

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

TABANCALARDA KULLANILAN ARPACIK, NAMLU KİLİDİ, KASA VE İRCA MİLİ
YAYININ RİJİT CİSİM DİNAMİĞİ VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ İLE İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TEVFİK MELHEM

HAZİRAN 2024
TRABZON



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**TABANCALARDA KULLANILAN ARPACIK, NAMLU KİLİDİ, KASA VE İRCA
MİLİ YAYININ RİJİT CİSİM DİNAMİĞİ VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ İLE
İNCELENMESİ**

Tevfik MELHEM

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce
"MAKİNA YÜKSEK MÜHENDİSİ"
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 21 / 05 / 2024

Tezin Savunma Tarihi : 14 / 06 / 2024

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Hasan GEDİKLİ

Trabzon 2024

ÖNSÖZ

“Hafif Ticari Silahlar İçin Namlu Kilidi, İrca Yay, Kasa ve Arpacık Parçalarında Karşılaşılan Hasarların Analiz ve Optimizasyon Çalışmaları ile Parça Ömürlerinin Arttırılması” isimli bu tez Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Programı’nda hazırlanmıştır.

Tez çalışması boyunca her zaman bilgi ve tecrübesini benimle paylaşan, meslekte her daim yanımda olup bana rehberlik eden danışman hocam Prof. Dr. Hasan GEDİKLİ’ye teşekkürlerimi sunarım.

Makine mühendisi olarak ilk mesleki tecrübemi edindiğim TİSAŞ Ar-Ge birimindeki tüm çalışma arkadaşlarıma ve tez çalışmam boyunca bana yardımlarını esirgemeyen Öğr. Gör. Dr. Dursun MERİÇ’e teşekkür ederim.

Üzerimde büyük emekleri olan ve beni yetiştiren kıymetli annem Selda MELHEM ve kıymetli babam Eymen İsmail MELHEM’e ve her koşulda yanımda olan değerli kardeşim Baran MELHEM’e sonsuz şükranlarımı sunarım. İlkokul yıllarımdan itibaren bana öğretmenlik yapan sevgili babaannem Işık MELHEM’e ve sevgili dedem Tefik İsmail MELHEM’e ayrıca teşekkürü bir borç bilirim.

Bu çalışma, FSI-2022-9815 kod numaralı BAP07 – Kamu/Üniversite/Sanayi iş birliği projesi ile KTÜ BAP Koordinasyon Birimi ve TİSAŞ tarafından desteklenmiştir. Bu sebeple KTÜ BAP Koordinasyon Birimi’ne ve TİSAŞ’a, proje ve teze yönelik katkılarından dolayı teşekkür ederim.

Tefik MELHEM

Trabzon 2024

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Hafif Ticari Silahlar İçin Namlu Kilidi, İrca Yay, Kasa ve Arpacık Parçalarında Karşılaşılan Hasarların Analiz ve Optimizasyon Çalışmaları ile Parça Ömürlerinin Arttırılması” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Hasan GEDİKLİ’nin sorumluluğunda tamamladığımı, verileri/örnekleri kendim topladığımı, deneyleri/analizleri ilgili laboratuvarlarda yaptığımı/yaptırdığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 14/06/2024

Tevfik MELHEM

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ	IX
TABLolar DİZİNİ.....	XII
SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ	XIII
1. GENEL BİLGİLER	1
1.1. Ateşli Silahlar	1
1.1.1. Ağır Silahlar	1
1.1.2. Hafif Silahlar	2
1.2. Hafif Silahlar - Tabancalar	3
1.2.1. Tabancaların Sınıflandırılması ve Tarihçesi	3
1.2.2. Yarı Otomatik Tabancaların Çalışma Prensibi	5
1.2.3. Gövde	7
1.2.4. Kapak	8
1.2.5. Namlu.....	8
1.2.6. İrca Mili Tertibatı.....	9
1.2.7. Şarjör	10
1.2.8. Nişan Tertibatı.....	11
1.2.9. Namlu Kilidi.....	12
1.2.10. Kasa.....	12
1.2.11. Mermi.....	12
1.3. İç Balistik	13
1.4. Geri Tepme ve Şahlanma	19
1.5. Rijit Cisim Dinamiği	21
1.6. Sonlu Elemanlar Yöntemi	23
1.7. Metallerde Yorulma	28
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	32

2.1. Deneysel Çalışmalar-Geri Tepme ve Şahlanma Deney Sistemi	32
2.2. Analitik Çalışmalar.....	35
2.3. Sayısal Çalışmalar	36
2.3.1. Tabancanın Rijit Cisim Dinamik Analizi.....	36
2.3.2. Sonlu Elemanlar Analizi	39
2.3.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Yorulma Analizleri.....	50
3. BULGULAR VE TARTIŞMA	55
3.1. Deneysel Çalışmaların Bulguları.....	55
3.2. İç Balistik Bulguları	59
3.3. Rijit Cisim Dinamik Bulguları	60
3.4. Sonlu Elemanlar Analizi ile Elde Edilen Bulgular.....	66
3.4.1. Arpacık için Gerilme ve Yorulma Analizleri Bulguları.....	66
3.4.2. Namlu Kilidi için Gerilme ve Yorulma Analizleri Bulguları	67
3.4.3. Kasa için Gerilme ve Yorulma Analizleri Bulguları.....	69
3.4.4. İrca Mili Yayları için Gerilme ve Yorulma Analizleri Bulguları	70
4. SONUÇLAR.....	73
5. ÖNERİLER.....	74
6. KAYNAKLAR	75
ÖZGEÇMİŞ	

Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

TABANCALARDA KULLANILAN ARPACIK, NAMLU KİLİDİ, KASA VE İRCA MİLİ YAYININ RİJİT CİSİM DİNAMİĞİ VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ İLE İNCELENMESİ

Tevfik MELHEM

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Hasan GEDİKLİ
2024, 78 Sayfa

Tabancalar, sivil ve askeri alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Tabancaların tasarım aşamalarında gerçekleştirilen rijit cisim dinamik ve sonlu elemanlar yöntemi gibi sayısal analizler ile tabanca parçalarının davranışı ve dayanımı belirlenebilmektedir. Bu tez çalışmasında TİSAŞ PX9 GEN3 model tabancanın dinamik davranışları deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalar için tasarlanan yeni bir geri tepme-şahlanma deney sistemi ile tabancanın geri tepme ve şahlanma kuvvetleri ölçülmüştür. Sayısal çalışmalarda ise ilk olarak PX9 GEN3'ün parçalarından; arpacık, namlu kilidi, kasa ve irca mili yayının dinamik davranışları MSC Adams yazılımı kullanılarak incelenmiştir. Bu amaçla ilk olarak programda mermiye etki eden kuvvetler Vallier-Heydenreich denklemleri ile hesaplanmıştır. Rijit cisim analiz sonucunda kapağın zamana bağlı konum değişimi, namlu kilidinin açısal ivmesi, kasa-namlu arasındaki temas kuvveti ve yayların zamana bağlı kuvvet değişimleri elde edilmiştir.

Sayısal çalışmaların ikinci kısmında ise MSC Adams yazılımı sonucunda parçalara zamana bağlı etki eden değişimler, sonlu elemanlar analizinde yükleme sınır şartı olarak kullanılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizler sonucunda ifade edilen parçaların gerilme dağılımları ve yorulma ömürleri belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Tabanca, Geri tepme kuvveti, Şahlanma kuvveti, Rijit cisim dinamik, Sonlu elemanlar analizi, Yorulma

Master Thesis

SUMMARY

INVESTIGATION OF FRON SIGHT, BARREL LOCK, CHASSIS AND RECOIL SPRING USED IN PISTOLS PERFORMED BY RIGID BODY DYNAMICS AND FINITE ELEMENT ANALYSIS

Tevfik MELHEM

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Graduate Program
Supervisor: Prof. Hasan GEDİKLİ
2024, 78 Pages

Handguns are widely used in civilian and military fields. Numerical analyses, such as rigid body dynamics and finite element method, are performed during the design stages of handguns to determine the behavior and durability of their components. In this thesis study, the dynamic behaviors of the TİSAŞ PX9 GEN3 model gun were examined experimentally and numerically. A new recoil-rise test system was designed for experimental studies to measure the recoil and rise forces of the pistol. In the numerical studies, the dynamic behaviors of the PX9 GEN3's components, namely the front sight, barrel lock, frame, and recoil spring, were first analyzed using the Adams program. For this purpose, first of all, the forces acting on the bullet were calculated with the Vallier-Heydenreich equations in the program. As a result of the rigid body analysis, the time-dependent position change of the slide, the angular acceleration of the barrel lock, the contact force between the frame and barrel, and the time-dependent force changes of the springs were obtained.

In the second part of the numerical studies, the time-dependent changes affecting the components, resulting from the MSC Adams software, were used as loading boundary conditions in the finite element analysis. The stress distributions and fatigue lives of the specified components were determined as a result of the analyses performed with the finite element method.

Key Words: Pistol, Recoil force, Rise force, Rigid body dynamics, Finite element analysis, Fatigue

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1. Canik M2F uçaksavar (URL-1, 2024)	2
Şekil 2. Colt Target Python toplu tabanca (URL-2, 2024)	4
Şekil 3. Colt 1911 model tabanca (URL-3, 2024)	4
Şekil 4. PX9 GEN3 yarı otomatik bir tabancanın temel parçaları	5
Şekil 5. PX9 GEN3 model tabanca için ateşleme esnasında meydana gelen kuvvetler (ön görünüş).....	6
Şekil 6. PX9 GEN3 model tabanca için ateşleme esnasında meydana gelen kuvvetler (üst görünüş).....	6
Şekil 7. Kapak ayıklama durumu	7
Şekil 8. Şematik bir tabanca namlusu	8
Şekil 9. PX9-GEN3 model tabancanın irca mili tertibatı (URL-4, 2024)	10
Şekil 10. PX9-GEN3 model tabancanın şarjörü (URL-5, 2024)	11
Şekil 11. Fişegin kesit görünüşü	12
Şekil 12. Tipik bir iç balistik çevrimi (Allsop & Toomey, 2004).....	14
Şekil 13. Sonlu elemanlarda analiz süreci (Bathe, 2014)	25
Şekil 14. Orta mukavemetli çelikler için örnek bir Wöhler diyagramı (S-N eğrisi) (Boyer, 1985).....	29
Şekil 15. İlk olarak üretilen geri tepme ve şahlanma deney sistemi.....	33
Şekil 16. İkinci geri tepme ve şahlanma deney sisteminin yan görünüşü	34
Şekil 17. İkinci geri tepme ve şahlanma deney sisteminin nihai hali ön görünüşü	35
Şekil 18. PX9 GEN3 model tabancanın MSC Adams View paket programı	37
Şekil 19. Kovana etki eden kuvvet vektörü	38
Şekil 20. Kapak – arpacık – arpacık vidası montajı.....	40
Şekil 21. Yoğun ağ örgüsü atılan arpacık yüzeyleri	40
Şekil 22. Arpacık parçası için ağ örgüsü	41
Şekil 23. Kapağın yer değiştirme sınır şartı.....	41
Şekil 24. Sonulu elemanlar analizinde arpacık ve vidaya uygulanan temas yüzeyleri	42
Şekil 25. Namlu kilidi	42
Şekil 26. Namlu kilidi parçasının ağ örgüsü	43
Şekil 27. Namlu kilidi ve gövde montajı	44

Şekil 28.	Namlu kilidi parçasının sınır şartları	44
Şekil 29.	Kasa ve namlu bağlantısı	45
Şekil 30.	Kasa parçası için yoğun ağ örgüsü atılan yüzeyler.....	45
Şekil 31.	Kasa parçasının ağ örgüsü	46
Şekil 32.	Kasa parçasının pim deliklerine uygulanan sınır şartları.....	46
Şekil 33.	İrca mili yayı montajı.....	47
Şekil 34.	İrca mili yaylarının montajı ve kapağa yataklanması	48
Şekil 35.	İrca mili dış yayı ağ örgüsü	49
Şekil 36.	İrca mili iç yayı ağ örgüsü	49
Şekil 37.	İrca mili dış yayı sınır şartları.....	50
Şekil 38.	İrca mili iç yayı sınır şartları.....	50
Şekil 39.	AISI 4140 çelik için S-N diyagramı (Strzelecki vd., 2017).	51
Şekil 40.	EN 10270 malzemesinin S-N diyagramı (Procházka vd., 2023).....	52
Şekil 41.	Arpacık ve namlu kilidi için yorulma analizinde kullanılan yükleme tipi	52
Şekil 42.	Kasanın yorulma analizinde kullanılan yükleme tipi	53
Şekil 43.	İrca mili iç yayının yorulma analizinde kullanılan yükleme tipi.....	54
Şekil 44.	Deneyisel geri tepme kuvvetinin zamana bağlı grafiği	55
Şekil 45.	Deneyisel şahlanma kuvvetinin zamana bağlı grafiği	56
Şekil 46.	Deneyisel geri tepme ve şahlanma kuvvet grafiklerinin karşılaştırılması	57
Şekil 47.	Tüfek için deneyisel geri tepme kuvvet grafiği (Szmit & Wozniak, 2012)	58
Şekil 48.	Deneyisel olarak elde edilen geri tepme kuvvetinin zamana bağlı değişimi ve RCDA sonucu kapağın zamana göre konumu	59
Şekil 49.	Namlu içi basınç ve kuvvetin zamana bağlı değişimi	60
Şekil 50.	Kapağın zamana bağlı konum grafiği.....	61
Şekil 51.	Namlu kilidi için açısıl ivme – zaman grafiği.....	62
Şekil 52.	İrca mili dış silindirinin irca mili kapağına teması (a) Analizin 5.8 ms anında irca mili dış silindirinin konumu, (b) Analizin 5.9 ms anında irca mili dış silindirinin irca mili kapağına teması	62
Şekil 53.	Kapağın ilk pozisyonuna geri dönüşünde namlu ve namlu kilidinin temas durumu (a) Analizin 33.8 ms’de namlunun konumu, (b) 35.1 ms’de namlunun namlu kilidine teması	63
Şekil 54.	Kasa ve namlu temasının zamana bağlı kuvveti grafiği	64
Şekil 55.	Namlu ve kasanın temas durumu (a) Atış yapıldıktan 0.5 ms sonra namlunun konumu, (b) Atış yapıldıktan 0.8 ms sonra namlu ve kasanın temas durumu.....	64

Şekil 56.	RCDA sonucu kapağın geri dönüşünde namlunun kasaya çarpma anı (a) 32.4 ms namlunun kasanın arka yüzeyine teması, (b) Namlunun 34 ms'deki konumu	65
Şekil 57.	İrca mili yayları için kuvvet – zaman grafiği.....	65
Şekil 58.	İrca mili dış silindirin irca mili kapağına teması	66
Şekil 59.	Arpacık üzerinde meydana gelen von-Mises gerilme dağılımı	67
Şekil 60.	Arpacık için yorulma ömrü – atış sayısı.....	67
Şekil 61.	Namlu kilidi üzerinde meydana gelen von-Mises gerilme dağılımı.....	68
Şekil 62.	Namlu kilidi için yorulma ömrü – atış sayısı.....	68
Şekil 63.	Kasa üzerinde meydana gelen von-Mises gerilme dağılımı	69
Şekil 64.	Kasa için yorulma ömrü – atış sayısı.....	70
Şekil 65.	İrca mili iç yay üzerinde meydana gelen von-Mises gerilme dağılımı.....	70
Şekil 66.	İrca mili iç yayı için yorulma ömrü – atış sayısı	71
Şekil 67.	İrca mili dış yayı iç yay üzerinde meydana gelen von-Mises gerilme dağılımı.....	72
Şekil 68.	İrca mili dış yayı için yorulma ömrü – atış sayısı.....	72

TABLÖLAR DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1. Piezometrik verimin fonksiyonunu içeren Vallier-Heydenreich boyutsuz parametre tablosu (Özcan, 2019)	16
Tablo 2. Boyutsuz konum parametresine bağlı Vallier-Heydenreich tablosu (Özcan, 2019)	17
Tablo 3. Badurowicz ve arkadaşlarının tabanca için kinematik sonuç karşılaştırmaları (Badurowicz vd., 2022)	27
Tablo 4. Namlu ve fişek özellikleri (URL-6, 2023).....	36
Tablo 5. TİSAŞ tarafından verilen irca mili yay özellikleri	38
Tablo 6. AISI 4140 malzemesinin mekanik özellikleri (Tevrüz, 2015)	39
Tablo 7. EN 10270 yay malzemesinin mekanik özellikleri (Tevrüz, 2015).....	48

SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ

F_s	: Sürtünme kuvveti
F_p	: Patlama kuvveti
F_y	: Geri toplama kuvveti
$F_{\text{ş}}$	: Şarjör kuvveti
P_{ort}	: Namlu içi ortalama basıncı
M_m	: Mermi kütlesi
M_b	: Barut kütlesi
L	: Namlu boyu
D	: Namlu çapı
V_0	: Merminin namlu ağzından çıkış hızı
P_{max}	: Merminin maksimum basıncı
η	: Piezometrik verim
P_e	: Namlu ağzı basıncı
S_m	: Namlu içerisindeki basıncın maksimum olduğu anda merminin konumu
t_m	: Gaz basıncının maksimum olduğu zaman
v_m	: Gaz basıncının maksimum olduğu anda mermi hızı
t_0	: Toplam iç balistik süresi
S	: Merminin namlu içerisindeki konumu
λ	: Boyutsuz konum parametresi
P	: Merminin herhangi bir konumdaki basıncı
v	: Merminin herhangi bir konumdaki hızı
t	: Merminin belli bir konumda bulunduğu zaman
m_s	: Tabancanın kütlesi
v_s	: Tabanca hızı
F	: Kuvvet
KE_g	: Tabancanın ateşlenmesiyle birlikte oluşan geri tepme kinetik enerjisi
m	: Katı cismin toplam kütlesi
a	: Cismin kütle merkezinin mutlak ivmesi
I_m	: Kütle atalet momenti

α	: Cismin açısal ivmesi
M	: Cisme etki eden moment
F	: Kuvvet
RCDA	: Rijit cisim dinamik analizi
SEA	: Sonlu elemanlar analizi



1. GENEL BİLGİLER

Günümüzdeki mühendislik uygulamalarında bilgisayar destekli sayısal analizler yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Firmalar için parça üretimini olabildiğince kısa sürede ve düşük maliyetle tamamlamak büyük önem taşımaktadır. Bilgisayar destekli analizlerde imal edilecek makine parçaları, tasarım aşamasındayken sanal ortamda modellenip farklı çalışma şartları altında kısa sürede ve az maliyetle incelenebilmektedir. Özellikle savunma sanayisinde askeri standartların sağlanması zorunluluğu, testlerin başarıyla tamamlanmasını gerektirmektedir. Silah üretici firmalar, yapılan test atışları sonucu ortaya çıkan mühimmat maaliyetinden dolayı bilgisayar destekli mühendisliğe daha da yönelmişlerdir.

1.1. Ateşli Silahlar

Ateşli silahlar, namludaki merminin ateşlenmesi ile merminin hedefe ulaşmasını sağlayan mekanik silahlardır. Ateşli silahlar genellikle namlu, ateşleme mekanizması, tetikleyici mekanizma ve atış kontrol sistemini içerir. Namlu, merminin hedefe doğru yönlendirileceği bölümdür. Ateşleme mekanizması, ateşleme işlemi başlatır. Tetikleyici mekanizma, ateşleme mekanizmasını harekete geçirmek için kullanılır ve kullanıcının ateşleme işlemi kontrol etmesini sağlar. Atış kontrol sistemi ise, nişan alma ve namluyu hedefe doğru yönlendirme işlemlerini kolaylaştırmak için kullanılır.

Ateşli silahların farklı sınıflandırmaları mevcut olmakla birlikte yaygın olarak hafif silahlar ve ağır silahlar olarak sınıflandırılmaktadırlar. Bu silahlar askeri, emniyet, avcılık ve kişisel savunma gibi amaçlar için kullanılır. Ateşli silahlar, potansiyel olarak tehlikeli oldukları ve yanlış ellerde ciddi zararlara yol açabileceklerinden sıkı düzenlemelere tabidirler. Bu nedenle, ateşli silahların üretimi, satışı, sahiplenilmesi ve kullanımı yasalara bağlı olarak düzenlenir.

1.1.1. Ağır Silahlar

Ağır silahlar, genellikle yüksek patlayıcı mühimmatların kullanıldığı yoğun bir hasar sebep olan ve genellikle büyük ölçekli bir etki bölgesine sahip askeri veya savunma amaçlı kullanılan silah sistemleridir. Bu silahlar, genellikle tanksavarlar, topçu silahları, uçaksavarlar, roketatarlar, tanksavar füzeleri ve diğer büyük çaplı mühimmat kullanan

sistemler olarak tanımlanır (Gürel, 2019). Ağır silahlar, büyük boyutları, yüksek atış menzilleri ve güçlü patlayıcı etkileri nedeniyle, stratejik savunma, topçu desteği veya arazi kontrolü gibi çeşitli askeri ve savunma operasyonlarında büyük rol oynar. Stratejik savunma bağlamında, bu silahlar genellikle düşman savunmalarını delmek, savunma hatlarını kırmak veya stratejik hedeflere karşı saldırı düzenlemek amacıyla kullanılır. Taktiksel savunma bağlamında ise, ağır silahlar genellikle düşman birliklerine karşı saldırılar düzenleme, arazi kontrolü sağlama veya savunma hatlarını destekleme gibi görevlerde kullanılırlar. Şekil 1’de ağır silahlar grubuna ait bir uçaksavar görülmektedir.



Şekil 1. Canik M2F uçaksavar (URL-1, 2024)

1.1.2. Hafif Silahlar

Namlu çapı 15 mm'den küçük olan silahlar hafif silahlar olarak sınıflandırılırken, 15 mm'den daha büyük çapa sahip roketatarlar, bazukalar ve geri tepmesiz toplar bu tanıma istisna olarak dahil edilebilirler (Güner, 2019). Hafif silahların gelişimi, sanayi devrimi zamanlarına dayanmaktadır ve sanayi devrimi ile hafif silahla ailesinden tabancalar önemli gelişim göstermiştir. Silahların otomatik dolum yapabilecek duruma gelmesi, kullanıcıya tek atışlı ve döner silindirli modellere göre sayısal bir avantaj sağlamaktadır. Bu modelde, mermiler genellikle şarjör adı verilen bir hazneye önceden yerleştirilmektedir. Atış sırasında şarjördeki mühimmat tükendiğinde, şarjör silahtan çıkarılır ve dolu bir şarjör yeniden yerleştirilir. Aynı şarjörün doldurulması mümkün olduğu gibi, silaha ait başka bir dolu şarjörle de silah atışa hazır hale getirilebilir. Otomatik silahlar, tetiğe basıldığında ateşleme

işlemine devam eden silahlar olarak tanımlanmaktadır. Otomatik ve yarı otomatik silahların atışa hazır hale gelebilmesi için ilk atışta silahın el ile hazır hale getirilmesi gerekir. Yarı otomatik bir silahta, ilk mühimmatın ateşlenmesinden sonra kovan dışarı atılır, yeni mühimmat şarjörden alınır. Yarı otomatik silahlarda bir çevrim sonucunda parmağın tetikten çekilip atış için tekrar tetiğin düşürülmesi gerekir ancak, otomatik silahlarda ise tetik basılı tutulduğunda bile ateşleme işlemi şarjördeki ve namlu yatağındaki mermi bitene kadar devam ettirilmektedir. Otomatik silahlar, kullanıcının isteğine göre yarı otomatik olarak da kullanılabilir. Yarı otomatik tabancalar günümüzde kullanıcılar tarafından en çok tercih edilen tabanca türüdür. Silahlı kuvvetler ve kolluk kuvvetleri tarafından ve birçok ülkede siviller tarafından bu tabanca türü tercih edilmektedir (Jenzen-Jones, 2022).

1.2. Hafif Silahlar - Tabancalar

Hafif silahların ilk ortaya çıkışı, dokuzuncu yüzyılın başlarında Çin’de barutun keşfinden itibaren 1300’lü yıllara kadar dayanmaktadır. Bu tür silahlar eski dönemlerden bu yana köklü bir tarihe sahip olmasıyla birlikte günümüzde de askerlerin temel silahları olarak yaygın bir şekilde kullanılmaktadır (Şentürk vd., 2016).

Tabancalar, gelişim ve kullanımlarına bağlı olarak çeşitli kategorilere ayrılabilirler. Bu kategoriler arasında tek atımlık, toplu tabanca ve şarjörlü modeller bulunmaktadır. Şarjörlü modeller de literatürde yarı otomatik ve otomatik tabancalar şeklinde sınıflandırılırlar (Güner, 2019).

1.2.1. Tabancaların Sınıflandırılması ve Tarihçesi

Tek atımlık silahlar, yüksek geri tepme kuvvetleri etkisi altında çalıştıklarından namlunun sabitlenmesi için gövdede kilitleme mekanizmaları bulunmaktadır. Bu silahlar tek atış yapabilme imkânı sunmaktadır. Sonradan Şekil 2’de verilen toplu tabancalar (altıpatlar) Samuel Colt tarafından 1835 yılında geliştirilmiştir. Bu tabancalarda mermiler döner bir silindir içerisine dizili olarak yerleştirilir (Heard, 2008). Bu silahların ilk modelinde her bir atıştan önce horoz kaldırılıp tetiğe basılır, serbest bırakılan horoz ile ateşleme işlemi yapılır. Bir diğer toplu tabanca modeli ise çift aksiyonlu modeldir. Bu modelde horoz el ile değil tetik yardımıyla kaldırılır.



Şekil 2. Colt Target Python toplu tabanca (URL-2, 2024)

Yarı otomatik tabancaların tarihsel gelişimine bakıldığında ilk patent çalışmaları 1863 yıllarına dayanmakta olup ilk başarılı üretim 1892 yılında Steyr şirketi tarafından yapılmıştır. 1896 yılında 7.3 mm kalibreli Mauser'in üretimi yarı otomatik tabancaların popülerliğini arttırmıştır. 1898 yılında Alman DWM fabrikası 7.65 mm Parabellum kalibreli ilk modeli olan Luger tabancasını piyasaya sürmüştür. 1904 yılında tabancanın 9 mm Parabellum kalibreli modeli satışa sunulmuştur. 1897 yılında Amerikalı ünlü hafif silah tasarımcısı John Browning 1900 Colt 0.38" tabanca modelinin U.S. 580924 numaralı patentini almıştır. John Browning'in en meşhur tasarımı dünyada birçok otorite tarafından dönemin en başarılı tabancası olarak gösterilen 0.45" kalibreli Model 1911 Colt tasarımıdır. Şekil 3'te gösterilen bu tabanca küçük revizyonlar geçirmekle birlikte 1980'lerin sonlarına kadar Amerika Birleşik Devletleri silahlı kuvvetleri tarafından kullanılmıştır (Heard, 2008).



Şekil 3. Colt 1911 model tabanca (URL-3, 2024)

1.2.2. Yarı Otomatik Tabancaların Çalışma Prensibi

Yarı otomatik tabancalar, ateşleme mekanizması ve mermi yükleme sürecindeki özgün tasarımlarıyla dikkat çeken ateşli silahlar arasında yer alırlar. Bu tabancalar, ateşleme sonrasında otomatik olarak mermi yükleme işlevine sahiptir ancak tetiğin her çekilişinde tek bir mermi ateşlenir. Yarı otomatik tabancalar, hızlı ve güvenilir ateşleme yetenekleriyle birlikte taşınabilirlikleri de oldukça kolaydır. Bu özellikleri nedeniyle askeri, polis ve sivil alanlarda yaygın olarak kullanılırlar. Şekil 4'te yarı otomatik tabanca ve tabanca üzerinde bulunan parçalar gösterilmiştir.



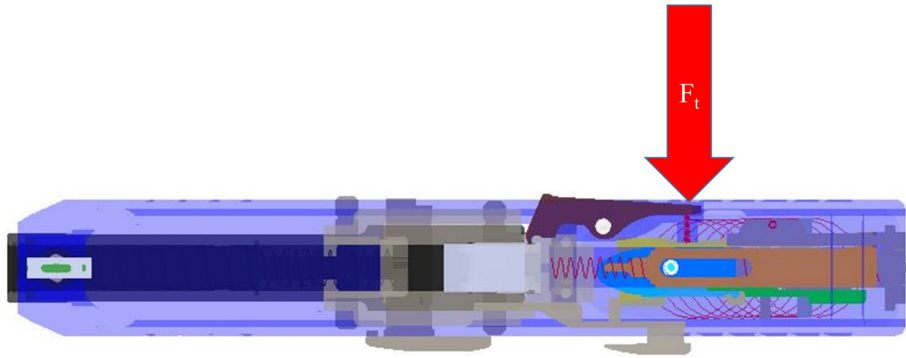
Şekil 4. PX9 GEN3 yarı otomatik bir tabancanın temel parçaları

Yarı otomatik tabancalarda tetiğe basılarak bir ateşleme çevrimi başlar. Çevrimin başlamasıyla birlikte Şekil 5'te gösterilen kuvvetler tabancaya etki eder. Tetiğe basıldıktan sonra iğne serbest bırakılır. Serbest bırakılan iğne merminin kovanına vurarak barutun yanmasına yol açar. Yanan barutun patlamasıyla ortaya çıkan basınç sonucu çekirdek, mermiden ayrılır ve namluya sürtünerek F_s , sürünme kuvveti ile namludan ayrılır. Patlama basıncı sonucu kovanın arka yüzeyine etki eden F_p , patlama kuvveti tabancanın kapağını arkaya doğru harekete geçirir. Boş kovan Şekil 6'da gösterilen tırnak vasıtasıyla kapak ile geri çekilir. Boş kovan, fişek atacağına çarparak kapak üzerinde bulunan kovan çıkış yuvasından çıkar ve tabancayı terk eder. Kapağın hareketiyle enerji depolayan irca mili yayı F_y , geri toplama kuvveti ile tabanca kapağını eski haline getirme görevini gerçekleştirir. Bu

esnada şarjör yayı kuvveti F_s , gerdeli yukarı yönde ittirir. Geri toparlanan kapak, yeni mermiyi de beraberinde sürükleyerek tırnak yardımı ile mermiyi namlu haznesine sürer. Böylelikle tabancanın bir ateşleme çevrimi tamamlanmış olur.

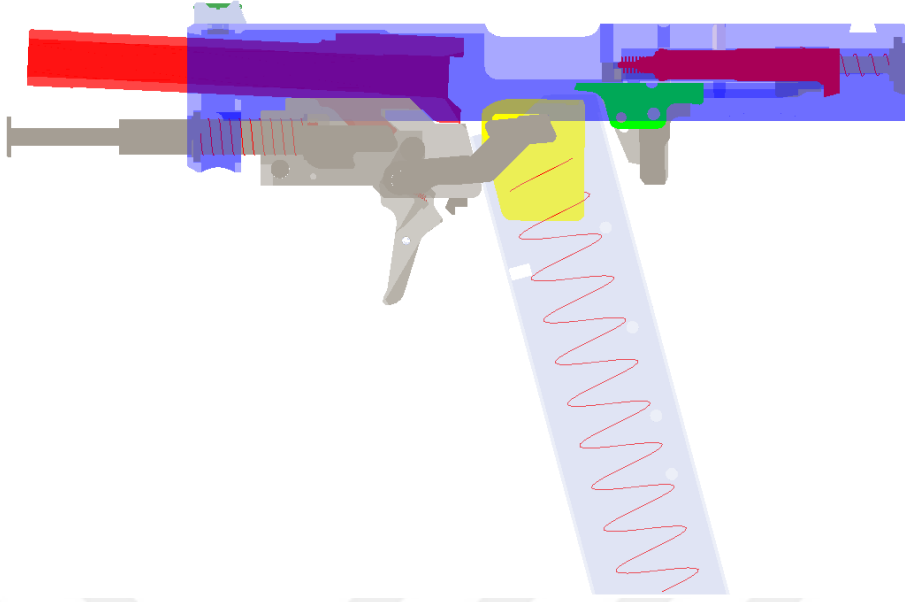


Şekil 5. PX9 GEN3 model tabanca için ateşleme esnasında meydana gelen kuvvetler (ön görünüş)



Şekil 6. PX9 GEN3 model tabanca için ateşleme esnasında meydana gelen kuvvetler (üst görünüş)

Eğer ateşlenen mermi tabanca içinde bulunan son mermi ise, Şekil 7’de görüldüğü gibi gerdel, kapak ayıklama mandalını ittirerek kapağın, kapak ayıklama mandalına takılıp geride durmasını sağlar.



Şekil 7. Kapak ayıklama durumu

1.2.3. Gövde

Gövde; namlu, tetik tertibatı, şarjör kompleksi ile birçok küçük parçayı bünyesinde barındıran tabanca parçasıdır. Tercihe ve kullanım koşullarına göre polimer, çelik ve alüminyum malzemelerden üretilir. Tabancalar içinde polimer ve çelik gövdeler yaygın olarak kullanılmaktadır. Çelik malzemeden üretilen gövdelerde genellikle AISI 4140 çeliği tercih edilir. Alüminyum malzemeden üretilen gövdeler için ise 7075 alüminyum malzeme alaşımı sıkça tercih edilmektedir. Alüminyum gövdeler, çelik gövdelere kıyasla daha hafiftirler. Bu malzemelerin yanında son 20 yılda polimer gövdeler popülerliğini arttırmıştır. Polimer gövdeler, daha hafif ve ergonomik olmasından dolayı diğer gövde türlerine göre daha çok tercih edilmektedir. Çelik yapıları gövdelerde talaşlı imalat aşamasında birçok sorun yaşanırken polimer gövdelerde plastik enjeksiyonda bu tür büyük sorunlar ile karşılaşılmamaktadır. Bu da üretim hızını doğrudan etkilemektedir.

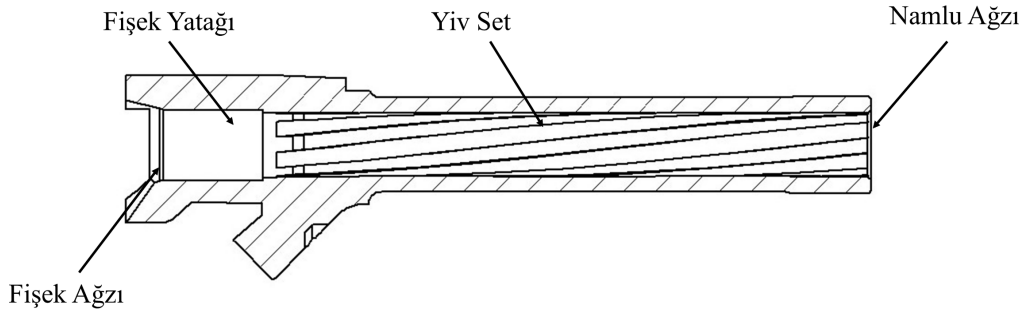
Gövde üzerinde bulunan kızıklar kapağın belirli bir doğru boyunca hareketini sağlamaktadır. Şarjör kompleksi, gövdenin kabza denilen bölgesinde bulunmaktadır. Gövde üzerinde bulunan şarjör kilidine basılarak şarjör serbest bırakılır. Kabza, tabanca kullanıcısının tabancayı kavradığı bölgedir. Bu kısım tabancanın ergonomikliğini doğrudan etkiler. Tabanca kabzası, kullanıcının tabancayı iyi bir şekilde kavrayabilmesi için genellikle tırtıklı bir yüzeye sahiptir.

1.2.4. Kapak

Tabancalarda kapak üretiminde çoğunlukla AISI 4140 çelik malzemesi veya paslanmaz çelik malzemesi kullanılır. Tabancanın ateşlenmesiyle anlık yüksek darbelere maruz kalan kapağın hasara uğramaması için çeşitli ısıt işlemlerden geçirilir. Kapak üzerinde namlu, gez, arpacık, tırnak, irca tertibatı ve iğne bulunur. Merminin ateşlenmesiyle birlikte kovan içinde meydana gelen gaz basıncı kapağı gövde üzerindeki kızaklar boyunca geriye doğru hareket ettirir. Boş kovan kapağa bağlı bulunan tırnak ile geriye doğru çekilir ve kapak üzerindeki kovan tahliye boşluğunda dışarı atılır. Kapak, gövdeye çarparak geriye doğru hareketini sonlandırır. İrca yayının depoladığı enerji kapağı tekrar eski haline getirir. Bu esnada kapak şarjörden yeni bir mermiyi alarak tabancayı tekrar atışa hazır hale getirir.

1.2.5. Namlu

Namlu, fişek kovandan ayrılıp hedefe ulaşması için mermi hareketinin gerçekleştiği içi boş, silindirik parçadır. Namlu içerisinde spiral şeklinde yiv – set adı verilen çıkıntı ve oyuklar bulunur. Yiv-setlerden dolayı namlunun çapı mermiden biraz daha az olmaktadır. Fişek, namlu içinde hareketine başladığında bu yiv-setler tarafından oyularak namluyu terk eder. Bu olay sonucunda fişek eksenini etrafında dönerek namlu boyunca hareket eder. Böylelikle fişek kovandan sapma oranı azaltılır. Tabancalarda namlu Şekil 8’de gösterildiği gibi; fişek ağzı, fişek yatağı ve namlu ağzı kısımlarından oluşur.



Şekil 8. Şematik bir tabanca namlusu

Namlu üretiminde AISI 4140 çelikler tercih edilir. Namlu, uzun çelik çubukların çeşitli talaşlı imalat aşamaları sonucu üretilmektedir. Bu uzun çubuklar kesilerek istenilen ölçülere getirilir. Çubuk halindeki ham maddelere çeşitli talaşlı imalat işlemleri uygulanır. Devamında namlulara, namlu dövme tezgâhları kullanılarak soğuk dövme olarak yiv-set

açılır. İmalatta seçilen üretim yollarının farklılığı namlunun ömrünü, mukavemetini ve üretim maliyetini etkiler. Bu işlemlerden geçen namlu çubukları istenen ürüne göre kesilerek CNC tezgahlarında (torna, dik işlem) son halini alırlar. Namlu, imalat sırasında oluşan gerilmeleri gidermek için ısıtıl işlem proseslerine maruz bırakılır. Namlunun doğrusallığını etkilememesi bakımından yapılan işlemlerde kullanılan ısı, sıcaklık ve fikstür yapılarına dikkat edilir.

Silah üretici firmalar için namlu tabancanın en önemli parçalarındandır. Özellikle tekrarlanan atışların ardından namluda kayda değer ısınmalar ve yapısal problemlerle karşılaşılır. Namlu hafif olarak üretilmeli ancak hasara uğramayacak şekilde yüksek basınçlara ve bundan kaynaklı oluşacak yüksek gerilmelere karşı dayanıklı olmalıdır. Namluda dikkat edilmesi gereken bir diğer husus da tekrarlanan ateşlenmeler sonucu oluşan yüksek sıcaklık ile namlunun aşırı ısınmasıdır. Bir çevrimin sonunda şarjörden namluya yeni mermi yüklenirken namlunun yüksek ısısı kovan içinde bulunan barutun itici gazına aktarılır. İtici gazın sıcaklığı, tutuşma için gerekli olan sıcaklığa ulaşırsa mermi kendi kendine ateşlenir (Şentürk vd., 2016). Bu durum istenmeyen yaralanmalara ve can kayıplarına sebep olabilir.

Şekil 8'den görülebileceği gibi fişek ağzı, atışın gerçekleştirilmesinden sonra boş kovanın namludan tahliye edildiği kısımdır. Ateşlemeden sonra kapak üzerinde bulunan tırnak, kovani bu bölümden çekerek tahliye eder. Fişek ağzında merminin namluya rahat bir şekilde girmesi için belli bir miktar eğim bulunur. Bu eğimin düzgün ayarlanmaması sonucu mermi namlu haznesine giremez ve tabancada besleme hatası sorunu ortaya çıkar. Bunun sonucunda tabanca tutukluk yapar ve atışa hazır hale gelemez.

Fişek yatağı, merminin çapıyla eşit, sıkı geçme olacak şekilde üretilir. Bu kısımda mermi, tetiğe basılıp iğnenin hareketiyle atışa hazır haldedir. İğnenin serbest bırakılmasıyla birlikte mermiden ayrılan fişek namlunun son bölümü olan namlu ağzından çıkarak hedefe doğru yol alır. Namlu ağzı, iç balistiğin incelendiği son bölümdür (Güner, 2019).

1.2.6. İrca Mili Tertibatı

İrca kelimesi eski biçimine döndürme anlamına gelmektedir. İrca mili tertibatı, irca yayı ve yayın konumlandığı mil parçalarından oluşur. Tasarıma göre tek yay veya Şekil 9'da gösterildiği gibi iki adet yay olacak şekilde irca mili tertibatı üretilir. İrca mili tertibatının görevi tabanca kapağını eski konumuna geri getirmektir. Tabancanın tetiği düşürülüp

merminin ateşlenmesi sonucu oluşan basınç, kapağı geriye doğru ittirirken irca yayları enerji depolar. Depolanan bu enerji sonucu kapak eski konuma geri döner.



Şekil 9. PX9-GEN3 model tabancanın irca mili tertibatı (URL-4, 2024)

1.2.7. Şarjör

Şarjör, mermilerin atış için depolandığı tabanca parçasıdır. Bir tabanca şarjörünün kapasitesi genellikle 15 ile 20 mermi arasındadır. Şarjördeki mermiler bittikten sonra elle veya şarjör doldurma aparatı ile hazneye mermiler yerleştirilir. Varsa hazırda dolu şekilde bulunan şarjör, tabancaya yerleştirilerek tabanca kullanıma hazır hale getirilebilir. Şarjör Şekil 10'da gösterilen gerdel, şarjör gövdesi, şarjör yayı ve şarjör kapağı parçalarından oluşur.



Şekil 10. PX9-GEN3 model tabancanın şarjörü (URL-5, 2024)

Şarjör gövdesi şarjör parçalarını taşıyan bölgedir. Genellikle şarjör gövdesinin kenarlarında delikler bulunur. Bu deliklerin civarlarında da sayılar görülmektedir. Eğer mermi delikte gözüküyorsa deliğin yanında bulunan sayı yardımıyla şarjör içindeki mermi sayısı tespit edilir.

Gerdel, mermilerin şarjör içine sıralandığı parçadır. Gerdel içine mermi koyuldukça gerdele bağlı olan yay sıkışır. Her atıştan sonra sıkışan şarjör yayı, enerjisini boşaltarak gerdeli yukarı doğru ittirir ve kapağın namluya yeni mermi sürmesini sağlar. Gerdel, merminin namlu ağzına rahat bir şekilde girmesi için şarjör gövdesi içinde belli bir açıda konumlandırılır.

Şarjör kapağı, bir pim vasıtasıyla şarjör gövdesinde bulunan kızaklar ile şarjör yayını destekler. Şarjörü sökmek için pim sökülür ve şarjör kapağı kızaklardan çekilerek çıkarılır.

1.2.8. Nişan Tertibatı

Nişan tertibatı, Şekil 4'te görülebileceği gibi kapağın arka kısmında bulunan gez ve kapağın ön kısmında bulunan arpacık parçalarından oluşur. Bu parçalar atış yaparken kullanıcının tabancayı hedefe doğru şekilde konumlandırılmasını sağlar. Gez, arpacık ve hedef aynı konuma getirilerek atış yapılır. Böylelikle fişegin hedefi vurması beklenir.

1.2.9. Namlu Kilidi

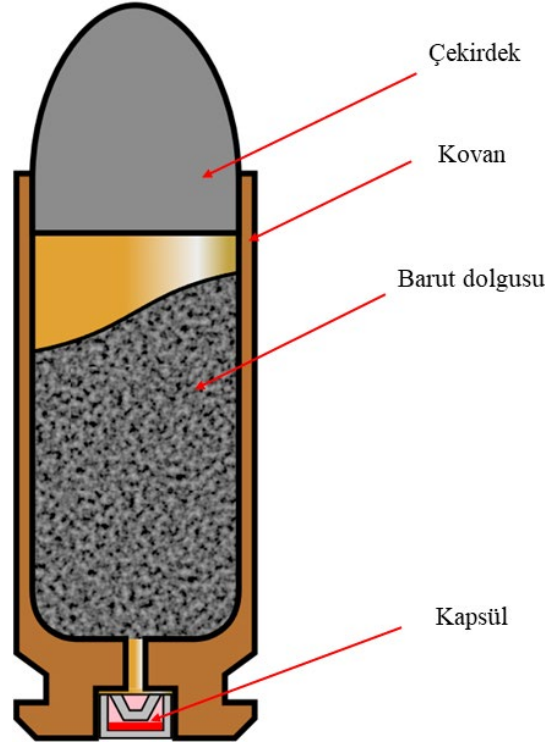
Tabancanın sökölüp takılması için kullanılan parçadır. Tabanca kapağı geri pozisyonuna getirilip ayaklama mandalı ile tutulduğu esnada namlu kilidini çevirerek namlu kilitlenir. Namlunun kilitlenmesiyle kapak sökölme işlemi yapılır. Bu kilit, kasa ve gövdeye bağılı olarak bulunur.

1.2.10. Kasa

Kasa, gövdeye pimler ile bağılıdır. Merminin ateşlenmesiyle birlikte geriye doğru harekete başlayan namlunun hareketini kısıtlar. Namlunun kasaya çarpması sonucu bu bölgede hasar gözlenebilir. Aynı zamanda tetik tertibatı, tabancanın bu kısmında yer almaktadır.

1.2.11. Mermi

Mermi, ateşli silahların işleyişinde kritik rol oynayan bir parçadır. Şekil 11’de gösterildiği gibi bir mermi, kovan, barut, kapsül ve (çekirdek) oluşmaktadır.



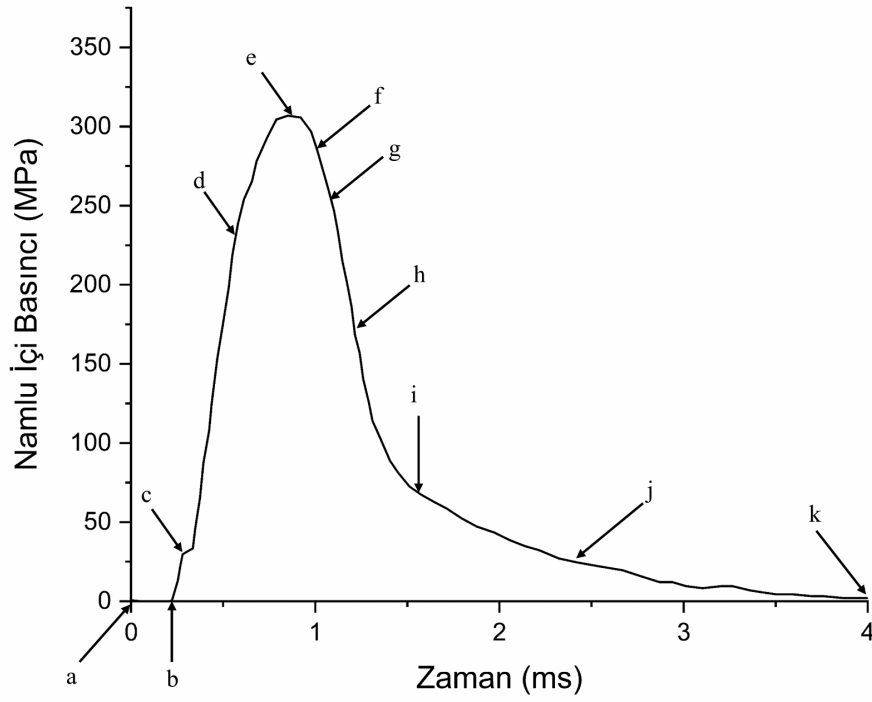
Şekil 11. Fişğin kesit görünüşü

Ateşleme işlemi, iğne mekanizmasının ateşleme kapsülüne vurmasıyla tetiklenir ve bu çarpışma sonucunda kıvılcım oluşur. Bu kıvılcım, barutun yanmasına yol açar ve içerisinde bulunan gazlar, mühimmatın içinde yüksek basınç oluşturur. Oluşan yüksek basınç sonucu kovan bir miktar genişler ve fişek, kovandan namlu boyunca ayrılır. Bu süreç, ateşli silahların etkin ve güvenilir bir şekilde çalışmasını sağlamak için temel bir mekanizmadır ve silahların ateşleme sistemlerinin incelenmesinde önemli bir rol oynar.

1.3. İç Balistik

Silahların ateşlenmesi sırasında namlu içinde meydana gelen olaylarının tümünü inceleyen bilim dalına iç balistik denir. Bu alandaki temel amaç, ateşleme anından itibaren mermi hareketinin her aşamasını analiz etmek ve optimize etmektir. İç balistik, mermiye en uygun hızı sağlamak için ateşleme sistemi, barut ve namlu tasarımının incelenmesini içerir. İç balistik çalışmaları, silahların performansını artırmak, atışların doğruluğunu ve menzilini optimize etmek ve silahların daha güvenli ve etkin olmasını sağlamak için önemlidir (Öztürk, 1984). İç balistiğin temelinde mermi kütlesi, barutun (sevk yakıtı) kütlesi, namlu çıkış hızı, patlama esnasında namlu içinde maksimum basınç ve bu parametrelerin birbiriyle olan ilişkisi yer alır (Jedlička vd., 2012).

Silahın ateşlenip iğnenin mermiye temas anından, merminin namluyu terk etmesine kadar gerçekleşen olayların tümüne iç balistik çevrim denir. Bir iç balistik çevrim içinde merminin patlamasıyla oluşan tipik bir basınç zaman grafiği Şekil 12’de gösterilmiştir.



Şekil 12. Tipik bir iç balistik çevrimi (Allsop & Toomey, 2004)

Bir iç balistik çevrimi adımları aşağıda açıklanmıştır:

- a) İğne kovanın arkasına vurur.
- b) İğnenin, kovana vurmasıyla kovan içinde bulunan barut yanmaya başlar. Mermi içerisinde yeteri miktarda gaz basıncı oluşana kadar fişek kovandan ayrılmaz. Bu sebeple burada bir gecikme gözükür.
- c) Yeteri kadar gaz basıncı oluştuğunda fişek kovandan ayrılır.
- d) Namlu iç yüzeyinde bulunan yiv setlerinin fişeğe sürtünmesinden dolayı basınç artışı devam eder.
- e) İç balistik çevrimde basıncın en yüksek değere ulaştığı nokta burasıdır.
- f) Fişek bu aşamada çok yüksek hızlara ulaşarak arka tarafta namlu içindeki boşluğun artmasına sebep olur. Yanma gazları bu hacim artışı sonucu oluşan boşluğu yeteri kadar dolduramadığı için basınç bu aşamada düşmeye başlar.
- g) İtici gazın tamamının yandığı bölgeyi ifade eder.
- h) Merminin arkasındaki boşluk artık sadece genişleyen gazla dolu kalmıştır.
- i) Bu aşamada artık fişek namluyu terk etmiştir. Namlu içerisinde patlamadan dolayı bir süre daha düşük bir basınç etkin olur.

- j) Basınç düşmeye devam eder. Bu aşamada kalan gaz besleme mekanizmasının işlevine katkı sağlar.
- k) Namlu içindeki basınç ortam basıncıyla eşit duruma gelir.

Ateşli silah için kullanılan mühimmatın ağır olması basıncın artmasına sebebiyet verir. Basıncın yüksek olmasıyla birlikte yanma hızı da bir o kadar yüksek olur. Kovan hacminin kovan içinde bulunan sevk barutuna oranına fişek kovan kapasitesi denmektedir. Bu oranın büyük olması yanma hızını ciddi miktarda yavaşlatmaktadır (Heard, 2008).

İç balistik hesaplamaları için temel olarak, Baer-Frankle yöntemine dayanan PRODAS yazılımı, Vallier-Heydenreich yöntemi ve lumped parametre modeli kullanılmaktadır. PRODAS yazılımı için mermi özellikleri ve silah hakkında daha fazla parametreye ihtiyaç duyulmaktadır. Lumped parametre modeli barutun ateşlenmesiyle oluşan gazın termodinamiği ve mermi dinamiğine bağlı bir modeldir. Vallier-Heydenreich yöntemi ise basıncın zamana ve mesafeye bağlı değişimleri ile fişegin zamana ve mesafeye bağlı değişimlerinin elde edilmesinde kullanılır (Cronemberger vd. 2014). Bu yöntem ile hesaplamaların yapılması için merminin kütle, ilk hız ve maksimum basınç gibi temel özelliklerini bilmek yeterlidir. Bu yöntemde boyutsuz parametrelere bağlı analitik olarak elde edilen tablolar kullanılmaktadır. Namlu içi ortalama basınç aşağıdaki gibi hesaplanır (Susantez, 2020).

$$P_{ort} = 2 \left(\frac{M_m + 0.5M_b}{\pi L D^2} \right) V_0^2 \quad (1)$$

Denklem 1'den elde edilen namlu için ortalama basıncının (P_{ort}), merminin maksimum basıncına (P_{max}) oranı ile piezometrik verim (η) elde edilir.

$$\eta = \frac{P_{ort}}{P_{max}} \quad (2)$$

Vallier-Heydenreich yönteminin en önemli avantajı boyutsuz parametrelere bağlı değerler ile hesaplamaların rahat bir şekilde yapılmasıdır. Tablo 1'de yer alan boyutsuz parametreler piezometrik verimin birer fonksiyonu olarak ifade edilmiştir.

Tablo 1. Piezometrik verimin fonksiyonunu içeren Vallier-Heydenreich boyutsuz parametre tablosu (Özcan, 2019)

η	$\Sigma(\eta)$	$\theta(\eta)$	$\phi(\eta)$	$\pi(\eta)$	$T(\eta)$
0.20	0.0262	0.150	0.322	0.274	0.744
0.25	0.0360	0.196	0.337	0.306	0.792
0.30	0.0471	0.246	0.352	0.338	0.842
0.35	0.0597	0.300	0.367	0.368	0.893
0.40	0.0740	0.358	0.383	0.400	0.946
0.45	0.0903	0.420	0.399	0.432	1.000
0.50	0.1090	0.487	0.416	0.465	1.056
0.55	0.1320	0.560	0.435	0.501	1.116
0.60	0.1600	0.642	0.457	0.541	1.180
0.65	0.1920	0.734	0.482	0.585	1.249
0.70	0.2310	0.835	0.511	0.635	1.322
0.75	0.2830	0.958	0.546	0.697	1.406
0.8	0.36	1.115	0.592	0.779	1.507

Tablo 1’de yer alan veriler ile aşağıda belirtilen denklemlerden sırasıyla namlu ağzındaki gaz basıncı (P_e), namlu içerisindeki basıncın maksimum olduğu anda mermi konumu (S_m), gaz basıncının maksimum olduğu zaman (t_m), gaz basıncının maksimum olduğu anda mermi hızı (V_m) ve toplam iç balistik süresi (t_0) elde edilir.

$$P_e = P_{ort} \cdot \pi(\eta) \quad (3)$$

$$S_m = L \cdot \Sigma(\eta) \quad (4)$$

$$t_m = \frac{2L \cdot \theta(\eta)}{V_0} \quad (5)$$

$$V_m = V_0 \cdot \phi(\eta) \quad (6)$$

Merminin, namlu içerisindeki konumunun (S), namlu içindeki basıncın maksimum olduğu andaki merminin konumuna (S_m) oranına, boyutsuz konum parametresi (λ) denir.

$$\lambda = \frac{S}{S_m} \quad (7)$$

Denklem 7’de verilen parametrenin fonksiyonu olarak ampirik şekilde elde edilen boyutsuz parametrelerin değerleri aşağıda yer alan Tablo 2’de gösterilmiştir.

Tablo 2. Boyutsuz konum parametresine bağlı Vallier-Heydenreich tablosu (zcan, 2019)

$\lambda = \frac{x}{x_1}$	$\psi(\lambda)$	$\phi(\lambda)$	$\delta(\lambda)$
0.25	0.690	0.375	0.689
0.50	0.890	0.624	0.830
0.75	0.970	0.828	0.924
1.00	1.000	1.000	1.000
1.25	0.966	1.145	1.063
1.50	0.893	1.268	1.119
1.75	0.828	1.372	1.170
2.0	0.769	1.460	1.218
2.5	0.668	1.609	1.306
3.0	0.590	1.726	1.387
3.5	0.527	1.824	1.463
4.0	0.475	1.909	1.536
4.5	0.433	1.981	1.606
5.0	0.397	2.046	1.672
6	0.340	2.158	1.801
7	0.297	2.250	1.923
8	0.263	2.328	2.042
9	0.236	2.395	2.156
10	0.214	2.453	2.267
11	0.195	2.505	2.376
12	0.179	2.551	2.483
13	0.166	2.592	2.588
14	0.154	2.630	2.692
15	0.144	2.665	2.794
16	0.135	2.698	2.895
17	0.127	2.730	2.994
18	0.120	2.760	3.092
19	0.114	2.787	3.189
20	0.108	2.812	3.286
25	0.860	2.921	3.758
30	0.710	3.004	4.214
35	0.600	3.070	4.659
40	0.520	3.132	5.095
45	0.460	3.182	5.523
50	0.041	3.220	5.946
75	0.027	3.373	7.995
100	0.020	3.480	9.966

Tablo 2’de yer alan boyutsuz değerlerden faydalanarak aşağıda verilen denklemlerden sırasıyla merminin herhangi bir konumdaki basıncı (P), hızı (V) ve merminin herhangi bir konumda hangi zamanda (t) bulunduğu hesaplanır.

$$P = P_m \cdot \psi(\lambda) \quad (8)$$

$$V = V_m \cdot \phi(\lambda) \quad (9)$$

$$t = t_m \cdot \delta(\lambda) \quad (10)$$

İç balistik için testler aracılığıyla veriler elde etmek pahalıya mal olmaktadır. Ayrıca bu testlerin gerçekleştirilmesi oldukça uzun zaman almaktadır. Bu sebeple ateşli silahlarda iç balistik hesaplamalar genellikle analitik olarak yapılmaktadır. İç balistiği içeren sayısal çalışmalarda, haznedeki anlık itici yanma hızı ile fişegin o andaki hızı arasındaki etkileşimin analiz edilmesi önemlidir (Miura vd., 2013). Bu hesaplamalar sayısal çalışmalarda genellikle girdi olarak kullanılmak için yapılır. Özcan vd. (2018) yaptıkları çalışmada Vallier-Heydenreich yöntemini kullanarak tabanca için iç balistik verilerini elde etmişlerdir. Elde edilen iç balistik verilerini Ansys Explicit Dynamics modülünü kullanarak tabanca namlusuna uygulamışlardır. Sayısal analizler sonucunda tabancanın bir atış çevrimi için namlu ve fişekte oluşan şekil değiştirmeleri ve gerilme dağılımlarını incelemişlerdir. Modelin doğruluğunu, analitik olarak elde edilen namlu çıkış hızı ile sayısal çalışma sonucu elde edilen namlu çıkış hızı ile kıyaslayarak ispatlamışlardır.

Özyılmaz (2010) yaptığı tez çalışmasında mühimmat seçiminin hafif silah için termodinamik etkilerini incelemiştir. Yaptığı bu çalışmaları deneysel çalışmalar sonucu elde ettiği veriler ile doğrulamıştır. Çalışma kapsamında hafif silahın tasarımına başlamadan önce üzerinde durulması gereken aşamaları balistik açıdan incelemiştir. Çalışması neticesinde hafif silahlarda meydana gelen enerji kayıplarının sebeplerini belirlemiş ve balistik verimin %20-30 dolaylarında olduğunu tespit etmiştir.

Değirmenci (2010), yüksek basınç ve sıcaklık altında daha dayanıklı hafif silahlar için kompozit destekli namluların tasarımı, üretimi ve testi üzerine çalışma yapmıştır. Çalışmada iç balistik modelleme için Vallier-Heydenreich yöntemini kullanarak 7.62 mm kalibreli namlunun hafifletilmesini amaçlamıştır. Hafif silahlarda sonlu elemanlar analizi, kompozit malzeme seçimi ve namlunun boyutlandırılmasını içeren tasarım sürecini belirlemiştir.

7.62 mm ve 5.56 mm kalibreli namluları kullanarak mermi hız profilini modellemiştir. Modellenen hız modeli ile namlu içi basınç dağılımını elde etmiştir.

Özcan (2019), yaptığı çalışmada polimer gövdeli, altı yiv setli, 86 mm uzunluğunda, 9 mm kalibreli bir silah namlusunun mukavemetini sonlu elemanlar analiziyle incelemiştir. Farklı malzemeye sahip namlular için Johnson-Cook malzeme modelini kullanarak yapısal analizlerini gerçekleştirmiştir. Namlu içi basınç değerlerini, gerilmeler ve merminin çıkış hızını Vallier-Heydenreich balistik denklemleri kullanarak hesaplamıştır. Sayısal çalışma ile silahın ateşlenmesi sonucu namlu içinde oluşan gerilme dağılımlarını ve merminin deformasyon durumunu elde etmiştir. Yaptığı deneyler ile sayısal modelini yaklaşık %1.82 hata oranıyla doğrulamıştır

Şentürk vd. (2016), örnek bir test namlusu ve G3 tüfeği ile yapılan atış testlerine dayanarak 7.62 mm'lik bir top namlusunun iç balistik çözümünü ele almışlardır. Vallier-Heydenreich yöntemini kullanarak basınç, mermi hızı ve mermi konumunu belirlemişlerdir. Tabancanın ateşlenmesiyle ortaya çıkan yanmış gazların sıcaklığını Noble-Abel denklemiyle hesaplamışlardır. Hesaplanan yanmış gaz sıcaklıklarını, termal görüntüleme cihazıyla doğrulamışlardır. Sonlu elemanlar analizleri ile analitik çözümler arasında tutarlılık olduğunu gözlemlemişlerdir.

1.4. Geri Tepme ve Şahlanma

Tabanca ateşlendiğinde momentum korunumundan geri tepme kuvveti ve eksen kaçıklığından şahlanma kuvveti oluşur. Geri tepme kuvveti, fişenin arkaya doğru oluşturduğu basınç sebebiyle ortaya çıkarken, şahlanma kuvveti ise tabancanın geri tepme kuvvetinin kabzaya göre moment üretmesinden dolayı ortaya çıkar. Bu iki kuvvet fişenin hedefe ulaşmasını ve kullanım rahatlığını doğrudan etkiler. Ayrıca yüksek geri tepme kuvvetleri kullanıcıda ciddi rahatsızlık yaratabilir.

Tabancanın ateşlenmesiyle birlikte geriye doğru oluşan momentum, merminin ileri yönde kazandığı momentuma eşit ve zıt yönde oluşur. Denklem 11'de görüldüğü gibi tabancanın ateşlenmesi sonucu momentumun korunumu:

$$(m_s \cdot v_s) = -(m_m \cdot v_m) \quad (11)$$

şeklinde ifade edilir. Bu denklemde m_s , tabancanın kütlesini, v_s , tabancanın hızını, m_m , mermi kütlesini, v_m , merminin hızını ifade etmektedir. Mermi kütlesi ve namlu çıkış hızının bilinmesiyle silahın ateşlenme sırasındaki hızı Denklem 11'den elde edilir. Newton'un ikinci yasasına göre Denklem 11'den elde edilen momentum, kuvvetin zamana bağlı integraline Denklem 12'de gösterildiği gibi eşit olacaktır (Hall, 2015).

$$\int F dt = (m_s \cdot v_s) \quad (12)$$

Tabancanın geri tepmesini ölçmek için geri tepme enerjisinin hesabı yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. Tabancanın ateşlenmesiyle atıcının kazandığı KE_g kinetik enerji:

$$KE_g = \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot (v_s)^2 \quad (13)$$

olarak hesaplanır. Denklem 11'de yer alan tabancanın hızı v_s , Denklem 13'te yazılarak geri tepme enerjisi mermi hızı ve kütlesi cinsinden elde edilebilir.

$$KE_g = \frac{(m_m \cdot v_m)^2}{2m_s} \quad (14)$$

Denklem 14'ten görüldüğü üzere atış esnasında merminin kazanmış olduğu momentum için geri tepme enerjisi, silahın kütlesi ile ters orantılıdır. Geri tepme ve şaşlanma hareketlerini açıklamak için bu denklemler yeterli değildir. Denklem 11-14 geri tepme kuvvetini etkileyebilecek çeşitli faktörler hesaba katmaz. Tabancanın ateşlenmesi sonucu oluşan kuvvetler Newton'un üçüncü yasasına göre atıcının tabancaya uyguladığı kuvvetlere eşit ve zıt yöndedir. Bu sebeple geri tepme kuvvetleri tüm bu denklemlerin yanında atıcının tabanca tutuş şekline, tabancayı ateşleme esnasındaki duruşuna ve tabancayı kavrayışına bağlıdır (Hall, 2008).

Ateşli silahlar ile atış yaparken, hissedilen geri tepme kuvveti, atıcı için rahatsız edici olabilir. Özellikle ikinci veya daha fazla atışı gerektiren durumlarda, geri tepme kuvveti silah kontrolünü zorlaştırabilir ve isabetli atışları olumsuz etkileyebilir. Gerek silahlar için şartname isterlerini karşılamak gere kullanıcıya rahat bir kullanım sunmak adına silah üretici firmalar, AR-GE birimleri içinde geri tepme ve şaşlanma hareketlerini incelemektedirler. Szmit ve Wozniak (2012), yaptıkları çalışmada MSBS-5.56 model tüfegin geri tepme

kuvvetini ve şahlanma açısını incelemişlerdir. Yapılan çalışma sonucu modüler tüfekler ve bazı hafif silahların kullanımına uygun test düzeneği üretmişlerdir. Geri tepme kuvveti ölçümü için ayrı, şahlanma hareketi ölçümü için ayrı testler yapmışlardır. Geri tepme kuvvetinin ölçümünü kuvvet sensörleri ile şahlanma açısını ise konum sensörleri kullanarak ölçmüşlerdir. Bir diğer çalışmada Lukáč vd. (2016), bir silahın geri tepme kuvvetini ölçmüşlerdir. Bu çalışma ile eğitim silahlarının, eğitim atışları yapılarak değil deney sistemi üzerinden optimizasyonlar yapılarak geliştirilmesini hedeflemişlerdir. Çalışmalarında geri tepme kuvveti grafiğini detaylıca açıklamışlardır.

Koç ve Tinkır (2023) yaptıkları çalışmada tüfeklerin geri tepme kuvvetini ve şahlanma momentini ölçmek için bir deney sisteminin tasarımını yapmışlardır. Yapılan bu tasarımın sayısal çalışmalar ile yapısal özelliklerini incelemişlerdir. Çalışmada geri tepme ve şahlanma kuvveti için bir değer seçmişlerdir. Sonlu elemanlar analizini kullanarak kuvvet değerini deney sistemi üzerinde uygulamışlardır. Uygulanan kuvvet sonucu deney sistemi parçalarının gerilme dağılımlarını ve şekil değiştirmelerini elde etmişlerdir.

1.5. Rijit Cisim Dinamiği

Rijit cisim dinamiği, çok parçalı mekanizmaların hareketlerini Newton'un ikinci yasasına göre inceleyen alandır. Rijit cisim, katı bir cisimde bulunan parçacıkların yük altında iki nokta arasındaki mesafenin her zaman sabit kaldığının varsayıldığı yaklaşımdır.

Rijit cisimlerin hareketi için dinamik denklemler, cismin çok sayıda parçacıktan oluştuğu varsayılarak parçacık denklemlerinden elde edilebilir. Bu cismin üç boyutlu hareketi altı adet denklem ile tanımlanabilir. Bunlardan üçü cismin ötelenmesiyle, diğer üç denklem ise katı cismin dönme hareketiyle tanımlanır. Ağırlık merkezinin koordinat sistemi olarak kullanılması şartıyla cismin öteleme denklemleri Newton denklemleri, dönme denklemlerine ise Euler denklemleri denmektedir. Newton-Euler denklemleri cisme etki eden ivmeler ve kuvvetler açısından değerlendirildiğinde, herhangi bir rijit cisim hareketini tanımlamak için kullanılır (Shabana, 2005).

Düzlemsel hareket durumunda, Newton-Euler denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$m \cdot a = F \quad (15)$$

$$I_m \cdot \alpha = M \quad (16)$$

Denklem 15 ile cismin kütle merkezine etki eden kuvvet, F bulunmaktadır. Burada m , katı cismin toplam kütlelerini temsil ederken, a cismin kütle merkezinin mutlak ivmesini temsil etmektedir. Denklem 16 ise cisme etki eden momenti hesaplamak için kullanılmaktadır. Burada I_m , kütle merkezine göre tanımlanan kütle atalet momenti, α , cismin açısal ivmesini ifade etmektedir. Kütle merkezinin, cismin koordinat sisteminin orijini olarak seçilmesi durumunda dinamik denklemler önemli derecede sadeleştirilmiş olur (Shabana, 2005).

Günümüz mühendislik uygulamalarında tasarımların rijit cisim dinamiği analizleri bilgisayar ortamlarında paket programlar kullanılarak yapılmaktadır. Dinamik simülasyon programları güçlü analiz kabiliyetleri sebebiyle prototiplemenin sanal türü olarak görülmektedir. Mekanik ürünlerin kinematik özelliklerini rijit cisim dinamiği ile belirlemek, sonlu elemanlar yöntemi ile belirlemekten daha hızlı ve basittir. Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizlerde analiz süresinin kısaltılması için geometride önemli basitleştirmeler yapılmaktadır. Sonlu elemanlar analizi için geometride yapılan değişiklikler, parçaların kinematik özelliklerini etkilemektedir. Parçalarda kısıtlamaya ve geometri düzenlemelerine ihtiyaç duyulmadığı için RCDA, parçaların kinematik özelliklerinin belirlenmesinde daha çok tercih edilmektedir.

Savunma sanayi alanında çalışan silah üretici firmalar tasarladıkları ürünlerin kinematik ve dinamik davranışlarını incelemek için ürünler üzerinde sıklıkla rijit cisim dinamiği çalışmaları yapmaktadır. Literatüre yansıyan çalışmalardan Li vd. (2012) yaptıkları çalışmada bir makinalı tüfeğin hareketlerini ve tüfek üzerine gelen kuvvetlerin analizine bağlı bir sayısal model oluşturmuşlardır. Yapılan çalışmada katı modelleme için SolidWorks paket programını, dinamik modeli oluşturmak için ise ADAMS paket programını kullanmışlardır. Model; 101 katı parça ve 63 serbestlik derecesine sahiptir. Araştırmacılar yaptıkları çalışmanın makinalı silahın yapısal iyileştirmeleri için önemli bir rol oynamasını hedeflemişlerdir.

Li vd. (2018), makinalı bir tüfeğin sanal ortamda prototipini yapmışlardır. Çalışma ile silahın atış sıklığı ve tekrarlanan atışların doğruluğunun tespit edilmesini hedeflemişlerdir. Sayısal çalışmalar için tüfeğin RCDA'sı, MSC Adams paket programı ile yapmışlardır. Çalışma kapsamında paket programda kuvvet ve moment yüklerini model üzerinde uygulamak için AKISPL fonksiyonunu, step fonksiyonunu, sign fonksiyonunu ve adım fonksiyonunu kullanmışlardır. Simülasyon sonucunu literatürde yapılmış olan testlerle

kıyaslamışlardır ve sanal ortamda modelledikleri prototip sonucu elde ettikleri değerlerin testlere yakın olduğunu ortaya koymuşlardır.

Ni vd. (2011), yapmış oldukları çalışmada otomatik bir silahın RCDA'sı MSC Adams programı ile yapmışlardır. Çalışmada iç ve dış balistiğin hesaplanması, RCDA modellenmesi ve RCDA için bir sistematik oluşturmuşlardır. Sayısal çalışmaları poligon ortamında yapılan atış testleri ile doğrulamışlardır. Bu çalışma sonucu ile silah üretiminde daha az test yapılmasını ve üretimin hızlandırılmasını hedeflemişlerdir.

Platek vd. (2015), MSBS – 5.56 model tüfeğin yükleme mekanizmasını doğrulamak için çok parçalı rijit cisim dinamiği çalışması yapmışlardır. Bu çalışma ile silahın parçaları arasındaki etkileşimleri incelemişlerdir. Poligonda yapılan atışlar esnasında hızlı kameralar ile tabancanın kapak hızını ölçmüşlerdir. Yaptıkları sayısal çalışmalar ile kapağın zamana bağlı değişimlerini kıyaslayarak oluşturdukları sayısal modeli doğrulamışlardır.

Sun vd. (2019), otomatik makinalı bir tüfeğin RCDA'sı MSC Adams programı ile yapmışlardır. Analiz sonucunda makinalı tüfeğin geri tepme yer değiştirmesini, geri tepme hızını ve geri tepme kuvvetini elde etmişlerdir.

Badurowicz vd. (2023), çok parçalı sistemleri kullanarak PW INKA model tabancayı RCDA ile MSC Adams programında modellemişlerdir. Analizde tabancanın farklı kapak türlerini kullanmışlardır. Araştırmacılar kapağın kütlesi, irca mili yayı sertliği, sürtünme katsayıları, itici gaz basıncı, merminin namluyu oyma kuvveti parametrelerinin silahın kinematik özelliklerine etkisini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda inceledikleri silahın, yay sertliklerini ve kapak kütlesinin çalışabileceği sınır değerleri belirlemişlerdir. Silahın yağlanmış ve yağlanmamış hali için çalışma durumunu RCDA'lar ve deneysel çalışmalar ile doğrulamışlardır. Silahın en yüksek ve en düşük basınçlı mühimmatlar için çalışma durumunun güvenli olduğunu ortaya koymuşlardır.

1.6. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Mühendislik uygulamalarında ürünün tasarım aşamasında yapılan bir hata prototip, test ve üretim uygulamalarının aksamasına sebep olmaktadır. Bu durum hem maddi hem de zaman açısından kayba sebep olmaktadır. Bu olumsuzlukların önüne geçmek için ürünlerin tasarım aşamasında sayısal analizler ve optimizasyonlarının yapılmasını zorunlu kılmaktadır.

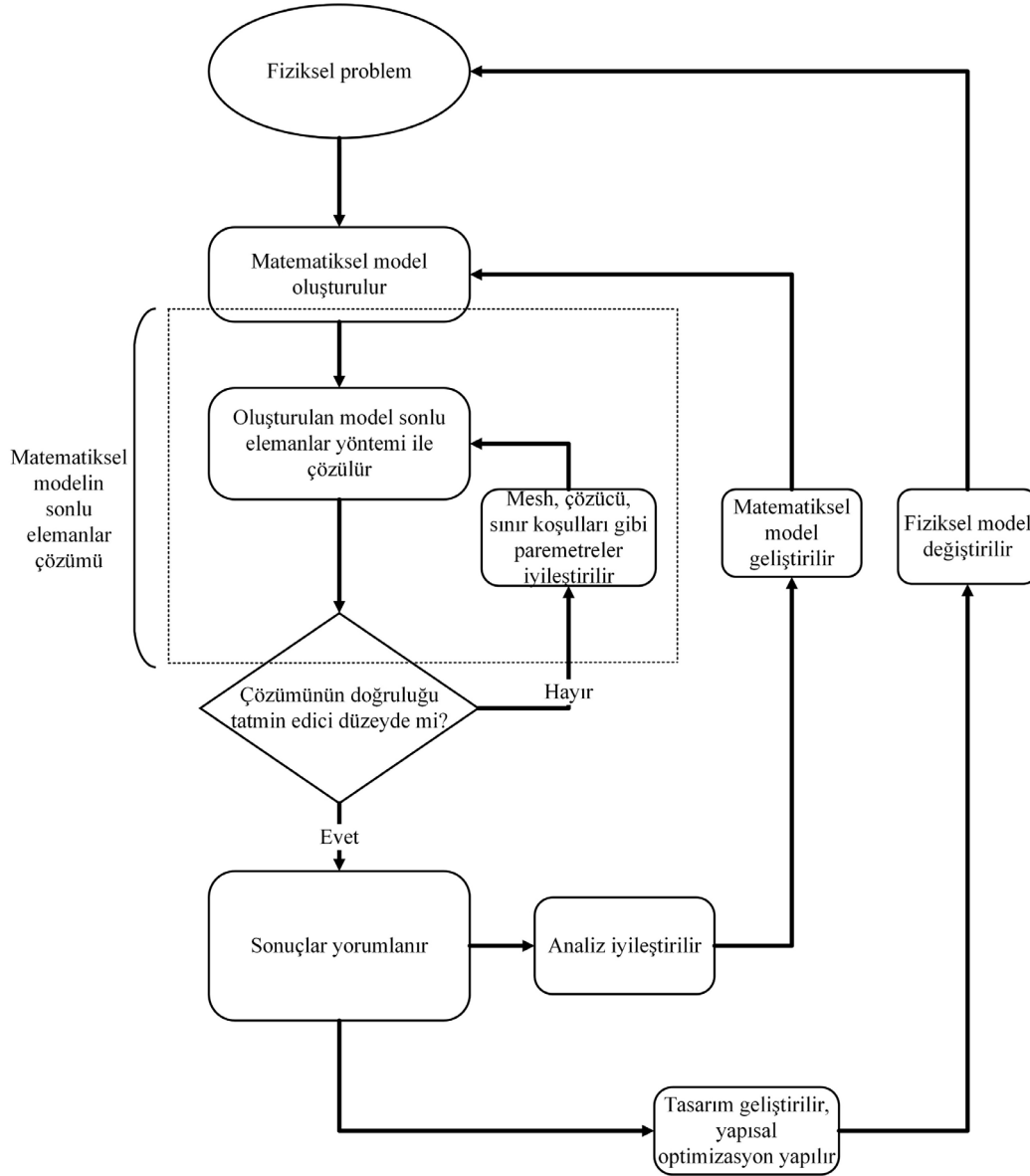
Sonlu elemanlar yöntemi, mühendislik analizi ve tasarımında fiziksel problemleri çözmek için kullanılır. Fiziksel problem, belirli sınır koşulları altında çalışan bir yapıyı veya yapı bileşenlerini ifade etmektedir. İncelenen yapı veya yapı bileşenleri diferansiyel denklemlerden oluşan bir matematiksel model olarak ele alınır. Sonlu elemanlar yöntemi ile bu matematiksel modeller çözülmektedir. Yöntem sayısal bir prosedür olduğundan, çözümün doğruluğunun irdelenmesi gerekir. Eğer çözüm sonucu elde edilen sonuç doğruluktan uzaksa matematiksel model yeterli doğruluk sağlanana kadar iyileştirilmelidir (Bathe, 2014)

Gelişen teknolojiyle birlikte dijital bilgisayarların ortaya çıkışı sonlu elemanlar yöntemlerinin gelişmesine yol açmıştır. Bilgisayarlarda, diferansiyel denklemlerin rahatça çözülmesi, sonlu elemanlar yönteminin uygulanabilirliğini arttırmıştır. Böylelikle bu yöntem mühendislik alanında oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır.

Sonlu elemanlar yönteminde elde edilen sonuç matematiksel model oluşturulurken yapılan tüm varsayımların çıktısından oluşmaktadır. Dolayısıyla sonucun doğruluğu matematiksel modelin doğru kadar olacaktır. Bu sebeple matematiksel modelin doğruluğu oldukça önemlidir.

Matematiksel modelleme yapılırken gerçeğe birebir uygun olarak modelleme yapmak neredeyse imkansızdır. Bu nedenle matematiksel model çözüldükten sonra sonuçlar irdelenmeli ve sonucun doğruluğunun arttırılması için model geliştirilmelidir.

Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizlerde zamanın mümkün olduğunca kısa tutulması ve modelin gerçeklikten uzaklaşmaması hedeflenmektedir. Şekil 13'te sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizler için kullanılan süreçler belirtilmiştir.



Şekil 13. Sonlu elemanlarda analiz süreci (Bathe, 2014)

Yukarıdaki şekilde yer alan sonlu elemanlar analizi süreçlerinin adımları aşağıda detaylı bir şekilde açıklanmıştır:

- İncelenecek olan fiziksel problem belirlenir ve irdelenir
- Model geometrisi üzerinde düzenlemeler yapılır. Geometri bütünlüğünü bozmayacak şekilde incelenmeyen yüzeylerin karmaşıklığı giderilir. Bu durum, analizin çözüm hızını arttıracaktır.
- Geometri, ağ şeklinde bölgelere ayrılır. İncelenen bölgeye mesh hassasiyeti artırılır ya da azaltılır.

- Sınır koşulları belirlenir, parça üzerine etki eden yükler modele uygulanır.
- Analiz, sonucun gözlemlenebileceği uygun zaman adımlarına bölünerek çözülür.
- Çözümün doğruluğu bu aşamada irdelenmelidir. Eğer sonuç gerçekten uzaksa, model iyileştirilmelidir.
- Yukarıda belirtilen adımlar irdelenerek doğrulandıktan sonra sonuçlar yorumlanır. Elde edilen sonuçlara bağlı olarak model güncellenip gerçeğe daha yakın modellere ulaşılabilir. Eğer sonuçlar üreticini istediği doğrultuda iste tasarımıda herhangi bir ihtiyaca gerek duyulmaz. Aksi halde tasarım güncellenip tüm aşama tekrar edilmelidir.

Günümüzde sonlu elemanlar yöntemi ile bilgisayar ortamında analiz yapan birçok paket program bulunmaktadır. Tasarımların sanal ortamdaki prototipleri olarak ifade edilen bu çalışmalar günümüz mühendislik uygulamalarında oldukça yaygın kullanılmaktadır. Tasarım, test, üretim gibi süreçler bu paket programlar sayesinde gerçek bir fiziksel model gibi analiz ve test edilebilir. Özellikle savunma sanayi alanında tabancalar için şartnamelerde belirtilen isterlerin karşılanmasına yönelik ürünün birçok testten geçmesi gerekmektedir. Ürünün bu testlerden tek seferde başarılı geçmesi için savunma sanayi alanında sonlu elemanlar yöntemi ile analiz sıkça kullanılmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi ile tasarımların gerilme analizleri ile kinematik özellikleri de belirlenebilir. Ancak bu yöntemde yapılan kinematik analiz çalışmalarında geometride fazlaca basitleştirmeler yapıp ürünlerin alt bileşenlerinin kısıtlanması gerekmektedir. Aksi halde analiz çok uzun sürede sonuç vermektedir. Bu sebeple makine parçalarının kinematik davranışlarını incelemek için RCDA daha çok tercih edilmektedir. Yapılan bu analizler özellikle silah tasarım ve üretim sürecinde modelin optimize edilmesini sağlayarak prototip sayısını azaltır. Böylelikle zamandan ve maddi açıdan üretici önemli kazanç sağlamaktadır. Badurowicz vd. (2022), çalışmalarında 9 mm kalibreye sahip tabancanın RCDA'sını ve sonlu elemanlar analizini deneysel verilerle kıyaslayarak incelemişlerdir. Çalışmada sonlu elemanlar analizi için iki adet sayısal model geliştirmişlerdir. Modellerden birinde tabancanın kapağı ve sürgü arasında temas tanımlamaları yapmışlar ve tabancanın mermi tahliyesinden sonraki mermi beslemesini göz ardı etmişlerdir. Diğer modelde ise yaptıkları RCDA sonucu elde ettikleri kuvvetleri sonlu elemanlar analizi modelinde girdi olarak kullanmışlardır. Böylelikle geliştirilmiş yeni bir model oluşturmuşlardır. Çalışma kapsamında tabancanın kinematik özelliklerini belirlemek için bir test standı tasarlamışlardır. Test standında tabanca kapağının zamana bağlı yer

değiştirmesini belirlemek için konum sensörü kullanmışlardır. Deney kapsamında tabanca ile 10 adet atış gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmalar sonucu araştırmacılar tabancalar için yapılan sonlu elemanlar analizlerinin çok uzun sürelerde sonuç verdiğini tespit etmişlerdir. Bununla birlikte kinematik özelliklerin belirlenmesinde sonlu elemanlar yöntemi ile elde ettikleri sonuçlarda daha fazla hata oranı tespit etmişlerdir.

Tablo 3. Badurowicz ve arkadaşlarının tabanca için kinematik sonuç karşılaştırmaları (Badurowicz vd., 2022)

Çalışmalar	$v_{kapak,max}$	$t_{kapak,max}$	$v_{kapak,çarpma}$	$t_{geri dönüş}$	$v_{kapak,geri dönüş}$
Rijit cisim dinamiği analizi ile deneyler arasındaki farklar (%)	+0.16	-5.33	+0.00	-2.52	+3.54
Geliştirilmiş sonlu elemanlar analizi ile deneyler arasındaki farklar (%)	+2.95	+1.35	-12.71	+8.99	-0.40
Basit sonlu elemanlar analizi ile deneyler arasındaki farklar (%)	+12.73	-16.79	-38.13	+32.73	-9.81

Badurowicz vd. (2021), çalışmalarında 9 mm kalibreye sahip tabancanın kapak ve kapak alt parçalarının 5 farklı itici gaz basıncına sahip mühimmat için sonlu elemanlar yöntemi ile analizlerini yapmışlardır. Sonlu elemanlar analizinde kapak, namlu ve namlu ayırıcı parçalarının gerilme dağılımları belirlemişlerdir. Sonlu elemanlar analizinde tabanca kapağının sınır şartlarını belirlemek üzere araştırmacılar konum sensörü ile kapağın hareketini deneysel olarak zamana bağlı elde etmişlerdir. Deney sonucu elde edilen verileri, sonlu elemanlar analizinde girdi olarak kullanmışlardır. Analiz sonucunda en yüksek gerilim kapağın ön tarafında bulunan irca tertibatı deliği kısmında olduğunu belirlemişlerdir. Namludaki en yüksek gerilim, namlunun arka tarafında bulunan kademelerde çıkmıştır. Namlu ayırıcısında ise maksimum gerilmeler parçanın ön yüzeylerinde çıkmıştır. Çalışmada, en yüksek basınçlı mühimmatta dahi parçalarda oluşan gerilmelerin, tabancanın kapak takımının akma gerilmesinin altında olduğunu tespit etmişlerdir.

Zaloğlu (2013) yaptığı çalışmada otomatik silahlarda kullanılan irca yayını sonlu elemanlar analizi ile incelemiştir. Sayısal çalışmaları, yaptığı deneylerle kıyasladığında, yayın sönüm değerinin artmasıyla birlikte sayısal ve deneysel sonuçların birbirine yaklaştığı

sonucuna varmıştır. Çalışmada yayın gerilme dağılımlarını, burkulma durumunu ve yer değiştirmesini sayısal analiz ile gözlemlemiştir.

1.7. Metallerde Yorulma

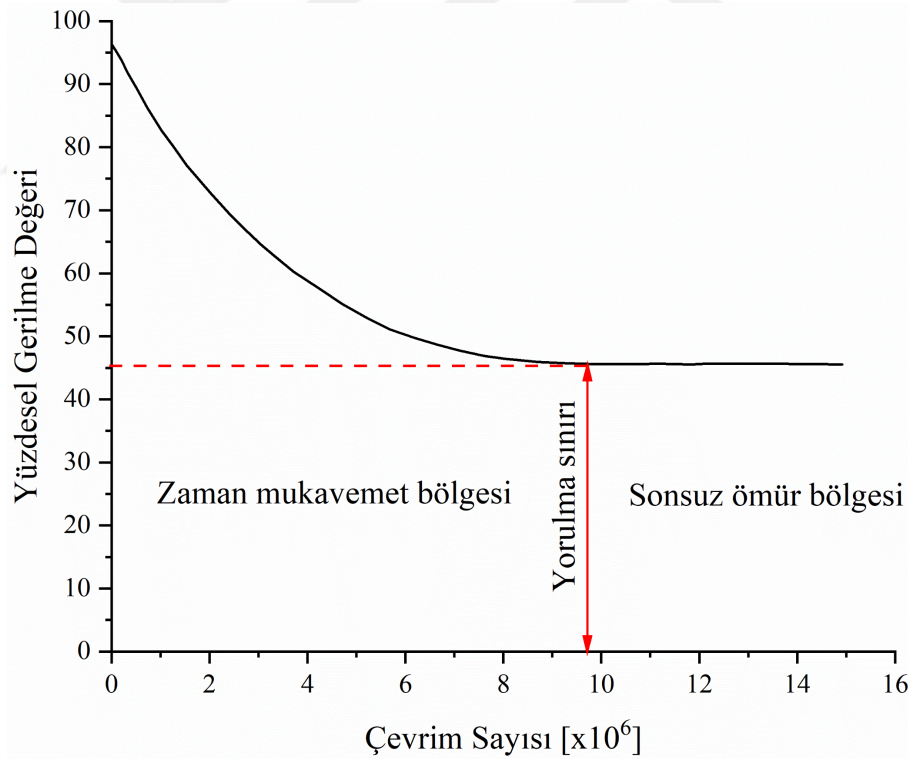
Genel olarak makine elemanları ve makine alt parçaları, değişken zorlanmalar altında tekrarlı gerilmeler ve titreşimleri altında çalışırlar. Bazı yükleme durumlarında yük sabit olsa dahi zorlanma değişken olmaktadır. Örneğin sabit bir yük altında çalışan dönen mil çalışması boyunca basmaya ve çekmeye maruz kalacaktır. Tekrarlı ve değişken yüklemelere maruz kalan makine elemanlarında yük tekrar sayısı, yüklemenin değerine nazaran daha çok önem arz etmektedir. Bu tür zorlanmalarda değişen gerilmeler makine parçasının iç yüzeyinde çatlamalara ve hasara sebep olur. Değişken yükleme altında çalışan makine elemanlarında görülen bu hasar parçanın statik mukavemet değerinden daha düşük değerlerde meydana gelir. Bu sebeple değişken yüklemelerde makine elemanlarının mukavemet sınırlarını yük tekrar sayıları belirler. Makine parçasında gelişen bu olaya yorulma, yorulma sonucu parçanın hasarına yorulma hasarı denir (Tevrüz, 2015; Aydın, 1995). Yorulma hasarları tekrar yükleme, çekme gerilmesi ve plastik şekil değişiminin eş zamanlı etkisinde oluşur. Tekrarlı yüklemeler çatlağın oluşmasına sebep olurken, çekme zorlaması çatlağın ilerlemesine neden olur. Bu etkilerden herhangi bir tanesinin parça üzerinde mevcut olmaması durumunda yorulma çatlaması başlamamaktadır (Boyer, 1985).

Yorulma çatlakları, gerilmenin en yoğun olduğu bölgelerde başlar ve bu bölgelerden itibaren parça yüzeyine yayılır. Çoğu makine parçaları imalat hatası gibi sebeplerden dolayı kusurlar içermektedir. Makine elemanındaki bu kusurlar gerilmeyi yoğunlaştıran gerilme yığılması bölgelerini oluşturur. Tekrarlı yüklemeler etkisi altında çalışan makine parçalarında, gerilme yığılmalarının yoğun olduğu bölgelerde zamanla plastik deformasyon bölgesi oluşur. Yorulma çatlağı, bu plastik deformasyon bölgelerinde oluşur. Çatlak, makine elemanın maruz kaldığı tekrarlı yükler altında malzeme boyunca ilerleyerek zamanla parçanın kırılmasına sebep olur.

Makine elemanlarının yorulma karakteristiklerini belirlemek için deney numuneleri teste tabii tutulur. Yorulma testleri çatlak başlama ve çatlak yayılması olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir. Çatlak başlama testlerinde numuneler, yorulma çatlağının başlaması ve daha sonra kırılmaya neden olacak kadar büyümesi için gereken yük tekrarına maruz bırakılırlar. Çatlak yayılma testleri ise kırılma mekaniği yöntemleri ile döngüsel yükleme maruz kalan

numunenin mevcut çatlaklarının çatlak büyüme oranlarının belirlenmesi için yapılır. Testleri yapılan numunelere çoğu zaman çekme ve basma gerilmeleri oluşturan eksenel yükleme veya eğme gerilmesi oluşturacak yüklemeler yapılır (Bathe, 2014).

Malzemelerin yorulma davranışları Wöhler (S-N) eğrileri ile belirlenir. Şekil 14'te orta mukavemetli çelikler için örnek bir Wöhler diyagramı gösterilmiştir. Şekilde yüklemeler yüzdesel (%) olarak ifade edilmiştir. Wöhler eğrilerini elde etmek için yapılan yorulma deneylerinde numuneler gerilmeler veya kuvvetler altında yüklemelere tabi tutulur. Yükleme maruz kalan parça kırıldıktan sonra yük değeri belli bir oranda düşürülerek testler tekrar edilir. Yük, malzeme hasar görmeyene kadar devam eder. Parçanın hasara uğramadan çevrime devam ettiği gerilme sınırına yorulma sınırı denir. Aşağıda yer alan şekilde görüldüğü gibi eğri, yorulma sınırında neredeyse paralel olarak devam etmektedir. Bu bölgede yer alan gerilmelere maruz kalan malzemenin yük tekrar sayısı teoride sonsuz olmaktadır. Bu sebeple bu bölgeye sonsuz ömür bölgesi denir.



Şekil 14. Orta mukavemetli çelikler için örnek bir Wöhler diyagramı (S-N eğrisi) (Boyer, 1985)

Mühendislik uygulamalarında tasarımlar yapılırken sürekli ömür ve sonsuz ömür bölgesine göre yapılır. Parçaların çalışma koşulları, ekstra yüklemeler, korozyon, üretim hataları gibi etkilere dolaylı ömürleri kısalmaktadır.

Malzemelerin yorulma davranışları tam değişken yüklemeler altında tespit edilir. Gerçek çalışma koşullarına bakıldığında ise makine elemanları genellikle bu tür yüklemeler altında çalışmaktadır. Yüklemin tam değişken yüklemeler olmadığı durumlarda makine elemanı üzerinde ortalama gerilme mevcut olmaktadır. Ortalama gerilmenin parçalar üzerindeki etkisinin incelenmesi için Soderberg, Gerber ve Goodman yöntemleri sıklıkla kullanılmaktadır. Soderberg yöntemi, Gerber ve Goodman yöntemlerine göre daha güvenli bölgede çalışmaktadır. Gerber yöntemi ise bu üç yöntem arasında en güvensiz bölgede çalışan yöntemdir. Goodman yöntemi gevrek malzemelerde, Soderberg yöntemi ise sünek malzemelerde daha sık kullanılmaktadır (Daysal, 2019; Tevrüz, 2015).

Günümüzde bilgisayar destekli mühendislik uygulamalarının gelişmesiyle makine elemanlarının yorulma davranışları, sonlu elemanlar analizi kullanılarak paket programlar yardımı ile incelenebilmektedir. Malachowski vd. (2016), 5.56mm kalibrelik bir tüfeğin tırnak parçasının uğradığı hasar üzerine çalışmalar yapmıştır. Çalışmanın analiz kısmını iki aşama olarak gerçekleştirmişlerdir. Araştırmacılar, incelenen silah için öncelikle RCDA yapmışlardır. Silah için yapılan dinamik analizleri doğrulamak için laboratuvar ortamında hızlı kameralar aracılığıyla testler yapmışlardır. İkinci aşamada ise sonlu elemanlar yöntemini kullanarak çıkarıcı üzerindeki gerilme dağılımlarını belirlemişlerdir. Bu gerilmeler sonucunda araştırmacılar deneysel çalışmalar yaparak çıkarıcının hasara uğramasının nedenlerini araştırmışlardır. Yapılan metalografik analiz ve mikro sertlik çalışmaları ile parça üzerine uygulanan ısı işlemler sonucu malzemede aşırı sertleşme olduğunu tespit etmişlerdir. Farklı üretim ve ısı işlem yöntemleri önererek bu tür hasarların önüne geçmeyi hedeflemişlerdir.

Öztürk (2018), bir döner silah mekanizmasının ateşleme elemanlarını RCDA ve sonlu elemanlar analiziyle sayısal çalışarak modellemiştir. RCDA ile yaptığı çalışmada parçalar arasında temaslar tanımlamıştır. Parçalar arasında gerçekleşen temas sonucu oluşan kuvvetleri, sonlu elemanlar analizinde girdi olarak kullanmıştır. Ayrıca çalışmada namlunun titreşim durumunu incelemiştir. Namlunun titreşimini gözlemlemek için yapılan sayısal çalışmaların sonuçlarını, analitik çalışmalar ile doğrulamıştır. Silahın iğnesinin üç farklı geometrisi çalışma kapsamında oluşturulmuş ve bu tasarımlar için yorulma analizleri yapmıştır.

Özmen vd. (2009), yaptıkları çalışmada yarı otomatik av tüfeği parçalarından kilitleme bloğunun atış esnasındaki statik, dinamik ve yorulma davranışını sonlu elemanlar yöntemi ile sayısal olarak modellemişlerdir. Sayısal çalışmalar için Ansys/Ls-Dyna paket programını kullanmışlardır. Sayısal çalışmalar sonucunda kilitleme bloğu parçasının yüksek dinamik yüklemeler altında çalıştığı sonucuna varmışlardır. Morrow denkleminde dayalı yapılan yorulma analizleri sonucunda parçanın tasarım isterlerine ulaşmadan hasara uğradığı tespit etmişlerdir.



2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Tabancaların tasarımı ve üretimi hem kullanıcının güvenliği hem de ateşleme performansı açısından kritik öneme sahiptir. Bu bağlamda, tabancaların geri tepme ve şahlanma kuvvetlerinin belirli sınırlar içerisinde kalması şartnamelerde yer alan önemli bir kriterdir. Bu çalışmada, tabancalarda geri tepme ve şahlanma kuvvetini aynı anda ölçebilen yeni bir deney sistemi tasarlanmış ve üretilmiştir.

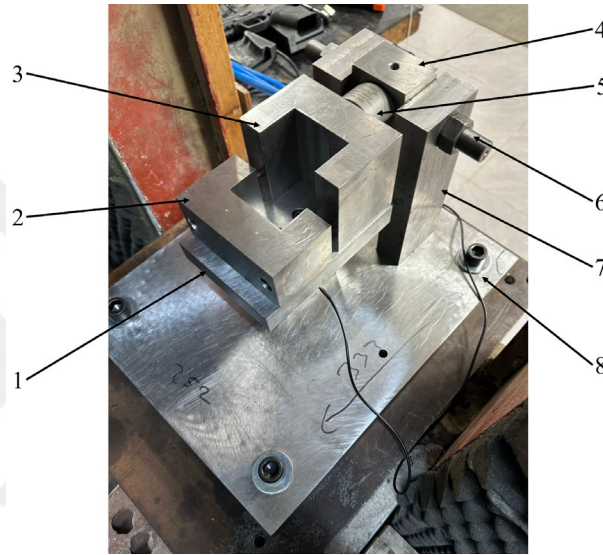
Tabancaların dinamik davranışlarını gözlemlemek ve hasara uğrayabilecek kritik parçalar üzerinde çalışmalar yapabilmek için test atışlarından önce sayısal çalışmalarının yapılması gerekmektedir. Bu tez çalışması kapsamında, tabancaların dinamik davranışlarını incelemek için sayısal analiz yöntemleri kullanılmıştır. Çalışmada, tabanca için rijit cisim dinamiği ve sonlu elemanlar yöntemi olmak üzere iki farklı yöntem uygulanmıştır. RCDA'dan elde edilen veriler sonlu elemanlar analizinde girdi olarak kullanılmıştır.

2.1. Deneyel Çalışmalar-Geri Tepme ve Şahlanma Deney Sistemi

Tez çalışması kapsamında TİSAŞ PX9-GEN3 model tabancanın geri tepme ve şahlanma kuvvetlerini belirlemek için deney sistemi tasarımı ve üretimi gerçekleştirilmiş olup patentine 2024/003147 numarası ile başvurulmuştur. Deney sistemi tasarımında SolidWorks katı model programı kullanılmıştır. Tasarım süreci boyunca, deney sisteminin saha çalışmaları ve farklı ortamlarda kullanılabilmesi için çeşitli kriterler göz önünde bulundurulmuştur. Bunlar arasında deney sisteminin kolay taşınabilir olması için boyutlarının ve ağırlığının optimize edilmesi, hassas ölçümler yapılabilmesi için titreşimlerden en az şekilde etkilenmesi ve yüksek kaliteli ve güvenilir verilerin pürüzsüz olarak elde edilmesi yer almaktadır. Bu hedeflere ulaşmak için deney sistemi AISI 4140 çeliğinden üretilmiştir. AISI 4140 çeliği, yüksek mukavemete ve rijitliğe sahiptir.

Deney sisteminin iki adet prototipi üretilmiştir. Şekil 15'te görülen ilk prototip üretimi toplamda 11 adet ana parça ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Çelik konstrüksiyondan oluşan deney sistemi taşınabilir ana şase üzerine konumlandırılmıştır. Tabancanın ateşlenmesiyle birlikte tabanca üzerinde çok kısa sürede dinamik kuvvetler etki etmektedir. Bu kuvvetlerin yüksek veri toplama frekansında okunabilmesi için deney sisteminin şahlanma kuvveti ölçümünde Dytran 1061V5 piezo kuvvet sensörü ve geri tepme kuvveti ölçümünde ise Dytran 1061V6 piezo kuvvet sensörü kullanılmıştır. Kuvvet

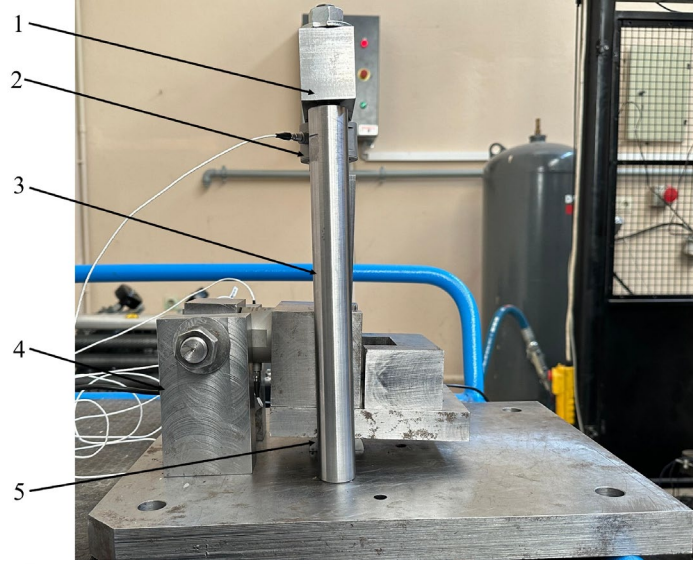
verilerini toplamak için DEWESOFT firmasının DEWE-43 veri toplama cihazı kullanılmıştır. Tabanca, Şekil 15’te görülen kabza ön tutucu ve kabza arka tutucu arasına yerleştirilir. Kabza ön tutucu ve kabza arka tutucu arasına farklı tip tabancaların kabza kalıp modellerine göre üç boyutlu yazıcıdan üretim yapıp kalıplar yerleştirilebilir. Bu tutucu takımlar alt tutucuya cıvatalar ile bağlanmıştır. Deney sisteminin alt kısmında bulunan kuvvet sensörü ile şahlanma kuvveti, arka kısmında bulunan sensör ile geri tepme kuvveti ölçülmektedir.



1 - kabza alt tutucu, 2 - kabza ön tutucu, 3 - kabza arka tutucu,
4 - arka şase, 5 - geri tepme kuvvet sensörü, 6 - geri tepme
mili, 7 - yatak, 8 - ana şase

Şekil 15. İlk olarak üretilen geri tepme ve şahlanma deney sistemi

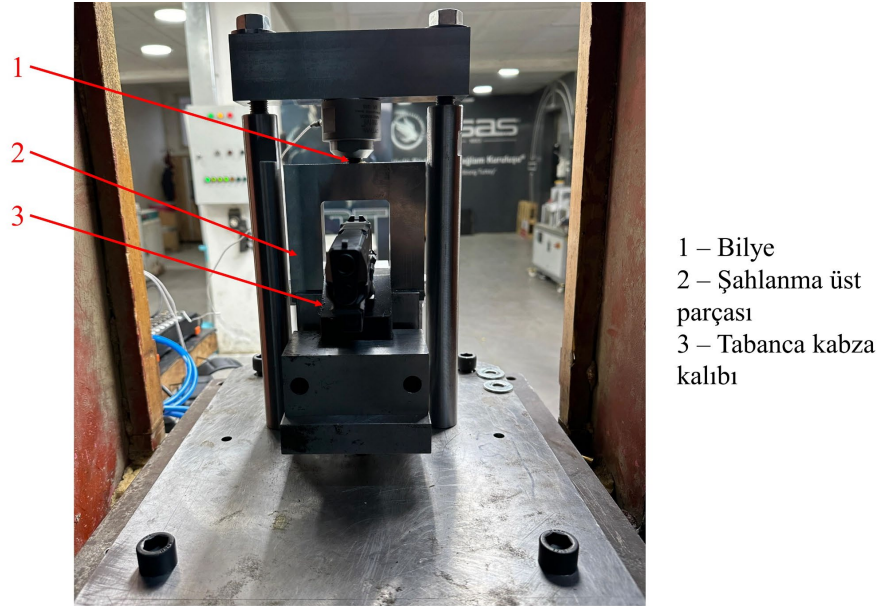
Tabancanın ateşlenmesi esnasında deney sisteminde bulunan şahlanma alt ve üst desteği parçaları ile kabza alt tutucu parçalar arasında yüzeylerin birbirine geniş bir alanda temas etmesinden dolayı sürtünme kuvvetleri belirgin bir şekilde test sonuçlarını etkilemiştir. Tekrarlanan testler sonucu şahlanma kuvvetinde tutarsızlıklar ortaya çıkmıştır. Geri tepme kuvveti sonuçlarında ise beklenenden daha düşük değerler alınmıştır. Bu sebeplerden dolayı titreşimlerden daha az etkilenen ve daha rijit bir deney sistemine ihtiyaç duyulmuştur. İlk prototip tasarım üzerinde revizyonlar yapıp mümkün olduğunca eldeki deney sisteminde kullanılan parçalar ile Şekil 16’da görülen yeni bir deney sistemi üretimi yapılmıştır.



1 – şahlanma sensörü üst destek parçası, 2 – şahlanma kuvveti sensörü, 3 – tutucu mil, 4 – yatak, 5 – şahlanma alt desteği

Şekil 16. İkinci geri tepme ve şahlanma deney sisteminin yan görünüşü

Yapılan revizyon kapsamında deney sisteminin daha rijit bir hal alması için şahlanma kuvveti ölçümü tabancanın üstünden yapılmıştır. Şahlanma kuvveti sensörü şahlanma üst parçası ve şahlanma üst destek parçası arasında konumlandırılmıştır. Şahlanma üst parçası ile şahlanma kuvvetini ölçme için kullanılan piezo kuvvet sensörü arasına Şekil 17’de görülen bilye yerleştirilmiştir. Yerleştirilen bu bilye ile parçalar arasındaki yüzeysel temas çizgisel temasa indirgenerek sürtünme temas alanı azaltılmıştır. Benzer bir çalışma aynı şekilde deney sisteminin alt kısmında Şekil 16’da görülen şahlanma alt desteği parçasında yapılmıştır. Yarım daire olarak kullanılan parça, yüzeye çizgisel temas etmektedir.



Şekil 17. İkinci geri tepme ve şahlanma deney sisteminin nihai hali ön görünüşü

Üretilen deney sistemi üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmadan geri tepme ve şahlanma kuvvetleri aynı anda ölçülebilmektedir. Tabancanın kabza kısmı katı model programlarında veya üç boyutlu tarayıcı cihazlar yardımıyla modellenip, üç boyutlu yazıcıdan kalıp üretilerek deney sistemi ile farklı tabancaların da geri tepme ve şahlanma kuvveti ölçümleri yapılabilmektedir.

2.2. Analitik Çalışmalar

Analitik çalışmalar kısmında RCDA’da tabancanın ilk hareketini sağlamak için iç balistik hesaplamaları yapılmıştır. İç balistik hesaplamalarında Vallier–Heydenreich yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem kullanımı için fişek ve namlunun bazı özelliklerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışma kapsamında kullanılan MKE 9mm fişek (parabellum) ve TİSAŞ PX9 GEN3 model tabancanın namlu özellikleri Tablo 4’te yer almaktadır.

Tablo 4 Namlu ve fişek özellikleri (URL-6, 2023)

Namlu ve Fişek Özellikleri	Değerler
Merminin Kütlesi (M_m)	8 g
Barut Kütlesi (M_b)	5 g
Merminin İlk Hızı (V_0)	370 m/s
Merminin Maksimum Basıncı (P_{max})	285 MPa
Namlu Boyu (L)	85.42 mm
Namlu Çapı (D)	9 mm

İç balistik hesaplamaları 1.3 *İç Balistik* başlığı altındaki denklemle ile, Tablo 1 ve Tablo 2’de yer alan Vallier–Heydenreich boyutsuz parametreleri kullanılarak yapılmıştır. RCDA için kullanılan paket programda parçalara basınç uygulanmadığı için, namlu içi basıncın zamana bağlı değişimi merminin arka yüzey alanı ile çarpılarak kuvvete çevrilmiştir. 9 mm kalibreli mermi için merminin arka yüzey alanı 63.6 mm²dir.

2.3. Sayısal Çalışmalar

Tez çalışmasında, rijit dinamik analiz ve sonlu elemanlar analizi olmak üzere iki farklı türde sayısal çalışmalar yapılmıştır. RCDA’dan elde edilen veriler, sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan yapısal analizlerde girdi olarak kullanılmıştır. Çalışmada tabancanın arpacık, namlu kilidi, kasa ve iki adet irca mili yayları incelenmiştir. Bu parçaların maruz kaldığı gerilmeler tespit edildikten sonra parçaların yorulma analizleri yapılarak yorulma ömürleri belirlenmiştir.

2.3.1. Tabancanın Rijit Cisim Dinamik Analizi

Çalışmada, tabancadaki parçaların kinetik ve kinematik davranışları RCDA kullanılarak incelenmiştir. Analizlerde MSC Adams View paket programı deneme sürümü kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar, tabancadaki parçaların kinetik ve kinematik durumlarının detaylı bir şekilde anlaşılmasını sağlamaktadır.

Tabancanın dinamik analizinde takip edilen adımlar aşağıda belirtilmiştir:

1. Tabanca geometrisi öncelikle, katı model programı SolidWorks ortamında oluşturulmuştur. Model üzerinde bulunan bağlantı elemanları (pim, cıvata, somun) ve yaylar analiz programı üzerinden tanımlanabildiği için katı modelden kaldırılmıştır.
2. Tabanca modellenirken biri namluda diğeri şarjörde olmak üzere iki adet mermi kullanılmıştır. Şarjörde bulunan mermi, kovan ve çekirdek parçalarından oluşmaktadır. Analiz süresince şarjör içindeki mermi ateşlemeye dahil edilmemiş olup analizde sadece kapak aracılığıyla şarjörden alınıp namluya sürülmüştür. Namluda bulunan merminin çekirdek kısmı ise modele dahil edilmemiştir. Namlunun iç çapı yiv-setlerden dolayı fişegın arka çapından bir miktar küçük olduğundan çekirdek kovandan ayrılırken namluya sürtünerek tabancayı terk etmektedir. RCDA’da parçaların şekil değıştirmeleri göz ardı edildiğı için fişek ve namlu arasında tanımlanan temaslar, modelin çalışmamasına sebep olacaktır.
3. Düzenlemesi yapılan katı model geometrisi, parasolid formatında kaydedilip Şekil 18’de görüldüğü gibi MSC Adams View programına yüklenmiştir.



Şekil 18. PX9 GEN3 model tabancanın MSC Adams View paket programı

4. Analiz programına yüklenen katı modelin her bir parçasına malzeme tanımlaması yapılmıştır.
5. Parçaların sınır şartları belirlenmiştir. Modelin serbestlik derecesini azaltılıp doğruluktan uzaklaşmayacak şekilde parçalara mafsallar atanmıştır. Böylelikle çok

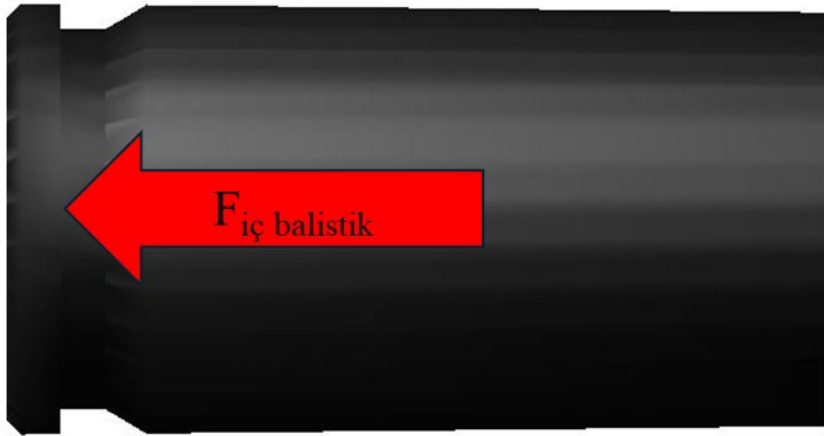
fazla temas tanımından kaçınılarak analizin daha hızlı ve güvenilir bir şekilde sonuç vermesi hedeflenmiştir.

6. Temasa uğrayan parçalar arasında temas tanımlaması yapılmıştır.
7. Katı modelde kaldırılan yayların tanımlamaları program üzerinden yapılmıştır. Tabancanın temel olarak hareketini sağlayan irca mili yaylarının yay sabitlikleri ve ön yüklemeleri Tablo 5’te gösterilmiştir.

Tablo 5. TİSAŞ tarafından verilen irca mili yay özellikleri

	Ön Yüklemeler [N]	Yay Sabitlik Değerleri [N/mm]
İrca Mili İç Yay	34	1.0
İrca Mili Dış Yay	35	1.65

8. Tabancanın ateşlenmesi sırasında oluşan patlama kuvvetinin zamana bağlı değişimi programa girilmiştir. Zamana bağlı kuvvet fonksiyonu, programa Akima Spline (AKISPL) fonksiyonu kullanılarak tanımlanmıştır (Ni vd., 2011). Kuvvet, merminin arka yüzeyine Şekil 19’da gösterildiği gibi kuvvet vektörü olarak girilmiştir.



Şekil 19. Kovana etki eden kuvvet vektörü

Analiz süresi 0.1 s ve analiz adımı 0.1ms olarak ayarlanmıştır. Bu seçimler, sistemin dinamik davranışını tam olarak yansıtacak şekilde yeterli hassasiyeti sağlarken, hesaplama süresini de makul bir seviyede tutmuştur.

2.3.2. Sonlu Elemanlar Analizi

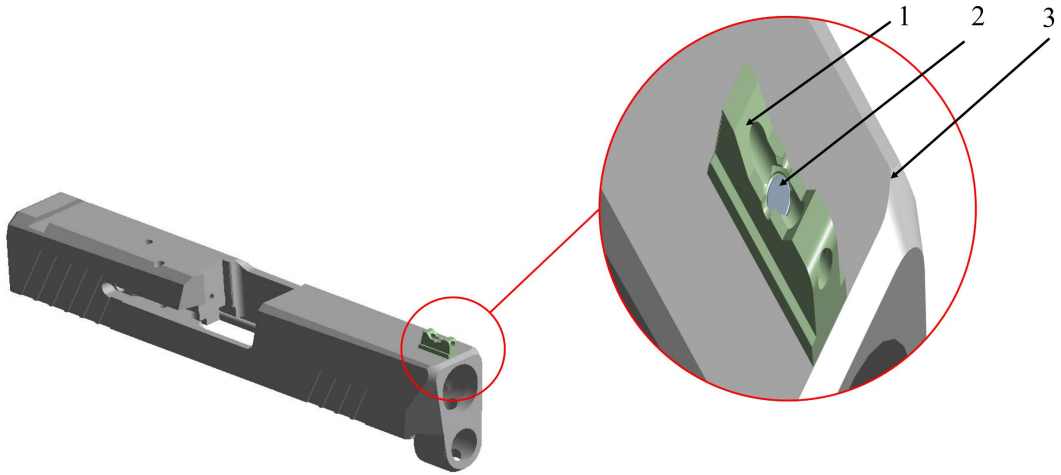
Çalışmanın bu aşamasında tabanca parçalarından arpacık, namlu kilidi, kasa ve irca mili yaylarının sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizi için Ansys Mechanical paket programı kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizinde girilen yükler, tabancanın RCDA'dan elde edilmiştir. Her bir parça için farklı düğüm noktası ve eleman sayılarında ağ yakınsama çalışmaları yapılmıştır.

Arpacık, namlu kilidi ve kasa parçaları AISI 4140 (42CrMo4) (1.7225) malzemesinden üretilmiştir. Bu malzemenin özellikleri Tablo 6'da verilmiştir. Arpacık, namlu kilidi ve kasa için yapılan sonlu elemanlar analizinde malzeme bilgisi tanımlamaları Ansys Engineering Data kısmından yapılmıştır.

Tablo 6. AISI 4140 malzemesinin mekanik özellikleri (Tevrüz, 2015)

Mekanik Özellikler	Değeri (MPa)
Elastisite modülü, E (MPa)	210 000
Kayma modülü, G (MPa)	80 000
Kopma mukavemeti (MPa)	1100
Akma mukavemeti (MPa)	530

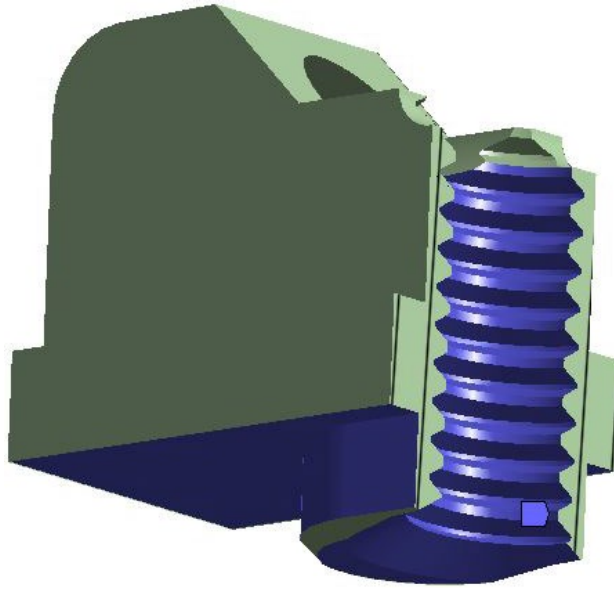
Çalışmada ilk olarak arpacık parçası ele alınmıştır. Arpacık, kapağa Şekil 20'de gösterildiği gibi arpacık vidası ile bağlanmaktadır. Tabancanın ateşlenmesi ile kapak geriye doğru hareketini gövdeye çarparak tamamlamaktadır. Kapak ilk konumuna ise irca mili yayları ile gelmektedir. Kapağın geri ve ileri yöndeki vuruşundaki hareketlerinin atalet etkileri, arpacık parçasının üzerinde oluşacak gerilmelere sebep olacağından sonlu elemanlar analiz modeli Ansys Transient Structural ara yüzünde oluşturulmuştur.



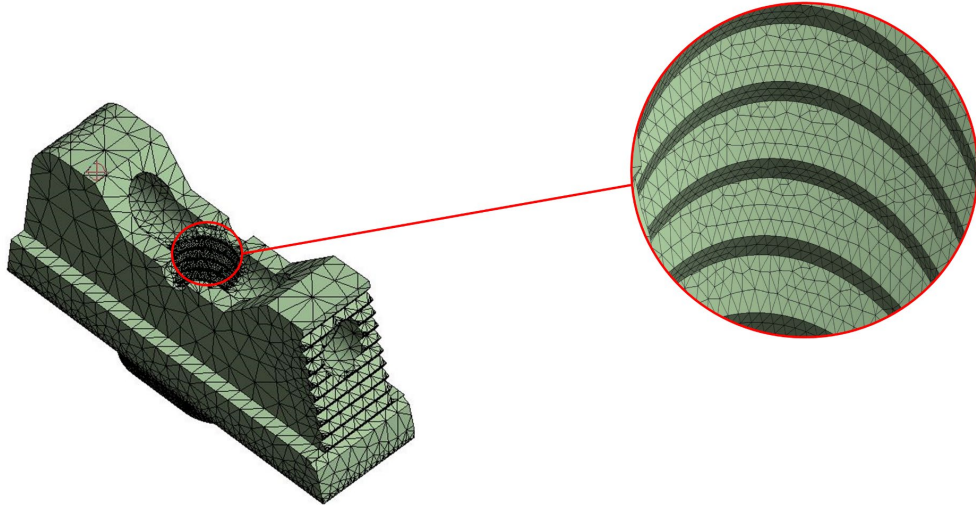
1 – arpacık, 2 – arpacık vidası, 3 – kapak

Şekil 20. Kapak – arpacık – arpacık vidası montajı

Arpacığın ağ örgüsü oluşturulurken Şekil 21’de gösterilen arpacık iç yüzeyi ve kapağa temas eden yüzeylere yoğun ağ örgüsü atılmıştır. Oluşturulan ağ örgüsü 0.06mm eleman boyutuna sahiptir. Şekil 22’de gösterilen ağ örgüsü sonucu montaj, 362 035 düğüm noktası ve 207 733 eleman sayısına sahiptir.



Şekil 21. Yoğun ağ örgüsü atılan arpacık yüzeyleri

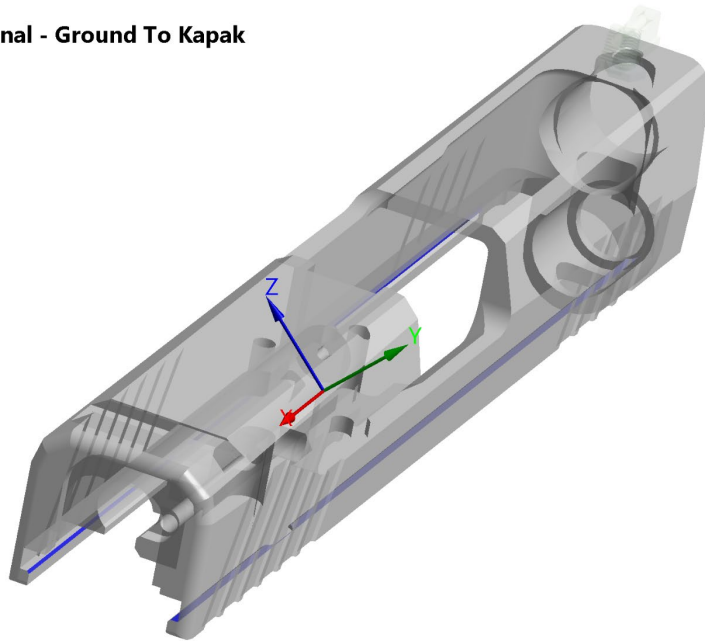


Şekil 22. Arpacık parçası için ağ örgüsü

Kapağın ileri ve geri hareketi, kapak kızaklarına tanımlanan öteleme mafsalı (Translational Joint) ile analiz programında modellenmiştir. Şekil 23'te gösterildiği gibi kapak için tanımlanan mafsal sadece -x eksenı yönünde hareket edebilmektedir. Kapağın -y ve -z yönündeki öteleme hareketleri ve eksenlerdeki dönme hareketleri kısıtlanmıştır. Arpacık vidası ise kapağa sabit mafsalı (Fixed Joint) ile sabitlenmiştir.

Translational - Ground To Kapak

- * X
- Y
- Z
- RX
- RY
- RZ



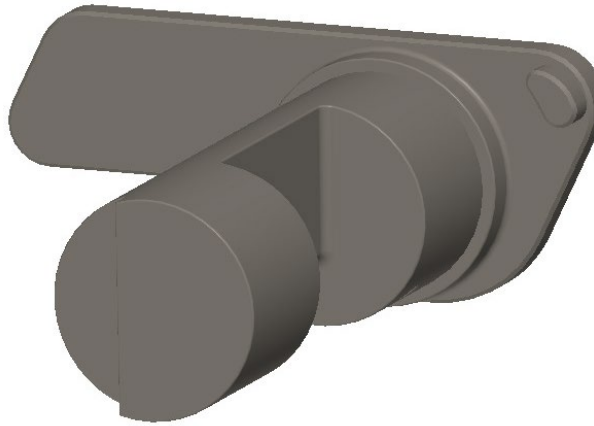
Şekil 23. Kapağın yer değıştirme sınır şartı

Arpacık ve vida arasındaki temas için bağılı temas (Bonded Contact) tipi kullanılmıştır. Temas tanımlaması Şekil 24'te gösterildiği gibi arpacık vida deliği yüzeyleri ve arpacık vidası yüzeyleri arasında yapılmıştır.



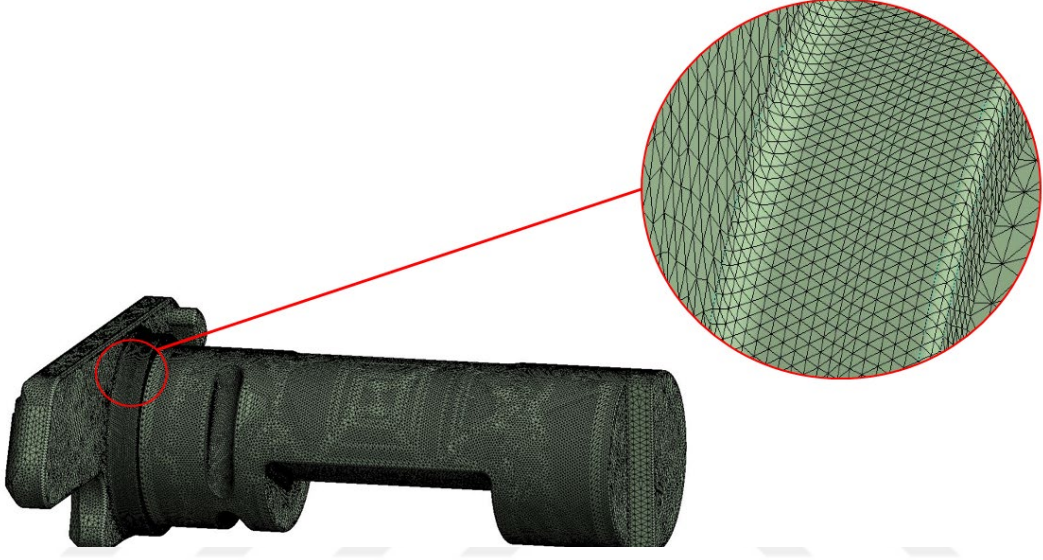
Şekil 24. Sonlu elemanlar analizinde arpacık ve vidaya uygulanan temas yüzeyleri

Tabancanın ateşlenmesiyle birlikte irca mili yayları kapağa bağlı olarak geriye doğru sıkışıp enerji biriktirir. İrca mili tertibatı, Şekil 25'te gösterilen namlu kilidine dayalı olarak konumlandırılmıştır. Namlu kilidi ise kapak ve gövdede bulunan delikler üzerinde yataklanmıştır. İrca mili yaylarının geriye doğru yüklenmesiyle namlu kilidi kendi ekseninde dönel bir hareket yapmaktadır. Namlu kilidinin yataklanması ve yapmış olduğu dönel hareket sonlu elemanlar paket programında modellenmiştir.



Şekil 25. Namlu kilidi

Namlu kilidinin ekseni etrafında yaptığı harekette atalet etkilerinin önemli olduğu göz önüne alınıp parçanın sonlu elemanlar analizi için transient analiz yöntemi ile yapılmıştır. Bu analiz yöntemi yüklemelerde atalet etkilerinin önemli olduğu durumlarda kullanılmaktadır (Ansys, 2021). Parçanın sonlu elemanlar analizinde parça üzerinde farklı eleman ve düğüm noktaları kullanılarak ağ doğrulaması yapılmıştır. Namlu kilidi parçasının ağ örgüsü için 0.15 mm eleman boyutu kullanılmıştır. Şekil 26'da yer alan parçanın ağ örgüsü 494 326 düğüm noktası ve 288 658 eleman sayısına sahiptir.



Şekil 26. Namlu kilidi parçasının ağ örgüsü

Namlu kilidi, gövde üzerinde Şekil 27'de görüldüğü gibi yataklanmıştır. Gövde üzerinde bulunan delikler namlu kilidine yataklama yapmaktadır. Çalışma kapsamında gövdenin modele eklenmesi, analiz sürecini uzatacağı için gövde, sonlu elemanlar analizinde bulunmamaktadır. Analizde sadece namlu kilidi modellenmiştir. Gövdeyi modele dahil etmek yerine bir veya birden fazla silindirik yüzeyin radyal, aksenal veya teğetsel yönlerde hareket ve deformasyon kabiliyetlerini kısıtlayan silindirik mafsalsal sınır koşulu namlu kilidine uygulanmıştır. Silindirik mafsalsal, gövdenin namlu kilidini kavradığı kısımlardan uygulanmıştır. Silindirik mafsalsalın uygulandığı bölgeler radyal ve aksenal hareketlere karşı kısıtlanmış olup teğetsel yöndeki hareketler için serbest bırakılmıştır. Namlu kilidi uç tarafından -x eksenin kısıtlanıp -y ve -z eksenlerinden serbest bırakılmıştır. Parçanın ekseni etrafında yaptığı salınım hareketini modellemek için, rijit dinamik analiz sonucu elde edilen parçanın açısal ivmesi sonlu elemanlar analizinde yük girdisi olarak kullanılmıştır. Parça üzerine uygulanan tüm bu sınır şartları Şekil 28'de gösterilmiştir.



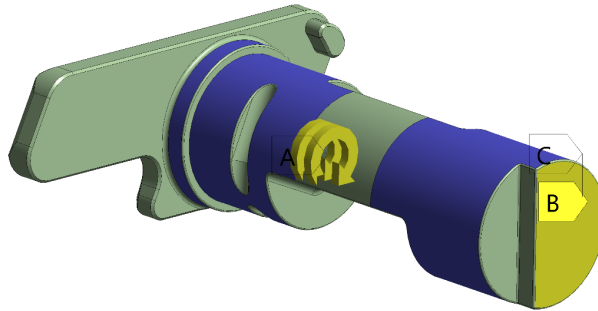
Şekil 27. Namlu kilidi ve gövde montajı

A: Transient Structural

Transient

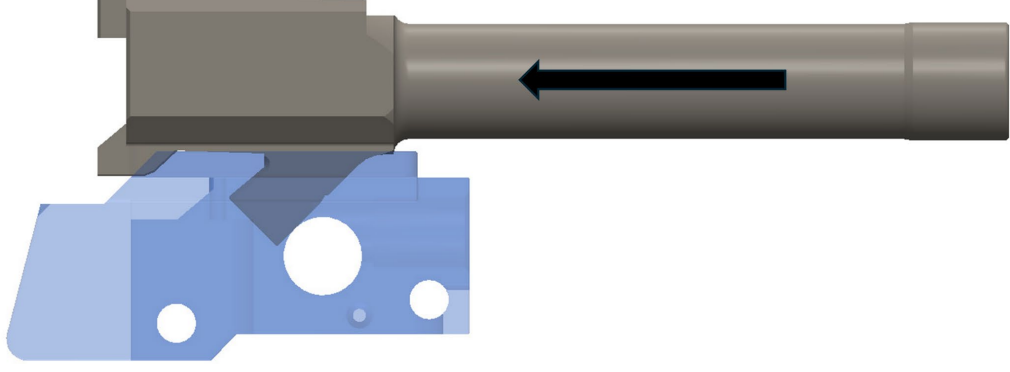
Time: 3,7e-003 s

- A** Rotational Acceleration:
- B** Displacement
- C** Cylindrical Support: 0, mm



Şekil 28. Namlu kilidi parçasının sınır şartları

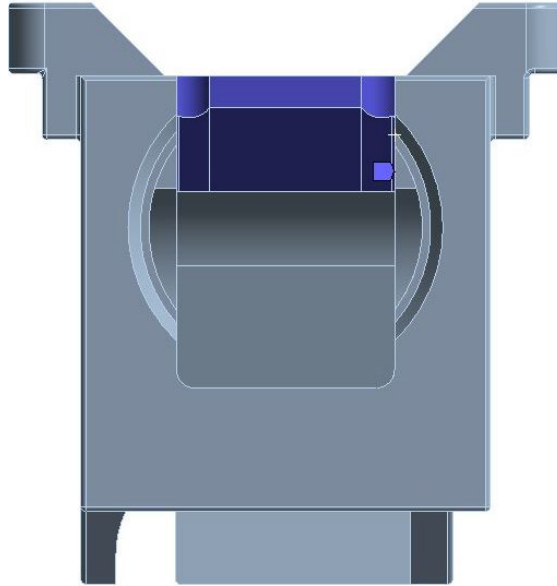
Çalışmanın bir sonraki aşamasında kasanın gerilme durumları incelenmiştir. Tabancanın ateşlendikten sonra namlu, kapak ile Şekil 29’da gösterildiği gibi geriye doğru hareket ederek kasaya çarpmaktadır.



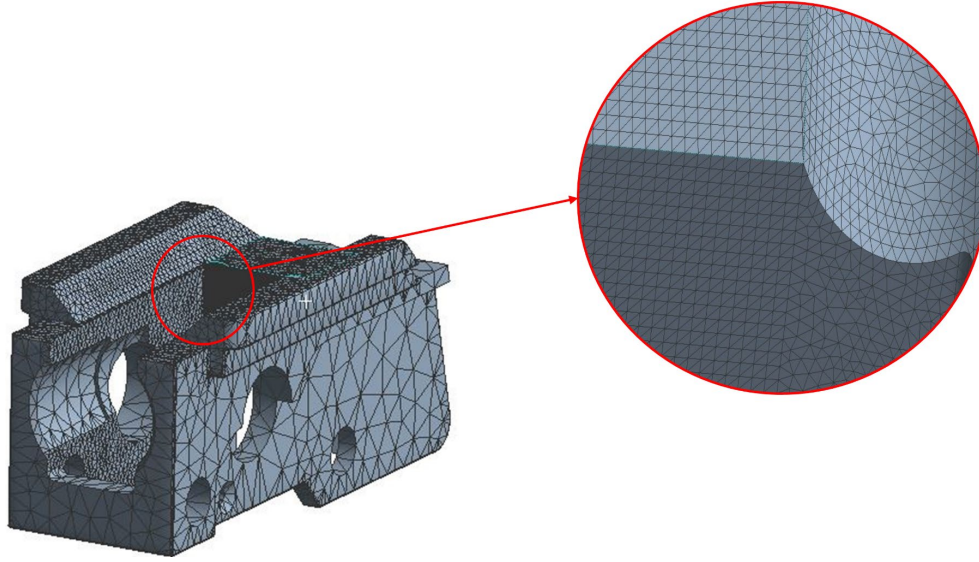
Şekil 29. Kasa ve namlu bağlantısı

Kasanın sonlu elemanlar modeli için namlu ve kapak arasındaki temas kuvvetinin zamana bağlı değişimi RCDA sonuçları ile elde edilmiştir. Bu sebeple modelleme yapılırken namluya ihtiyaç duyulmadan sadece kasa parçası ele alınarak sonlu elemanlar analizi oluşturulmuştur.

Kasanın ağ örgüsü için namlunun çarptığı ve gerilmelerin yüksek olabileceği Şekil 30'da gösterilen yüzeylerde 0.1 mm eleman boyutu kullanılarak, diğer yüzeylere göre daha hassas ağ örgüsü Şekil 31'de gösterildiği gibi oluşturulmuştur. Yapılan ağ örgüsü ile kasa, 133 893 düğüm noktasına ve 77 290 eleman sayısına sahiptir.



Şekil 30. Kasa parçası için yoğun ağ örgüsü atılan yüzeyler



Şekil 31. Kasa parçasının ağ örgüsü

Kasa parçası gövde üzerine pimler vasıtasıyla montajlı halde bulunmaktadır. Kasa parçası üzerinden bu deliklere programdan silindirik mafsallık (Cylindrical Support) sınır şartı Şekil 32’de gösterildiği gibi uygulanmıştır. Silindirik mafsallığın uygulandığı bölgelerin aksel ve radyal hareketleri kısıtlanmış olup teğetsel hareketler serbest bırakılmıştır. Namlunun, kasaya çarpması sonucu oluşan kuvvet aktarımı Şekil 32’de kırmızı ile gösterilen yüzeylere kuvvetin zamana bağlı değişimi olarak tanımlanmıştır.

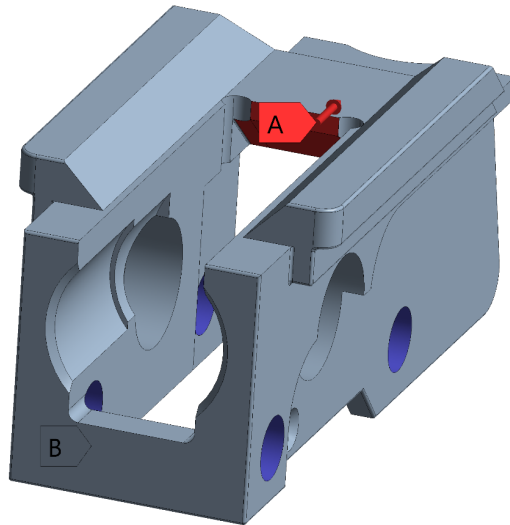
A: Static Structural

Static Structural

Time: 3,6e-002 s

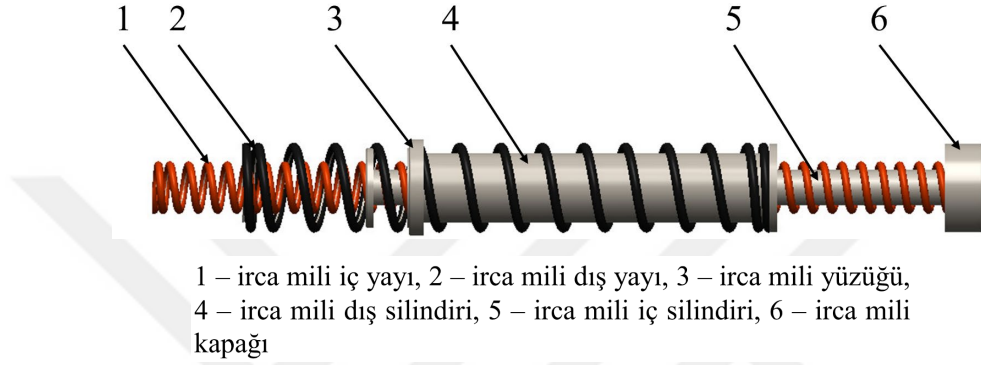
A Force: 12,794 N

B Cylindrical Support: 0, mm



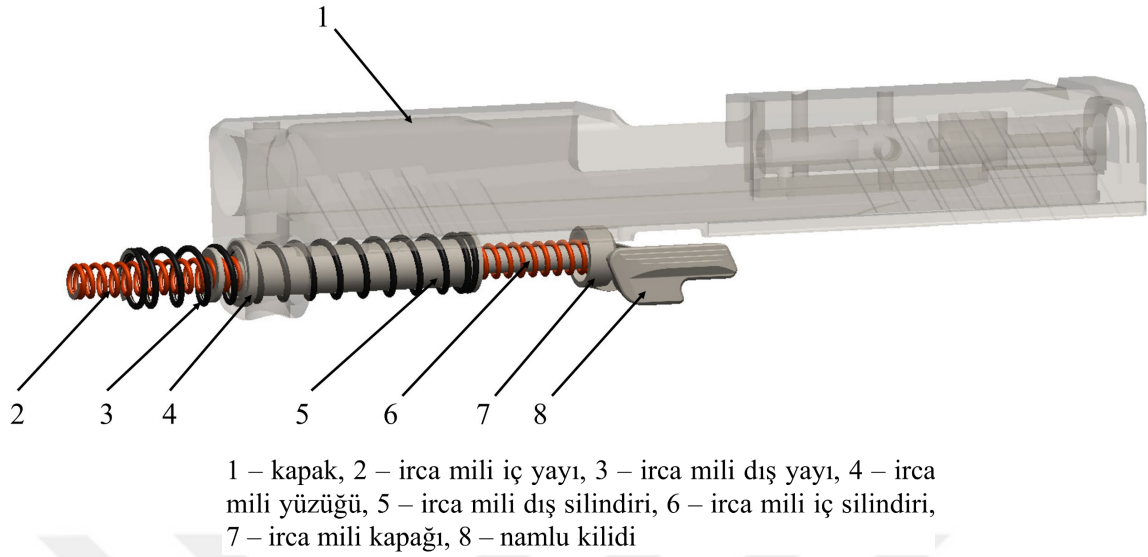
Şekil 32. Kasa parçasının pim deliklerine uygulanan sınır şartları

İncelenen tabanca modeli üzerinde iki adet irca mili yayı bulunup bu yayların demonte durumu Şekil 33'te gösterilmiştir. İrca mili yayları birbirine paralel olarak çalışmaktadır. Yayların montajı Tablo 5'te verilen ön yüklemeler ile yapılmaktadır. İç yayın bir ucu sıkıştırılarak irca mili dış silindirine diğer ucu da irca mili kapağına montaj edilmiştir. İrca mili dış yayının ise bir ucu irca mili yüzüğüne diğer ucu ise irca mili dış silindirine bağlı olacak şekilde irca mili dış silindiri boyunca çalışmaktadır.



Şekil 33. İrca mili yayı montajı

Tabanca ateşlendiği sırada kapak kazandığı momentum ile geriye doğru hareketine başlamaktadır. Şekil 34'te görüldüğü gibi yaylar kapakla birlikte harekete başlar. Bu hareket ile irca mili iç ve dış yayları sıkışmaya başlamaktadır. İncelenen irca mili yaylarının bu hareketi sonucu oluşan zamana bağlı kuvvet değerleri RCDA'dan elde edilmiştir. Bu nedenle sonlu elemanlar sayısal modeli oluşturulurken sadece yay geometrileri modele dahil edilmiştir.



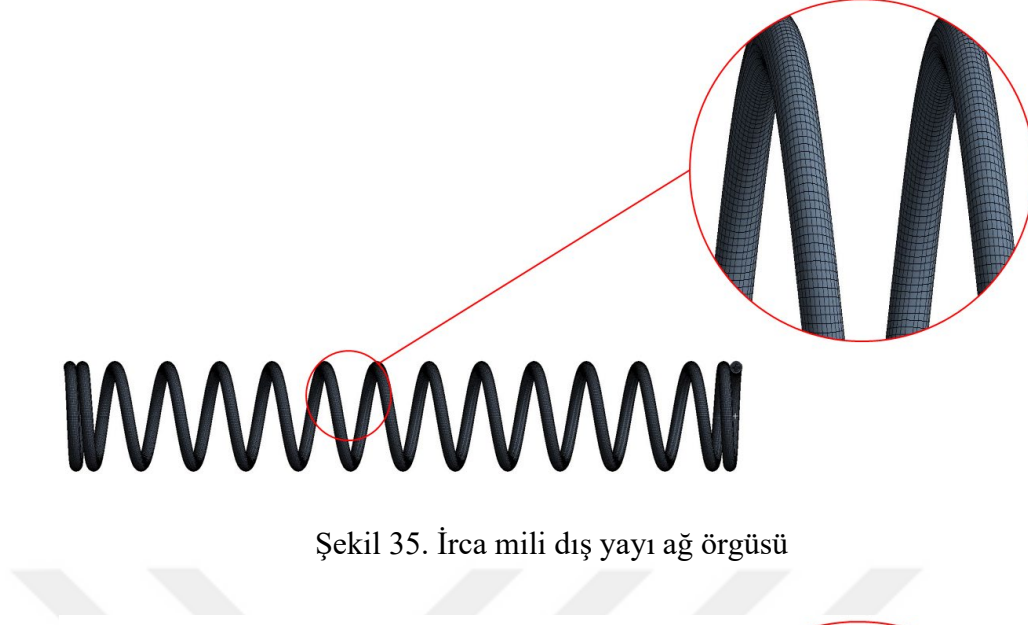
Şekil 34. İrca mili yaylarının montajı ve kapağa yataklanması

İrca mili yayları EN 10270 (DIN 17223) (1.1200) yay çeliği malzemesinden üretilmiştir. Tablo 7’de gösterilen yay çeliği malzemesinin mekanik özellikleri Ansys Engineering Data kısmından girilmiştir.

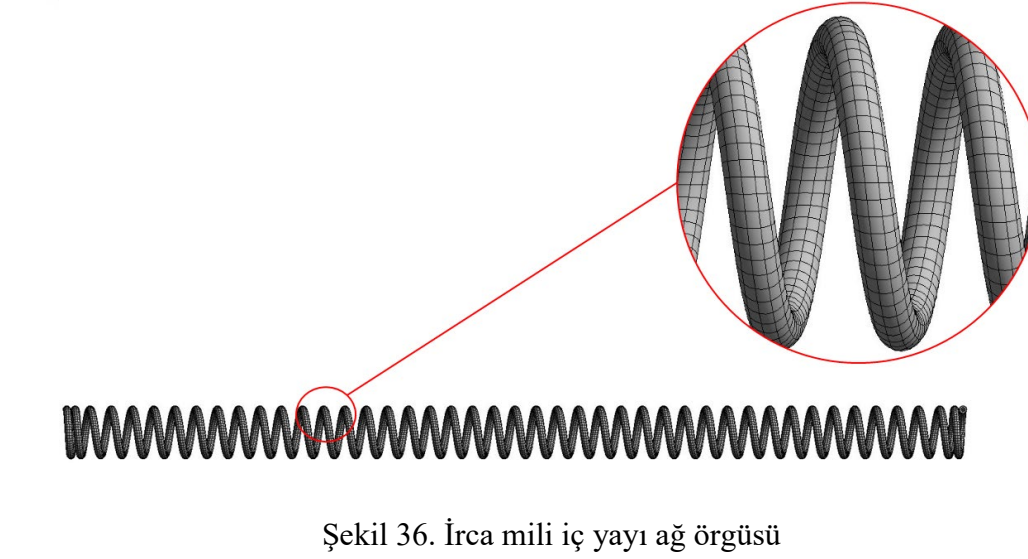
Tablo 7. EN 10270 yay malzemesinin mekanik özellikleri (Tevrüz, 2015)

Mekanik özellikler	Değeri (MPa)
Elastisite modülü	210 000
Kayma modülü	80 000
Kopma mukavemeti	2390

İrca mili iç ve dış yaylarının ağ örgüsü Şekil 35 ve Şekil 36’da gösterilmiştir. İrca mili dış yay için 0.15 mm eleman boyutu, 170 4653 düğüm noktası ve 398997 eleman sayısı kullanılmıştır. İrca mili iç yayı için 0.3 mm eleman boyutunda ağ örgüsü oluşturulmuş ve bu eleman boyutu için 237 517 düğüm noktası ve 48 024 eleman sayısı kullanılmıştır.



Şekil 35. İrca mili dış yayı ağ örgüsü



Şekil 36. İrca mili iç yayı ağ örgüsü

İrca mili yaylarının analizi iki adım olacak şekilde yapılmıştır. İlk adımda yayların ön yükleme kuvvetleri zamana bağlı olarak girilmiştir. İkinci adımda ise RCDA sonucu elde edilen zamana bağlı kuvvet değişimi değerleri analize tanımlanmıştır.

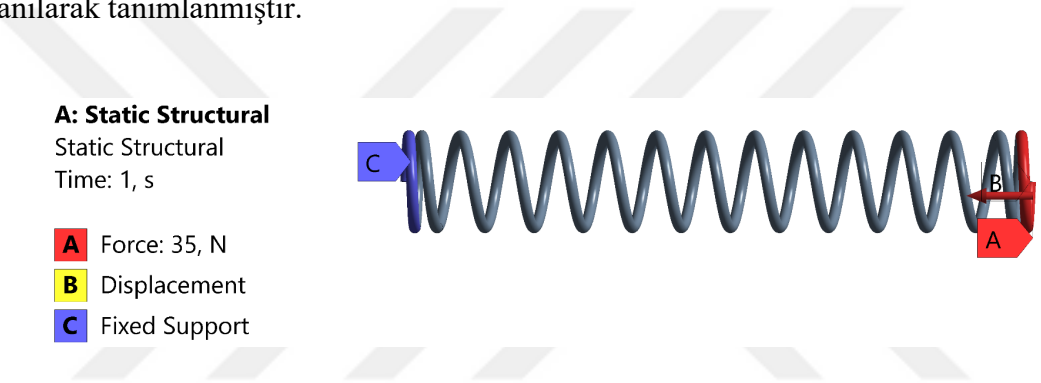
Çalışma kapsamında aktif olmayan teller arasında temas tanımlamaları yapılmıştır. Bu temas tanımlaması için aktif olmayan yayların kontrollü olarak temas tanımlama yapılması gerekir. Bu sebeple yayların aktif olmayan alt ve üstte bulunan telleri Ansys Space Claim ara yüzlerinde ayrılmıştır.

Yüzeyler arasındaki temas tanımlaması sürtünmeli temas şeklinde tanımlanmış olup sürtünme katsayısı 0.1 olarak alınmıştır. Ansys programında sürtünmelerin dahil olduğu temas, doğrusal olmayan bir temastır. Temas yüzeyleri arasında boşluk olması programın parçaların hareketini rijit cisim hareketi olarak algılamasına sebep olmaktadır. Bu durumda

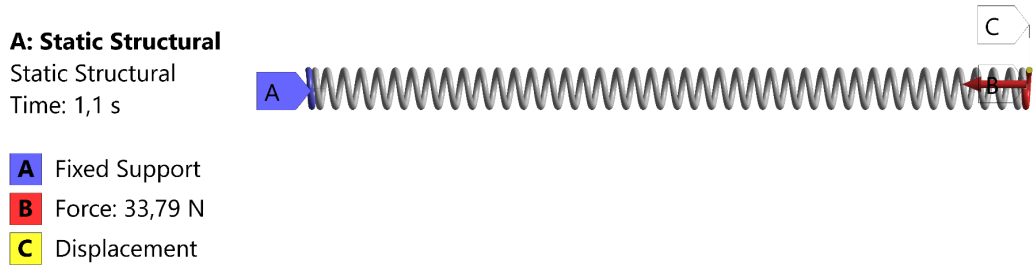
analiz sonuç vermemektedir. İrca mili yaylarının alt ve üst telleri arasında mesafe bulunmaktadır. Bu durumda yüzeyler arasında boşluk ayarı 0.17 mm olarak geometrik düzenlemeler (Geometric Modification) kısmından girilmiştir.

Temas araçları (Contact Tool) kısmında temas başlangıç bilgilerinin kontrol edilmesi gerekmektedir. Boşluk tanımından sonra temaslar arası durum biraz açık durumda olup, bu durum açıklığın kabul edilebilir düzeyde olduğunu ifade etmektedir.

İrca mili yaylarının sınır şartları Şekil 37 ve Şekil 38’de gösterilmiştir. Tabanca üzerinde irca mili yaylarının çalışma prensibine uygun olarak yaylar bir ucundan sabitlenmiştir. Telin uç kısmına hareket kısıtlaması uygulanarak yayın eksen doğrultusunda hareketi sağlanmıştır. Yayın zamana bağlı kuvveti için RCDA’dan elde edilen değerler kullanılarak tanımlanmıştır.



Şekil 37. İrca mili dış yayı sınır şartları

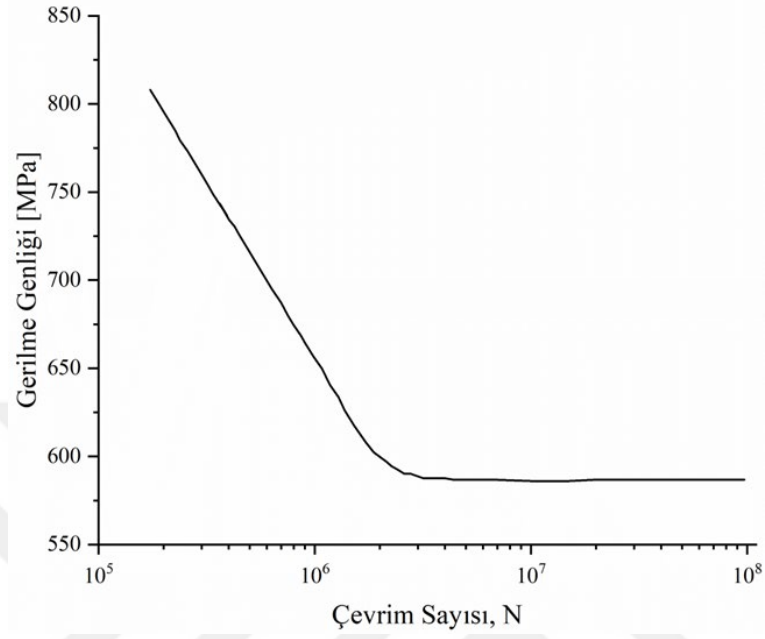


Şekil 38. İrca mili iç yayı sınır şartları

2.3.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Yorulma Analizleri

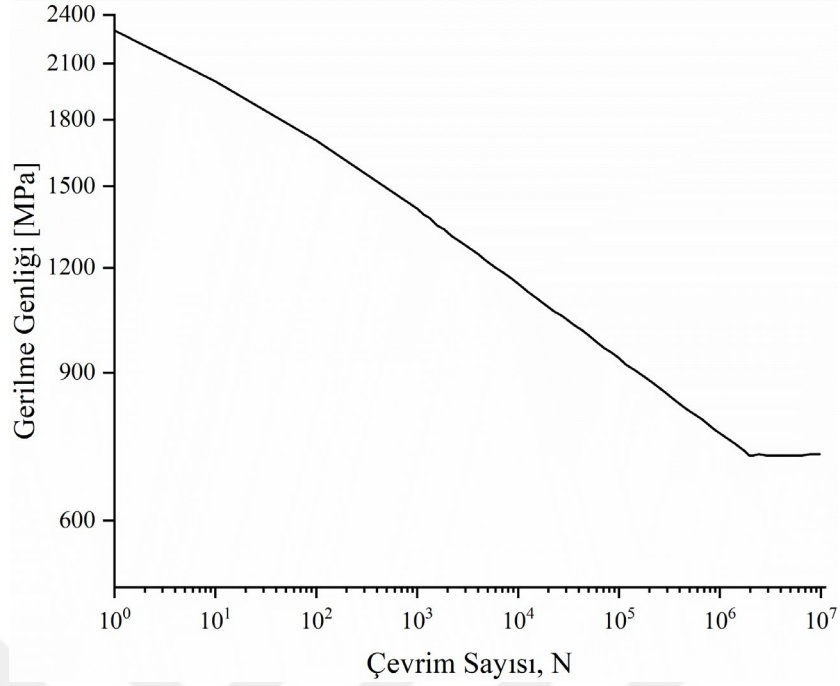
Arpacık, namlu kilidi ve kasa parçaları için yorulma özellikleri sonlu elemanlar analizi ile elde edilen gerilme değerleri kullanılarak incelenmiştir. İfade edilen parçaları için

yorulma analizinde kullanılan ve Şekil 39’da verilen S-N diyagramı literatürden alınmıştır (Strzelecki vd., 2017).



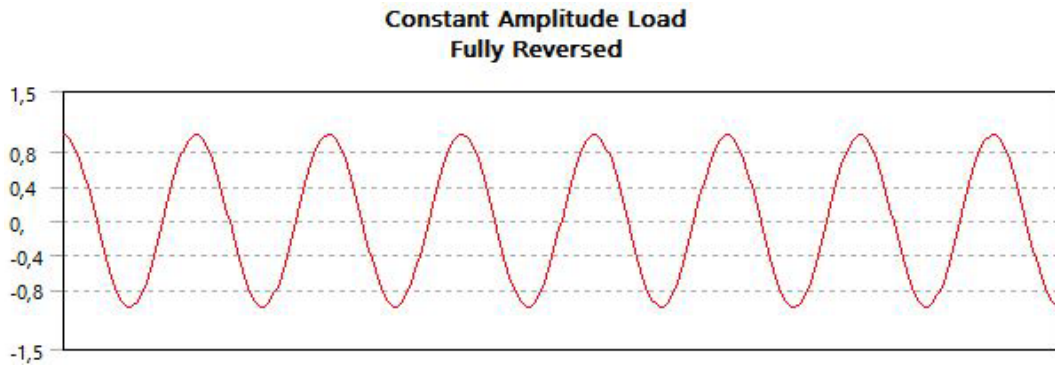
Şekil 39. AISI 4140 çelik için S-N diyagramı (Strzelecki vd., 2017).

İrca mili yayları EN 10270 malzemesinden üretilmiş olup EN 10270 malzemesinin Şekil 40’ta verilen S-N diyagramı, literatürden alınmıştır (Procházka vd., 2023). Yorulma analizi için EN 10270 malzemesinin S-N diyagramı, Ansys yazılımına girilmiştir.



Şekil 40. EN 10270 malzemesinin S-N diyagramı (Procházka vd., 2023)

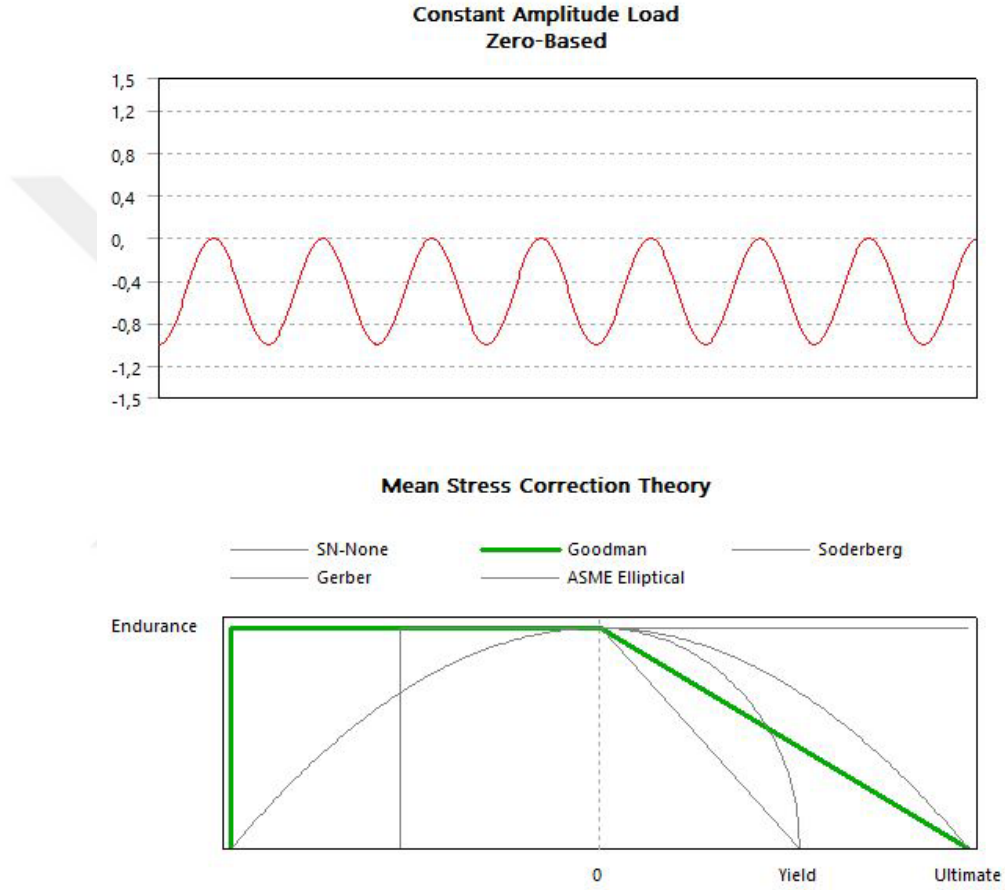
Arpacık ve namlu kilidi tam salınım (harmonik) hareketi yapmaktadır. Bu nedenle arpacık ve namlu kilidi için Şekil 41’de gösterildiği gibi bu salınım hareketi, tam değişken yükleme tipi (Fully Reversed) olarak paket programa girilmiştir. Parçaların hareketi tam salınım olduğundan dolayı yorulma analizlerinde ortalama gerilme teorileri kullanılmamıştır.



Şekil 41. Arpacık ve namlu kilidi için yorulma analizinde kullanılan yükleme tipi

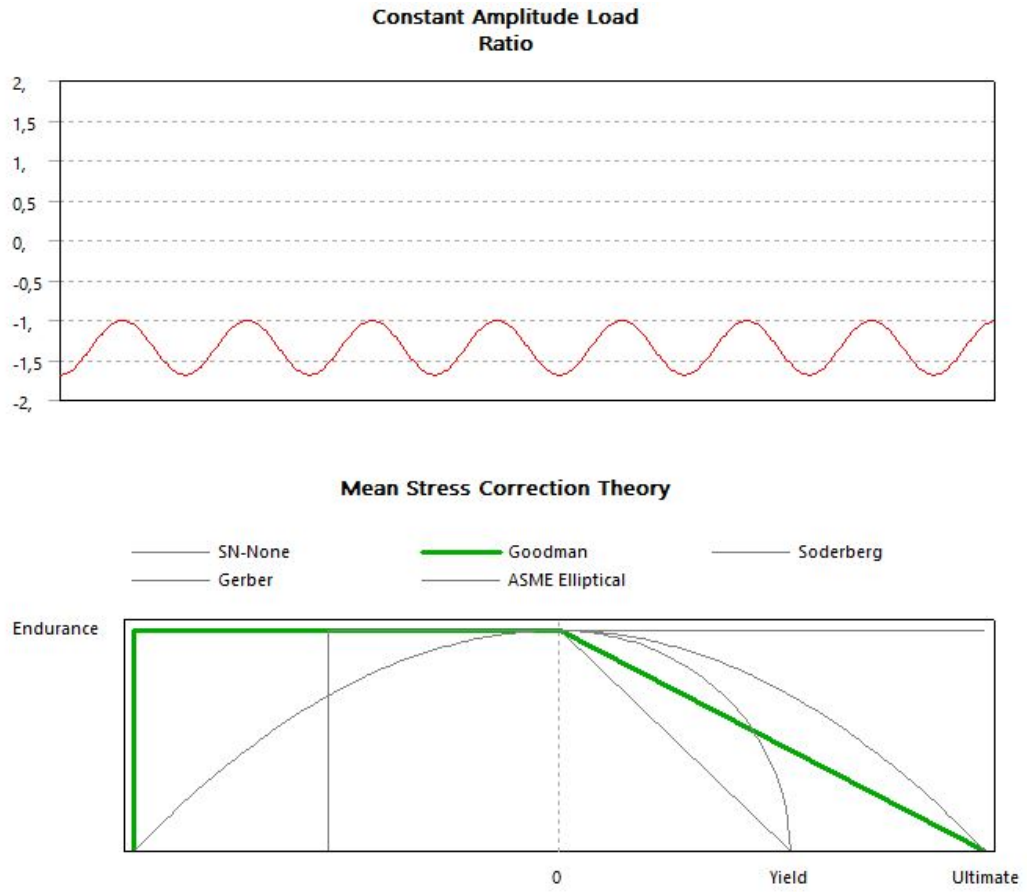
İncelenen parçalar arasında olan kasaya tabanca ateşlendikten sonra namlu çarpmaktadır. Kapak eski konumuna dönüş hareketinde ise namlu ile ileri yönde hareket etmektedir. Namlu ve kasa bu esnada temastan ayrılmaktadır. Bu nedenle kasanın sonlu

elemanlar analizinde yükleme durumu Şekil 42’de gösterildiği gibi (Zero-Based) tanımlanmıştır. Bu yükleme halinde ortalama gerilmeler sıfır olmamaktadır. Ansys Fatiuge Tool kısmında ortalama gerilmeyi hesaba katan, Soderberg, Goodman ve Gerber teorileri bulunmaktadır. Soderberg teorisi çok yüksek emniyetli bölgede çalışmakta olup Gerber teorisi ise oldukça emniyetsiz bölgede çalışmaktadır. Bu sebeple ortalama gerilme teorisi olarak kasanın yorulma analizinde Goodman teorisi tercih edilmiştir.



Şekil 42. Kasanın yorulma analizinde kullanılan yükleme tipi

Yorulma analizleri gerçekleştirilen diğer bir parça irca mili yaylarıdır. İrca mili yayları tabancaya Tablo 5’te verilen ön yükleme değerlerinde montaj edilmiştir. Yayların çalışma esnasında ulaştığı maksimum kuvvet ve ön yükleme değerlerinin oranı Şekil 43’de gösterildiği gibi Ansys Fatigue Tool kısmına girilmiştir. Bu oran RCDA’dan elde edilen veriler sonucu belirlenmiştir. Yaylar ortalama bası gerilmesi altında çalışmaktadır. Yayların yorulma davranışları için yukarıda nedeni belirtildiği gibi Goodman ortalama gerilme teorisi kullanılmıştır.

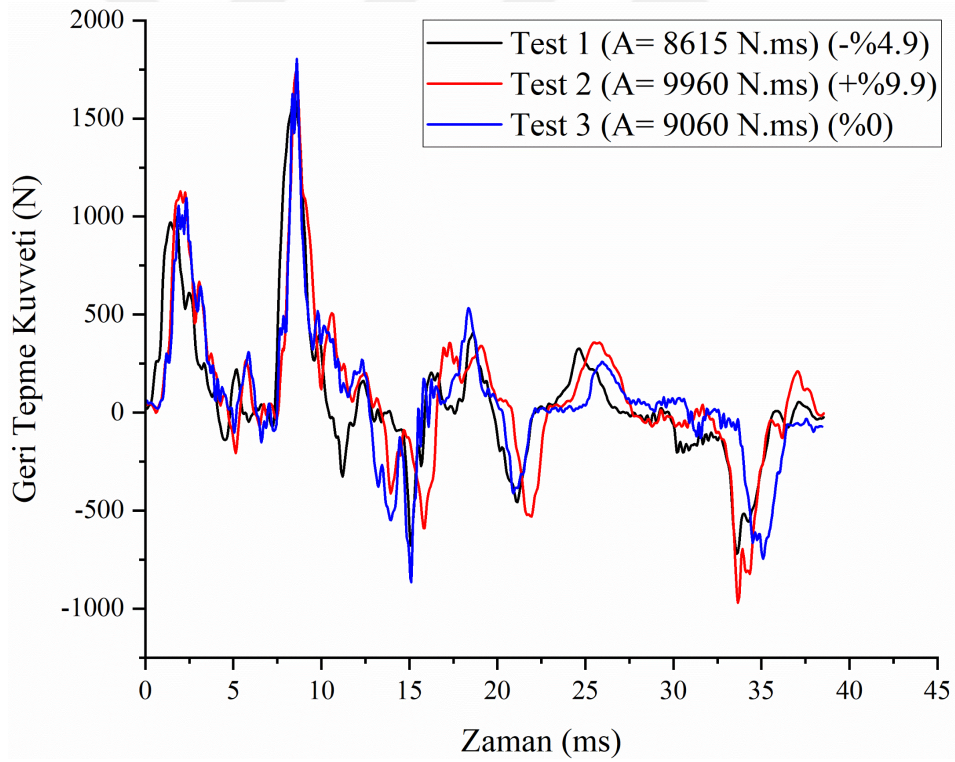


Şekil 43. İrca mili iç yayının yorulma analizinde kullanılan yükleme tipi

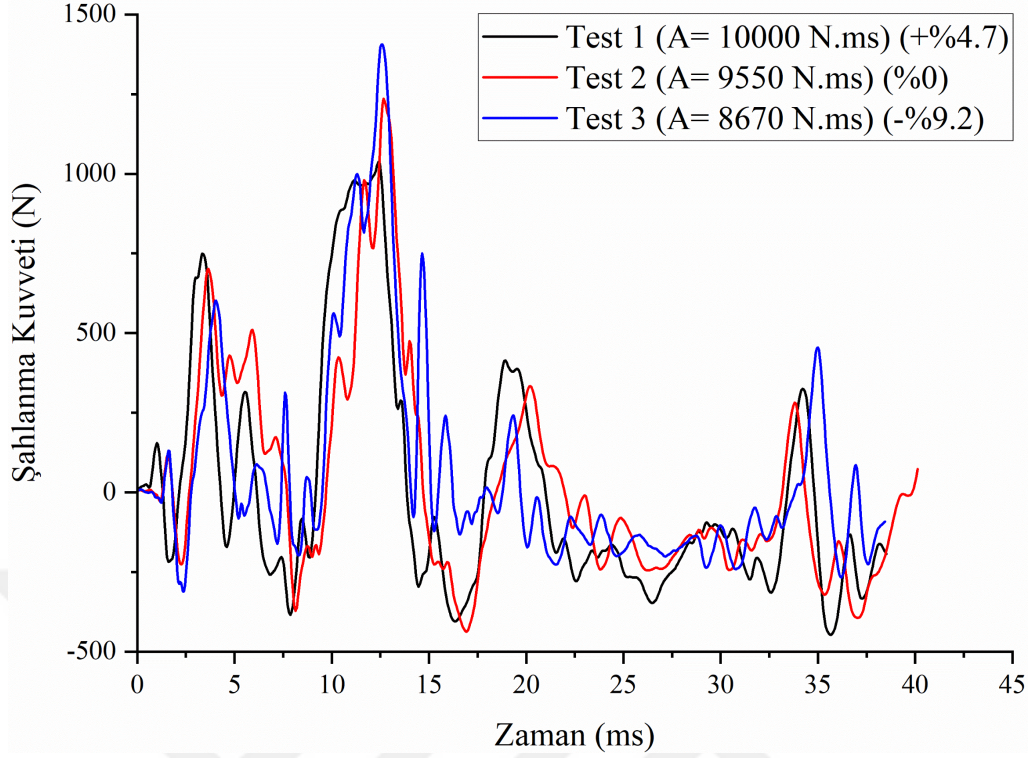
3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Deneyel Çalışmaların Bulguları

Üretilen deney sistemi ile geri tepme ve şahlanma kuvvetlerini belirlemek için üç ayrı test aynı şartlarda yapılmış olup tekrarlanan testler sonucu Şekil 44 ve Şekil 45'te gösterilmiştir. Tekrarlı testlerin bütün bölgede uyumunun sayısal belirlenmesi için grafiklerin altındaki impuls alanları hesaplanmıştır. Grafiklerden de görülebileceği gibi grafiğin altındaki alanların farkları %10'un altında elde edilmiştir. Literatürden farklı olarak deney sistemi ile geri tepme ve şahlanma kuvvetlerini aynı anda ölçebilmektedir (Park vd., 1999).

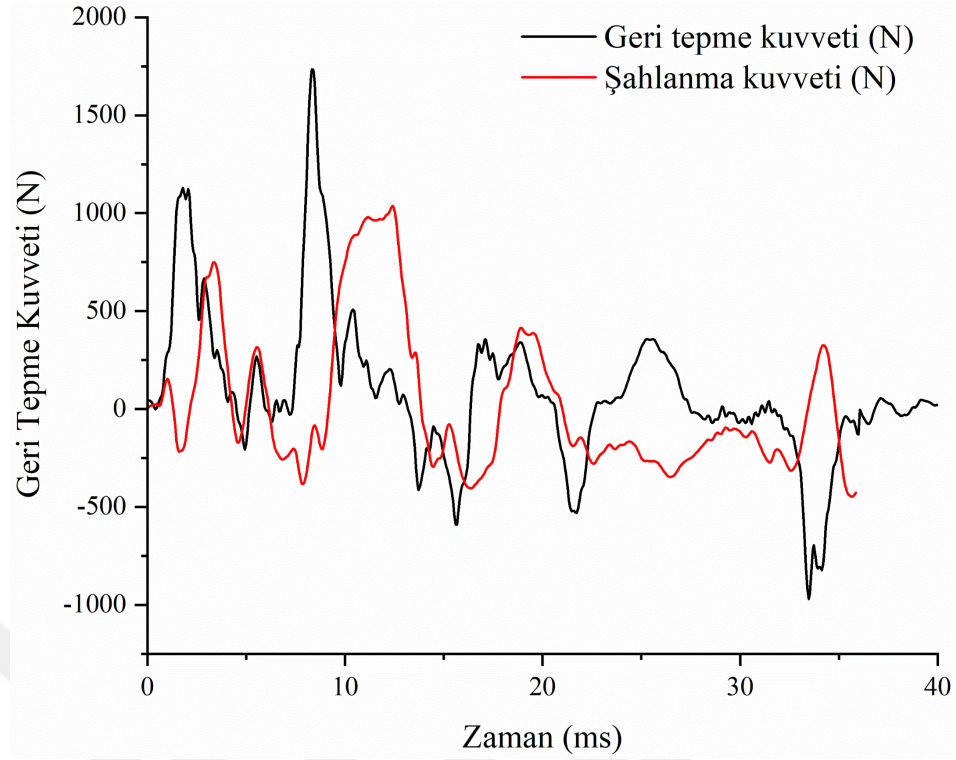


Şekil 44. Deneyel geri tepme kuvvetinin zamana bağlı grafiği



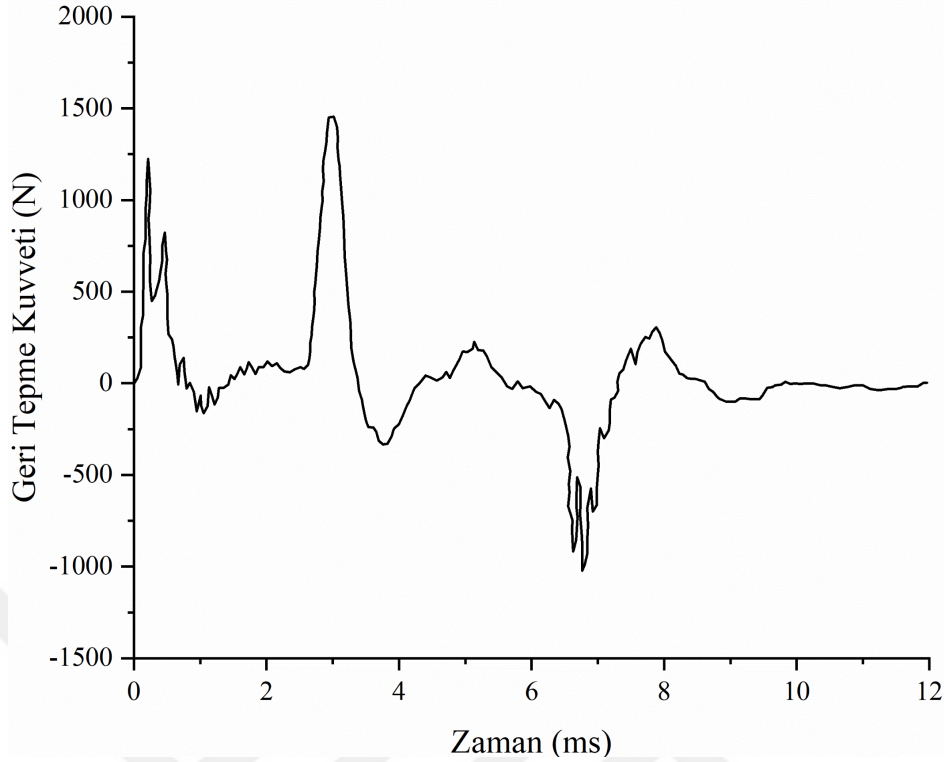
Şekil 45. Deneysel şahlanma kuvvetinin zamana bağlı grafiği

Şekil 46'da, Test 1 için elde edilen geri tepme ve şahlanma kuvvet grafiği karşılaştırılması verilmiştir. Geri tepme kuvveti, iki adet pozitif bir adet negatif pik (tepe) değer yapmıştır. Geri tepme kuvvetinin ilk pik değeri 1123.2 N olup tabancanın patlamasından 2 ms sonra elde edilmişken, ikinci pik değeri 1734.3 N olup bu değere 8.35 ms'de ulaşılmıştır. Grafikten görülebileceği gibi son pik değeri -941 N olup bu değere de 33.53 ms'de ulaşılmıştır. Şahlanma kuvvetinin ilk pik değeri ise 3.4 ms'de 748.7 N olarak ölçülmüştür. Şahlanma kuvvetinin ikinci pik değeri ise 1037.81 N olup bu değere 12.4 ms'de ulaşılmıştır. Şahlanma grafiğinin son pik değeri 325 N'dir ve bu değere 34.2 ms'de ulaşılmıştır. Şahlanma kuvveti, tabancanın ekseninden kaçık (merminin impuls doğrultusu ile kabza arasındaki eksek kaçıklığı) tutulmasından dolayı geri tepme kuvvetinin sonucu olarak ortaya çıkmaktadır. Bu sebeple şahlanma kuvvetinin pik değerleri, geri tepme kuvvetinin pik değerlerinden sonra oluşmuştur.



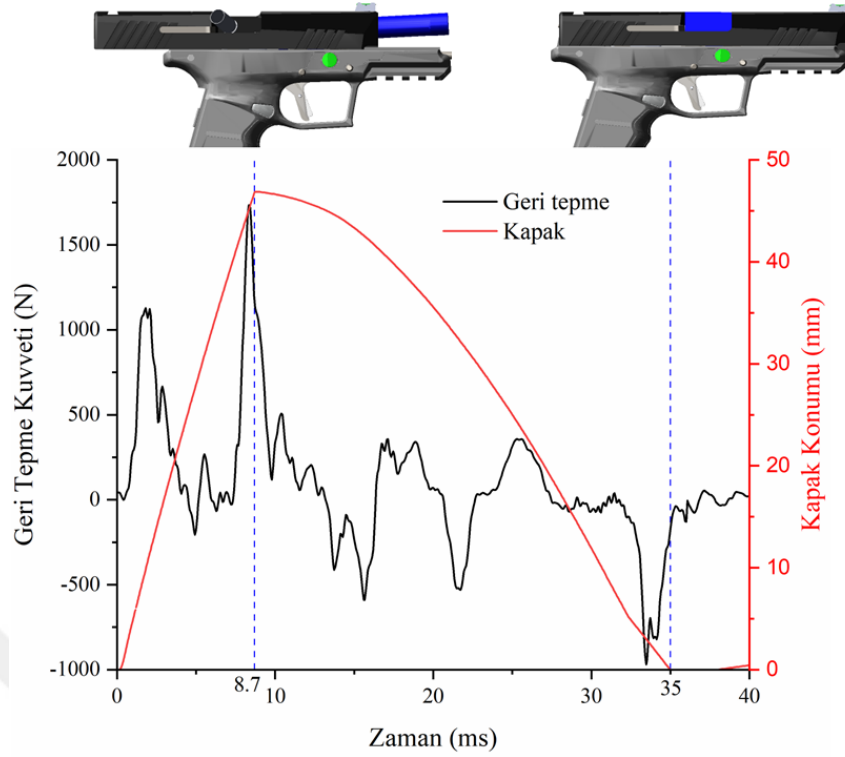
Şekil 46. Deneysel geri tepme ve şahlanma kuvvet grafiklerinin karşılaştırılması

Literatür araştırması sonucunda sadece tüfeklerle ilgili geri tepme kuvveti çalışmalarına rastlanılmıştır (Szmit & Wozniak, 2012; Lukáč vd., 2016). Tez çalışması kapsamında deneysel olarak Şekil 46’da elde edilen geri tepme kuvveti grafiği fonksiyonu ile Şekil 47’de literatürden tüfekler için elde edilen geri tepme kuvveti grafiğinin fonksiyonu uyumlu çıkmıştır. Örneğin her iki grafikte de iki adet pozitif ve bir adet negatif pik değeri vardır. Tabancanın bir çevrimini tamamlama zamanı ile tüfeğin bir çevrimini tamamlama zamanı farklı olduğu için pik değerlerin oluştuğu zaman değerleri farklılık göstermiştir.



Şekil 47. Tüfek için deneysel geri tepme kuvvet grafiği (Szmit & Wozniak, 2012)

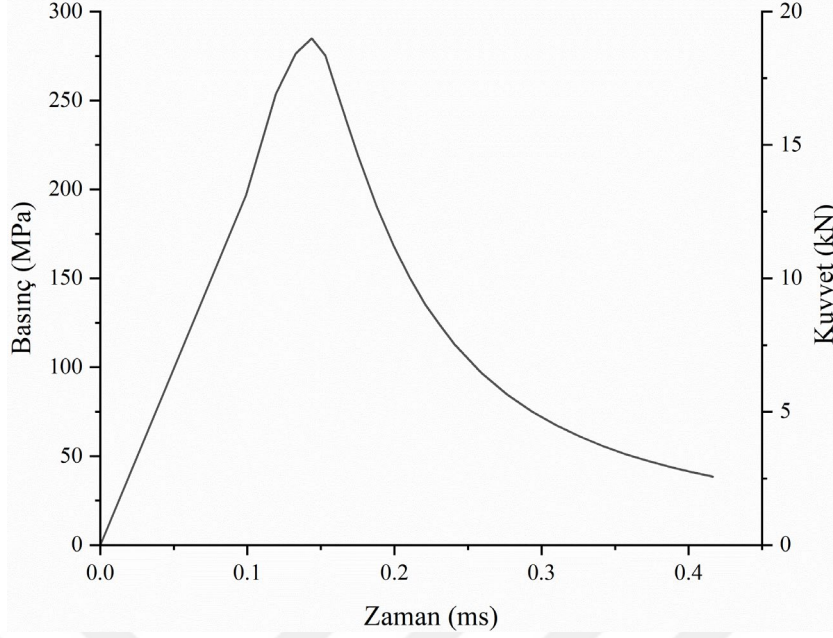
Şekil 48'de deneysel elde edilen geri tepme kuvvetinin zaman bağlı değişimi ve RCDA sonucu elde edilen kapak konumunun zamana bağlı değişim grafiği gösterilmiştir. Deneysel olarak elde edilen geri tepme kuvveti ise pozitif bölgede maksimum değerine 8.35 ms'de ulaşmıştır. RCDA sonucu kapağın geri gelme süresi 8.7 ms'dir. Geri tepme kuvveti negatif pik değerine 34.2 ms'de ulaşmıştır. Bu esnada tabanca bir çevrimini tamamlamaktadır. RCDA sonucu ise tabanca bir çevrimini 35 ms'de tamamlamaktadır. Tüfekler üzerinde yapılan geri tepme kuvveti çalışmalarında, kapak en arka pozisyona ulaştığında ve ilk pozisyonuna geri dönüşünde geri tepme kuvvetlerinin pik değerlerine ulaştığı belirlenmiştir (Szmit & Wozniak, 2012; Lukáč vd., 2016) Şekil 48'de gösterildiği gibi RCDA'da kapağın en arka konumunda olduğu zamanda deneysel elde edilen geri tepme kuvveti değeri pozitif bölgede maksimum olmuştur. Aradaki zaman farkı yaklaşık %2'dir. Geri tepme kuvvetinin negatif bölgedeki pik değerine ulaştığı anda ise kapak analizde eski pozisyonuna geri dönmüştür. Analiz sonucu ile deneysel çalışma arasındaki hata yaklaşık %4 olarak elde edilmiştir.



Şekil 48. Deneysel olarak elde edilen geri tepme kuvvetinin zamana bağlı değişimi ve RCDA sonucu kapakın zamana göre konumu

3.2. İç Balistik Bulguları

Vallier-Heydenreich yöntemi kullanılarak MKE 9mm Parabellum mermisi için namlu içi basıncın zamana bağlı değişimi (iç balistik) Şekil 49’da gösterildiği gibi elde edilmiştir. Şekil 49’dan maksimum basınç yaklaşık 0.15 ms’de gerçekleşmiştir. Elde edilen grafik formu literatürle uyumlu çıkmıştır (Badurowicz vd., 2023; Susantez, 2020). İlave olarak çekirdeğin namluyu terk etme süresi 0.42 ms olarak hesaplanmıştır.

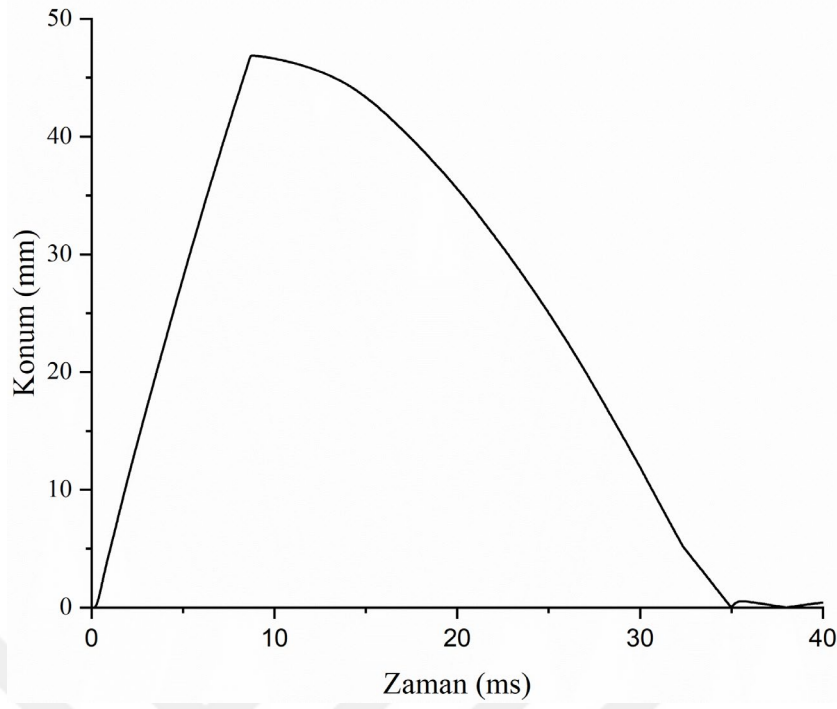


Şekil 49. Namlu içi basınç ve kuvvetin zamana bağlı değişimi

3.3. Rijit Cisim Dinamik Bulguları

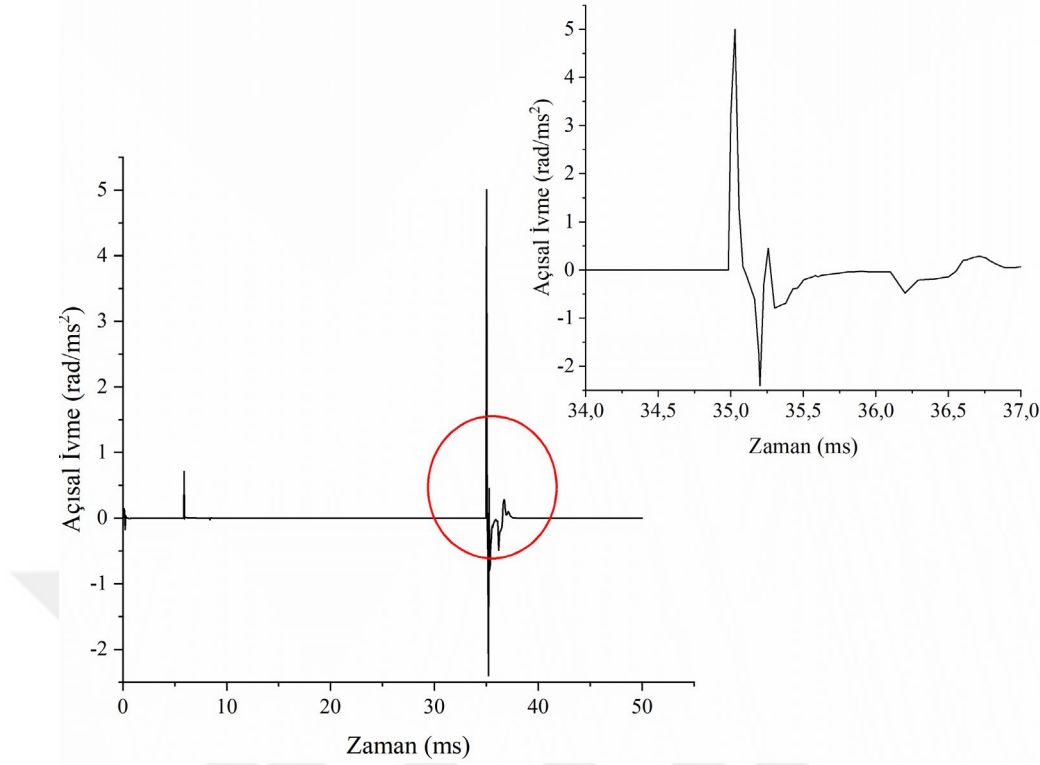
Şekil 50'de MSC Adams yazılımı kullanılarak elde edilen kapağın konum–zaman grafiği verilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi kapak, tabancanın ateşlenmesinden 8.7 ms sonra en arka pozisyonuna varmıştır. Bu mesafe yaklaşık 47 mm'dir. Kapak, 35 ms'de ise ilk pozisyonuna gelmiştir.

Şekil 50'de gösterilen grafik incelendiğinde kapak geri yöndeki hareketini, literatürler ile uyumlu olarak ileri yönde yaptığı hareketten daha kısa sürede tamamlamıştır (Badurowicz, vd., 2022; Malachowski, vd., 2016). Tabanca ateşlendikten sonra kapak gövdede yer alan kızaklar üzerinde kaymakta olup temasta olan parça sayısı ileri yönde dönüş sırasındaki temas sayısına göre oldukça azdır. Bu durumda kapağın geri yöndeki hareketinde daha az sürtünme kuvvetleri mevcuttur. Bu sebeple kapak arka konuma daha hızlı şekilde ulaşmaktadır. Kapağın geri dönüşünde ise kapak namluya, şarjör vasıtasıyla yeni mermi beslemesi yapacaktır. Bu aşamada kapak ve mermi arasında temas sonucu sürtünme kuvveti oluşacaktır. Aynı şekilde mermi namlu içerisine beslenirken sürtünme kuvvetleri oluşacaktır. Bu sürtünme kuvvetleri kapağın ileri yöndeki hareketinin daha yavaş olmasına sebep olmaktadır.



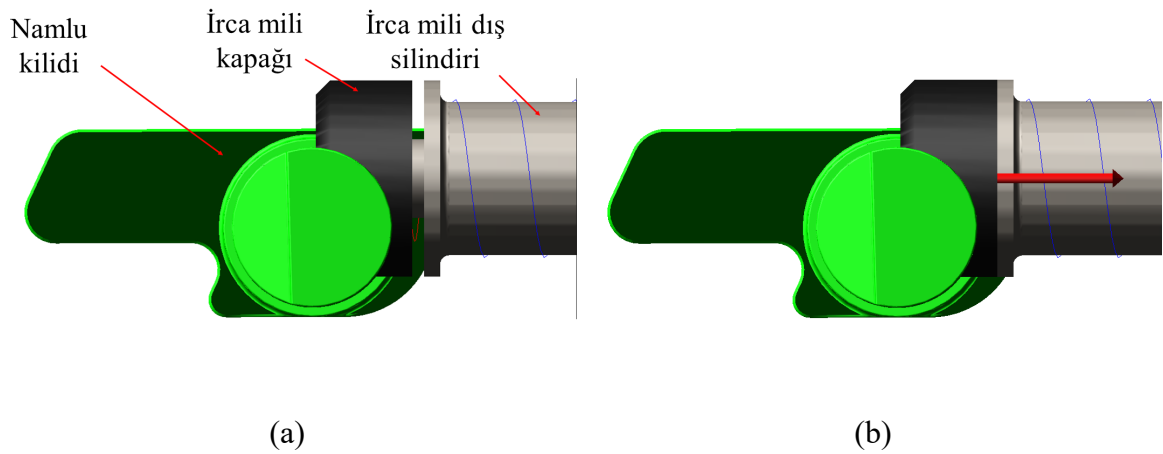
Şekil 50. Kapağın zamana bağlı konum grafiği

RCDA'dan elde edilen, namlu kilidi açısall ivmesinin zamana bağlı değişim grafiği Şekil 51'de gösterilmiştir. Grafiğin başlangıcında yer alan açısall ivmedeki küçük değişiklikler tabancanın ateşlenmesiyle birlikte namlu kilidinde oluşan titreşimlerden kaynaklanmaktadır.



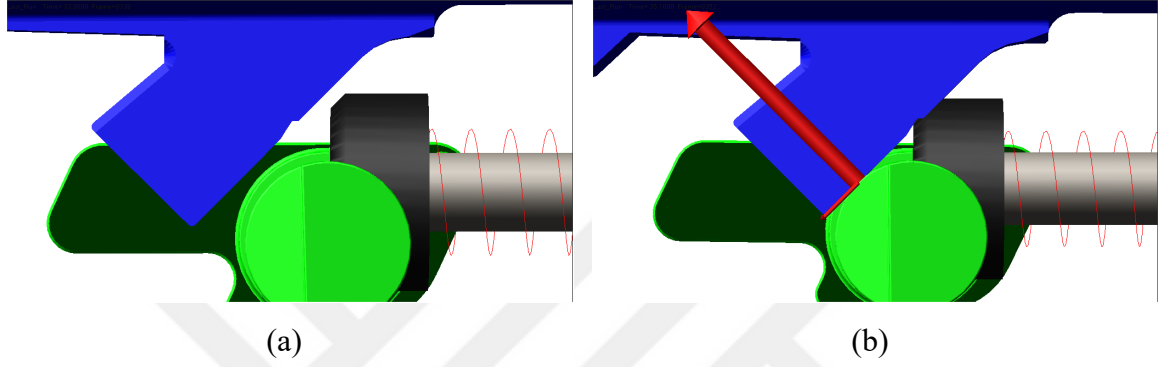
Şekil 51. Namlu kilidi için açısal ivme – zaman grafiği

Şekil 51’de gösterilen grafikte iki adet pik noktası görülmektedir. Tabanca ateşlendikten sonra geriye doğru giden kapak, irca mili yaylarını sıkıştırmaktadır. İrca mili dış silindiri, geri yönde hareketi sonucunda Şekil 52’de gösterildiği gibi irca mili kapağına tabanca ateşlendikten 5.9 ms sonra çarpmaktadır. Bu esnada Şekil 51’deki grafikte namlu kilidi açısal ivmesinin ilk pik noktası 0.7 rad/ms^2 değerinde oluşmaktadır.



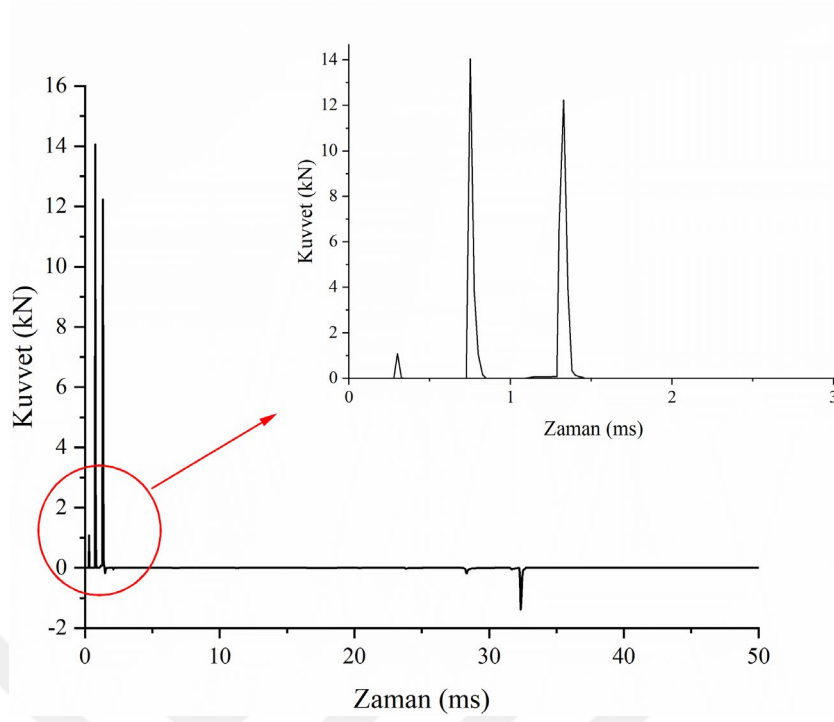
Şekil 52. İrca mili dış silindirisinin irca mili kapağına teması (a) Analizin 5.8 ms anında irca mili dış silindirisinin konumu, (b) Analizin 5.9 ms anında irca mili dış silindirisinin irca mili kapağına teması

Tabanca ile yapılan ilk atış ile mermi tahliye edildikten sonra namlu, kapak ile eski konumuna geri dönmektedir. Namlunun geri dönme hareketini namlu kilidi kısıtlamaktadır. Şekil 53'te gösterildiği gibi tabancanın ateşlenmesinden 35.1 ms sonra namlu, namlu kilidine temas etmektedir. Bu esnada Şekil 51'de verilen grafikte, namlu kilidinin açısal ivmesi 5 rad/ms^2 değerinde ikinci pik noktasına ulaşmaktadır.

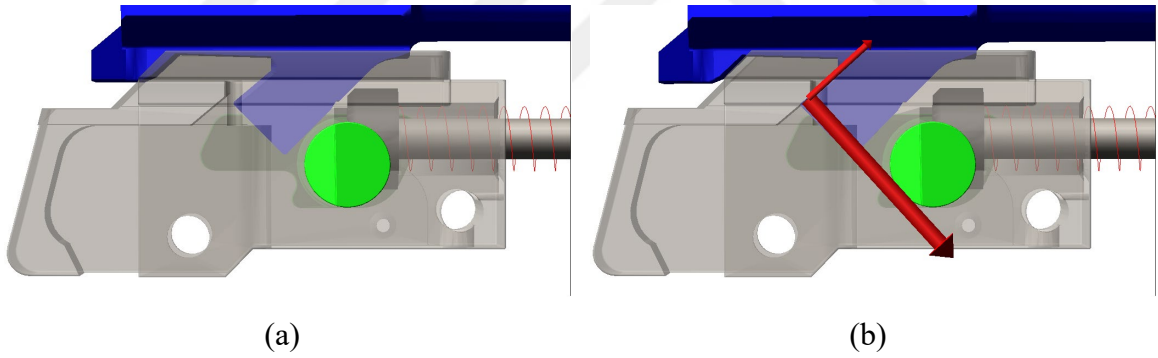


Şekil 53. Kapağın ilk pozisyonuna geri dönüşünde namlu ve namlu kilidinin temas durumu
(a) Analizin 33.8 ms'de namlunun konumu, (b) 35.1 ms'de namlunun namlu kilidine teması

Şekil 54'te kasa ve namlunun teması sonucu oluşan kuvvetin zamana bağlı değişim grafiği gösterilmiştir. Grafikte dört adet pik değeri oluşmuştur. Maksimum pik 0.8 ms'de yaklaşık 14 kN olarak ölçülmüştür. RCDA sonucu Şekil 55'te gösterildiği gibi bu esnada namlu, kasaya çarpmaktadır. Namlunun kasaya teması sonucu maksimum pik oluşur. Son pik 32.4 ms'de oluşmuştur. Şekil 54'te yer alan grafik incelendiğinde son pik değeri, ilk pik değerlerine kıyasla çok küçük olduğu için sonlu elemanlar analizinde bu kısım değerlendirmeye alınmamıştır.

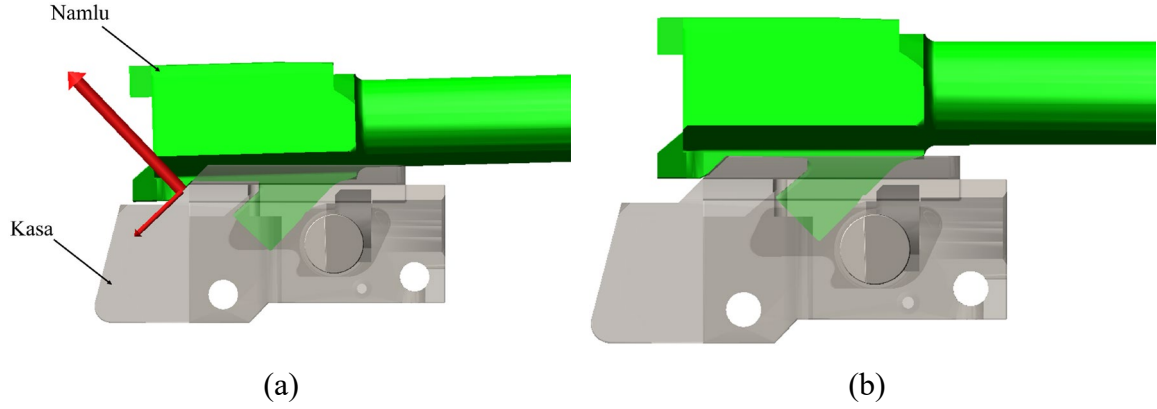


Şekil 54. Kasa ve namlu temasının zamana bağlı kuvveti grafiği



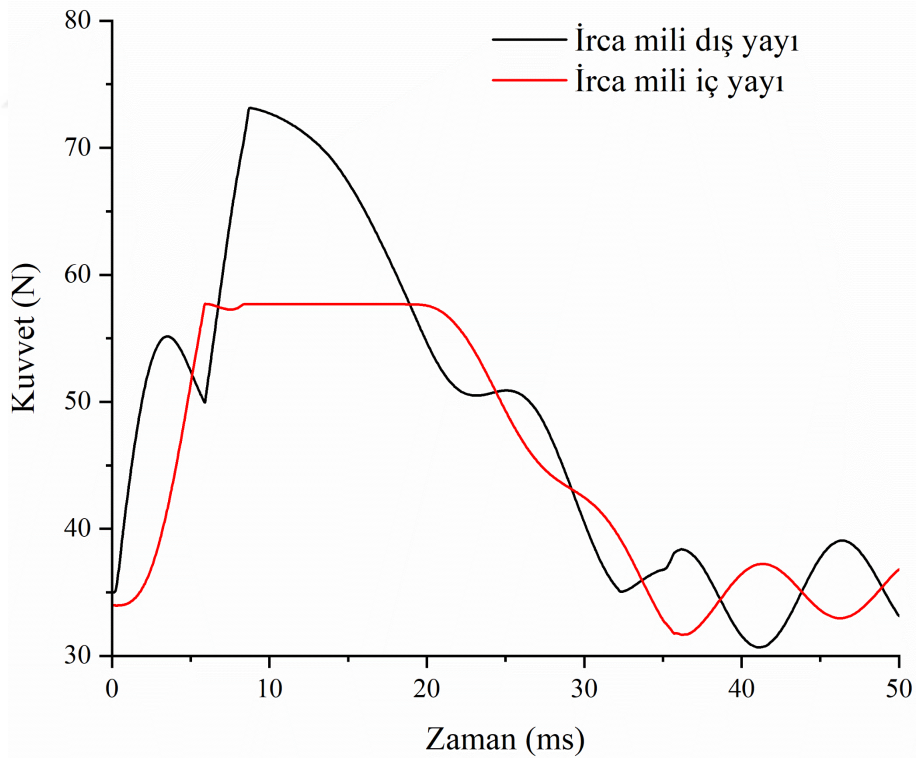
Şekil 55. Namlu ve kasanın temas durumu (a) Atış yapıldıktan 0.5 ms sonra namlunun konumu, (b) Atış yapıldıktan 0.8 ms sonra namlu ve kasanın temas durumu

Şekil 56’da gösterildiği (kırmızı ok) gibi kapağın geri dönüşü esnasında namlu, kasanın arka yüzeyine temas etmektedir.



Şekil 56. RCDA sonucu kapağın geri dönüşünde namlunun kasaya çarpma anı (a) 32.4 ms namlunun kasanın arka yüzeyine teması, (b) Namlunun 34 ms'deki konumu

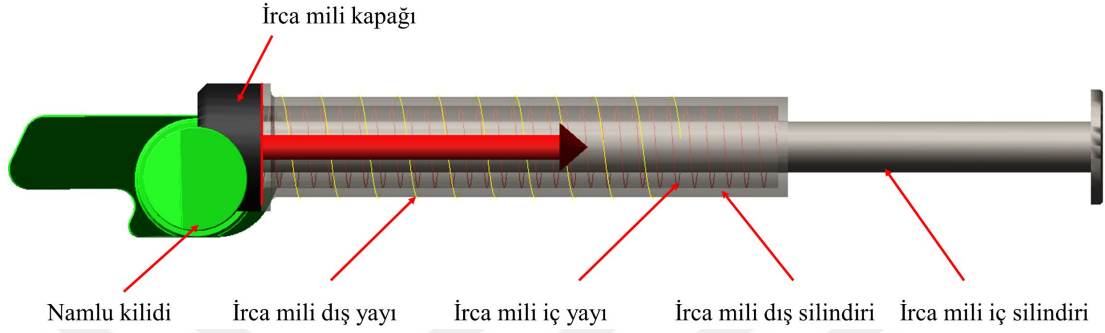
İrca mili iç ve dış yaylarının zamana bağlı kuvvet değişimi Şekil 57'de gösterilmiştir. İrca mili iç yayının maksimum kuvvet değeri 5.9 ms'de 57.7 N olarak elde edilmişken, irca mili dış yayının maksimum kuvvet değeri 8.7 ms'de 73.1 N olarak elde edilmiştir.



Şekil 57. İrca mili yayları için kuvvet – zaman grafiği

İrca mili dış silindiri, irca mili kapağına 5.9 ms'de Şekil 58'de gösterildiği gibi çarpmış (kırmızı ok) ve bu esnada irca mili iç yayı en yüksek kuvvet değerini almıştır. İrca mili dış

yayı hareketine devam ederek 8.7 ms’de 73 N’luk maksimum değerine ulaşır ve enerji depolar. 8.7 ms’den sonra irca mili yayları depoladığı enerjiyi boşaltmaya başlar. Kapak, irca mili yaylarının enerjisini boşaltmasıyla ilk konumuna geri dönmek üzere hareketine başlar.



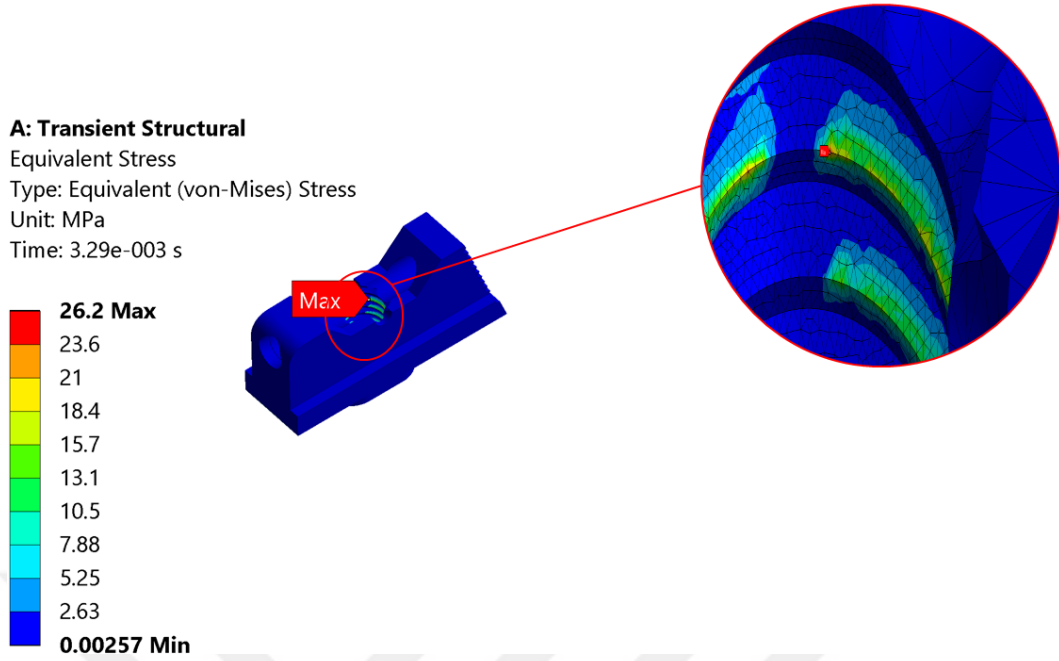
Şekil 58. İrca mili dış silindirinin irca mili kapağına teması

3.4. Sonlu Elemanlar Analizi ile Elde Edilen Bulgular

Tez çalışması kapsamında arpacık, namlu kilidi, kasa ve irca mili yaylarının SEA ile gerilme analizleri ve yorulma ömür tahminleri yapılmıştır. Her bir parça için yapılan SEA’da üç farklı eleman sayısı için farklı ağ örgülerinde analizler yapılmıştır. Elde edilen gerilme dağılımları ile incelenen parçaların yorulma ömürleri belirlenmiştir. Bu kapsamda yapılan çalışmalarda yorulma ömrü sınırı 30 bin atış olarak belirlenmiştir.

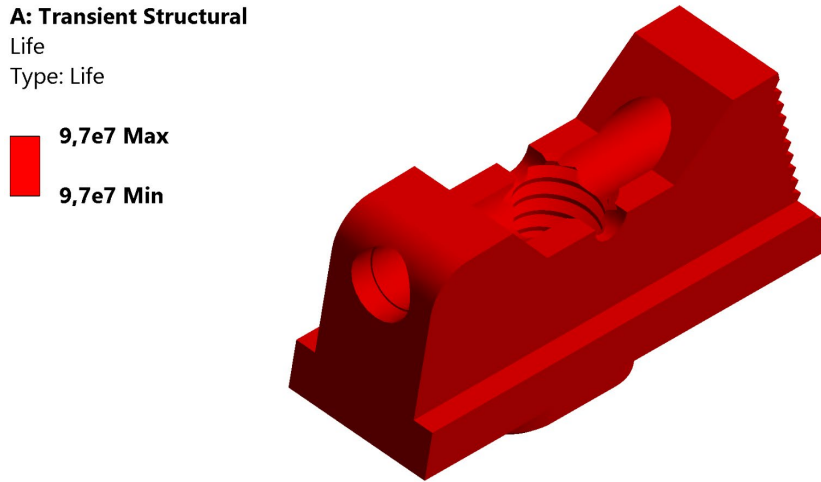
3.4.1. Arpacık için Gerilme ve Yorulma Analizleri Bulguları

Şekil 59’da arpacığın Ansys Mechanical’da yapılan sonlu elemanlar analizi sonucunda oluşan gerilme dağılımı verilmiştir. Analiz sonuçlarına göre gerilme, 26.2 MPa değerinde arpacığın vida deliği bölgesinde oluşmuştur. Tabancanın patlamasıyla birlikte gövdeye çarpıp arkaya (mermi istikametinin tersi) doğru hareketini tamamlayan kapak, arpacığın vida deliği bölgesinde gerilmelerin oluşmasına neden olmuştur.



Şekil 59. Arpacık üzerinde meydana gelen von-Mises gerilme dağılımı

Şekil 60'ta arpacık için yorulma ömrü (çevrim sayısı – atış sayısı) gösterilmiştir. Yapılan analize göre arpacık sonsuz ömür bölgesine sahiptir. Parça, hedeflenen 30 bin atış sayısında hasara uğramamaktadır.

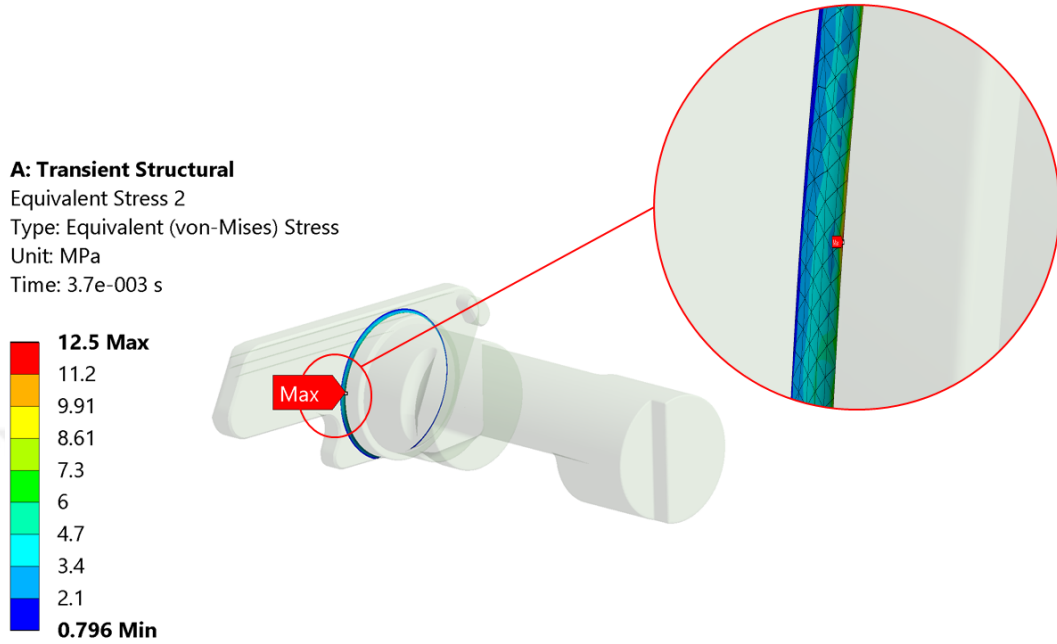


Şekil 60. Arpacık için yorulma ömrü – atış sayısı

3.4.2. Namlu Kilidi için Gerilme ve Yorulma Analizleri Bulguları

Namlu kilidinin sonlu elemanlar analizi sonucu gerilme dağılımı Şekil 61'de gösterilmiştir. Şekilden görülebileceği gibi gerilme, namlu kilidinin kesit değişimin ani

olduğu bölgede oluşmuştur. Bu bölgede oluşan gerilme değeri 12.5 MPa olarak elde edilmiştir.

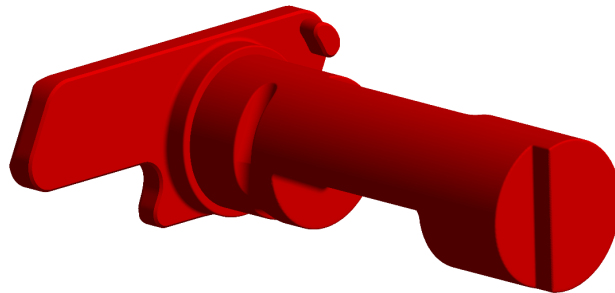


Şekil 61. Namlu kilidi üzerinde meydana gelen von-Mises gerilme dağılımı

Namlu kilidi için yapılan yorulma analizi sonucu Şekil 62’de gösterilmiş olup, parça sonsuz ömür bölgesinde çalışmaktadır. Analiz sonucunda namlu kilidinin hedeflenen 30 bin atış ömrünü sağlandığı görülmüştür.

A: Transient Structural
 Life
 Type: Life

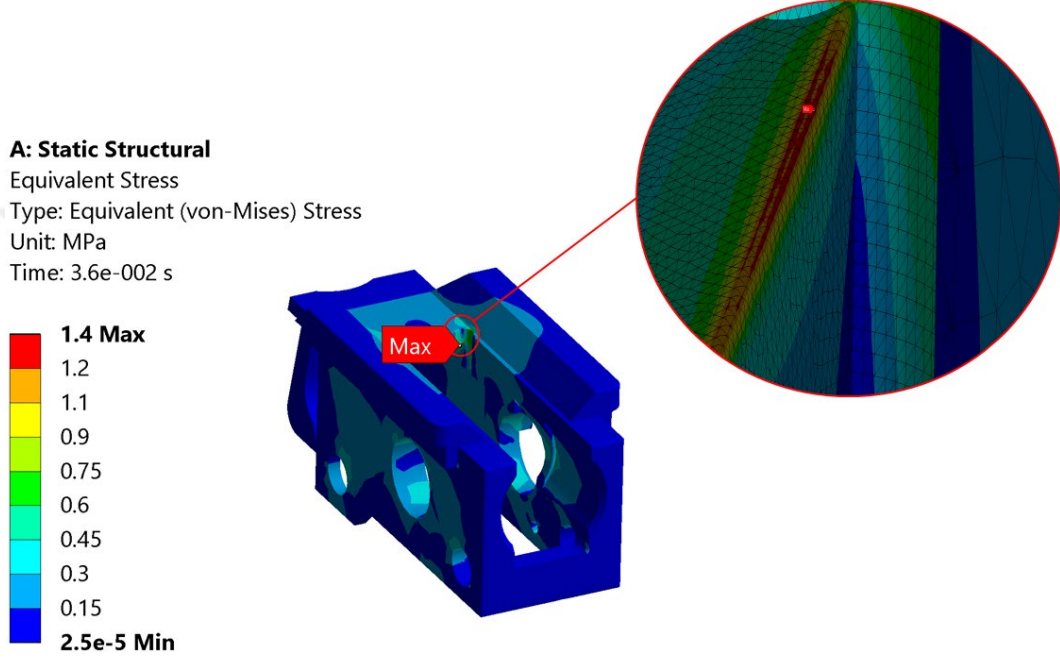
9,7e7 Max
9,7e7 Min



Şekil 62. Namlu kilidi için yorulma ömrü – atış sayısı

3.4.3. Kasa için Gerilme ve Yorulma Analizleri Bulguları

Kasa için SEA sonucunda elde edilen gerilme dağılımı Şekil 63'te verilmiştir. Kasada oluşan gerilme 1.4 MPa değerindedir. Parçada maksimum gerilme, namlunun kasaya temas ettiği yüzeyin kenarlarında oluşmuştur. Maksimum gerilmenin olduğu bölge kasanın yüzey birleşim yerlerinde oluşan gerilme yığılmalarının yüksek olduğu bölgedir.

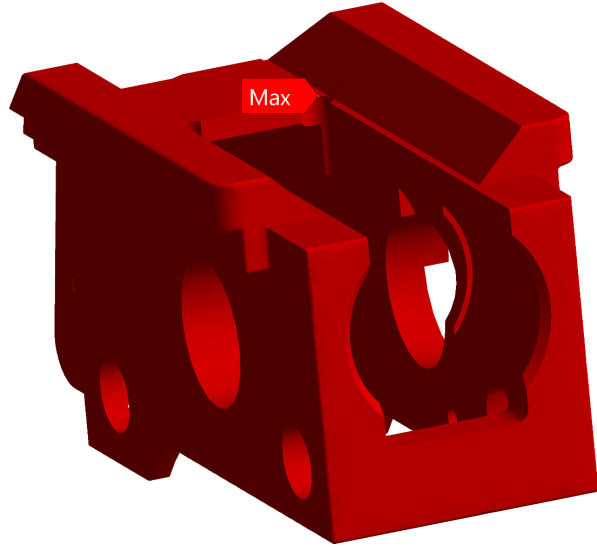


Şekil 63. Kasa üzerinde meydana gelen von-Mises gerilme dağılımı

Kasa için yapılan yorulma analizi sonucunda parçanın yorulma ömrü Şekil 64'te gösterilmiştir. Kasanın da hedeflenen 30 bin atış şartını sağladığı belirlenmiştir. Bu parça için maksimum atış ömrü 97 milyon çevrim (atış) olarak elde edilmiştir.

A: Static Structural
Life
Type: Life

9,7e7 Max
9,7e7 Min



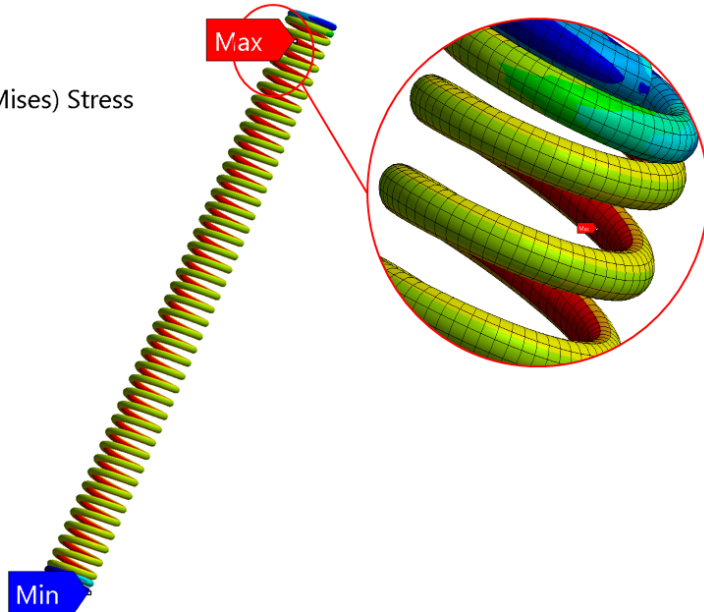
Şekil 64. Kasa için yorulma ömrü – atış sayısı

3.4.4. İrca Mili Yayları için Gerilme ve Yorulma Analizleri Bulguları

İrca mili iç yayının sonlu elemanlar analizi sonucu gerilme değeri Şekil 65'te gösterildiği gibi 1305 MPa'dır. İrca mili iç yayının gerilme dağılımı incelendiğinde maksimum gerilmenin beklendiği gibi yayın iç bölgesinde literatürle uyumlu olarak oluşmuştur (Del Llano-Vizcaya vd., 2006).

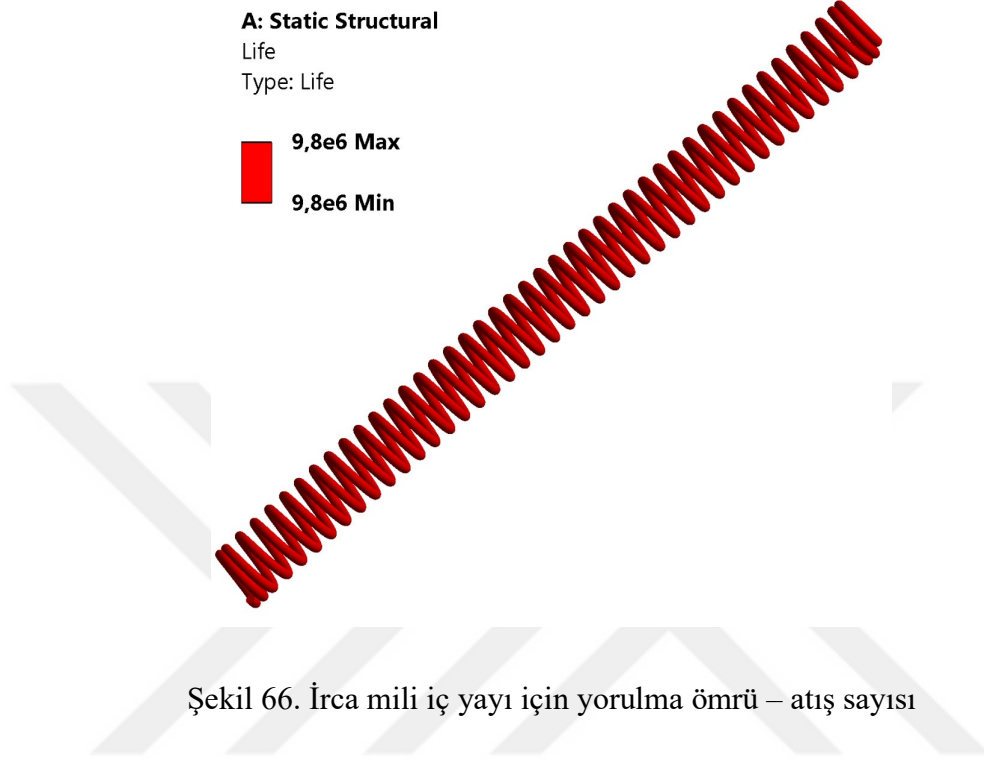
A: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1.1 s

1305 Max
1160
1015
870.01
725.01
580.01
435
290
145
3.5789e-12 Min



Şekil 65. İrca mili iç yay üzerinde meydana gelen von-Mises gerilme dağılımı

Şekil 66’da gösterilen yorulma analizi sonucu ırca mili iç yayı, sonsuz ömür bölgesinde çalışmaktadır. Yay, 30 bin atış sonucunda herhangi hasara uğramamaktadır.



İrca mili dış yayının sonlu elemanlar analizi sonucu gerilme değeri Şekil 67’de gösterildiği gibi 1147 MPa’dır. İrca mili dış yayı için maksimum gerilmeler yayın iç bölgelerinde oluşmuştur.

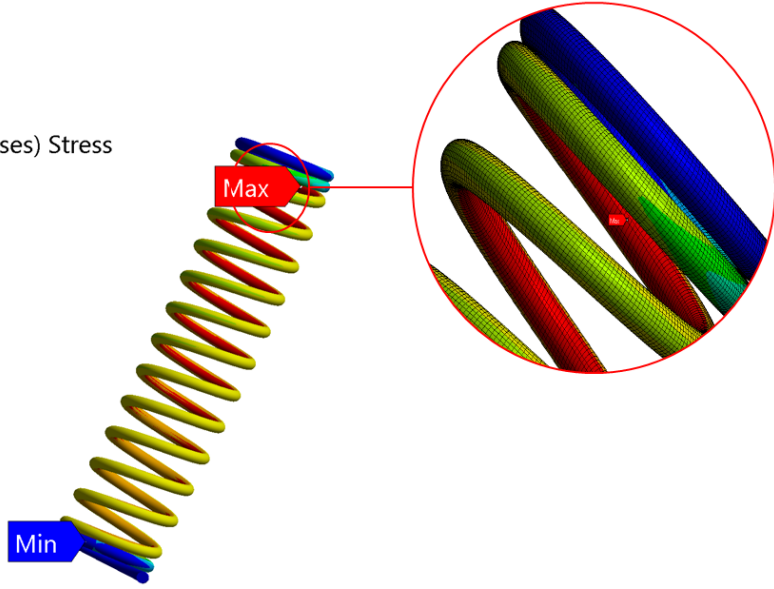
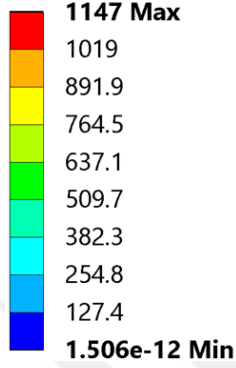
A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1.1 s



Şekil 67. İrca mili dış yayı iç yay üzerinde meydana gelen von-Mises gerilme dağılımı

İrca mili dış yayının yorulma analizi sonucu belirlenen atış ömrü Şekil 68’de gösterilmiştir. İrca mili dış yayı da sonsuz ömür bölgesinde (98 Milyon atış) çalışmaktadır.

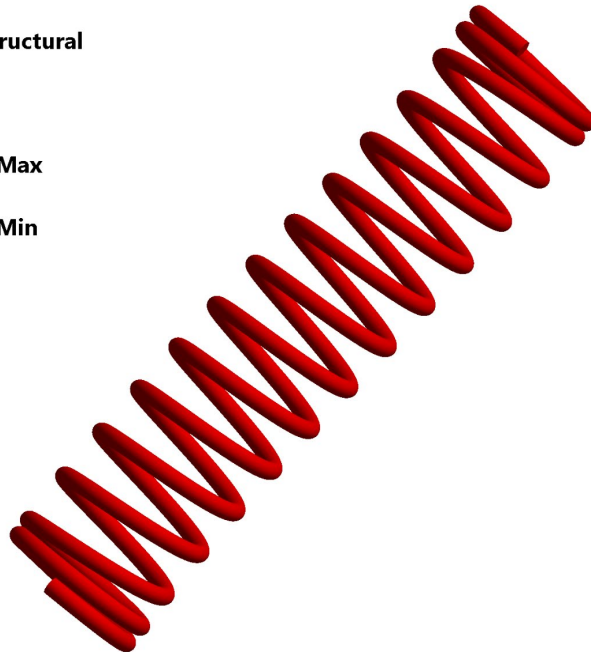
A: Static Structural

Life

Type: Life

9,8e6 Max

9,8e6 Min



Şekil 68. İrca mili dış yayı için yorulma ömrü – atış sayısı

4. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında TİSAŞ PX9 GEN3 model tabancanın dinamik davranışları deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Tabancanın geri tepme ve şahlanma kuvvetleri üretilen deney sistemi ile ölçülmüştür. Dinamik davranışların sayısal olarak incelenmesinde RCDA kullanılmıştır. RCDA sonucu elde edilen veriler ile tabanca parçalarından arpacık, namlu kilidi, kasa ve iki adet irca mili yaylarının sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizler sonucunda parçaların gerilme dağılımları elde edilmiştir. Elde edilen gerilme dağılımları ile parçaların yorulma analizleri yapılmıştır. Yapılan çalışmalar neticesinde aşağıdaki genel sonuçlara ulaşılmıştır:

1. Tez kapsamında geliştirilen ve patentine başvurulmuş (2024/003147) deney sistemiyle geri tepme ve şahlanma kuvvetleri başarılı bir şekilde ölçülmüştür.
2. Rijit cisim dinamik analizi (RCDA) ile tabancanın kinetik ve kinematik davranışları doğru bir şekilde elde edilmiştir.
3. PX9 G3 model tabancası için geri tepme ve şahlanma kuvvetlerinin maksimum değerleri 8.35 ms ve 12.4 ms'de sırasıyla 1734.26 N ve 1037.81 N olarak elde edilmiştir. Eksen kaçıklığından dolayı maksimum şahlanma kuvveti, maksimum geri tepme kuvveti zamanından sonra oluşur.
4. Deneysel elde edilen geri tepme kuvvetinin zamana bağlı değişimi, RCDA sonucu elde edilen kapağın zamana bağlı konum değişimi ile uyumlu çıkmıştır.
5. Parçaların RCDA ile elde edilen sonuçları, SEA'da girdi olarak başarılı bir şekilde kullanılmıştır.
6. PX9 GEN3 model tabancadaki arpacık, namlu kilidi, kasa ve irca mili yaylarını sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan yorulma analizlerinde sonsuz ömür bölgesinde olduğu belirlenmiştir. Bundan dolayı optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmemiştir.

5. ÖNERİLER

1. Tabancanın bütün paçalarını içine alan, üç boyutlu sonlu elemanlar modeli oluşturulabilir ve analizleri gerçekleştirilebilir.
2. Farklı tabanca ve tüfekler için de rijit cisim dinamik analizleri ve sonlu elemanlar analizleri yapılabilir
3. Optimizasyon çalışmalarıyla yeni malzeme ve geometri için kütle hafifletme çalışmaları yapılabilir.



6. KAYNAKLAR

- Allsop, D. F., & Toomey, M. A. (2004). *Small Arms General Design*. Shrivenham: Ritana Books.
- Ansys. (2021). *Mechanical User's Guide*. U.S.A.
- Aydın, M. (1995). *Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımların Yorulma Özelliklerinin İncelenmesi*. Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Trabzon.
- Badurowicz, P., Kupidura, P., & Fikus, B. (2022). Numerical and Experimental Investigation of a Short-Recoil-Operated Weapon and Impact of Construction Characteristics on its Operation Cycle. *Defence Science Journal*, 72(3), s. 326-333.
- Badurowicz, P., Kupidura, P., & Fikus, B. (2023). Numerical Parametric Analysis of PW INKA Pistol. *Problems of Mechatronics Armament Aviation Safety Engineering*, 14(2), s. 35-50.
- Badurowicz, P., Wróblewski, A., & Fikus, B. (2021). Impact of Ballistic Parameters of Used Ammunition on Stress Distribution on the Parts of the Short Recoil Operated Weapon. *Journal of Physics: Conference Series*, 2090, s. 1-8. Boston.
- Bathe, K.-J. (2014). *Finite Element Procedures*. United State of America: Prentice Hall.
- Boyer, H. E. (1985). *Atlas of Fatigue Curves*. Ohio: ASM International.
- Cronemberger, P. O., Júnior, E. P., Gois, J. A., & Caldeira, A. B. (2014). Theoretical and Experimental Study of the Interior Ballistics of a Rifle 7.62. *Revista de Engenharia Térmica*, 13(2), s. 20-27.
- Daysal, O. (2019). *Bağımsız Ön Süspansiyon Sistemine Sahip Yolcu Otobüsü İçin Salıncak Kolu Tasarımı*. Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İzmir.
- Değirmenci, E. (2010). *Yüksek Sıcaklığa ve Dinamik İç Basınca Maruz Kompozit Destekli Boru Tasarımı*. Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Kırıkkale.
- Del Llano-Vizcaya, L., Rubio-González, C., Mesmacque, G., & Cervantes-Hernández, T. (2006). Multiaxial Fatigue and Failure Analysis of Helical Compression Springs. *Engineering Failure Analysis*, 13(8), s. 1303-1313.
- Güner, F. (2019). *Hafif Silahlar ve Balistik*. Ankara: Nobel Akademik.
- Gürel, S. (2019). *Hafif Ateşli Silahlarda Kullanılan Yuvarlak ve Yassı Telden Üretilmiş Yerine Getiren Yaylarda Kuvvet Yaylarının İncelenmesi*. Gireseun Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Giresun.

- Hall, M. J. (2008). Measuring Felt Recoil of Sporting Arms. *International Journal of Impact Engineering*, 35(6), s. 540-548.
- Hall, M. J. (2015). Effects of Breech Bolt Movement on Felt Recoil of a Gas-Operated Semi-Automatic Sporting Gun. *Journal of Sports Engineering and Technology*, 229(3), s. 159-168.
- Heard, B. J. (2008). *Handbook of Firearms and Ballistics: Examining and Interpreting Forensic Evidence*. Singapur: Wiley-Blackwell.
- Jedlička, L., Komenda, J., & Beer, S. (2012). Analysis of Ballistic Characteristics of Pistol Cartridge. *Advances in Military Technology*, 7(1), s. 31-40.
- Jenzen-Jones, N. (2022). *The ARES Arms Munitions Classification System*. Avustralya: Armament Research Services.
- Koç, O., & Tınkır, M. (2023). Silah Geri Tepme ve Şahlanma Test Makinası Tasarımı ve Simülasyonu. *Konya Journal of Engineering Sciences*, 11(1), s. 220-246.
- Li, L., Lixin, W., Hongliang, Y., & Yakai, X. (2018). Research on Dynamic Modelling Methods of Gatling Gun. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 382, s. 1-5. Honolulu.
- Li, T., Wang, R., & Liu, L. (2012). Dynamic Simulation Analysis of Gatling Gun Based on Virtual Proto Model. *Advanced Materials Research*, 479-481(4), s. 748-751.
- Lukáč, T., Vitek, R., Duc, L. D., & Horák, V. (2016). Experimental Mechanical Device For Recoil Situation. *Scientific Research and Education in the Air Force*, (s. 337-344). Brno.
- Malachowski, J., Damaziak, K., Platek, P., Marcin Sarzynski, Kupidura, P., Wozniak, R., & Zahor, M. (2016). Numerical and Experimental Failure Analysis of Rifle Extractor. *Engineering Failure Analysis*, 62, s. 112-127.
- Miura, H., Matsuo, A., & Nakamura, Y. (2013). Numerical Prediction of Interior Ballistics Performance of Projectile Accelerator Using Granular or Tubular Solid Propellant. *Propellants, Explosives, Pyrotechnics*, 38(2), s. 204-213.
- Ni, J., Wang, X., & Xu, C. (2011). Virtual Test Technology Study of Automatic Weapon. *World Journal of Modelling and Simulation*, 7(2), s. 155-160.
- Özcan, B. (2019). *Kısa Namlulu Ateşli Silahlarda İç Balistiğe Bağlı Mukavemet Analizi*. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Ankara.
- Özcan, B., Kurt, A., Şeker, U., & Seyis, M. (2018). Tabanca Namlusunun Sonlu Elemanlar Yöntemi ile İç Balistiğe Bağlı Mukavemet Analizi. *3'rd International Symposium on Industrial Design & Engineering*, (s. 107-114). Antalya.
- Özmen, D., Kurt, M., Ekici, B., & Kaynak, Y. (2009). Static, Dynamic and Fatigue Analysis of a Semi-Automatic gun Locking Block. *Engineering Failure Analysis*, 16(7), s. 2235-2244.

- Öztürk, A. R. (1984). *İç Balistik*. Ankara: MKE Özel Yayınları.
- Öztürk, E. (2018). *Designing a New Rotating Gun Mechanism*. Gaziantep Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Gaziantep Üniversitesi.
- Özyılmaz, Ö. (2010). *Hafif Silah Tasarımının Balistik Açısından İncelenmesi*. Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli.
- Park, M.-S., Um, H., Ku, T.-W., & Kang, B.-S. (1999). Establishment of The System for Checking Peak Recoil Force in a Pistol. *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, 16(1), s. 87-94.
- Platek, P., Damaziak, K., Malachowski, J., & Kupidura, P. (2015). Numerical Study of Modular 5.56 mm Standard Assault Rifle Referring to Dynamic Characteristics. *Defence Science Journal*, 65(6), s. 431-437.
- Procházka, R., Stehlík, A., Kotous, J., Salvetr, P., Bucki, T., Stránský, O., & Zulic, S. (2023). Fatigue Properties of Spring Steels after Advanced Processing. *Materials*, 16(9), s. 3327.
- Şentürk, A., Işık, H., & Evci, C. (2016). Thermo-Mechanically Coupled Thermal and Stress Analysis of Interior Ballistics Problem. *International Journal of Thermal Sciences*, 104, s. 39-53.
- Shabama, A. A. (2005). *Dynamics of Multibody Systems*. New York: Cambridge University.
- Shimoseki, M., Hamano, T., & Imaizumi, T. (2003). *FEM for Springs*. Berlin: Springer Berlin Heidelberg.
- Strzelecki, P., Sempruch, J., & Tomaszewski, T. (2017). Analysis of Selected Mathematical Models of High-Cycle S-N Characteristics. *Technical Sciences*, 20(3), s. 227-240.
- Sun, Y., Li, L., & Xie, F. (2019). Research on Recoil Dynamic Characteristics of a Gatling Gun Automatic Machine. *Journal of Physics: Conference Series*, 1345, s. 1-6. Honolulu.
- Susantez, Ç. (2020). Vallier-Heydenreich Metodu ile Silahların Namlu İç Balistiğinin İncelenmesi. *Savunma Bilimleri Dergisi*, 19/1(37), s. 74-94.
- Szmit, Ł., & Wozniak, R. (2012). Specificity of Design and Action of The Weapon's Jump and Recoil Laboratory Test Stand. *Problems of Mechatronics Armament Aviation Safety Engineering*, 3(9), s. 29-40.
- Tevrüz, T. (2015). *Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri*. İstanbul: Çağlayan Kitabevi.
- URL-1. (2024, Mart 3). Canik Arms: www.canikarms.com/tr/products_detail/canik-m2f adresinden alınmıştır.
- URL-2. (2024, Mart 3). Colt: www.colt.com/detail-page/target-python adresinden alınmıştır.

- URL-3. (2024, Mart 4). Colt: www.colt.com/detail-page/classic adresinden alınmıştır.
- URL-4. (2024, Mart 5). TisasUSA: www.tisasusa.com/tisas-px-9-gen3-recoil-spring-assembly-13-2lb adresinden alınmıştır.
- URL-5. (2024, Mart 5). TisasUSA: <https://tisasusa.com/px-9-magazine-9mm-10rd/> adresinden alınmıştır.
- URL-6. (2023, Şubat 10). MKE: www.mke.gov.tr/Urunler/9-mm-x-19-Tabanca-Fisegi-Parabellum/145 adresinden alınmıştır.
- Zaloğlu, H. (2013). *Finite Element Modelling and Analysis of Recoil Springs in Automatic Weapons*. Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Ankara.



ÖZGEÇMİŞ

Tevfik MELHEM, lise eğitimini Söke Anadolu Öğretmen Lisesi'nde tamamladıktan sonra Trabzon Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2020 yılında mezun oldu. Lisans eğitimini tamamlamasının ardından Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda lisansüstü eğitime başladı. 2021 yılında TİSAŞ AR-GE merkezinde makine mühendisi olarak mesleğine başladı. 2022 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Mekanik Anabilim Dalı'na araştırma görevlisi olarak atandı ve halen bu görevine devam etmektedir. İyi derecede İngilizce bilmektedir.