

**T.C.
MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YARI OTOMATİK AV TÜFEĞİ MEKANİZMASININ
YORULMA DAYANIMININ ANALİZİ**

Doğan ÖZMEN
(Teknik Öğretmen)
(141101720030505)

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ ANA BİLİM DALI**

**DANIŞMAN
Yrd. Doç. Dr. Bülent EKİCİ**

**İKİNCİ DANIŞMAN
Prof. Dr. Mustafa KURT**

İSTANBUL 2007

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında yarı otomatik av tüfeği mekanizmasının atış sonrası geri tepme hızı ve kurşun namlu çıkış hızının tespitine dair deneysel çalışmalar yapılmıştır. Ardından elde edilen deneysel veriler bilgisayar ortamına aktarılarak, ANSYS WORKBENCH ve ANASYS LSDYNA sonlu elemanlar analiz programı yardımıyla, tüfek mekanizma gurubu elemanlarından kilide ait dinamik çarpışma ve yorulma ömrü hesaplamaları yapılmıştır.

Çalışmalarında beni destekleyen ve her türlü konuda yardımcı olan danışmanım Yrd. Doç. Dr. Bülent Ekici, ikinci tez danışmanım Prof. Dr. Mustafa Kurt'a ve gerekli teknik destek konusunda yardımlarını esirgemeyen tüm Akkar Silah Sanayi personeline teşekkürlerimi borç bilirim.

Tez çalışmam süresince bana her türlü konuda yardımlarını esirgemeyen arkadaşlarıma çok teşekkür ederim. Benim bugünlere gelmem için hiçbir fedakârlıktan kaçınmayan sevgili aileme teşekkür ederim.

Şubat, 2007

Doğan Özmen

İÇİNDEKİLER

	SAYFA
ÖNSÖZ.....	II
İÇİNDEKİLER	III
ÖZET	VII
ABSTRACT	VIII
SEMBOL LİSTESİ.....	IX
ŞEKİL LİSTESİ.....	XII
TABLO LİSTESİ	XIV
BÖLÜM I GİRİŞ VE AMAÇ.....	15
I.1. GİRİŞ	15
I.2. AMAÇ	16
BÖLÜM II GENEL BİLGİLER.....	17
II.1. YORULMA KAVRAMI VE METALİK MALZEMELERDE YORULMA.....	17
II.1.1. Klasik yorulma yaklaşımı.....	18
II.1.2. Yorulmanın Tarihçesi.....	20
II.1.3. Yorulma Deneyi İle İlgili Semboller ve Tanımlar	22
II.1.4. Yorulma Dayanımına İlişkin Genel Tanımlar	23
II.1.4.1. Dalgalı Bölgede Yorulma Dayanımı (Alternatif Gerilme).....	23
II.1.4.2. Dalgalı Yorulma Dayanımı (Titreşimli Gerilme Hali).....	23
II.1.4.3. Tam Değişken Yorulma Dayanımı.....	24
II.1.5. Yorulma Ömrü Tahmin Metodları	24

II.1.5.1. Stres Tabanlı Yorulma Ömrü Tayin Metodu (Stress Life Method) .	24
II.1.5.2. Şekil Değiştirme-Yorulma Ömürü Tayin Metodu (Strain – Life Method).....	25
II.1.5.3. Kırılma Mekanığı	27
II.1.6. Sürekli Mukavemet Değerinin Tayini.....	33
II.1.7. Yorulmaya Etki Eden Faktörler.....	34
II.1.7.1. Çentik Etkisi	34
II.1.7.2. Boyut Etkisi	35
II.1.7.3. Yükleme Tipi.....	36
II.1.7.4. Yüzey Durumu	36
II.1.7.5. Yüzey işlemleri.....	36
II.2. YİVSİZ, SETSİZ, ATEŞLİ, KARA AVCILIĞI VE MÜSABAKALAR İÇİN KULLANILAN TÜFEKLERE AİT GENEL BİLGİLER	39
II.2.1. Av Tüfeklerinin Sınıflandırılması	39
II.2.1.1. Kalibreye Göre Sınıflandırma	39
II.2.1.2. Av Tüfeklerinin Namluya Göre Sınıflandırılması.....	40
II.2.2. Av Tüfeklerine Ait Doldurma Tertibatları.....	42
II.2.2.1. Sürgülü Doldurma Tertibatı	42
II.2.2.2. Pompalı Doldurma Tertibatı.....	42
II.2.2.3. Yarı Otomatik Doldurma Tertibatı.....	42
II.2.2.4. Hem Pompalı Hem Yarı Otomatik Doldurma Tertibatı.....	42
II.2.3. Gaz Otomatik Av Tüfeğini Oluşturan Parçalar ve İşlevleri.....	42
II.2.3.1. Namlu	42
II.2.3.2. Şok (Namlunun Uç Kısımındaki Daralma)	47
II.2.3.3. Kundak	47
II.2.3.4. El Kundağı.....	48
II.2.3.5. Kubuz (Gövde).....	48
II.2.3.6. Tetik.....	48
II.2.3.7. Köprü.....	48
II.2.3.8. Kilit Tertibatı	48
II.2.3.9. Mekanizma	48
II.2.3.10. Horoz	48
II.2.3.11. İğne	48
II.2.3.12. Emniyet Tertibatı.....	49
II.2.3.13. Tırnak	49
II.2.3.14. Otomatik Tırnak (Ejektör).....	49
II.2.3.15. Namlu Şeridi.....	49
II.2.3.16. Arpacık	49
II.2.4. Tüfek Parçalarının Mekanik Özellikleri	49
II.3. AV FİŞEKLERİ	50
II.3.1. Av Fişeklerinin Genel Yapısı	50
II.3.1.1. Kovan	51
II.3.1.2. Diplik.....	52
II.3.1.3. Kapsül.....	52
II.3.1.4. Barut	52
II.3.1.5. Tapa	52
II.3.1.6. Kapama.....	52
II.3.1.7. Pul.....	52
II.3.1.8. Dip Takviye.....	52
II.3.1.9. Tırnak	53

II.3.2. Yivsiz Tek Kurşunlu Fişeklerin Karşılaştırmalı Performans Tablosu	53
.....	
II.3.3. Av Fişeklerinin Basınç Değerleri	53
II.4. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ	55
II.4.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi	55
II.4.2. Problemlerin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Çözüm Aşamaları	58
II.4.2.1. Problemin Tanımlanması	58
II.4.2.2. Çözüm Bölgesinin Sonlu Elemanlara Bölünmesi ve Sonlu Eleman Tipleri.....	58
II.4.2.3. İnterpolasyon Fonksiyonlarının Seçimi.....	63
II.4.2.4. Eleman Direngenlik Matrisinin Elde Edilmesi	64
II.4.2.5. Sistem Direngenlik Matrisinin Elde Edilmesi.....	65
II.4.2.6. Sınır Şartlarının Belirlenmesi	65
II.4.2.7. Denklem Sisteminin Çözümü.....	65
BÖLÜM III TEZ ÇALIŞMALARI	66
III.1. TEST TÜFEĞİNİN (YARI OTOMATİK AVTÜFEĞİ) ÇALIŞMA PRENSİBİ	66
III.2. TÜFEK MEKANİZMASINI OLUŞTURAN PARÇALARIN MODELLENMESİ	68
III.2.1. Mekanizma Gurubunu Oluşturan Parçalar	68
III.2.1.1. Mekanizma.....	69
III.2.1.2. Kilit	69
III.2.1.3. İğne.....	69
III.2.1.4. Tırnak	70
III.2.1.5. Sürgü Kolu	70
III.3. TEK KURŞUN NAMLU ÇIKIŞ HIZI VE MEKANİZMA GERİ TEPME HIZI TESPİTİNE DAİR TEST DÜZENEGİ ÇALIŞMALARI	70
III.3.1. Hız Ölçüm Cihazının Çalışma Prensibi ve Teknik Özellikleri	70
III.3.2. Tek Kurşun, Namlu Çıkış Hızının Tespiti	71
III.3.3. Tek Kurşun, Namlu Çıkış Hızları Deney Verileri	73
III.3.3.1. 12–3" Yarı Otomatik Av Tüfeği, Tek Kurşun Namlu Çıkış Hız Verileri (Namlu Boyu=710 mm)	73
III.3.3.2. 12–3" Pompalı Av Tüfeği, Tek Kurşun Namlu Çıkış Hız Verileri (Namlu boyu=710 mm).....	74
III.3.3.3. 12-3" Pompalı Av Tüfeği, Tek Kurşun Namlu Çıkış Hız Verileri (Namlu Boyu=470 mm).....	75
III.3.3.4. 20–3" Pompalı Av Tüfeği, Tek Kurşun Namlu Çıkış Hız Verileri (Namlu Boyu=610 mm).....	76
III.3.3.5. 20–3" Pompalı Av Tüfeği, Tek Kurşun Namlu Çıkış Hız Verileri (Namlu Boyu=660 mm).....	77
III.3.4. Ateşleme Sonrası, Tüfeğin Momentum ve Geri Tepme Kuvvetlerinin Hesaplanması	77
III.3.5. Mekanizma Geri Tepme Hızının Tespitine Dair Deneysel Çalışmalar ve Analitik Hesaplamalar	79
III.3.5.1. Çarpışma Anında Kilit Üzerine Etkiyen İmpulsif Kuvvetin ve Şekil Değiştirme Enerjinin Hesaplanması	81
III.3.5.2. Sürekli Mukavemet ve Emniyet Katsayısının Tayini	84

III.3.6. MEKANİZMANIN ANSYS-LSDYNA SONLU ELEMANLAR ANALİZ PROGRAMI YARDIMIYLA DİNAMİK ANALİZİ.....	87
III.3.6.1. Analizin Yapılışı	87
III.3.6.2. Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	88
III.3.7. AV TÜFEĞİ MEKANİZMASININ ANSYS-WORKBENCH SONLU ELEMANLAR PROGRAMI YARDIMIYLA, STATİK YORULMA ANALİZİ.....	89
III.3.7.1. Stres Tabanlı Yorulma Ömrü Hesaplamaları.....	89
III.3.7.2. Şekil Değiştirme-Yorulma Ömrü Tahmini	91
III.3.7.3. Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	93
BÖLÜM IV SONUÇLAR.....	95
BÖLÜM V TARTIŞMA VE DEĞERLENDİRME	97
KAYNAKLAR.....	99
EKLER.....	102
EK A Av Tüfeği Mekanizmasının Ansys Ls-Dyna Sonlu Elemanlar Programıyla Analizi-Dinamik Sonuçlar.....	102
EK B Hasarlı Parçada (Kilit) Çatlak Oluşumu ve Çatlağın İlerleyişi	107
Ek C Ansys Workbench Statik Yorulma Ömrü Sonuçları.....	110
EK D Gaz tahliye sistemleri	115
ÖZGEÇMİŞ.....	117

ÖZET

YARI OTOMATİK AV TÜFEĞİ MEKANİZMASININ YORULMA DAYANIMININ ANALİZİ

Bu çalışmada ateşleme esnasında tekrarlı yüklere maruz kalan yarı otomatik av tüfeği mekanizma gurubu elemanlarından kilide ait kırılma ve yorulma davranışları incelenmiştir.

Üretimine halen devam edilen silah mekanizma gurubuna ait olan kilitte meydana gelen kırılmaların nedenlerini belirleyebilmek için Pro Engineer (Wildfire 3.0) parametrik katı modelleme programı kullanılarak tüfek parçaları tasarlanmıştır. Ek olarak tüfeğin ateşlemesi sırasında kilitleme yüzeylerinde oluşan stres dağılımını belirlemek amacıyla Ansys LS-Dyna sonlu elemanlar analiz programı kullanılarak kilide ait dinamik çarpışma analizi yapılmıştır. Ardından Ansys Workbench sonlu elemanlar analiz programı kullanılarak kilidin yorulma davranışı (yorulma ömrü ve güvenlik faktörü) tahmin edilmeye çalışılmıştır.

Son olarak kilidin yorulma sebebiyle kırılan yüzeyleri ile sonlu elemanlar analiz programı sonuçları incelenerek karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu karşılaştırmalar çatlak başlangıcının kilidin kilitleme yüzeylerindeki stres yoğunluğunun yüksek olduğu bölgelerde ortaya çıktığını keşfetmemizi sağlamıştır.

Şubat, 2007

Doğan Özmen

ABSTRACT

FAILURE ANALYSIS OF THE SEMI-AUTO SHOTGUN MECHANISM

In this study, locking block of semi auto shotgun (a part of the shotgun mechanism) has been investigated which had fractured by fatigue under the repeated loading during the firing process.

The locking block of shotgun mechanism which has been manufactured was modeled by using 3D parametric Pro Engineer solid modeling software in order to understand reasons of fracture and failure of locking block.

Additionally Ansys LS Dyna Finite Element Analysis (FEA) software has been used for a dynamic crash analysis to determine the stress distribution of the locking block faces during the firing process. Subsequently fatigue behavior (fatigue life and safety factor) of locking block was predicted using ANSYS Workbench Finite Element Analysis (FEA) software.

Finally, faces of locking block which fractured by fatigue, has been examined and compared with the finite element analysis results. It was discovered that the fracture initiate occurs at a localized high stress distribution of the locking block faces.

Şubat, 2007

Doğan Özmen

SEMBOL LİSTESİ

- σ_{\min} : Minimum gerilme
 σ_{\max} : Maksimum gerilme
 σ_m : Ortalama gerilme
 σ_a : Gerilme genliği
 σ_r : Maksimum ve minimum gerilmeler arasındaki fark
R : Gerilme Oranı
A : Genlik Oranı
N : Çevirim Sayısı
 $\Delta\sigma$: Stres Dağılımı
 σ'_f : Yorulma Gerilmesi Katsayısı
b : Yorulma Gerilmesi Katsayısı
S_e : Yorulma Limiti
S_u : Çekme Gerilmesi
S_y : Akma Gerilmesi
 σ_f : Gerçek Kırılma Gerilmesi
 $\frac{\Delta\sigma}{2}$: Gerçek Gerilme Genliği
 $\frac{\Delta\epsilon_e}{2}$: Gerçek Elastik Gerilme Genliği
 $2N_f$: Tekrarlı Yorulma Çevrim Sayısı
 σ'^f : Yorulma Genliği Katsayısı
 ϵ'^f : Yorulma Şekil Değişirme Katsayısı
c : Yoruma Şekil Değişirme Üssüdür
E : Elastik Modül
K_t : Gerilme Konsantrasyon Faktörü

- ΔK_{th} : Eşik Gerilme Şiddet Faktörü Değeri
- Δa : Çevrim Başına Çatlak İlerlemesi.
- A,n : Paris Eşitliğine Ait Malzeme Sabitleri
- a_i : Başlangıç ve Çatlak Uzunluğu
- a_f : Son (kritik) Çatlak Uzunluğu
- β : Yükleme Tipi
- ΔK : Gerilme Şiddeti Faktörü
- Ka : Yüzey Kalitesi Katsayısı
- Kb : Büyüklük Katsayısı
- Kc : Güvenirlilik Katsayısı
- kd : Sıcaklık Katsayısı
- ke : Gerilme Yığılması Katsayısı
- kf : Diğer Etkilerle İlgili Katsayıdır.
- K_t : Teorik Gerilme Yoğunluk Faktörü
- S : Nominal Gerilme
- K_f : Yorulma Çentik Faktörü
- σ : Gerilme
- α : Isıl Genleşme Katsayısı
- Δ_t : Sıcaklık Farkı
- N : Kalibre
- D : Namlu Çapı (mm)
- P_{max} : Azami Ortalama Basınç Değeri
- P_{kritik} : Kritik Basınç Değeri
- $[K]$: Tümel Direngenlik Matrisi
- $\{P\}$: Tümel Kuvvet Vektörü
- $\{\delta\}$: Düğümlerin Yer Değiştirmeleri
- K : Yayın Rijitlik Katsayısı
- F : Dış Kuvvetler
- U : Düğüm Noktasındaki Yerdeğiştirmeler
- R : Yay İç Kuvvetleri
- U_x : X Yönündeki Serbestlik Derecesi
- U_y : Y Yönündeki Serbestlik Derecesi
- T : Elemanın Kalınlığı

- A** : Elemanın Alanı
E : Düzensel Gerilme İçin Elastisite Matrisi
v : Poisson Oranı

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil II.1. Wöhler Eğrisi ve Hasar Çizgisi	19
Şekil II.2. Gerilme-Zaman Diyagramı.....	22
Şekil II.3. Dalgalı Bölgede Yorulma Dayanımı	23
Şekil II.4. Dalgalı Yorulma Dayanımı	23
Şekil II.5. Tam Değişken Yorulma Dayanımı.....	24
Şekil II.6. Yorulma Ömrü Aşamaları ve Yorulmaya Etki Eden Faktörler.....	27
Şekil II.7. Kayma Bantlarından Dolayı Girinti ve Çıkıntılar	28
Şekil II.8. Çatlak Başlangıcı İçin Farklı Merkezler.....	29
Şekil II.9. Plastik Körleme Modeline Göre Yorulma Çatlak Uzaması, a) Sıfır Yük, b) Küçük Çekme Yükü, c) Maksimum Çekme Yükü, d) Başlangıç Noktasına Dönme, e) Maksimum Basma Yükü.....	30
Şekil II.10. Yorulma Çatlak İlerleme Hızı, da/dN Eğrisinin Bölgeleri ve Bu Bölgede Etkili Olan Özellikler	31
Şekil II.11. Paris Eşitliğine Ait Malzeme Sabitleri	32
Şekil II.12. Sürekli Mukavemet Diyagramı	33
Şekil II.13. Gaz Otomatik Av Tüfeğini Oluşturan Ana Parçalar	44
Şekil II.14. Gaz Otomatik Av Tüfeği Namlusuna Ait Kısımlar.....	45
Şekil II.15. Fişek Yatağı.....	46
Şekil II.16. Kağıt Kovanlı Av Fişegi.....	51
Şekil II.17. Plastik Kovanlı Av Fişegi.....	51
Şekil II.18. Piezo (Transdüser) Metodu İçin Basınç Ölçüm Namlusu ve Düzenegi	54
Şekil II.19. (a), (b) ve (c) Farklı Boyutlardaki Cisimler.....	56
Şekil II.20. (a) Birim Üniform Kalınlıkta İki Düzlem Sonlu Eleman. (b) İse a’da ki Sonlu Elemanların Düğümlerle Bağlanması.....	57
Şekil II.21. Doğrusal Kenarlı Basit Üçgen.....	59
Şekil II.22. Yay Elemanı	59
Şekil II.23. Seri Bağlı Yay Elemanları.....	59
Şekil II.24. Seri Bağlı Yay Elemanları İç Kuvvetler.....	60
Şekil II.25. Üçgen Eleman	61
Şekil II.26. Üç Boyutlu Eleman Tipleri	62
Şekil II.27. İzometrik Elemanlar	63
Şekil II.28. Pascal Üçgeni	64
Şekil II.29. Eleman ve İnterpolasyon Fonksiyonları.....	64
Şekil III.1. (a) ve (b) Ateş Öncesi (Kilitli Pozisyon) ve Ateş Sonrası (Açık Pozisyon) Mekanizma Gurubunun Konumu.....	67
Şekil III.2. 12–3" Yarı Otomatik Av Tüfeği	68
Şekil III.3. Mekanizma Gurubu	68
Şekil III.4. Mekanizma.....	69

Şekil III.5. Kilit	69
Şekil III.6. Sürgü Kolu	70
Şekil III.7. Shooting Chrony Hız Ölçüm Cihazı	71
Şekil III.8. (a) ve (b) Tek Kurşun Namlu Çıkış Hız Tespit Düzeneği	72
Şekil III.9. Bornaghi Marka Av Fişegine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri.....	73
Şekil III.10. Fiochi Marka Av Fişegine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri	73
Şekil III.11. Winchester Marka Av Fişegine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri	74
Şekil III.12. Bornaghi Marka Av Fişegine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri....	74
Şekil III.13. Winchester Marka Av Fişegine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri	75
Şekil III.14. Bornaghi Marka Av Fişegine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri....	75
Şekil III.15. Winchester Marka Av Fişegine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri	76
Şekil III.16. Imperial Marka Av Fişegine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri	76
Şekil III.17. Imperial Marka Av Fişegine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri	77
Şekil III.18. Ateşleme Sonrası, Tüfeğin ve Kurşunun Kuvvet ve Hız Vektörleri.....	77
Şekil III.19. (a) ve (b) Mekanizma Geri Tepme Hızı Tespit Düzeneği	80
Şekil III.20. Sürgü Kolunun Kilide Çarpma Anı	81
Şekil III.21. Kilidin boyutlandırılması	82
Şekil III.22. Yüzey Kalite Katsayısı	84
Şekil III.23. Çentik Hassasiyeti (Tam Değişken Eğilme ve Eksenel Yük).....	85
Şekil III.24. (a) ve (b) kt Teorik Yığılma Katsayıları	86
Şekil III.25. Stres Tabanlı Yük-Yorulma Ömrü İlişkisi Diyagramı.....	90
Şekil III.26. Ortalama Gerilme-Çevrim (SN) Diyagramı	90
Şekil III.27. Şekil Değiştirme Tabanlı Yük-Yorulma Ömrü İlişkisi Diyagramı.....	92
Şekil III.28. AISI 4340 Malzeme İçin Gerilme-Şekil Değiştirme Diyagramı	92
Şekil III.29. Elastik-Plastik Şekildeğiştirme Diyagramı	93

TABLO LİSTESİ

Tablo 1. Namlu İç Çap ve Toleransları	43
Tablo 2. Av Tüfekleri Fişek Yatakları Ölçü ve Tolerans Değerleri.....	47
Tablo 3. Av Tüfeği Parçalarına Ait Genel Sertlik Değerleri.....	49
Tablo 4. Tüfek Parçalarına Ait Mekanik Özellikler Tablosu	50
Tablo 5. Yivsiz Tek Kurşunlarda Karşılaştırmalı Performans Tablosu	53
Tablo 6. Av Fişeklerinin Basınç Değerleri.....	54
Tablo 7. 12-3"-Gaz Otomatik Tüfekte Yapılan Deneysel Çalışma Sonucu Elde Edilmiş Hız Verileri	81
Tablo 8. Piecevise Malzeme Özellikleri.....	88
Tablo 9. Şekil Değiştirme-Yorulma Ömrü Parametreleri	93

BÖLÜM I

GİRİŞ VE AMAÇ

I.1. GİRİŞ

Çeşitli yüklere maruz katı cisimlerde oluşan gerilmeler ve bu yüklerden oluşan deformasyonlar, geometride meydana gelen değişimler, mevcut yükler altındaki parçaların güvenli görev yapıp yapmayacağı, meydana gelen deformasyonların kabul edilebilirliği yüzyıllar boyunca mühendis ve fizikçiler tarafından analitik yöntemlerle çözmeye çalışılmıştır. Çünkü çeşitli yükler altında model üzerinde oluşan gerilme dağılımı, istenilen sınır değerleri altında kalması sağlandıktan sonra, mevcut yükleri taşıyacak minimum ağırlık ve en uygun tasarımın saptanması mühendislik problemleri açısından çok önemlidir. Günümüz donanım ve yazılımdaki gelişmelere paralel olarak, mühendislik alanındaki gelişmelerle beraber sonlu elemanlar analiz programları birçok karmaşık mühendislik problemlerin çözümüne olanak sağlamıştır. Ansys, Ls-Dyna, Adams, Patran vb programlar mühendislik uygulamalarının çözümünde tercih edilen programlardan birkaçıdır.

Üretim potansiyeli küçük ve orta ölçekli işletmelerden oluşan ülkemiz sanayisine yeterli miktarda AR&GE yatırımı yapılamamaktadır. Görünen şudur ki birçok çalışma mühendislik uygulamalarından uzak bir yapıda gerçekleştirilmektedir. Bu durum üreticilerin ürettiği ürünlerin güvenilirliğini azaltmakta ve dolayısıyla rekabet şanslarını ortadan kaldırmaktadır. Bu gibi istenmeyen durumların ortadan kaldırılması için üniversite-sanayi koordinasyonu sağlanmalı ve karşılaşılan problemlerin aşılması için yapılan faaliyetlerin işbirliği içerisinde yürütülmesi gerekmektedir.

Yapılan bu tez çalışmasında işletme tarafından üretimi halen devam eden silah mekanizma gurubu parçalarından “kilit” de meydana gelen kırılmaların nedenlerini sonlu elamanlar paket programları (Ansys LsDyna, Ansys Workbench) kullanılarak analiz edilmiş ve çıkan sonuçlar doğrultusunda tasarım çalışmalarının tekrar gözden geçirilmesi amaçlanmıştır.

I.2. AMAÇ

Makine elemanları sık sık yorulma ile kırılır. Yapılan birçok dikkatli analizler hakiki azami gerilmelerin kopma mukavemetinin altında ve çok sık olarak da akma mukavemetinin altında olduğunu ortaya koymaktadır. Bu gibi kırılmaların en çok ayırt edici özelliği gerilmelerin önemli büyük sayıda tekrarıdır. Bu gerilmeler ilk etapta önemsenmeyecek derecede düşük olsa da belirli bir çalışma süresinden sonra gerilmenin şiddeti artarak malzemede ciddi plastik deformasyonlar oluşmasına sebep olur. Oluşan bu deformasyon malzemeyi kırılmaya kadar taşıyabilir. Özellikle dinamik zorlanma altında çalışan makine parçalarında görülen bu durum dikkate alınmadığı zaman can ve mal kaybına yol açabilecek telafisi zor olan durumlara sebebiyet verebilir. Bu gibi istenmeyen durumlara sebebiyet vermemek için üretime katkı sağlayan her bir bireye büyük sorumluluklar düşmektedir.

Bu çalışmanın amacı; av tüfeği mekanizma gurubu elemanlarından “kilit”te meydana gelen çatlak oluşumu ve kırılmaların nedenini tespit etmek, kilidin yorulma dayanımını gerek laboratuvar gerekse de bilgisayar ortamında analiz ederek, problemin çözümüne dair gerekli çözüm yöntemlerini geliştirmektir. Böylece tüfeğin güvenilirliğini, kalitesini, çalışma performansını arttırarak müşteri memnuniyetini sağlamak ve üretime katkıda bulunmak hedeflenmiştir.

BÖLÜM II

GENEL BİLGİLER

II.1. YORULMA KAVRAMI VE METALİK MALZEMELERDE YORULMA

Makine ve parçalar çalışma sırasında genellikle tekrarlı yüklemelere maruz kalırlar. Zamana göre değişen gerilmelerle zorlanan parçaların çekme hatta akma mukavemetinin altındaki düşük gerilmelerde bile, belirli bir çalışma süresi sonunda (veya yük tekrar sayısında) tahrip olmasına “yorulama” yükleme sonundaki kırılmaya “yorulma kırılması” denir. Yorulma kırılması sadece tekrarlı çekme ve basma zorlamalarında değil, eğme ve burulma (torsiyon) tekrarlarında da vuku bulabilir. Tekrarlı zorlanan malzemelerin yorulma davranışı, yüklemenin cinsine, büyüklüğüne ve yük tekrar sayısına bağlıdır.[1]

Malzeme özelliklerinin elde edilmesinde kullanılan gerilme ve şekil değiştirme diyagramlarındaki yükün azar azar tatbiki ve şekil değiştirmenin ortaya çıkması için yeterli bir süre verilmesi durumu yorulmada söz konusu değildir. Alışılmış şartlarda numune gerilmeler sadece bir defa uygulanacak şekilde denenir. Bu şartlar statik şartlar olarak bilinir ve inşaat elemanlarının durumuna oldukça yakındır.

Numunedeki maksimum gerimle elastik sınırı aşmıyorsa yükün kaldırılmasıyla numune ilk durumuna geri döner. Bu sadece birkaç düzine veya birkaç yüz yük tekrarı için doğrudur. Yükün binlerce veya milyonlarca tekrarı için bu doğru olmaz. Örneğin 1400 dev/min hızla dönen bir mil dakikada 1400 defa çekme ve basma gerilmesine maruz kalır. Benzer şekilde bir sanayi kreninin taşıma kirişi 25 yılda iki milyondan çok, bir otomobilin krank mili 300000 km de yarım milyar yük tekrarına uğrar. [2]

Makine elemanları sık sık yorulma ile kırılır. Yapılan birçok dikkatli analizler hakiki azami gerilmelerin kopma mukavemetinin altında ve çok sık olarak da akma mukavemetinin altında olduğunu ortaya koymaktadır. Bu kırılmaların en çok ayırt edici özelliği gerilmelerin önemli büyük sayıda tekrarıdır.

Yorulma kırılması, küçük bir çatlak ile başlar. İlk çatlak o kadar küçüktür ki, çıplak gözle tespit edilemez ve X ışınları ile yerinin tespiti ise oldukça zordur. Malzemede süreksizlin olduğu bir noktada mesela kama yuvası veya görülen delik gibi kesitin değiştiği bir yerde çatlak ortaya çıkar. Yorulma kırılmasında görülen küçük açık noktalar, muhtemelen muayene veya marka işaretleme, iç çatlaklar veya işlemenin sebep olduğu düzensizliklerle başlar. Çatlak bir defa teşekkül ettiğinde gerilme yığılmasının tesiriyle daha da büyür. Gerilmeli alanın büyüklüğü azaldığı gibi gerilmenin genliği artar ve nihayet kalan alan aniden tahrip olur.

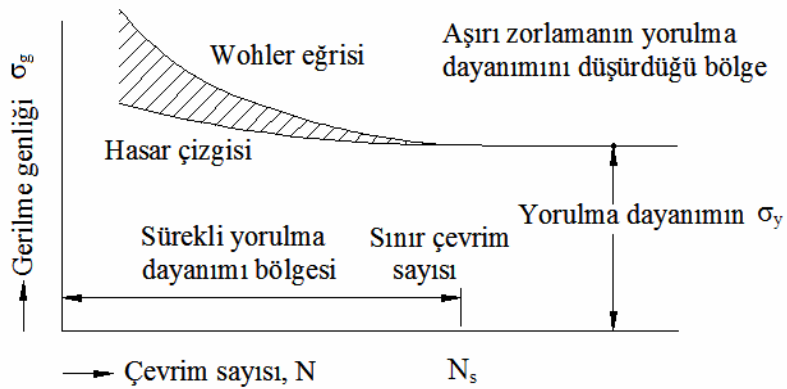
II.1.1. Klasik yorulma yaklaşımı

Düzgün veya çentikli parçalarda, belirli ortalama gerilme için parçanın kırılmadan veya belirli bir şekil değiştirmeyi aşmadan sonsuz çevrim sayısında taşıyabileceği gerilme genliğine yorulma dayanımı denir. [3]

Müsaade edilebilir şekil değiştirmenin miktarı yorulma değerinin yapıldığı şartlara veya deney malzemesi cinsine bağlıdır. Sonsuz sayıda yük tekrarını kırılmadan veya aşırı şekil değişimine uğramadan taşıyabilen bir yapı elemanı, yorulmaya karşı dayanıklıdır denir. Taşınabilir maksimum gerilme genliği de yapı elemanının yorulma dayanımı olarak adlandırılır. Bir yapı elemanının yorulma dayanımı sadece bir malzeme özelliği olmayıp, bunun yanında parçanın büyüklüğü, biçimi ve üretim şekline bağlı olduğundan anma gerilmesi ile verilen yorulma dayanımı, belirli bir biçim ve yüzey kalitesindeki parçanın kontrüktif dayanımı diye de tanımlanır.

Malzemelerin yorulma dayanımının saptanması için eksene paralel doğrultuda mekanik veya elektrolit olarak parlatılmış düzgün deney parçaları kullanılır. Çentik duyarlılığının araştırılması içinde, çentik katsayıları belli çentikli deney parçalarından yararlanır. Yorulma dayanımı normal olarak Wöhler yöntemiyle bulunur. Bu yöntemde, malzeme, biçim ve yüzey kalitesi bakımından tümüyle aynı olan deney parçalarının herbiri, aralıksız şekilde ve farklı seviyelerde zorlanarak kırılmanın olduğu çevrim sayıları saptanır. Bu deney serisinde çoğunlukla 6–10 adet parça gereklidir. Deneyin amacına, malzeme ve deney makinasına göre yük veya şekil değiştirme genlikleri kontrol edilir ve büyüklükler gerilme veya birim

şekil değiştirme değerine düşürülür. Wöhler yönteminde bir deney süresinde tüm parçalar için ortalama gerilme σ_{ort} veya alt gerilme σ_{alt} sabit tutularak her deney için ayrı gerilme genliği σ_g seçilir. İlk deney parçası, üst gerilme genlikle akma sınırına yakın olacak şekilde yüksek düzeyde zorlanır. Daha sonraki deney parçalarına ise gittikçe daha düşük zorlama uygulanarak kırılma çevrim sayısının çok yüksek değerlere ulaşması sağlanır. Bu deney serisi sonunda uygulanan gerilme genlikleri ve kırılmanın görüldüğü çevrim sayılarının bir eğri olarak çizimi şekil II.1’de verilen Wöhler eğrisi elde edilir. [4]



Şekil II.1. Wöhler Eğrisi ve Hasar Çizgisi

Bu grafikte normal olarak apsis (çevrim sayısı) logaritmik, ordinat (gerilme genliği) bölümü ise metrik olarak seçilir. Sonsuz çevrim sayısında kırılmanın görülmediği en büyük gerilme genliği yani eğrinin asimptotuna karşılık gelen değer yorulma dayanımı olup σ_y ile gösterilir. Diğer yandan belirli bir çevrim sayısından sonra (N_s sınır çevrim sayısı) eğri sonsuz çevrim sayısına yaklaşıyor kabul edilir. Sınır çevrim sayısı oda sıcaklığında ve düşük sıcaklıklarda çelik için 10×10^6 , ağır ve hafif metaller için oda sıcaklığında 100×10^6 veya daha fazla olarak alınır. Deney süresinin kısaltılması amacıyla çelik için 2×10^6 ve hafif metaller için 10×10^6 ila 50×10^6 sınır çevrim sayıları da kullanılmaktadır. Bu nedenle σ_y sembolü yanında söz konusu sınır çevrim sayısı da verilmelidir. Örneğin sınır çevrim sayısının 10^6 olması halinde $\sigma_y(10^6)$ gibi.

Mühendislik uygulamaları için, bir malzemenin tekrarlı zorlanmasında hangi yüklemde, hangi N tekrarında kırılma beklendiğini bilmekten ziyade, hangi gerilme genliğinde artık kırılmanın olmayacağını bilmek gerekir. Sabit tutulan belirli bir ortalama gerilmede hangi yüklemde seçilen malzemenin sonsuz yük

tekrarını taşıyabileceğinin bilinmesi mühendislik uygulamaları açısından önem arz eder. [1]

Yorulma dayanımında daha büyük gerilme genliklerinin bir süre uygulanmasının muhakkak hasara veya diğer bir deyişle yorulma dayanımının azalmasına yol açacağı söylenemez. Önemli olan bu aşırı yükün seviyesi ve bunlara ait çevrim sayısıdır. Hangi koşullarda hasarın başlayacağını belirten ve görünümü bakımından wöhler eğrisine benzeyen “hasar çizgisi” süreli yorulma bölgesi için söz konusu olup yüksek çevrim sayılarında wöhler eğrisi ile birleşir. Hasar çizgisi yorulma dayanımı üzerinde bir zorlamanın, daha aynı parçada yorulma dayanımına eşit bir zorlamada kırılma meydana gelmemek koşuluyla, en çok kaç çevrim taşıyabileceğini göstermektedir.

Yorulma dayanımını malzemeye bağlı, teknolojik ve deney tekniği ile çok sayıda faktör etkilediğinden, bu değer normal wöhler yöntemi yani 6–10 deney parçası yardımıyla güvenilir bir şekilde bulunması oldukça güçtür.

II.1.2. Yorulmanın Tarihçesi

Buharlı makinelerin geliştirilmesi, mekanik olarak işleyen ve hareketli parça sayısı fazla olan araçların yaygın bir şekilde, taşımacılık dahil, çoğu yerde kullanılmaya başlanmasıyla tekrarlı değişen yüklere maruz kalan parçalarda hasarların ortaya çıkması genel bir hadise şeklini almıştır. Büyük yapı ve makine parçalarında kesit değişikliğinin olduğu kısımlarda, yüklemenin tekrarlı değişen bir tarzda uygulanması halinde, oldukça düşük gerilmeler altında çalışmalar esnasında dahi kırıkların ortaya çıktığı tespit edilmiştir. Mühendisleri endişeye sevk eden bu durum ilk defa 1830 yılında W.A. Albert [5] tarafından araştırmaya başlanmıştır.

Yorulma olayının keşfi 1800’ li yıllarda bazı Avrupalı araştırmacıların demiryolu ve köprülerde meydana gelen çatlakların incelemeleri ile başlar. Bu yüzyılda mekaniğin tasarımlarda hızla kullanılmaya başlaması metal malzemelere olan talebi arttırmıştır. Tekrarlı değişen gerilmelerden kaynaklanan ilk büyük hasar 1840’lı yıllarda demiryolu endüstrisinde görülmüştür. Demiryolu vagonlarının akslarında kesit değişikliğinin olduğu kısımlarda kırılmanın çok fazla olduğu dikkati çekmiştir. Yorulma ile ilgili sistematik çalışmalar Almanya’da 1850–1860 yılları arasında Agust Wöhler tarafından yapılmıştır. Demiryolu vagonlarının akslarında kesit değişikliğinin olduğu kısımlarda kırılmanın çok olduğu çok fazla dikkati çekmiştir. Demiryolu vagonlarının aksları üzerinde yapılan bu sistemik çalışmalarda

Wöhler, kendi geliştirdiği yorulma deneyi cihazlarını kullanmıştır. Metal malzemelerden hazırlanan numuneler üzerinde yapılan deneylerde, uygulanan yükleri büyüklüğü ilgi odağı olmuştur. Deney sonuçlarından istifade ederek yorulma olaylarında uygulanan maksimum gerilmeden ziyade gerilme aralığının önemli olduğu sonucuna varılmıştır. İlk defa Wöhler tarafından çizilen gerilme-çevirim sayısı (S-N) diyagramları kullanılarak, gerilme aralığı limiti altındaki gerilme değerlerinde numunelerin kırılmadığı gösterilmiştir. [6]

1900 yılların ilk başlarında yorulma olayının fiziksel özelliklerine belirlenmesine dair çok iç açıcı bir gelişme olmamıştır. Bununla birlikte yine 1900 yılların ikinci yarısında metal malzemelerin yapısal özelliklerinin daha iyi anlaşılmasına başlanmasıyla mühendislik malzemelerinin tekrarlı yükler altındaki davranışları üzerine önemli gelişmeler kaydedilmiştir. Buradan hareketle tekrarlı yükler altında çalışan parçaların tasarım aşamasında; gerilme-ömür, şekil değiştirme-ömür, yorulma çatlak başlangıcı-çatlak yayılması ve test modelleri gibi bu dört önemli kıstas üzerinde durulması gerektiğine karar verilmiştir.

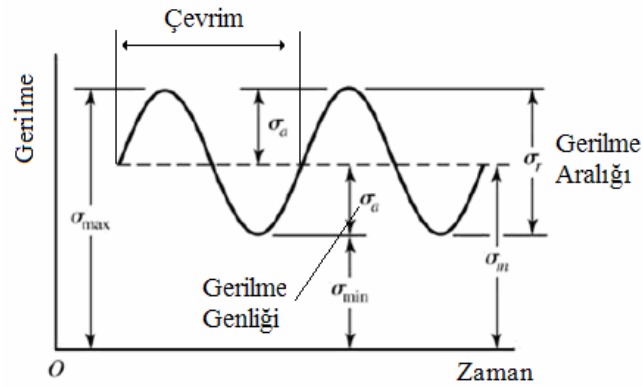
Ortalama gerilmenin yorulma ömrü üzerine etkisi ilk defa Bach tarafından araştırılmıştır. Ayrıca yorulma ömrünün ortalama gerilmeye bağlı olarak değişimi Gerber tarafından incelenmiş ve Goodman, ortalama gerilmelerle ilgili, halen kullanılan, basitleştirilmiş teoriyi geliştirmiştir. İkinci Dünya Savaşı yıllarında kaynaklı bağlantı yapılarak imal edilen tanker ve gemilerde gevrek kırılmalar gözlenmiştir. Bu gevrek kırılmaların çoğunun kaynak dikişleri, keskin köşe ve kenarlardan başladığı tespit edilmiştir. Avrupa'da çok sayıda köprü işletmeye alındıktan kısa bir süre sonra çok küçük yüklemeler altında yıkılmışlardır. Bütün yıkılan köprülerde belirlenen ortak özellikler ortam sıcaklıklarının düşük, yıkılmanın ani ve kırılmanın gevrek olması şeklindedir. [5]

İngiliz ilk yolcu jet uçağı Comet 1'lerden ikisi 1954 yılında çarpışmıştır. Bunlardan biri 4 gün önce kontrolden geçmişti. Akdeniz'den çıkarılan enkaz incelendi ve kabin basıncı nedeniyle kırılmanın olduğu ve bunun pencere köşesinde bir çatlaktan başladığı sonucuna varıldı. Bu kazadan çıkarılan ders komple ana parçaların denenmesi gereğini öğretti. 1988 Nisan ayında Hawaii adalarında 7500 m irtifada bir Boeing 737 kabininin üst üçtebirini kaybedinceye kadar uçak gövdesinin tamamının kontrol altında bulunduğu düşünülüyordu. Elde edilen delillerden pencerelerin üst tarafındaki çerçevelerdeki perçin deliklerinde yorulma kırılması meydana geldiği anlaşıldı. [2]

1879 senesinde T. Andrew'in yorulma kırılmasının metal mikroskobu ile incelemesinden sonra, metalografinin yorulma araştırmalarında kullanılması, Ewing ve Humfrey ile Gough ve arkadaşları tarafından geliştirildi. Ardından X ışınları difraksiyonu ile tekrarlı yüklere maruz metallerdeki içyapı değişimi incelenmeye başlanılmıştır. [7]

II.1.3. Yorulma Deneyi İle İlgili Semboller ve Tanımlar

Çevirim: Gerilme-zaman eğrisinin periyodik olarak tekrarlanan en küçük parçasına denir. [8] Şekil II.2' de yorulma deneyi ile ilgili gerilme-zaman çevrim grafiği yer almaktadır. Grafikte belirtilen:



Şekil II.2. Gerilme-Zaman Diyagramı

σ_{\max} : Maksimum gerilme, (Gerilme periyodunda ki en büyük gerilme)

σ_{\min} : Minimum gerilme, (Gerilme periyodunda ki en küçük gerilme)

σ_m : Ortalama gerilme, (Gerilme periyodunda ki en büyük ve en küçük gerilmenin aritmetik ortalaması)

σ_a : Gerilme genliği, (Gerilme periyodunda ki en büyük ve en küçük gerilmenin farkının ortalamasıdır.)

σ_r : Maksimum ve minimum gerilmeler arasındaki farktır.

R: Gerilme oranı

A: Genlik oranı

N: Çevirim sayısı (Deney sırasında herhangi bir durumda uygulanan periyot sayısı)

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

$$\sigma_r = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$$

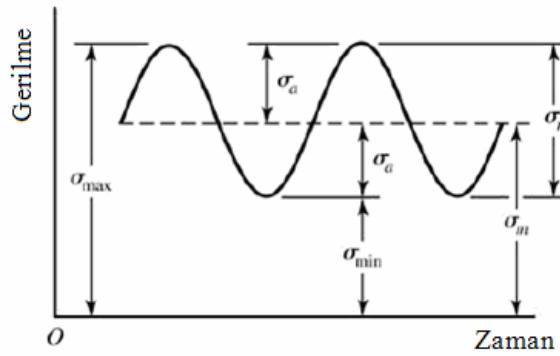
$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$$

II.1.4. Yorulma Dayanımına İlişkin Genel Tanımlar

II.1.4.1. Dalgalı Bölgede Yorulma Dayanımı (Alternatif Gerilme)

Ortalama gerilme sıfırdan farklı ve gerilme genliğinden daha büyüktür. ($0 < R < +1$) Şekil II.3 dalgalı çekme bölgesinde yorulma dayanımını göstermektedir. [9]

Alternatif gerilme halinde gerilme zamana bağlı olarak değişir. Mesela bir kayışta veya pnömatik silindirin civatalarında ki gerilme alternatif gerilmedir. [2]

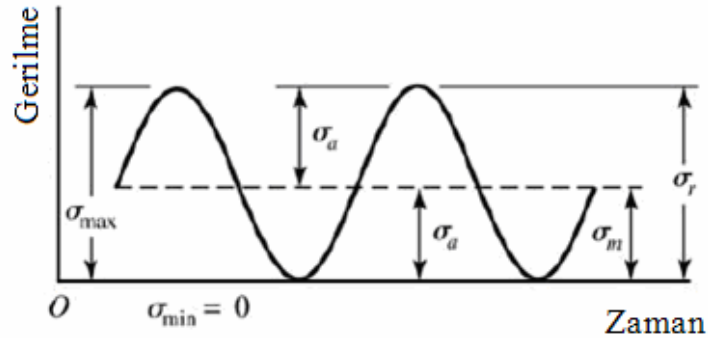


Şekil II.3. Dalgalı Bölgede Yorulma Dayanımı

II.1.4.2. Dalgalı Yorulma Dayanımı (Titreşimli Gerilme Hali)

Gerilme genliği ortalama gerilmeye eşittir. Alt gerilme σ_{alt} sıfır, dolayısıyla $R=0$ 'dır Bu durum şekil II.4'de gösterilmektedir. Dalgalı yorulma dayanımının sayısal değeri genel kural dışında gerilme genliğinin iki katı yani gerilme alanına eşittir.

Dişlilerin diş dibinde meydana gelen gerilmeler veya zincirde oluşan gerilmeler titreşimli yorulma dayanımına örnek olarak verilebilir.. [2]

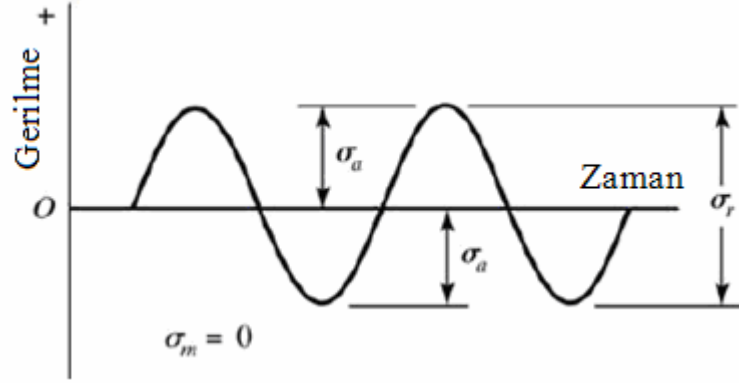


Şekil II.4. Dalgalı Yorulma Dayanımı

II.1.4.3. Tam Değişken Yorulma Dayanımı

Ortalama gerilme her zaman sıfırdır. Yani gerilme eşit ancak ters işaretli iki sınır arasında değişir. Bu nedenle genliğin maksimum değeri alt ve üst gerilmelere eşit olup $R = -1$ 'dir. Şekil II.5 tam değişken tam değişken bölgede yorulma dayanımını göstermektedir.

Ortalama gerilmenin $\sigma_m = 0$ olduğu bir durumdur. Örneğin dönen bir akstaki gerilme tam değişken gerilmedir. [2]



Şekil II.5. Tam Değişken Yorulma Dayanımı

II.1.5. Yorulma Ömrü Tahmin Metodları

Genel olarak üç çeşit yorulma analizi metodu bulunmaktadır. Bunlar:

- 1) Stres- Yorulma ömrü tayin Metodu (stress life Method)
- 2) Şekil Değiştirme-yorulma ömrü tayin Metodu (strain life Method)
- 3) Kırılma mekaniği (Fracture Mechanics)

II.1.5.1. Stres Tabanlı Yorulma Ömrü Tayin Metodu (Stress Life Method)

Stres-ömür tayini metodu metal yorulmasının sayısal olarak tahmininde kullanılan ilk metottur. Bu yöntemin temelini, gerilme genliği-çevrim sayısını içeren Wöhler (S-N) diyagramı oluşturur.

Wöhler yaklaşımı tasarım aşamalarında çok sık kullanılır. Bu yöntem elastik sınırdaki malzemelere stres uygulanıp belirli çevrim sayısına denk gelen yorulma ömrünün tayin edildiği yüksek çevrimli (HCF) yorulma analizi yöntemidir. S-N metodu düşük çevrimli (LCF) yorulma analizlerinde iyi sonuç vermez. [10]

S-N eğrisi yöntemi yüksek çevrim altında Basquin eşitliği ile tanımlanır.

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma' f (2N_f)^b$$

Basquin eşitliğinde yorulma bütünsel olarak veya çatlakın gerçek uzunluğunun zamana göre değişimi olarak ifade edilir. Basquin tarafından yapılan çalışmalarda stres dağılımı ($\Delta\sigma$), yorulma gerilmesi üssü (σ'_f), yorulma gerilmesi katsayısı (b) arasında güçlü bir bağlantı vardır. 1910 yılında Basquin tarafından yapılan bu çalışmanın amacı stres tabanlı yorulmayı değerlendirerek temel bir denklem elde etmektir. Kullanılan S-N eğrisi pürüzsüz deney numunelerini kullanarak tam değişken yükleme (fully reversed loading) kriterleri kullanarak elde edilmiştir. [11]

Bununla beraber Basquin eşitliği ortalama stres etkisini yorulma ömrü tayini metotlarından farklı bir yapıdadır. Ortalama stres etkisi aşağıda verilen yöntemlerle bağlantılıdır.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_u} \right)^2 = 1 \quad (\text{Gerber yöntemi})$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad (\text{Soderberg yöntemi})$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad (\text{Goodman yöntemi})$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_f} = 1 \quad (\text{Marrow yöntemi})$$

Burada σ_m , ortalama gerilme, S_e yorulma limiti, S_u çekme gerilmesi, S_y akma gerilmesi, σ_f gerçek kırılma gerilmesidir.

II.1.5.2. Şekil Değiştirme-Yorulma Ömrü Tayin Metodu (Strain – Life Method)

Şekildeğiştirme-yorulma ömrü tayin metodu malzemelerin kritik bölgelerindeki gerinmelere veya deformasyonlara karşı tepkilerinin gözlenmesine dayanan en temel yorulma-ömür tayin metotlarından biridir. 1950 li yılların sonlarına doğru keşfedilip yapıların yorulma –ömür ilişkilerinin tespitinde efektif olarak kullanılmıştır. [10]

Malzemeler üzerindeki elastik gergiliklerin ve gerinmelerin tespitinde çok iyi sonuç verir. Bununla beraber yapıdaki elastik gerilmeler, çentikli, kaynaklı veya diğer stres konsantrasyonu yüksek parçalarda lokal çevrimsel plastik deformasyonun oluşmasına sebebiyet verebilir. Lokal şekil değiştirme metodu laboratuvar ortamında eşdeğer karakteristiklere (aynı çevrimsel gerilmelere) uyularak hazırlanmış

parçalardaki çatlaklı oluşumu ve çatlak yayılmasına dayalı ömür tespitinde sık kullanılır. [13]

Elastik malzemelerin gerinme (strain) değeri gerçek gerilme genliği (true stress amplitude) ve çevrim sayısı (number of cycle) arasındaki ilişki Basquin eşitliği ile tanımlanır.

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e \cdot E}{2} = \sigma'_f (2N_f)^b$$

Burada:

$\frac{\Delta\sigma}{2}$: Gerçek gerilme genliği, (true stress amplitude)

$\frac{\Delta\varepsilon_e}{2}$: Gerçek elastik gerinme genliği, (true elastic strain amplitude)

$2N_f$: Tekrarlı yorulma çevrim sayısı (cyclic reversals to failure)

σ'_f : Yorulma genliği katsayısı (fatigue strength coefficient)

b : Yoruma gerilmesi üssüdür. (fatigue strength exponent)

Coffin ve Manson plastik malzemelerdeki genlik değerini aşağıdaki formülle tanımlar.

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^c$$

$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2}$: Plastik gerinme genliği (plastic strain amplitude)

ε'_f : Yorulma şekil değiştirme katsayısı (fatigue strength coefficient)

c : Yoruma şekil değiştirme üssüdür. (fatigue ductility exponent)

Anlatılan gerinme genliklerinin değişimi arasında bağlantı kurulursa yorulma ömründeki elastik-plastik gerinme değişimlerinin toplamı:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c$$

Malzemeler üzerindeki yorulma ömrünün tahmininde ortalama gerinme değerinin etkileri ihmal edilebilir. Diğer yandan yorulma ömrünün belirlenmesinde ortalama stres değerinin etkisi belirgindir.

Morrow gerinme-ömür eşitliğinin ortalama stres değerine etkisini belirlemek için denklemdeki elastik terimleri modifiye etmiştir. [10]

σ_0 : ortalama stres değeri (mean stress)

Buradan ortalama stres değerinin şekil değiştirmeye etkisi:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_0}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c$$

olarak ifade edilir.

Smith, Watson ve Topper ortalama stres değerinin etkilerini belirlemek için yeni bir denklem geliştirmiştir.

$$\sigma_{\max} \frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c}$$

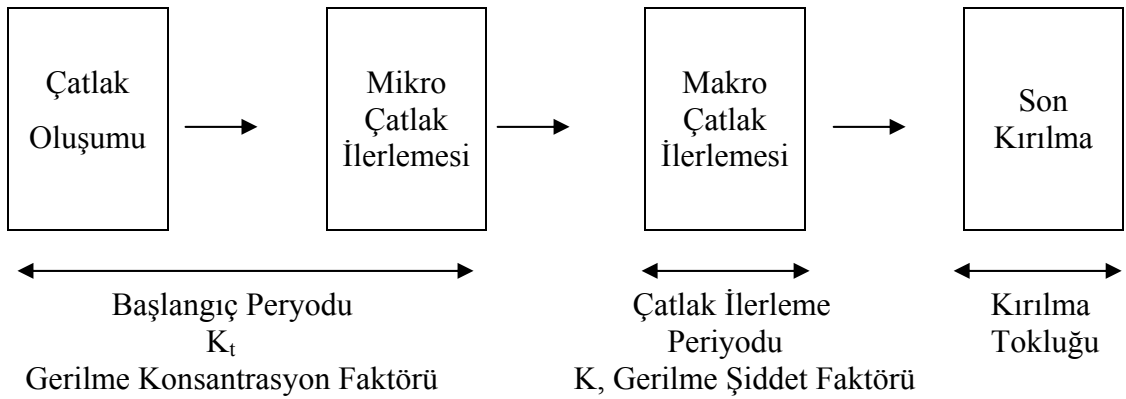
Bu eşitlikten: $\sigma_{\max} = \frac{\Delta \sigma}{2} + \sigma_0$ sonucu çıkarılır.

II.1.5.3. Kırılma Mekaniği

Yorulma olayı genel olarak üç aşamada incelenmektedir.

- Çatlak oluşumu ve başlangıcı (crack initiation)
- Çatlak ilerlemesi (crack propagation)
- Kalan malzeme kesitinin kırılması (fracture)

Yorulma kırılmasının başlangıç periyodunda önemli bir etki gösteren gerilme konsantrasyon faktörü (K_t), en büyük bölgesel gerilmenin nominal ortalama gerilmeye oranıdır. Şekil II.6 da yorulma ömrüne ait aşamalar gösterilmektedir.



Şekil II.6. Yorulma Ömrü Aşamaları ve Yorulmaya Etki Eden Faktörler

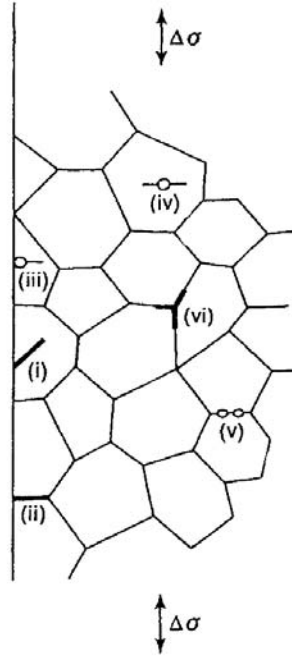
3.a. Yorulma çatlak başlangıcı

Yorulma çatlakları içyapıda bulunan kusurlar veya malzeme yüzeyindeki çentik civarında oluşan deformasyonların çok şiddetli olduğu bölgelerden başlamakta ve ilerlemektedir. Malzemelerde bulunan çatlak, çentik, boşluk, sert parçacıkların, ani kesit değiştirmelerin çevresindeki gerilmeler parçanın maruz kaldığı dış gerilmelere göre daha büyük değerdedir. Bu gerilmeler etkisinde yapı içerisinde plastik şekil değiştirmeler meydana gelir. Bir metal parçada maruz kalınan elastik sınır altındaki yükler nedeniyle mikro yapı içerisindeki mevcut hatalar (dislokasyonlar) bölgesel olarak hareket ederler ve şekil II.7 de görülen kayma bantlarını oluştururlar. Kayma bantlarının oluşumu sonucu yüzeyde girinti ve çıkıntılar gerilim yoğunlaşmasına sebep olur. Mikro çatlaklar zamanla büyüyerek ilerler ve yapı içerisinde yayılırlar. [14]



Şekil II.7. Kayma Bantlarından Dolayı Girinti ve Çıkıntılar

Şekil II.8 değişik çatlak başlangıç merkezleri gözükmemektedir; (i) taneleri kesen, (ii) taneler arası, (iii) yüzeyde bulunan kalıntı veya boşluk, bunların ilk ikisi kayma bantlarının oluşturduğu yüzey çatlaklarıdır, üçüncüsü ise bazı ticari alaşımlarda gözlenir. Bunların yanında (iv) malzeme içerisindeki kalıntılar (v) tane sınırlarındaki boşluklarda çatlak başlangıç merkezleri olarak gösterilmektedir. [15]



Şekil II.8. Çatlak Başlangıcı İçin Farklı Merkezler

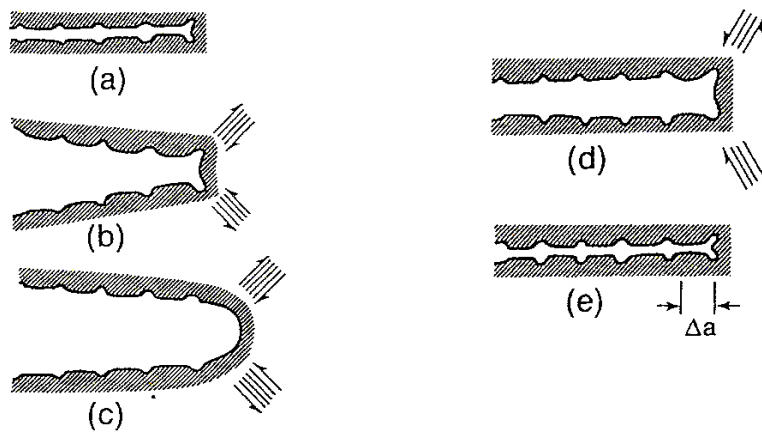
3.b. Yorulma çatlak ilerlemesi

Birinci aşama çatlak ilerlemesinin başlangıcı sürekli kayma bantları boyunca olmaktadır. Çok kristalli metallerde çatlak, ikinci aşama çatlak ilerlemesine geçmeden önce sadece birkaç tane boyutunda ilerlemektedir. Genellikle birinci aşamada çatlak ilerleme hızı, ikinci aşama çatlak ilerleme hızıyla karşılaştırıldığında çok küçüktür. Yorulma sonucunda oluşan kırılma yüzeyleri incelendiğinde birinci aşama çatlak ilerleme izini gösteren önemli bir özellik yoktur. [16]

Tek eksenli yükleme durumunda maksimum kayma gerilmesinin normali uygulanan gerilme ile 45° bir açı yapar. Böylece mikro çatlaklar 45° açıyla yönlendirilmiş kristallerdeki yaklaşık maksimum kayma gerilmeleri boyunca başlar. Maruz kalınan çevresel deformasyonla oluşan çatlakların birkaçı başlangıçta kayma bantları boyunca ilerler daha sonra baskın olan çatlak yavaş yavaş ortaya çıkar ve yönünü değiştirerek yükleme eksenine dik hale gelir. Bu aşamanın uzunluğu malzemeye ve yükün genliğine bağlı olup genellikle 3–4 tane kadardır. Birinci aşamada oluşan çatlak uzunluğu malzemenin ortalama tane büyüklüğünün artışıyla ve gerilme veya deformasyon genliğinin azalmasıyla artar. [17]

Yorulma çatlak ilerleme mekanizması hakkında yapılan çalışmalarda kesin bir fikir birliği oluşmamakla birlikte Laird ve Smith plastik körelme modeli yaygın bir kabul görmüştür. Şekil II.9-a yük artışı ile çatlak ucunun açılması, ilerlemesi ve yükün azalması ile körelmesi şematik olarak gösterilmektedir. Çekme yükünün uygulanmasına, maksimum kesme gerilmesinin kayma düzlemleri boyunca bölgesel plastik deformasyon oluşmaktadır. (Şekil II.9-b). Yükün daha fazla artması ile kayma bantları genişlemekte ve çatlak ucu yarım daire şeklinde körelmektedir. (Şekil II.9-c) Bu körelme sonucunda çatlak, yaklaşık çatlak ucu açılma mesafesinin yarısı kadar uzamaktadır. Basma yüklemesi süresince kayma yön değiştirmekte ve çatlak yüzeyleri arasındaki mesafe artmaktadır. Çekme yüklemesi süresince oluşturulan yeni yüzey uç kısmında çift gibi kıvrımlıdır. (Şekil II.9-d). Maksimum basma gerilmesinde çatlak ucu keskinleşir ve çevrim başına çatlak ilerlemesi. (Δa) gerçekleşir. (Şekil II.9-e).

II. bölge yorulma süresince çatlağın açılıp kapanması ile kırılan yüzeylerde paralel ve çatlak ilerleme yönüne dik yorulma çizgileri oluşmaktadır. Düzenli yorulma çizgilerinin oluşumu ilerleyen çatlak ucunda yeterince büyük plastik deformasyonun oluşumunu gerektirir. Plastik körelme modeline göre çatlak ucunda plastik deformasyon oluşmasından dolayı her bir yorulma çevrimi için çatlak uzaması artışları yorulma çizgileri şeklinde görülmektedir. Genellikle düzgün bir yüklemeye yapıldığında yorulma, çatlak başlangıcından uzaklaştıkça yorulma çizgileri arasındaki mesafe artar.

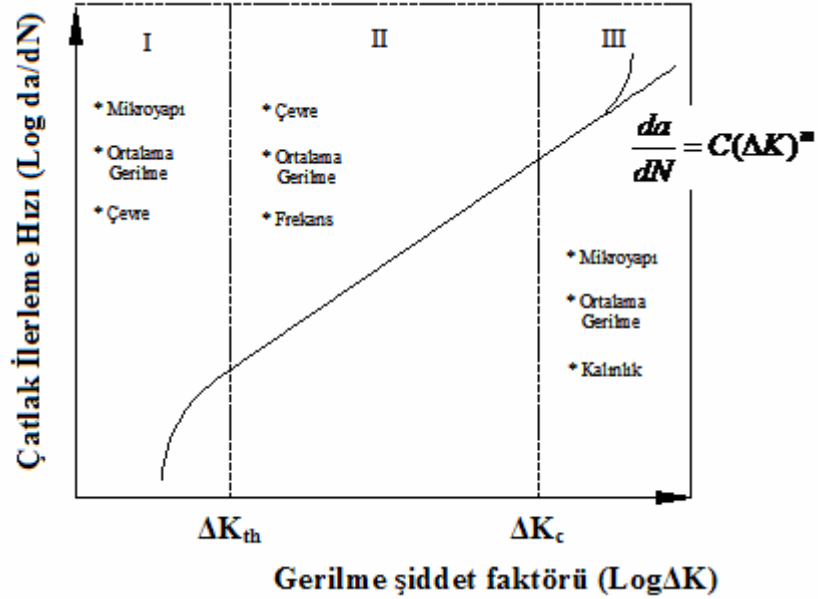


Şekil II.9. Plastik Körelme Modeline Göre Yorulma Çatlak Uzaması, a) Sıfır Yük, b) Küçük Çekme Yükü, c) Maksimum Çekme Yükü, d) Başlangıç Noktasına Dönme, e) Maksimum Basma Yükü

3.c. Yorulma Çatlak İlerleme Hızı

Bir parçanın yorulma sürecinde çatlak ilerleme hızı üç aşamada incelenmekte ve her bir aşama süresince değişik parametreler ve mekanizmalar çatlak ilerleme hızını etkilemektedir.

Şekil II.10'da gösterilen çatlak ilerleme hızı ve gerilme şiddet faktörü ($da/dN - \Delta K$) grafiğinin 1. bölgesinde mikro yapı, ortalama gerilme, çevre şartlarının etkisi büyüktür. Bu bölge düşük gerilme şiddet değerlerinde, çatlak davranışı bir eşik değer (ΔK_{th}) ile sınırlandırılmaktadır. Eşik gerilme şiddet faktörü değeri (ΔK_{th}), altında çatlak ilerlemesi oluşmamakta veya çatlak, ölçülemeyecek kadar yavaş ilerlemektedir. Yorulma nedeniyle kırılan yüzeyler incelendiğinde bu bölgede yorulma çizgileri görülmez. Çelikler için gerilme şiddet faktörü eşik değeri, $35-105 \text{ MPa}\sqrt{m}$ ve alüminyum alaşımlar için $21-42 \text{ MPa}\sqrt{m}$ değeri arasında değişmekte ve bu değerler gerilme oranı ($R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$) ile ters orantılıdır. [17]



Şekil II.10. Yorulma Çatlak İlerleme Hızı, da/dN Eğrisinin Bölgeleri ve Bu Bölgede Etkili Olan Özellikler

Genellikle yapıların ve parçaların çalıştığı II. bölgede eğri lineer olarak değişmektedir. II. Bölgede mikro yapı, çevre, ortalama gerilme ve frekans çatlak ilerleme hızını etkilemektedir.

II. bölgede çatlak ilerleme davranışı genellikle lineer elastik kırılma mekaniği (LEFM) kavramlarının kullanılmasıyla tanımlanmaktadır. Lineer elastik kırılma mekaniği çatlak ucu civarında gerilme değeri ve dağılımının, uygulanan gerilme, çatlak boyutu-şekli ve çatlak parçanın malzeme özellikleri arasındaki ilişkinin belirtilmesinde kullanılmaktadır. 1960 yıllarda önerilen Paris eşitliği II. bölge çatlak ilerlemesi için yaygın bir kabul görmüştür.

$$\frac{da}{dN} = A\Delta K^n$$

Burada A ve n malzeme sabitleri olup (şekil II.11 Paris eşitliğine ait malzeme sabitleri) deneysel olarak tayin edilmektedir. Yukarıdaki eşitlik kullanılarak ilerleme ömrü (hasar oluşuncaya kadar geçen çevrim sayısı) hesaplanabilir.

$$N_f = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{C(\Delta K)^m}$$

a_i ve a_f sırasıyla başlangıç ve son (kritik) çatlak uzunluğudur.

Son olarak yüksek ΔK değerinin bulunduğu III. bölgede, çatlak ilerleme hızı çok yüksek ve yorulma ömrü çok kısadır. Bu bölgede mikroyapı, ortalama gerilme ve malzeme kalınlığının etkisi fazla iken çevrenin etkisi daha azdır. [18]

	<i>A</i>	<i>n</i>
Ferritic-Pearlitic	6.90E-12	3.00
Martensitic	1.35E-10	2.25
Austenitic Stainless	5.60E-12	3.25

Şekil II.11. Paris Eşitliğine Ait Malzeme Sabitleri

$$\Delta K = \beta\sqrt{\pi a}(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$$

Buradan;

a : çatlak uzunluğu

a, n : Paris eşitliğine ait malzeme sabitleri

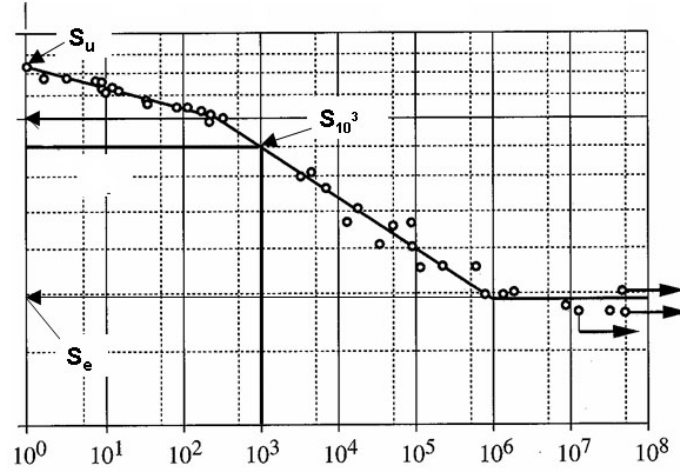
β : Yükleme tipi

ΔK : Gerilme şiddeti faktörü

II.1.6. Sürekli Mukavemet Değerinin Tayini

Dinamik yükte kırılma akma mukavemetinin altında olabilmektedir. R. Moore'un dönen kiriş makinası kullanılarak sürekli mukavemet elde edilir. Genel olarak çelikte sürekli mukavemet 1 milyonla 10 milyon yük tekrarına karşılık geldiği söylenebilir. [2]

Şekil II.12'de tipik bir sürekli mukavemet (S_e) diyagramı verilmektedir. [12]



Şekil II.12. Sürekli Mukavemet Diyagramı

Aşağıda farklı malzeme tiplerine göre sürekli mukavemet (S_e) değerleri yer almaktadır.

Magnezyum alaşımları: (10^8 çevrim) $S_e = 0.35 \times S_u$

Bakır alaşımları: (10^8 çevrim)

$$0.25S_u < S_e < 0.5S_u$$

Nikel alaşımları: (10^8 çevrim)

$$0.35S_u < S_e < 0.5S_u$$

Titanyum alaşımları: (10^7 çevrim)

$$0.45S_u < S_e < 0.65S_u$$

Bütün Alaşımlar: (5×10^8 çevrim)

$$S_e = 0.45 \times S_u \text{ (eğer } S_u \leq 330 \text{ Mpa)},$$

$$S_e = 131 \text{ Mpa} \text{ (} S_u \geq 330 \text{ Mpa)}$$

Çelikler: (10^6 çevrim)

$$S_e = 0.5 \times S_u \text{ (eğer } S_u \leq 1378 \text{ Mpa)},$$

$$S_e = 689 \text{ Mpa} \text{ (} S_u \geq 1378 \text{ Mpa)}$$

Demir için: (10^6 çevrim)

$$S_e = 0.4 \times S_u \text{ (eğer } S_u \leq 413 \text{ Mpa)},$$

$$S_e = 165 \text{ Mpa} \text{ (} S_u \geq 413 \text{ Mpa)}$$

Makine elemanının sürekli mukavemeti, düzeltme katsayılarıyla aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Burada,

S'_e : Dönen giriş makinasında bulunan sürekli mukavemet

(Çelikte $S_u \leq 1400$ MPa ise $S'_e = 0.5S_u$ ve $S_u \geq 1400$ MPa ise

$S'_e = 700$ MPa)

k_a = Yüzey kalitesi katsayısı

k_b = Büyüklük katsayısı

k_c = Güvenirlilik katsayısı

k_d =Sıcaklık katsayısı

k_e = Gerilme yığılması katsayısı

k_f =Diğer etkilerle ilgili katsayıdır.

II.1.7. Yorulmaya Etki Eden Faktörler

Dinamik yükler altında çalışan makine parçalarında görülen yorulma olayına etki eden faktörleri şu şekilde sınıflandırabiliriz.

- ✓ Çentik Etkisi
- ✓ Boyut Etkisi
- ✓ Yükleme Tipi
- ✓ Yüzey Durumu
- ✓ Yüzey İşlemleri
- ✓ Metalürjik Değişkenlerin Etkisi
- ✓ Sıcaklık
- ✓ Çevre

II.1.7.1. Çentik Etkisi

Yorulma dayanımı, çentik veya delik gibi bir gerilme konsantrasyonunu artıran süreksizliklerin etkisi ile ciddi biçimde azalır. Makine elemanları, fatura, vida dişleri, delik gibi süreksizlikleri içerdiği için yapısal parçalardaki yorulma çatlaklarının bu geometrik süreksizliğe sahip bölgelerden başlaması doğaldır. Gerilme yığılmaları sadece geometrik süreksizlikler ile değil aynı zamanda talaş kaldırma sırasında oluşan aşırı ısınmalar veya yüzeyde oluşan pürüzlülüklerle de oluşabilir.

Hemen hemen bütün makine parçaları geometrik veya mikroyapısal olarak süreksizlikleri içerir. Bu süreksizliklerden dolayı gerilme konsantrasyonu oluşur ve bu gerilme yığılmalarının olduğu yerlerde maksimum gerilme (σ_{max}) oluşur.

K_t : Teorik gerilme yoğunluk faktörü

S: Nominal gerilme

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{S}$$

K_t , yükleme moduna ve malzeme geometrisine bağlıdır. Çentik dibinden uzaklaştıkça artar. Yorulma limitinin azalmasında çentiğin etkisi, yorulma çentik faktörü K_f olarak ifade edilir. Bu faktör, çentiksiz parçanın yorulma limitinin, çentikli numunelerin yorulma limitine oranıdır. K_f değerleri; çentiğin keskinliğine, çentiğin tipine, malzemeye, yüklemenin tipine ve gerilme seviyesine bağlıdır.

S_e : Yorulma dayanım sınırı olmak üzere

$$K_f = \frac{S_e}{S_e} \Rightarrow (\text{çentiksiz}) / (\text{çentikli})$$

Yorulmada bir malzemenin çentik hassasiyeti, çentik hassasiyet faktörü (q) olarak tanımlanır. Çentik hassasiyet faktörü gerçek bir malzeme özelliği değildir ve çentiğin keskinliğine, numune boyutuna ve yükleme tipine bağlı olarak değişir. Çentik hassasiyet faktörü, çekme dayanımındaki artış ile artar. Bu yüzden bir malzemenin sertliğini ve çekme dayanımını arttırarak yorulma performansını arttırmak mümkündür. Malzemelerin çentiğe karşı hassasiyeti, gevrek ve sünek özelliklerine bağlıdır. Gevrek malzemeler, çentiğe karşı hassas; sünek malzemeler ise daha az hassasiyet gösterirler. [8]

II.1.7.2. Boyut Etkisi

Malzemen kalınlığının büyük olması uzun ömürlerde etkilidir. Küçük parçaların kalınlığı 5 cm nin üzerinde ve yükleme tipi eğilme veya burulma ise boyut etkisi önemli olur. Büyük parçaların yüzey alanı küçük parçalardan daha büyüktür. Yorulma çalıkları metal yüzeyinden başladığından büyük parçalarda çatlak oluşumu riski daha fazladır. Büyük parçaların içinde artık gerilmeler ve metalürjik değişmeler fazla olduğundan yorulma üzerine malzeme kalınlığının etkisi önemlidir. Malzeme kalınlığı arttıkça yorulma limiti azalmaktadır. [19]

II.1.7.3. Yükleme Tipi

Eksenel yüklenmiş malzemelerin yorulma dayanım sınırları eğilme gerilmesine maruz malzemelerin dayanım sınırlarının yaklaşık %70'i kadardır. Yüklemenin burulma olması durumunda yorulma dayanımı %57,7 oranında düşmektedir. [8]

$$S_e (\text{eksenel}) = 0,7 S_e$$

$$T_e (\text{burulma}) = 0,577 S_e$$

II.1.7.4. Yüzey Durumu

Yüzey durumu şunları etkiler:

- ✓ Yüksek gerilmeli çelikler için yüzey şartları çok önemlidir.
- ✓ Yüzeydeki artık gerilmelere yüzeye uygulanan ısıl işlemler sebep olur.
- ✓ Düşük ömürlerde çeliklerde çatlak ilerlemesini azaltır.
- ✓ Yüzey durum şartları yorulma ömrü için az etkilidir. Fakat belirli bölgelerde meydana gelen süreksizlikler, gerilme konsantrasyonuna sebep olduğundan ihmal edilmelidir.

Yüzey pürüzlülüğü büyüdükçe (daha kaba oldukça) yorulma limiti azalmaktadır. Bu etki yüzey pürüzlülük faktörü ile dikkate alınmaktadır. Yüzey pürüzlülük faktörü işleme yöntemine ve statik mukavemet sınırına bağlıdır. Makine elemanlarının yorulma limitlerini arttırtma yollarından biri, parça yüzeylerinin iyi işlenmesidir. [19]

II.1.7.5. Yüzey işlemleri

Yüzey işlemleri genel olarak kaplama, termal ve mekanik olarak sıralanabilir.

5.a. Kaplama

Kaplama işleminin yorulma dayanımına etkisi tamamen uygulanan kaplama yöntemi ile ilişkilidir. Birçok kaplama işlemi sonrası yüzeyde yorulma dayanımı için istenmeyen çeki artık gerilmeler oluşur. Örneğin krom (Cr) ve nikel (Ni) kaplama yorulma limitini %60 oranında düşürür. Bu tür problemlerin etkileri aşağıdaki işlemlerin uygulanmasıyla azaltılabilir. [19]

- ✓ Kaplamadan önce nitrürleme
- ✓ Kaplamadan önce ve sonra bilye püskürtme
- ✓ Kaplamadan sonra tavlama

Kaplama işlemlerinin (Cr-Ni) yorulma limiti üzerine etkileri

- ✓ Kaplama kalınlığı arttığında akma ve yorulma gerilmesi büyük oranda düşer.
- ✓ Yorulma gerilmesi uzun ömürlerde kaplamadan dolayı azalır.

5.b. Termal Etki:

Karbürleme, nitrürleme gibi difüzyon prosesleri yorulma mukavemeti açısından çok önemlidir. Bu işlemler neticesinde yüzeyde bası artık gerilmeleri oluşturarak yorulma ömrü artırılır. Alev ve indüksiyonla sertleştirme faz dönüşümüne sebep olur. Bu işlemler yüzey üzerine bölgesel uygulanırsa yorulma mukavemeti için faydalı bası artık gerilmeleri üretilebilir. Sıcak haddeleme ve şekillendirme dekarbürizasyona sebep olur. Dekarbürizasyon sonucu malzeme yüzeyindeki karbon atomları kaybı olur ve bunun sonucunda malzemenin yorulma mukavemeti düşmektedir.

5.c. Mekanik Etki

Soğuk haddeleme ve bilyeleme işlemleri yüzeyde bası artık gerilmeleri oluşturduğundan yorulma limiti açısından yararlı işlemlerdir.

- ✓ Bu iki işlemin uzun ömürlü etkisi yüksektir, kısa ömürlerde etkisi fazla yoktur. Bunun sebebi, düşük ömürlerde gerilme çok yüksek olduğundan bu artık gerilmelerin etkisi elimine edilir. Yani malzeme akmaya fırsat bulmadan kırılır.
- ✓ Artık gerimler aşırı yükleme ve yüksek sıcaklıklarla ortadan kaldırılabirler.

5.d. Metalürjik değişkenlerin etkisi

Metallerin yorulma özellikleri tamamen yapısal hassasiyete bağlıdır. Bunun yanı sıra, malzemelerin metalürjik özelliklerinin değiştirilmesi ile yorulma özelliklerinin değiştirilebildiği yöntem sayısı oldukça sınırlıdır. Yorulma özelliklerindeki iyileşmeler, malzeme değiştirmekten ziyade gerilme konsantrasyonlarını azaltan tasarım değişikliği ve yüzeyde oluşturulan bası artık gerilmeleri ile sağlanabilmektedir. Bununla birlikte belirli bir metal veya alaşımdan en iyi yorulma dayanımını elde edebilmek için belirli metalürjik faktörler vardır. Bunlar genellikle özel ısıl işlemlerdir.

Yorulma dayanımı çekme özellikleri ile de ilişkilidir. Genelde dökme veya dökme çeliklerin yorulma sınırları, yaklaşık olarak çekme dayanımlarının yarısıdır. Yorulma sınırının (veya 10^8 çevrimdeki yorulma dayanımı) çekme dayanımına oranı, “yorulma oranı” olarak adandırılır. Nikel, bakır ve magnezyum gibi demir dışı

metallerin yorulma oranları yaklaşık 0.35'tir. Sadece birer yaklaşım olan bu faktörler oda sıcaklığında ve sıfır ortamla gerilme altında test edilen düz ve polisaj yapılmış malzemelerin şartları için geçerlidir.

5.e. Sıcaklığın Etkisi

Üretim ve işletim esnasında makine elemanları termal gerilmelere maruz kalmaktadırlar. Uzay endüstrisinde ve kimyasal işlemlerde malzeme hasarlarının birçoğu düşük sıcaklıklarda meydana gelmektedir. Özellikle statik ve dinamik gerilmelerin birlikte meydana geldiği birçok makine dizaynında, yüksek sıcaklıklar göz önüne alınarak yapılması gerekmektedir. Üretim ve işletim esnasında makine elemanları termal gerilmelere maruz kalmaktadır.

Oda sıcaklığının altında yapılan yorulma deneylerinde, azalan sıcaklıkla yorulma mukavemetinde artış görülür. Çelikler düşük sıcaklıklarda yorulma esnasında daha fazla çentik hassasiyeti gösterirler. Sıcaklık düştükçe, kritik çatlak boyu azalır ve malzeme daha gevrek olur.

Genellikle metallerin yorulma mukavemeti, oda sıcaklığının üzerine çıkıldıkça azalır. Bu tip durumlarda sürünme (creep) olayı önem kazanır. Sıcaklık değişimi ile oluşan mekanik gerilmeler sonucunda da yorulma problemi ortaya çıkmaktadır. Sıcaklık farkı arttıkça gerilmelerde orantılı olarak artar.

$$\sigma = \alpha \cdot E \cdot \Delta_t$$

Burada;

σ : Gerilme,

α : Isıl genleşme katsayısı,

E : Elastisite modülü

Δ_t : Sıcaklık farkını göstermektedir.

İçyapı da faz değişimlerinin de olması yorulmayı hızlandırır. Çelikler nispeten düşük sıcaklıklarda faz değişimine uğrarlar. Faz değişimleri malzemenin hacmini arttırıp azaltarak çatlak oluşumuna sebep olmaktadır. Ayrıca, yorulma mukavemeti tane büyüklüğü ile değişiklik göstermektedir. Büyük taneli yapı, yüksek sürünme gerilmesi gösterirken, düşük yorulma mukavemeti meydana getirir.

5.f. Çevre Etkisi

Bir cisim korozyon ortamının etkisi altında iken değişken yüklerin etkisi altında kalması halinde korozyon yorulması meydana gelir. Bu durum yorulma olayının en tehlikeli halidir. Gerilme ve kimyasal etkinin birlikte etkilemesi metalin yüzeyini

pürüzlü hale getirerek çentik etkisi oluşturur. Dolayısıyla malzemenin yorulma mukavemetinde büyük bir azalma gözlenir. Korozyon yorulmasında elektro-kimyasal etkiden dolayı diğer hasar nedenlerine göre daha fazla çatlak meydana gelir.

Korozyon yorulmasına karşı yorulma dayanımının artırılması, genel olarak iki yöntemle gerçekleştirilir. Birincisi mekanik işleme metalin yüzeyinin sertleştirilmesi, diğeri ise korozyon olayını engelleyici maddelerin kullanılmasıdır.

II.2. YİVSİZ, SETSİZ, ATEŞLİ, KARA AVCILIĞI VE MÜSABAKALAR İÇİN KULLANILAN TÜFEKLERE AİT GENEL BİLGİLER

II.2.1. Av Tüfeklerinin Sınıflandırılması

II.2.1.1. Kalibreye Göre Sınıflandırma

Kalibre: yoğunluğu 11,43 g/cm³ olan kurşunun 15°C’ de 453,6 gramından eşit büyüklükte yapılan kürelerin sayısıdır. Bu sayı namlunun anma ölçüsünü ifade etmekte olup, kürelerin her birinin çapı, o sayılı kalibredeki tüfeğin namlu iç çapına eşittir. 453,6 gram kurşundan 12 adet eşit çaplı küre çıkarıldığında kalibre sayısı 12’dir. 453,6 gramlık söz konusu kurşun kütesinden eşit çaplı 16 küre çıkarıldığında kalibre sayısı 16 olur. Bu sebeple 16 kalibrelik namlunun iç çapı 16,800 ± 0,5 mm’dir. 12 kalibrelik namlunun iç çapı ise 18,200 ± 0,5 mm dir. Kalibre ile çapın milimetre olarak değeri arasında aşağıdaki bağıntı vardır:

$$d = \sqrt[3]{\frac{75792}{N}}$$

Burada;

N :Kalibre

d :Namlu çapı (mm) dir.

TSE standardı kapsamına giren av tüfekleri namlu çaplarına (kalibre) göre;

4,8,10,12,14,16,20,24,28,32,36 kalibre olmak üzere onbir sınıfa, müsabakalar için kullanılan av tüfekleri ise

- ✓ Skeet
- ✓ Trap olmak üzere iki sınıfa ayrılır.

Yivsiz, setsiz, ateşli trap ve skeet müsabaka tüfekleri, genellikle müsabakalarda kullanılan, istendiğinde av maksadıyla da kullanılabilen “0” şoklu trap, silindir namlulu skeet tüfekleridir. [20]

II.2.1.2. Av Tüfeklerinin Namluya Göre Sınıflandırılması

Av tüfekleri namlu tiplerine göre; bir namlulu av tüfekleri, iki namlulu av tüfekleri, değiştirilebilir namlulu av tüfekleri olmak üzere 3 e ayrılır.

2.a. Bir Namlulu Av Tüfeği

Bir namlulu av tüfeği, namlusu bir adet olan tüfektir. Bir namlulu av tüfekleri namlunun konumuna ve doldurma şekline göre aşağıdaki gibi sıralanır.

- a) Bir atışlı kırma,
- b) Bir atışlı sürgülü,
- c) Fişek hazneli sürgülü doldurmalı,
- d) Fişek hazneli pompalı av tüfeği,
- e) Fişek hazneli yarı otomatik av tüfeği,
- f) Fişek hazneli hem pompalı hem yarı otomatik av tüfeği.

II.2.1.2.a.1 Bir Atışlı Kırma Av Tüfeği

Bir atışlı kırma av tüfeği, namlusu kubuzdaki mafsal etrafında kırılarak doldurulan, bir fişek atan ve atıldıktan sonra yeniden doldurulması gereken av tüfeğidir.

II.2.1.2.a.2 Bir Atışlı Sürgülü Av Tüfeği

Bir atışlı sürgülü av tüfeği, kırma tertibatı ileri geri hareket ettirilerek yeniden doldurulan av tüfeğidir.

II.2.1.2.a.3 Fişek Hazneli, Sürgülü Doldurmalı Av Tüfeği

Fişek hazneli, sürgülü doldurmalı av tüfeği, fişek ateşlendikten sonra el ile kumanda edilen bir sürgü yardımı ile boş fişeği dışarı atan ve haznedeki dolu fişeği namluya süren, aynı zamanda kendiliğinden kurulan av tüfeğidir.

II.2.1.2.a.4 Fişek Hazneli Yarı Otomatik Av Tüfeği

Fişek hazneli yarı otomatik av tüfeği, fişek ateşlendikten sonra boş fişeği gaz basıncı ve/veya kinetik enerji ile dışarı atan ve haznedeki dolu fişeği namluya süren, aynı zamanda kendiliğinden kurulan av tüfeğidir.

II.2.1.2.a.5 Fişek Hazneli, Pompalı Doldurmalı Av Tüfeği

Fişek hazneli, pompalı doldurmalı av tüfeği, el kundağının (pompa) ileri geri hareket ettirilmesi ile boş fişeği dışarı atan ve haznedeki dolu fişeği namluya süren ve aynı zamanda kendiliğinden kurulan av tüfeğidir.

II.2.1.2.a.6 Fişek Hazneli, Hem Pompalı Doldurmalı Hem Yarı Otomatik Doldurmalı Av Tüfeği

Fişek hazneli hem pompalı hem yarı otomatik doldurmalı av tüfeği, birinci seçenek olarak el kundağının ileri geri hareket ettirilmesi ile boş fişeği dışarı atan ve haznedeki dolu fişeği namluya süren, aynı zamanda kendiliğinden kurularak çalışan av tüfeğidir. İkinci seçenek olarak da mandalın konumu değiştirilerek namluya verilen fişek ateşlendikten sonra boş fişeği kendi kendine dışarı atan ve haznedeki dolu fişeği namluya süren, aynı zamanda kendiliğinden kurulan av tüfeğidir.

2.b. İki namlulu Av Tüfekleri

İki namlulu av tüfeği, namlusu iki adet olan av tüfekleridir. İki namlulu av tüfekleri konumuna ve doldurma şekline göre; yan yana namlulu (kırma), yan yana namlulu sürgülü (çifte), üst üste namlulu kırma (superpoze) olmak üzere 3 kısma ayrılır.

II.2.1.2.b.1 Açık Horozlu, Yanyana İki Namlulu Kırma Av Tüfeği (çifte)

Açık horozlu yanyana iki namlulu kırma av tüfeği, namluları yan yana olan ve kubuzdaki mafsal etrafında kırılarak doldurulan ve açık horozları elle kurulan av tüfeğidir.

II.2.1.2.b.2 Gizli Horozlu, Yanyana İki Namlulu Kırma Av Tüfeği (çifte)

Gizli horozlu yanyana iki namlulu kırma av tüfeği, namluları yan yana olan ve kubuzdaki mafsal etrafında kırılarak doldurulan ve kendiliğinden kurulan av tüfeğidir.

II.2.1.2.b.3 Üst Üste İki Namlulu, Kırma Av Tüfeği (Süperpoze)

Üst üste iki namlulu, kırma av tüfeği, namluları üst üste olan ve kubuzdaki mafsal etrafında kırılarak doldurulan ve aynı zamanda kurulan av tüfeğidir.

II.2.2. Av Tüfeklerine Ait Doldurma Tertibatları

II.2.2.1. Sürgülü Doldurma Tertibatı

Sürgülü doldurma tertibatı, kubuz içinde namlu yönünde bir kol aracılığı ile ileri geri hareket ettirilerek ateşleme sistemini kuran iğnesi, kurma yayı ve tırnağı bulunan ve tüfeği doldurup kuran, kilitleyen ve boşaltan tertibattır.

II.2.2.2. Pompalı Doldurma Tertibatı

Pompalı doldurma tertibatı, tek namlulu tüfeklerde el kundağının ileri geri hareket ettirilmesi sonucu kurma parçasını çalıştırarak boş kovana dışarı atan, yerine dolusunu süren, horozun kurulmasını sağlayan ve namluyu kilitleyen tertibattır.

II.2.2.3. Yarı Otomatik Doldurma Tertibatı

Yarı otomatik doldurma tertibatı, kurma kolu vasıtasıyla fişek haznesindeki dolu fişeği namlu fişek haznesine süren, ateşleme sistemini kuran ve kilitlenen, atış sonucu meydana gelen gaz basıncının geri tepmesiyle çalışır. Otomatik doldurma tertibatı gaz basıncının namlu ortalarındaki iki delikten geçerek pistonu geri itmesi sonucu boş kovana dışarı atıp sistemi tekrar kuran ve kilitlenen (gazlı) tüfeklere ait tertibattır.

II.2.2.4. Hem Pompalı Hem Yarı Otomatik Doldurma Tertibatı

Hem pompalı hem yarı otomatik doldurma tertibatı, tek namlulu tüfeklerde el kundağının ileri geri hareket ettirilmesi sonucu kurulan ve boş kovana dışarı atan tertibattır. Aynı zamanda mandalın konumunun değiştirilmesi ile otomatik doldurma sisteminde fişeğin patlaması sonucu meydana gelen gaz basıncının geri tepmesi ile kurma tertibatını geri iterek boş kovana dışarı atan yerine dolusunu süren horozun kurulmasını sağlayan ve namluyu kilitleyen tertibattır.

II.2.3. Gaz Otomatik Av Tüfeğini Oluşturan Parçalar ve İşlevleri

Şekil II.13' de gaz otomatik Av Tüfeğini oluşturan ana parçalar görülmektedir.

II.2.3.1. Namlu

Namlu, fişek içindeki barutun ateşlenmesi sonucu ortaya çıkan gaz basıncı ile hız alan saçmaları veya tek kurşunu hedefe yönelten çelikten yapılmış bir elemandır.

Şekil II.14 av tüfeğine ait namlu detayını göstermektedir. Tablo 1 de Namlu iç çap ve toleranslarını gösteren tablo yer almaktadır. [20]

1.a. Namlu Uzunluğu

Namlu uzunluğu, fişek yatağı tabanından namlu ağzına kadar olan uzaklıktır.

1.b. Namlu Çapı

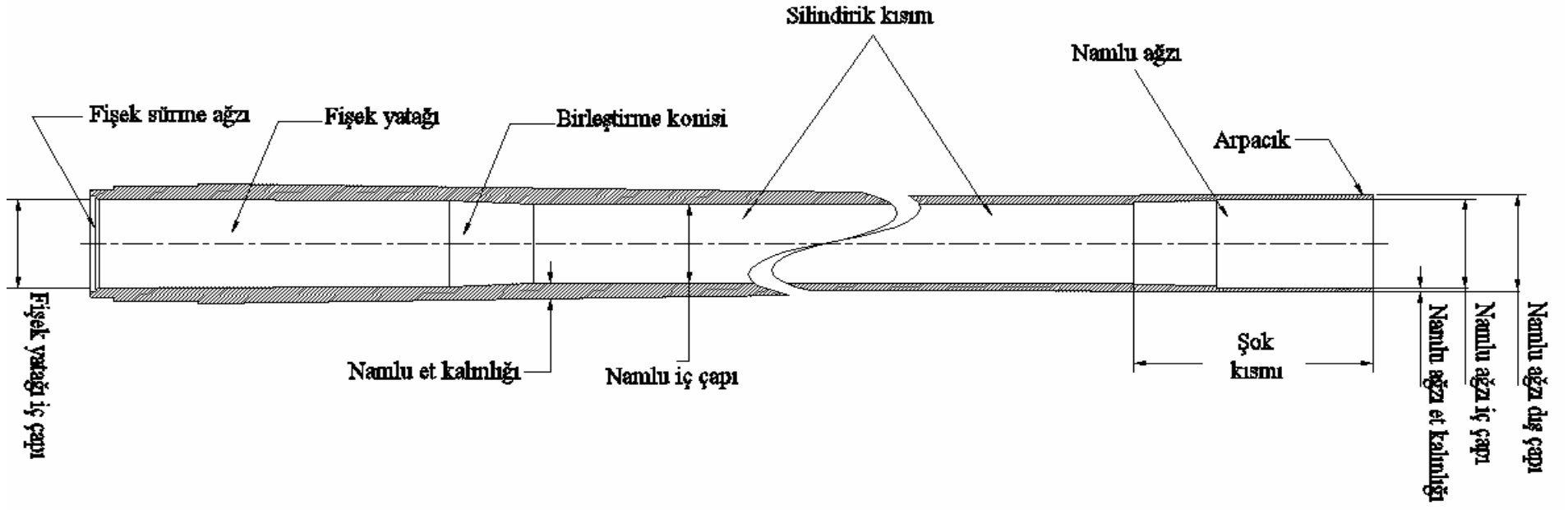
Namlu çapı, fişek yatağının önündeki konik kısmın bittiği ve namlu silindirinin başladığı yerdeki kesitin iç çapıdır.

Tablo 1. Namlu İç Çap ve Toleransları

Tüfeğin Kalibresi	Namlu Uzunluğu (mm)	Namlu	
		İç Çap (mm)	Tolerans (mm)
10	610-760	19,30	+0,5 0
12Trap	700-860	18,20	+0,5 0
12 Skeet	640-680	18,20	+0,7 0
12	550-760	18,20	+0,7 0
14	550-760	17,20	+0,5 0
16	550 - 760	16,80	+0,5 0
20	550-760	15,70	+0,5 0
24	550-700	14,70	+0,5 0
28	550-700	13,80	+0,5 0
32	% 550-700	12,70	+0,5 0



Şekil II.13. Gaz Otomatik Av Tüfeğini Oluşturan Ana Parçalar



Şekil II.14. Gaz Otomatik Av Tüfeği Namlusuna Ait Kısımlar

1.c. Birleştirme Konisi

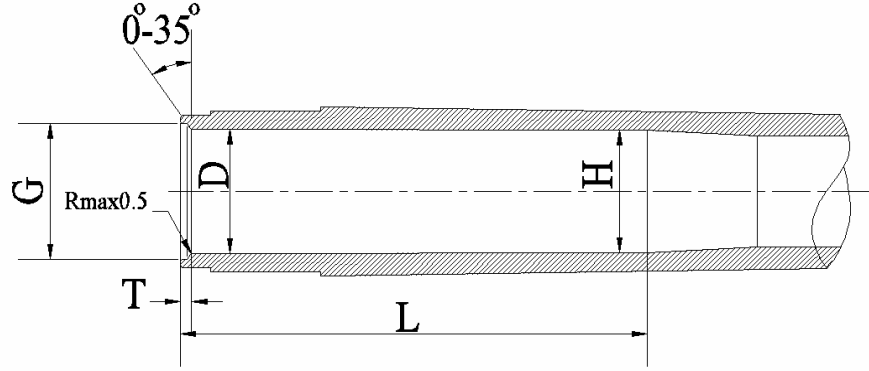
Birleştirme konisi, namlunun silindir biçimli kısmını fişek yatağına bağlayan konik kısımdır.

1.d. Fişek Haznesi

Fişek haznesi, av tufeğinin namlu hariç içine birden fazla fişek alan kısımdır. Tablo 1 av tufeğleri fişek yatakları lu ve tolerans değerlerini göstermektedir.

1.e. Fişek Yatağı

Fişek yatağı, namlunun baş tarafında içine fişek sürülen kısımdır. Şekil II.15 fişek yatağı, tablo 3' de ise av tufeğleri fişek yatakları lu ve tolerans değerlerini gösterilmektedir. [20]



Şekil II.15. Fişek Yatağı

Tablo 2. Av Tüfekleri Fişek Yatakları Ölçü ve Tolerans Değerleri

Kalibre	H	D	G	T	L
10	$21.40_0^{+0.1}$	$21.75_0^{+0.1}$	$23.75_0^{+0.1}$	$1.90_0^{+0.5}$	76.20;88.90 82.60
12	$20.30_0^{+0.1}$	$20.65_0^{+0.1}$	$22.55_0^{+0.1}$	$1.85_0^{+0.5}$	65.10;69.90 76.20;67.60 73.20;88.90
14	$19.35_0^{+0.1}$	$19.70_0^{+0.1}$	$21.55_0^{+0.1}$	$1.75_0^{+0.5}$	65.10;69.90 67.60
16	$18.60_0^{+0.1}$	$18.95_0^{+0.1}$	$20.75_0^{+0.1}$	$1.65_0^{+0.5}$	65.10;69.90 67.60
20	$17.40_0^{+0.1}$	$17.75_0^{+0.1}$	$19.50_0^{+0.1}$	$1.55_0^{+0.5}$	65.10;69.90 67.60;76.20
24	$16.50_0^{+0.1}$	$16.80_0^{+0.1}$	$18.55_0^{+0.1}$	$1.55_0^{+0.5}$	63.60 65.10
28	$15.60_0^{+0.1}$	$15.90_0^{+0.1}$	$17.50_0^{+0.1}$	$1.55_0^{+0.5}$	63.60 65.10
32	$14.30_0^{+0.1}$	$14.60_0^{+0.1}$	$16.20_0^{+0.1}$	$1.55_0^{+0.5}$	50.80;63.60 60.10;65.10
410	$11.80_0^{+0.1}$	$12.05_0^{+0.1}$	$13.70_0^{+0.1}$	$1.55_0^{+0.5}$	50.80;65.10;72.90 63.60;69.90;76.20
9 mm	$9.70_0^{+0.1}$	$9.90_0^{+0.1}$	$11.50_0^{+0.1}$	$1.45_0^{+0.5}$	44.60
Uzunluk Toleransları $_0^{+0.1}$ mm dir.					

II.2.3.2. Şok (Namlunun Uç Kısımındaki Daralma)

Şok, namlunun uç kısmında, iç çapın küçültülmesi sonucu meydana gelen kesit daralmasıdır.

II.2.3.3. Kundak

Kundak, namlu ve kubuza yataklık eden ve namludaki fişek ateşlendiği zaman meydana gelen geri tepmeyi omuza ileten, ahşap, plastik vb. malzemeden yapılmış sabit parçadır.

II.2.3.4. El Kundağı

El kundağı, namluyu yöneltmek maksadı ile elle tutmaya yarayan, ahşap veya ısı iletmeyen plastik vb. parçadır.

II.2.3.5. Kubuz (Gövde)

Kubuz, namlu ve el kundağı ile kundak arasında bulunan, bir taraftan kuyruk vasıtasıyla kundağa tespit edilen diğer taraftan kilit sistemi ile namluyu bağlayan ve içinde emniyet tertibatı ile fişek ateşleme, otomatik çalıştırma parçalarını bulunduran metal bölümdür.

II.2.3.6. Tetik

Tetik, kubuzun altında köprü ile korunan ve parmakla çekildiği zaman, daha önce kurulmuş olan açık veya gizli horozun iğneyi düşürmesini sağlayan metal parçadır.

II.2.3.7. Köprü

Köprü, tetiği arzu edilmeyen dış temas ve tesirlerden koruyan metal, plastik ve benzeri malzemelerden yapılmış parçadır.

II.2.3.8. Kilit Tertibatı

Kilit tertibatı, namluyu kubuza ve el kundağını namluya tespit etmeye yarayan tertibattır.

II.2.3.9. Mekanizma

Mekanizma, tüfeğin kubuzu içinde ileri geri hareket ederek fişeği namluya yerleştiren, iğne ve kilidi bünyesinde bulunduran tertibattır.

II.2.3.10. Horoz

Horoz, kurulduktan sonra tetiğin çekilmesi sonucu ucundaki iğne ile (veya iğne ile horozun ayrı olduğu sistemlerde) kapsüle vurarak ateşlenmesini sağlayan parçadır.

II.2.3.11. İğne

İğne, kapsülün patlamasını sağlayan çelik parçadır.

II.2.3.12. Emniyet Tertibatı

Emniyet tertibatı, dolu tüfeğin istenmedikçe patlamasına engel olan ve atış yapmadan önce ateşleme tertibatının serbest bırakılabilmesi için otomatik veya el ile kumanda edilen tertibattır.

II.2.3.13. Tırnak

Tırnak, fişegi, fişek yatağından çıkaran parçadır.

II.2.3.14. Otomatik Tırnak (Ejektör)

Otomatik tırnak, bir yay vasıtasıyla boş kovani fişek yatağından otomatik olarak dışarı fırlatan elemandır.

II.2.3.15. Namlu Şeridi

Namlu şeridi, namlu üstü veya namlular arasında bulunan şerittir.

II.2.3.16. Arpacık

Arpacık, namlunun veya namlu şeridinin ön ucunda bulunan ve nişan almaya yarayan parçasıdır.

II.2.4. Tüfek Parçalarının Mekanik Özellikleri

İmalatı tamamlanmış av tüfekleri parçalarının yüzey sertlikleri tablo 3'te verilenlere uygun olmalıdır. [20]

Tablo 4, tüfek parçalarının sahip olması gereken mekanik özelliklerin standartlara uygunluğunu gösterir.

Tablo 3. Av Tüfeği Parçalarına Ait Genel Sertlik Değerleri

Parça Adı	Sertlik Derecesi
Namlu	(218–236) BSD
Horoz	(375–444) BSD
İğne	(375–444) BSD
Mekanizma	(320–370) BSD
İğne uç ve arka kısımları indüksiyon ile veya komple sementasyon ile (45–50) HRC arasında sertleştirilebilir	

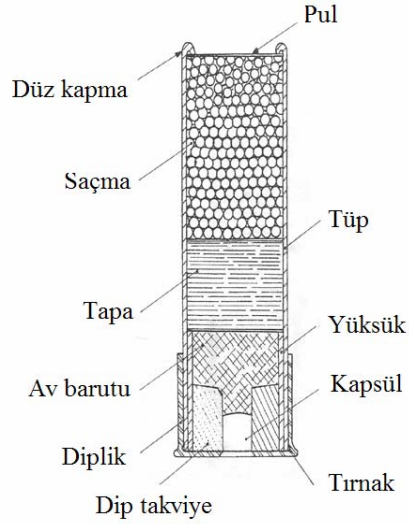
Tablo 4. Tüfek Parçalarına Ait Mekanik Özellikler Tablosu

Parçanın Adı	Yapıldığı Malzemenin Kısa Adı1
Namlu	İslah çeliği (C60, 42 CrMo4, 34 CrMo4, 32 Cr Mo12)
Kubuz	Genel Yapı Çeliği (S Fe 37-2, Fe 60-2, Fe 70-2) Özel alaşımlı alüminyum (7075 T6) = AlZnMgCu1,5
Tetik, horoz, fişek haznesi, kilit parçaları, mekanizma, şerit, şoklar, civata ve benzerleri	Genel yapı çeliği (S Fe 37-2, Fe 60-2, Fe 70-2) İslah çeliği (C 22, C 45, C 50, C 60) 1 8NiCrMo5,42CrMo4,34CrMo4
Yaylar	Yay çelikleri
İğne ve pimler	İslah çeliği (C 22, C 45, 0 50 .C 60) Otomat çeliği
Kundak ve el kundağı	Rutubeti en çok % 8-13 kayın veya ceviz ağacı veya plastik malzeme El kundağının çelik kısmı için S Fe 37-2
Köprü	Genel yapı çeliği Plastik malzeme

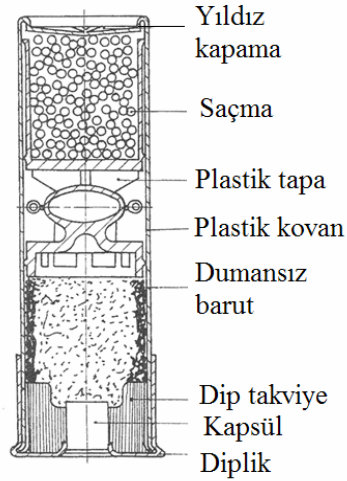
II.3. AV FİŞEKLERİ

II.3.1. Av Fişeklerinin Genel Yapısı

Av fişegi, TS 870 e göre imal edilen yivsiz av tüfeklerinde kullanılan, içerisine konan av saçmasını sevk etmek için; kapsül, barut, keçe-kağıt-plastik tapa, karton - plastik pul, diplik ve takviyeden oluşan kağıt veya plastik tüplü silindirik mamuldür. (Şekil II.16–17). [21]



Şekil II.16. Kağıt Kovanlı Av Fişegi



Şekil II.17. Plastik Kovanlı Av Fişegi

II.3.1.1. Kovan

Kovan, av fişeginin kağıt veya plastikten yapılan tüp şeklindeki gövdesidir.

1.a. Kovan Boyu

Kovan boyu, dipliğin alt yüzeyinden kovanın kapama işlemi yapılmamış haldeki uzunluğudur.

1.b. Fişek Anma Boyu

Fişek anma boyu, av fişeginin ağız kapama işleminden sonraki uzunluğudur.

II.3.1.2. Diplik

Diplik, ortasında, barutun ateşlenmesine yarayan kapsülün yerleştirildiği kapsül yatağı bulunan metal kısımdır.

2.a. Diplik Boyu

Diplik boyu; av fişegine konulan barut ve saçma kütesine (basınca) bağlı olarak değişebilen, dipliğin alt yüzünden üst kenarına kadar olan uzunluğudur

II.3.1.3. Kapsül

Kapsül, barutun ateşlenmesini sağlayan ve içinde ateşleyici bulunan, ateşleme elemanıdır.

II.3.1.4. Barut

Barut, yandığında oluşan gaz basıncıyla, av fişegi içindeki saçmayı tüfek namlusundan sevk etmeye yarayan patlayıcı maddedir.

II.3.1.5. Tapa

Tapa; keçe, kağıt veya plastikten imal edilen, barutun yanmasıyla oluşan gazlar yardımıyla, fişegin içindeki av saçmasının, tüfeğin namlusundan dışarıya atılmasında, düzgün bir etki sağlamak ve barut gazlarını kaçırmamak üzere bir piston gibi görev yapan ve av fişegi içine konan barutun üst kısmına yerleştirilen silindir biçimli parçadır.

II.3.1.6. Kapama

Kapama, kovanın doldurulduktan sonra kendi üzerine sıvanıp bükülerek veya katlanarak kapatılması işlemidir.

II.3.1.7. Pul

Pul, av fişekleri içerisinde saçma üzerine yerleştirilen ve fişegi kapamak üzere kullanılan, daire şeklinde karton veya plastik parçadır.

II.3.1.8. Dip Takviye

Dip takviye, yüksüğün iç kısmına yerleştirilen; tüp, yüksük ve dipliği birbirine bağlayan, kapsül takılan dipliğin barut haznesinin taban kısmını oluşturan, kağıttan veya plastikten yapılmış parçasıdır.

II.3.1.9. Tırnak

Tırnak, atıştan sonra boş av fişeginin namludan çıkartılmasına yarayan dipliğin çıkıntısıdır.

II.3.2. Yivsiz Tek Kurşunlu Fişeklerin Karşılaştırmalı Performans Tablosu

Tablo 5' de en fazla kullanılan tek kurşuna ait performans bilgileri yer almaktadır. [22]

Tablo 5. Yivsiz Tek Kurşunlarda Karşılaştırmalı Performans Tablosu

Numara (Çap)	Kovan Uzunluğu (mm)	Kurşun Ağırlığı (gram)	Kurşun Tipi	Çıkış			Enerji	
				Hızı (fps)	50yds	100yds	(fpe) (50yds)	100yds
10	89	50	Foster	1280	1080	970	1980	1605
12	76	35	Foster	1600	1320	1130	2120	1785
12	76	39	Brenneke	1502	1144	936	1749	1240
12	76	28	Foster	1760	1345	1075	1396	891
12	76	28	Sabot	1550	1410	1190	1665	1220
12	70	35	Foster	1520	1260	1090	1930	1450
12	70	32	Brenneke	1590	1190	975	1540	1035
12	70	28	Foster	1680	1285	1045	1605	1061
12	70	28	Foster	1610	1330	1140	1725	1255
12	70	28	Sabot	1450	1320	1130	1475	1120
12	70	28	Foster	1560	1175	977	1342	927
16	70	22	Foster	1600	1180	990	1075	755
16	70	27	Brenneke	1590	1190	975	1300	875
20	70	21	Foster	1600	1270	1070	1175	835
20	70	24	Brenneke	1590	1190	975	1165	780

$$(m/s=3.281Xfps),(joule = 0.738Xft.lbf)$$

II.3.3. Av Fişeklerinin Basınç Değerleri

Tablo 6. av fişeklerinin basınç değerlerini göstermektedir. Bu değerler normal fişekler için olup, yüksek performanslı (saçma kütlesi fazla) şevrotin, tek kurşun, mini magnum ve magnum fişekler için bu değerler piezo (transducer) metodunda $P_{max} (ort) = 1050 \text{ bar} = 1070 \text{ kg/cm}^2$; kroşe metodunda ise $P_{max} (ort) = 950 \text{ bar} = 970 \text{ kg/cm}^2$ basıncı geçmemelidir. [23]

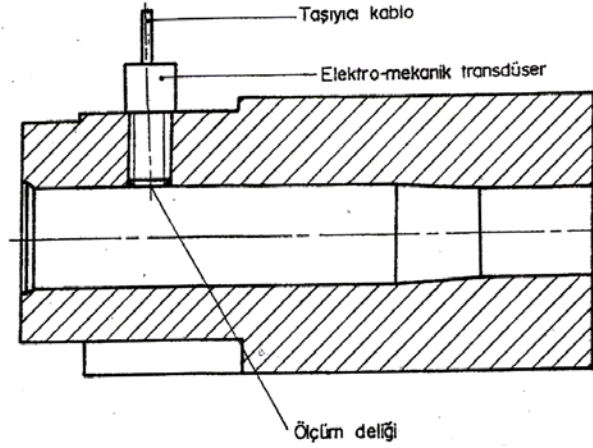
Tablo 6. Av Fişeklerinin Basınç Değerleri

Kalibre	Piezo (Trandüser) metodu				Kroşe metodu			
	Pmax (ort)		P kritik		Pmax (ort)		P kritik	
	Bar	kg/cm ²	Bar	kg/cm ²	Bar	kg/cm ²	Bar	kg/cm ²
4	1050	1070	1200	1255	950	970	1090	1110
8	1050	1070	1200	1255	950	970	1090	1110
10	1050	1070	1200	1255	950	970	1090	1110
12	740	755	850	870	685	700	1090	805
14	740	755	800	820	685	700	790	805
16	780	795	900	920	720	735	790	845
20	830	845	950	970	770	785	830	845
24	830	845	950	970	770	785	885	900
28	830	845	950	970	770	785	885	900
32	830	845	950	970	770	785	885	900
36 (410)	830	845	950	970	770	785	885	900

P_{max} = Azami ortalama basınç değerleri

$P_{kritik} = 1.15 \times P_{max}$

Transdüser metodunda fişek basınç değerleri belirlenirken namlu fişek yatağına konumlandırılacak transdüser çapına göre namlu üzerine delik açılarak transdüser bu deliğe yerleştirilir. Patlamadan sonra namlu fişek yatağı içerisinde sıkışan gaz transdüserin algılayıcı yüzeyine basınç uygular. Bir şarj anflikatörüne optik kablo ile bağlı olan transdüser üzerinde depolanan enerji şarj anflikatörüne aktarılarak basınç değerinin okunmasını sağlar.



Şekil II.18. Piezo (Transdüser) Metodu İçin Basınç Ölçüm Namlusu ve Düzeneği

II.4. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

II.4.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi

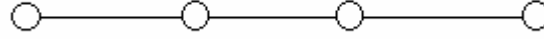
Sonlu elemanlar yöntemi mühendislerin karşılaştığı karmaşık ve zor problemleri kabul edilebilir bir yanlılıkla çözebilen yaklaşık çözüm yöntemlerinden biridir. Bu yöntem gerilme analizi, akışkanlar mekaniği, ısı transferi, mekanik titreşimler vb. gibi konularla ilgili problemlerin çözümlerinde kullanılmaktadır. Bu teknik 1950'li yıllarda bilgisayarın gelişmesi ile kendini göstermiştir. Günümüzde de donanın ve yazılımdaki gelişmelerle paralel olarak, mühendislik alanındaki gelişmelerle beraber sonlu elemanlar yöntemi de karmaşık problemlere uygulanmakta ve güvenli sonuçlar vermektedir. Kullanıldığı yerler bir uçağın ya da bir otomobilin yapısal analizinden, nükleer bir tesis gibi karmaşık bir termal sistemin veya kanal, su yolu, ya da yeryüzü üzerinde bulunan herhangi bir akışkanın akış analizini içine alan çok geniş bir alanı kapsamaktadır. Bu geniş alan içersine basınçlı gazların akışı, elektrostatik yağlama problemleri ve titreşim sistemlerinin analizi de girmektedir. [24]

Sonlu elemanlar yönteminin temel kavramı sıcaklık, basınç veya deplasman gibi herhangi bir sürekli niceliğin küçük ve sürekli parçaların birleşmesi ile oluşan bir modele dönüştürülmesidir. Bu metoda göre; orijinal geometri, malzemenin yüzeyinde ve içinde noktalar içinde noktalar içeren elemanlar dizisi tarafından yerleştirilir. Model cevabı tekil bir eleman için ele alınır. Şöyle ki; fonksiyonun sürekliliği, içeride düzenleyici olan denklemlere uyan noktalar arasında sağlanır. Sonlu elemanlar metodunun en önemli özelliklerinden biri kıvrılmış, eğrilmiş sınırların, yüksek izoparametrik elemanlar kullanılarak, gerçekçi olarak tanımlanabilmesidir. Gerçek çözüm, ağı tanımlayan ortalama eğimin yerleştirildiği bölgede elde edilir. Sonuçlar gösterir ki, noktasal serbestlik dereceleri ağı düzenleyerek arttırılır. Genellikle çözüm, düzenleyici denklemin gerçek çözümüne dönüştürülebilir. Bu yöntemde cismin “sonlu boyutta çok sayıda elemana” ayrıldığı düşünülür. Yöntemin adı da buradan gelmektedir. Cisim uzayda $n = (1, 2, 3)$ boyuta sahipse, n boyutlu sonlu elemanlar sistemine ayrılır.

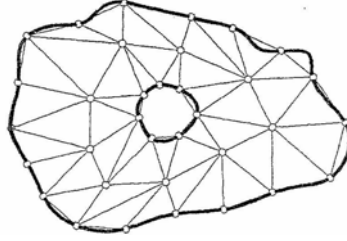
Bir boyutlu cisimler Şekil II.19-a' da ki gibi düğümlerle (node); iki boyutlu cisimler Şekil II.19-b' deki gibi çizgilerle; üç boyutlu cisimler Şekil II.19-c' 'deki gibi düzlemlerle sonlu elemanlara ayrılacaktır. Bir boyutlu cisimlerde sonlu elemanlar farklı uzunlukta olabilirler. Ancak iki veya üç boyutlularda elemanlar, eşit

olmayan boyutlarda olabileceği gibi farklı şekillerde de olabilirler. Bununla birlikte, bütün durumlarda cismi temsil eden sonlu elemanlar Şekil II.19-a,b ve c’ de görüldüğü gibi düğümlerle bağlanacaktır. Sonuçta cisim, sonlu elemanlar ve onları birbirine bağlayan düğümlerden oluşan bir sistemle yer değiştirmiş olacaktır. [24]

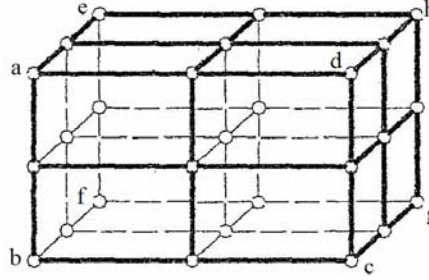
Sonlu elemanların düğümlerle bağlantı durumu Şekil II.20-a ve b’ deki gösterimde en iyi şekilde anlaşılmaktadır. Burada düzgün, birim kalınlıktaki biri üçgen diğeri dikdörtgen iki düzlem sonlu eleman vardır.



(a)



(b)



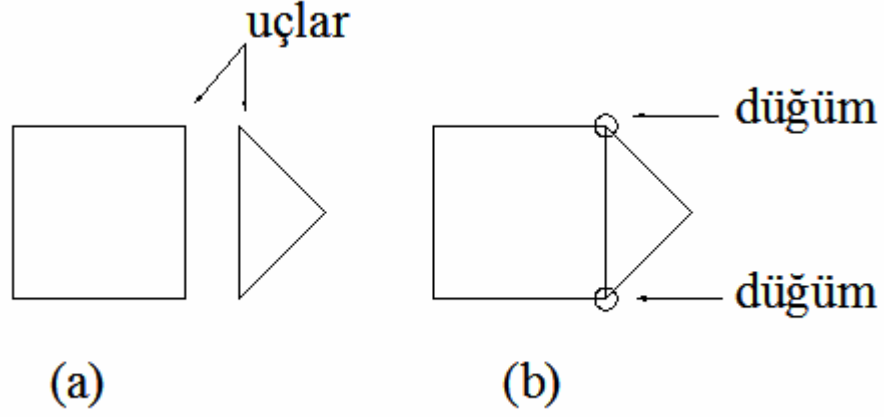
(c)

Şekil II.19. (a), (b) ve (c) Farklı Boyutlardaki Cisimler

Şekil II.20-a üç doğrusal sonlu elemana ayrılmış bir boyutlu bir cisim, (b) üçgen elemanlar sistemi haline getirilmiş iki boyutlu delikli bir cisim, (c) a, b, c, d, e, f g, h şeklinde 8 özdeş dikdörtgen prizma elemana ayrılmış üç boyutlu bir cisim.

Şekil II.20-a’ da ki elemanlar ayrı ayrı, birbirine bağlanmamış biçimde gösterilmiştir. Düğümleri Şekil II.20-b’ deki gibi komşu sonlu elemanları uçlarından birbirine bağlayan ve onları bir arada tutan “somun-cıvata” bağlantısı gibi

düşünebiliriz, öyle ki düğümler kaldırıldığında elemanlar birbirinden ayrılırlar.



Şekil II.20. (a) Birim Üniform Kalınlıkta İki Düzlem Sonlu Eleman. (b) İse a'da ki Sonlu Elemanların Düğümlerle Bağlanması.

Düğümler kaldırıldığında elemanlar birbirinden ayrılacağından komşu sonlu elemanlar arasında fiziksel süreklilik yoktur.

Metodun çözümlenmesinde bundan sonraki adım, cismi temsil eden elemanların her birinin “eleman direngenlik matrisi”ni (element stiffness matrix) tanımlamaktır. Daha sonra eleman direngenlik matrisleri, parçalara ayrılmış cismin tamamına ait “tümel direngenlik matrisi”ni (overall stiffness matrix) oluşturmak üzere toplanır. Bu toplamada, cismin sonlu eleman modelindeki bütün düğümlerde kuvvetlerin dengesi ve yerdeğiştirmelerinin sürekliliği sağlanır. Buradan aşağıdaki matris denklemine ulaşılır.

$$[K].\{\delta\}=\{P\}$$

[K], cismin tümel direngenlik matrisini tanımlar. Tümel kuvvet vektörü {P}, bütün düğümlere uygulanan dış kuvvetleri; {δ} ise, bütün düğümlerin yer değiştirmelerini göstermektedir. Burada [] işareti kare (veya dikdörtgen) matrisleri, { } işareti vektörü gösterecektir.

Yukarıdaki denklem incelenirse [K] nitelik bakımından, parçalara ayrılmış cisimde birim yerdeğiştirme oluşturacak kuvveti ifade eder. Buradan cismin sonlu eleman modelini bir yaya eşdeğer olarak düşünürsek cismin “direngenliği” [K]’nin “yay sabitine” karşılık olacağı açıktır.

Cisme etkiyen belirli bir dış kuvvetler ve belirli bir sınır şartları takımı için, ifade edilen denklemden yegane çözüm olarak düğüm yerdeğiştirmeleri $\{\delta\}$ bulunur. Yerdeğiştirmelerden de gerilmeler ve zorlanmalar hesaplanabilir [30].

II.4.2. Problemlerin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Çözüm Aşamaları

Sonlu elemanlar metodu ile bir problemin çözümünde belli bir sıra takip edilir. Bu sıra genel olarak aşağıdaki gibidir. [24]

II.4.2.1. Problemin Tanımlanması

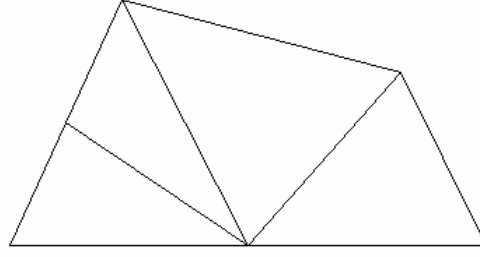
Önce problemin ne tür problem olduğı, alan değışkenlerinin (yerdeğiştirme akışkan hızı, sıcaklık vb.) ne olduğı belirlenir.

II.4.2.2. Çözüm Bölgesinin Sonlu Elemanlara Bölünmesi ve Sonlu Eleman Tipleri

Probleme konu olan çözüm bölgesi, uygun şekilde elemanlara ayrılır. Elemanlara ayırma işlemi, problemin çözümünün yaklaşırlığı açısından oldukça önemlidir.

Elemanlar çözüm bölgesinin geometrik yapısına ve problemin takibine göre farklılıklar gösterir. Analiz yapılacak elemanın elemanlara ayrılması işlemi iki önemli adımdan meydana gelir. Şekli uygun biçimde uygun elemanlar kullanarak bölmek, bu elemanlar üzerinde düğüm noktalarını en uygun şekilde numaralandırmaktır.

İki boyutlu bir şekil, en basit olarak üçgen elemanlara bölünebilir. Bunun için şekil önce dört elemanlara, sonra da bu dörtgen elemanlar üçgene ayrılır. İkinci ayrıştırma sırasında, geometrik değışiklikler, yük uygulanan yerler ve malzeme özelliklerinin değışiklik gösterdiği bölgeler göz önünde tutulur. Eğer ele alınan cismin kenarları doğal ise bu eğrilik, küçük elemanlar kullanılarak belli bir yaklaşıklıkla ifade edilebilir. (Şekil II.21)



Şekil II.21. Doğrusal Kenarlı Basit Üçgen

Elemanlar geometrik olarak şu ana guruplara ayrılır.

2.a. Tek Boyutlu Elemanlar:

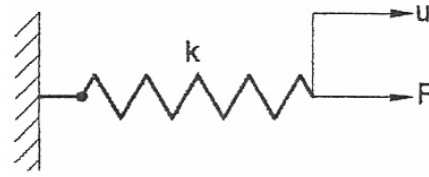
Tek boyutlu elemanlar geometrik olarak diğer iki boyutu, tek boyutuna göre ihmal edebilen geometrik yapıların analizinde ve problemin özelliğinden dolayı tek boyutlu inceleme yapmayı gerektiren durumlarda kullanılır. İlk duruma örnek olarak kafes sistemleri, ikinci duruma örnek olarak da tek boyutlu ısı transferi gösterilebilir.

2.b. Yay Elemanları:

Yayın bir ucundan kuvvet uygulanarak, yayı uzatmaya çalışan bir sistem düşünelim. Hook kanununa göre uygulanan kuvvet ile yer değiştirme arasındaki bağıntı;

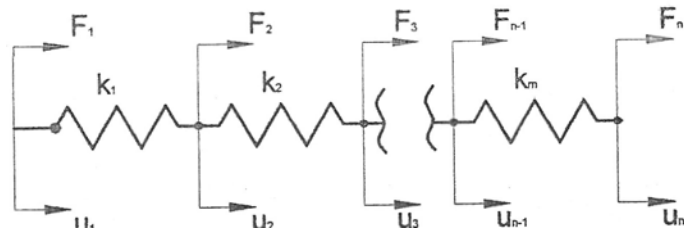
$$F=k.u$$

ile verilir. “k” değeri yayın rijitlik katsayısıdır. Dış kuvvetler için “F”, düğüm noktasındaki yerdeğişirmeler için “u” notasyonlarını kullanacaktır. (şekil II.22)

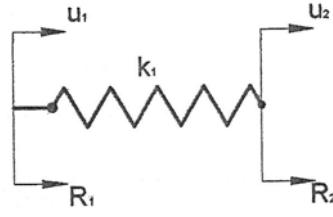


Şekil II.22. Yay Elemanı

Birbirine bağlı yay sistemleri ele alınırsa; (şekil II.23-24)



Şekil II.23. Seri Bağlı Yay Elemanları



Şekil II.24. Seri Bağlı Yay Elemanları İç Kuvvetler

R değerleri yay iç kuvvetleri olmak üzere her bir yay için iç kuvvetler ile yerdeğiştirmeler arasındaki ifade,

$$\begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}$$

şeklindedir.

Buradaki $\begin{bmatrix} k & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix}$ matrisi ana rijitlik matrisi olarak adlandırılır ve matrisin

boyutları elemanın serbestlik derecesi ile ilgilidir. Yay elemanında her bir düğümün serbestlik derecesi 1 olduğu için 1 serbestlik derecesi x2 düğüm noktası = 2, yay elemanının toplam serbestlik derecesidir ve toplam rijitlik matrisi 2x2 boyutunda kare matristir.

Her bir eleman için bu eşitlikler yazılır ve tüm sistemin davranışını ifade eden tek eşitlik şeklinde birleştirilir ise;

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & \cdot & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & \cdot & 0 \\ 0 & -k_1 & k_1 + k_2 & \cdot & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ \vdots \\ u \end{Bmatrix}$$

Elde edilir. Burada F değerleri, düğüm noktalarını etkileyen dış kuvvetleri temsil etmektedir. Bu eşitlik daha sade bir formda aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\{F\} = [K].\{u\}$$

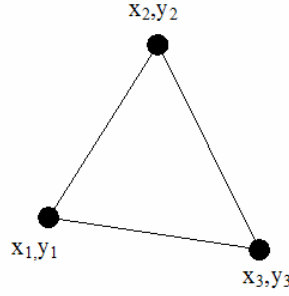
Burada [K] matrisi ana rijitlik matrisi olarak adlandırılır ve simetrik kare matris özelliğine sahiptir.

Yay sistemlerine benzer olarak, aksenal yönde kuvvet taşıyan çubuklar için kuvvet ile yer değiştirme $[K].\{\delta\}=\{P\}$ bağıntısı ile verilebilir. K rijitlik değeri;

$$k = \frac{EA}{L} \text{ Şeklinde ifade edilir.}$$

2.c. İki Boyutlu Elemanlar (Düzlem elemanlar):

İki boyutlu elemanlar çözüm bölgesinin düzlem olduğu durumlarda kullanılır. Temel olarak iki eleman tipi vardır: üçgen ve dörtgen elemanlar. Çözüm bölgesinin gerçeğe yakın olarak tanımlanmasında üçgen elemanlar çok kullanışlıdır. Dörtgen elemanlar daha özel durumlarda çözüm bölgesinin dörtgen elemanlara ayrılabilir yapıda olması durumunda kullanılır. Üçgen şeklinde bir elemanı dikkate alacak olursak; (şekil II.25)



Şekil II.25. Üçgen Eleman

Her düğüm noktasının 2 (U_x ve U_y) serbestlik derecesi vardır. Dolayısıyla elemanın serbestlik derecesi 6' dır. Bu üçgenin eleman rijitlik matrisi şu şekilde ifade edilebilir.

$$[k]_{6 \times 6} = t[A][C]^{-T}[D]^{-T}[E][D][C]^{-1}$$

Burada:

t : Elemanın kalınlığı

A : Elemanın alanı,

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ x_1 & x_2 & x_3 \\ y_1 & y_2 & y_3 \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix}$$

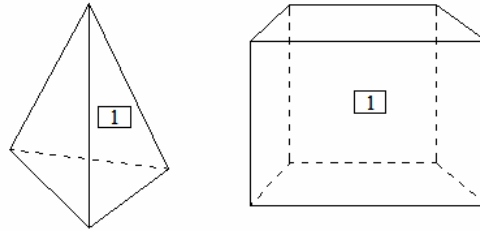
$$E = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu^2}{2} \end{bmatrix}$$

E : Düzensel gerilme için elastisite matrisi,
 ν : Poisson oranı (0.29-0.33)

Elde edilen eleman rijitlik matrisleri benzer şekilde birleştirilerek ana rijitlik matrisi elde edilir. Eleman rijitlik matrislerinin elde edilmesi, diğer matris işlemleri ve lineer denklem sisteminin çözümü genellikle bir bilgisayar programı ile yapılır.

2.d. Üç Boyutlu Elemanlar:

Temel eleman üçgen piramittir. Bunun dışında dikdörtgenler prizması veya daha genel olarak altı yüzeyle elemanlar, üç boyutlu problemlerin çözümünde kullanılan eleman tipleridir. (şekil II.26) Bazı problemlerde çözüm bölgesinin üç boyutlu olarak ele alınması gerekebilir. En basit üç boyutlu eleman dörtyüzlü elemandır. Ayrıca altı yüzlü ve eksenel simetrik dönel elemanlar kullanılır.

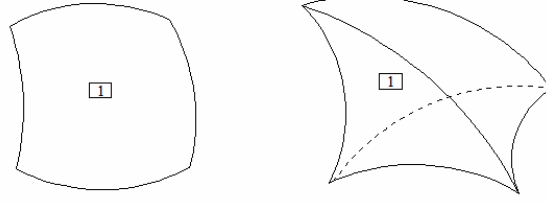


Şekil II.26. Üç Boyutlu Eleman Tipleri

2.e. izoparametrik elemanlar:

Çözüm bölgesinin sınırları eğri denklemleriyle tanımlanmışsa, kenarları doğru olan elemanların bu bölgeyi tam olarak tanımlaması mümkün değildir. Böyle durumlarda bölgeyi, gereken hassasiyette tanımlamak için elemanların boyutlarını küçültmek, dolayısıyla sayılarını artırmak gerekmektedir. Bu durum çözülmesi gereken denklem sayısını artırır, dolayısıyla gereken bilgisayar kapasitesinin ve zamanın büyümesine sebep olur. Bu olumsuzluklardan kurtulmak için, çözüm bölgesinin eğri denklemleri ile tanımlanan sınırlarına uyum sağlayacak eğri kenarlı elemanlara ihtiyaç hissedilmektedir. Böylece hem çözüm bölgesi daha iyi tanımlanmakta hem de daha az sayıda eleman kullanılarak çözüm yapılabilmektedir. Elemanlar üzerindeki düğüm noktaları bir fonksiyon ile tanımlanır. İzoparametrik sonlu elemanın özelliği, her noktasının konumunun ve yer değiştirmesinin aynı

mertebeden aynı şekil (interpolasyon) fonksiyonu ile tanımlanabiliyor olmasıdır. İzoparametrik elemanlara eşparametrelili elemanlar da denir. (şekil II.27)



Şekil II.27. İzometrik Elemanlar

İzoparametrik elemanların şu özellikleri vardır:

- 1) Lokal koordinatlarda iki komşu eleman arasında süreklilik sağlanıyor ise, izoparametrik elemanlarda da sağlanıyor demektir.
- 2) Eğer interpolasyon fonksiyonu lokal koordinat takımındaki elemanda sürekli ise, izoparametrik elemanda da sürekli dir.
- 3) Çözümün tamlığı lokal koordinatlarda sağlanıyor ise izoparametrik elemanlarda da sağlanır.

II.4.2.3. İnterpolasyon Fonksiyonlarının Seçimi

İnterpolasyon fonksiyonu alan değişkeninin eleman üzerindeki değişimini temsil etmektedir. İnterpolasyon fonksiyonunun belirlenmesi seçilen eleman tipine ve çözülecek denklemin derecesine bağlıdır. Ayrıca interpolasyon fonksiyonları şu şartları sağlamalıdır: [25]

- 1) İnterpolasyon fonksiyonunda bulunan alan değişkeninin en yüksek mertebeden bir yüksek mertebeye kadar olan kısmi türevleri eleman sınırlarında sürekli olmalıdır.
- 2) İnterpolasyon fonksiyonunda bulunan alan değişkeninin bütün türevleri, eleman boyutları sıfıra gitse bile alan değişkenini karakterize etmelidir.
- 3) Seçilen interpolasyon fonksiyonu koordinat değişimlerinden etkilenmemelidir.

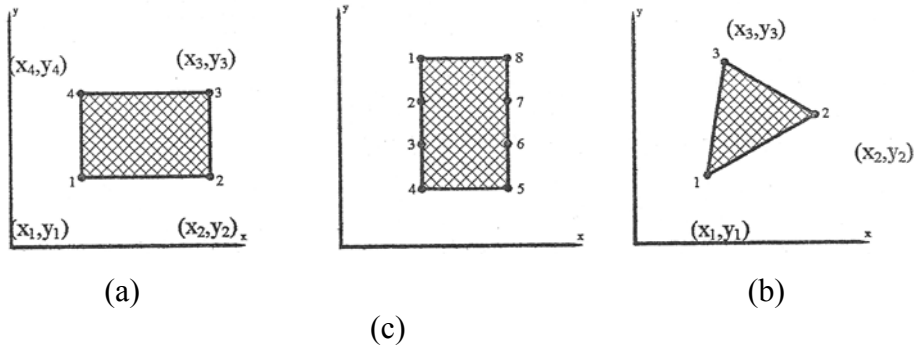
Hem yukarıdaki şartları sağlamaları hem de türev ve integral almadaki kolaylığından dolayı interpolasyon fonksiyonu olarak genelde polinomlar seçilir. Seçilen polinom yukarıdaki şartların gerçekleşmesi için uygun terimleri ihtiva etmelidir.

İnterpolasyon fonksiyonlarının çıkarılmasında Pascal üçgeni kullanılır. (şekil II.28)

	Number of terms
1 constant	1
x y linear	3
x^2 xy y^2 quadratic	5
x^3 x^2y xy^2 y^3 cubic	10
x^4 x^3y x^2y^2 xy^3 y^4 quadratic	15
x^5 x^4y x^3y^2 x^2y^3 xy^4 y^5 quintic	21

Şekil II.28. Pascal Üçgeni

Aşağıda (Şekil II.29)dört noktalı ve sekiz noktalı dörtgen elemanlar için Pascal Üçgeni kullanılarak interpolasyon fonksiyonları çıkarılmıştır.



Şekil II.29. Eleman ve İnterpolasyon Fonksiyonları

a- $\phi(x, y) = a_1 + a_2 \cdot x + a_3 y + a_4 xy$

b- $\phi(x, y) = a_1 + a_2 \cdot x + a_3 y + a_4 xy + a_5 y^2 + a_6 xy^2 + a_7 y^3 + a_8 xy^3$

c- $\phi(x, y) = a_1 + a_2 \cdot x + a_3 y$

II.4.2.4. Eleman Direngenlik Matrisinin Elde Edilmesi

Eleman direngenliğinin bulunması, elemana etki eden dış etkenler ile alan değişkenleri arasında bir ilişki kurmak anlamına gelmektedir. Eleman direngenliğini elde ederken çözülecek problemin konusu, atanan değişkeni, seçilen eleman tipi, seçilen interpolasyon fonksiyonu eleman özelliklerine elde ederken kullanılan metot gibi pek çok faktör göz önüne alınmak durumundadır. Etki eden bu faktörlere göre de eleman direngenliğinin elde edilmesinde değişik yollar izlenir. [25]

II.4.2.5. Sistem Direngelik Matrisinin Elde Edilmesi

Sistemin direngelik matrisi sistemin düğüm sayısı ve her düğümdeki serbestlik derecesine bağlı olarak belirlenir. Elemanlar için hesaplanan direngelik matrisleri, elemanın üzerindeki düğüm numaralarına bağlı olarak genel direngelik matrisinde ilgili satır ve sütununa yerleştirilir. Farklı elemanlar tarafından ortak kullanılan düğümlerdeki terimler genel direngelik matrisinin ilgili satır ve sütununda üst üste toplanmalıdır. Elemanların düğüm numaralanması bir sistematığe göre yapılırsa genel direngelik matrisinde elemanlar diyagonal üzerinde üst üste toplanır. Genelde direngelik matrisi simetriktir. [25]

II.4.2.6. Sınır Şartlarının Belirlenmesi

Her problemin tabi olarak ya da yapay sınır şartları vardır. Sınır şartları, cismin çeşitli kısımlarındaki elastik yer değiştirmelerin ölçülebileceği bir referans sağlar. Bir çubuk eleman ele alalım. Bu eleman için bir sınır şartı tanımlanmazsa, etki eden düğüm kuvvetlerinin büyük, küçük ya da eşit olmasına göre hareket eder ve deplasman $u_1=u_2$ olarak çubukta rijit cismin hareketi gözlenir. Binci durumdaki rijit cisim hareketi genel direngelik matrisinin tekil olmasına sebep olur. Bu durum U_2 'nin ölçüleceği bir referans noktasının belirlenmemiş olmasına bağlanabilir. Gerçekte bir referans noktası sağlanmak zorundadır. Aynı çubuğu:

$$u_2 F_2 / k$$

Şeklinde ifade edebiliriz. Çünkü $u_1=0$ çubuğun sınır şartıdır. Böylece sınır şartları; cismin belli parçasında veya parçalarındaki yer değiştirmelerde yapılan kısıtlamalar denilebilir. Bu kısıtlamalar, cismin rijit yer değiştirmesine engel olur ve uygulanan dış yüklerin cisim tarafından taşınmasını sağlar. Aynı sınır şartları problemin cinsine göre sonlu elemanlar metodunun uygulandığı diğer vektörel ve skaler alan problemleri için de tanımlanır. [25]

II.4.2.7. Denklem Sisteminin Çözümü

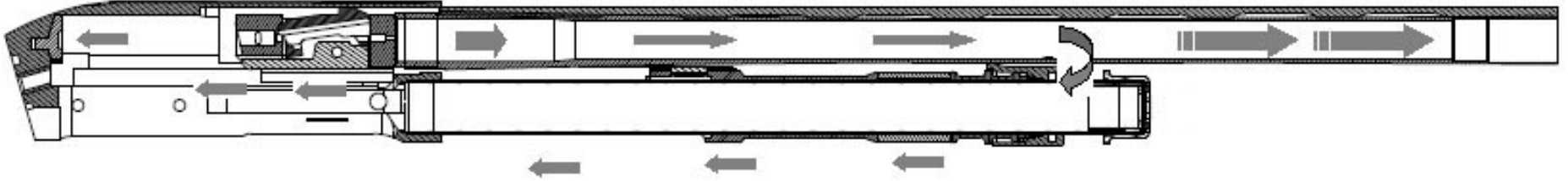
Çözüm için sistemin sınır şartları da göz önüne alınarak direngelik matrisinin tersini almak yeterlidir. Fakat bilgisayar kapasitesi ve bilgisayar zamanı açısından çok büyük matrislerin çözümünü ters alam işlemi ile yapmak yerine Gauss eliminasyon metodu ile daha az kapasite ve daha kısa sürede yapmak mümkün olmaktadır.

BÖLÜM III

TEZ ÇALIŞMALARI

III.1. TEST TÜFEĞİNİN (YARI OTOMATİK AVTÜFEĞİ) ÇALIŞMA PRENSİBİ

Av esaslı kullanılan yarı otomatik av tüfeğinin kurma kolundan verilen ilk hareket ile sürgü kolu mekanizmayla birlikte hareket ettirilir. Mekanizmanın bu hareketi magazin borusu üzerindeki otomatik icra yayında bir miktar hareket enerjisi depolamasına ve tetik gurubunun kurulmasına imkan tanır. Kurma kolundan verilen bu ilk hareket enerjisi tutucular serbest bırakılıncaya kadar tüfekte depolanan statik enerjidir. Tüfek bu pozisyonda iken doldurulup tutucu serbest bırakılır. Mekanizma sürgü koluyla beraber ileri doğru hızlı bir şekilde hareket ederek ilk fişegi namlu çıkış pozisyonuna getirir. Tetiğe dokunulup tetik gurubu harekete geçirildikten sonra horoz mekanizma gurubu üzerindeki iğneye çarparak fişegi patlatır. Namlu fişek yatağı içerisinde meydana gelen bu şiddetli patlamanın etkisiyle kurşun parçacıkları namlu içerisinde çok yüksek bir hızda hareket ederek namluyu terk eder. Patlamanın şiddetiyle namlu içerisinde oluşan yüksek basınçtaki gazın bir kısmı gaz halkası üzerindeki deliklerden geçerek pistonun yüzeyine etki ederek mekanizma gurubunu harekete geçirir. Regülatör üzerine bağlı olan sürgü kolunun bu geri hareketi otomatik icra yayını sönümleyip mekanizma gurubunun kasa arka takozuna ve dolayısıyla kilide çarpıncaya kadar devam eder. Böylece tüfek tekrar kurulmuş olur. Tetiğe her dokunuşta bu işlemi seri olarak tekrarlanır. Şekil III.1-a tüfeğin atış öncesi Şekil III.1-b tüfeğin atış sonrası pozisyonlarını gösterirken okla belirtilen yönler patlamadan sonra gazın tüfekteki dolaşımını ifade eder.



(a)



Şekil III.1. (a) ve (b) Ateş Öncesi (Kilitli Pozisyon) ve Ateş Sonrası (Açık Pozisyon) Mekanizma Gurubunun Konumu

III.2. TÜFEK MEKANİZMASINI OLUŞTURAN PARÇALARIN MODELLENMESİ

Şekil III.2’ de görülen 12" av tüfeği 63 adet farklı parçadan oluşmaktadır. Tüfeğe ait her parça Pro Engineer (wildfire 3.0) katı modelleme programı kullanılarak modellenmiş, yapılan AR-GE çalışmalarından sonra üretimi yapılmıştır.



Şekil III.2. 12-3" Yarı Otomatik Av Tüfeği

III.2.1. Mekanizma Gurubunu Oluşturan Parçalar

Şekil III.3’de test için kullanılan av tüfeği mekanizmasını oluşturan parçalar yer almaktadır.



Şekil III.3. Mekanizma Gurubu

III.2.1.1. Mekanizma

Mekanizma, tüfeğin kasası içinde ileri geri hareket ederek fişegi namluya yerleştiren, iğne ve kilidi bünyesinde bulunduran tertibattır. (Şekil III.4) Mekanizma TSE EN 10083–1 de belirtildiği üzere 18NiCrMo5, 42CrMO4, 34CrMo4 alaşımlı çelikten üretilmektedir. Sertlik değeri 40–45 Rc dir.



Şekil III.4. Mekanizma

III.2.1.2. Kilit

Mekanizma ile birlikte hareket eden kilit (şekil III.5), ateşleme pozisyonunda namlu kepi üzerinde açılmış olan kilit boşluğunu kapatarak (kilitleme pozisyonu) mekanizmanın fişek yatağı içerisinde hazır bekleyen dolu fişegi patlama öncesi desteklemesini sağlar. Kilit TSE EN 10083–1 de belirtildiği üzere 18NiCrMo5, 42CrMO4, 34CrMo4 alaşımlı çelikten üretilmektedir. Sertlik değeri 42–45 Rc dir.

Kilit malzemesi AISI 4340 olup bu malzeme özellikle uçak sanayinde, tokluk ve yüksek mukavemet gerektiren yapısal tasarımlarda çok tercih edilir. Isıl işlem karakteristiği iyi olup düşük alaşımlı çelikler nikel (Ni), krom (Cr) ve molibden (mo) içerir. Dairesel (çevrimsel) yüklemelerde çalışma performansı yüksektir. Yorulma mukavemeti ve korozyon direnci iyidir.



Şekil III.5. Kilit

III.2.1.3. İğne

İğne, fişek yatağı içerisine yerleştirilen kapsülün patlamasını sağlayan çelik parçadır. Islah çeliğinden imal edilebilir. İğne uç ve arka kısımları indüksiyon ile veya komple sementasyon ile (45–50) HRC arasında sertleştirilebilir

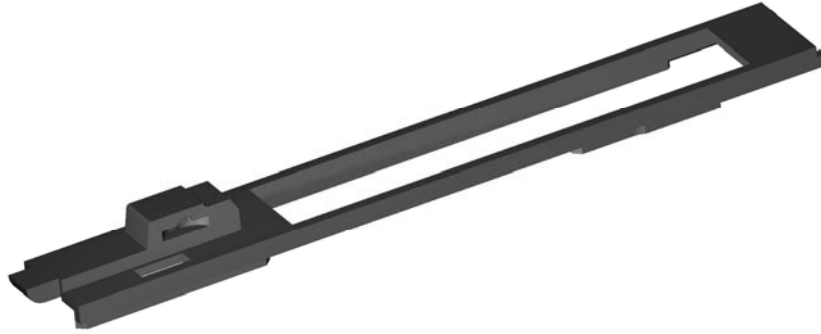
III.2.1.4. Tırnak

Boş fişegi patlamadan sonra kavrayarak kasa penceresinden dışarıya çıkartan parçadır. Alaşımli çelikten imal edilebilir. Sertlik değeri 42–45 Rc dir.

III.2.1.5. Sürgü Kolu

Sürgü kolu, Fişek patlatıldıktan sonra namlu içindeki gaz deliklerinden gaz halkasına dolan gazın basınçlı bir şekilde pistonu ittirmesiyle oluşan doğrusal hareketi tetik gurubu, mekanizma gurubu ve tutkuculara ileterek tüfeğin tekrar kurulmasını sağlayan önemli bir parçadır. (Şekil III.6) Sürgü kolu TSE EN 10083–1 de belirtildiği üzere 18NiCrMo5, 42CrMO4, 34CrMo4 alaşımli çelikten üretilmektedir. Sertlik değeri 40–45 Rc dir.

(Sürgü kolu elkundağı gurubuna ait bir parçadır ancak analizlerde kullanıldığı için bu bölümde bahsedilmiştir.)



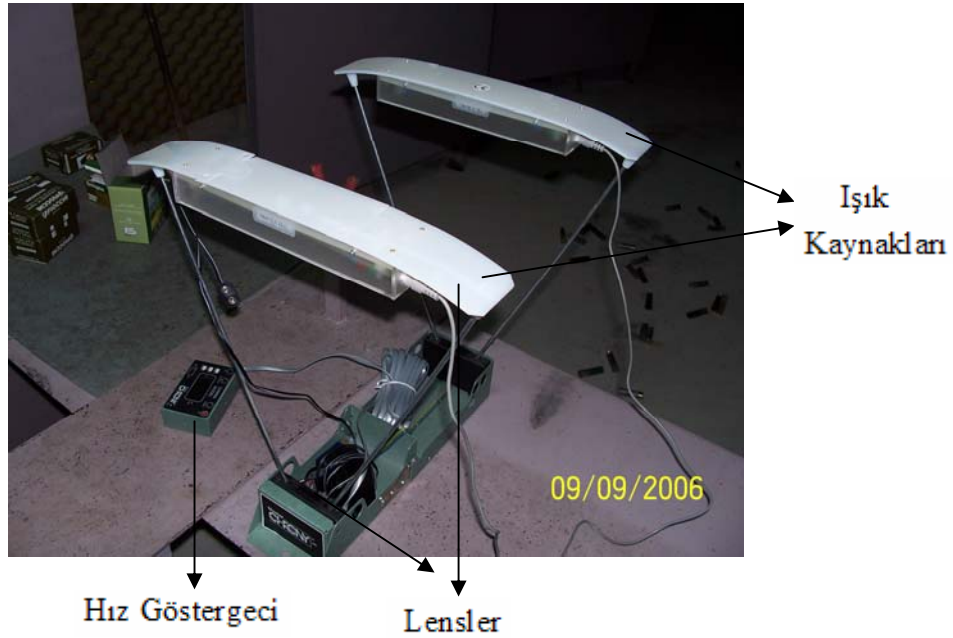
Şekil III.6. Sürgü Kolu

III.3. TEK KURŞUN NAMLU ÇIKIŞ HIZI VE MEKANİZMA GERİ TEPME HIZI TESPİTİNE DAİR TEST DÜZENEGİ ÇALIŞMALARI

III.3.1. Hız Ölçüm Cihazının Çalışma Prensibi ve Teknik Özellikleri

Master Chroney hız ölçüm cihazı (Şekil III.7) de görüldüğü üzere hafif çelik çerçeveden imal edilmiştir. Ağırlığı yaklaşık 1,1 kg ve 9 volt kapasiteli alkali pil ile çalışır. Cihaz 203.2x368.3 mm² ebatlarında çelik telden yapılmış, atış için kullanılan üçgensel şekilde bir tarama alanına sahiptir. Ana ünite üzerine sabitlenmiş konumda duran plastik koruyucular içinde iki adet beyaz ışık kaynağı bulunmaktadır. Ayrıca

cihazın ön ve arka kısmında yine plastik koruyucu içine yerleştirilen iki adet lens mevcuttur. Bu lensler tüfek ateşlendikten sonra merminin lensler üzerinden geçişi esnasında ışığın lense gelen miktarındaki (dalga boyundaki) anlık değişimi algılar. Mermi ilk dedektörden geçtiği an okuyucu sayaç devreye girerek çok hassas ve hızlı bir şekilde zaman sayımına başlar. Kronometrenin bu hassasiyeti ancak balistik analizlerde merminin anlık yolculuğu sırasındaki zamanın tespitinde kullanılan önemli bir özelliktir. Geri sayım aracı mermi ikinci dedektörden geçinceye kadar sayıma devam eder. Mermi ikinci lensten geçtikten sonra kronometre sayımı durdurur ve bu bilgiyi cihazın kendi yapısı içinde bulunan dönüştürücü elektronik kartlara göndererek test operatörünün kurşunun namludan çıkış hızını FPS (feet per second) veya MPS (meter per second) olarak LCD hız görüntüleme ekranından okumasına imkan verir.



Şekil III.7. Shooting Chrony Hız Ölçüm Cihazı

III.3.2. Tek Kurşun, Namlu Çıkış Hızının Tespiti

Bütün yarı otomatik (gaz otomatik) silahlarda olduğu gibi av tüfeklerinde de atış sonrası açığa çıkan patlama enerjisinin büyük bir kısmı parçacık (kurşun) ile birlikte yüksek hızda dışarı atılır, bir kısmı tüfeği tekrar kurmak için kullanılır, kalan kısımda sürtünmelerden dolayı ısı enerjisine dönüşür.

Yapıtığımız test çalışmalarında ve hesaplamalarda da belirtildiği üzere gözden kaçırılmaması gereken en önemli nokta patlamadan sonra oluşan geri tepme kuvvetinin tasarım aşamalarında kontrol altına alınmasının gerekliliğidir.

Çalışmamızın bu kısmında hazırladığımız test düzeneğiyle, değişik kalibrelerde fişekler kullanarak tek kurşun fişeğe ait maksimum namlu çıkış hızlarını tespit etmeye çalıştık. Deney sonucu elde edilen, namlu çıkış hız verileri kullanılarak av tüfeğine ait momentum ve enerji değişimleri analitik olarak hesaplanmıştır.

Değişik kalibre ve özellikteki gaz otomatik ve pompalı tüfeklerle yapılan tek kurşun namlu çıkış hız deney verileri aşağıda yer almaktadır. Test için Bornaghi, Fiocchi, Winchester ve Imperial marka değişik gramajlardaki fişekler kullanılmıştır. Şekil III.8-a ve b' de hazırlanan test düzeneğine resimler yer almaktadır.



(a)



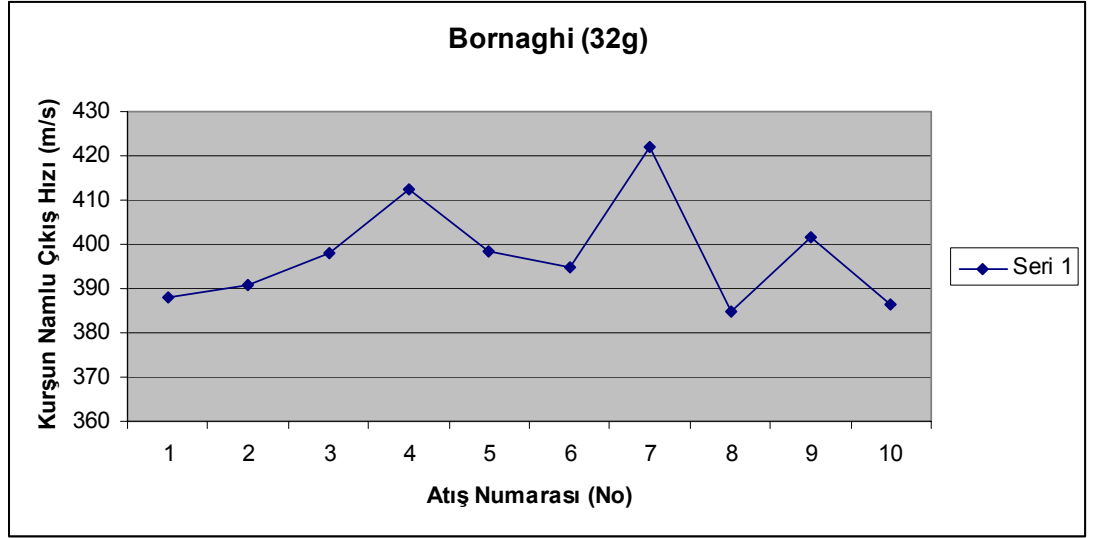
(b)

Şekil III.8. (a) ve (b) Tek Kurşun Namlu Çıkış Hız Tespit Düzeneği

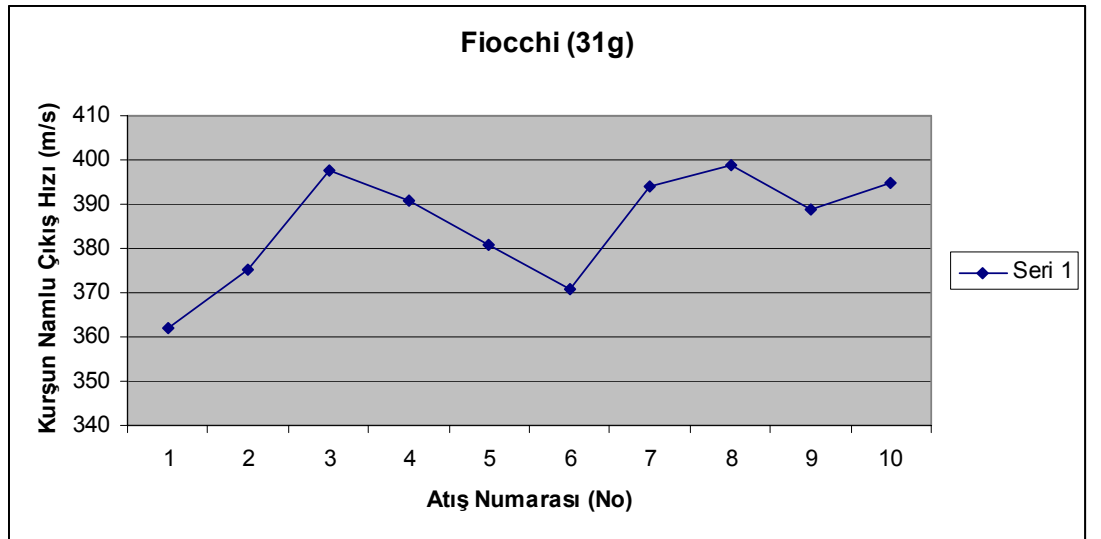
III.3.3. Tek Kurşun, Namlu Çıkış Hızları Deney Verileri

III.3.3.1. 12–3" Yarı Otomatik Av Tüfeği, Tek Kurşun Namlu Çıkış Hız Verileri (Namlu Boyu=710 mm)

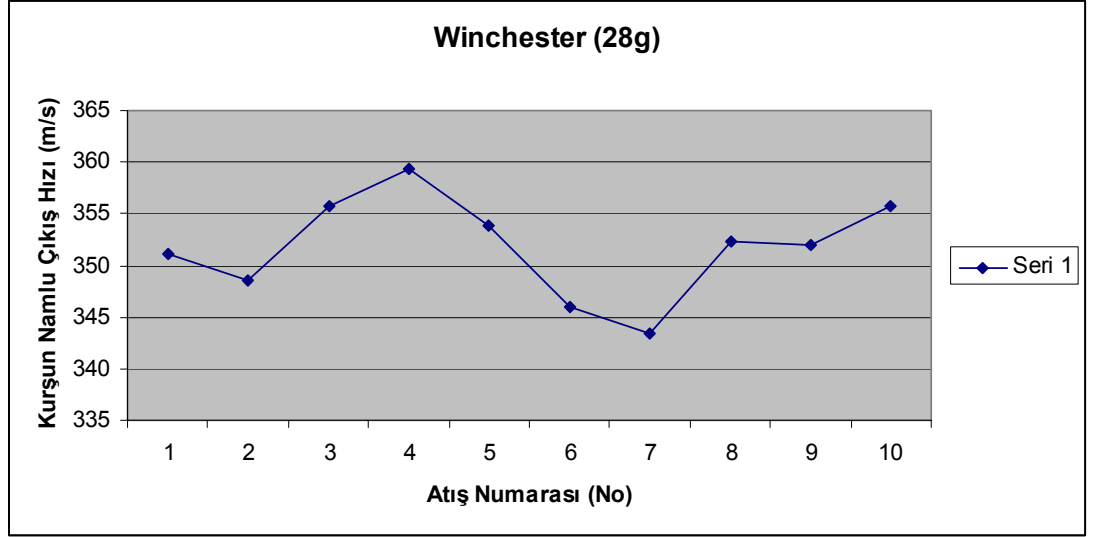
Şekil III.9, Şekil III.10 ve Şekil III.11’ da 12–3” Yarı otomatik av tüfeği, tek kurşun namlu çıkış hız tespitine dair deneysel veriler yer almaktadır. (Test için kullanılan tüfeğin namlu boyu= 710 mm dir, namlu ucunda 5 numara şok kullanılmıştır)



Şekil III.9. Bornaghi Marka Av Fişğine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri



Şekil III.10. Fiocchi Marka Av Fişğine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri

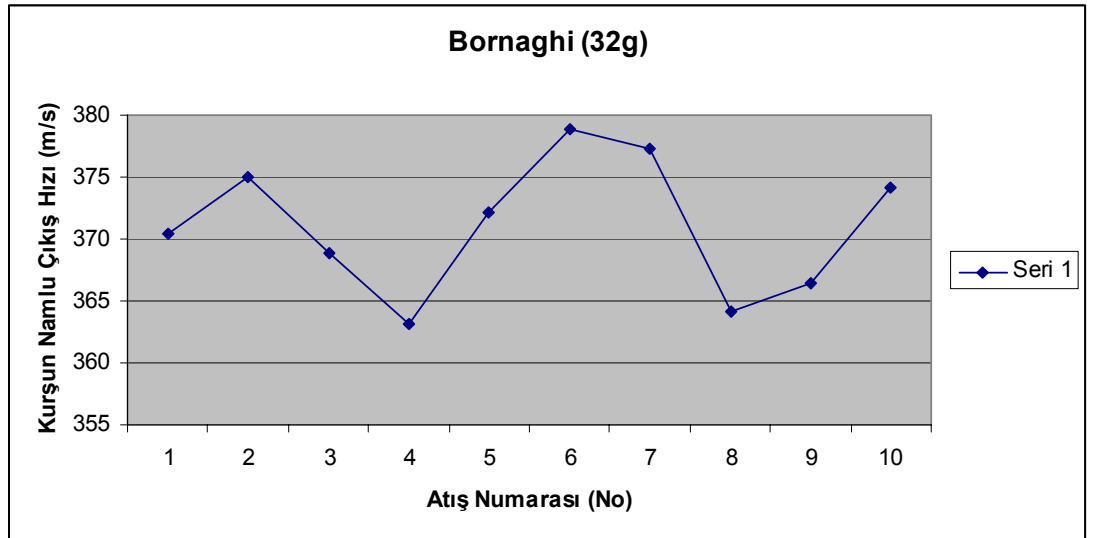


Şekil III.11. Winchester Marka Av Fişğine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri

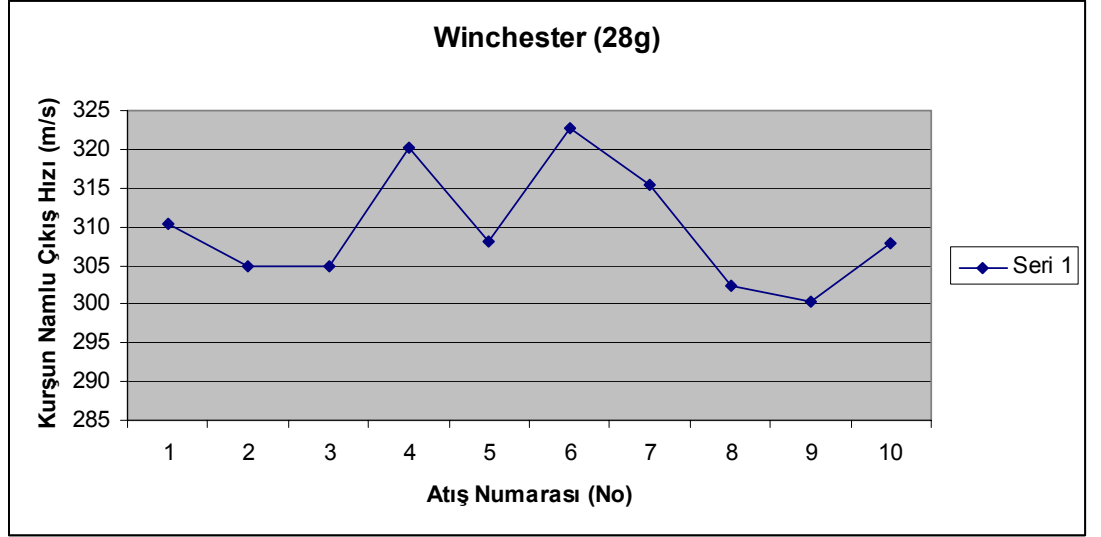
III.3.3.2. 12–3” Pompalı Av Tüfeği, Tek Kurşun Namlu Çıkış Hız Verileri (Namlu boyu=710 mm)

Şekil III.12, Şekil III.13’ de 12-3” Pompalı av tüfeği, tek kurşun namlu çıkış hız tespitine dair deneysel veriler yer almaktadır.

(Test için kullanılan tüfeğin namlu boyu= 710 mm dir, namlu ucunda 5 numara şok kullanılmıştır)



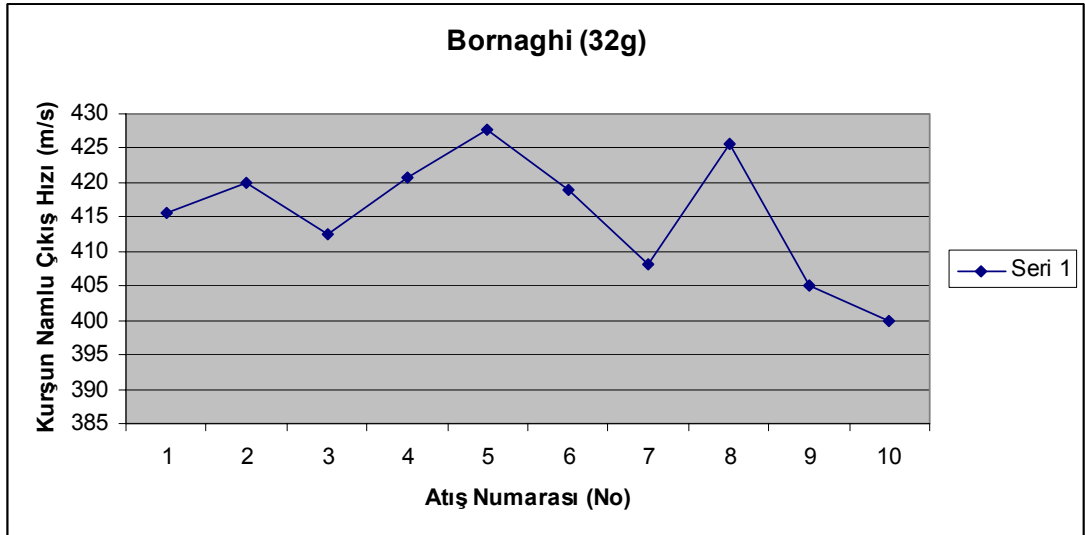
Şekil III.12. Bornaghi Marka Av Fişğine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri



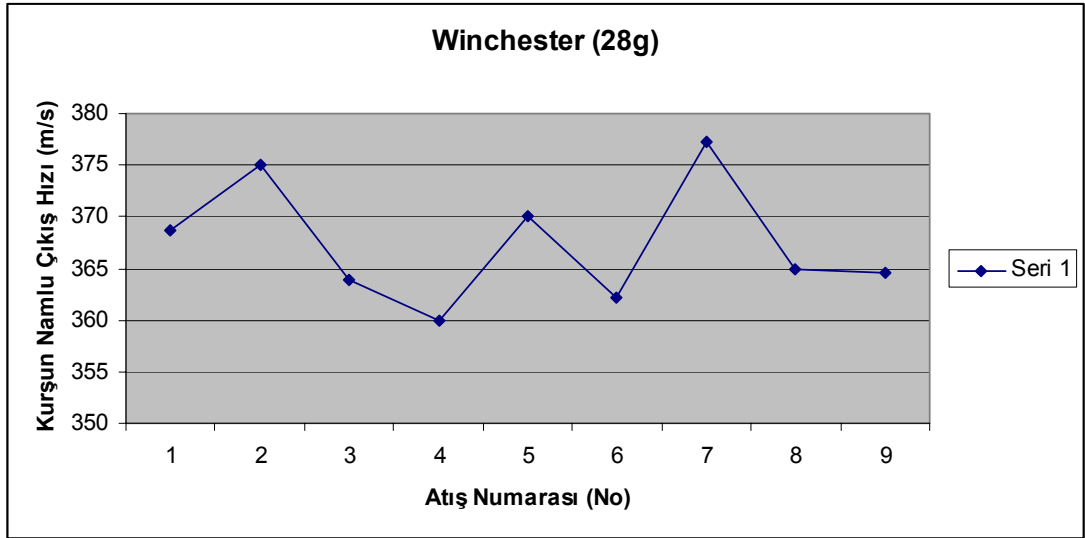
Şekil III.13. Winchester Marka Av Fişğine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri

III.3.3.3. 12-3'' Pompalı Av Tüfeği, Tek Kurşun Namlu Çıkış Hız Verileri (Namlu Boyu=470 mm)

Şekil III.14, Şekil III.15' de 12-3'' Pompalı av tüfeği, tek kurşun namlu çıkış hız tespitine dair deneysel veriler yer almaktadır. (test için kullanılan tüfeğin namlu boyu: 470 mm dir, namlu ucunda 5 numara şok kullanılmıştır)



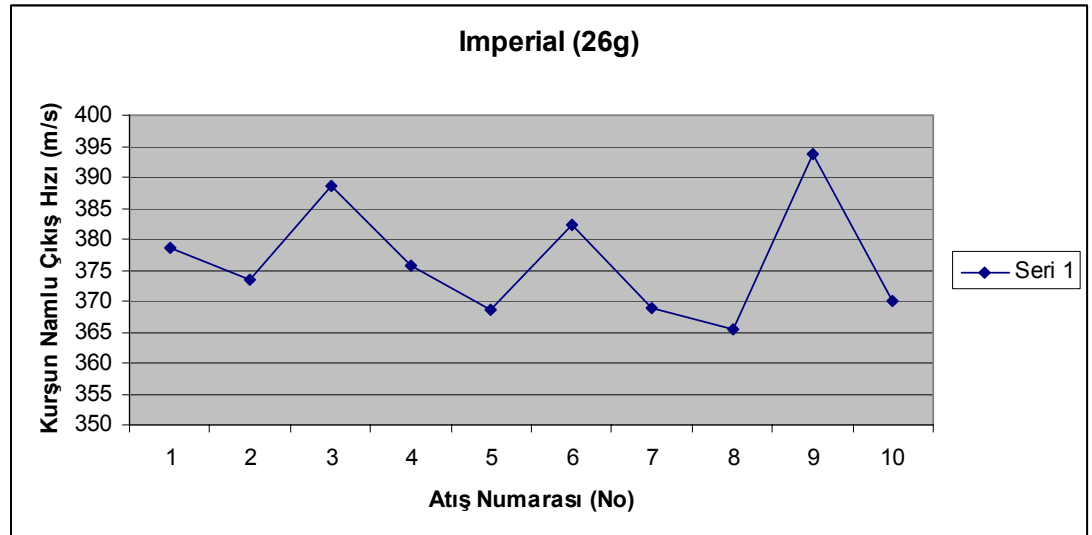
Şekil III.14. Bornaghi Marka Av Fişğine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri



Şekil III.15. Winchester Marka Av Fişğine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri

III.3.3.4. 20–3” Pompalı Av Tüfeği, Tek Kurşun Namlu Çıkış Hız Verileri (Namlu Boyu=610 mm)

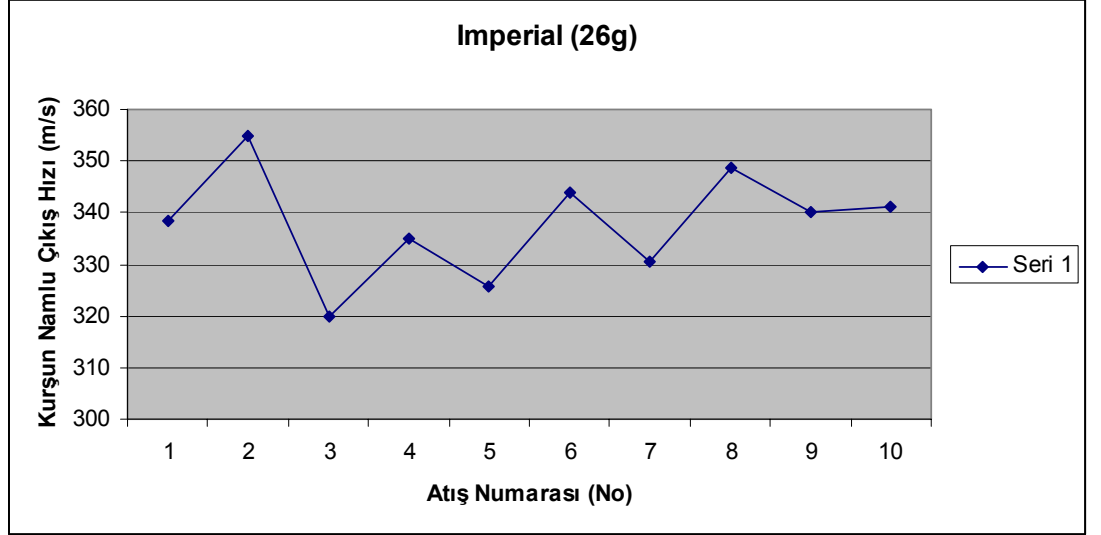
Şekil III.16’ da 20–3” Pompalı av tüfeği, tek kurşun namlu çıkış hız tespitine dair deneysel veriler yer almaktadır. (Test için kullanılan tüfeğin namlu boyu: 610 mm dir, namlu ucunda 5 numara şok kullanılmıştır)



Şekil III.16. Imperial Marka Av Fişğine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri

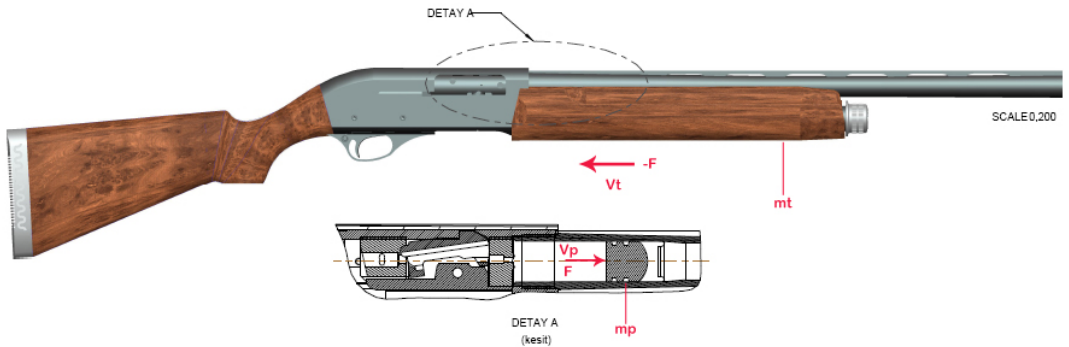
III.3.3.5. 20–3” Pompalı Av Tüfeği, Tek Kurşun Namlu Çıkış Hız Verileri (Namlu Boyu=660 mm)

Şekil III.17’ de 20–3” Pompalı av tüfeği, tek kurşun namlu çıkış hız tespitine dair deneysel veriler yer almaktadır. (Test için kullanılan tüfeğin namlu boyu: 660 mm dir, namlu ucunda 5 numara şok kullanılmıştır)



Şekil III.17. Imperial Marka Av Fişegine Ait Namlu Çıkış Hızı Deney Verileri

III.3.4. Ateşleme Sonrası, Tüfeğin Momentum ve Geri Tepme Kuvvetlerinin Hesaplanması



Şekil III.18. Ateşleme Sonrası, Tüfeğin ve Kurşunun Kuvvet ve Hız Vektörleri

Şekilde III.18’de gösterildiği gibi, mermi ve tüfeği tek bir cisim olarak ele aldık, çünkü bu durumda mermi ve tüfek arasındaki F impulsif kuvvetleri sistemin bir iç kuvveti olur ve dolayısıyla hesaplamada gözükmez. Ayrıca $\Delta_t = 0,0017$ zamanı süresince tüfeğin arkasına sabitlenmiş olan yay tüfek üzerine impulsif olmayan bir F_s

kuvveti uygular. Dolayısıyla bu anlık zaman içerisinde tüfek küçük bir “s” mesafesi kadar hareket eder. Sonuç olarak “k” yay sabiti olmak üzere, $F_s = k_s \approx 0$ ’dır. Buradan sistem için momentumun yatay doğrultuda korunduğu sonucu çıkartılabilir. Burada, mermi ateşlemeden sonra ileri doğru hareket ederken, tüfeğin geri doğru hareket ettiğini varsayacağız.

Hesaplamalarda; Test sonrası belirlenen, Bornaghi marka tek kurşun namlu çıkış hızı verisi. (Şekil III.9)

Tüfeğin kütlesi $m_t = 3.35$ kg

Kurşunun kütlesi $m_p = 0.032$ kg

Merminin ilk hızı $(v_p)_1 = 0$

Merminin tüfekten çıkış hızı (Bornaghi, 32g tek kurşun için) $(v_p)_2 = 422$ m/s

Merminin namluyu terk etme zamanı $\Delta_t = 0,0017$ s (Namlu boyu 710 mm)

Tüfeğin ateşlemeden hemen sonraki geri tepme hızı;

$$m_t (v_t)_1 + m_p (v_p)_1 = -m_t (v_t)_2 + m_p (v_p)_2$$

$$(v_t)_2 = 4.03 \text{ m / s}$$

Tüfek tarafından tek kurşun üzerine uygulanan ortalama impulsif kuvveti, tek kurşuna (veya tüfeğe) lineer impuls momentum ilkesi uygulanarak belirlenir.

Tüfeğe etki eden impulsif kuvvet;

$$\int F dt = F_{ort} \Delta t = F_{ort} (0.0017)$$

$$m_t (v_t)_1 + \sum \int F dt = m_t (v_t)_2$$

$$0 + F_{ort} (0.0017) = 3.35 \times 4.03$$

$$F_{ort} \cong 7942 \text{ N}$$

III.3.5. Mekanizma Geri Tepme Hızının Tespitine Dair Deneysel Çalışmalar ve Analitik Hesaplamalar

Hazırlanan test düzeneğinde değişik kalibrelerde fişekler kullanarak her atıştan sonra kullanılan fişegin özelliklerine bağlı olarak mekanizmaya ait geri tepme hızları tespit edilmiştir. Maksimum geri tepme hızı 56 g Remington marka (magnum 1050 bar) fişek kullanıldığında elde edilmiştir. Kilit kırılmaları genellikle yüksek gramajlı magnum fişekler kullanıldığında ortaya çıkan bir durumdur. Bu yüzden elde edilen bu veri hesaplamalarda referans hız kriteri olarak kullanılacaktır. Şekil III.19’ da dinamik analizde de değinileceği gibi sürgü kolunun kilide çarpma anındaki pozisyonunu göstermektedir.

Deney 25 metrelik atış poligonunda yapılmıştır. Test düzeneği içinde kullanılan araç gereçler aşağıda liste halinde verilmiştir.

- 1) Master Chroney hız ölçüm cihazı
- 2) 12-3” gaz otomatik test tüfeği
(710 mm namlu boyu ve 5 numara şok.)
- 3) Farklı gramajlarda (Bornaghi 32g), (Vegas 28g), (Remington 56g), av fişekleri
- 4) Atış esnasında tüfeği belirli pozisyonda sabit tutmak, atıştan sonra tüfeğin geri tepmesinden doğan kuvveti absorbe etmek için yaylı sabitleyici test düzeneği kullanılmıştır.

Tüfek mekanizması kilitli pozisyondan (atış durumu), tekrar kurma pozisyonuna geçerken maksimum 60 mm lik bir yol kat eder

Tüfek mekanizma gövdesi üzerine mekanizmanın geri tepme hızını ölçmek için dönüştürücü “T” bağlantı tespit edilmiştir. Tetiğe basılıp fişek patlatıldıktan sonra mekanizma gurubu üzerine tespit edilen sistem algılayıcı fotoseller üzerinde hareket eder. Elde edilen veri cihaz tarafından dönüşümü yapılarak mekanizmanın geri tepme hızını FPS(feet per second) veya MPS(meter per socond) olarak LCD hız görüntüleme ekranından okumasına imkan verir. (Şekil III.20-a ve b)

Tablo 7’ de test sonrası elde edilen mekanizma geri tepme hızları yer almaktadır.



(a)



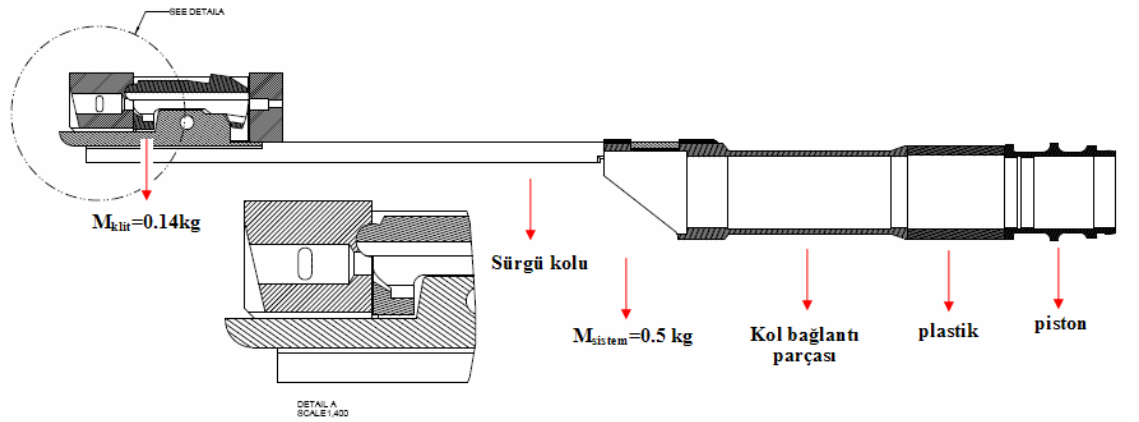
(b)

Şekil III.19. (a) ve (b) Mekanizma Geri Tepme Hızı Tespit Düzenegi

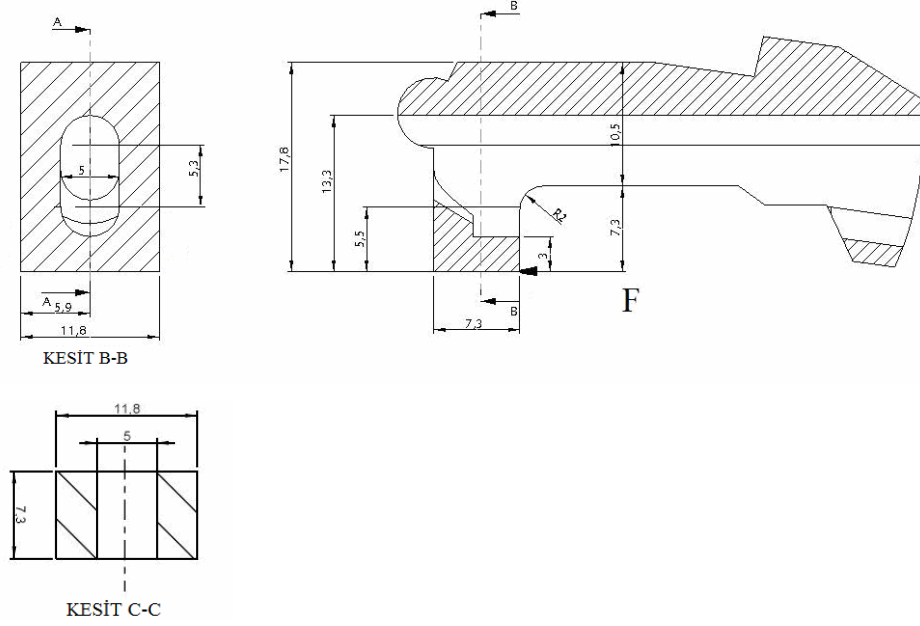
Tablo 7. 12-3"-Gaz Otomatik Tüfekte Yapılan Deneysel Çalışma Sonucu Elde Edilmiş Hız Verileri

FİŞEK TÜRÜ	AGIRLIK (g)	BOY(mm)	HIZ(m/s)
BORNAGHI	32	70	13,60
			13,20
			12,6
			12,4
TIPO BORNAGHI	36	70	12,65
			12,45
			12,1
			12
VEGAS	28	70	13,32
			13,02
			12,94
			12,9
FIOCCHI	52	70	10,6
			10,4
			10,25
REMINGTON	56	76	16
			15,95
			15,5
			15,32

III.3.5.1. Çarpışma Anında Kilit Üzerine Etkiyen İmpulsif Kuvvetin ve Şekil Değişirme Enerjinin Hesaplanması



Şekil III.20. Sürgü Kolunun Kilde Çarpma Anı



Şekil III.21. Kilitin boyutlandırılması

Statik analizde (Ansys Workbench fatigue analysis) kullanılmak üzere mekanizma gurubunun patlamadan sonraki geri tepme esnasında kilide uyguladığı geri tepme kuvvetini basit kabuller yaparak momentumun korunumundan yola çıkarak hesaplamaya çalışacağız.

$$M_{sistem} (M_s) = 0.5 \text{ kg} \quad \text{Mekanizma gurubunun toplam ağırlığı}$$

$$M_{kilit} (M_k) = 0.14 \text{ kg} \quad \text{Kilidin ağırlığı}$$

$$V_{sistem 1} (V_s)_1 = 16 \text{ m/s} \quad \text{Mekanizma gurubunun başlangıç geri tepme hızı}$$

$$V_{sistem 2} (V_s)_2 = ? \quad \text{Mekanizma gurubunun çarpımdan sonraki hızı}$$

$$V_{kilit 1} (V_k)_1 = 0 \quad \text{Kilidin ilk hızı}$$

$$V_{kilit 2} (V_k)_2 = ? \quad \text{Kilidin son hızı}$$

$$M_s \times (V_s)_1 + M_k \times (V_k)_1 = M_s \times (V_s)_2 + M_k \times (V_k)_2$$

$$0.5 \times (V_s)_2 + 0.14 \times (V_k)_2 = 8$$

İki parçacık arasında çarpışma tam elastikse, geri dönme katsayısı ($e=1$) dir. Yani deformasyon impulsu, geri dönme impulsuna eşit fakat ona zıttır. Ancak gerçekte elastik çarpışma için $e=1$ olması asla mümkün olmaz.

$e=0$ olduğu zaman çarpışmaya plastik çarpışma denir. Bu halde parçacığa verilen herhangi bir geri dönme impulsu yoktur, dolayısıyla çarpışmadan sonra parçacıklar birleşir veya birbirine yapışır ve ortak hızla hareket eder.

Biz hesaplamalarımızda çarpışmadan sonraki geri dönme katsayısını 0.5 (yarı elastik çarpışma) olarak kabul ettik.

$$e = \frac{(V_k)_2 - (V_s)_2}{(V_s)_1 - (V_k)_1}$$

$$(V_k)_2 - (V_s)_2 = 8$$

$$0.5 \times (V_s)_2 + 0.14 \times (V_k)_2 = 8$$

$$(V_k)_2 = 18.75 \text{ m/s}$$

$$(V_s)_2 = 10.75 \text{ m/s}$$

Mekanizma gurubunun kilide çarptığı andaki itme kuvvetini mekanizma gurubuna impuls ve momentum ilkesi uygulanarak tespit etmek mümkündür. Mekanizma gurubu patlamadan sonra 8 mm yolu yaklaşık 5×10^{-4} saniye de kat ederek kilide çarpar.

$$I_1 = M_s \times (V)_1 = 8 \text{ kg} \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Çarpışmadan önceki momentum}$$

$$I_2 = M_s \times (V)_2 = 5.375 \text{ kg} \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Çarpışmadan sonraki momentum}$$

Buradan;

$$\bar{F} = \frac{\Delta I}{\Delta t} = 5250 \text{ N} \text{ Bulunur.}$$

Diğer yandan darbe yüküne maruz kalan mekanizma gurubuna ait kilit üzerinde verilen herhangi bir noktadaki maksimum gerilmeyi ve darbe yükünün statik eşdeğerini tayin etmek için birkaç tane problemi basitleştirici kabul yapılabilir. İlk olarak karmaşık bir geometriye sahip olan kilidin hesaplama kolaylığı açısından geometrisi daha da basitleştirilmiştir. Kesit B-B kilide ait basitleştirilmiş yapıyı, kesit C-C yapının kesit atalet momentinin tespiti için kullanılacak kesiti ifade etmektedir. (Şekil III.21) Diğer yandan sürgü kolunda depolanan maksimum şekil değiştirme enerjisi, kilidin darbeden önceki kinetik enerjisine eşittir. Çarpan cismin $T = 1/2mv_0^2$ ile ifade edilen kinetik enerjisinin tamamen kilide aktarıldığını kabul edersek bunun sonucu olarak maksimum gerilme X_m deformasyonuna karşı gelen şekil değiştirme enerjisi U_m ise;

$$U_m = \frac{1}{2}mv_{0(\max)}^2 \text{ Olarak ifade edilir.}$$

Kayma gerilmeleri ihmal edilir ve sadece kilide etkiyen normal gerilme dikkate alınırsa şekil değiştire enerjisi; $M=-Px$ ve $x=L$ ise

$$U = \int_0^L \frac{P_m^2 x^2}{2EI} dx = \frac{P_m^2 L^3}{6EI}$$

Diğer taraftan, eşdeğer statik yükün sürgü kolunun kilide ilk temas ettiği noktaya yavaşça uygulanması ile birlikte meydana gelen iş;

$$U_m = \frac{1}{2}P_m X_m$$

Burada X_m statik P_m yükünün kilide etki ettiği noktadaki deplasmanıdır. Dolayısıyla X_m yükünün meydana getirdiği sehim;

$$X_m = \frac{P_m L^3}{3EI} \text{ olarak ifade edilebilir.}$$

Darbeden sonra kilit üzerinde depolanan eşdeğer statik yük ise;

$$P_m = \sqrt{\frac{3mv_0^2 EI}{L^3}}$$

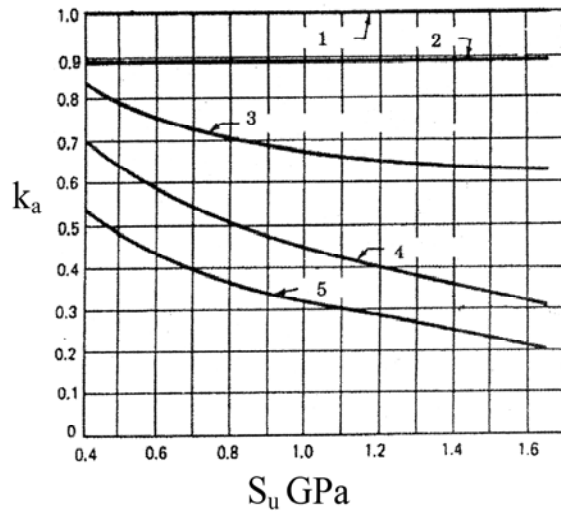
III.3.5.2. Sürekli Mukavemet ve Emniyet Katsayısının Tayini

2.a. Yüzey kalitesi (k_a)

$$k_a \text{ (Yüzey kalitesi)} = 0.45$$

$$S_u = 1170 \text{ MPa, sıcak haddelenmiş yüzey (eğri no:4)}$$

- 1-Parlatılmış Yüzey
- 2-Taşlanmış Yüzey
- 3-Tornalanmış veya Soğuk Çekilmiş Yüzey
- 4-Sıcak Haddelenmiş
- 5-Dövülmüş Yüzey



Şekil III.22. Yüzey Kalite Katsayısı

2.b. *Büyüklik Katsayısı (k_b)*

Büyüklik katsayısı aşağıdaki gibi bulunur.

$$k_b = \begin{cases} 1 & d \leq 8mm \\ 1.189d^{-0.097} & 8 \leq d < 250mm \end{cases}$$

Eksenel yüke maruz kalan makinalarda büyüklik katsayısının etkisi yoktur.

Dikdörtgen kesitli elemanlar için eşdeğer çap $d = 0.808\sqrt{A}$ olarak alınır. Burada A kesitin alanıdır. Dolayısıyla $k_b=1$ 'dir.

2.c. *Güvenirlilik Katsayısı (k_c)*

Yapımın güvenirliliği %90 olarak kabul edilmiştir. Dolayısıyla güvenirlilik katsayısı $k_c=0.897$ olur.

2.d. *Sıcaklık Katsayısı (k_d)*

$$k_d = \begin{cases} 1 & T \leq 350 \\ 0.5 & 350 < T \leq 500 \end{cases}$$

Kilidin çalışma sıcaklığı 350°C den az olduğu kabul edilmiştir.

Dolayısıyla $k_d=1$ dir.

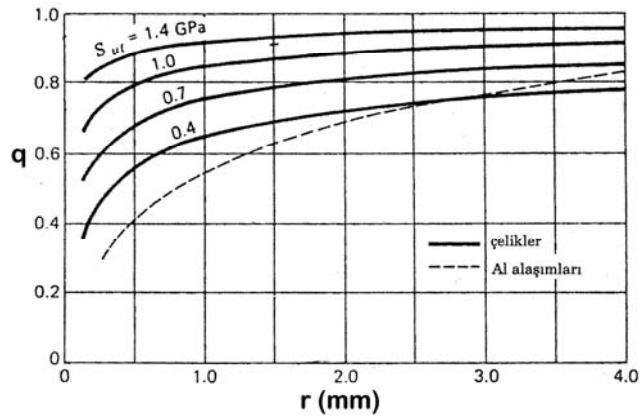
2.e. *Gerilme Yığılması Katsayısı (k_e)*

$$k_e = \frac{1}{1 + q(k_t - 1)}$$

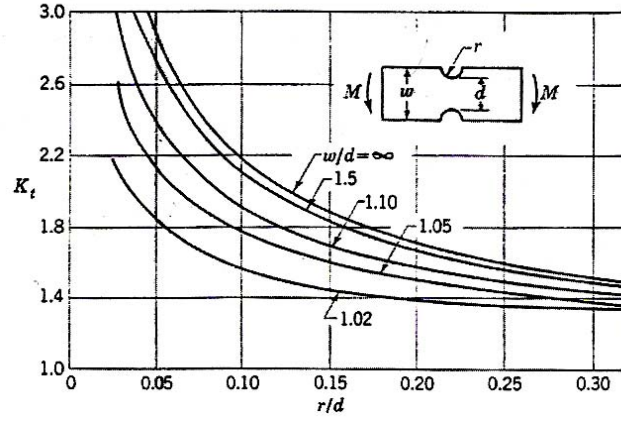
Burada $q=0.85$ çentik hassasiyetidir. (şekil III.23)

$k_t=1.7$ teorik gerilme yığılması katsayısıdır. (şekil III 24 a ve b).

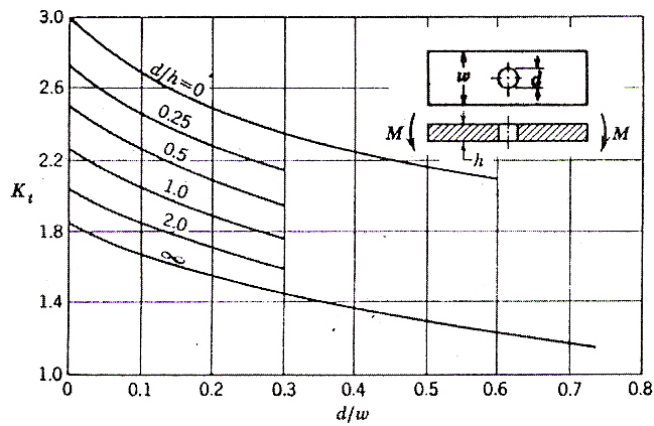
Buradan hareketle k_e (gerilme yığılması katsayısı)=0.61 bulunur.



Şekil III.23. Çentik Hassasiyeti (Tam Değişken Eğilme ve Eksenel Yük)



(a)



(b)

Şekil III.24. (a) ve (b) kt Teorik Yığılma Katsayıları

2.f. Diğer Etkilerle İlgili Katsayı (k_f)

$k_f=1$ olarak kabul edilmiştir.

Kilidin çekme mukavemeti $S_u=1170$ MPa ve Çelikte $S_u \leq 1400$ MPa ise

$S'_e = 0.5 * S_u$ olduğundan buradan $S'_e = 585$ MPa bulunur.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = 0.45 * 1 * 0.897 * 1 * 0.61 * 1 * 585 \quad S_e=144 \text{ MPa olarak elde edilir.}$$

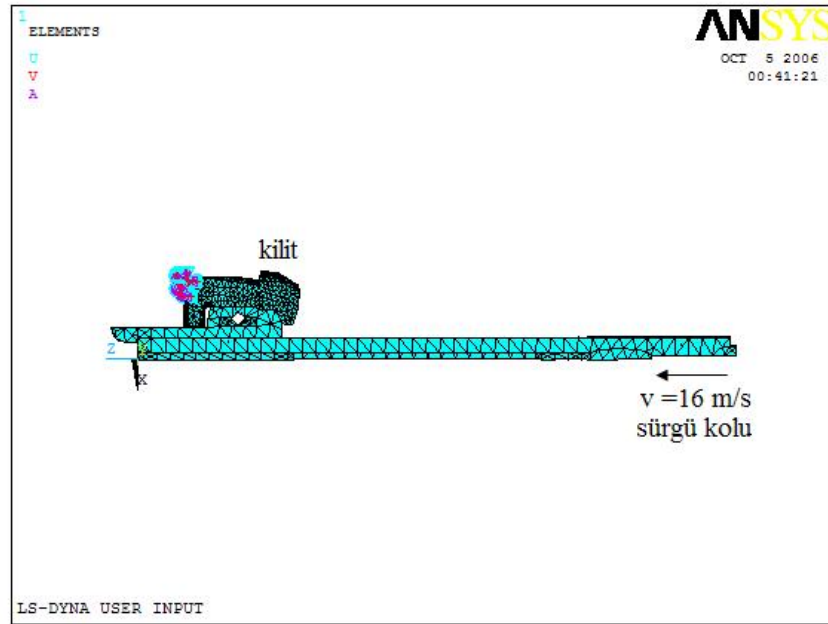
III.3.6. MEKANİZMANIN ANSYS-LSDYNA SONLU ELEMANLAR ANALİZ PROGRAMI YARDIMIYLA DİNAMİK ANALİZİ

III.3.6.1. Analizin Yapılışı

Kilit ve sürgü kolu modelleri Pro Engineer katı modelleme programı yardımıyla modellenerek Ansys Classic Sonlu elemanlar programına aktarılmıştır.

Sürgü kolunun kilide çarpma anındaki ortam şartları programda tanımlanmıştır. (tablo 7’ de yer alan 56g Remington marka fişek kullanıldığı zaman elde edilen maksimum geri tepme başlangıç hızı=16m/s referans alınarak) explicit çözüm yöntemiyle dinamik çarpışma analizi yapılmıştır. Aşağıda kilide ve sürgü koluna ait malzeme özellikleri yer almaktadır.

Problemdaki diğer önemli bir husus ise kilit malzemesinin piecewise, non-linear malzeme özellikleri atanmış olup, problemin çözüm aşamaları non-linear bölgede (plastik deformasyon bölgesi) gerçekleştirilmiştir.



1.a. Kilit

Kilit malzemesi AISI 4340 olup kilide ait mekanik özellikler tabloda yer almaktadır.

Malzeme: AISI 4340,

Poisson oranı: 0.29,

Elastik modül: 205 GPa

Yoğunluk: 7850 kg/m³,
Element tipi: solid 164,
Eleman sayısı (node): 2658

Tablo 8. Piecewise Malzeme Özellikleri

strain	stress (Pa)
0	1034 000000
0.01	1068 000000
0.02	1071 000000
0.03	1075 000000
0.041	1082 000000
0.051	1085 000000

Sürgü Kolu

Sürgü Kolu Rijit Malzeme olarak tanımlanmış sadece Z yönünde serbestlik derecesine sahiptir. Sürgü Koluna +Z yönünde 16 m/s lik hıza sahiptir. Bu veri tablo 7 de 56 g remington marka magnum fişek patladığında oluşan sürgü kolunun geri tepme hızıdır.

Yoğunluk: 7850 kg/m³
Elastik modül: 205 GPa
Poisson oranı: 0.3
Element tipi : solid 164
Eleman sayısı (node): 990
Hız: 16 m/s

Sürgü kolu ile kilit arasına Automatic node to surface contact algoritması tanımlanmış, contact stiffness =0.1 alınmıştır.

III.3.6.2. Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

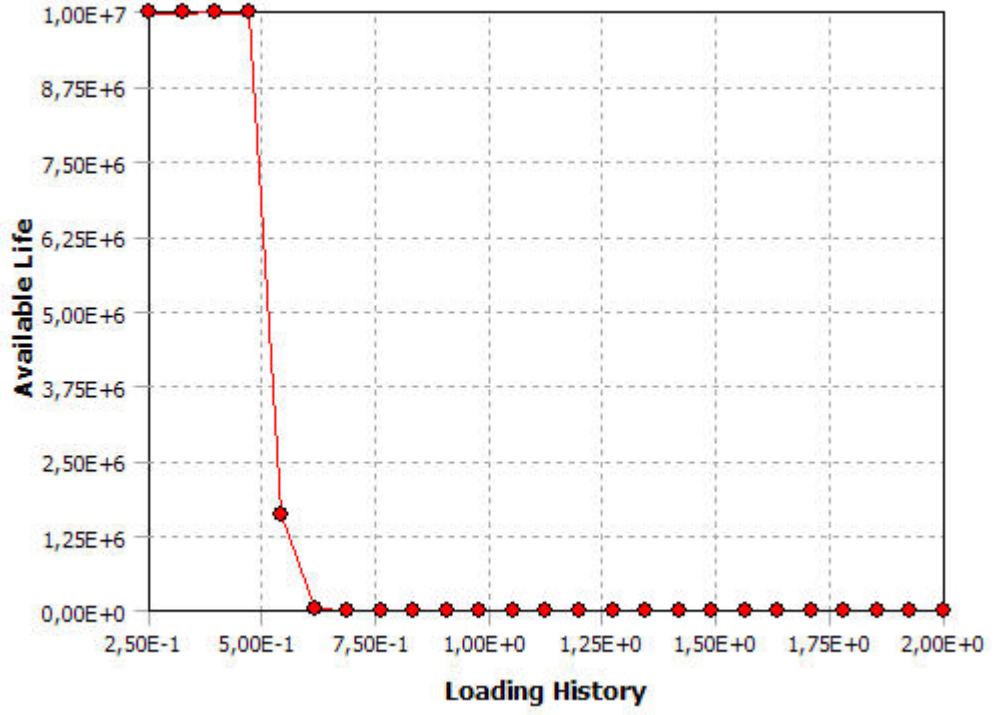
Bu çalışmada tüfek mekanizmasına ait hasara uğramış parçanın (Kilit) Ansys Lsdyna yardımıyla Explicit olarak dinamik analizi yapılmıştır. Explicit çözüm yönteminin diğer yöntemlerden farkı çok kısa zaman aralıklarda dahi (saniyenin binde veya milyondabiri) çözüme olanak sağlamasıdır. Bu durum problemin çözüm aşamasında anlık bir stres dalgasının büyüklüğünün tespit edilmesine olanak tanır. Bu yüzden explicit çözüm yöntemleri özellikle metal forming (metal şekillendirme), otomotiv sanayinde crash (çarpışma) analizlerinde çok tercih edilir.

Çözüm sonrası elde edilen veriler (Von misses vektörel ve nodal stres dağılımları, kinetik ve iç enerji değişimleri, X,Y,Z yönündeki moment ve hız değişimleri) Ek1 de yer almaktadır. Ek1 şekil IV.1 de çarpmadan sonra oluşan stres (0.1 saniyede 1290 MPa) piecewise malzeme eğrisinde tanımlanan akma noktasından (1034MPa) çok daha yüksektir. Kilidin ön yüzeyindeki locking lugs (kitleme yüzeyleri) ve arka yüzeylerindeki geçişlerdeki çentikler stres konsantrasyonun artmasına ve dolayısıyla bu bölgelerde gerilme yığılmasının oluşmasına neden olmuştur. Maksimum gerilme yığılmasının olduğu bu bölgeler kırılma açısından riskli bölgelerdir. Aynı zamanda analiz sonucunda dikkat edilmesi gereken diğer önemli bir hususta sürgü kolunu kilide çarpmasından sona kilit üzerinde over loading (aşırı yükleme) dediğimiz durumunun söz konusu olduğunun ve bu durumda kilitte çok düşük yük tekrar sayılarında bile ani kırılmalara (catastrophic fracture) sebebiyet verebileceğini anlaşılmalıdır.

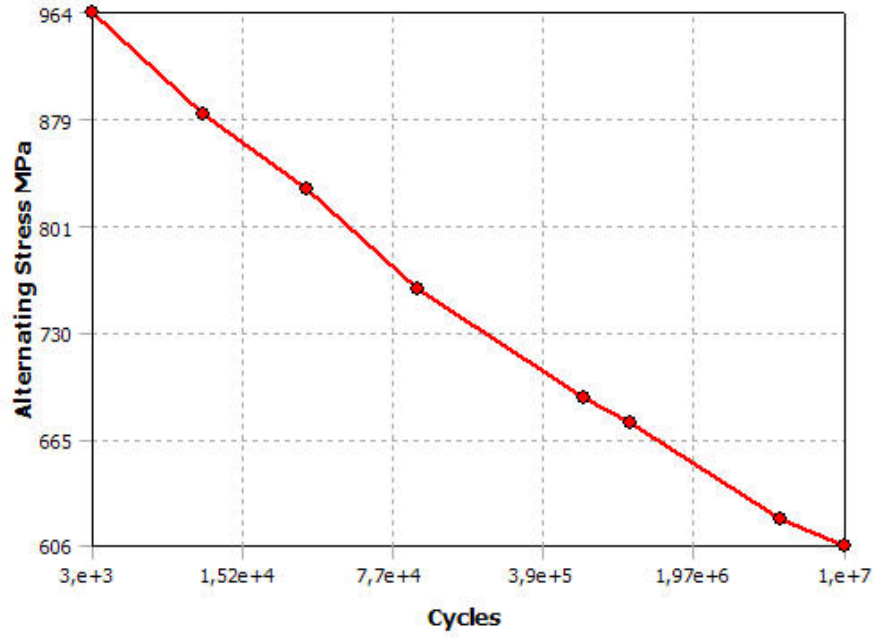
III.3.7. AV TÜFEĞİ MEKANİZMASININ ANSYS-WORKBENCH SONLU ELEMANLAR PROGRAMI YARDIMIYLA, STATİK YORULMA ANALİZİ

III.3.7.1. Stres Tabanlı Yorulma Ömrü Hesaplamaları

Bu kısımda, bölüm III.3.5.1 de elde edilen impulsif kuvvet (Kilit temas bölgesine gelen maksimum kuvvet $F=5250$ N) kullanılarak Goodman teoremi bazında sabit genlikte, titreşimli gerilme yükleme tipine göre ($R=0$) stres-yorulma ömrü hesaplamaları yapılmıştır. Ek D de stres tabanlı yorulma ömrü tahminine dair sonuçlar (min, max bölgesel yorulma ve hasar dağılımı, güvenli bölge ve stres dağılımı) yer almaktadır. Analiz non-linear olarak Newthon Raphson iterasyon yöntemiyle 5 adımda çözülmüştür. Kilit malzemesi bölüm III.3.6 AISI 4340 malzeme için belirlenen değerlerle aynıdır. Şekil III.26' da AISI 4340 malzeme için oluşturulan Alternating stress- cycle (SN diyagramı) yer almaktadır. Analizde sonsuz ömür (infinite life) 10^7 olarak alınmıştır. Şekil III. 25 yükleme miktarına göre kilidin yorulma ömrünü göstermektedir.



Şekil III.25. Stres Tabanlı Yük-Yorulma Ömrü İlişkisi Diyagramı



Şekil III.26. Ortalama Gerilme-Çevrim (SN) Diyagramı

III.3.7.2. Şekil Değiştirme-Yorulma Ömrü Tahmini

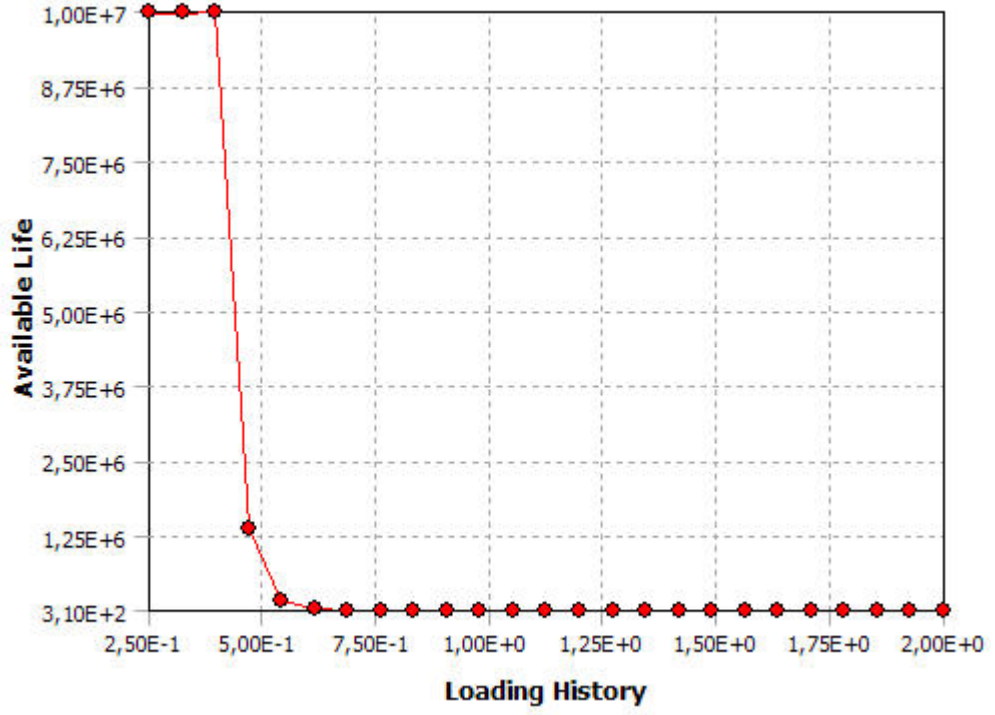
Bu kısımda, bölüm III.3.5.1 de elde edilen impulsif kuvvet (Kilit temas bölgesine gelen maksimum kuvvet $F=5250$ N) kullanılarak SWT teoremi bazında sabit genlikte titreşimli gerilme haline göre ($R=0$) strain (şekil değiştirme)-yorulma ömrü hesaplamaları yapılmıştır. Şekil değiştirme-yorulma ömrü hesaplanması özellikle LCF (low cycle fatigue-düşük çevrimli yorulma) dediğimiz bölgesel şekil değişiminin tespitinde iyi sonuçlar veren yorulma ömrü tahmin metodudur.

Ek D de şekil değiştirme tabanlı yorulma ömrü tahminine dair sonuçlar (min, max bölgesel yorulma ve hasar dağılımı, güvenli bölge ve stres dağılımı) yer almaktadır.

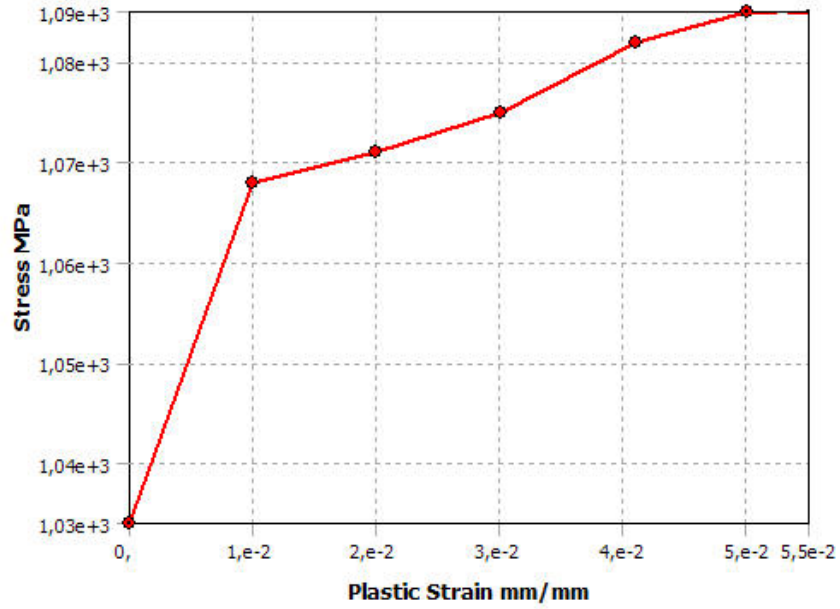
Çözüm non-lineer bölgede, Newton Raphson iterasyon metodu yöntemiyle 5 iterasyonda çözülmüştür. Kilit malzemesi bölüm III.3.6 da belirlenen AISI 4340 malzeme ile aynı olup dinamik analizde olduğu gibi multilinear Isotropic Hardening malzeme özellikleri tanımlanmış, gerilme-şekil değiştirme diyagramı oluşturulmuştur.) (Şekil III.28). Kilidin tasarım ömrü 10000 yük tekrarına karşılık gelen yorulma ömrü olarak kabul edilmiştir.

Şekil III.29 malzemenin elastik-plastik şekil değiştirebilme kabiliyetini ifade ederken Tablo.9 AISI 4340 malzemeye ait şekil değiştirebilme parametreleridir.

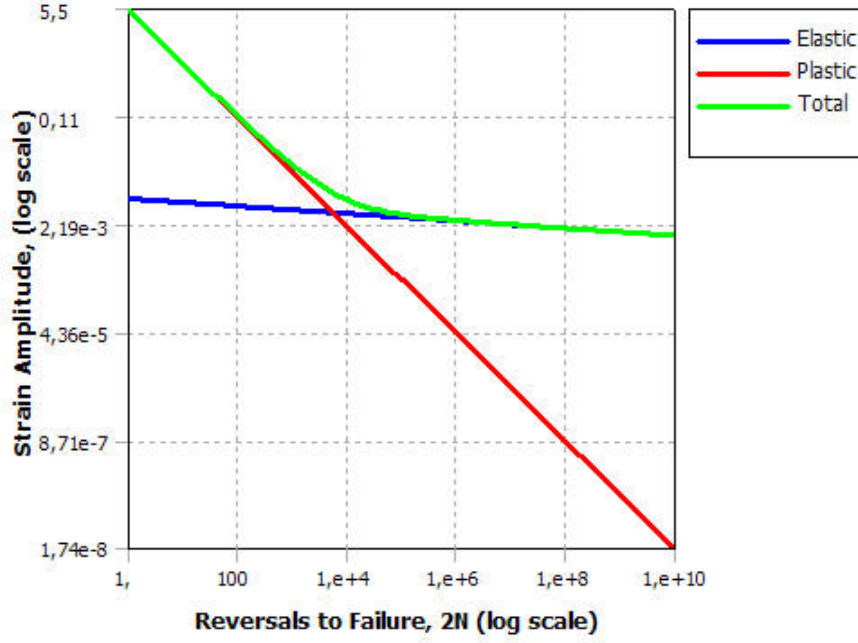
Şekil III. 27 yükleme miktarına göre kilidin yorulma ömrünün değişimini göstermektedir



Şekil III.27. Şekil Değiştirme Tabanlı Yük-Yorulma Ömrü İlişkisi Diyagramı



Şekil III.28. AISI 4340 Malzeme İçin Gerilme-Şekil Değiştirme Diyagramı



Şekil III.29. Elastik-Plastik Şekildeğiştirme Diyagramı

Tablo 9. Şekil Değiştirme-Yorulma Ömrü Parametreleri

Gerilme Katsayısı	1,165.0 MPa
Gerilme Üssü Katsayısı	-0.06
Şekil değiştirme katsayısı	5.49
Şekil değiştirme üssü	-0.85
Çevrimsel Gerilme Katsayısı	1,037.85 MPa
Çevrimsel Şekil değiştirme sertliği üssü	0.92

III.3.7.3. Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Sabit genlikteki yükleme karakteristiğinde life parameter (ömür parametresi) parçanın yoruluncaya kadarki çevrim sayısını ifade etmektedir. Dolayısıyla EK-C, şekil C3, C7' de de gözüktüğü gibi riskli bölgelerin (kilidin ön ve arka kısmındaki

keskin köşe ve radyüslü bölgeler) yorulması için geçen çevrim sayıları diğer bölgelere nazaran çok daha düşüktür.

Safety Factor (Güvenlik faktörü) kilidin tasarım ömründe (design life) belirtilen değere ulaşmadan yorulan bölgeleri işaret etmektedir. EK-C şekil C4, C8 de de görüldüğü üzere yüksek stres konsantrasyonundan dolayı gerilme yığılmasının olduğu bölgeler (kilidin ön radyüslü ve arka keskin köşeli kısmı) tasarım ömründe hedeflenen kritere varmadan deforme olmaktadır.

Biaxiality indication (eksenel stres yoğunluğunun) kilit üzerindeki stres dağılımının niteliksel olarak ifadesidir. -1 max stres yoğunluğunun dolayısıyla bending loading (eğme yüklemesinin) maksimum olduğu bölgeyi, 1 zayıf eksenel stres yoğunluğunu göstermektedir. (EK-C şekil C5, C9)

Demage (hasar) kilidin tasarımında belirlenen kriterlere varmadan hasar gören kısımların (Cycle) çevrimsel ifadesidir. (EK-C şekil C6, C10)

Loading history –available life (yük ömür diyagramında) da gözüktüğü üzere kilit aşırı yüklemeye maruz kalmaktadır. Dolayısıyla hedeflenen tasarım ömrüne varmadan stres yoğunluğunun yüksek olduğu bölgelerde hasar başlamaktadır. Bu durum olası ani kırılmalara (catastrophic fracture) sebebiyet verebilmektedir. Grafikte de gözüktüğü üzere yük %30 den çok daha az şekilde tasarım gözden geçirilmelidir.

BÖLÜM IV

SONUÇLAR

Bu çalışmada yarı otomatik (gaz-otomatik) Av Tüfeği mekanizma gurubu elemanlarından kilit' de meydana gelen kırılmaların nedenlerini tespit etmeye çalıştık. Bölüm III.3.4'de Hız ölçüm cihazını kullanarak değişik kalibrelerdeki fişekler için mekanizma maksimum geri tepme hızı belirleme çalışmaları yapılmıştı. Deney sonucunda elde edilen veriler incelenip 56 g Remington marka av fişegi test verileri kullanarak kilidin ANSYS LSDYNA sonlu elemanlar paket programı yardımıyla dinamik çarpışma analizi yapılmıştır. Analiz sonucu elde edilen veriler (von- Mises stres dağılımı EK A) kilidin kilitleme yüzeyindeki radyüslü bölgede (lockng lugs) ve arka kısmındaki keskin köşenin bulunduğu bölgede yüksek stres konsantrasyonu nedeniyle gerilme yığılmasının oluştuğunu göstermektedir. Ayrıca çarpma sonucu oluşan yüksek stres konsantrasyonu kilit üzerinde aşırı yüklemenin olduğunu ve bu durumda kilidin catastrophic fracture (ani kırılmalara) sebebiyet verebileceğini işaret etmektedir. Dolayısıyla kilit tasarım ömründe hedeflenen tasarım ömrünün çok altındaki yük tekrar sayılarında bile kırılabileceği olasıdır.

Stres konsantrasyonunun dağılımı EK B' de ki hasarlı kilitler yüzeyindeki çatlak başlangıcı ve çatlağın yayılma doğrultusuyla karşılaştırıldığında eşdeğer bir dağılım gösterdiği sonucuna varılmıştır. Buradan hareketle test düzeneğinde kullanılan av tüfeği mekanizması kilit tertibatı bu kalibredeki yüksek basınçlı fişeklerin ateşlenmesi ile tüfeği tekrar kurmak için kullanılan geri tepme ve sonrasındaki çarpışma şiddetini karşılayamayacak kadar yüksek bir dinamik yüklemeye maruz kaldığı sonucu çıkarılabilir. Ateşleme sonrası oluşan mekanizma geri tepme hızının bu denli yüksek olmasının nedeni tüfeğin tekrar kurulması için gerekli olan gaz basıncının fazlasını tahliye edecek bir sistemin bulunmamasıdır. EK

D de Fabar ve Baretta marka tüfeklerin gaz tahliye sistemlerini gösteren resimler yer almaktadır. Bu sistemin genel yapısı: fişek ateşlendikten sonra oluşan yüksek basınçlı gazın tüfeği kurmak için yetecek kadarı kullanılır kalan kısmı bir şekilde tahliye edilerek dışarı atılır. Bölüm III.3.5’ de momentum hesaplamalarında elde edilen impulsif kuvvetin eşdeğeri kullanılarak yapılan statik yorulma analizi sonucunda (EK C) yine kilidin  n radyüslü ve arka keskin köşenin belirlenen tasarım ömrüne ulaşılmadan düşük çevrim sayılarında deforme olarak bu bölgelerin çatlak başlangıcı ve kırılma açısından riskli bölgeler olduğu sunucuna varılmıştır.

Michal Pedzis ve Marek Wojtyra [26] yaptıkları araştırmada “Yarı Otomatik Sniper Marka Tüfeğin Dinamik Analizi”  zerine yoğunlaşmışlardır. Özellikle büyük kalibreli tüfeklerde insan vücuduna uygulanan “geri tepme kuvvetlerinin indirgenmesi” tasarım süreci açısından önemli bir kavramdır. Açığa çıkan bu geri tepme kuvvetleri atış esnasında tüfek parçalarının çok hızlı bir şekilde hareketinden kaynaklanan dinamik kuvvetlerdir. Tüfek mekanizmasındaki yaylar bu çok yüksek geri tepme kuvvetlerinin indirgenmesinde önemli rol onar. Yay karakteristiklerinin değiştirilmesi insan vücuduna gelen geri tepme kuvvetinin indirgenmesinin en kolay yoludur.

V.Y.Yu, J.G. Kohl ve arkadaşları [27] Amerika Birleşik Devletleri donanmasında ani saldırı silahı olarak kullanılan M16 askeri silahın kilit mekanizmasında meydana gelen yorulma olayının nedenleri üzerine çalışmalar yapmışlardır. Yorulma bölgesi evresi M16’nın ateşlenmesi sırasında tekrarlı yüklemelere maruz kalmıştır. Ateşleme sonrası kilit çevresinde oluşan stres yoğunluğunu hesaplamak için Pro Mechanica sonlu elemanlar analiz programı kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda Von-Misses stres dağılımı kilitleme yüzeylerindeki radyüslü bölgede yüksek stres konsantrasyonu nedeniyle gerilme yığılması olduğunu ortaya çıkarmıştır. Yorulma atlak başlangıcı ve çatlak ilerleyişinin tespiti için çatlak yüzeyi stereomicroscope ve electron microscope kullanarak incelenmiştir. Yapılan incelemeler yorulmanın küçük bir bölgedeki mikroukur etrafında korozyon başlangıcı ve yayılmasının yorulmaya sebebiyet verdiği belirlenmiştir. Test uzmanlarının yeni mekanizma kullanarak 1800–3600 adetlik yaptığı test atışları esnasında belirli aralıklarla hasarlı bölgeler incelenmeye alınmıştır. İncelemeler sonucunda kilidin kilitleme yüzeylerinde önce mikro çatlakların olduğu ve bu çatlakların büyüyerek kırılmaya sebebiyet verdiği belirlenmiştir.

BÖLÜM V

TARTIŞMA VE DEĞERLENDİRME

Ülkemiz bulunduğu jeopolitik konumu nedeniyle savunma sanayine her yıl mily0nlarca dolar harcamaktadır. Türkiye’de askeri amaçlı mühimmat üreterek Türk Silahlı Kuvvetleri'nin askeri gereksinimlerini karşılayan sektöründe devleşmiş iki kurum vardır. Bunların ilki temeli Osmanlı imparatorluğu ve kurtuluş savaşına dayanan, 1950 yılından itibaren yeniden yapılanıp Milli Savunma Bakanlığı ile ilişkilendirilmiş olarak 10 Fabrika, 2 İşletme Müdürlüğünde çalışan 6000 i aşkın personel ile Türk Silahlı Kuvvetlerinin ihtiyacı olan araç ve gereçlerin önemli bir bölümünü üreten MKE (Makine Kimya Enstitüsü) kurumudur.

Diğer bir kuruluş ise Türk Silahlı Kuvvetlerinin haberleşme cihaz ihtiyaçlarının karşılamak amacıyla 1975 yılında kurulan ASELSAN’dır. ASELSAN kurulduğundan bu yana çeşitli sektörlerde; haberleşme (askeri haberleşme, sivil haberleşme, sivil elektronik sistemler), mikrodalga sistemler ve sistem teknolojileri (savunma ve silah sistemleri, komuta kontrol ve istihbarat sistemleri, radar sistemleri vb..), mikroelektronik güdüm ve elektro-optik (güdüm ve seyrüsefer, avyonik, mikroelektronik) faaliyet göstererek ülkemizi başarılı bir şekilde temsil etmektedir.

Ülkemizde devlet sektöründen ayrı olarak KOBİ bazında tabanca ve tüfek üreten irili ufaklı birçok tesis bulunmaktadır. Bu tesisler sahip oldukları üretim ve işgücü potansiyeliyle ürünlerinin büyük bir kısmını yurtdışına ihraç ederek her yıl ülkemize hatırı sayılır bir döviz kazancı sağlamaktadır. Ancak görünen şudur ki makine teçhizat ve işgücü olarak gerekli altyapıyı sahip olan bu üreticiler (AR&GE) araştırma ve geliştirmeye gereken önemi vermemekte, Bilimsel ve teknolojik yatırımları her zaman ikinci plana atmakta ve nasıl daha fazlasını üretebilirim yarışına girmektedirler. Ancak bu durum üretilen ürünlerin yeterli kalite standartlarına

ulaşmamasına sebebiyet verirken üreticilerin gerek iç gereksede dış piyasada rekabet şansını azalmasına neden olmaktadır. Bu gibi istenmeyen durumların ortadan kaldırılması için Üniversite-sanayi ilişkilerinin arttırılması, üreticilerin bilinçlendirilerek üretim şartlarını Kalite Yönetimi Sisteminin gereklerine uygun olarak düzenlemesi, teknolojiye, bilme yetişmiş-bilinçli işgücüne yatırım yapmaktan kaçınmamaları gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Demirci, A., H.: “Malzeme Bilgisi ve Malzeme Muayenesi”, Alfa Basım Yayım Dağıtım, İstanbul, Türkiye, (2004).
- [2] Yazıcıoğlu, O.; Güngör C.; Yazıcıoğlu R.: “Makine Elemanları”, Atlas Yayın Dağıtım, İstanbul, Türkiye, (2005).
- [3] Uzun, M.: “Yorulma Çatlak İlerlemesi ve Çatlak Davranışının Nümerik Analizi”, *Yüksek Lisans Tezi*, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, Türkiye, (2002).
- [4] Aran, A., “Yorulma”, Tübitak Marmara Bilimsel ve Endüstriyel Araştırma Enstitüsü Malzeme Araştırma Bölümü, 1983
- [5] Çökelek, M.: “İslah Çeliklerinde Isıl İşlem Parametrelerinin Yorulma Limitine Etkisi”, *Yüksek Lisans Tezi*, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, Türkiye, (2001).
- [6] ASM Handbook, ASM International Handbook Committee, “Fatigue and Fracture” Volume 19. (1996)
- [7] Başuslu, O.: “1.2080 (X210Cr12), 1.7225 (42CrMo4) ve Ck45 Çeliklerinin Yorulma Dayanımı Açısından Optimum Isıl İşlem Parametrelerinin Belirlenmesi”, *Yüksek Lisans Tezi*, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, Türkiye, (1999).
- [8] Yetim, A., F.: “Manyetik Alanın 4140 Çeliğinin Yorulma Ömrüne Etkisi”, *Yüksek Lisans Tezi*, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, Türkiye, (2003).
- [9] Öztürkler, C.: “Yüzey Çatlaklarının Yorulmaya Etkisi”, *Yüksek Lisans Tezi*, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, Türkiye, (1999).
- [10] Acar, E.: “Thermo Mechanical Fatigue Analysis”, Degree of Master Science, Department of Aeronautical Engineering, The Middle East Technical University Ankara, Türkiye, (2002).

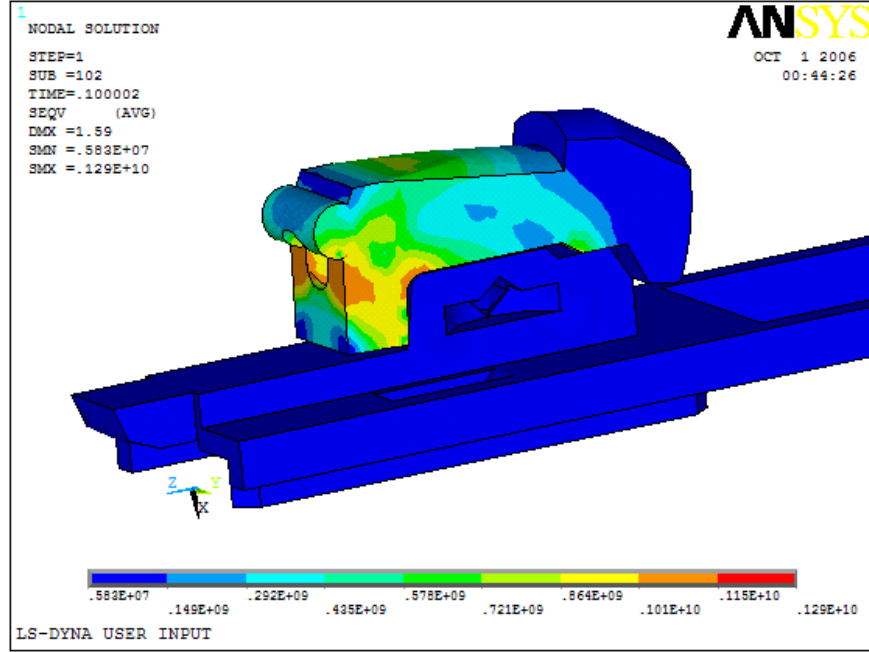
- [11] As, K.: “Fatigue Assessment of Aluminum Automotive Structures”, Degree of Sivilengeneer in Applied Mechanics, The Department of Applied Mechanics, Norweigan University, (2002).
- [12] Gilinka,G.: “Mechanical Design 1, Partial Notes”, Department of Mechanical Engineering, University of Waterloo, (2005).
- [13] Lee, Y.; Pan, j.; Hathavay, R.; Barkey, M.: “Fatigue Testing and Analysis Teory and Praticce”, Elsevier Butterworth- Heineman, USA, (2005).
- [14] Antolovich, S.D.; Saxena, A.: “Fatigu failures, Metals Handbook;9th edition Volume 11: Failure analysis nd prevention, American Society for Metals, Ohio, USA, (1986).
- [15] Carlson, R.L.; Kardomateas, G.A.: “Introduction to Fatigue in Metals and Composites”, UK, (1996).
- [16] Dieter, G.E.: “Mechanical Metallurgy”, McGraw&Hill, London, (1988).
- [17] Ellyin,F.: “Fatigue Damage, Crack Growth and Life Prediction”, Chapan & Hall, London, (1997).
- [18] Furlong, C.: “Design of Machine Elements”, Mechanical Engeneering Department (2005).
- [19] Fidaner, O.: “SAE 1040 Çeliğinde Yorulma”, *Yüksek Lisans Tezi*, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye, (2003).
- [20] TS-870-T1.: “Tüfekler-Yivsiz, Setsiz, Ateşli Kara Avcılığı ve Müsabakalar İçin”, Türk Standartlar Enstitüsü, Ankara, Türkiye, (2005).
- [21] TS-1889.: “Av Fişekleri”, Türk Standartlar Enstitüsü, Ankara, Türkiye, (1998).
- [22] [www. onlineavcilik.com/](http://www.onlineavcilik.com/) (Erişim tarihi: Eylül 2006)
- [23] ANSI/SAAMI Z299.2-1992 “American National Standard Voluntary Industry Performance Standards for Pressure and Velocity of Shotgun Ammunition for the Use of Commercial Manufactures”, American national Standards Institute, (1992)
- [24] Mutlu, B.: “Kırık Kemik Tedavilerinde Kullanılan Dış Fiksator Aletinin Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Analizi, Test Cihazının Tasarımı ve İmalatı”, *Yüksek Lisans Tezi*, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Eğitimi Anabilim Dalı, İstanbul, Türkiye, (2004).

- [25] Akay, L.: “Kompozit Boruların Darbe Yüklerine Karşı Davranışlarının İncelenmesi”, *Lisans Tezi*, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, İzmir, Türkiye, (2005).
- [26] Yu, V.,Y.; Kohl, J.,G.; Crapanzono, R.,A.; Davies, M.W.; Elam, A., G.; Veach, M., K.: “Failure Analysis of the M16 Rifle Bolt”, Department of Civil and Mechanical Engeneering, United States Military Academy, West Point, NewYork, USA (2005).
- [27] Pedzisz, M., Wojtyra, W., “Dynamical Analysis of Semi-Automatic Sniper Rifle”, Warsaw University of Technology, Institute of Aeronautics and Applied Mechanics, , Warsaw, Poland, (2005).

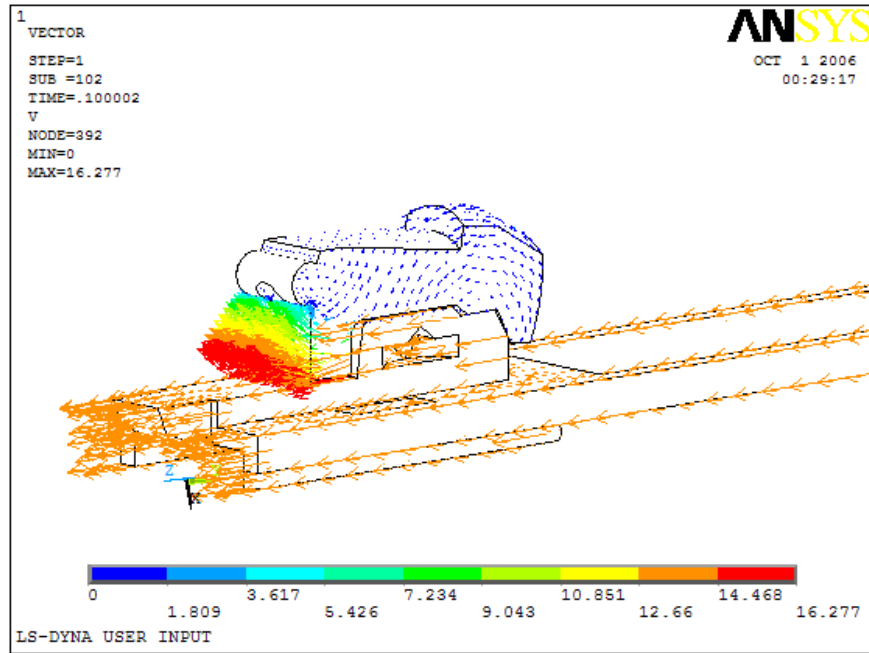
EKLER

EK A Av Tüfeği Mekanizmasının Ansys Ls-Dyna Sonlu Elemanlar Programıyla Analizi-Dinamik Sonuçlar

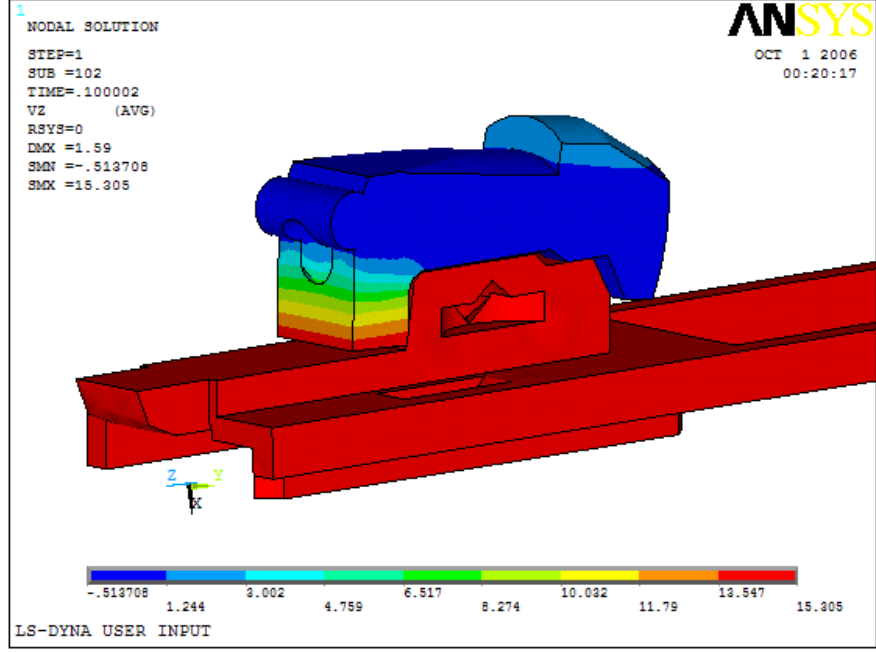
Nodal Sonuçlar



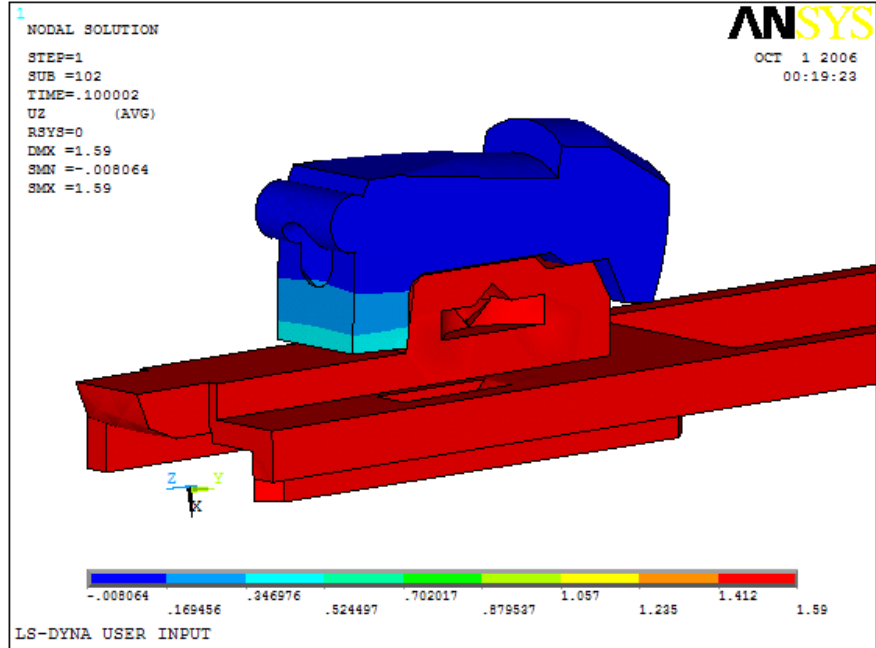
Şekil.A1. Von Misses stres dağılımı



Şekil. A2. Von Misses vektörel stres dağılımı

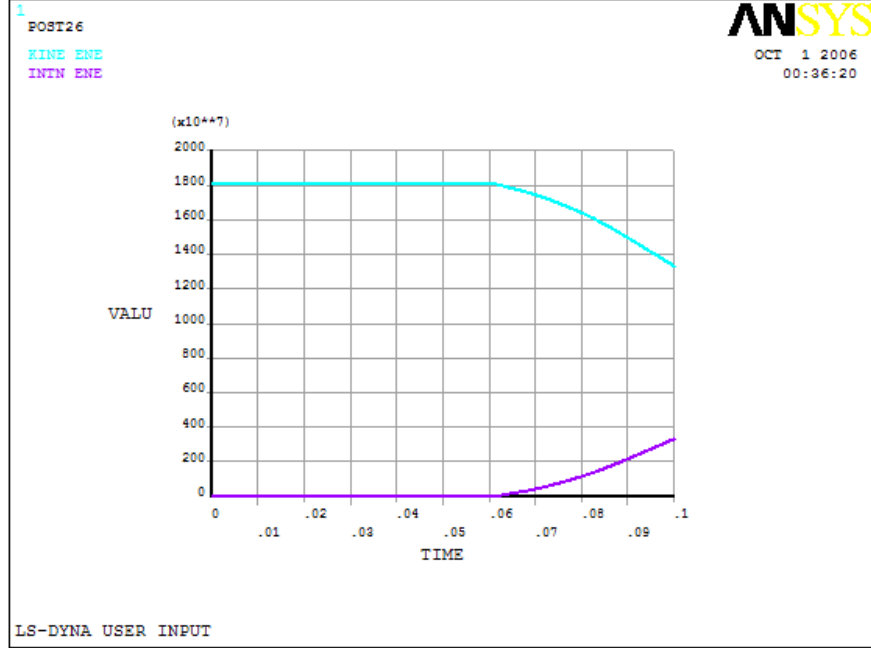


Şekil. A3. z yönündeki hız değişimi

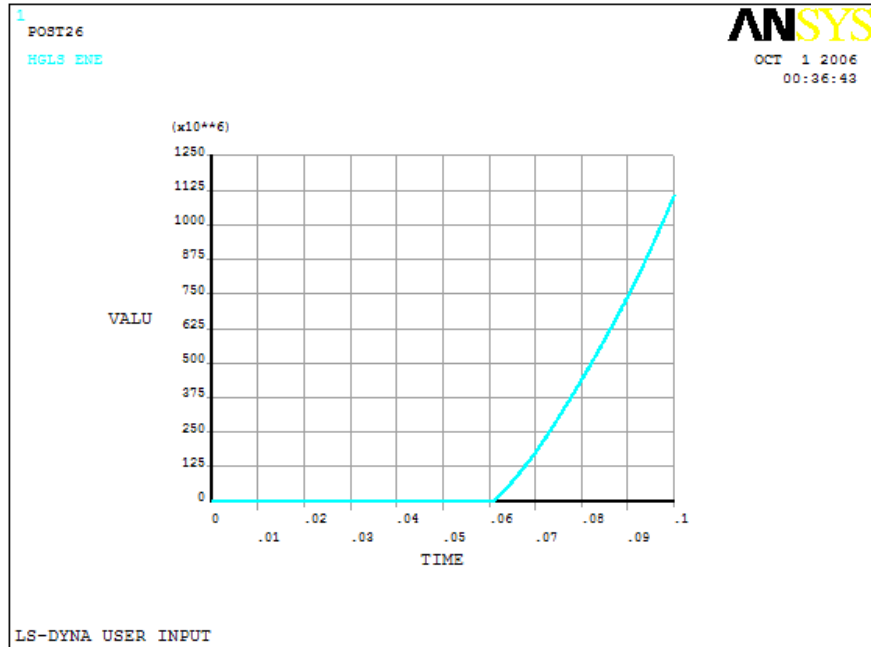


Şekil. A4. z yönündeki yer değiştirme

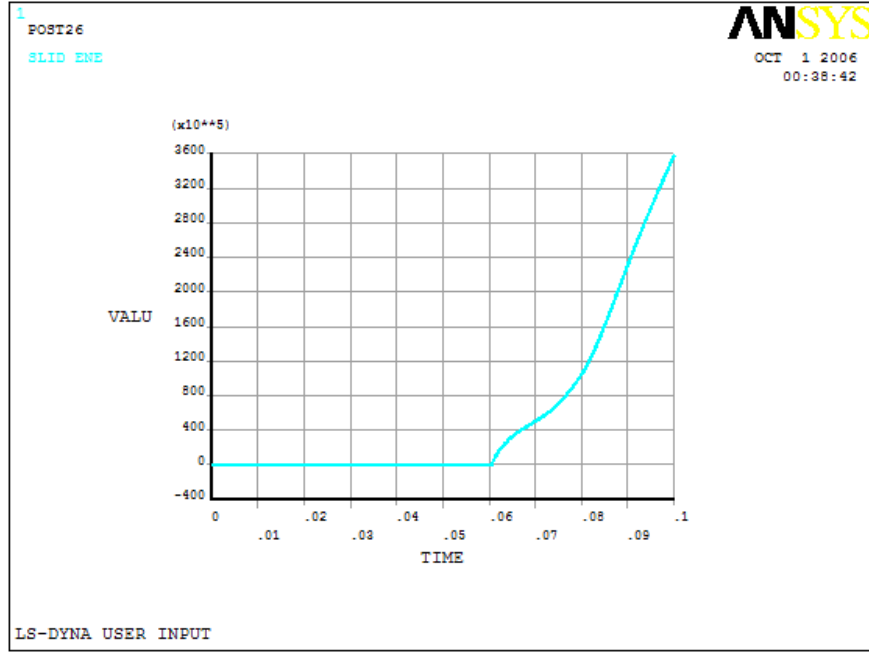
Enerji Değişimleri



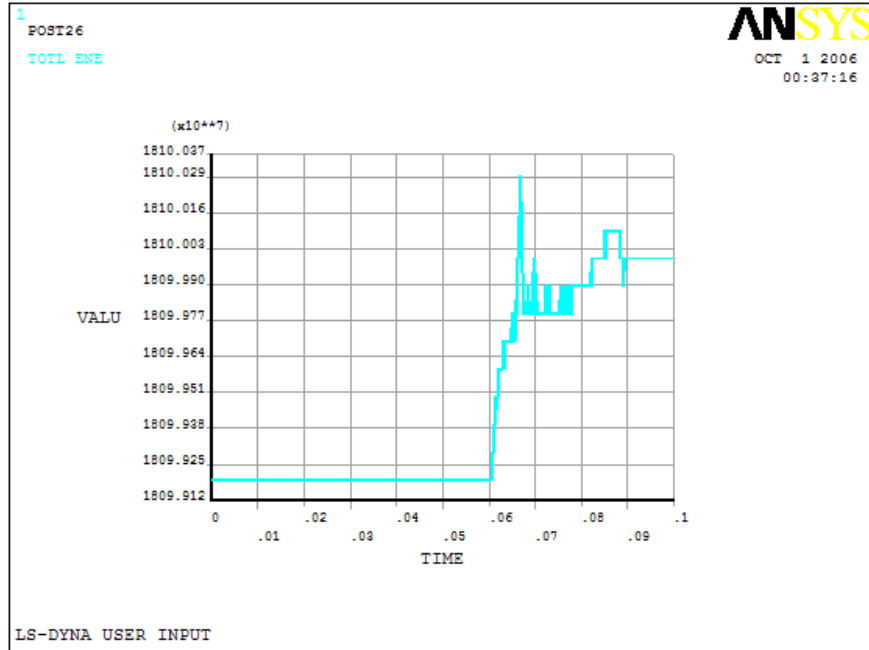
Şekil. A5. Kinetik ve İç Enerjinin Zamana Göre Değişimi



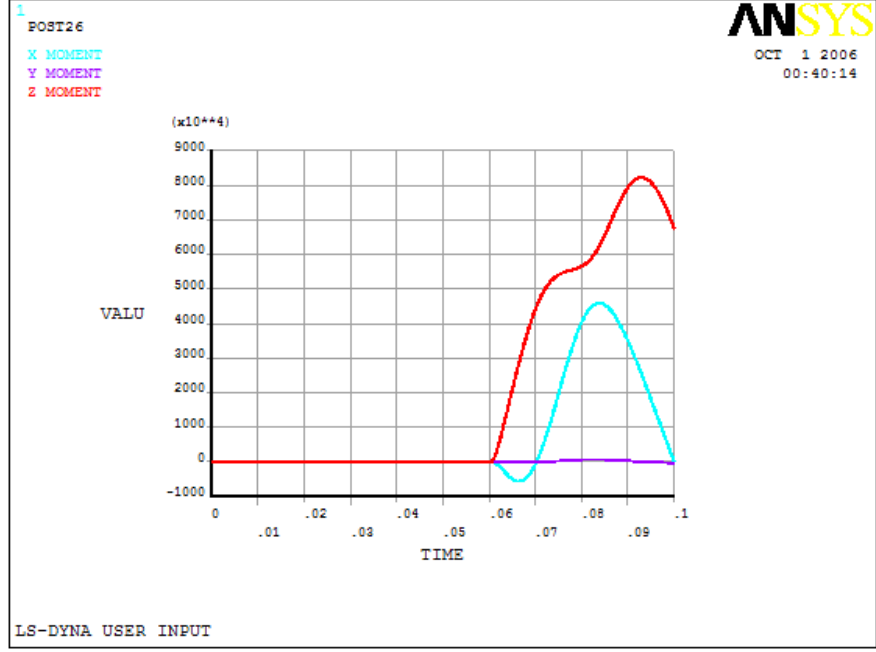
Şekil. A6. Hourglassing Enerji – Zaman Diyagramı



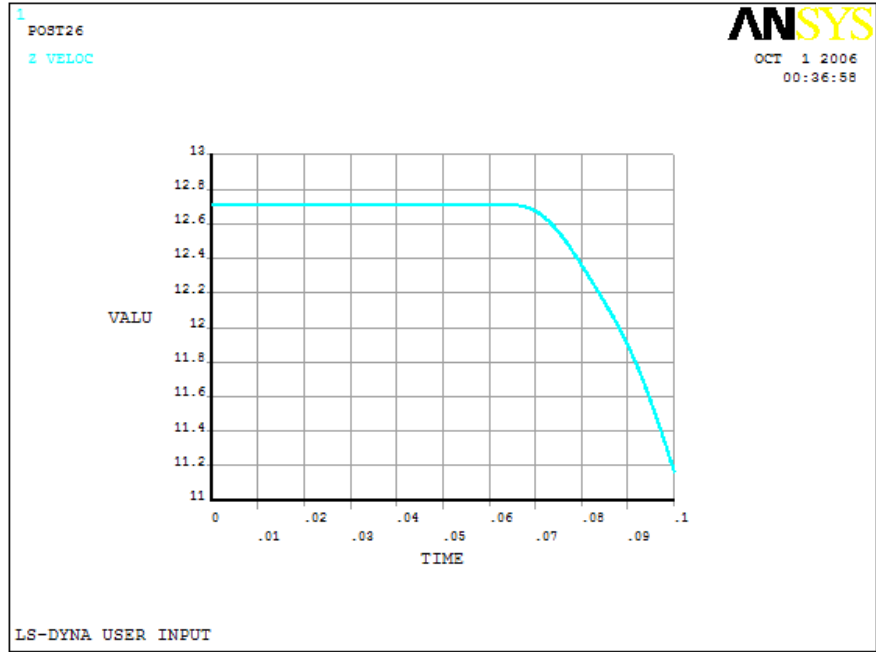
Şekil. A7. Kayma Enerjisi – Zaman Diyagramı



Şekil. A8. Total Enerji – Zaman Diyagramı

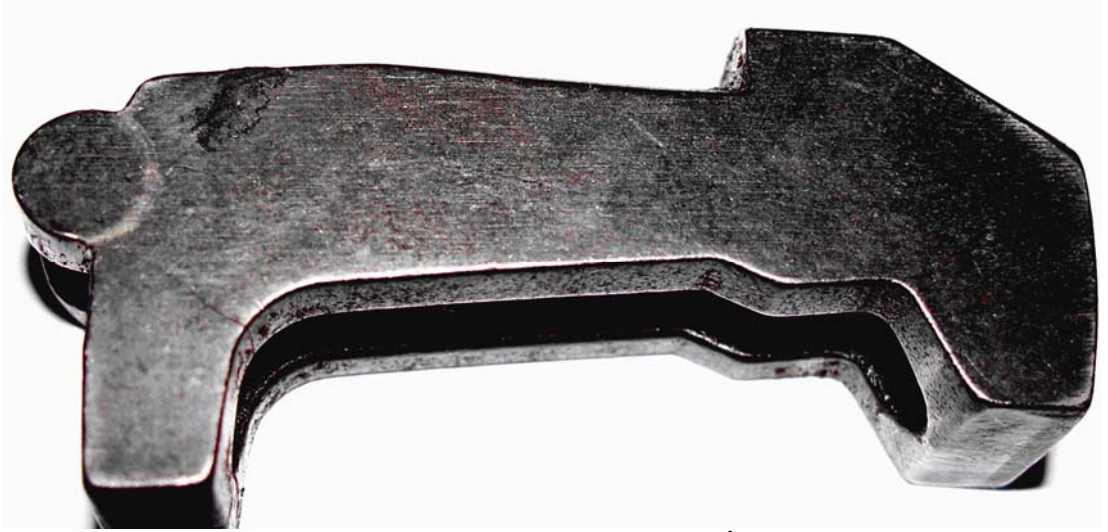


Şekil. A9. X, Y, Z Yönündeki Moment – Zaman Diyagramı



Şekil. A10. Kilidin Z Yönündeki Hız – Zaman Diyagramı

EK B Hasarlı Parçada (Kilit) Çatlak Oluşumu ve Çatlağın İlerleyişi



Şekil. B1. Çatlak Oluşumu ve Çatlağın İlerleyişi



Şekil. B2. Çatlak Oluşumu ve Çatlağın İlerleyişi



Şekil. B3. Çatlak Oluşumu ve Çatlağın İlerleyişi



Şekil. B4 Çatlak Oluşumu ve Çatlağın İlerleyişi

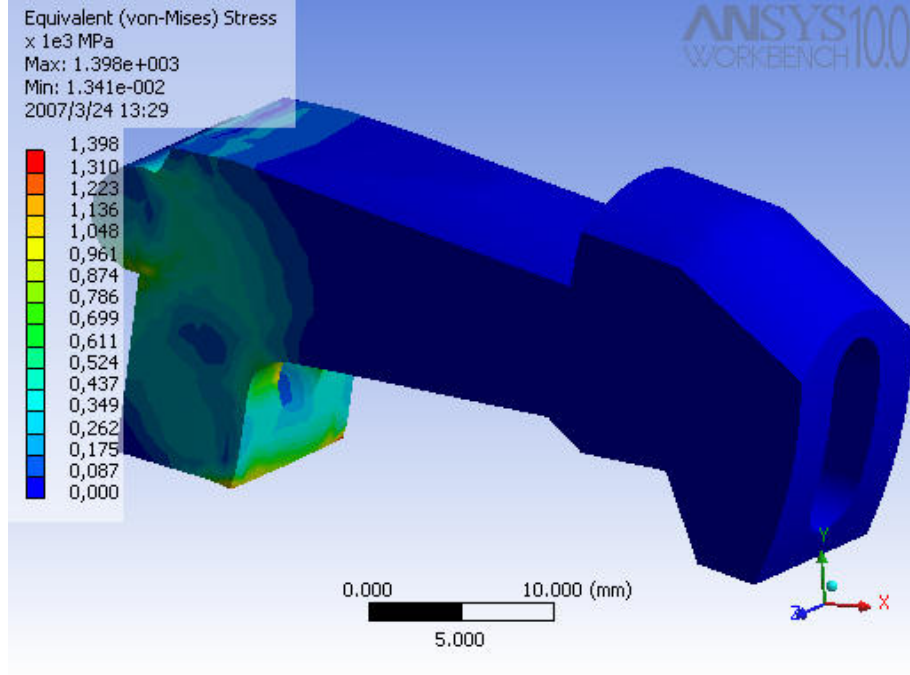


Şekil. B5. Çatlak Oluşumu ve Çatlağın İlerleyişi

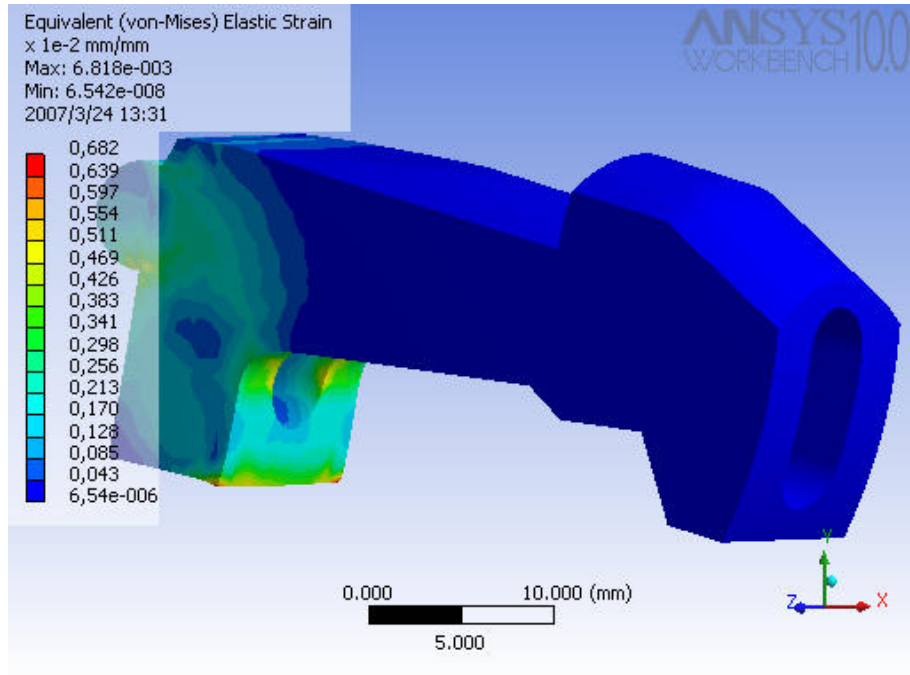


Şekil. B6 Kırılma

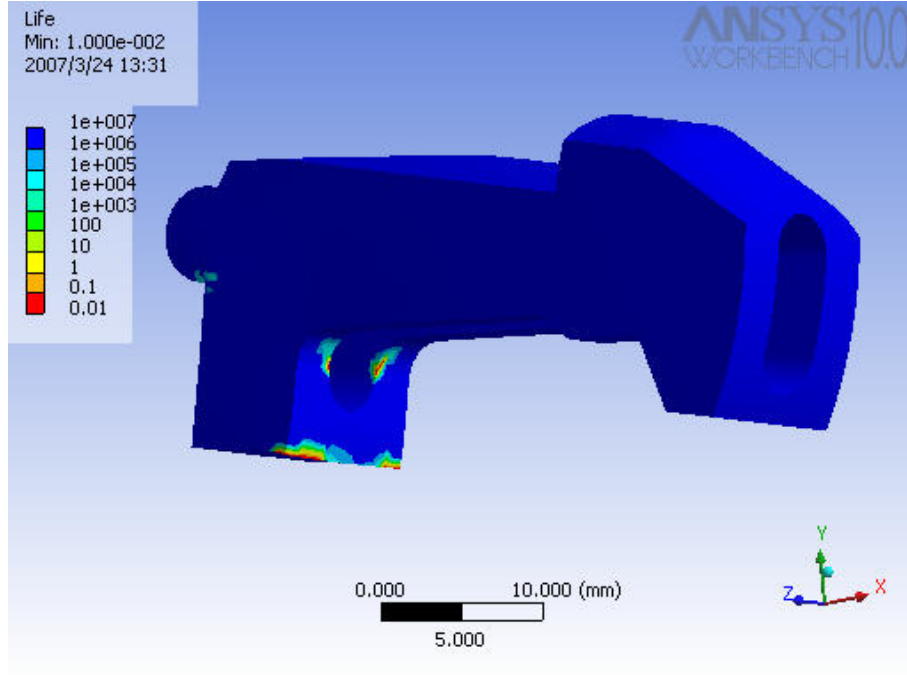
Ek C Ansys Workbench Statik Yorulma Ömrü Sonuçları Stres Tabanlı Yorulma Ömrü Tahmini Sonuçları



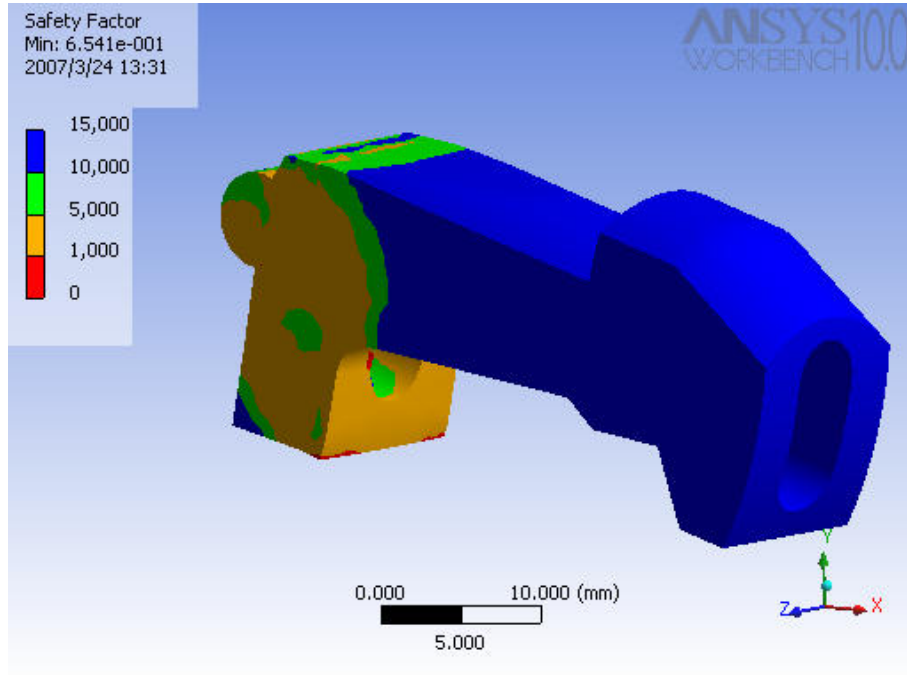
Şekil. C1. Von Misses Eşdeğer Stres Dağılımı



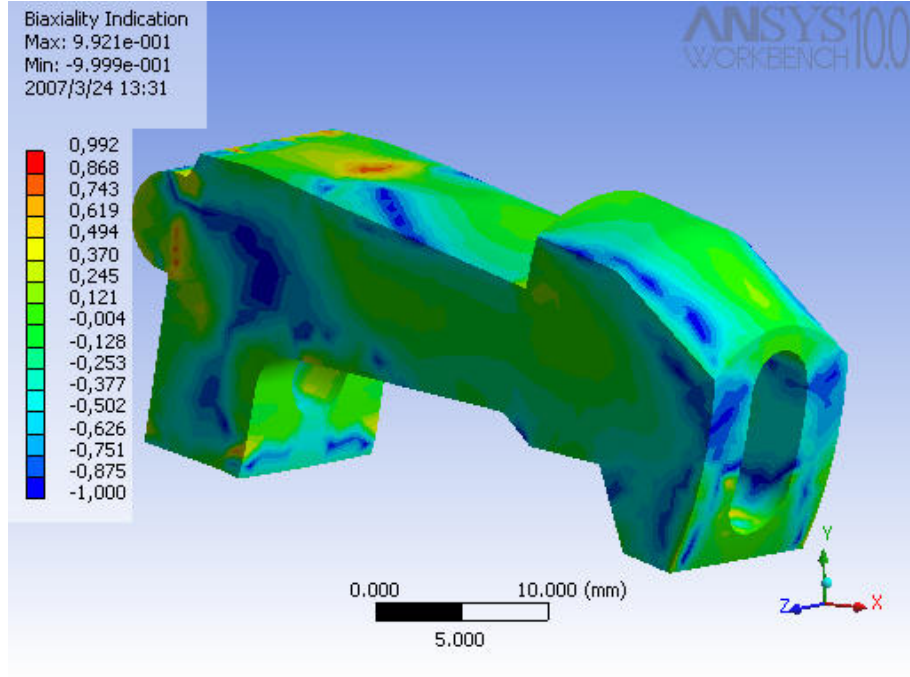
Şekil. C2. von Misses Eşdeğer Şekil Değişirme



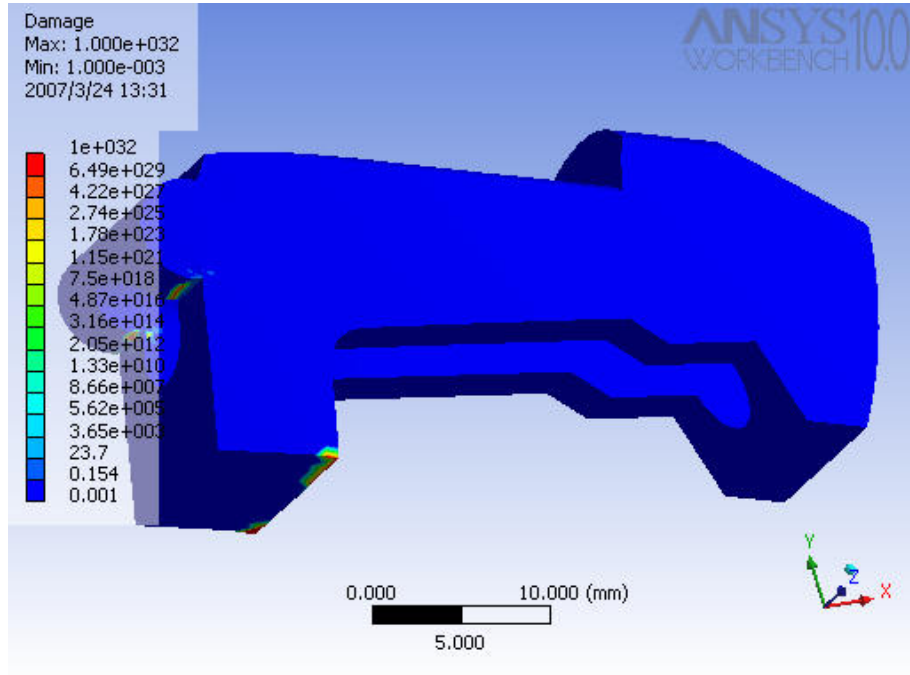
Şekil. C3. Min, Max Yorulma Ömrü Dağılımı



Şekil. C4. Min, Max Güvenli Bölge Dağılımı

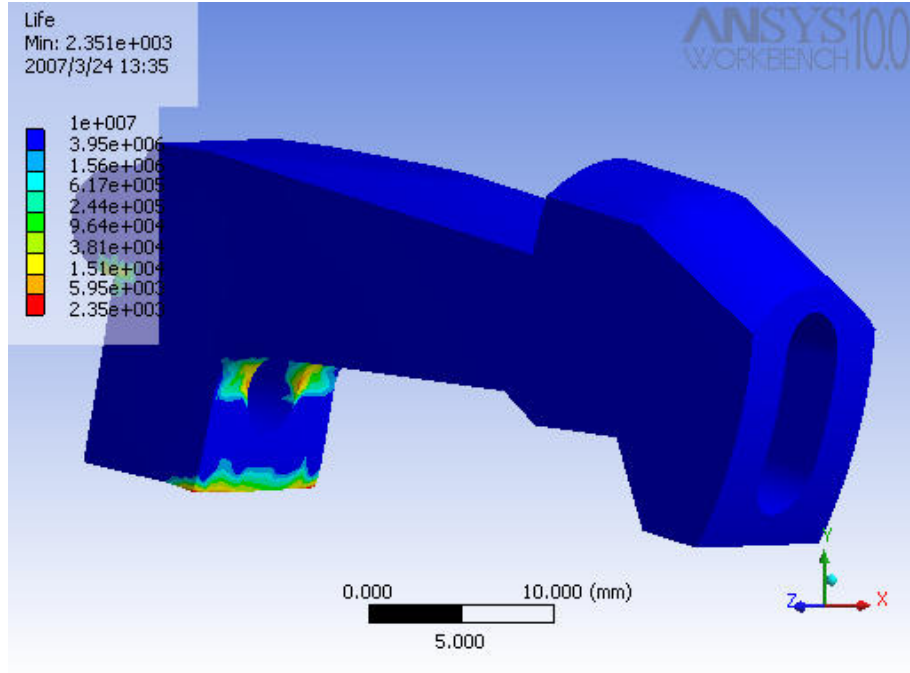


Şekil. C5. Min, Max Bölgesel Stres Dağılımı

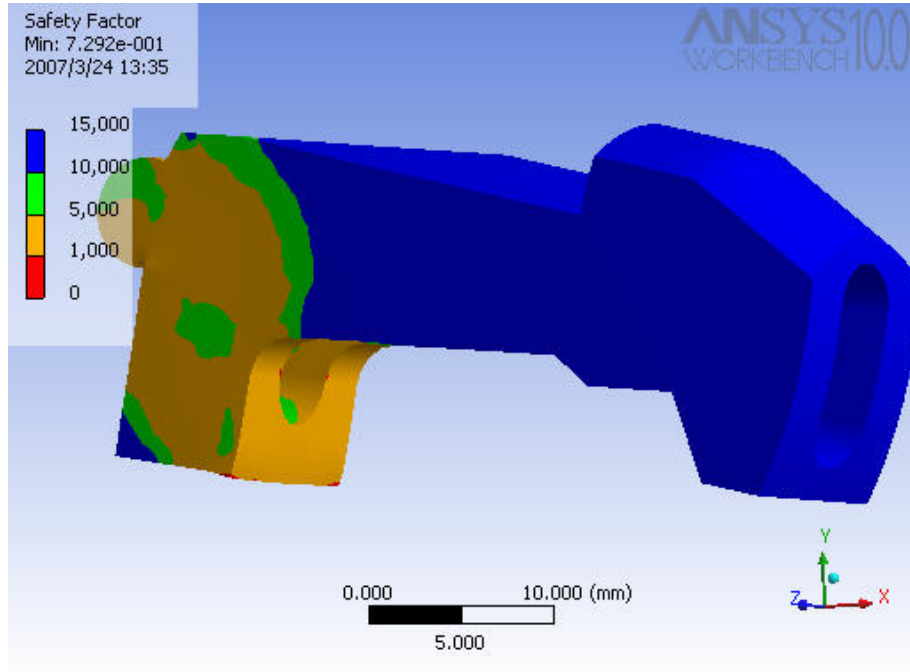


Şekil. C6. Min, Max Bölgesel Hasar Dağılımı

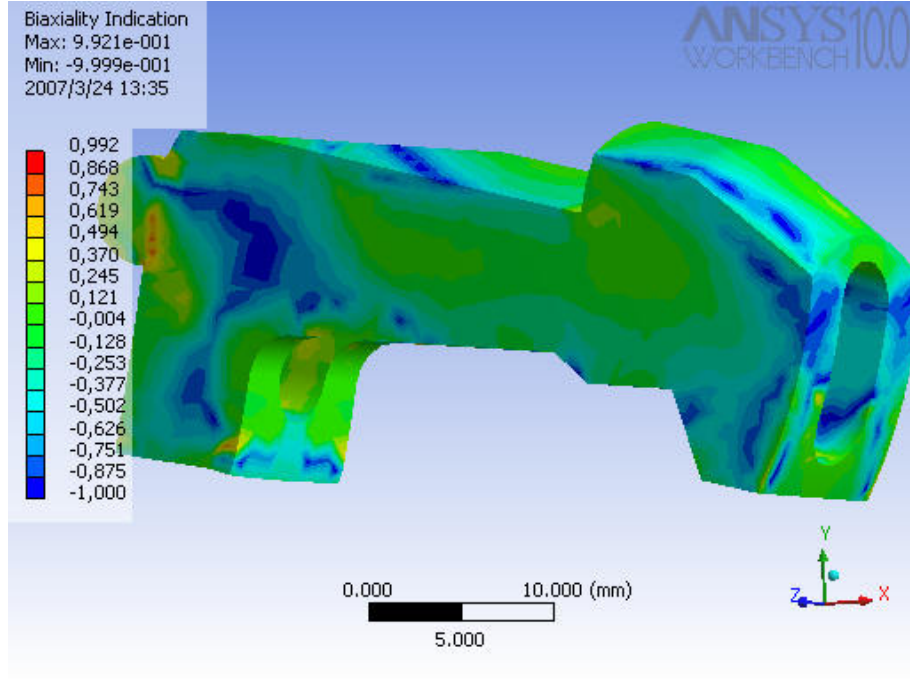
Şekildeğiştirme Yorulma Ömrü Tahmini Sonuçları



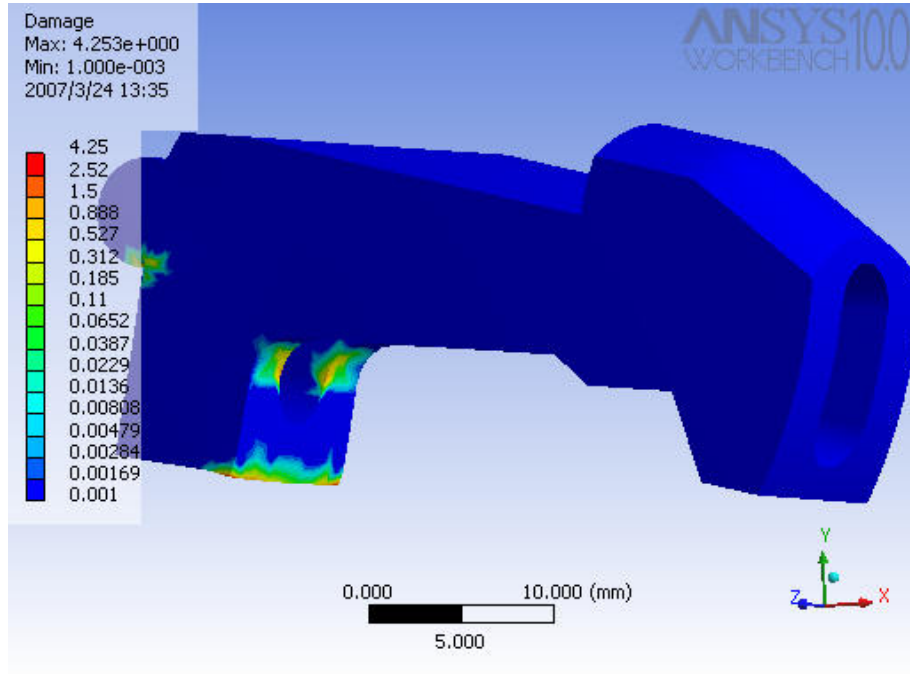
Şekil. C7. Min, Max Yorulma Ömrü Dağılımı



Şekil. C8. Min, Max Güvenli Bölge Dağılımı



Şekil. C9. Min, Max Bölgesel Stres Dağılımı



Şekil. C6. Min, Max Bölgesel Hasar Dağılımı

EK D Gaz tahliye sistemleri



Şekil. D1. Fabar Marka Gaz Otomatik Tüfeğin Tahliye Sistemi (Kapalı Pozisyon)



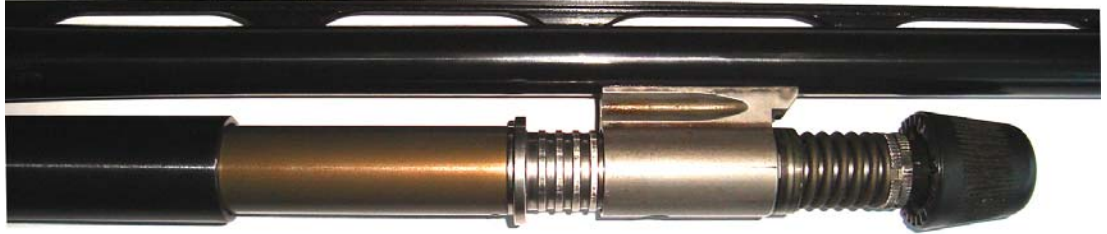
Şekil. D2. Fabar Marka Gaz Otomatik Tüfeğin Tahliye Sistemi (Açık Pozisyon)



Şekil. D3. Fabar Marka Gaz Otomatik Tüfeğin Tahliye Sistemi (Demonte Görünüm)



Şekil. D4. Baretta Marka Gaz Otomatik Tüfeğin Tahliye Sistemi (Kapalı Pozisyon)



Şekil. D2. Baretta Marka Gaz Otomatik Tüfeğin Tahliye Sistemi (Açık Pozisyon)



Şekil. D3. Baretta Marka Gaz Otomatik Tüfeğin Tahliye Sistemi (Demonte Görünüm)

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında GaziAntep' te doğdu. İlköğretim ve ortaöğretimini GaziAntep'te tamamladı. Lisans eğitimini Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Bölümü Talaşlı İmalat Programından 2003 yılında tamamladı. 2004 şubat itibariyle Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Programı'nda Yüksek Lisansına başladı ve halen lisansüstü öğrenimine devam etmektedir.

Doğan ÖZMEN

T.C.
MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KABUL VE ONAY BELGESİ

**YARI OTOMATİK AV TÜFEĞİ MEKANİZMASININ YORULMA
DAYANIMININ ANALİZİ**

Doğan ÖZMEN'in YARI OTOMATİK AV TÜFEĞİ MEKANİZMASININ YORULMA DAYANIMININ ANALİZİ isimli Lisansüstü tez çalışması, M.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ~~26.02.2007~~ tarih ve ~~2007/05-45~~ sayılı kararı ile oluşturulan jüri tarafından Makine Eğitimi Anabilim Dalı / Programında YÜKSEK LİSANS Tezi olarak Kabul edilmiştir.

Danışman : Yrd. Doç. Dr. Bülent Ekici (M.Ü.Müh.Fak.)
İkinci Danışman : Prof. Dr. Mustafa Kurt (M.Ü.Tek Eğt. Fak.)
Üye : Prof. Dr. Abdülkerim Kar (M.Ü.Müh.Fak.)
Üye : Prof. Dr. Osman Yazıcıoğlu (M.Ü.Tek Eğt. Fak.)
Üye : Yrd. Doç. Dr. Hüseyin Kurt (M.Ü.Tek Eğt. Fak.)

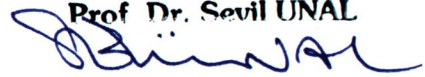
Tezin Savunulduğu Tarih : 19.03.2007

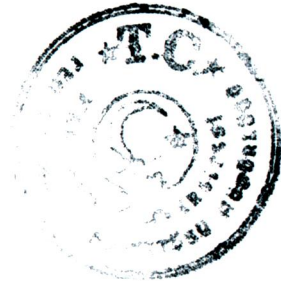
ONAY

M.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ~~30.04.2007~~ tarih ve ~~2007/10-8~~ sayılı kararı ile ~~19.03.2007~~ tarihinde ~~Doğan ÖZMEN~~'in ~~Makine Eğitimi~~ Anabilim Dalı Programında Y.Lisans (MSc.) derecesi alması onanmıştır.

Marmara Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Prof. Dr. Sevil ÜNAL





T.C.
Marmara Üniversitesi
Kütüphane ve Dokümantasyon
Daire Başkanlığı