundary Element Techniques: Theory And Applications In Engineering, Springer-Verlag, Berlin and New York.
- [31] **Brebbia, C. A.**, 1986. BEASY: A Boundary Element System Of Structural Analysis, *Structural Analysis Systems*, Pergamon Press, Oxford.
- [32] **Çelik, Mehmet**, 1998. Sınır Eleman Yaklaşımı ve Sonlu Eleman ile Karşılaştırılması, *Kara Harp Okulu Bilim Dergisi*, 8-1.
- [33] **Paris, F. and Canas, J.**, 1997. Boundary Element Method: Fundamentals And Applications, Oxford University Press, Oxford.
- [34] **Brebbia, C. A. and DeFigueriredo, T.**, 1987. Critical Comparison Of Finite And Boundary Element Methods.

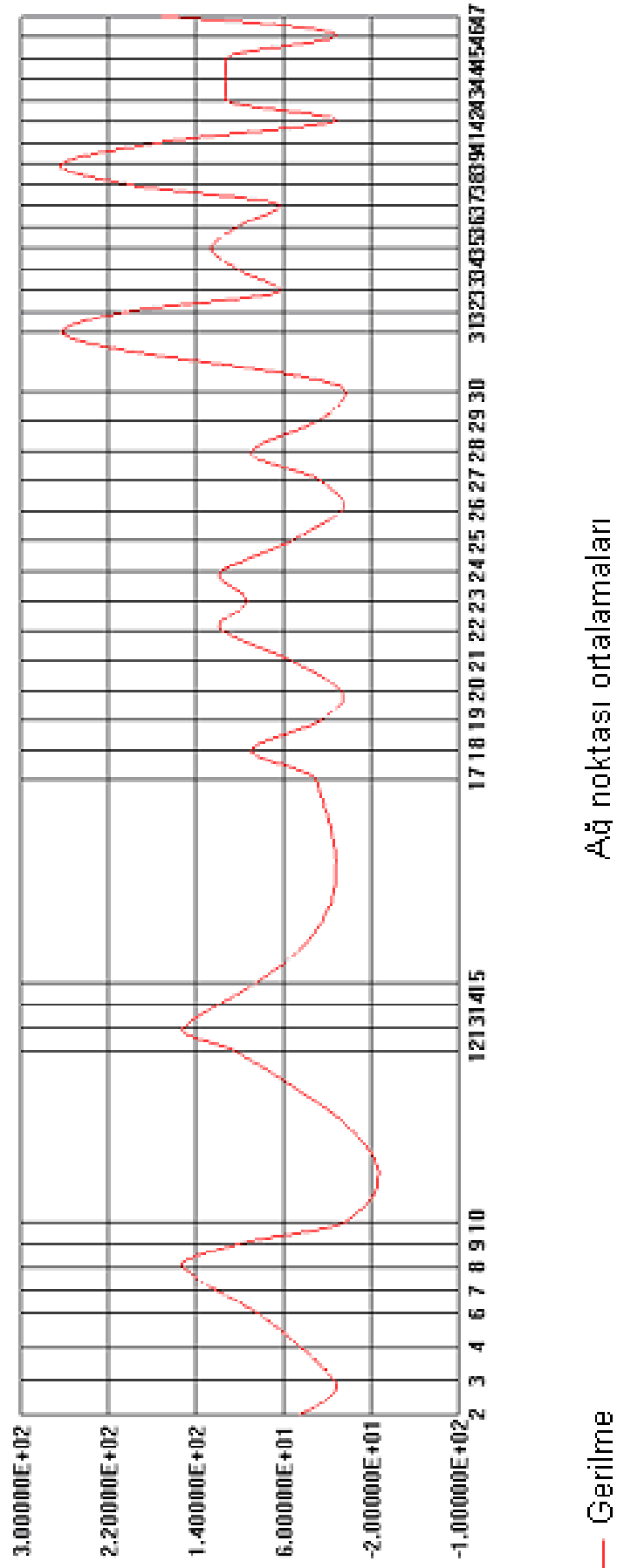
- [35] **Çil, Aydın**, 2002. Yürüyen Merdiven Sistemlerinin Sonlu Elemanlar Metodu ile Analizi Ve Optimizasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [36] **Çelik, M., Houser, D. R. and Bilir, Ö. G.**, 1996. Application of Boundary Elements to Thin-Rimmed Geometry of Spur Gears, 7. *International Machine Design and Production Conference*, METU, Ankara, 11 – 13 September.
- [37] **Moaveni, Saeed**, 1999. Finite Element Analysis, Theory and Application with ANSYS, Minnesota State University, Mankato, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey 07458.
- [38] **ANSYS Software**, Ver: 5.7, ANSYS Help Topics
- [39] **Lawry, M. H.**, 2001. I-DEAS® Student Guide, Structural Dynamics Research Corporation, Milford.
- [40] **I-DEAS Software**, Ver: 6, I-Deas Help Topics
- [41] **BEASY Software**, Ver: 8.1, BEASY Help Topics

EK A. BEASY® Programının Grafiksel Sonuçları





Şekil A.2 Tüm bakla boyunca eleman sonuçları



Şekil A.3 Tüm bakla boyunca düğüm noktaları sonuçları

ÖZGEÇMİŞ

1979 yılında İstanbul’ da doğdu. 1985 – 1989 yılları arasında Moda İlkokulu’ nda okudu. 1989 yılında girdiği Kadıköy Anadolu Lisesi’ nden 1996 yılında mezun oldu. Aynı yıl İTÜ Makina Mühendisliği Bölümü’ nde lisans eğitime başladı. 2000 yılındaki İTÜ Makina Mühendisliği Konstrüksiyon Bölümü’ nden Makina Mühendisi olarak mezuniyetinden sonra, aynı bölümde halen devam eden Yüksek Lisans eğitime başladı. 2001 yılından bu yana İTÜ Makina Fakültesi, Konstrüksiyon Ana Bilim Dalı, Transport Tekniği ve Teknik Resim Birimi’ nde araştırma görevlisi olarak görev yapmaktadır.