

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜRÜYEN MERDİVENLERDE KULLANILAN
LAMELLİ ZİNCİRLERİN ÇEŞİTLİ YÖNTEMLERLE
GERİLME ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Demet ERDOĞAN**

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

MAYIS 2004

**YÜRÜYEN MERDİVENLERDE KULLANILAN
LAMELLİ ZİNCİRLERİN ÇEŞİTLİ YÖNTEMLERLE
GERİLME ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Demet ERDOĞAN
(503011065)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 22 Nisan 2004

Tezin Savunulduğu Tarih : 21 Mayıs 2004

Tez Danışmanı : Y. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ

Diğer Jüri Üyeleri: Doç. Dr. Erdem İMRAK

Prof. Dr. Remzi ASLAN

MAYIS 2004

ÖNSÖZ

Yürüyen merdivenler, başta iş merkezleri, büyük mağazalar, havaalanları, süpermarketler olmak üzere insan topluluklarının sürekli bir biçimde dikey olarak taşınması gereken yerlerde yaygın kullanım alanına sahiptirler. Bu çalışmada yürüyen merdivenlerin tahrik elemanı olarak kullanılan lamelli zincirin gerilme analizi, analitik, modern sayısal metodlar ve deneysel yöntemler kullanılarak yapılmıştır. Lamelli zincirlerin analizinin yanısıra bu çalışma çeşitli gerilme analizi metodlarının tanıtımı ve karşılaştırması niteliğini taşımaktadır.

Bu çalışma boyunca desteğini esirgemeyen danışmanım Yrd. Doç. Dr. İsmail Gerdemeli'ye, ANSYS® programı ile ilgili yardımlarından dolayı Arş. Gör. M. Cüneyt Fetvacı'ya, deneysel çalışmada yardımlarından dolayı Dr. Ergün Bozdağ ve Arş. Gör. Emin Sümbüloğlu'na, tez çalışmam boyunca destek ve arkadaşlıklarından dolayı Mak. Yük. Müh. Recep Demirsöz ve Mak. Yük. Müh. M. Koray Kesikçi'ye teşekkürü borç bilirim.

Öğrenim hayatım boyunca tüm desteklerinden ötürü annem Adalet Erdoğan, babam Recai Erdoğan ve ağabeyim Zuhat Erdoğan'a çok teşekkür ederim.

Mayıs 2004

Demet Erdoğan

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	vi
TABLO LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	viii
SEMBOL LİSTESİ	xi
ÖZET	xiii
SUMMARY	xiv
1. GİRİŞ	1
2.YÜRÜYEN MERDİVENLER	3
2.1. Yürüyen Merdivenlerin Tarihçesi	3
2.2. Yürüyen Merdivenlerin Yapısı ve Çalışma Prensipleri	4
2.3. Yürüyen Merdivenin Elemanları	6
2.3.1. Tahrik zinciri	6
2.3.2. Basamaklar	8
2.3.3. Tahrik grubu	9
2.3.4. El bandı	10
2.3.3. Merdiven iskeleti	10
3. ZİNCİRLER	11
3.1. Zincirlerin Özellikleri ve Sınıflandırılması	11
3.1.1. Halkalı zincirler	11
3.1.2. Lamelli zincirler	12
3.1.2.1. Lamelli zincirlerin özellikleri	13
3.2. Lamelli Tahrik Zincirlerinin Hesabı ve Boyutlandırılması	14
3.2.1. Zincir dişlisinin taksimat dairesi çapı	14
3.2.2. Zincir bakla sayısı	14
3.2.3. Eksenler arasındaki uzaklık	15
3.2.4. Çevrim oranı	15
3.2.5. Zincir hızı	16
3.2.6. Zincir çevresel kuvveti	16
3.2.8. Zincir çeki kuvveti	16
3.2.9. Zincir mafsala gelen basınç	17
3.2.10. Zincirdeki (F) çeki kuvvetinin sınır değerleri	17
3.3. Zincir Analizleri	18

4. LAMELLİ ZİNCİRİN SEÇİMİ VE BOYUTLANDIRILMASI	20
4.1. Yürüyen Merdivenin Boyutlandırılması ve Hesabı	20
4.2. Tahrik Zinciri Seçimi ve Hesabı	23
5. LAMELLİ ZİNCİRİN ANALİTİK YOLLA GERİLME ANALİZİ	26
5.1. Kuvvetin Pim Deliği İçinde Uniform Yayıldığı Kabul Edilerek	27
5.2. Kuvvetin Uniform Olmadığı Kabul Edilerek	28
6. MODERN SAYISAL YÖNTEMLER İLE ZİNCİR ANALİZİ	31
6.1. Modern Sayısal Yöntemler	31
6.1.1. Modern sayısal yöntemlerin tarihçesi	31
6.1.2. Sayısal yöntemlerin avantajları ve sınırları	33
6.2. Sonlu Elemanlar Metodu ile Zincir Baklasının Gerilme Analizi	34
6.2.1. Sonlu elemanlar metodu	34
6.2.1.1. Sonlu elemanlar metodunun analiz adımları	35
6.2.1.2. Sonlu eleman modelinin hazırlanması	35
6.2.1.3. Eleman seçimi	36
6.2.1.4. Yüklerin ve sınır koşullarının tanımlanması	37
6.2.2. ANSYS® programı	37
6.2.3. ANSYS® programı kullanılarak zincir baklasının gerilme analizi	37
6.2.3.1. Geometrinin oluşturulması	39
6.2.3.2. Baklanın sonlu elemanlara ayrılması	40
6.2.3.3. Malzeme bilgilerinin girilmesi	40
6.2.3.4. Parçanın mesnetlenmesi	40
6.2.3.5. Zincir baklasına kuvvetlerin uygulanması	41
6.2.3.6. Gerilme analizi sonuçları	42
6.3. Sınır Elemanları Metodu ile Zincir Baklasının Gerilme Analizi	45
6.3.1. Sınır elemanları metodu	45
6.3.1.1. Genel	45
6.3.1.2. Sınır ve sonlu elemanlar metodlarının karşılaştırılması	46
6.3.2. BEASY® analiz programı	48
6.3.3. BEASY® analiz programı kullanılarak zincir baklasının gerilme analizi	49
6.3.3.1. Geometrinin oluşturulması	49
6.3.3.2. Baklanın sınır elemanlarına ayrılması	50
6.3.3.3. Malzeme bilgilerinin girilmesi	50
6.3.3.4. İç noktaların oluşturulması	50
6.3.3.5. Baklanın mesnetlenmesi	51
6.3.3.6. Kuvvetlerin uygulanması	52
6.3.3.7. Analiz opsiyonunun belirlenmesi	52
6.3.3.8. Gerilme analizi sonuçları	53

7. ZİNCİR BAKLASININ DENEYSEL GERİLME ANALİZİ	58
7.1.Giriş	58
7.2. Deneyin yapılışı	60
7.2. Deney sonuçları	62
8. DEĞERLENDİRME	65
8.1. Sonlu Elemanlar ve Sınır Elemanları Metodlarının Karşılaştırılması	65
8.2. Gerilme Analizlerinin Karşılaştırılması	67
KAYNAKLAR	73
ÖZGEÇMİŞ	75

KISALTMALAR

CAD	: Computer Aided Desing (Bilgisayar Destekli Tasarım)
FEM	: Finite Element Method (Sonlu Elemanlar Metodu)
BEM	: Boundary Elements Method (Sınır Elemanları Metodu)

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 4.1. Taşıma kapasitesine göre yürüyen merdiven hızı ve basamak genişliği.....	21
Tablo 4.2. Basamak doluluk faktörü.....	21
Tablo 4.3. Yürüyen merdivenin temel boyutları.....	22
Tablo 4.4. Zincir emniyet katsayısı.....	24

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Çalışır durumdaki bir yürüyen merdiven.....	3
Şekil 2.2 : Yürüyen merdivenin ana elemanları.....	5
Şekil 2.3 : Yürüyen merdivenin şematik resmi.....	6
Şekil 2.4 : Tahrik zinciri.....	6
Şekil 2.5 : Yürüyen merdivenlerde tahrik zinciri, tekerlek aksı ve basamak	7
Şekil 2.6 : Yürüyen merdivenler için lamelli zincir.....	8
Şekil 2.7 : Yürüyen merdiven basamağı.....	8
Şekil 2.8 : Yürüyen merdiven basamak elemanları.....	9
Şekil 2.9 : Basamak ve el bandı tahrik grubu.....	9
Şekil 2.10 : Yürüyen merdiven iskeleti.....	10
Şekil 3.1 : Zincirler.....	11
Şekil 3.2 : Lamelli zincir.....	12
Şekil 3.3 : Yürüyen merdivenlerde kullanılan lamelli zincirler.....	12
Şekil 3.4 : Zincir dişli çarkı ve şematik resmi.....	14
Şekil 3.5 : Zincir dişlileri ve zincir.....	15
Şekil 3.6 : Zincire etki eden merkezkaç kuvvetinin bileşenleri.....	17
Şekil 4.1 : Yürüyen merdiven temel boyutları.....	20
Şekil 4.2 : Basamak çekme zinciri.....	23
Şekil 4.3 : Lamelli zincirin perspektif görünüşü.....	25
Şekil 4.4 : Lamelli zincirin önden görünüşü.....	25
Şekil 4.5 : Lamelli zincirin katı modeli.....	25
Şekil 5.1 : Kuvvetin eksenel doğrultuda uygulandığı durum.....	26
Şekil 5.2 : Kuvvetin radyal doğrultuda uygulandığı durum.....	27
Şekil 5.3 : Bakla deliğine kuvvetin uniform etkidiği durum.....	27
Şekil 5.4 : Bakla deliğinde basıncın uniform olmayan dağılımı.....	28
Şekil 5.5 : Baklanın kritik noktadaki kesiti.....	29
Şekil 6.1 : Sonlu eleman modelinde düğüm noktaları ve elemanlar.....	34
Şekil 6.2 : Eleman geometrisinde mücade edilebilir deformasyonlar.....	36
Şekil 6.3 : a) Silindirik yüzey üzerindeki tipik eleman dağılımı	
b) Bir delikli geometride delik etrafındaki tipik eleman dağılımı	36
Şekil 6.4 : Bir boyutlu sonlu eleman.....	37
Şekil 6.5 : İki boyutlu a) üçgen b) dikdörtgen c) iki üçgenli dikdörtgen	
d) dörtgen e) dört üçgenli dörtgen sonlu elemanlar	37
Şekil 6.6 : ANSYS® ana penceresi.....	39
Şekil 6.7 : ANSYS® programı ile çizilen baklanın çeyrek modeli.....	39
Şekil 6.8 : Analizde kullanılan lineer ve kuadratik elemanlar.....	40
Şekil 6.9 : Baklanın lineer elemanlar kullanılarak sonlu elemanlara	
ayrılmış ve mesnetlenmiş durumu.....	40
Şekil 6.10 : Baklanın kuadratik elemanlar kullanılarak sonlu elemanlara	
ayrılmış ve mesnetlenmiş durumu.....	41

Şekil 6.11	: Zincir baklasının yükleme durumları.....	41
Şekil 6.12	: Uniform yükleme durumu.....	41
Şekil 6.13	: Uniform olmayan yükleme durumu.....	42
Şekil 6.14	: Lineer eleman kullanılarak yapılan uniform yükleme durumu için Von-Mises gerilme dağılımı.....	42
Şekil 6.15	: Kuadratik eleman kullanılarak yapılan uniform olmayan yükleme durumu için Von-Mises gerilme dağılımı.....	43
Şekil 6.16	: Uniform yükleme için deformasyon dağılımı..... (Lineer eleman kullanılarak yapılan analiz için)	43
Şekil 6.17	: Uniform yükleme için deformasyon dağılımı..... (Kuadratik eleman kullanılarak yapılan analiz için)	43
Şekil 6.18	: Uniform olmayan yüklemede, lineer eleman kullanıldığı durum için Von-Mises gerilme dağılımı.....	44
Şekil 6.19	: Uniform olmayan yüklemede, kuadratik eleman kullanıldığı durum için Von-Mises gerilme dağılımı.....	44
Şekil 6.20	: Uniform olmayan yükleme için deformasyon dağılımı..... (Lineer eleman kullanılarak yapılan analiz için)	44
Şekil 6.21	: Uniform olmayan yükleme için deformasyon dağılımı..... (Kuadratik eleman kullanılarak yapılan analiz için)	45
Şekil 6.22	: İki boyutlu problemlerde kullanılan eleman tipleri.....	45
Şekil 6.23	: Sınır elemanları ve sonlu elemanlar kullanılarak bir türbin kanadının analizi.....	46
Şekil 6.24	: BEASY® analiz programı.....	48
Şekil 6.25	: Baklanın çeyrek modelinin çizimi.....	49
Şekil 6.26	: Bakla modelinin sınır elemanlarına ayrılması.....	50
Şekil 6.27	: Baklanın iç noktalarını oluşturulması.....	51
Şekil 6.28	: Zincir baklasının mesnetlenmesi.....	51
Şekil 6.29	: Uniform yükleme durumu için bakla modeli.....	52
Şekil 6.30	: Uniform olmayan yükleme durumu için bakla modeli.....	52
Şekil 6.31	: Uniform yükleme durumu için Von-Mises gerilme dağılımı.....	53
Şekil 6.32	: Uniform olmayan yükleme durumu için Von-Mises gerilme dağılımı.....	53
Şekil 6.33	: Uniform yükleme durumu için deformasyon dağılımı.....	54
Şekil 6.34	: Uniform olmayan yükleme durumu için deformasyon dağılımı.....	54
Şekil 6.35	: Uniform yükleme için deformasyon durumu.....	54
Şekil 6.36	: Uniform olmayan yükleme için deformasyon durumu.....	55
Şekil 6.37	: Uniform yükleme hali için maksimum deformasyon bölgesindeki eleman deformasyonları.....	55
Şekil 6.38	: Uniform olmayan yükleme hali için maksimum deformasyon bölgesindeki eleman deformasyonları.....	56
Şekil 6.39	: Uniform yükleme hali için pim deliği etrafındaki Von-Mises gerilme değerleri.....	56
Şekil 6.40	: Uniform olmayan yükleme hali için pim deliği etrafındaki Von-Mises gerilme değerleri.....	57
Şekil 7.1	: Deneyde kullanılan lamelli zincir baklası.....	58
Şekil 7.2	: Deneyde kullanılan strain-gage.....	59
Şekil 7.3	: Deney düzeneği.....	59
Şekil 7.4	: Baklanın test makinasına bağlanmasında kullanılan yardımcı elemanlar.....	60
Şekil 7.5	: Strain-gage'in zincir baklası üzerine yapıştırılmış durumu.....	60

Şekil 7.6	: Baklanın test makinasına bağlanmış durumu.....	61
Şekil 7.7	: Uygulan kuvvetin ve birim uzamanın bilgisayardaki görüntüsü	61
Şekil 7.8	: Kuvvet – Birim uzama grafiği.....	62
Şekil 7.9	: Kuvvet – Gerilme grafiği.....	63
Şekil 7.10	: $F = 15000$ [N] için bulunan gerilme değerleri.....	63
Şekil 7.11	: Kuvvet – Gerilme grafiği (Üç deneyin ortalaması).....	64
Şekil 7.12	: Gerilme - Uzama grafiği (Üç deneyin ortalaması).....	64
Şekil 8.1	: ANSYS® ile yapılan analizde eleman tiplerinin karşılaştırılması	66
Şekil 8.2	: Uniform yükleme hali için ANSYS® ve BEASY® ile elde edilen sonuçlar.	66
Şekil 8.3	: Uniform olmayan yükleme hali için ANSYS® ve BEASY® ile elde edilen sonuçlar.....	67
Şekil 8.4	: Analitik ve modern sayısal yöntemlerle elde edilen sonuçlar.....	68
Şekil 8.5	: Strain-gage'in yapıştırıldığı konum.....	68
Şekil 8.6	: Uniform yüklenmiş modelde 50 adet iç noktanın kritik kesitte oluşturulması.....	69
Şekil 8.7	: Uniform yükleme hali için kritik kesitteki gerilme grafiği.....	69
Şekil 8.8	: Uniform olmayan yüklenmiş modelde 50 adet iç noktanın kritik kesitte oluşturulması.....	70
Şekil 8.9	: Uniform olmayan yükleme için kritik kesitteki gerilme grafiği..	70
Şekil 8.10	: ANSYS® ile elde edilen Von-Mises gerilme dağılımında (uniform yüklenmiş modelde) deneysel analizin yapıldığı bölge	71
Şekil 8.11	: ANSYS® ile elde edilen Von-Mises gerilme dağılımında (uniform olmayan yükleme) deneysel analizin yapıldığı bölge...	71
Şekil 8.12	: Modern sayısal yöntemler ve deneysel gerilme analizi ile elde edilen gerilme değerlerinin karşılaştırılması.....	72

SEMBOL LİSTESİ

A	: Basamakta taşınan insan sayısı
a	: Basamak eni
a_d	: Zincir dişlilerinin eksenleri arasındaki mesafe
B	: Basamak sayısı
b	: Zincir baklasının eni
c	: Emniyet oranı
d_o	: Zincir taksimat dairesi çapı
E	: Elastisite modülü (Young Modülü)
F	: Zincirdeki çeki kuvveti
f	: Mafsal alanı
F_a	: Merkezkaç kuvvetinin zincir üzerindeki bileşeni
F_{çev}	: Zincir çevresel kuvveti
F_{kop}	: Zincirin kopma kuvveti
F_r	: Zincirin mafsal noktasındaki merkezkaç kuvveti
G	: Zincirin metre ağırlığı
g	: Yerçekimi ivmesi
H	: İki kat arası yükseklik
h	: Basamak yüksekliği
h₁	: Kritik kesitin yüksekliği
k	: Geometrik merkez ve doğal merkez arasındaki uzaklık
l	: Uzama öncesindeki boy
L_e	: Eğimli taşıma mesafesi
L_Z	: Zincir uzunluğu
N	: Tahrik motorunun gücü
n₁	: Küçük dişli çarkın devir sayısı
n₂	: Büyük dişli çarkın devir sayısı
M	: Ortalama insan ağırlığı
m	: Zincir baklasının t adımı uzunluğuna düşen kütlesi
M_e	: Eğilme mukavemeti
P	: Basamak üzerindeki yük
p	: Mafsal basıncı
R	: Geometrik düzlemi tanımlayan yarıçap
r	: Zincir baklasının pim deliği yarıçapı
r_o	: Zincir dişlisinin yarıçapı
r_n	: Doğal düzlemi belirten yarıçap
s	: Zincir kesitinin alanı
t	: Taksimat (zincir adımı)
v	: Teğetsel hız
V_{zincir}	: Zincir hızı
z	: Diş sayısı
Z_{bak}	: Zincir bakla sayısı
Z₁	: Küçük dişli çarkın diş sayısı

Z_2	: Büyük dişli çarkın diş sayısı
w	: Açısal hız
α	: Eğim açısı
β	: Taksimat dairesi açısı
η	: Verim
φ	: Doluluk faktörü
λ	: Zincirin emniyet katsayısı
δ	: Zincir baklasının kalınlığı
σ	: Gerilme
ε	: Birim uzama (şekil değiştirme)
Δl	: Uzama miktarı

YÜRÜYEN MERDİVENLERDE KULLANILAN LAMELLİ ZİNCİRLERİN ÇEŞİTLİ YÖNTEMLERLE GERİLME ANALİZİ

ÖZET

Düşey transport endüstrisinin önemli bir kısmını oluşturan yürüyen merdivenler, zincir mekanizmasına bağlı hareketli basamaklarla yolcuları taşır. Yürüyen merdivenlerin tahrik elemanı olarak lamelli zincirler kullanıldığı için zincire etkiyen yüklerin bilinmesi ve işletme sırasında zincir mekanizmasında ortaya çıkan gerilmelerin analizi önemlidir. Bu çalışmada yürüyen merdivenlerde kullanılan lamelli zincir baklasının gerilme analizleri analitik, modern sayısal metodlarla ve deneysel olarak incelenmiştir.

Bu tez çalışmasında, ilk iki bölümde, yürüyen merdivenler ve lamelli zincirler hakkında yeterli bilgi verilerek, literatürdeki çalışmalar özetlenmiştir. Sonrasında standartlara uygun bir yürüyen merdivenin ve bu yürüyen merdivende kullanıma uygun bir lamelli zincirin boyutlandırması yapılmış, zincir baklasına gelen çekme kuvveti hesaplanmıştır. Boyutlandırılan bu zincir baklasının gerilme analizi ilk olarak analitik yolla yapılmıştır. Daha sonra modern sayısal yöntemler ile analize geçilmiştir. Modern sayısal yöntemler, malzemenin tahribatsız olarak hızlı bir şekilde gerilme analizinin yapılmasına olanak tanır. Bu tez çalışmasında sonlu elemanlar (Finite Element Method, FEM) ve sınır elemanları metodlarına (Boundary Element Method, BEM) yer verilmiştir. Bu iki yöntem en yaygın kullanılan sayısal yöntemlerdir. FEM analizleri için ANSYS®, BEM analizleri için de BEASY® analiz programları kullanılarak bakla üzerindeki maksimum ve minimum gerilme ile deformasyon bölgeleri incelenmiştir. İki analiz programı ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış, sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. Sayısal yöntemlerde, problemin eşdeğeri bir model bazı varsayımlar yapılarak oluşturulduğundan, elde edilen sonuçların daha iyi değerlendirilmesi amacıyla baklanın deneysel gerilme analizi yapılmıştır. Deneysel gerilme analizi yapılırken, gerilmelerin ölçülmesi pratik yöntem mümkün değildir. Strain-gage elemanı kullanılarak, uygulanan yükler karşısında baklada oluşan birim uzamalar ölçülmüş ve bu değerlerden gerilme değerlerine geçiş yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar FEM ve BEM analiz sonuçları ile karşılaştırıldığında, elde edilen değerler oldukça uygun bulunmuştur.

Lamelli zincir baklasının, çeşitli yöntemlerle yapılan gerilme analizi sonuçları birbirine uyumludur. Bu da modern sayısal yöntemlerin, doğru modelleme ile verimli olarak kullanılabileceğini göstermiştir.

THE STRESS ANALYSIS OF ROLLER CHAINS WHICH ARE USED IN ESCALATORS BY MEANS OF VARIOUS METHODS

SUMMARY

The escalators which are one of the important part of vertical transport industry, are transporting the passengers with the steps which are connected to the chain mechanism. Since the roller chains are used as the driving element in the escalators, learning the loads acting on the roller chains and the analyze of the stresses which occurs during the service life are important issues. In this study, the stress analysis of the roller chains have been done by analytical, modern numerical and experimental methods.

In this study, in first two sections, sufficient information has been given about the escalators and roller chains. Secondly, an escalator confirming to the standards and the roller chain which is used with this escalator system have been dimensioned and the force applied to the roller chain has been calculated. First stress analyze has been performed with analytical methods. Then the modern numerical methods have been used. With numerical methods, analysis can be done quickly, without any destruction. In this study, Finite Element Method (FEM) and Boundary Element Method have been used. These two methods are the most popular ones. For FEM and BEM analysis ANSYS[®] and BEASY[®] software have been used for examining the maximum and minimum stresses and deformation regions. The results have been compared and they have been found convenient. Since the model of the problem can be built with some hypothesis in numerical methods, in order to evaluate the model more precisely, experimental stress analyze have been done. In experimental stress analyze, the measuring of the stress value can not been done. By using strain-gage, the strain values have been measured and the stress values have been calculated by using these values. The results have been compared with the FEM and BEM results and values have been appeared logical.

All stress analyze results of chain are convenient to each other. This shows that the modern numerical methods can be used efficiently with correct modeling.

1. GİRİŞ

Düşey transport endüstrisinin önemli bir kısmını oluşturan yürüyen merdivenler, iş merkezleri, büyük mağazalar, süpermarketler, hastaneler, oteller, havaalanları gibi büyük insan topluluklarının sürekli ve güvenli biçimde dikey olarak taşınması gereken yerlerde yaygın kullanım alanına sahiptir. Yürüyen merdivenler zincir mekanizmasına bağlı hareketli basamaklarla yolcuları taşır. Tahrik elemanı olarak lamelli zincirler kullanıldığı için zincire etkiyen yüklerin bilinmesi ve işletme sırasında zincirde ortaya çıkan gerilmelerin analizi önemlidir.

Yürüyen merdivenler ve zincir ile ilgili gerilme analizi yapan bazı araştırmacılar olmuştur. Abdulaliyev ve Toprak [1] çalışmalarında zincir baklasının matematiksel olarak gerilmelerini hesaplamış, uniform gerilme dağılımı için zincir formunu ortaya atmışlardır. Arslan ve Kaman [2] çalışmalarında, tremoplastik rulolu zincir baklalarında, sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analizi yapmışlardır. Yürüyen merdiven ve zincirler ile ilgili ülkemiz dışında yapılan bazı çalışmalar da bulunmaktadır. Koreli araştırmacı bir yazar olan Yi Sug Kwon'un Dynamic 1998 yılında Mechanical Engineering dergisinde çıkan makalesinde, Changwon, Kore'de LG Industrial Systems adlı firmada yürüyen merdivenlerin dinamik analizi bazı çalışmalar yaptıklarını ve bu çalışmaların DADS (Dynamic Analysis and Design System) simülasyon programı yardımı ile yapıldığı anlatılmaktadır. Tsubaki [3] tarafından 1997 yılında yayınlanan "The Complete Guide to Chain" adlı yayında zincir çeşitleri ve zincir dinamiği hakkında bilgi verilmektedir.

Bu çalışmanın amacı endüstride kullanılan yürüyen merdivenlerdeki lamelli zincirlerdeki gerilmeleri incelemektir. Bu incelemeler çeşitli metodlar ile yapılabilir. Bu çalışmada gerilme analizi, analitik metodla, modern sayısal metodlarla ve deneysel olarak yapılmıştır. Lamelli zincirin analizinin yanı sıra bu çalışma çeşitli gerilme analizi yöntemlerinin bir karşılaştırması niteliğini de taşımaktadır. Sayısal yöntemler karmaşık problemin yerine eşdeğer daha basit bir modelin konulması esasına dayanır ve sonuç bazı varsayımlar yapılarak elde edildiği için dikkatlice incelenmelidir. Hatta imkan varsa, deneysel gerilme analizi ile sonuçlar

karşılaştırılmalıdır. Bu çalışmada bu açıdan bir değerlendirme yapmaya imkan bulunmuştur. Zincir baklasının deneysel gerilme analizi yapılmıştır.

Diğer bir konu da modern sayısal yöntemlerin kendi içinde bir mukayesesinin yapılmasıdır. Bu çalışmada zincir baklası sonlu elemanlar metodu (Finite Element Method, FEM) ve sınır elemanları metodu (Boundary Element Method, BEM) ile ayrı ayrı incelenmiştir. Sonlu elemanlar metodu, sınır elemanları metoduna göre daha eski ve yaygın bir metottur. Buna karşın son yıllarda FEM'e alternatif olarak geliştirilen BEM, sadece ilgilenilen alanın sınırlarını ayırklaştırıp incelediğinden, problemin geometrisinden dolayı oluşabilecek gerilme yığılmalarını ve deformasyonları hassas bir şekilde ve daha az bir zamanda hesap edebilmektedir.

Bu tezin yazımında ilk olarak yürüyen merdivenler ve lamelli zincirler hakkında özet bilgiler verilmiştir. Daha sonra lamelli zincirin kullanıldığı örnek bir yürüyen merdiven ve analizi yapılacak olan lamelli zincir boyutlandırılmıştır. Boyutlandırma aşamasından sonra analitik yolla gerilme analizi yapılmış ve sonrasında modern sayısal yöntemlere geçilmiştir.

Modern sayısal yöntemlerde ilk olarak, zincir baklasının analizi FEM ile yapılmış ve bu aşamada ANSYS® programı kullanılmıştır. İkinci olarak BEM analizi BEASY® analiz programı kullanılarak yapılmıştır. Sayısal metotlarla analizlerin bulunduğu bölümde ayrıca FEM ve BEM ile ilgili kısaca bilgi verilmiş, ANSYS® ve BEASY® programları tanıtılmıştır. Son olarak da zincir baklasının deneysel gerilme analizi yapılmıştır.

2. YÜRÜYEN MERDİVENLER

Yürüyen merdivenler, bir kattan diğer kata yolcuları yukarı ve aşağı yönde taşıyan, hareketli basamaklardan oluşmuş eğimli bir konveyör sistemidir. (Şekil 2.1) Yürüyen merdivenler, asansörlerden sonra, düşey transport sistemleri endüstrisinin önemli bir kısmını teşkil ederler. Asansörlerle aynı fonksiyonu yerine getirmelerine rağmen yürüyen merdivenler daha basit bir mekanizmaya sahiptir.



Şekil 2.1. Çalışır durumdaki bir yürüyen merdiven

2.1 Yürüyen Merdivenlerin Tarihçesi

Eski zamanlarda insan ve hayvan gücü malzemelerin yukarıya kaldırılması için kullanılıyordu. 1852’de ilk asansörün Elisha Graves Otis tarafından icadı düşey transport sistemlerinin tarihçesi için bir başlangıç noktasıdır. İlk yolcu asansörü 1857’de New York’da Otis tarafından inşaa edildi. Otis’in 1861’de ölümünden sonra, oğulları Otis Brothers & Co.’ u 1867’de kurdular.

İlk yürüyen merdiven patenti “Revolving Stairs” adı ile 1859’da Ames tarafından ABD’de alınmıştır. Bu yürüyen merdiven, tırnaklı basamakların zincir ile tahrik edilmesi prensibine dayanmaktaydı ve sabit tırabzanlara sahipti. Fakat bu patent

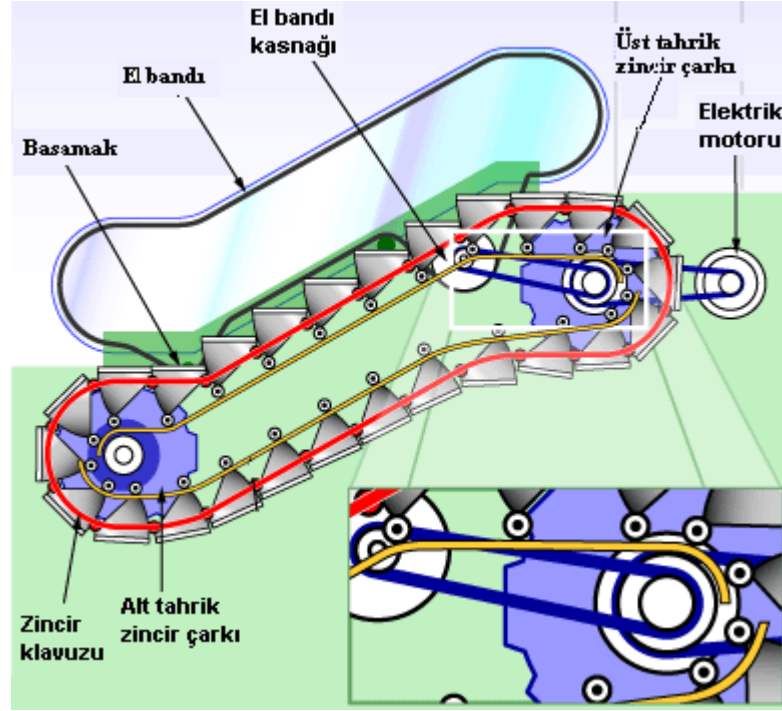
altında üretim yapılmamıştır. Daha sonra 1891 yılında W. Reno tarafından “Inclined Elevator” adı altında yürüyen merdiveni oluşturan düzlemleri bu düzlemlere paralel olan tek bir zincirler tahrik etme esasına göre tasarlanmış olan başka bir patent daha alınmıştır. Bu patentte yürüyen merdivenin yatay ile 25 derecelik bir açı yapması, sabit bir trabzana ve kat düzlemlerine çıkış kısımlarında tarak plakalarına sahip olması öngörülmüştü. Reno’nu patentinden birkaç yıl sonra George H. Wheeler, merdiven basamaklarına ve hareketli tırabzanlara sahip olan bir yürüyen merdiven üzerine bir patent aldı.

Bilinen ilk yürüyen merdivenin yapımı ise Otis Elevator Company tarafından olmuştur. Charles D. Seeberger 1897’de yürüyen merdiven özelliklerini iyileştirerek bir patent almıştır. 1899’da Seeberger, Otis Elevator Company’ye katıldı ve kendisiyle birlikte yürüyen merdiven (escalator) ismini de getirdi. (İngilizce asansör anlamına gelen “elevator” kelimesi ile Latince basamak anlamına gelen “scala” kelimesinin bir araya gelmesiyle oluşur). Seeberger-Otis beraberliği, genel kullanım maksatlı ilk basamaklı tip yürüyen merdiveni üretti ve bu yürüyen merdiven ilk ödülünü kazandığı Paris 1900 sergisinde halka tanıtıldı. Bu, basamaklı ilk yürüyen merdivendi ve 1900 yılında Paris’te sergilendikten sonra ABD’ye götürülmüş ve kullanılacağı yere kurulmuştur.

Sonraki yıllarda yürüyen merdiven kullanımı yaygınlaşmıştır. 1960’lı yıllarda bugün bilinen anlamıyla ilk modern yürüyen merdivenler ortaya çıkmaya başladı ve 1970’lerin sonlarına doğru yürüyen merdivenlerin gelişmesi ve yaygınlaşması hız kazandı.

2.2 Yürüyen Merdivenlerin Yapısı ve Çalışma Prensipleri

Genel olarak yürüyen merdivenler sürekli çalışan konveyörlerdir. Bir çift dönen zincir halkası, bir dizi basamağı sabit hızla çeker ve kısa bir mesafede bir çok insanın taşınması sağlanır. Standart bir yürüyen merdivenin ana elemanları Şekil 2.2’de görülmektedir. Yürüyen merdivenin göbeğinde, bir zincir halkası, bir çift dişli çark etrafında dönmektedir. Tahrik grubu, tahrik dişlisini döndürür ve dişli de tahrik zincirinin dönmesini sağlar. Tahrik zinciri, basamakların hareketini sağlar. Ayrıca, el bandı tahrik zinciri ile, el bandının eş zamanlı olarak hareketi sağlanır.



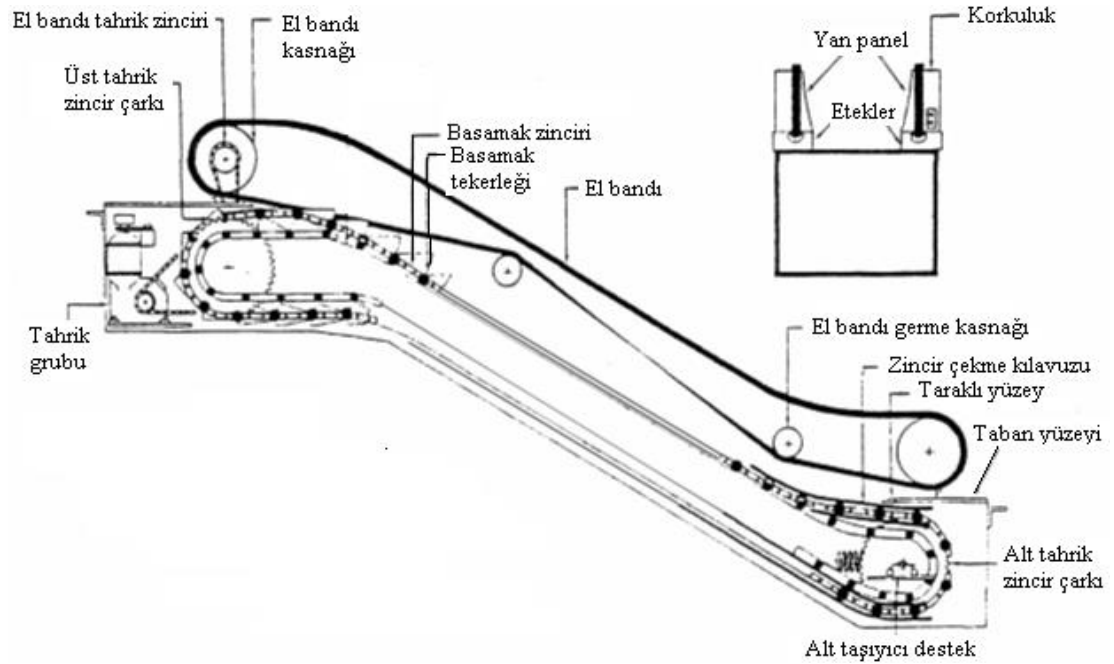
Şekil 2.2 Yürüyen merdivenin ana elemanları

Yürüyen merdivenler, trafik akışının yoğunluğuna ve tesis edilecek yerin özelliğine göre bina içinde katlar arasında veya tünel tipi (metro istasyonlarında olduğu gibi) olarak uygulanabilir.

Güvenlik mühendislerinin talimatına göre, yürüyen merdiven hızı 1 m/s den daha yüksek seçilmez. Bu nedenle, insanların yürüyen merdivene binme ve inmede sorun yaşamamaları için basamak hızları 0,5 ila 0,75 m/s arasında seçilir. Güvenli iniş ve biniş için, apron kısmı 0,8 ila 1,2 m genişliğinde olmalıdır. Yürüyen merdivenler için maksimum eğim 35 derecedir. En uygun eğim açısı ise 30 derecedir. Uluslararası standartlara göre $27,3^{\circ}$, 30° ve 35° eğimlere sahip standart boyutlarda yürüyen merdivenler üretilmektedir.

2.3 Yürüyen Merdivenin Elemanları

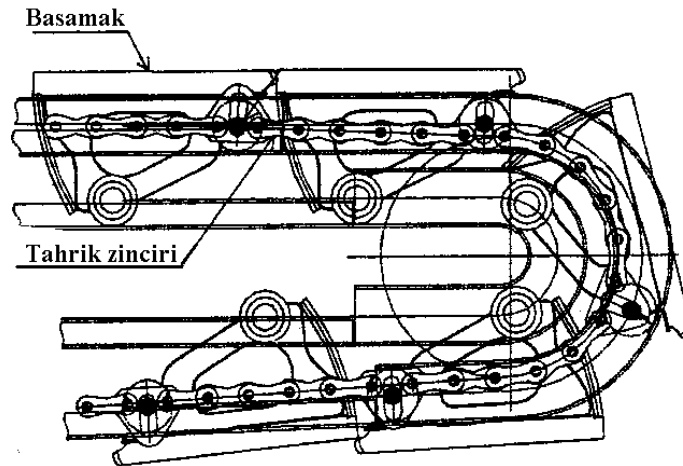
Yürüyen merdiven şematik resmi ve elemanları şekil 2.3’de görülmektedir.



Şekil 2.3 Yürüyen merdivenin şematik resmi

2.3.1 Tahrik Zinciri

Yürüyen merdiven basamakları iki yanlarına monte edilmiş tekerlekler yardımıyla iskelet boyunca döşenmiş paralel bir çift hat boyunca, bağlı oldukları tahrik zincirleri ile çekilerek hareket eder. Şekil 2.4’de tahrik zinciri ve basamak bağlantısı görülmektedir. Şekil 2.5’de ise tahrik zinciri, tekerlek aksı ve basamak görülmektedir. Basamak ya da paletleri birbirine bağlayan iki yandaki tahrik zincirleri bisiklet zinciri görünümündeki makara ve baklalı zincir tipindedir.



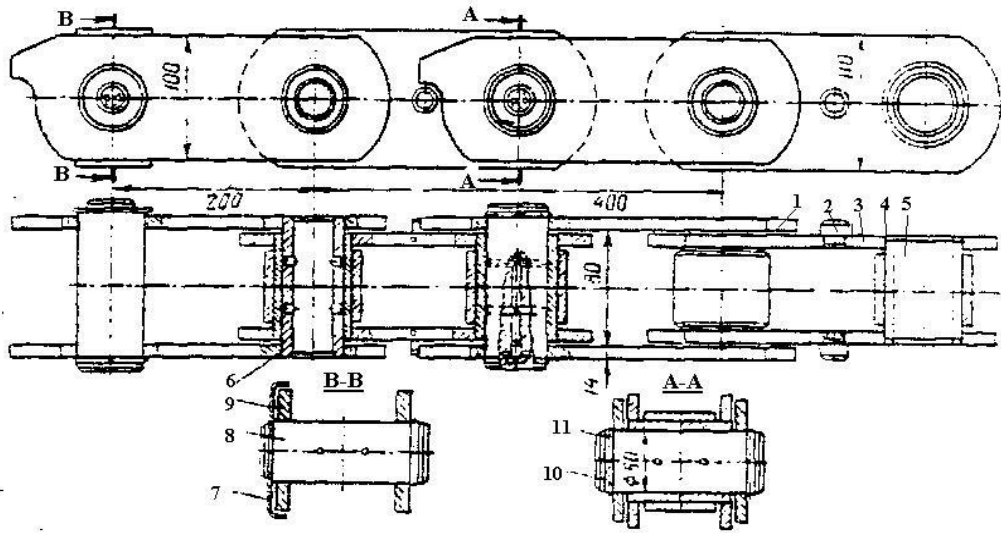
Şekil 2.4 Tahrik zinciri



Şekil 2.5. Yürüyen merdivende tahrik zinciri, tekerlek aksı ve basamak

Yürüyen merdivenlerde tahrik elemanı olarak genellikle lamelli zincir kullanılır. Lamelli zincirlerde taksimat 80, 100, 135 veya 200 [mm] olarak alınır. Yürüyen merdivenler için kullanılan lamelli zincirler, tek yönlü olarak eğilmeye müsaade eden dış lamel üzerinde zincir tutucusu ile donatılmıştır. Yürüyen merdivenin rotası üzerinde makara kılavuz yolu ile zincir tutucuları birlikte zincirin düğümlenmesine engel olur ve düzgün çalışmasını temin ederler. Şekil 2.6’da görülen zincir mekanizmasının temel elemanları şunlardır :

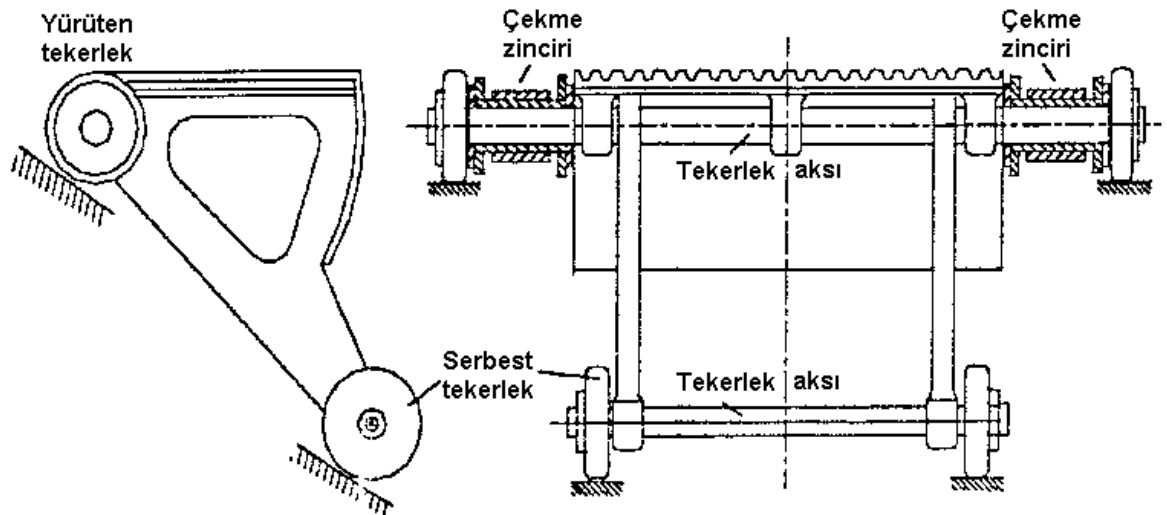
- | | |
|------------------|--------------------|
| 1. Dış lamel | 6. Pim |
| 2. Zincir Tutucu | 7. Tutucu sacı |
| 3. İç Lamel | 8. Bağlantı pimi |
| 4. Rulo | 9. Bağlantı lameli |
| 5. Burç | 10. Tespit Pimi |
| | 11. Tespit segmanı |



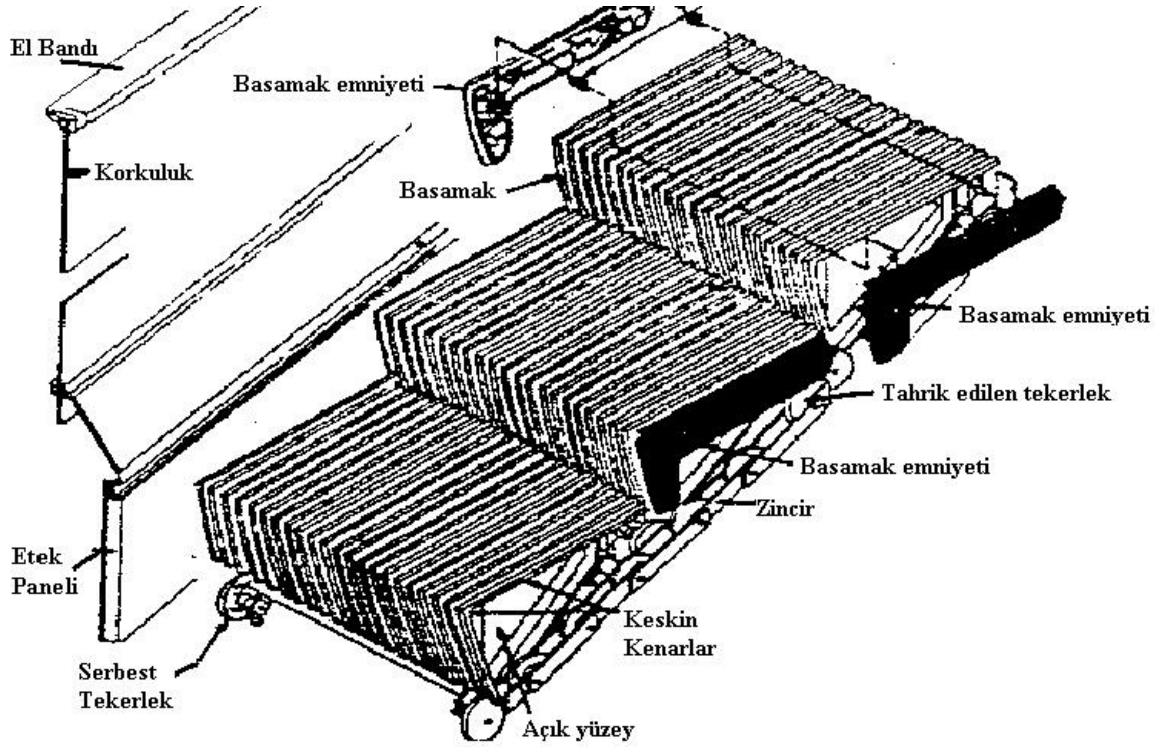
Şekil 2.6 Yürüyen merdivenler için lamelli zincir

2.3.2 Basamaklar

Tahrik zincirine tutturulmuş basamaklar, merdivenin yürüyen taşıyıcısıdır. Her basamak, çapları 100 ila 180 mm olan 4 adet tekerlek üzerine dayanır. Şekil 2.7’de görülen basamakların iki esas tekerleğine iki çekme zinciri bağlanmıştır. Basamakların alttaki aksına takılmış olanlar ise yardımcı (serbest) tekerleklerdir. Her dört tekerlek de ayrı ayrı kılavuz yollar içinde çalışır. Basamak adımı 300 ila 450 mm alınır, bu değerler lamelli zincir hatvesinin belli katlarıdır. Şekil 2.8’de yürüyen merdiven basamağının elemanları görülmektedir.



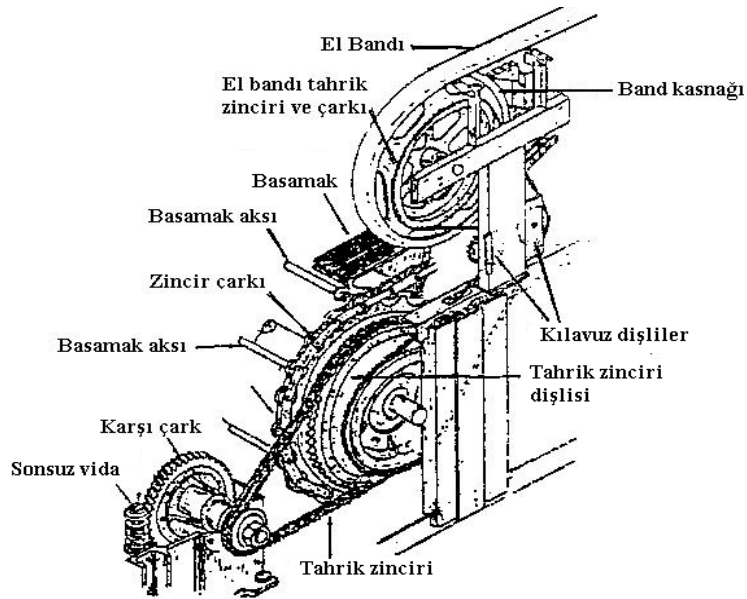
Şekil 2.7. Yürüyen merdiven basamağı



Şekil 2.8 Yürüyen merdiven basamak elemanları

2.3.3. Tahrik Grubu

Yürüyen merdiven tahrikinde genelde tek kademeli redüktörlü veya zincir mekanizmalı tahrik üniteleri kullanılmaktadır. Alternatif olarak, paralel şaft ve sonsuz vida mekanizmaları da kullanılmaktadır. Çekme zincirine bağlı olan merdiven basamakları ve eş uyumlu olarak el bandları hareket eder. Basamak ve el bandı tahrik grubu şekil 2.9’da görülmektedir.



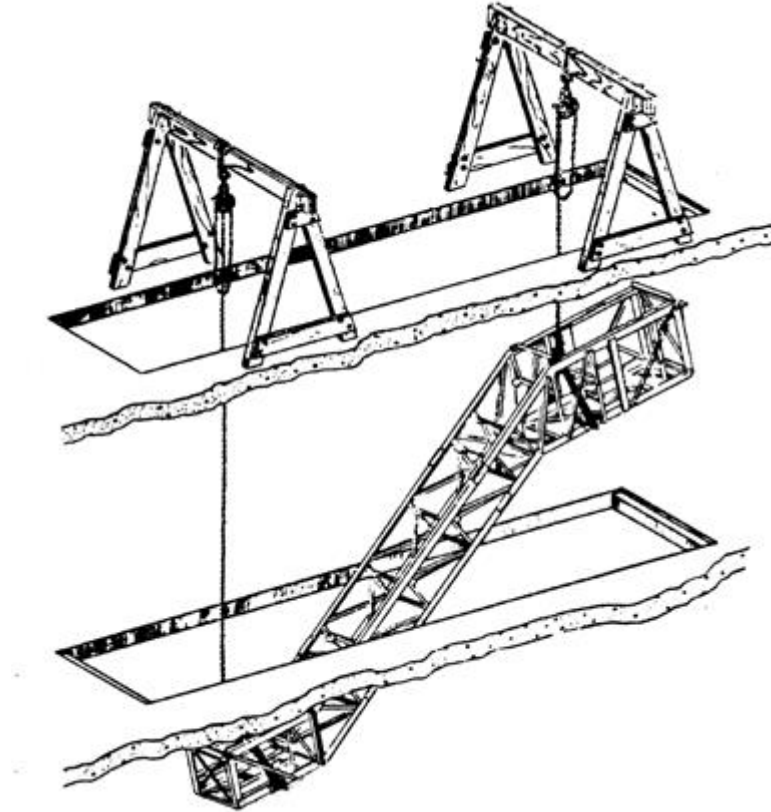
Şekil 2.9 Basamak ve el bandı tahrik grubu

2.3.4. El bandı

Yürüyen merdiven el bandı, merdivenin bileşik bir parçası olup, mekanik bir kılavuz içinde hareket eden iki adet sonsuz kauçuk şeritten oluşurlar. El bandları, merdiven hareketi ile eş uyumlu olarak hareket edecek şekilde düzenlenir ve hızının basamak hızından en fazla % 0 – 2 sapmasına müsaade edilir. Tırabzanlar genellikle elektrikli basamak zincir tahrik motoru ana dişli şaftından zincir veya kayış ile tahrik edilir ve gizlenmiş yataklar üzerinde hareket eder.

2.3.5. Merdiven İskeleti

Yürüyen merdivenlerin temel parçası iskelet (truss) olarak adlandırılır. (Şekil 2.10) İskelet, cıvata, perçin veya kaynakla birbirine bağlanmış çelik elemanlardan oluşan taşıyıcı bir kafes olarak tanımlanabilir. İskeletin alt ve üst kısmı yatay, orta kısmı eğimlidir. İskelet içinde iki tarafa monte edilmiş hatlar üzerine özel kılavuzlar döşenmiştir. Bu özel kılavuzlar sayesinde basamaklar iskelet hizasında yatay konuma gelir. İskelete cıvata ile bağlanan yan panellerin görevi ise yolcuları korumaktır.



Şekil 2.10 Yürüyen merdiven iskeleti

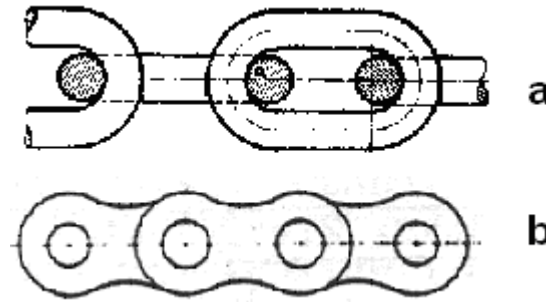
3. ZİNCİRLER

3.1. Zincirlerin Özellikleri ve Sınıflandırılması

Zincirler sürekli taşıyıcılarda geniş bir kullanım alanına sahiptirler. Çekme ve tahrik elemanı olarak kullanılırlar. Sarılmaya elverişli olduklarından, küçük çaplı zincir dişlileri veya makaraları üzerinde çalıştırılabilirler. Zincirler, sanayide yük sarma ve tutma amacıyla da kullanılırlar. Bunların dışında küçük vinçlerde ve palangalarda da kullanılmaktadırlar.

Zincirler yapı ve şekil itibariyle iki gruba ayrılırlar. (Şekil 3.1)

- Dairesel kesitli (yuvarlak) halkalı zincirler
- Lamelli zincirler



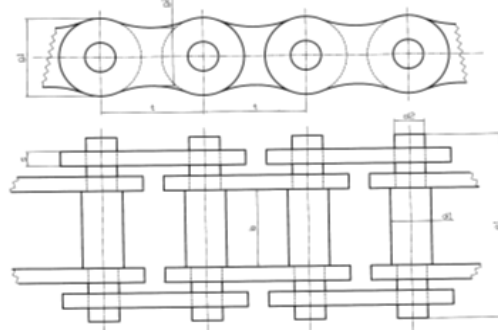
Şekil 3.1 Zincirler a) Halkalı zincir b) Lamelli zincir

3.1.1. Halkalı Zincirler

Halkalı zincirler, U formuna getirilmiş dairesel kesitli çubukların elektrik ark kaynağı ile, halkaların büyük olması halinde çelik döküm ile imal edilirler. Halkalı zincirler kalibreli ve kalibresiz olmak üzere ikiye ayrılırlar. Halka şeklindeki dairesel kesitli zincir elemanların her biri tam ölçülerine göre toleranslı olarak imal edilmiş ise kalibreli zincirler denir. Bu tez çalışmasında yürüyen merdivenlerde kullanılan lamelli zincirler inceleneceği için halkalı zincirlerin özelliklerine geniş yer verilmemiştir.

3.1.2. Lamelli Zincirler

Lamel adı verilen çeşitli şekillerdeki bir takım sac levhacıklarının, pimlerle mafsallı olarak birleştirilmelerinden meydana gelen zincirlere “lamelli zincirler” denir. (Şekil3.2) Genellikle, lameller St60, pimler ise St50 çelikten imal edilirler.



Şelil 3.2 Lamelli zincir

Şekil 3.3’de, yürüyen merdivenlerde kullanılan bazı lamelli zincir çeşitleri görülmektedir. Yapı şekillerine göre lamelli zincirler şu şekilde sınıflandırılırlar :

- Yük zinciri
 - Gall zinciri
 - Fleyer zinciri
 - Blok zinciri
 - Aralıklı lamelli zincir
- Tahrik zinciri
 - Burçlu zincir
 - Sürgülü zincir
 - Makaralı zincir
 - Dişli zincir



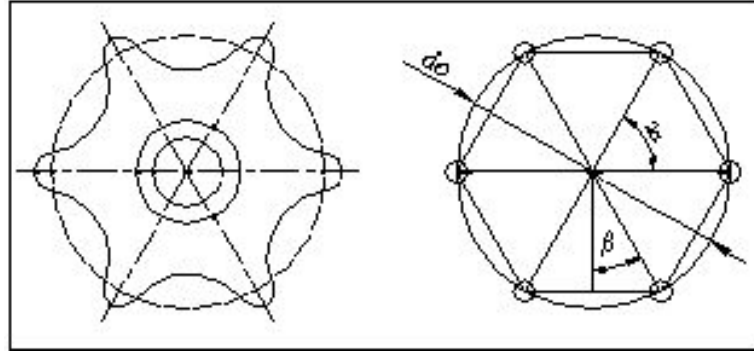
Şekil 3.3 Yürüyen merdivenlerde kullanılan değişik şekildeki lamelli zincirler

3.1.2.1 Lamelli zincirlerin özellikleri

- 1) Lamelli zincirlerde, halkalı zincirlerdeki gibi kaynaklı birleştirmeler bulunmadığından ve gerektiğinde de yan yana çok sıralı lameller de kullanılabildiğinden, halkalı zincirlere göre daha çok emniyetlidirler.
- 2) 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.
- 3) Lamelli zincirler, elektrikli tahriklerde kullanılabilir. Diş sayısı az zincir dişlisi kullanılmasıyla da daha toplu ve küçük yapıda konstrüksiyona imkan tanırırlar.
- 4) 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.
- 5) Yük zinciri olarak kullanılan lamelli zincirlerin mafsal yüzeyi küçük olduğundan, bunlar 0,6 m/s den küçük hızlarda kullanılırlar. Tahrik zinciri olarak kullanılan lamelli zincirlerin düzeltilmiş mafsal yüzeyi sayesinde, bunlar 40 m/s hız değerlerine rahatlıkla çıkabilirler.
- 6) Yük zincirleri ile tahrik zincirlerinin hesabı değişir. Yük zincirlerinde, sadece çekme kuvveti dikkate alınıp kopma yüküne göre lamellerin boyutlandırması yapılır. Yük zincirlerinde lameller çekme, perno ise eğilmeye zorlanır. Tahrik zincirlerinin hesabında aşınma mukavemeti önemlidir ve mafsal basınç yüzeyinden hareket edilir. Yürüyen merdivenlerde kullanılan lamelli zincirler, tahrik zinciri olduğu için bir sonraki bölümde lamelli tahrik zincirlerinin hesabı incelenecektir.

3.2 Lamelli Tahrik Zincirlerinin Hesabı ve Boyutlandırılması

3.2.1 Zincir dişlisinin taksimat dairesi çapı



Şekil 3.4 Zincir dişli çarkı ve şematik resmi

Şekil 3.4'deki, t , z , d_0 ve 2β aşağıdaki değerleri göstermek üzere :

t : Taksimat

z : Diş sayısı

d_0 : Zincir taksimat dairesi çapı

2β : Taksimat dairesi açısı

$$2\beta \cdot z = 360^\circ \quad (3.1) \text{ ve}$$

$$\beta = 180 / z \text{ 'dir} \quad (3.1a)$$

$$t / d_0 = \sin \alpha \quad (3.2)$$

$$\text{veya } d_0 = t / \sin \beta \quad (3.2a)$$

$$\text{Çevre ; } \pi \cdot d_0 \cong t \cdot z \quad (3.3)$$

$$\text{alınırsa } d_0 \text{ çapı : } d_0 \cong t \cdot z / \pi$$

Zincir dişli çarkının d_0 taksimat dairesi çapı :

$$d_0 = \frac{t}{\sin \beta} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{t \cdot z}{\pi} \quad (3.4)$$

3.2.2 Zincir bakla sayısı

Zincir bakla sayısı; eksenler arası mesafe, taksimat ve dişli çarkların dişli sayılarına bağlı olarak (3.5) formülü ile hesaplanır.

$$Z_{bak} = 2 \frac{a_d}{t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_1 - Z_2}{2\pi} \right)^2 \times \frac{t}{a_d} \quad (3.5)$$

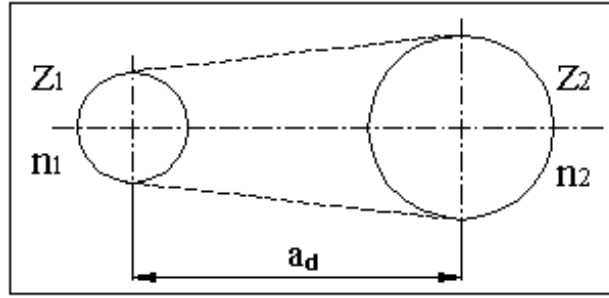
Burada :

Z_{bak} : Zincir bakla sayısı

a_d : Zincir dişlilerinin eksenleri arasındaki mesafe (Şekil 3.5’de görülmektedir)

t : Zincir adımı

Z_1 ve Z_2 : Her bir dişli çarkın diş sayısı



Şekil 3.5 Zincir dişlileri ve zincir

3.2.3 Eksenler arasındaki uzaklık

$$a_d = \frac{t}{4} \times \left[Z_{bak} - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(Z_{bak} - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right] \quad (3.6)$$

Burada :

Z_1 : Küçük dişli çarkın dişlisi

Z_2 : Büyük dişli çarkın dişlisi

3.2.4 Çevrim oranı

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.7)$$

Burada :

n_1 : Küçük dişli çarkın devir sayısı

n_2 : Büyük dişli çarkın devir sayısı

3.2.5 Zincir hızı

$$\text{Teğetsel hız, } v = r_0 \cdot \omega = r_0 \cdot (2\pi n / 60) \quad (3.8)$$

$$d_0 = 2 r_0 \quad (3.9)$$

$$\text{Zincir hızı : } v_{\text{zincir}} = d_0 \cdot (\pi n / 60) \quad (3.10)$$

$d_0 = z.t / \pi$ denklem 3.10'da yerine konulduğunda

$$v_{\text{zincir}} = (Z_1.t.n_1) / 60 \quad (3.11)$$

Burada,

n : d / dak

Z_1 : Dişli çarkın diş sayısı

t : Taksimat (m alınmalı)

v_{zincir} : Hız (m /san.)

3.2.6. Zincir çevresel kuvveti

$$\text{Tahrik motorunun gücü : } N = \frac{F \times V}{75} \text{ (BG.)} \quad (3.12)$$

$$\text{ve ya } N = \frac{F \times V}{102} \text{ (kW.)} \quad (3.12a)$$

$$\text{Zincir çevresel kuvveti : } F_{\text{çev}} = \frac{102 \times N}{V} \text{ (N)} \quad (3.13)$$

Ve ya birimler; F : (N) , N :(Wat) , v :(m/s) alınırsa

$$F_{\text{çev}} = N / v \quad (3.13a)$$

3.2.7. Zincir çeki kuvveti

Zincir çevresel kuvveti ($F_{\text{çev}}$) ile merkezkaç kuvvetinin zincir üzerindeki bileşeni F_a ' toplamı zincir çeki kuvvetine eşittir.

$$F = F_{\text{çev}} + F_a \quad (3.14)$$

3.2.8. Zincir mafsallarına gelen basınç

$$p = \frac{F}{f} \leq p_{em} \quad (3.15)$$

Burada;

F : Zincir çeki kuvveti

p : Basınç

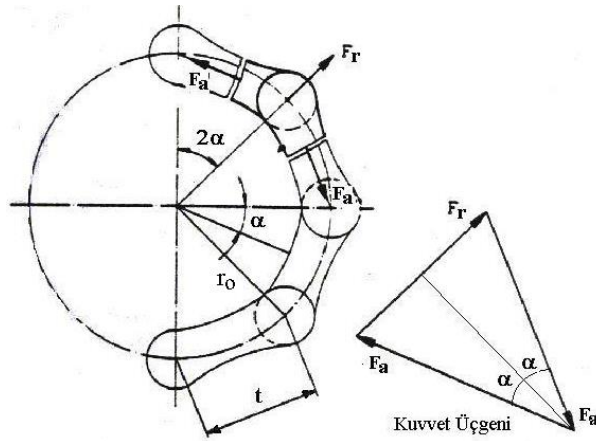
f : Mafsal alanı

3.2.9. Zincirdeki (F) çeki kuvvetinin sınır değerleri

Zincirdeki çeki kuvveti, F'in olması gereken değer denklem 3.15'den F çekilirse aşağıdaki gibi elde edilir.

$$F = F_{\text{cev}} + F_a \leq f \cdot p_{em} \quad (3.16)$$

3.2.10. Merkezkaç kuvvetinin bileşenleri



Şekil 3.6 Zincire etki eden merkezkaç kuvvetinin bileşenleri

Şekil 3.6'da görülen,

F_a : Merkezkaç kuvvetinin zincir üzerindeki bileşeni

F_r : Zincirin mafsal noktasındaki radyal merkezkaç kuvveti

r₀ : Zincir dişlisinin yarıçapı

t : Zincir baklasının adımı

$$F_r = m \cdot \frac{V^2}{r_0} \quad (3.17)$$

G, zincirin metre ağırlığı ve g, yerçekimi ivmesi olmak üzere, zincir baklasının t adımı uzunluğuna düşen kütlesi denklem (3.18) yardımı ile bulunur.

$$m = \frac{G}{g} \times t \quad (3.18)$$

$$\text{Şekil 3.6'dan } \sin \alpha = \frac{t}{2r_0} \quad (3.19)$$

$$\text{Şekil 3.6'daki kuvvet üçgeninden, } \sin \alpha = \frac{F_r}{2.F_a} \quad (3.20)$$

$$\text{Dolayısıyla, } \frac{t}{r_0} = \frac{F_r}{F_a} \quad (3.21)$$

Denklem 3.21'den t çekilip, denklem 3.18'de yerine koyulursa

$$t = r_0 \times \frac{F_r}{F_a} \quad \text{ve} \quad m = \frac{G}{g} \times t = \frac{G}{g} \times \frac{F_r}{F_a} \times r_0 \quad (3.22)$$

Bu sonuç denklem 3.17'de yerine konulursa,

$$F_r = m \frac{V^2}{r_0} = \frac{G}{g} \frac{F_r}{F_a} \frac{V^2}{r_0} r_0 \quad (3.23)$$

$$\text{Gerekli kısaltmalar yapılırsa, } F_a = \frac{G}{g} \times V^2 \quad (3.24)$$

elde edilir. Denklem 3.24'de görüldüğü gibi merkezkaç kuvvetinin F_a teğetsel bileşeni (zincir üzerindeki bileşeni), α ve zincir dişlisinin diş sayısına bağlı değildir.

3.3 Zincir Analizleri

Bu bölümde, günümüze kadar zincir mekanizmalarının gerilme analizi ile ilgili yapılmış çalışmalar özetlenmeye çalışılmıştır.

Abdulaliyev ve Toprak [1] çalışmalarında zincir baklasının pim deliğinin etrafındaki gerilmeleri matematiksel olarak hesaplamış, kritik kesitleri ortaya koymuş ve uniform gerilme dağılımı için zincir formunu ortaya atmışlardır. Bu çalışmaya göre, 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.

Arslan ve Kaman, [2] çalışmalarında, çapraz takviyeli elik-termoplastik kompozitinden imal edilmiş rulolu manşonlu zincir baklalarının gerilme analizi, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapmıştır. Bu analizde zincir baklasının içinde fiber olarak kullanılan çapraz takviyeli eliğın takviye açısını ve bakla büyüklüğünü değiştirerek baklalarda akmayı oluşturacak yüklemeleri ve plastik bölgeleri incelemişlerdir. En kritik kesit beklenildiği gibi pim deliğinin etrafında ortaya çıkmıştır.

Tsubaki [3] tarafından 1997 yılında yayınlanan “The Complete Guide to Chain” adlı yayında zincir eşitleri ve zincir dinamiği hakkında bilgi verilmektedir. Bu çalışmada beş (veya daha çok) halkadan oluşan zincire gerilme dayanımı testi uygulanmış ve sonuçlar incelenmiştir. Ayrıca, Tsubaki tarafından yapılan çalışmada, zincir ve zincir dişlileri arasındaki ilişki de incelenmiştir. Yapılan incelemeler sonucunda, zincir dişlisinin diş sayısı ile kuvvet karşısındaki uzama oranı arasında bir ilişki elde edilmiştir. Buna göre, diş sayısının aşırı fazla olduğu zincir dişlilerinde deformasyonun yüzde oranı arttığı görülmektedir. Bunun yanında, diş sayısını az olduğu küçük dişli kullanımının da, titreşimin artması, dayanımın azalması gibi başka tür zararları buluğu görülmektedir. Sonuç olarak, 60 dişden az dişlilerde, izin verilen uzama oranı %1,5’dir.

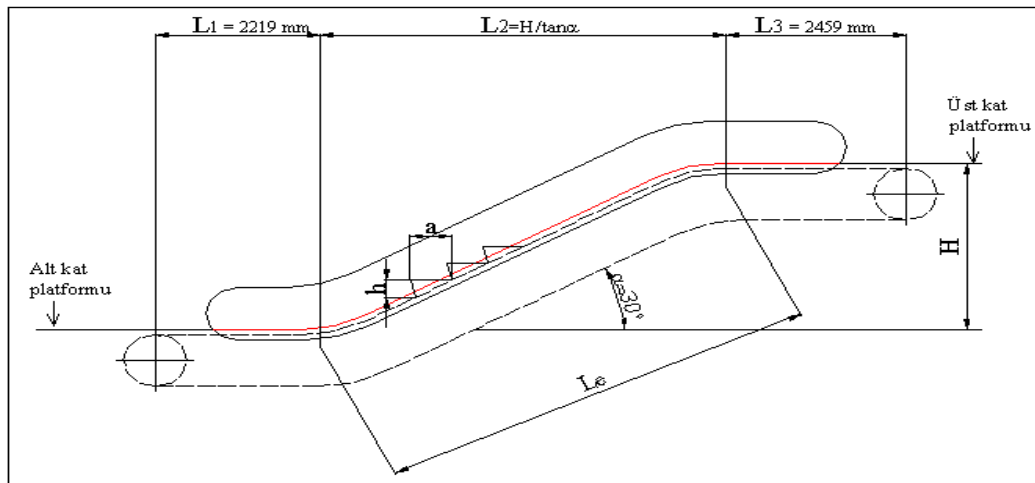
4. LAMELLİ ZİNCİRİN SEÇİMİ VE BOYUTLANDIRILMASI

Bu bölümde ilk olarak lamelli zincirin kullanılacağı yürüyen merdiven ile ilgili hesaplar yapılacak daha sonra lamelli zincir seçilerek, boyutlandırılacaktır.

4.1 Yürüyen Merdivenin Boyutlandırılması ve Hesabı

Öncelikle seçilen yürüyen merdiven ile ilgili özellikler belirlenmiş ve bazı kabuller yapılmıştır. Bu seçimlerin yapılmasında Asansörler ve Yürüyen Merdivenler kitabı [4], Yürüyen Merdivenler kısmı Sayfa 234'deki yürüyen merdiven hesabı örnek alınmıştır. Seçilen yürüyen merdiven ile ilgili özellikler ve bazı kabuller aşağıda listelenmiştir. Belirlenen ölçüler şekil 4.1'de görülmektedir.

İki kat arası yükseklik (H)	: 8 [m]
Eğim açısı (α)	: 30^0
Kapasite	: 8000 [P/saat]
Basamak eni (a)	: 0,3 [m]
Ortalama insan ağırlığı (M)	: 75 [kg]
Basamak yüksekliği (h)	: 0,2 [m]
Verim (η)	: 0,8



Şekil 4.1. Yürüyen merdivenin temel boyutları

Yürüyen merdivenin hızı (v) ve basamak genişliği taşıma kapasitesine uygun olarak Tablo 4.1’den seçilir. Tablodan 8000 [P/saat] kapasite için hız 0,6 [m/s] ve basamak genişliği 800 [mm] olarak seçilmiştir.

Tablo 4.1 Taşıma kapasitesine göre yürüyen merdiven hızı ve basamak genişliği¹

Basamak genişliği	Teorik taşıma kapasitesi (P/saat)			
	v = 0,5 m/s	v = 0,6 m/s	v = 0,65 m/s	v = 0,75 m/s
600	4500	5400	5850	6750
800	6750	8100	8775	10125
1000	9000	10800	11700	13500

Tam kapasite ile çalışmada yolcu sayısı

$$Z = 3600 \cdot \varphi \cdot \frac{A \cdot v}{a} = 3600 \cdot 0,75 \cdot \frac{2 \cdot 0,6}{0,3} = 10800 [P / saat] \quad (4.1)$$

Seçilen yürüyen merdiven 8000 [P/saat]’lik kapasiteyi karşılıyor.

Burada;

A : Basamakta taşınan insan sayısı

a : Basamak eni (0,3 m)

φ : Doluluk faktörü (Tablo 4.2’den bulunur)

Tablo 4.2. Basamak doluluk faktörü

<u>Basamak genişliği</u>	<u>φ faktörü</u>
600	0,50
800	0,75
1000	1,00

Yürüyen merdivenin şekil 4.1’de görülen L_1 ve L_3 boyutları tablo 4.3’deki tablodan tırmanma açısına göre bulunmuştur.

Şekil 4.1’de görülen L_e , eğimli taşıma mesafesi aşağıdaki bağıntı ile bulunur.

$$L_e = \frac{H}{\sin \alpha} \quad (4.2)$$

$$L_e = \frac{8000}{\sin 30} = 16000 \text{ mm} \quad (4.2a)$$

¹ Schindler ve Thssen kataloglarında bu değerler verilmiştir.

Tablo 4.3. Yürüyen merdivenin temel boyutları²

Tırmanma Açısı	Basamak Genişliği	L ₁	L ₃
27,3 °	600 800 1000	2152	2431
30 °	600 800 1000	2219	2459
35 °	600 800 1000	2286	2487

Yolcu taşıma süresi aşağıdaki formül ile elde edilir.

$$t = \frac{L_1 + L_e + L_3}{v} \quad (4.3)$$

$$t = \frac{2219 + 16000 + 2759}{0,6 \cdot 1000} = 34,46 [s] \quad (4.3a)$$

$$B = \frac{H}{h} \quad (4.4)$$

Görünen (yük taşıyan) basamak sayısı denklem 4.4'den, (B=8/0,2) 40 adet olarak bulunur.

Basamak üzerindeki yük, denklem 4.5 kullanılarak elde edilmektedir.

$$P = M \cdot B \cdot \varphi \cdot A \quad (4.5)$$

$$P = 75 \cdot 40 \cdot 0,75 \cdot 2 = 4500 [daN]$$

Bu bağıntıda, M, ortalama insan ağırlığıdır ve 75 kg alınmıştır.

Tahrik gücü (N) aşağıdaki denklem 4.6 kullanılarak 17,65 [kW] olarak bulunmaktadır.

$$N = \frac{v \cdot P \cdot \sin \alpha}{102 \cdot \eta} \quad (4.6)$$

$$N = \frac{0,6 \cdot 4500 \cdot \sin 30}{102 \cdot 0,8} = 17,65 [kW]$$

Sistemin verimi (η) 0,8 olarak kabul edilmiştir.

² Bu değerler Alman Otis firması kataloğundan alınmıştır.

4.2 Tahrik Zinciri Seçimi ve Hesabı

Zincir uzunluğu, zincir çarkının çapı 500 [mm] alındığında, denklem 4.7 kullanılarak 43.046,8 [mm] olarak bulunmaktadır.

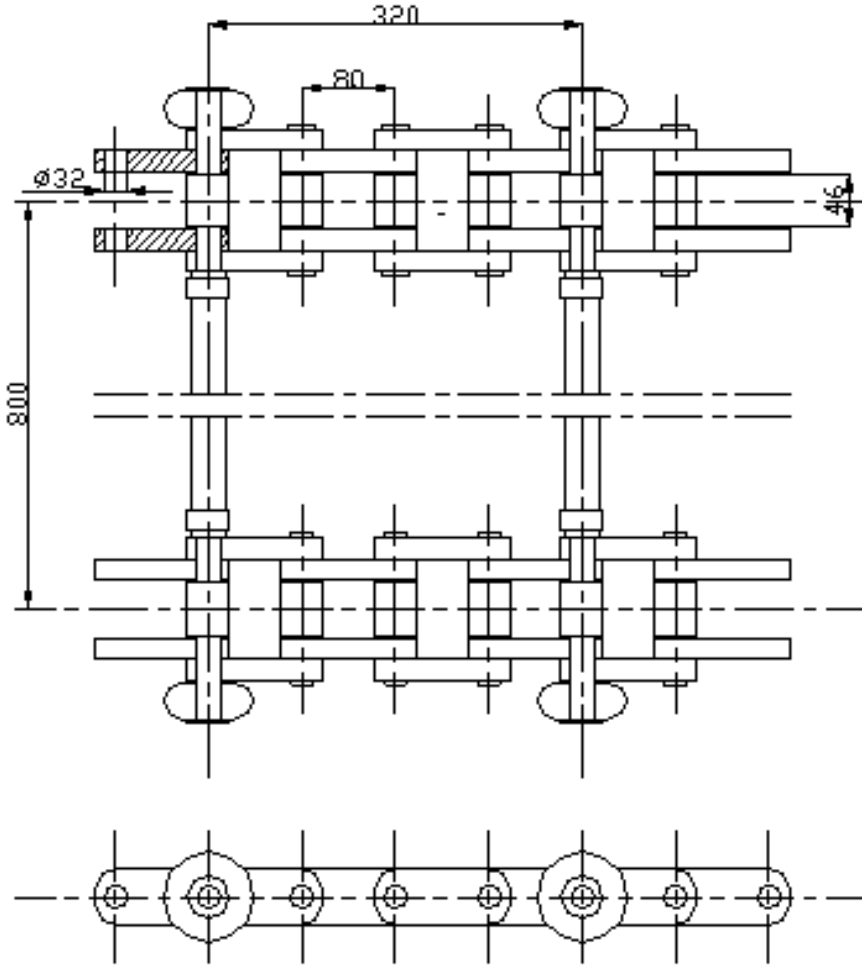
$$L_Z = (\pi \cdot D_Z) + 2 \cdot (L_1 + L_e + L_3) \quad (4.7)$$

$$L_Z = (\pi \cdot 450) + 2 (2219 + 16000 + 2459) = 43046,8 \text{ [mm]}$$

Basamakları hareket ettirmek için 2 adet tek sıralı lamelli zincir kullanılacaktır. Çekme zincir adımı basamak eninin $\frac{1}{4}$ 'ü kadar alınmıştır. Basamak eni 320 [mm] alınır ve enine 4 zincir lokması alınır, zincir adımı 80 [mm] olarak elde edilmektedir.

$$t = 320 / 4 = 80 \text{ [mm]} \quad (4.8)$$

Seçilen zincirin boyutları şekil 4.2'de görülmektedir. Zincirin kopma kuvveti 200000 [N], metre başına ağırlığı 13 [kg/m]'dir. [4]



Şekil 4.2. Basamak çekme zinciri

Çevresel kuvvet (3.13) denkleminde ;

$$F_{\zeta} = \frac{102.N}{v} = \frac{102.17,65}{0,6} = 3000,5[\text{daN}]$$

Merkezkaç kuvvetinin zincir üzerindeki bileşeni, (3.24) denkleminde,

$$F_a = \frac{G}{g} \cdot v^2 = \frac{13}{9,81} \cdot 0,6^2 = 0,48[\text{daN}]$$

Bir sıra zincire gelen çekme kuvveti :

$$F = \frac{1}{2} \cdot (F_{\zeta} + F_a) = \frac{1}{2} \cdot (3000,5 + 0,48) = 1500,49[\text{daN}] \quad (4.9)$$

Zincir mafsal basıncı (3.15) denkleminde;

$$p = \frac{F}{f} = \frac{1500,49}{46.32} \cdot 9,81 = 10[\text{daN}]$$

Zincir için mafsal emniyet basıncı 18 [daN] olduğundan, zincir emniyetlidir.

Zincir kopma mukavemeti :

$$F_{em} = \frac{F_{kop}}{\lambda} \quad (4.10)$$

Zincir emniyet katsayısı (λ), tablo 4.4 yardımıyla zincirin kullanım şartlarına ve yağlama durumuna göre seçilir. Yürüyen merdivenin temiz ve düzenli olarak yağlandığı kabul edildiğinden, $\lambda=8$ olarak alınır,

$$F_{em} = \frac{20000}{8} = 25000[\text{N}]$$

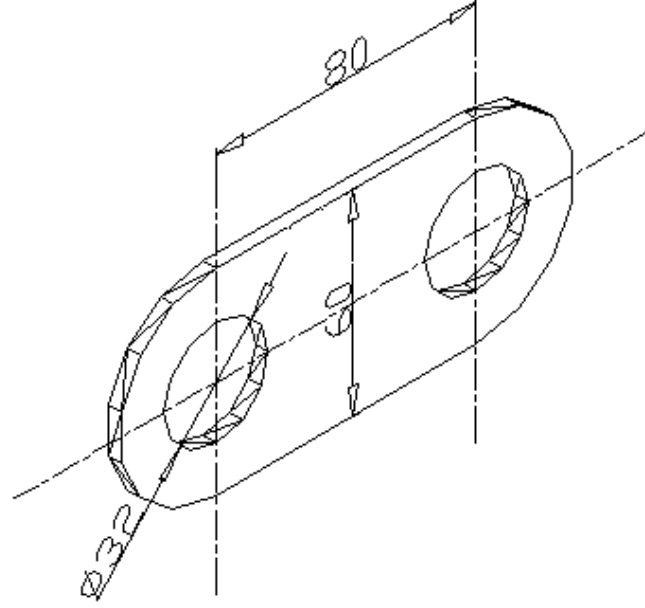
Tablo 4.4. Zincir emniyet katsayısı

İşletme şartı	λ
Temiz ve düzenli yağlama	8
Az temiz ve düzensiz yağlama	10
Kirli ve yağlanmayan	12
Kullanım sonucu aşınmış	14

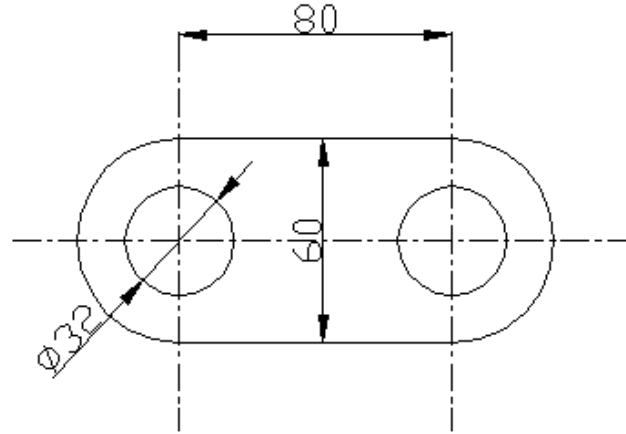
Zincir çekme kuvveti $F = 15004,9$ N olduğuna göre; c, emniyet oranı 1,7 olarak bulunmaktadır. Zincir 1,7 kat emniyetlidir.

$$c = \frac{F_{em}}{F} = \frac{25000}{15004,9} = 1,7 \quad (4.11)$$

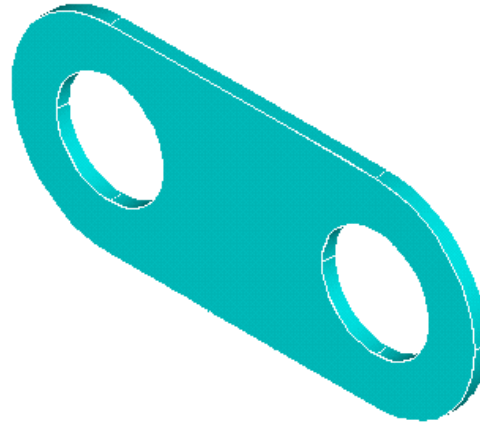
Seçilen lamelli zincirin perspektif görünüşü şekil 4.3’de, nden görünüşü şekil 4.4’de ve katı modeli de şekil 4.5’de görülmektedir.



şekil 4.3. Lamelli zincirin perspektif görünüşü



şekil 4.4. Lamelli zincirin nden görünüşü



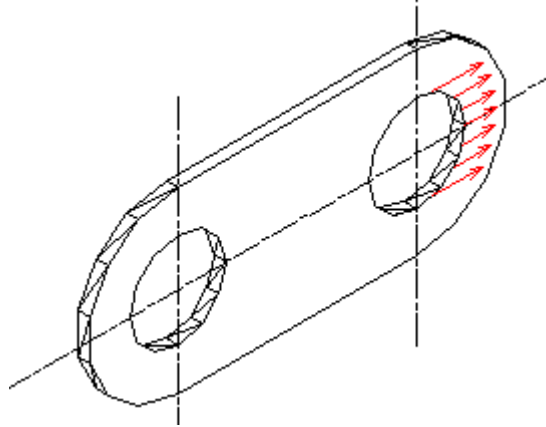
şekil 4.5. Lamelli zincirin katı modeli

5. LAMELLİ ZİNCİRİN ANALİTİK YOLLA GERİLME ANALİZİ

Bu bölümde, seçilen lamelli zincirin, uygulanan çekme kuvveti karşısındaki, gerilme hesabı, analitik yolla yapılacaktır. Lamelli zincire gelen çekme kuvveti bölüm 4’de denklem (4.9) ile 15.000 N olarak bulunmuştur. Çekme kuvvetinin oluşturduğu gerilmenin hesabı için ilk aşamada kuvvetin uygulanış şeklinin belirlenmesi gereklidir. Bunun için de kuvvetin iki önemli özelliği belirlenmelidir.

- Kuvvetin doğrultusu
- Kuvvetin pim deliği içinde dağılım durumu

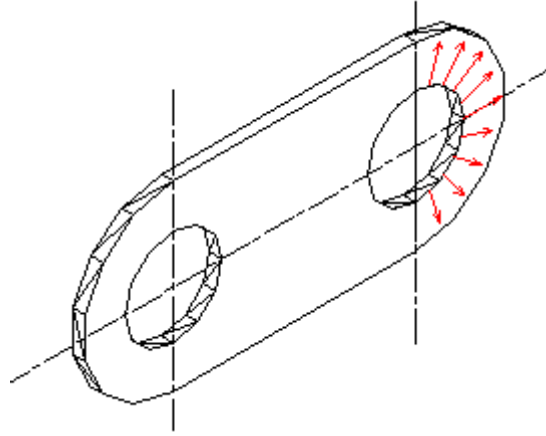
Arslan ve Kaman’ın [2] yaptığı çalışmalarda kuvvetin şekil 5.1’de görüldüğü gibi eksenel doğrultuda etkidiği kabul edilmiştir.



Şekil 5.1 Kuvvetin eksenel doğrultuda uygulandığı durum

A. Spivakovsky ve V. Dyachkor’un yaptığı çalışmalarda ise kuvvetin şekil 5.2’de görüldüğü gibi radyal doğrultuda etkidiği kabul edilmiştir. [5]

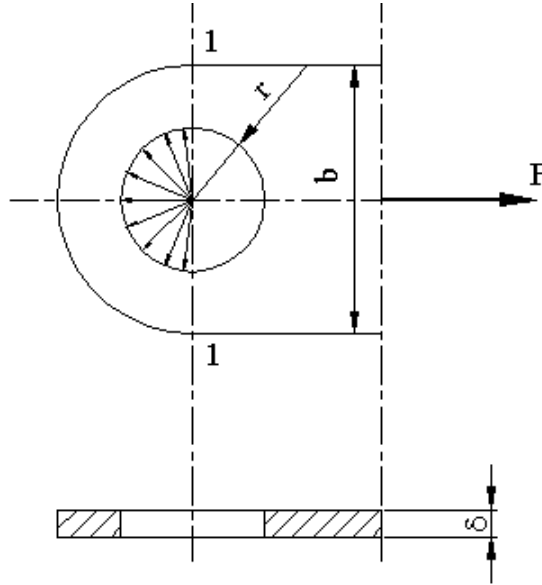
Bu tez çalışmasında lamelli zincirin analitik yolla gerilme analizi yapılırken kuvvetin radyal doğrultuda etkidiği kabul edilmiştir. Kuvvetin doğrultusu belirlendikten sonra, kuvvetin pim deliği içinde dağılım durumu belirlenmelidir. Bu konuda da iki tip yaklaşım bulunmaktadır. Bu bölümde gerilme, analitik olarak iki tip dağılım için de ayrı ayrı incelenecektir.



Şekil 5.2 Kuvvetin radyal doğrultuda uygulandığı durum

5.2 Kuvvetin Pim Deliği İçinde Uniform Dağıldığı Kabul Edilerek

A. Spivakovsky ve V. Dyachkor'un "Conveying Machines" adlı kitabında [5] kuvvetin şekil 5.3'deki gibi pim deliği içinde uniform dağıldığı kabul edilmiş ve buna göre gerilme hesabı yapılmıştır.



Şekil 5.3 Bakla pim deliğine kuvvetin uniform etkidiği durum

Şekil 5.3'de görülen 1_1 kesitindeki maksimum gerilme aşağıdaki denklem (5.1) ile ifade edilmektedir.

$$\sigma_{1_1} = F / [\delta (b-2r)] \quad (5.1)$$

Burada :

F : Baklada oluşan çekme kuvveti

δ : Baklanın kalınlığı

b : Baklanın eni

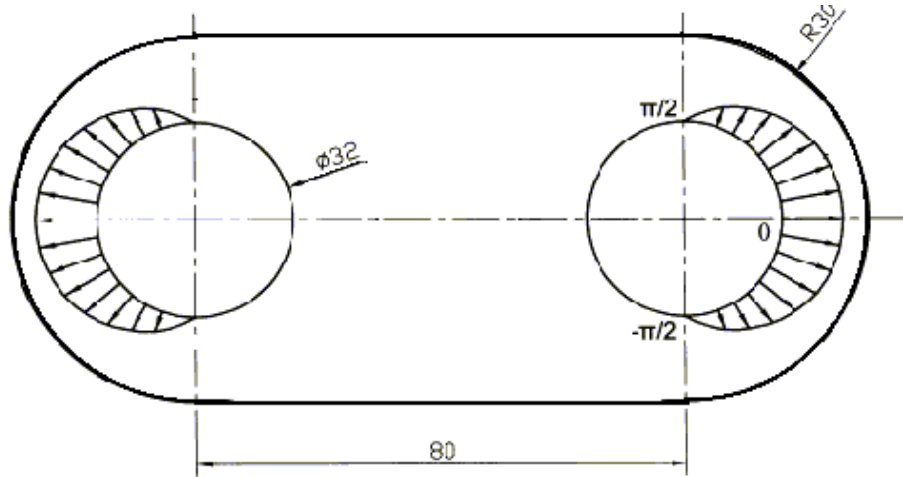
r : Pim deliği yarıçapı

Bu değerler denklem (5.1)'de yerine konursa, 1_1 kesitindeki gerilme 89,29 [N/mm²] olarak bulunur.

$$\sigma_{1_1} = 15000 / [6.(60-32)] = 89,29 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

5.2 Kuvvetin Uniform Olmadığı Kabul Edilerek

Zincir deliğinde oluşan basıncın uniform dağılmadığı, bir zincir probleminin eğri eksenli çubuklarda kullanılan bağıntılar ile ele alınabileceği Ablulaliyev ve Toprak'ın [1] ortak yaptıkları çalışmada da belirtilmiştir. Basıncın şekil 5.4'de görüldüğü gibi oluştuğu kabul edililirse, şekil 5.5'de görülen kritik kesite göre hesaplamalar yapılabilir. Kritik noktadaki normal gerilme denklem (5.2) yardımı ile hesaplanabilir.



Şekil 5.4 Bakla deliğindeki basıncın uniform olmayan dağılımı

$$\sigma = \frac{M_e}{s.k} \frac{(r_n - r)}{r} \quad (5.2)$$

Burada ;

M_e : Eğilme momenti

s : Zincir kesitinin alanı

r_n : Doğal düzlemi belirten yarıçap

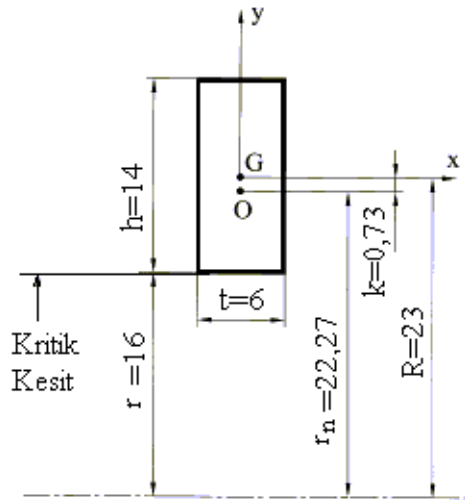
k : Geometrik merkez (G) ve doğal merkez (O) arasındaki uzaklık ($k = R - r$)

r : Pim deliğinin yarıçapı

M_e , eğilme momenti denklem (5.3) ve (5.4) kullanılarak hesaplanır.

$$M_e = Q \cdot r_n \quad (5.3)$$

$$Q = F / t.2 \quad (5.4)$$



Şekil 5.5 Baklanın kritik noktasındaki kesiti

$$Q = 15000/6.2 = 1250 \text{ [N/mm]}$$

Denklem (5.4) kullanılarak $Q = 1250 \text{ [N/mm]}$ olarak bulunur.

Bağıntısı kullanılarak olarak bulunur. Doğal düzlemi tanımlayan yarıçap " r_n ", aşağıdaki (5.5) denklemi ile bulunur.

$$r_n = \frac{h_1}{\ln \frac{R + h/2}{R - h/2}} \quad (5.5)$$

Burada ;

h_1 : Kritik kesitin yüksekliği,

R : Geometrik düzlemi tanımlayan yarıçap değerleri yerine konulursa,

$$r_n = \frac{14}{\ln \frac{23 + 14/2}{23 - 14/2}} = 22,27 \text{ mm} \text{ olarak hesaplanır.}$$

Bu değerler denklem (5.3)'de yerine konulursa,

$M_e = 1250.22,27 = 27.837,5$ [N] olarak bulunur.

Sonuç olarak gerilme değeri denklem (5.2) kullanılarak $177,9$ [N/mm²] olarak hesaplanır.

$$\sigma = \frac{27837,5}{14.6.0,73} \cdot \frac{(22,27 - 16)}{16} = 177,9 \text{ N/mm}^2$$

6. MODERN SAYISAL YÖNTEMLER İLE ZİNCİR ANALİZİ

6.1 Modern Sayısal Yöntemler

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. Sayısal yöntemler matematikçilerden daha çok mühendisler tarafından geliştirilmiştir.

Mühendislik uygulamalarında en çok kullanılan sayısal yöntemler; sonlu farklar metodu (FDM), sonlu elemanlar metodu (FEM) ve sınır elemanları metodudur (BEM). Ancak günümüzde mühendislik problemlerinin çözümünde en çok uygulanan teknikler olarak sonlu elemanlar ve sınır elemanları metodları görülmektedir; sonlu farklar metodunun bir çok problem için uygulanamaz olduğu ve yeterli yakınlıkta sonuçlar vermediği görülmüştür. Bu tez çalışmasında zincir baklası, sonlu elemanlar ve sınır elemanları metodu ile ayrı ayrı incelenecektir.

6.1.1 Modern Sayısal Yöntemlerin Tarihçesi

Sonlu elemanlar metodu, sınır elemanları metoduna göre daha eski bir yöntemdir. “FEM” ve “BEM” isimleri yeni verilmiş olmasına rağmen, arkasındaki temel fikir yüzyıllar öncesine dayanmaktadır. Örneğin, eski matematikçiler, bir çemberin çevre uzunluğunun bulunması problemini etrafına poligon çizerek çözmüşlerdir. Poligonun köşe sayısı ne kadar arttırılırsa sonuca o kadar yaklaşılmaktadır. Burada poligonun kenarları sonlu elemanlar olarak kabul edilebilir. Bu işlemin karakteristikleri, günümüzdekiler de dahil tüm sonlu elemanlar metodu problemleri için geçerlidir.

Sonlu elemanlar metodu ilk olarak yapı analizinde kullanılmaya başlanmıştır. İlk çalışmalar Hrennikoff (1941) ve Mc Henry (1943) tarafından geliştirilen yarı analitik analiz metotlarıdır. Argyis ve Kelsey (1960) virtuel iş prensibini kullanarak bir direkt yaklaşım metodu geliştirmişlerdir. Turner ve diğerleri (1956) bir üçgen eleman için

rijitlik matrisini oluşturmuştur. "Sonlu Elemanlar" terimi ise ilk defa Clough (1960) tarafından kullanılmıştır. Metodun üç- boyutlu problemlere uygulanması iki-boyutlu teoriden sonra kolayca gerçeklenmiştir (örneğin, Argyis (1964)).

İlk gerçek kabuk elemanlar eksenel simetrik elemanlar olup (Grafton ve Strome (1963)), bunları silindirik ve diğerk kabuk elemanları izlemiştir (Gallagher (1969)). Araştırıcılar 1960'lı yılların başlarında non-lineer problemlerle ilgilenmeye başladılar. Turner ve arkadaşları (1960) geometrik olarak non-lineer problemler için bir çözüm tekniğı geliştirmişlerdir. Sonlu elemanlar metoduyla stabilite analizi ise ilk Martin (1965) tarafından tartışılmıştır. İlerleyen yıllarda statik problemlerin yanısıra dinamik problemler de sonlu elemanlar metoduyla incelenmeye başlanmıştır (Zienkiewicz ve diğerkleri (1966) ve Koenig ve Davids (1969)). 1943 yılında Courant bölgesel sürekli lineer yaklaşım kullanarak bir burulma problemi için çözüm üretmiştir. [6]

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

Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970'li yıllardan itibaren ortaya çıkmaya başlamıştır. 1980'li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanılmaya başlanmıştır. Günümüze kadar, sonlu elemanlar metodu ve uygulamalarıyla ilgili yaklaşık olarak 40000 makale ve kitap yayınlanmıştır.

Sınır elemanları metodunu konu alan ilk kitabın ise 1978 de yayımlanmasından sonra literatürde; potansiyeli, elastostatik problemlerini ve diğerk mühendislik problemlerini konu alan çalışmalar olmuştur. 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. Aslında Hess ve Smith potansiyel akış problemlerine uygulanan Laplace tipi sınır değerk problemlerinin çözümü için güçlü programlar geliştirmişlerdir. Bu tekniğı şimdi indirekt sınır elemanları tekniğı 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. Onlar da tekniği, daha genel sınır şartlarını kullanarak – ki bu şartlara Robin veya karma şartlar denilmektedir – elektrik mühendisliği problemlerinin çözümüne gitmişlerdir. [7]

Sınır elemanlarının direkt formülasyonun potansiyel problemlerine uygulanması da Jaswon' un çalışmasıdır. 1963 te Jaswon ve Symm, Fredholm sınır integral denklemlerinin çözümü için bir sayısal teknik ortaya çıkarmışlardır. 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. [7]

6.1.2 Sayısal Yöntemlerin Avantajları ve Sınırları

Sayısal yöntemlerin avantajları aşağıda belirtilmiştir.

- a) Sayısal yöntemler (FEM ve BEM) ile karmaşık bir şekil ve geometriye sahip parçalar kolaylıkla incelenebilir.
- b) Değişik ve karmaşık malzeme özellikleri olan sistemlere kolaylıkla uygulanabilir. Noktadan noktaya değişen, anizotropik, non-lineer, zamana bağlı, sıcaklığa bağlı malzeme özellikleri dikkate alınabilir.
- c) Sürekli, süreksiz veya değişken yükler kolaylıkla incelenebilir.
- d) Sistemin temel denklemleri kurulduktan sonra sınır şartları basitçe denklemlere dahil edilebilmektedir.

Sayısal yöntemlerin sınırlarını ise şöyle sıralanabilir :

- a) Gerçek problemin yerine yaklaşık eşdeğer (daha basit) bir problem konulduğu için elde edilen sonuç net bir sonuç değildir, yaklaşık bir sonuçtur.

b) Genellikle kullanılan paket programaları için büyük bilgisayar hafızasına ihtiyaç vardır.

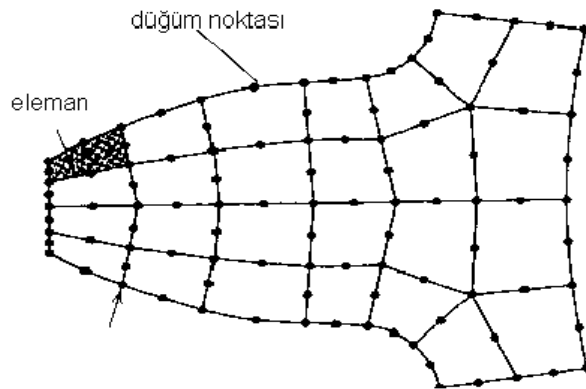
c) Modelleme aşamasında yapılan bazı hatalar küçük gözükse de sonuç üzerinde etkisi büyük olmaktadır. Malzeme parametrelerinin belirlenmesi, şeklin elemanlara ayrılması, yük ve sınır koşullarının doğru belirlenmesi sonucunda gerçeğe yakın bir analiz sonucu elde edilebilir.

d) Metod uygulanırken bazı varsayımlar yapıldığı için sonuçlar dikkatlice incelenmelidir.

6.2 Sonlu Elemanlar Metodu ile Zincir Baklasının Gerilme Analizi

6.2.1 Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu elemanlar metodu (FEM) büyük yapıyı çok küçük elemanlara ayırarak modelleyerek gerilme ve deformasyon analizi yapmak için kullanılan modern sayısal yöntemlerinden biridir. (Ayrıca ısı transferi, sıvı akış veya elektriksel alanlar hesaplamalarında da kullanılır.) Sonlu elemanlar metodunda, karmaşık bir problemin yerine eşdeğer ancak daha basit bir problem yerleştirilerek çözüme gidilir. Gerçek problemin yerine başka bir problem yerleştirildiği için sonuç yaklaşık bir sonuçtur. Yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan bir çok elemana bölünür. Elemanlar "nod" adı verilen düğüm noktalarında tekrar birleştirilirler (Şekil 6.1). Bu şekilde bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler düğüm noktalarındaki denge denklemleridir. İncelenen probleme karmaşıklığına bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Örneğin şekil 6.1’de bir tek eleman için 16x16’lık bir matris oluşturulur. Bu denklem takımının çözümü için bilgisayar kullanımını zorunludur.



Şekil 6.1 : Sonlu eleman modelinde düğüm noktaları ve elemanlar

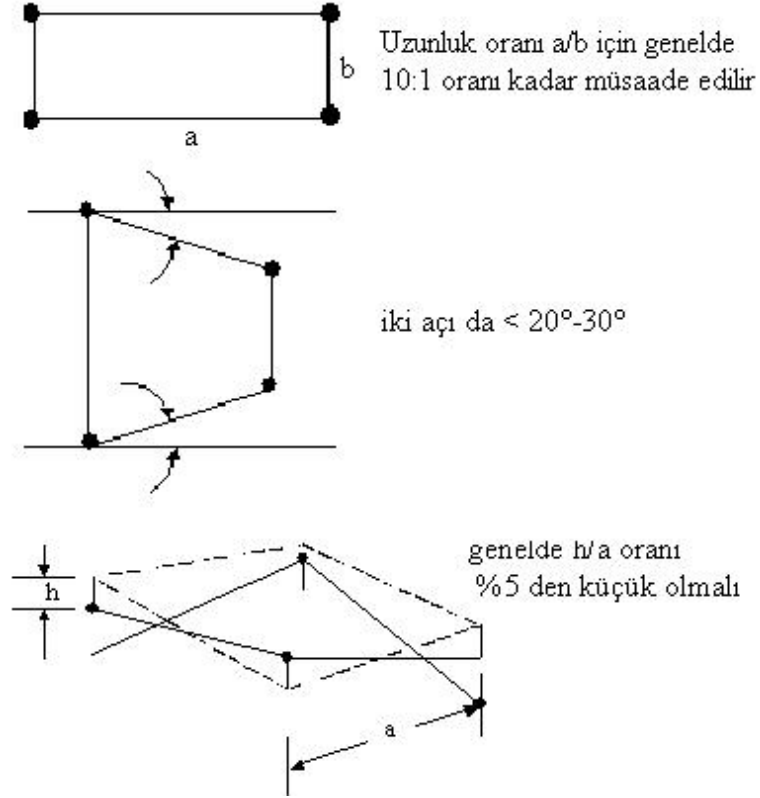
6.2.1.1 Sonlu Elemanlar Metodunun Analiz Adımları

Statik analizde zaman bağımsız bir değişken olarak göz önüne alınmaz. Deformasyonların sabit ve yavaşça değiştiği kabul edilir. Bu tez çalışmasında yapılan analizler statik analizlerdir. Analiz için aşağıdaki adımlar izlenir.

1. Sonlu elemanlar modeli hazırlanır
 - a) Yapı sonlu elemanlara bölünüp, ayrıştırılır
 - b) Yapının yüklemesi tanımlanır
 - c) Yapının mesnetlenmesi tanımlanır (sınır koşulları)
2. FEM hesaplamaları gerçekleştirilir.
 - a) Her bir eleman için, elemanın düğüm noktası sayısına bağlı olarak rijitlik matrisi $[K]$ hesaplanır
 - b) Tüm sistemdeki düğüm noktası sayısı göz önüne alınarak, eleman rijitlik matrisi genişletilir.
 - c) Elemanlar birleştirilerek, tüm sistem için global rijitlik matrisi bulunur.
 - d) Yükler global yük vektöründe, $[R]$, yerleştirilir.
 - e) Mesnet koşulları uygulanır
 - f) Global denklemden $[K] \cdot [D] = [R]$, Global yerdeğiştirme vektörü, $[D]$ değerleri çözülür.

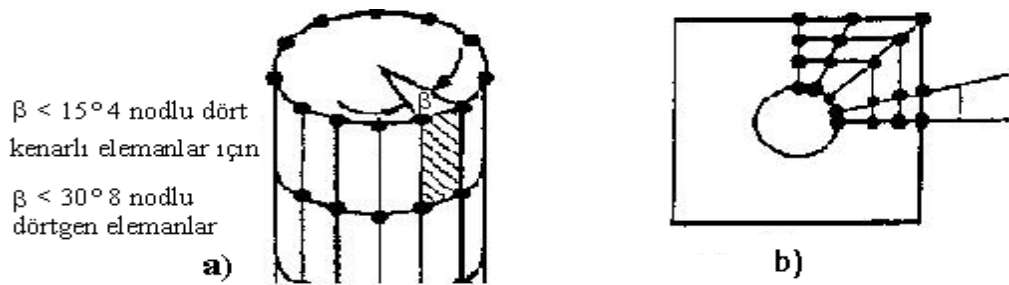
6.2.1.2 Sonlu Eleman Modelinin Hazırlanması

Sonlu elemanlar metodunda modelleme sadece düğüm noktası ve elemanlardan oluşan bir ağ yapısı hazırlamak değildir. İyi bir modelleme için problemin fiziği tam olarak anlaşılmalıdır. Şekil 6.2’de genelde elemanlarda müsaade edilecek geometrik biçim bozukluklarının seviyesi görülmektedir.



Şekil 6.2 Eleman geometrisinde müsaade edilebilir deformasyonlar

Sonlu eleman hesaplamalarında, hesaplama alanı içindeki değişimini yeterli doğrulukta verecek kadar sıklıkta bir eleman dağılımı görülmektedir. Örneğin Şekil 6.3a'da silindirik yüzeylerin modellenmesi için 4 nodlu veya 8 nodlu dört kenarlı elemanlar kullanılması durumunda tipik bir eleman dağılımı görülmektedir. Şekil 6.3b'de ise bir delik etrafında olması gereken tipik eleman dağılımı görülmektedir.



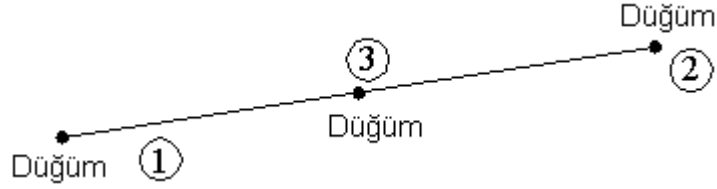
Şekil 6.3 : a) Silindir yüzey etrafındaki tipik eleman dağılımı b) Bir delikli geometride delik etrafındaki tipik eleman dağılımı

6.2.1.3 Eleman seçimi

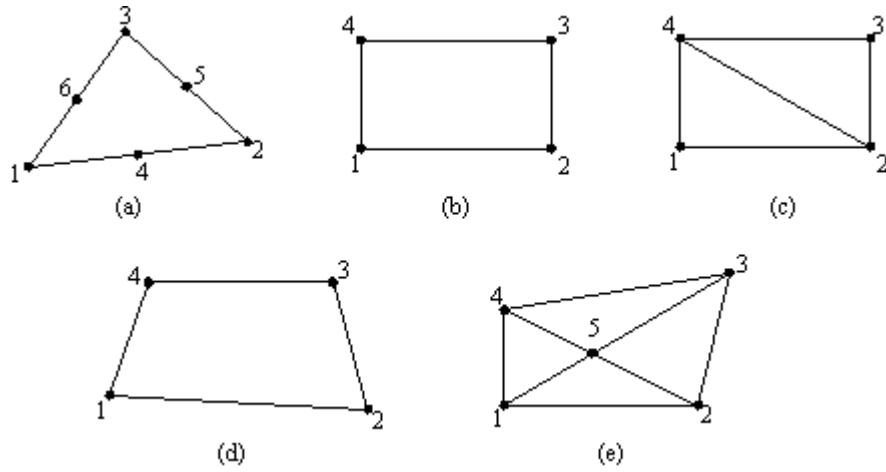
Doğru bir analiz için yapının iyi bir şekilde sonlu elemanlara ayrılması gerekir. Eleman tipi (çubuk, kabuk vs), eleman şekli (dikdörtgen, üçgen vs.), eleman derecesi (elemanın foksiyonunun derecesi), eleman sayısı bu aşamada belirlenmesi gereken kriterlerdir. Şekil 6.4'de bir boyutlu bir sonlu eleman gösterilmiştir. Bu sonlu

elemanı komşu sonlu elemanlara bağlayan (1 ve 2) noktalarına "dış düğüm noktaları", (3) noktasına "iç nokta" denir.

Katı mekaniğinde birçok problem, yaklaşık olarak, "iki boyutlu sonlu elemanlarla" çözülebilir. Bunların en basiti üçgen elemandır. Şekil 6.5’de iki boyutlu sonlu elemanlar görülmektedir.



Şekil 6.4. Bir boyutlu bir sonlu eleman



Şekil 6.5. İki boyutlu (a) üçgen (b) dikdörtgen, (c) iki üçgenli dikdörtgen, (d) dörtgen, (e) dört üçgenli dörtgen sonlu elemanlar

6.2.1.4 Yüklerin ve Sınır Koşullarının Tanımlanması

Sınır koşulları yapıların mekaniğinde mesnet şartları olarak da isimlendirilmektedir. Sonlu elemanlar modelinde aktif olmayan serbestlik dereceleri çözüm işleminden önce sınırlandırılmalıdır. Bu sınırlandırılması gereken serbestlik derecesi, modelin sınırdaki veya başka bir bölgesinde olabilir.

6.2.2. ANSYS® Programı

Bu tez çalışmasında zincir bakasının sonlu elemanlar metodu ile analizinde ANSYS® programı kullanılmıştır. Bu nedenle bu bölümde ANSYS® programının özellikleri kısaca özetlenmiştir.

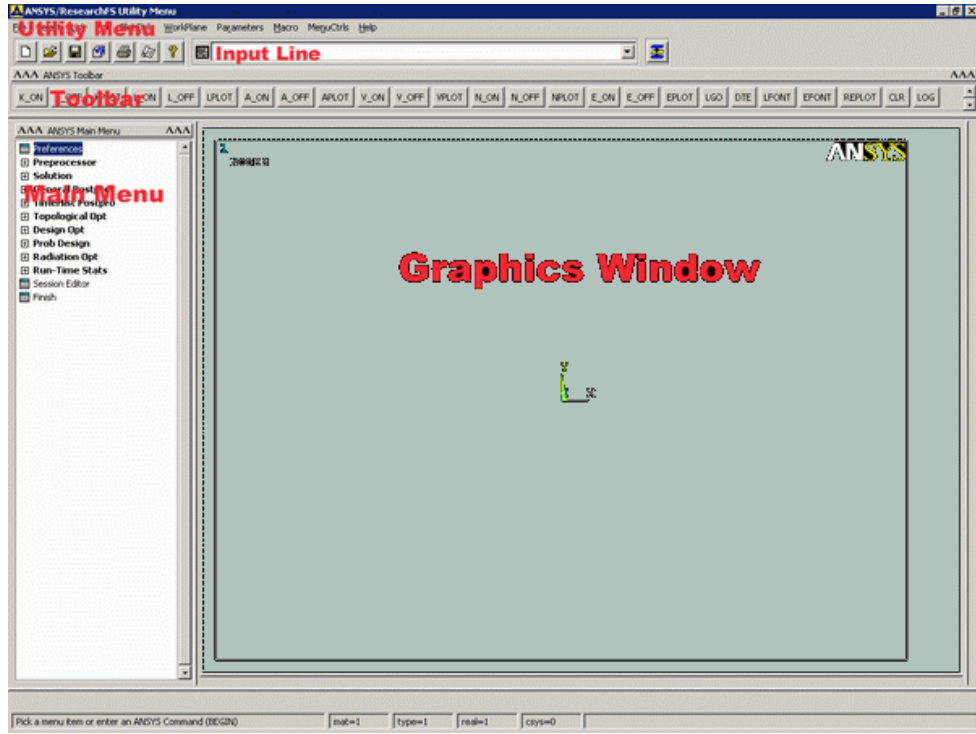
Sonlu elemanlar metodu baştan beri bilgisayar ile kullanılacağı düşünülerek geliştirilmiş bir yöntemdir. Bu sebeple sonlu elemanlar methodu için yüzlerce

bilgisayar programı geliştirilmiştir. Sonlu eleman analizleri (FEA) için geliştirilmiş en önemli yazılımlar: ABAQUS, ALG/NASTRAN, ALGOR, ANSYS®, COSMOS/M, LS-DYNA, MSC.visualNastran, NE/Nastran, NISA/Display ve Pro/MECHANICA olarak kabul edilmektedir. CATIA, Pro/ENGINEER, SolidWorks ve I-DEAS gibi bazı yazılımlar ise CAD-CAM uygulamalarının yanısıra sonlu eleman analizi de yapan ve bu alanda sıklıkla kullanılan programlardır.

ANSYS® programının tasarım kısmı zayıf olmasına karşın bazı tasarım ve analiz yazılımları ile beraber kullanılmaya uygunluğu bulunmaktadır. Örneğin; kullanım beraberliği bulunan bir CAD yazılımında tasarlanmış bir modelin, import edilerek ANSYS® programında analizi yapılabilir.

ANSYS® iki pencereden oluşmaktadır, “Main Window” ve “Output Window”. Ana pencerede (Main Window) beş bölüm bulunmaktadır, ana pencere şekil 5.6’da görülmektedir. Output Window ise, genellikle ana pencerenin altında bulunur ve gerektiğinde görüntülenebilir. Dataların listesinin görüntülenebileceği penceredir. Ana pencerenin beş bölümü ise kısaca şunlardır;

1. Utility Menu : Dosya kontrolü, dosya seçimi, grafik kontrolü, grafik parametrelerinin düzenlendiği menüdür.
2. Input Line : Bu pencerede, program kullanıcıya kullanılan konut ile ilgili yönlendirici mesajlar verir. Ayrıca tüm komutlar bu pencereden yazılı olarak verilebilir.
3. Toolbar : Kullanıcının sıkça kullandığı komutlar için kısa yollar bulunmaktadır. İsteğe bağlı olarak yeni kısa yollar bu bölüme eklenebilir.
4. Main Menu : Programın menüleri bulunmaktadır; preferences, preprocessor, solution, general postprocessor, design optimizer.
5. Graphics Window : Parçanın resminin, tüm konstrüksiyon aşamalarının ve analiz sonuçlarının görüntülendiği pencere.



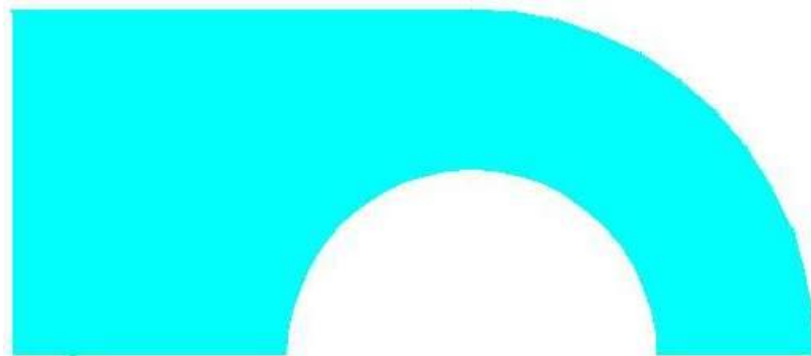
Şekil 6.6 : ANSYS® ana penceresi (Main Window)

6.2.3 ANSYS® Programı Kullanılarak Zincir Baklasının Gerilme Analizi

Sonlu elemanlar metodu ile zincir baklasının gerilme analizi ANSYS® programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yapacağımız analiz statik bir analizdir ve baklanın kalınlığı sabit (6 mm) olduğu için analiz iki boyutlu olarak yapılabilir. İncelenecek zincir baklası simetrik olduğundan parçanın çeyrek modelinin incelenmesi yeterlidir. Kuvvetin uygulanış şekline göre iki tip gerilme analizi yapılacaktır. Her analizde iki tip eleman (lineer ve kuadratik) kullanılacaktır.

6.2.3.1 Geometrinin Oluşturulması

Preprocessor menüsünün altındaki Modelling kısmındaki komutlar kullanılarak parçanın ¼'lük bölümü çizilir. (Şekil 6.7)

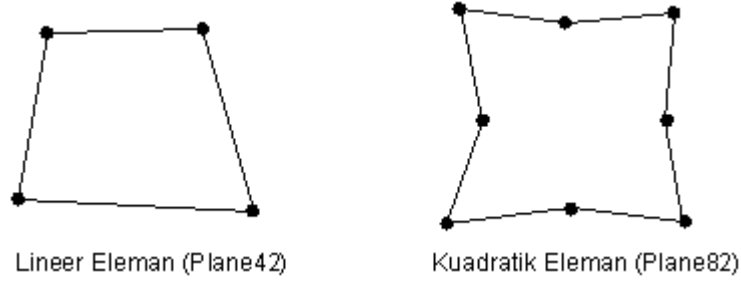


Şekil 6.7 ANSYS® programı ile çizilen baklanın çeyrek modeli

6.2.3.2 Baklanın sonlu elemanlara ayrılması

Karşılaştırma yapmak amacı ile zincir baklası iki ayrı eleman tipi kullanılarak sonlu elemanlara ayrılmıştır. Kullanılan eleman tipleri şekil 6.8’de görülmektedir.

- Bakla şekil 6.9’da görüldüğü gibi lineer eleman kullanılarak sonlu elemanlara ayrılır. Lineer eleman olarak iki boyutlu, dört düğüm noktalı Plane42 elemanı kullanılmıştır.
- Bakla şekil 6.10’da görüldüğü gibi kuadratik eleman kullanılarak sonlu elemanlara ayrılır. Kuadratik eleman olarak ise iki boyutlu sekiz düğüm noktalı Plane82 elemanı kullanılmıştır.



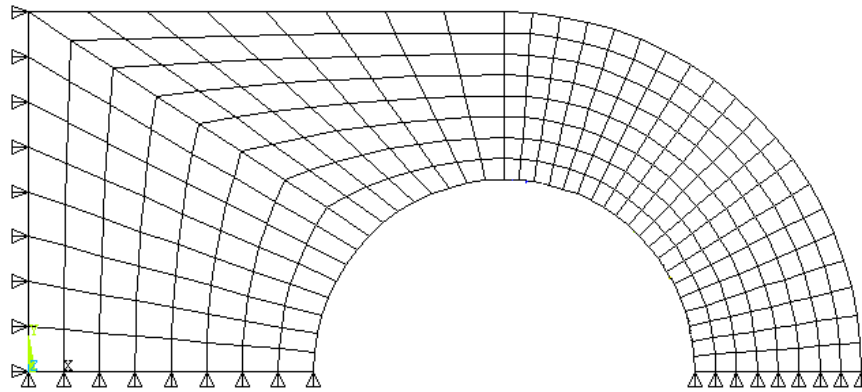
Şekil 6.8 Analizde kullanılan lineer ve kuadratik elemanlar

6.2.3.3 Malzeme bilgilerinin girilmesi

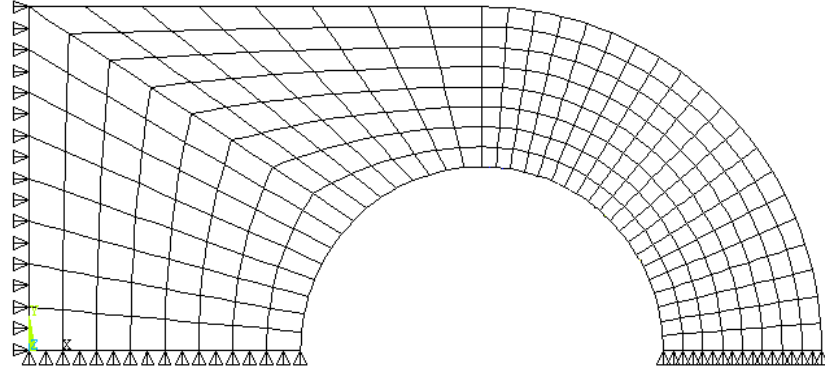
Lamelli zincir baklasının Young Modülü (E) $2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ (2,1E5), Poisson oranı 0,3 ve yoğunluğu $76,9 \cdot 10^{-6}$ (76,9E-6) olarak programa giriş yapılır.

6.2.3.4 Parçanın mesnetlenmesi

Şekil 6.9 ve 6.10’da görüldüğü, gibi baklanın dikey kenarı sadece x eksenı boyunca sabit tutulurken, yatay kenarı ise sadece y eksenı boyunca sabit tutulmaktadır.



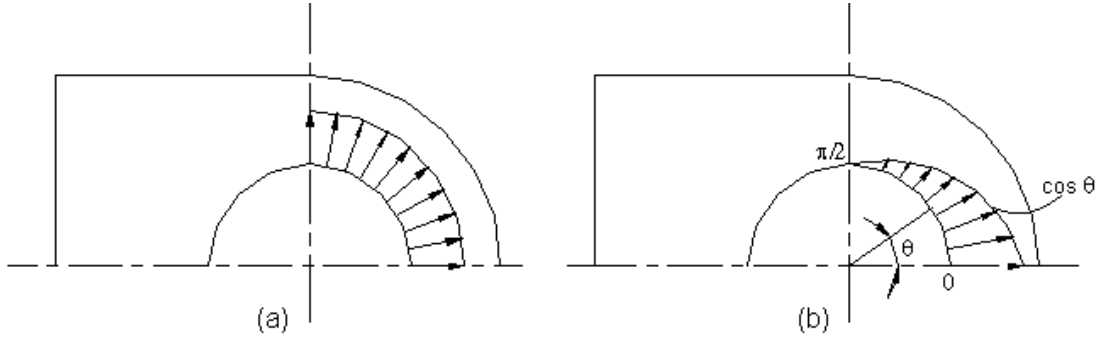
Şekil 6.9 Baklanın lineer elemanlar kullanılarak sonlu elemanlara ayrılmış ve mesnetlenmiş durumu



Şekil 6.10 Baklanın kuadratik eleman kullanılarak sonlu elemanlara ayrılmış ve mesnetlenmiş durumu

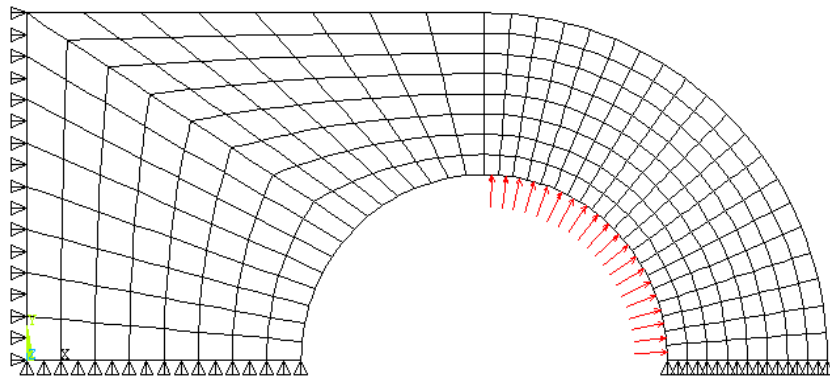
6.2.3.5 Zincir baklasına kuvvetlerin uygulanması

Zincir baklasının, iki tip yükleme için, gerilme analizi yapılmıştır.



Şekil 6.11 Zincir baklasına yükleme durumları
a) Uniform durum b) Uniform olmayan durum

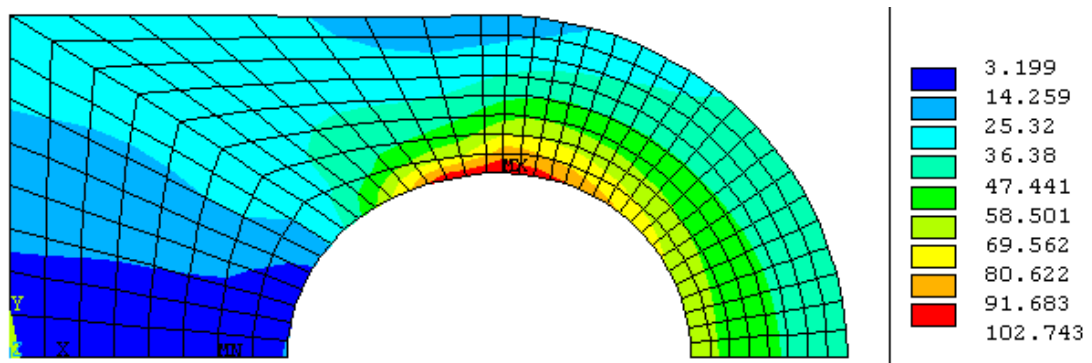
- a) İlk durumda kuvvetin bakla deliğine şekil 6.11a’da görüldüğü gibi uniform dağıldığı kabul edilmiştir. Bu duruma uygun olarak, baklanın kuadratik elemanlarla sonlu elemanlara ayrılmış, mesnetlenmiş ve uniform yüklenmiş durumu şekil 6.12’de görülmektedir.



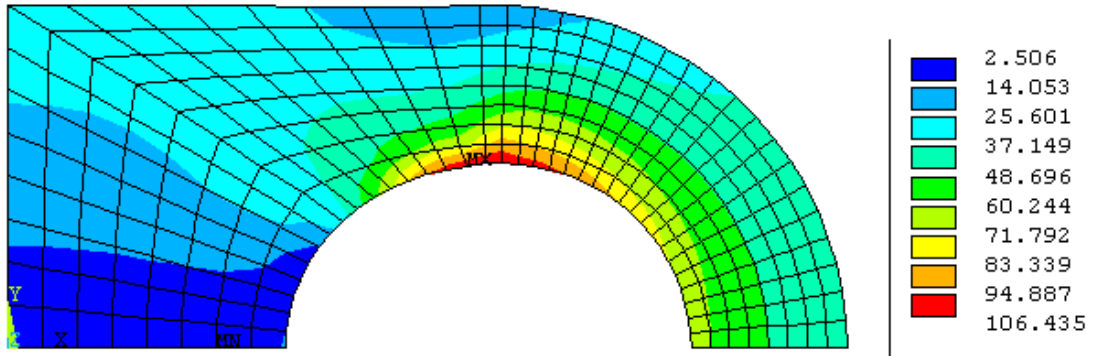
Şekil 6.12 Uniform yükleme durumu

Daha sonra, solution menüsünün altındaki solve komutundan “Current LS” seçilerek bilgisayara çözüm yaptırılır.

Şekil 6.14’de uniform yükleme durumu için lineer eleman kullanılarak yapılan analizde elde edilen Von Mises gerilme dağılımı görülmektedir. Maksimum gerilme $102,74 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunmuştur. Şekil 6.15’de ise yine uniform yükleme durumu için kuadratik eleman kullanılarak yapılan analizde elde edilen Von Mises gerilme dağılımından maksimum gerilme değerinin $106,44 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunduğu görülmektedir. Görüldüğü gibi arada fazla bir fark yoktur ve her iki gerilme dağılımında da maksimum gerilme pim değinin ortasında bulunmaktadır.

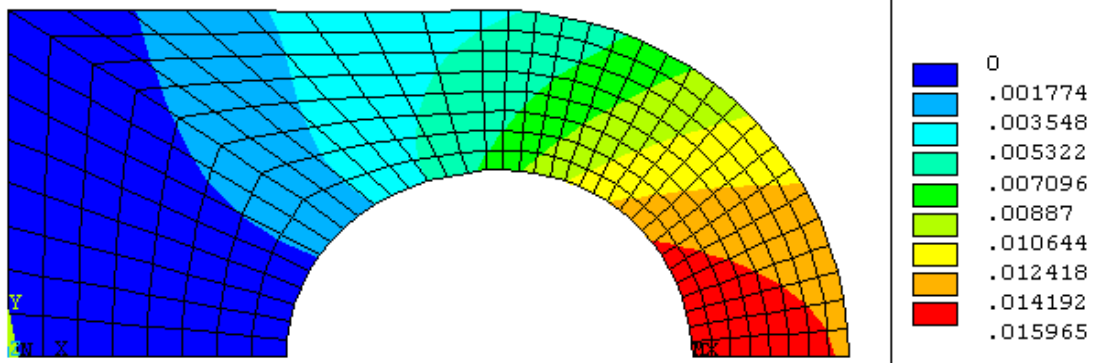


42

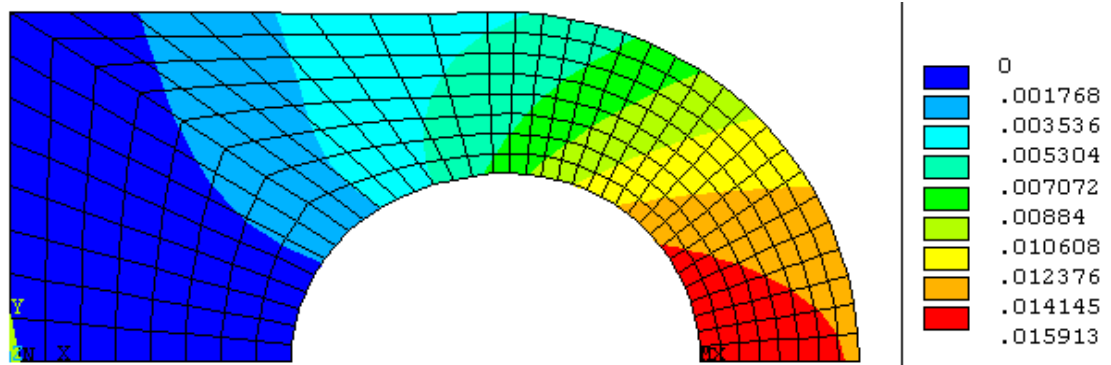


Şekil 6.15 Kuadratik eleman kullanılarak yapılan uniform yükleme durumu için Von Mises gerilme dağılımı

Uniform yükleme ile yapılan analiz sonucu oluşan deformasyon dağılımları şekil 6.16’da ve 6.17’de görülmektedir. Lineer ve kuadratik eleman kullanımı yaptığımız analizlerde fark edilir bir değişim yaratmamıştır.

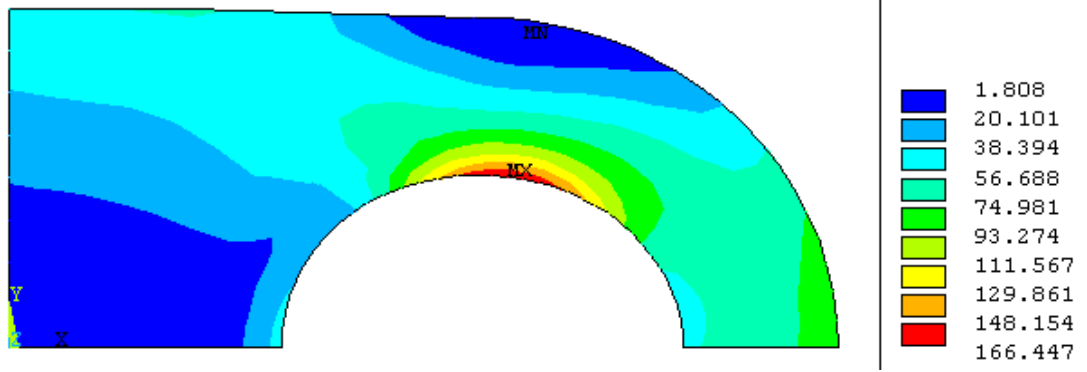


Şekil 6.16 Uniform yükleme için deformasyon dağılımı (Lineer eleman kullanılarak yapılan analiz için)

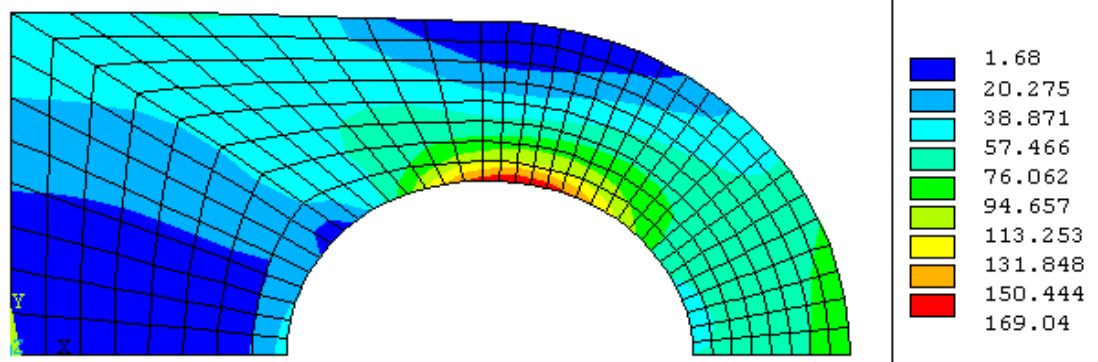


Şekil 6.17 Uniform yükleme için deformasyon dağılımı (Kuadratik eleman kullanılarak yapılan analiz için)

Uniform olmayan yükleme durumu için yapılan analizlerde maksimum gerilme daha yüksek bulunmuştur. Şekil 6.18’de lineer eleman kullanılarak yapılan analizin, şekil 6.19’da ise kuadratik eleman kullanılarak yapılan analizin Von Mises gerilme dağılımları görülmektedir.

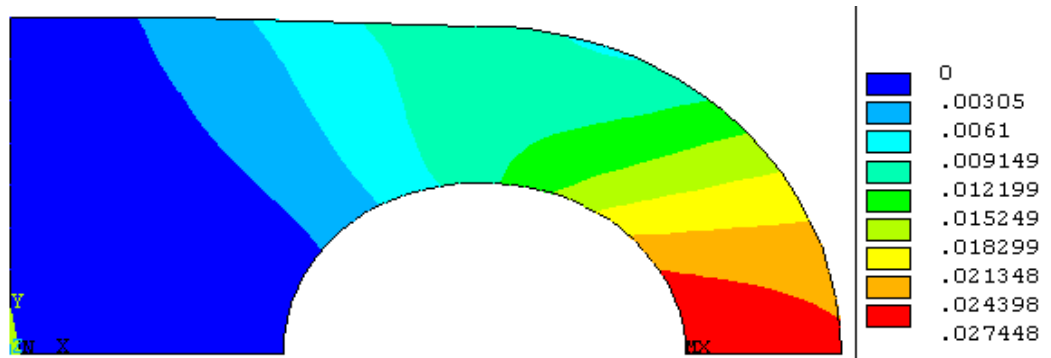


Şekil 6.18 Uniform olmayan yüklemde, lineer eleman kullanıldığı durum için Von Mises gerilme dağılımı

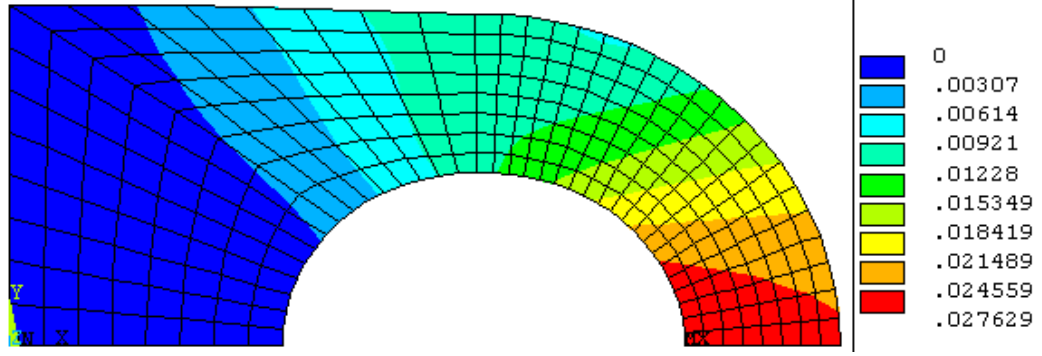


Şekil 6.19 Uniform olmayan yüklemde, kuadratik eleman kullanıldığı durum için Von Mises gerilme dağılımı

Uniform olmayan yüklemde lineer elemanla maksimum gerilme $166,45 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunurken, kuadratik elemanla $169,04 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunmuştur. Değişik eleman kullanımı önemli bir fark oluşturmamakla birlikte, bu gerilme değerleri uniform yüklemde elde edilen gerilme değerlerinden oldukça fazladır. Bu durum deformasyon dağılımları için de gözlenmektedir. Şekil 6.20 ve şekil 6.21’de görülen lineer ve kuadratik elemanlar için deformasyon dağılımları arasında fark görülmemektedir ve oluşan deformasyonlar uniform yükleme durumundakinden daha fazladır.



Şekil 6.20 Uniform olmayan yükleme için deformasyon dağılımı (Lineer eleman kullanılarak yapılan analiz için)



Şekil 6.21 Uniform olmayan yükleme için deformasyon dağılımı
(Kuadratik eleman kullanılarak yapılan analiz için)

6.3 Sınır Elemanları Metodu ile Zincir Baklasının Gerilme Analizi

6.3.1 Sınır Elemanları Metodu

6.3.1.1 Genel

Sınır elemanları metodunda, ilgilenilen alanın yalnızca sınırlarının ayrıştırılır ve incelenir. Bu yöntemde; 3D analizler için tüm hacim yerine yalnızca yüzeyin, 2D analizler için ise tüm alanın yerine yalnızca sınırların göz önüne alınması yeterlidir.

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.

İki boyutlu ve aksisimetrik problemler için kullanılan eleman tipi çizgi elemanlardır. Ancak bunlar eğri şeklinde de olabilirler. İki boyutlu problemlerde kullanılan eleman tipleri şekil 6.22’de görülmektedir. Tüm çizgi elemanlarının üç ağ noktası vardır. Bu üç geometrik nokta, elemanın konumunu ve eğriliğini tanımlar. Ayrıca her elemanda değişik sayıda düğüm noktası vardır. Düğüm noktaları problem değişkenlerini hesaplamak için kullanılırlar. Elemandaki düğüm noktası sayısı, elemanın derecesine bağlıdır.



Şekil 6.22 İki boyutlu problemlerde kullanılan eleman tipleri
a) Sabit b) Doğrusal c) Kuadratik

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

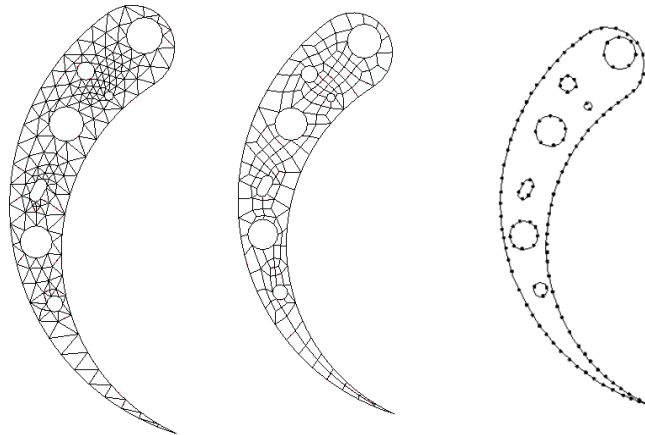
Sınır elemanları yöntemi sınırlı ve sınırsız problemlere çözüm getirmektedir. Özellikle sınırsız tanımlanan zemin mekaniği uygulamaları, havada hareket eden rüzgar ve ses titreşimi gibi modellerde çok iyi sonuçlar vermektedir.

6.3.1.2 Sınır ve Sonlu Eleman Metodlarının Karşılaştırılması

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

Sınır Elemanları Yönteminin Üstünlükleri

Sınır elemanları yöntemiyle sonlu elemanlar yönteminin karşılaştırılması için örnek olarak bir türbin kanadı kesiti iki görünüşüyle şekil 6.23’de verilmiştir. Şekil 6.23’de türbin kanadının üçgen ve dörtgen elemanlarla ayrıştırılmış 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 6.23 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 kullanılabilecek sınır elemanları ağının

düzenlenmesi ise kolaydır. Sınır elemanları metodunu üstünlüklerini söyle sıralanabilir;

a) Sınır elemanları yönteminde sadece yüzeyin modellenmesinden dolayı veri hazırlama zamanı kısadır. Ayrıca ağlarda yapılan değişiklikler daha kolaydır.

b) İç noktalar için daha başka bir yaklaşım tekniği kullanıldığından gerilme tam olarak hesaplanmaktadır.

c) Problemlerin çoğunda analizi yapılacak alan sınırdaki ya da alanın içinde belli bölgededir. Yani tüm iç alanın analizine gerek yoktur. Sınır elemanları metodunda da buna uygun olarak öncelikle sınır çözümü yapılır sonra istenirse iç noktaların bağımsız çözümü yapılır. Sonlu elemanlarda ise tüm iç alanın çözümü yapılır.

d) Sınır elemanları yönteminde, sonlu elemanlar yöntemi ile aynı seviyedeki doğruluk için daha az düğüm noktası ve eleman kullanılmaktadır. Bu da daha az bilgisayar zamanı ve depolama işlemine olanak tanır.

Sonlu Elemanlar Yönteminin Üstünlükleri

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

a) Çok kolay olmayan matematiksel işleme sahip olması.

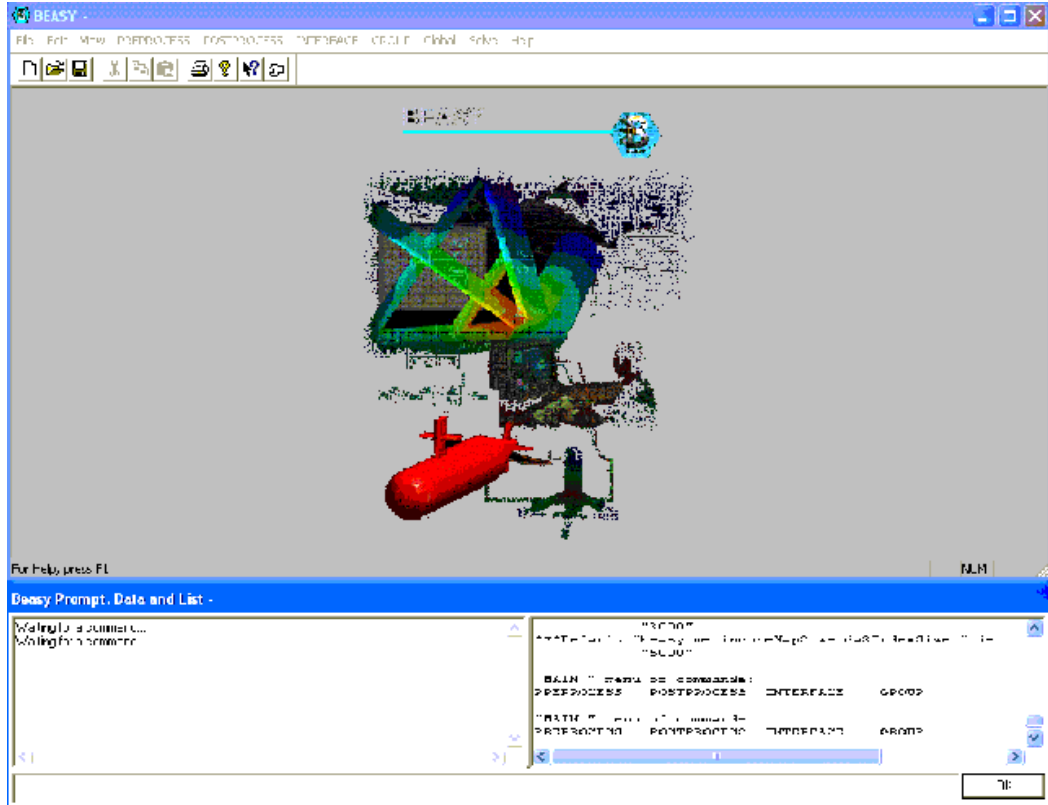
c) Sonlu elemanlar yaklaşımı ince cidarlı kabuk problemleri için daha çok uygundur. Sınır elemanları metodu, ince kabuk analizini çok iyi yapamamaktadır. Bunun sebebi büyük yüzeyin hacime olan oranından ve düğüm noktalarının kabuk kalınlığının her iki tarafında civara yakın olmasından kaynaklanmaktadır.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

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.

6.3.2 BEASY® Analiz Programı

Bu tez çalışmasında baklanın sınır elemanları metodu ile analizi için BEASY® programı kullanılmıştır. Ana ekranı, şekil 6.24’de görülen BEASY® programı tamamen analiz amacıyla tasarlanmış bir yazılımdır. Bu nedenle ANSYS® programında olduğu gibi, BEASY® programının da tasarım modülü zayıf olmasına karşın diğer CAD (Solid Works, AutoCad, vb.) programlarıyla tasarlanan bir parçanın kolayca BEASY® ortamına aktarılması imkanının olmasıyla bu zayıflık önemli bir sorun yaratmamaktadır.

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.



Şekil 6.24 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.

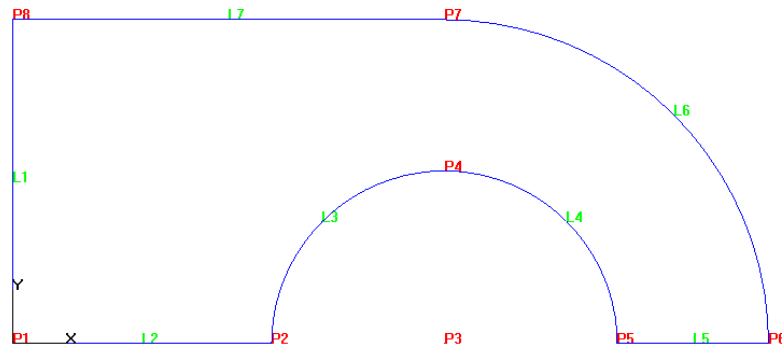
6.3.3 BEASY[®] Programı Kullanarak Lamelli Zincirin Gerilme Analizi

ANSYS[®] programı ile yapılan analizde olduğu gibi statik, iki boyutlu bir analiz yapılacaktır ve baklanın çeyrek modelinin incelenmesi yeterlidir. Kuvvetin uygulanış şekline göre iki tip analiz yapılacaktır.

- Kuvvetin pim deliği içinde uniform olduğu kabul edilerek
- Kuvvetin pim deliği içinde uniform dağılmadığı kabul edilerek

6.3.3.1 Geometrinin Oluşturulması

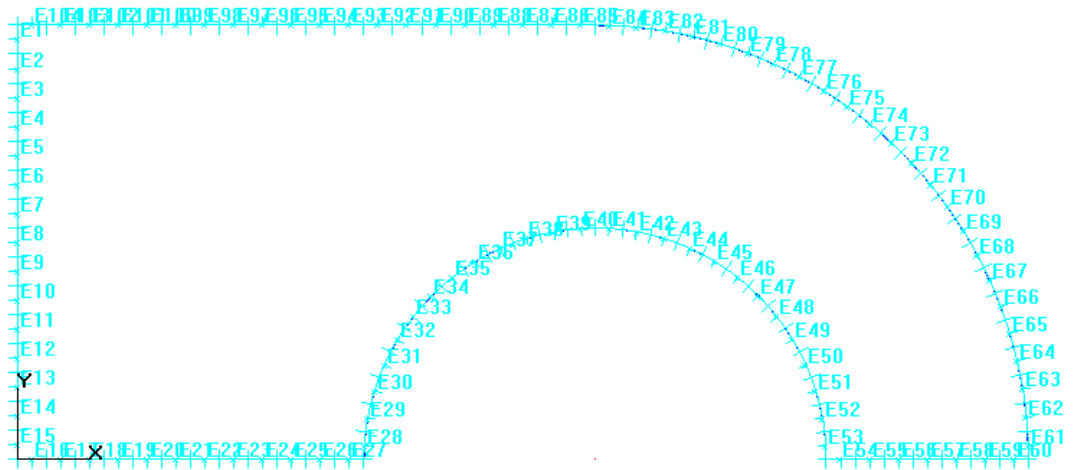
Geometrinin oluşturulması için, ilk adımda programa gerekli noktalarının koordinatları girilir ve bu noktalar birleştirilerek doğru ve eğrilerle lamelli zincir baklasının, şekil 6.25’de görüldüğü gibi, çeyrek modeli elde edilmiş olur.



Şekil 6.25 Baklanın çeyrek modelinin çizimi

6.3.3.2 Baklanın Sınır Elemanlarına Ayrılması

Elemanlar oluşturulmadan önce eleman tipi belirlenmelidir. Analizde kuadratik elemanlar kullanılacaktır. Elemanlara ayırma işlemi manuel veya otomatik olarak yapılabilir. Manuel olarak yapıldığı zaman her çizgi üzerine kaç eleman yerleştirileceği tek tek belirtilir. Otomatik olarak elemanlara ayırmada ise elemanların minimum ve maksimum boyutların girilmesi gerekir. Yapılan analizde elemanlar otomatik olarak girilmiştir. Minimum eleman boyutu 1 ve maksimum eleman boyutu 2 olarak girilmiştir. Bunun sonucu olarak model 104 adet sınır elemana ayrılmıştır. Şekil 6.26’da görüldüğü gibi incelenen modelinin sadece sınırları elemanlara ayrılmıştır.



Şekil 6.26 Bakla modelinin sınır elemanlarına ayrılması

6.3.3.3 Malzeme Bilgilerinin Girilmesi

Zincir malzemesi St60 için ANSYS® programına girilen bilgiler aynen BEASY® programına da girilmiştir.

6.3.3.4 İç Noktaların Oluşturulması

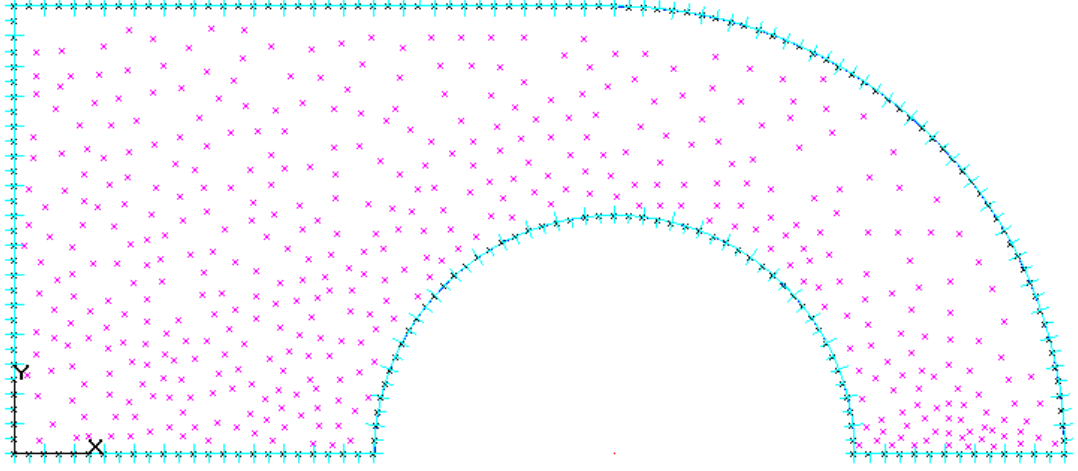
Programda, sınır çözümünü yaptıktan sonra malzeme içindeki verilmiş iç noktaların da çözümünü yapar. Analizde bazı iç noktalar oluşturmasının başlıca iki sebebi vardır: Malzeme içindeki belirli noktaların sonuçlarının öğrenilmesi ve analiz sonunda, gerilme dağılımı gibi akış diyagramlarının daha yumuşak çizgilerle çizilmesi.

BEASY® programında bu iç noktalar üç şekilde oluşturulur:

- Klavye ile koordinatlar belirtilerek istenilen yere iç nokta konması sağlanır.

- Mouse aracılığıyla şekil üzerinde işaretlenen yere iç nokta konulur.
- Program otomatik olarak analizi yapılacak bölgeye (bu daha çok yukarıda bahsedilen ikinci nedenden dolayı) bu noktaları oluşturur.

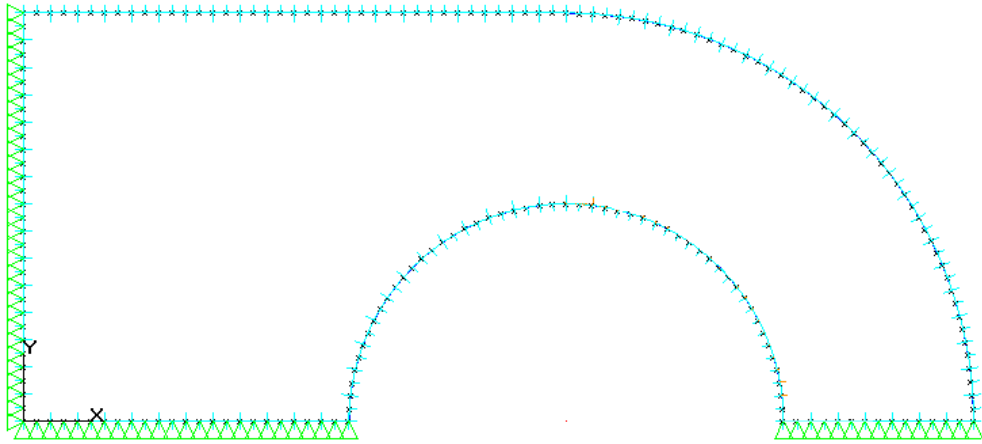
Yapılan analizde iç noktalar otomatik olarak oluşturulmuştur. (Şekil 6.27)



Şekil 6.27 Baklanın iç noktalarının oluşturulması

6.3.3.5 Baklanın Mesnetlenmesi

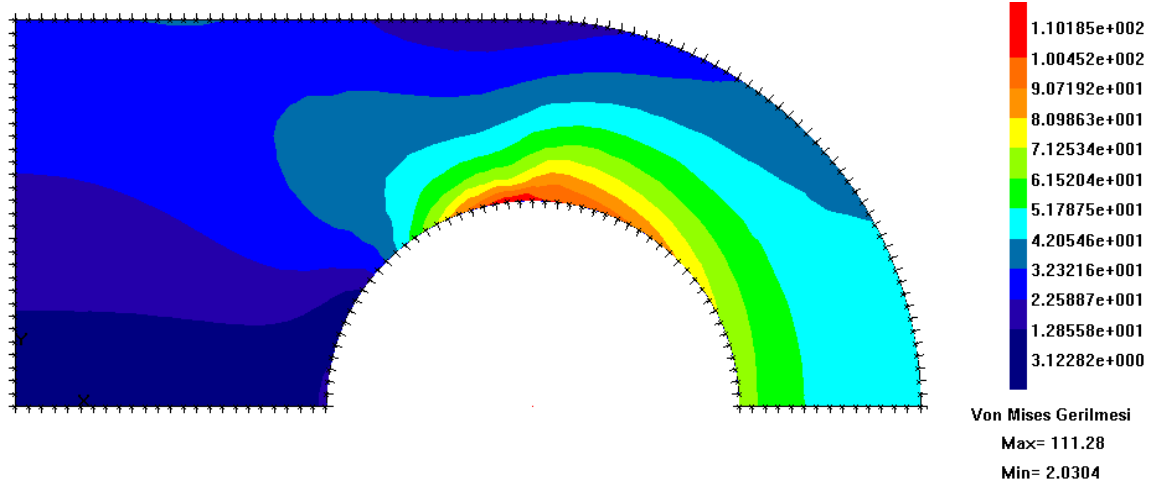
Parçanın mesnetlenmesi FEM analizindeki gibi yapılmıştır. Baklanın dikey kenarı sadece x eksenini boyunca sabit tutulurken, yatay kenarı ise sadece y eksenini boyunca sabit tutulmaktadır. (Şekil 6.28)



Şekil 6.28 Zincir baklasının mesnetlenmesi

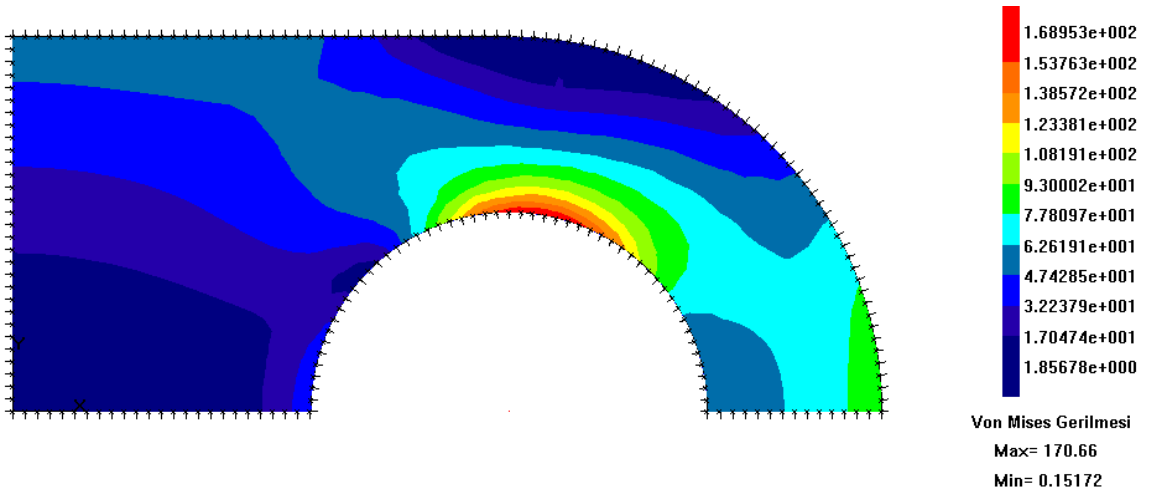
6.3.3.8 Gerilme Analizi Sonuçları

Şekil 6.31’de baklanın, uniform yükleme durumu için, Von-Mises gerilme dağılımı görülmektedir. Analizde maksimum gerilme $111,28 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunmuştur.



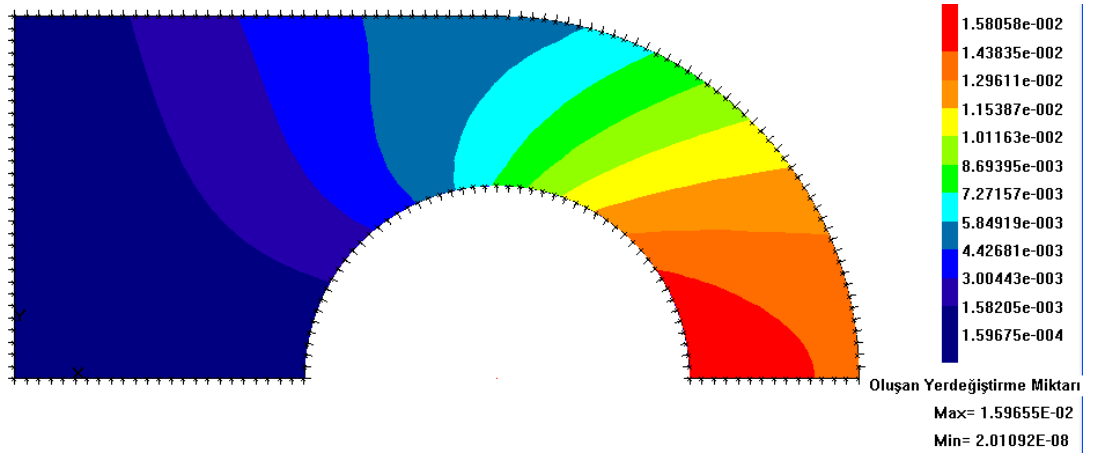
Şekil 6.31 Uniform yükleme durumu için Von-Mises gerilme dağılımı

Şekil 6.32’de ise uniform olmayan yükleme durumu için Von-Mises gerilme dağılımı görülmektedir. Bu analiz sonucu uniform yükleme ile yapılan analiz ile karşılaştırıldığında, maksimum gerilmenin olduğu yer yakın gibi görülmesine karşın maksimum gerilme değeri $170,66 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunmuştur.

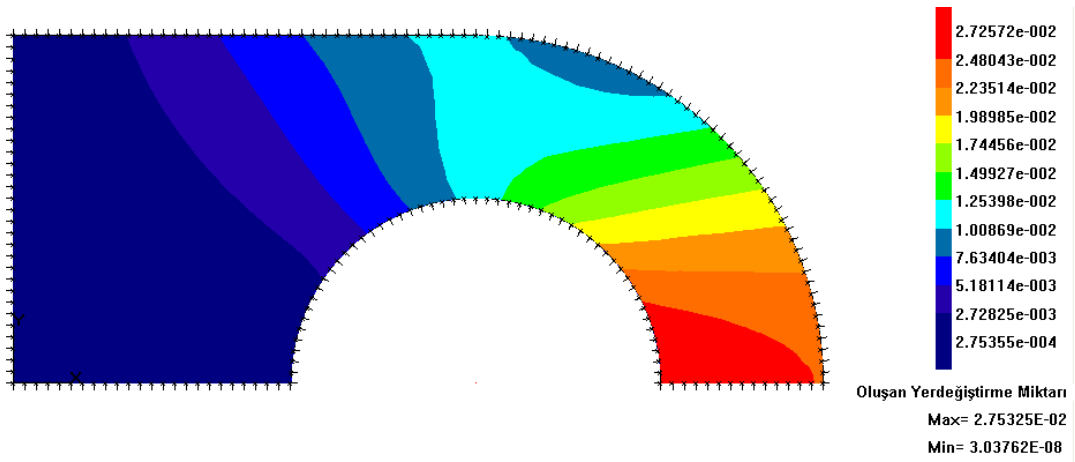


Şekil 6.32 Uniform olmayan yükleme durumu için Von-Mises gerilme dağılımı

Deformasyon dağılımları şekil 6.33 ve 6.34’de görülmektedir. Uniform ve uniform olmayan yükleme durumları için deformasyon dağılımları aynı gibi gözükmesine rağmen yerdeğiştirme değerleri olarak önemli farklar bulunmaktadır.

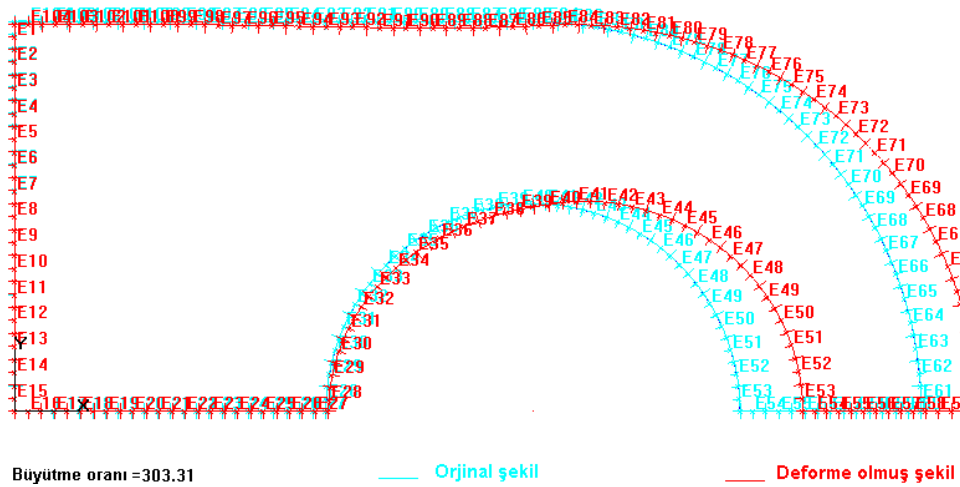


Şekil 6.33 Uniform yükleme durumu için deformasyon dağılımı

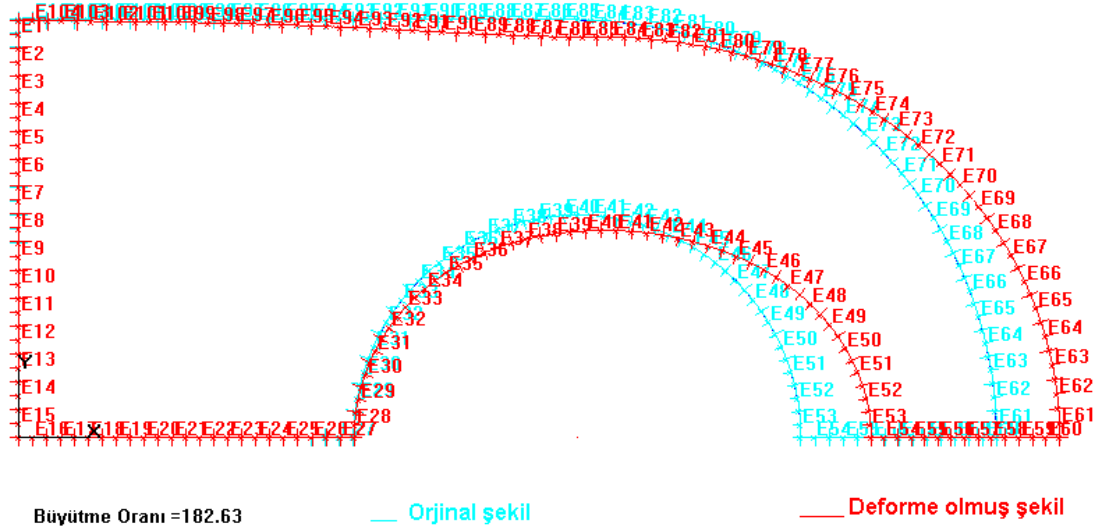


Şekil 6.34 Uniform olmayan yükleme durumu için deformasyon dağılımı

Şekil 6.35 ve 6.36'da baklanın uniform yükleme için 303 kez ve uniform olmayan yükleme için 182 kez büyültülmüş deformasyon durumu görülmektedir. Uniform olmayan yüklemede daha fazla deformasyon olduğu görülmektedir.

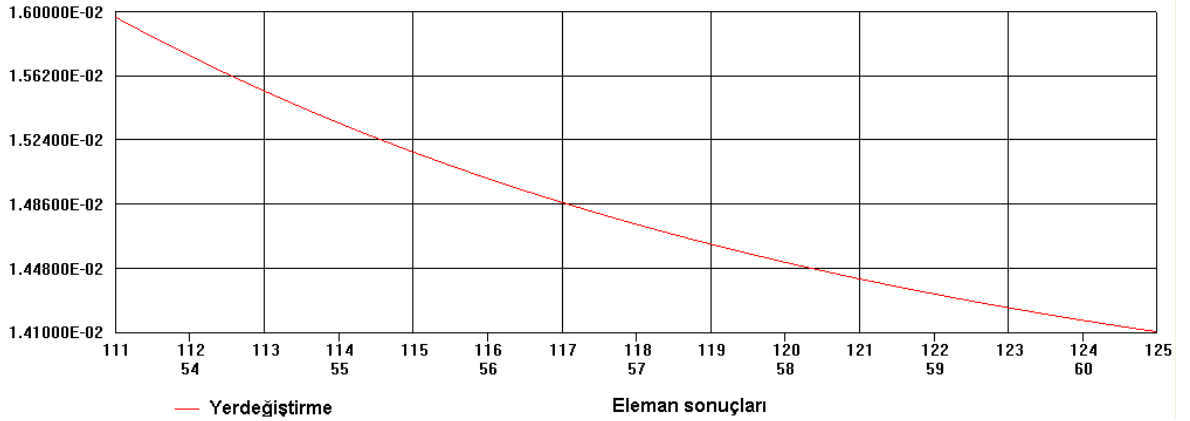


Şekil 6.35 Uniform yükleme için deformasyon durumu



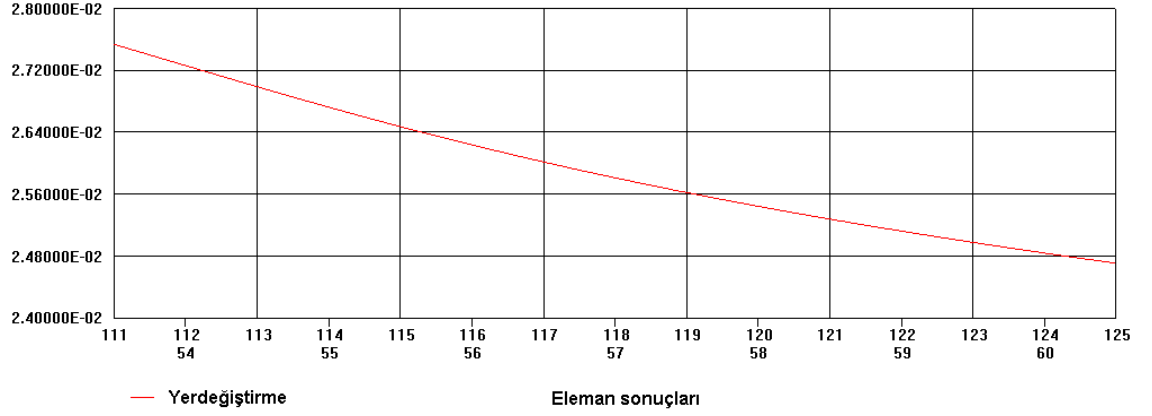
Şekil 6.36 Uniform olmayan yükleme için deformasyon durumu

Zincir baklasının maksimum deformasyon bölgesindeki eleman deformasyonları (uniform yükleme hali için) incelenecek olunursa maksimum yerdeğiştirmenin 54. elemanda olduğu görülür. (Şekil 6.37) Uniform olmayan yükleme halinde de aynı elemanda maksimum deformasyon gözlenmektedir fakat yerdeğiştirme miktarı daha fazladır. (Şekil 6.38).



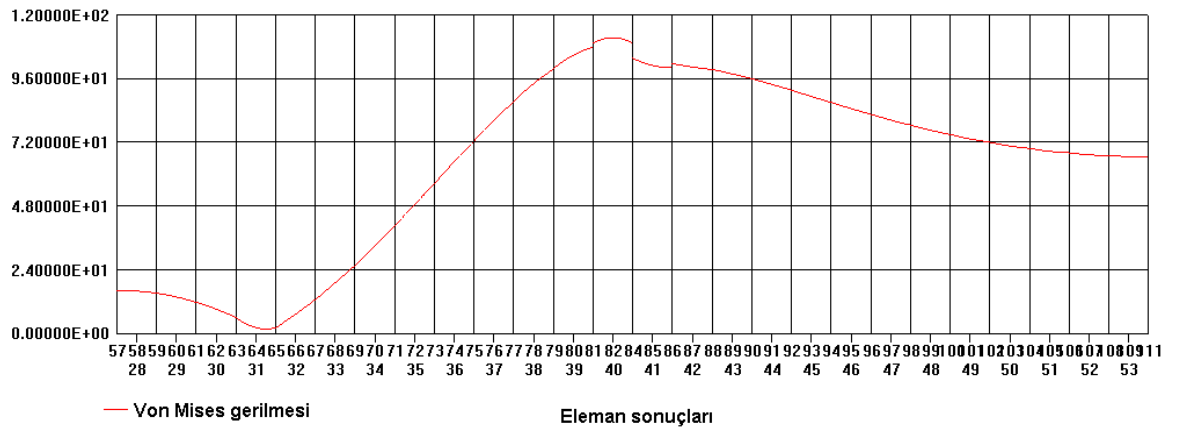
Şekil 6.37 Uniform yükleme hali için maksimum deformasyon bölgesindeki eleman deformasyonları

Maksimum deformasyon bölgesi pim deliğinin sağ ucunda kalan mesnetlenmiş yatay kenardır. Maksimum eleman deformasyonu elde edilen 54. eleman da bu kenarın sol başında yer almaktadır.

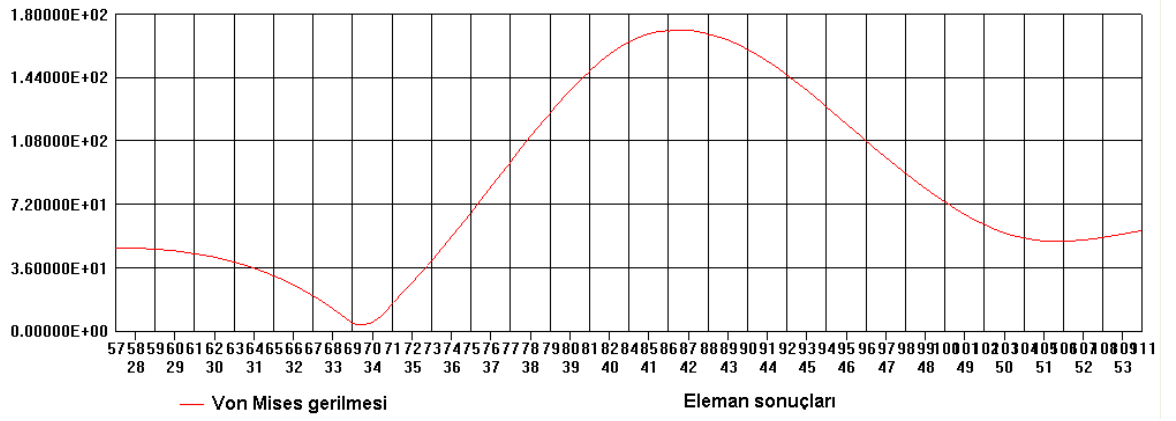


Şekil 6.38 Uniform olmayan yükleme hali için maksimum deformasyon bölgesindeki eleman deformasyonları

Şekil 6.39'daki grafikte pim deliği etrafındaki Von-Mises gerilme değerleri görülmektedir. Bu grafik uniform yükleme hali için yapılan analize aittir. Maksimum gerilme 40. elemanda görülüyor ve bu eleman pim deliğinin tam ortasında bulunmaktadır. Şekil 6.40'da ise aynı grafik uniform olmayan yükleme hali için çıkarılmıştır. Bu analizde maksimum gerilme 42. elemanda oluşmaktadır ve görüldüğü gibi uniform gerilmeye göre maksimum gerilmenin konumu iki eleman sağa kaymıştır. İki grafik karşılaştırılacak olunursa, daha önceki gerilme dağılımlarında da görüldüğü gibi maksimum gerilme uniform olmayan yükleme durumunda daha fazladır.



Şekil 6.39 Uniform yükleme hali için pim deliği etrafındaki Von-Mises gerilme değerleri



Şekil 6.40 Uniform olmayan yükleme hali için pim deliği etrafındaki Von-Mises gerilme değerleri

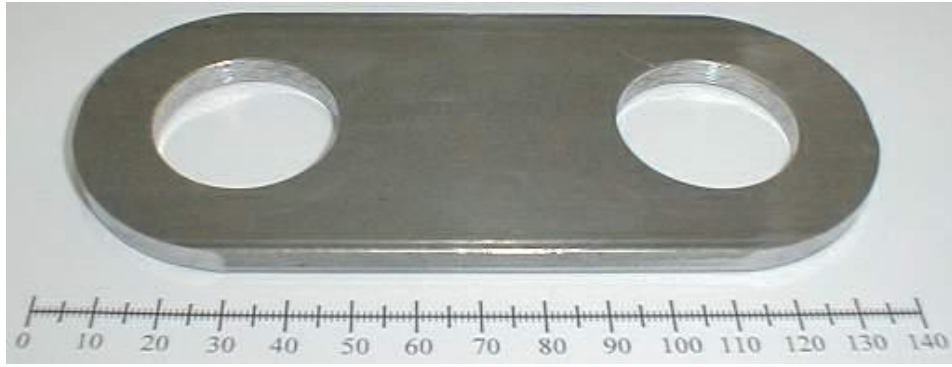
7. ZİNCİR BAKLASININ DENEYSEL GERİLME ANALİZİ

7.1 Giriş

Modern sayısal yöntemlerde, gerçek problemin yerine daha basit eşdeğer bir modeli kullanıldığından, elde edilen sonuçlar net sonuçlar değildir, bazı kabuller içerir ve sonuçların dikkatli değerlendirilmesi gereklidir. Bu sebeple, bu tez çalışmasında baklanın deneysel gerilme analizi yapıldı ve bu bölümde yapılan çalışma özetlenmiştir.

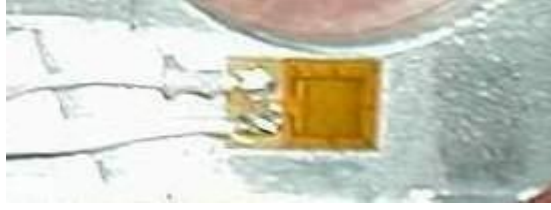
Zincir baklasının deneysel gerilme analizinde kullanılan deney araçları hakkında aşağıda kısaca bilgi verilmiştir.

1. Deneyde kullanılan baklanın resmi şekil 7.1’de görülmektedir. Bakla malzemesi St37 olarak seçilmiştir ve daha önce bölüm 4’de belirlenen boyutlara göre imal edilmiştir.



Şekil 7.1 Deneyde kullanılan zincir baklası

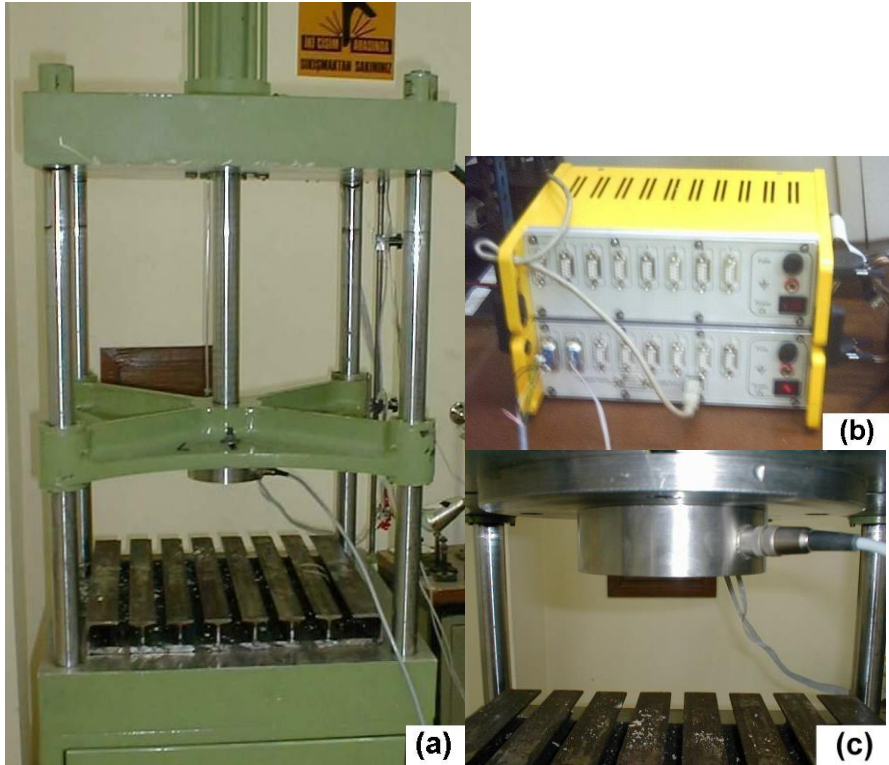
2. Strain-Gage : Strain-Gageler, direnci bilinen bir metal tele aksenal çekme kuvveti uygulanarak elde edilen direnç değişiminden, şekil değişimi miktarının elde edilmesi prensibi ile çalışırlar. Bu deneyde, gage faktörü 2,070 ($\pm 0,5\%$) olan bir strain-gage kullanılmıştır. Strain-gage’in bakla yüzeyine yapıştırılmış hali şekil 7.2’de görülmektedir.



Şekil 7.2 Deneyde kullanılan strain-gage

3. Deney düzeneği, test makinası, veri toplama sistemi ve yük hücresi olmak üzere üç kısımda özetlenilebilmektedir.

- Test makinası, (Home-Mode Universal Testing Machine) şekil 7.3a’da görülmektedir. Hidrolik olarak tahrik edilen makinanın maksimum uygulayabileceği kuvvet 10 tondur.

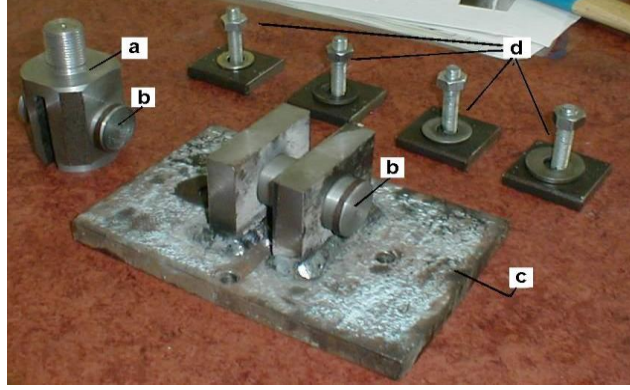


Şekil 7.3 Deney düzeneği a) Test makinası b) Veri toplama sistemi
c) Yük hücresi (load cell)

- Veri toplama sistemi olarak şekil 7.3b’de görülen ESAM-Traveller tip 16 kanallı bir cihaz kullanılmıştır. Bilgisayar tarafından kontrol edilebilen bu cihaza strain-gage ve yük hücresi bağlanmaktadır.
- Kuvvet ölçümü için kullanılan yük hücresi (load cell), veri toplama sisteminin kanallarından birine bağlanır. Şekil 7.3c’de yük hücresi deney test makinasına bağlı olarak görülüyor.

4. Zincir baklasını deney düzeneğine bağlamak için kullanılan yardımcı elemanlar şekil 7.4’de görülmektedir. Bu elemanlar :

- a) Üst kafa
- b) Bakla deliğinden geçen pimler
- c) Alt tabla
- d) Tablayı tezgaha bağlamak için kullanılan elemanlar



Şekil 7.4 Baklanın test makinasına bağlanmasında kullanılan yardımcı elemanlar

7.2 Deneyin Yapılışı

İlk olarak strain-gage bakla yüzeyine yapıştırılmıştır. Malzemede oluşan deformasyonların gage’e doğru olarak iletilmesi için yapıştırma işlemi önemlidir. Yapıştırma işleminden önce yüzey temizlenmiştir. Strain gage cımbızla zarfindan çıkarılır, temiz bir yüzeye konur ve üzerine seloteyp yapıştırılır. Bakla üzerine hızlı yapıştırıcı sürülür ve hafifçe kaldırılan gage seloteyp ile beraber zemine yapıştırılır. Parmak ile strain gage üzerine bir miktar basınç uygulanır. Bu sayede fazla yapıştırıcı ve varsa fazla hava dışarıya atılır. Kablolar gage’e lehimlenir. Deney sırasında kabloların hareket ederek gage bağlantısına zarar vermemesi için kablolar bakla yüzeyine silikonla yapıştırılmıştır. Daha sonra seloteyp dikkatlice kaldırılır. Strain gage’in bakla yüzeyine yapıştırılmış hali şekil 7.5’de görülmektedir.



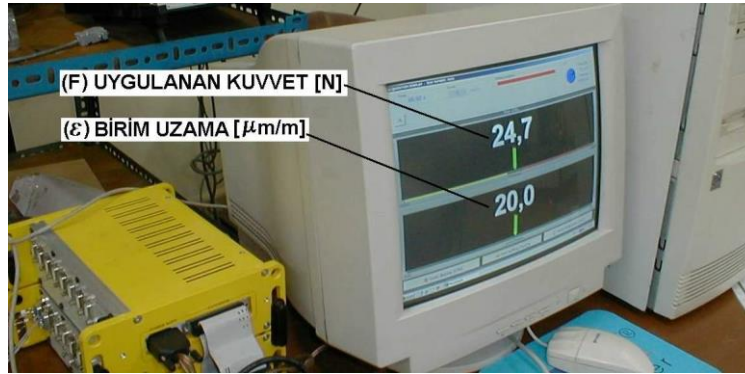
Şekil 7.5 Strain gage’in zincir baklası üzerine yapıştırılmış durumu

Daha sonra üzerine strain-gage ve kablolar yapıştırılmış zincir balkası şekil 7.4’de görülen elemanlar kullanılarak test makinasına bağlanır. Üst kafa yük hücresine oturtulur, alt tabla vidalar kullanılarak tezgaha bağlanır. Bakla deliklerinden pimler geçilerek, şekil 7.6’da görüldüğü gibi bakla test sistemine bağlanmış olur. Daha sonra test makinasının sıfır ayarı yapılarak, sistem ön gerilmesiz hale getirilir.



Şekil 7.6 Baklanın test makinasına bağlanmış hali

Zincir baklasına, sıfırdan başlayarak artan yükler uygulanır. Maksimum değer olarak 35000 - 40000 [N]’a kadar çıkılır. Daha sonra yük yavaş yavaş azaltılır. Bu işlem üç defa tekrarlanmıştır ve strain-gage’de oluşan birim uzama miktarları gözlenmiştir. Uygulanan kuvvet [N] ve strain-gage’den elden edilen birim uzama miktarı [$\mu\text{m}/\text{m}$] olarak bilgisayar ekranından okunabilmektedir. (Şekil 7.7)



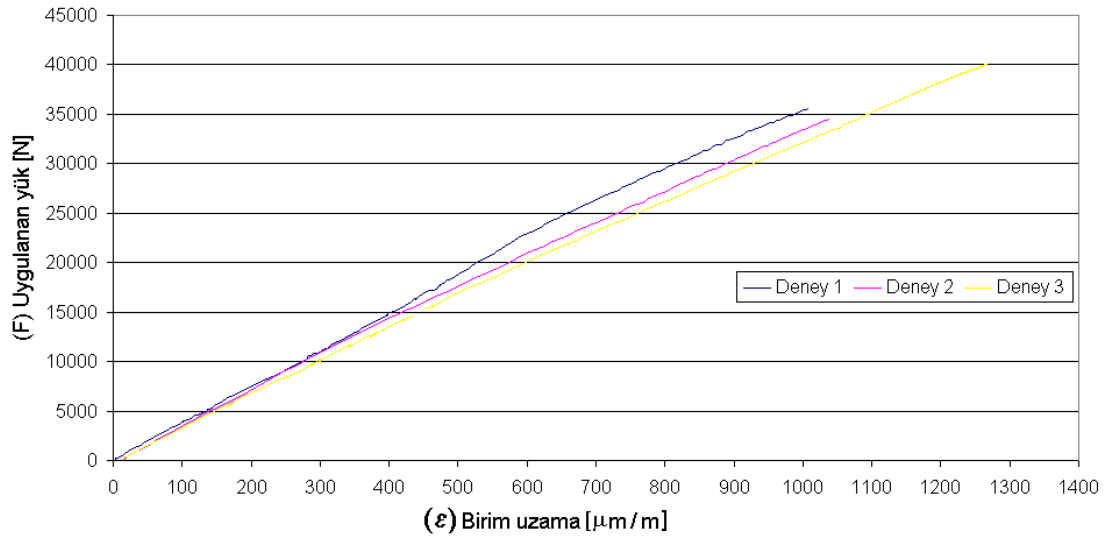
Şekil 7.7 Uygulanan kuvvetin ve birim uzamanın bilgisayar ekranındaki görüntüsü

Birim uzama, ε , denklem (7.1) ile ifade edilmektedir. Δl , uzama miktarı [m] ve l [m] ise uzama öncesindeki boyu ifade etmektedir ve ε , birimsizdir. (Bu nedenle, bilgisayardan okunan değerler 10^{-6} ile çarpılmalıdır.)

$$\varepsilon = \Delta l / l = [\text{m/m}] \text{ (Birimsiz)} \quad (7.1)$$

7.3 Deney Sonuçları

Yapılan üç deney sonucu uygulanan kuvvetlere karşılık gelen birim uzama miktarları şekil 7.8'deki grafikte görülmektedir.



Şekil 7.8 Kuvvet – Birim uzama grafiği

Yapılan deneysel gerilme analizi elastik bölgede gerçekleşmiştir ve elastik bölgede gerilme ile birim uzama (şekil değiştirme) arasında denklem (7.2) ile tanımlanan bağıntı vardır.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (7.2)$$

Bu bağıntıda:

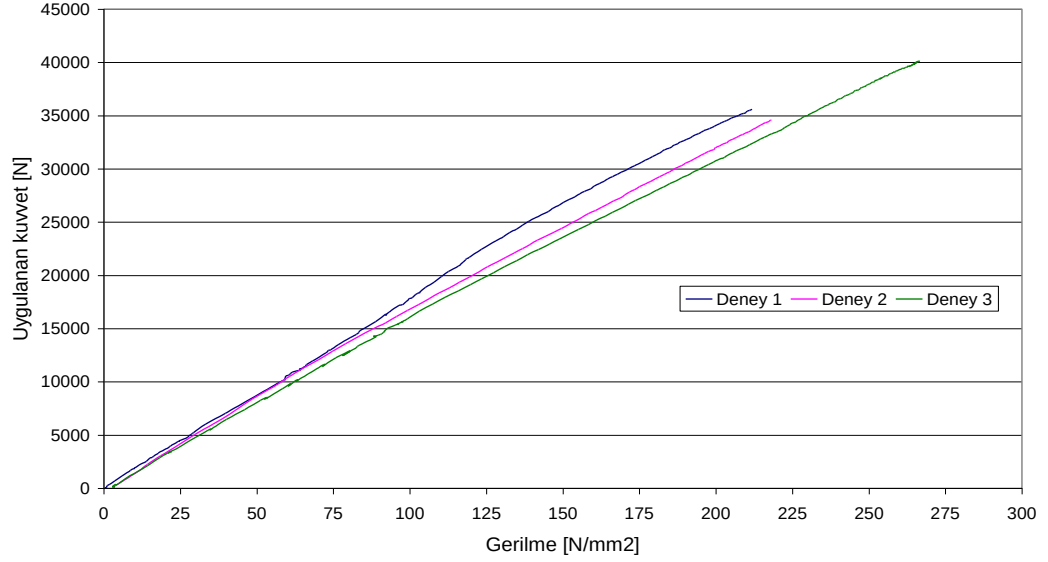
σ : Gerilme [N/mm^2]

E : Elastisite modülü (Young Modülü) [N/mm^2]

ε : Birim uzama (şekil değiştirme)

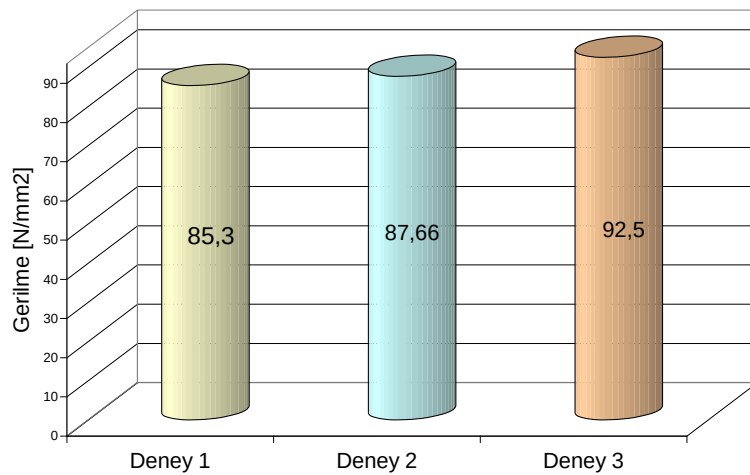
Denklem (7.2) kullanılarak, deneyde elde edilen birim uzama değerlerinden gerilme değerlerine geçiş yapılabilmektedir ($E=2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$).

Deneyde uygulanan kuvvet değerlerine karşılık, strain-gage'in yapıştırıldığı bölgedeki gerilme değerlerini gösteren grafik şekil 7.9'da görülmektedir.



Şekil 7.9 Kuvvet – Gerilme Grafiği

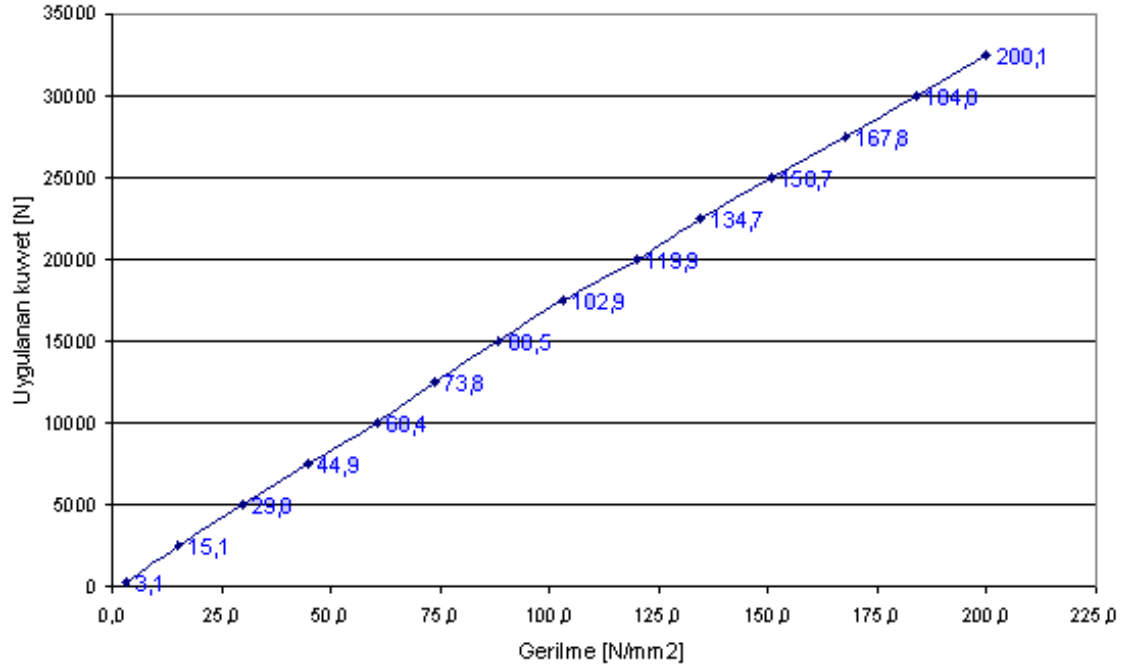
Daha önce bölüm 4'de lamelli zincire çalışma durumunda gelen çekme kuvveti 15000 [N] olarak bulunmuştur. Yapılan üç deneyde, 15000 [N]'luk yüke karşılık gelen gerilme değerleri şekil 7.10'da görülen grafikte belirtilmiştir.



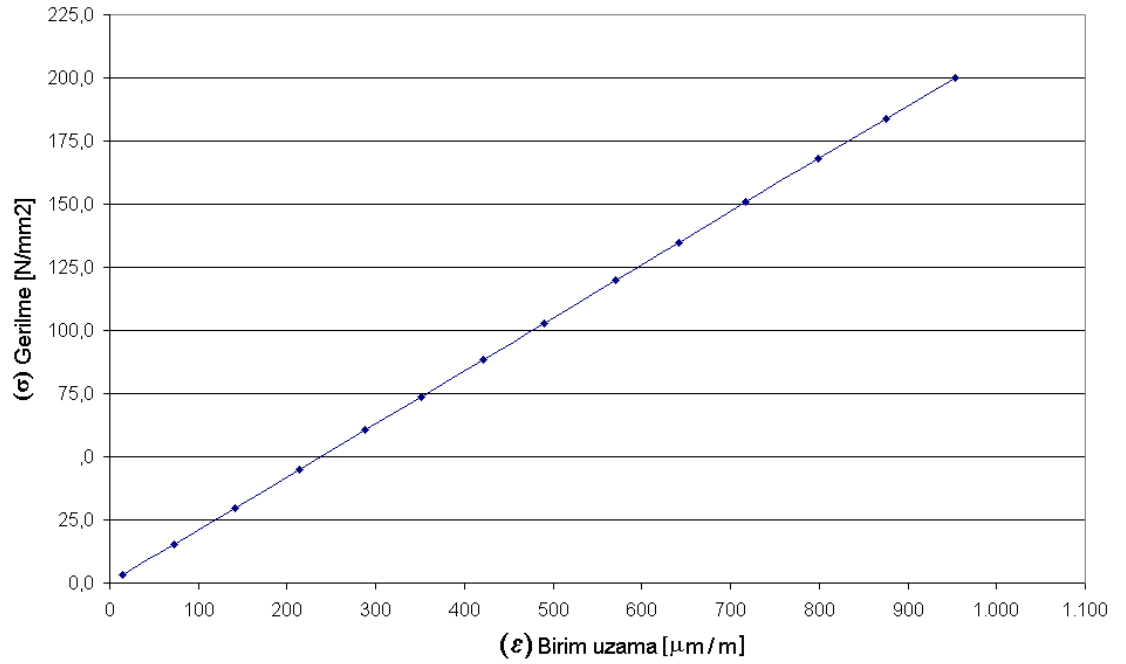
Şekil 7.10 $F=15000 \text{ [N]}$ için bulunan gerilme değerleri

Artan kuvvet karşısında oluşan gerilme değerlerinin karşılaştırılması amacıyla üç deneyin ortalaması alındı ve bu durumda oluşan sonuç şekil 7.11'de görülmektedir.

Şekil 7.12’de ise baklanın gerilme – birim uzama grafiği görülmektedir. Bu grafikte eğrinin eğimi bize elastisite modülünü vermektedir.



Şekil 7.11 (F- σ) Kuvvet – Gerilme Grafiği (Üç deneyin ortalaması)



Şekil 7.12 (σ - ϵ) Gerilme – Uzama Eğrisi (Üç deneyin ortalaması)

8. DEĞERLENDİRME

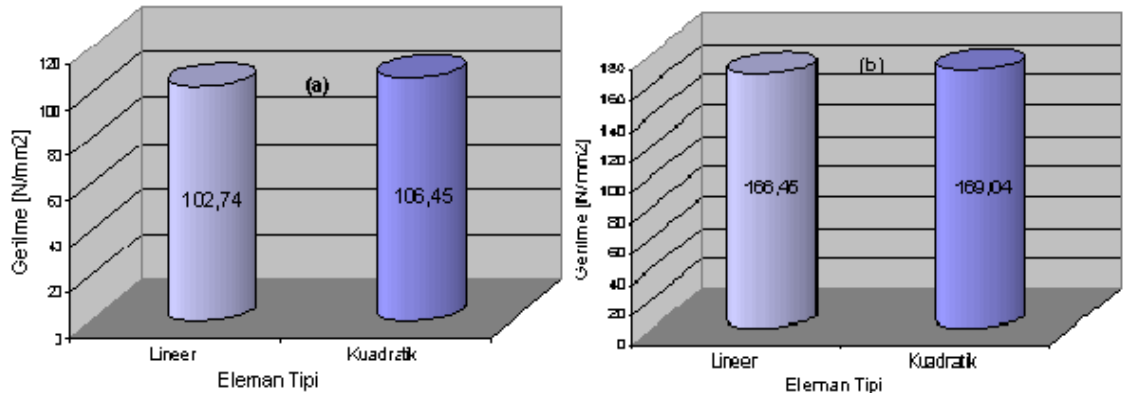
Bu bölümde zincir baklasının değişik yöntemlerle yapılan gerilme analizleri ve bu analizlerin sonuçları karşılaştırılmıştır.

8.1 Sonlu Elemanlar ve Sınır Elemanları Metodlarının Karşılaştırılması

Teoride 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. Bölüm 6'da ANSYS® ve BEASY® ile yapılan analizlerde de bu şekilde olmuştur, ANSYS® ile yapılan analizde eleman sayısı 286 iken BEASY® ile yapılan analizde eleman sayısı 104'dür. 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. Fakat yapılan çalışmada bilgisayar programları kullanıldığından, sınır elemanları metodunun hesaplamalarının daha zor olması pratikte yapılan analizi etkilememiştir. Ayrıca analizi yapılan bakla göreceli olarak küçük bir parça olduğu için, BEM'de depolama işleminin FEM'e göre daha az olması bir fark oluşturmamıştır.

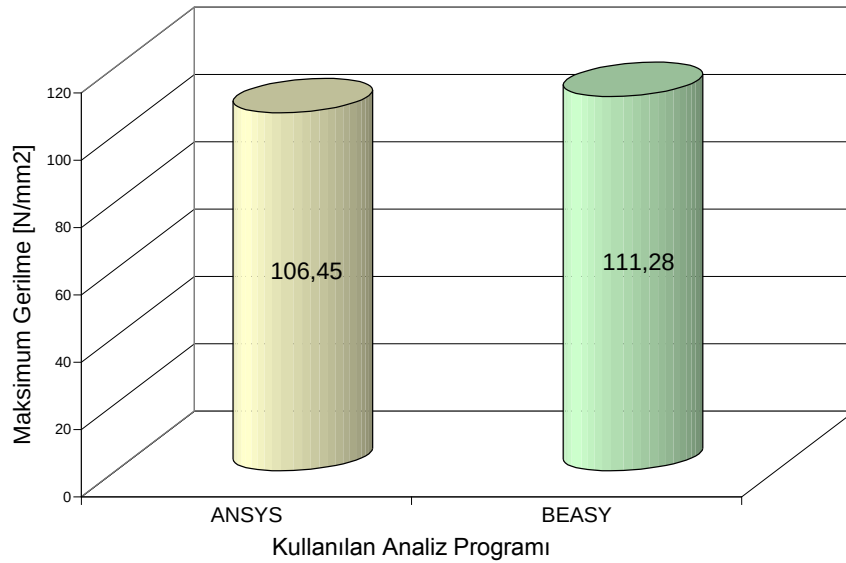
Maksimum gerilme, sınırlarda ve özellikle pim deliği etrafında elde edildiği için ve sınır elemanları metodunda da sadece sınırlar elemanlara ayrıldığından dolayı, bu metodla yapılan analizde daha az istenmeyen bilgi bulunmaktadır.

Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizde lineer ve kuadratik elemanlar kullanılarak iki ayrı analiz yapılmıştır. Bölüm 6'da da belirtildiği gibi eleman tipi analiz sonuçlarını etkilememiştir. Bu durum şekil 8.1'de de görülmektedir. ANSYS® ile yapılan gerilme analizlerinde eleman tipinin değiştirilmesinin sonuçları etkilememesinin nedeni olarak bakla geometrisinin fazla karmaşık olmaması gösterilebilir.

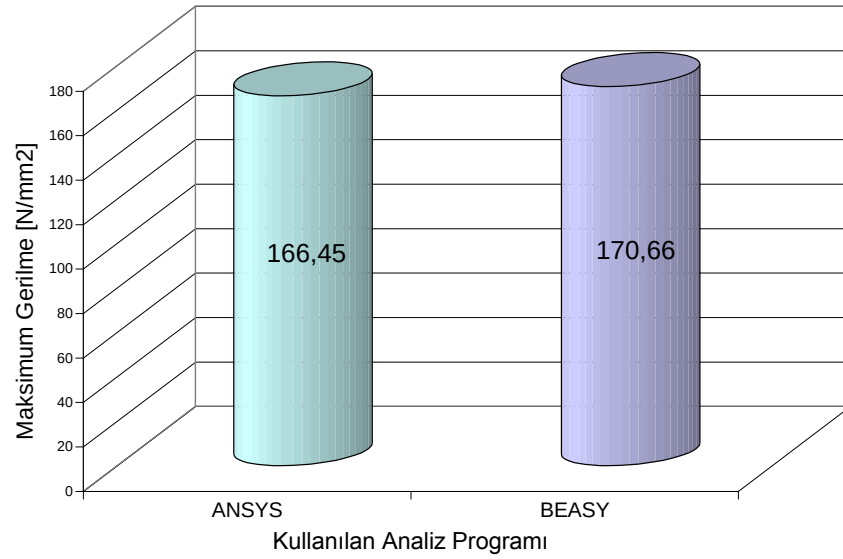


Şekil 8.1 ANSYS® ile yapılan analizde eleman tiplerinin karşılaştırılması
a) Uniform yükleme hali b) Uniform olmayan yükleme hali

BEASY® ve ANSYS® ile elde edilen sonuçları karşılaştırırken ANSYS® için kuadratik eleman kullanılan analiz sonuçları dikkate alınmıştır. Çünkü BEASY® ile yapılan çalışmada da kuadratik eleman kullanılmıştır. Uniform yükleme hali için iki yöntemle elde edilen maksimum gerilmeler şekil 8.3’de, uniform olmayan yükleme hali için ise şekil 8.4’de görülmektedir.



Şekil 8.2 Uniform yükleme hali için ANSYS® ve BEASY® ile elde edilen sonuçlar. Görüldüğü gibi maksimum gerilmeler birbirine yakındır ve emniyet katsayılarında da önemli bir fark görülmemektedir. Uniform yükleme hali için ANSYS® ile hesaplanan emniyet katsayısı 5,6 iken BEASY® ile 5,4’dür. Uniform olmayan yükleme hali için ise ANSYS® ile 3,6 ve BEASY® ile 3,5’dir. Ayrıca tüm analizlerde maksimum yükleme pim deliğinin etrafında, orta kısmında bulunmuştur.



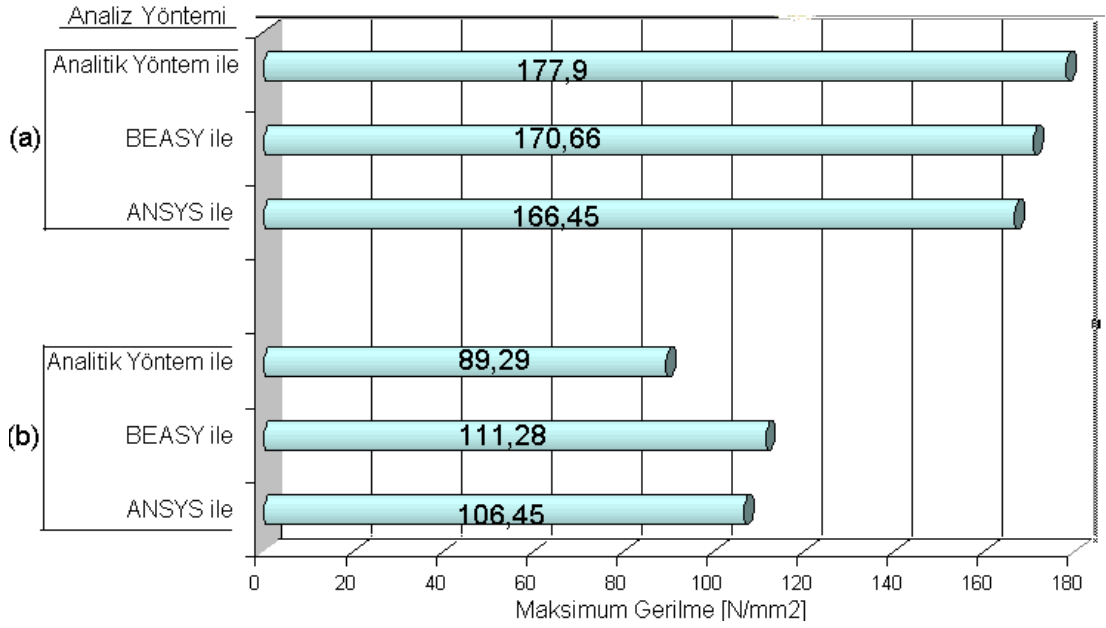
Şekil 8.3 Uniform olmayan yükleme hali için ANSYS® ve BEASY® ile elde edilen sonuçlar

Kullanım açısından iki program karşılaştırılacak olunursa, iki programın da CAD kısmı zayıftır ve bu açık diğer CAD programları ile kullanılabilirliğe uygunluk ile kapatılmaya çalışılmıştır. Zaten bu tez çalışmasında incelenen zincir baklasının geometrisinin oluşturulması zor değildir ve iki programla da sorun yaşanmamıştır. Bölüm 6’da da görüldüğü gibi iki programın da analiz adımları aynıdır. Yalnızca elemanlara ayırma adımı farklıdır bu da iki yöntem arasındaki temel farkı teşkil etmektedir.

7.2 Gerilme Analizlerinin Karşılaştırılması

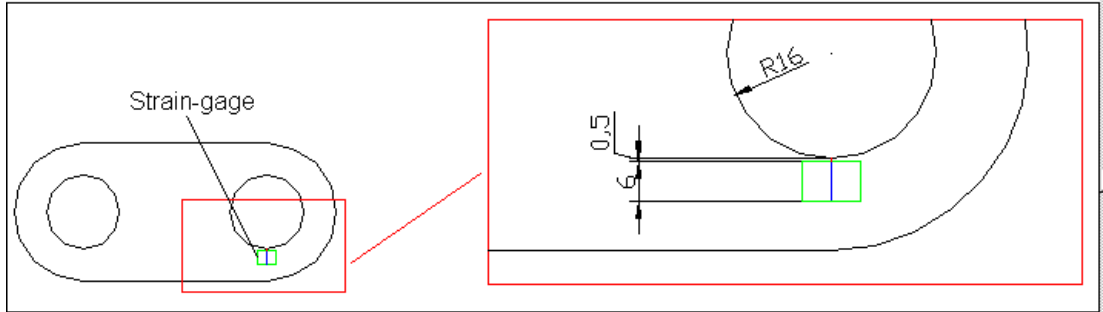
Bu bölümde ilk olarak bölüm 5’deki analitik yöntemle gerilme analizi ve bölüm 6’daki modern sayısal yöntemlerle gerilme analizi karşılaştırılacaktır. İki yöntemle elde edilen maksimum gerilme değerleri şekil 8.4’de görülmektedir. Görüldüğü gibi değerler arasında önemli bir fark yoktur.

Şekil 8.4’deki grafikte de görüldüğü gibi uniform olmayan yükleme durumunda maksimum gerilmeler analiz yöntemi ne olursa olsun uniform yükleme haline göre daha yüksek bulunuyor. Bunun nedeni toplam uygulanan kuvvet aynı olmasına karşın, uniform olmayan yükleme halinde yerel olarak bazı noktalara gelen yükün, uniform duruma göre daha fazla olması ile açıklanabilir. Uniform yükleme halinde her noktaya gelen basınç aynıdır ve bu da parçanın daha rijit kalmasına yardımcı olduğu düşünülebilir.



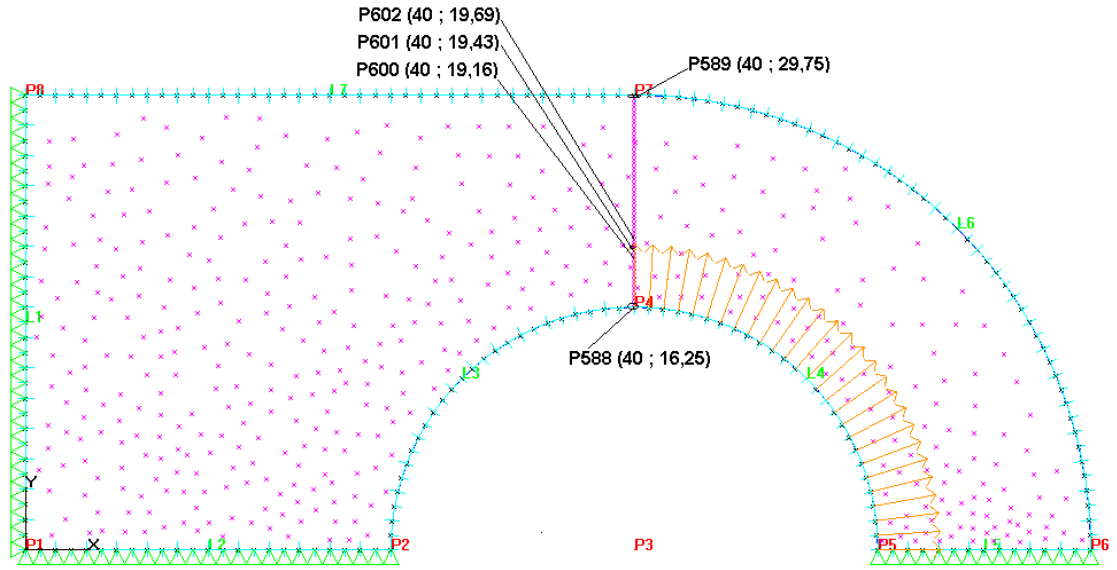
Şekil 8.4 Analitik ve modern sayısal yöntemle elde edilen sonuçlar
a) Uniform olmayan yükleme hali b) Uniform yükleme hali

Deneysel gerilme analizinde elde edilen sonuçları, modern sayısal yöntemlerle elde edilen sonuçlarla karşılaştırmadan önce deneyde analizi yapılan, gerilme değerleri elde edilen bölgenin tanımlanması gereklidir. Bu bölge tanımlandıktan sonra sayısal yöntemlerle yapılan analizde aynı bölgenin gerilmesi bulunup, karşılaştırılması mümkün olabilir. Strain-gage'in konumu şekil 8.5'de görülmektedir.



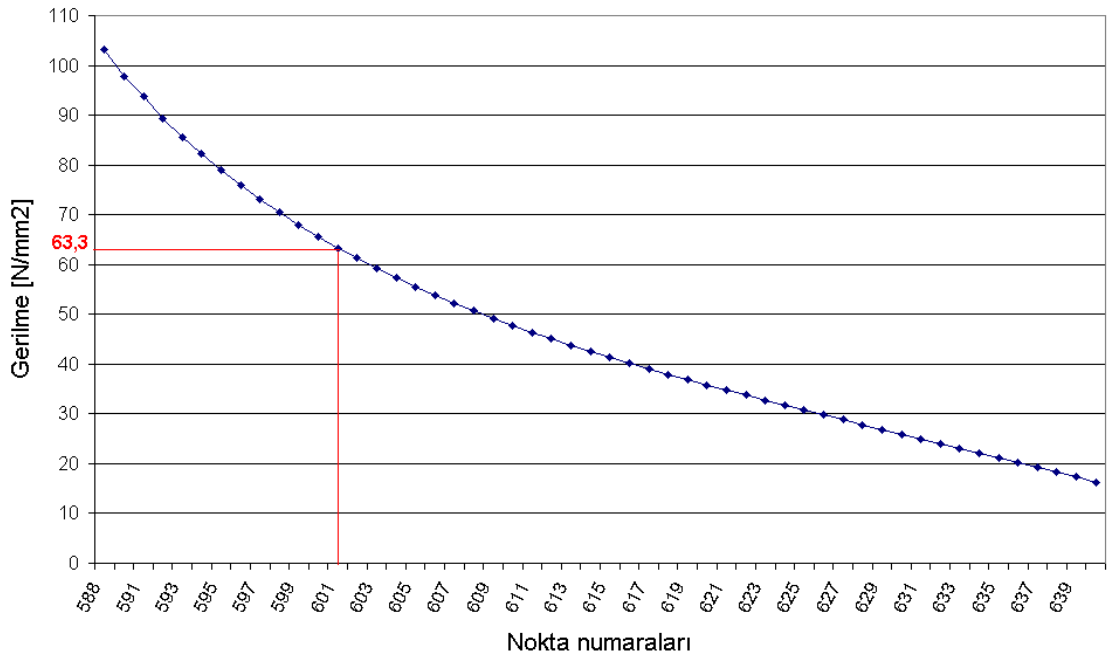
Şekil 8.5 Strain-gage'in yapıştırıldığı konum

BEASY[®] ile yapılan analizde bu bölgenin gerilme değerini bulmak amacıyla şekil 8.6'da görüldüğü gibi pim deliğinin ortasından geçen dik bir çizgi boyunca (kritik kesit) bakla modelinde iç noktalar oluşturulmuştur. Bu amaçla ilk olarak uniform yükleme halinde P588 (40;16,25) ve P589 (40;29,75) noktaları oluşturulmuştur Daha sonra programın otomatik olarak bu iki nokta arasında 50 adet iç nokta oluşturması sağlanmıştır.



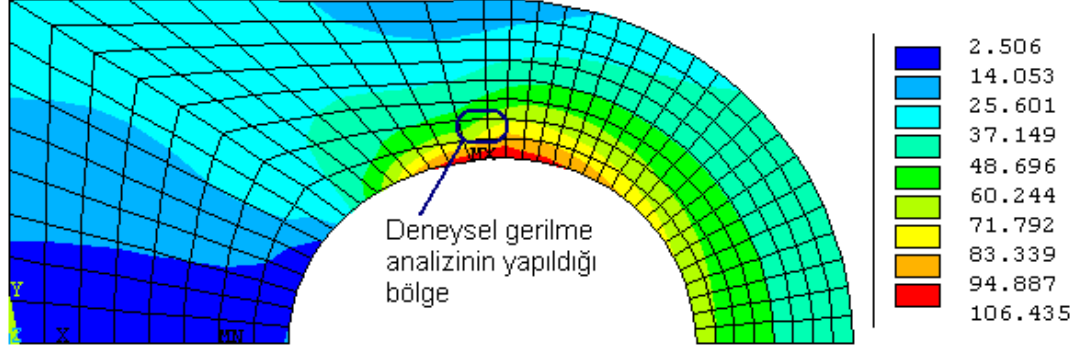
Şekil 8.6 Uniform yüklenmiş modelde 50 adet iç noktanın kritik kesitte oluşturulması

P600, P601 ve P603 noktaları deneyde analizi yapılan bölgeye eşdeğer konumdadır ve bu noktaların gerilme değerleri ile deneysel gerilme analizinde elde edilen gerilme değerleri karşılaştırılabilir. Bu noktaların gerilme değerleri sırasıyla, 67,56 ; 63,34 ; 59,25 N/mm^2 'dir. Ayrıca oluşturulan doğru boyunca (kritik kesitte) gerilme değerlerini gösteren grafik şekil 8.7'de görülmektedir.

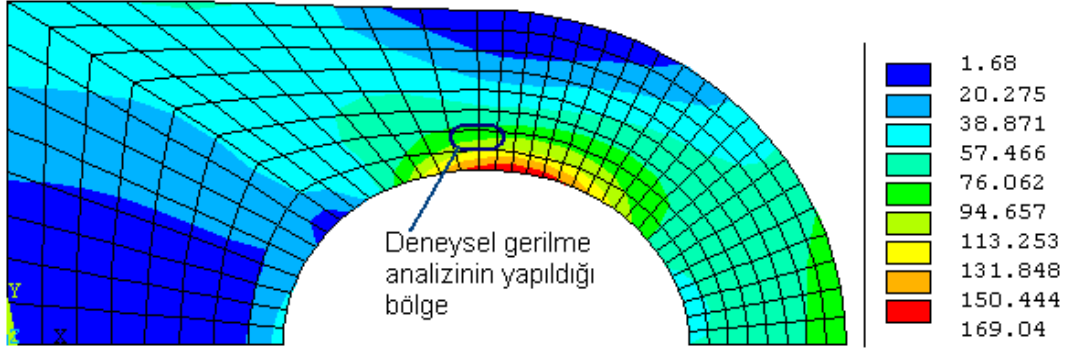


Şekil 8.7 Uniform yükleme hali için kritik kesitteki gerilme grafiği

ANSYS® ile yapılan analizde deney yapılan bölgeye eşdeğer noktadaki gerilme değerleri BEASY® ile bulunan değerlere yakın bulunmuştur. Uniform yükleme hali için bu noktadaki Von-Mises gerilmesi $60,7 \text{ N/mm}^2$ ve uniform olmayan yüklemede ise $81,6 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunmuştur. Deneysel gerilme analizinin yapıldığı bölge şekil 8.10’da uniform yükleme hali için, şekil 8.11’de uniform olmayan yükleme hali için işaretlenmiştir.



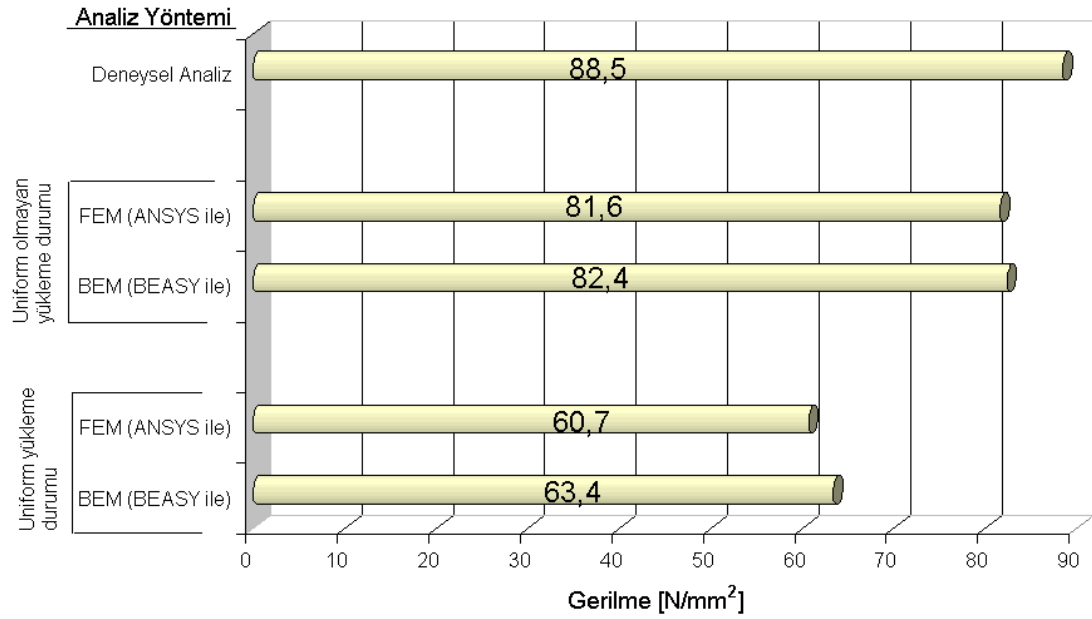
Şekil 8.10 ANSYS®’de elde edilen Von-Mises gerilme dağılımında (uniform yüklenmiş modelde) deneysel analizin yapıldığı bölge



Şekil 8.11 ANSYS®’de elde edilen Von-Mises gerilme dağılımında (uniform olmayan yükleme) deneysel analizin yapıldığı bölge

ANSYS® ve BEASY® programları ile elde edilen gerilme değerlerinin, deneysel gerilme analizi ile elde edilen sonuçla karşılaştırması şekil 8.12’deki grafikte görülmektedir. Bu değerler, 15000 [N] çekme kuvvetinin, şekil 8.5’de görülen strain-gage’in bulunduğu bölgede oluşturduğu gerilmedir.

FEM ve BEM ile analiz yapılırken, kuvvetin dağılımı için iki yaklaşım şekline yer verilmiştir. Deneysel gerilme analizi ile elde edilen sonuç, modern sayısal yöntemlerle, uniform olmayan yüklemede bulunan sonuca daha yakın görülmektedir (Şekil 8.12). Bakla pim deliğine etkiyen kuvvetin uniform olmadığı şeklindeki yaklaşım daha uygun gözükmemektedir.



Şekil 8.12 Modern sayısal yöntemler ve deneysel gerilme analizi ile elde edilen gerilme değerlerinin karşılaştırma

Bu tez çalışmasında, zincir baklasının gerilme analizi için çeşitli yöntemlere yer verilmiştir. Modern sayısal yöntemler ile bulunan maksimum gerilme değerleri, analitik yöntem ile bulunan değerlere yakınlık göstermektedir. Modern sayısal yöntemlerin en yaygınları olan FEM ve BEM kullanılmıştır ve bu yöntemlerin uygulamasında kullanılan ANSYS® ve BEASY® programları ile elde edilen sonuçların birbirine yakın olduğu görülmüştür. İki programla da elde edilen Von-Mises gerilme dağılımları ve deformasyon dağılımları aynı doğrultudadır.

Analitik analiz ve modern sayısal yöntemlerle analiz bazı varsayımlardan yola çıkılarak yapıldığı için elde ettiğimiz sonuçları değerlendirmek amacıyla baklanın deneysel gerilme analizi yapılmıştır. Deneysel analizde elde edilen sonuçlar, modern sayısal yöntemlerle elde edilen sonuçlara yakındır ve yapılan bu analizlerin mantıklı olduğunu göstermektedir.

Yapılan bu çalışmayı genişletmek amacıyla çeşitli çalışmalar yapılabilir. Bunlardan biri, üç boyutlu olarak modellenmiş zincir baklasının modern sayısal yöntemlerle analizinin yapılmasıdır. Diğer bir çalışma da deneysel analizde çok sayıda strain-gage kullanarak elde edilen sonuçların karşılaştırılmasıdır.

Çalışmayı geliştirmek amacıyla yapılabilecek bir diğer analiz de sadece tek bir baklanın değil, pimleri ile beraber bir zincirin analizinin yapılması olabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **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.
- [2] **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.
- [3] **US Tsubaki**, 1997. The Complete Guide To Chain
- [4] **İmrak C. E. ve Gerdemeli İ.**, 2000. Asansörler ve Yürüyen Merdivenler, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul
- [5] **Spivakovsky, A. ve Dyachkov, V.**, 1985. Conveying Machines, Tras: Afanasyev, V., Vol: I and II, Revised Pub. from the 3th., Mir Publishers, Moscow.
- [6] **Çil, Aydın**, 2002. Yürüyen Merdiven Sistemlerinin Sonlu Elemanlar Metodu ile Analizi Ve Optimizasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [7] **Kesikçi, M. Koray**, 2003. Zincirlerin Sınır ve Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Gerilme Analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [8] **Kesikçi, M. K. ; Gerdemeli, İ. ; İmrak E.**, 2004. Stress Analysis of Roller Chain Links of Transport System by Boundary Element Method, Elevcon 2004, IAEE The International Association of Elevator Engineers
- [9] **Öztepe, Hamit**, 1999. Transport Tekniği Kaldırma ve Taşıma Makinaları, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.
- [10] **Gediktaş, Mustafa.**, 1993. Zincirler ve Zincir Mekanizmaları, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.
- [11] **Fetvacı, M. Cüneyt**, 1999. Sonlu Elemanlar Metodu ile Modellemede Temel Prensipler, Mühendis ve Makina, Sayı: 470, Mart 1999.
- [12] **ANSYS Basic Analysis and Procedures Guide** , 1997, Second Edition, SAS IP Inc.
- [13] **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.
- [14] **Becker, A. A.**, 1992. The Boundary Element Method in Engineering, A Complete Course, University of Nothingam, McGraw-Hill Book Company.

- [15] **Zienkiewicz, O. C. and Cheung, Y. K.**, 1967. The Finite Element Method In Structural And Continuum Mechanics, McGraw-Hill, London.
- [16] **www.beasy.com**
- [17] **www.ansys.com**
- [18] **www.ob-muhendislik.com**
- [19] **www.howstaffworks.com**
- [20] **Saatçioğlu, E. S.**, 1997. Sınır Elemanları Metodu, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [21] **BEASY Software**, Ver: 8.1, BEASY Help Topics
- [22] **ANSYS Software**, Ver: 7.1, ANSYS Help Topics
- [23] **Toprak T., Tüfekçi E., Kalava H., Bozdağ E.**, 1997. Deneysel Gerilme Analizi, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

1979 yılında Diyarbakır'da doğdu. 1985-1990 yılları arasında Erenköy Zihnipaşa İlkokulu'nda okudu. 1990 yılında girdiği Burak Bora Anadolu Lisesi'nden 1997 yılında mezun olunca Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümünde lisans öğrenimine başladı. 2001 yılında mezun olduktan sonra aynı yıl, halen devam eden, İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Yüksek Lisans eğitimine başladı. Bu sırada Ağustos 2002'de girdiği Fokus Mühendislik Taahhüt Tic. A.Ş.'de Ocak 2004'e kadar Makina Mühendisi olarak görev yaptı.