

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR SİLAHLARDAKİ GERİ TEPME MEKANİZMALARININ DİNAMİK
MODELLENMESİ VE SAYISAL BENZETİMİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Didem Gülcihan TUNCER
(04220102)

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan ALLİ

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 16 Ağustos 2010

AĞUSTOS-2010

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR SİLAHLARDAKİ GERİ TEPME MEKANİZMALARININ DİNAMİK
MODELLENMESİ VE SAYISAL BENZETİMİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Didem Gülcihan TUNCER
(04220102)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 16 Ağustos 2010

Tezin Savunulduğu Tarih : 17 Eylül 2010

Tez Danışmanı :Prof. Dr. Hasan ALLİ (F.Ü)

Diğer Jüri Üyeleri :Yrd. Doç. Dr. Orhan ÇAKAR (F.Ü)

:Yrd. Doç. Dr. Oğuz YAKUT (F.Ü)

AĞUSTOS-2010

ÖNSÖZ

Çalışmalarım boyunca yardım ve katkılarını esirgemeyen; değerli hocalarım Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölüm Başkanı Sayın Prof. Dr. Hasan ALLİ ve Sayın Yrd. Doç. Dr. Oğuz YAKUT'a, MKE Ağır Silah ve Çelik Fabrikası Müdürü Sayın Faruk YENAL'a, Mühendislik Hizmetleri Müdürü Sayın Mehmet ÇANGA'ya, AR-GE Müdürü Sayın Sermet TAKAZOĞLU ile ekibine, Başkent Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölüm Başkanı Sayın Prof. Dr. Faruk ELALDI'ya, dostlarım Enver TAŞKIRAN, Emre GÜNEŞ ve Çağatay CANGÜLOĞLU'na, Erkan TİRYAKİ ve Fikret SARIKAYA'ya, her zaman yanımda olan anneannem Halise ERDEM'e, annelerim Sema AYDIN ile Gülhan TUNCER'e, babam Mürsel AYDIN'a ve eşim Bülent TUNCER'e tüm destekleri için teşekkür ederim.

Didem Gülcihan TUNCER
ELAZIĞ-2010

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	II
İÇİNDEKİLER	III
ÖZET	VI
SUMMARY.....	VII
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VIII
TABLolar LİSTESİ.....	X
SEMBOLLER LİSTESİ	XI
1. GİRİŞ.....	1
2. GERİ TEPME MEKANİZMALARI	3
2.1. Geri Tepme Mekanizmalarının Tarihçesi	3
2.2. Geri Tepme Mekanizmasının Amaçları ve Alt Sistemleri	3
2.2.1. Geri Tepme Mekanizmasının Amaçları.....	6
2.2.1.1. Momentum Transferinin Sağlanması	6
2.2.1.2. Geri Tepme Kuvvetinin Kontrolünün Sağlanması	7
2.2.1.3. Enerji Transferinin Sağlanması.....	8
2.2.2. Geri Tepme Mekanizmalarının Alt Sistemleri	9
2.2.2.1 Frenleme Sistemi	9
2.2.2.2 Yerine Getirme Sistemi.....	9
2.2.2.3 Yastıklama Sistemi	9
2.3 Geri Tepme Mekanizmalarının Tipleri.....	10
2.3.1. Hidropnömatik Tip Geri Tepme Mekanizması ve Çalışma Prensibi	10
2.3.1.1. Puteaux Mekanizması ve Çalışma Prensibi	12
2.3.1.2. St. Chamond Mekanizması ve Çalışma Prensibi	14

	<u>Sayfa No</u>
2.3.1.3. Filloux Mekanizması ve Çalışma Prensibi	15
2.3.1.4. Scheneider Mekanizması ve Çalışma Prensibi.....	17
2.3.2. Hidro-Yay Tipi Geri Tepme Mekanizmaları ve Çalışma Prensipleri	19
2.3.3. Yumuşak Tip Geri Tepme Mekanizmaları ve Çalışma Prensipleri.....	211
2.4. Yumuşak ve Hidropnömatik Tip Geri Tepme Mekanizmaları Arasındaki Farklar	23
2.5. Geri Tepme Mekanizma Tiplerinin Seçim Kriterleri	24
3. GERİ TEPME SIRASINDA OLUŞAN KUVVETLERİN BULUNMASI	24
3.1. Hareket Denklemi ve Kabuller	26
3.1.1. Kama Kuvvetinin Bulunması.....	29
3.1.1.1 Merminin Namlu İçerisindeki Hareketine Bağlı Olarak.....	29
3.1.1.2 Mermi Namluyu Terk Ederken Gaz Boşaltım Periyoduna Bağlı Olarak.....	32
3.1.1.2.1. Ağız Baskısının Frenleme Etkisi.....	38
3.1.2. Yerçekimi Kuvvetinin Bulunması.....	39
3.1.3. Net Durdurucu Kuvvetin Bulunması.....	39
3.1.3.1. Reküperatör Kuvvetinin Bulunması	41
3.1.3.2. Yatakların Sürtünme Kuvvetinin Bulunması	41
3.1.3.3. Conta ve Keçelerdeki Sürtünme Kuvvetinin Bulunması	46
3.1.3.4. Akışkan Akışının Kısılmasıyla Oluşan Kuvvetin Bulunması	48
4. GERİ TEPME MEKANİZMALARINDAKİ KONTROL ORİFİSİN TASARIMI	49
4.1. Hidrolik Akışkan ile İlgili Yapılan Kabuller	51
4.1.1. Akışkanın Sıkıştırılmaz Olduğu Kabul Edilerek Yapılan Hesaplamalar.....	51
4.1.2. Akışkanın Sıkıştırılabilir Olduğu Kabul Edilerek Yapılan Hesaplamalar.....	55
4.2. Geri Tepme Mekanizması Orifis Konumları	58

	<u>Sayfa No</u>
4.2.1. Paralel Orifisler.....	58
4.2.2. Seri Orifisler	59
4.3. Orifis Boşaltım Katsayısının Bulunması	60
5. GERİ TEPME MEKANİZMALARININ GENEL HAREKET DENKLEMİNİN ÇIKARILMASI.....	62
6. GERİ TEPME MEKANİZMALARININ GENEL HAREKET DENKLEMİNİN SAYISAL BENZETİMİ.....	64
6.1. Kama Kuvvetinin MATLAB ile Hesaplanması	66
6.2. Mesafe-Zaman, Hız-Zaman ve İvme-Zaman Grafiklerinin Karşılaştırılması....	69
6.3. Orifis Boşaltım Katsayısının ve Toplam Geri Tepen Parçaların Ağırlıklarının Değişiminin Geri Tepme Mesafesine Etkisi	74
7. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	76
KAYNAKLAR.....	77
ÖZGEÇMİŞ.....	78

ÖZET

Bu çalışma ile ağır silahlardaki geri tepme mekanizmalarının: tipleri, amaçları, fonksiyonları ile onların tasarımlarını etkileyen faktörler literatür araştırması yapılarak incelenmiş ve hidropnömatik tip bir geri tepme mekanizması için hareket denklemi çıkarılmıştır.

Hareket denkleminin çözümünde kullanılan kama kuvveti; MATLAB ortamında Le-Duc denklemleri kullanılarak hesaplanmış ve kama kuvveti-zaman grafiği elde edilmiştir. Ayrıca, geri tepen parçaların toplam ağırlığının ve orifis boşaltım katsayısının değişmesiyle geri tepme mesafesinin nasıl değiştiği incelenmiş olup 120mm'lik bir ağır silah sistemi için atışlardan elde edilen grafikler ile MATLAB - SIMULINK ortamında oluşturulan simülasyondan elde edilen grafikler (geri tepme mesafesi-zaman, geri tepme hızı-zaman) karşılaştırılmış, çıkarılan hareket denkleminin doğruluğu araştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler : Ağır silah, geri tepme mekanizması, geri tepme mekanizması tipleri, geri tepme mekanizmalarının amaçları, geri tepme mekanizması tasarımını etkileyen faktörler, kama kuvveti, orifis boşaltım katsayısı

SUMMARY

DYNAMIC MODELLING AND SIMULATION OF RECOIL MECHANISMS USED IN HEAVY WEAPONS

In this study, the types, aims, functions, of the recoil mechanisms of the heavy weapons and factors which are effecting recoil mechanism design are studied with literature search and for a hydropneumatic type recoil system's equation of motion is derived.

Breech force which is used to solve equation of motion for recoil mechanism is calculated from Le-Duc equations with a MATLAB code and breech force vs. time graph is drawn from MATLAB calculations. Also, dependence of recoil length on changing total recoiling mass and orifice discharge coefficient is studied using program code in MATLAB-SIMULINK. Simulation results and firing test results for the 120 mm heavy weapon system is compared to verify the used model.

Key Words : Heavy Weapon, Recoil Mechanism, Types of Recoil Mechanisms, Aims of Recoil Mechanisms, Factors Effecting Recoil Mechanism Design, Breech Force, Orifice Discharge Coefficient

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1. Hidropnömatik tip geri tepme mekanizması	4
Şekil 2.2. Geri tepen parçalara etki eden kuvvetler	6
Şekil 2.3. Merminin ve geri tepen parçaların hareketi	6
Şekil 2.4. Bağımsız tip hidropnömatik geri tepme mekanizmasının şematik gösterimi	10
Şekil 2.5. Bağımlı tip hidropnömatik geri tepme mekanizmasının şematik gösterimi	11
Şekil 2.6. Puteaux mekanizmasının şematik gösterimi	12
Şekil 2.7. St. Chamond mekanizmasının şematik gösterimi	14
Şekil 2.8. Filloux mekanizmasının şematik gösterimi	16
Şekil 2.9. Scheineider mekanizmasının şematik gösterimi	17
Şekil 2.10. Eş eksenli hidro-yay mekanizması	20
Şekil 2.11. Çok silindirli (eksantrik eksenli) hidro-yay mekanizması	20
Şekil 2.12. Eş eksenli Belleville yaylı hidro-yay mekanizması	21
Şekil 2.13. Yumuşak tipi geri tepme mekanizmasının şematik gösterimi	21
Şekil 2.14. Yumuşak tipi geri tepme operasyonunun şematik gösterimi	22
Şekil 2.15. Hidropnömatik tip ve yumuşak tip geri tepme mekanizmalarının karşılaştırılması	24
Şekil 3.1. Geri tepen parçaların (kama, namlu vb.) bir serbestlik dereceli modeli	26
Şekil 3.2. Geri tepme kuvvet grafiği	27
Şekil 3.3. Geri tepen parçalara etki eden kuvvetler	40
Şekil 3.4. Geri tepen parçalar üzerindeki etkiyen ve reaksiyon kuvvetleri	42
Şekil 3.5. Yiv-setlerden dolayı meydana gelen tork için kesit görünüş	44
Şekil 3.6. Tipik contalama kompleksi	47
Şekil 4.1. Geri tepme mekanizmasının kuvvet grafiği	50
Şekil 4.2. Geri tepme mekanizması için temel akışkan modeli	52
Şekil 4.3. Paralel orifisler	59
Şekil 4.4. Seri orifisler	59
Şekil 6.1. 120 mm silah sistemi geri tepme mekanizması şematik gösterimleri	65
Şekil 6.2. 120 mm silah sistemi reküperatörünün şematik gösterimleri	66

Şekil 6.3	Matematiksel modelden elde edilen kama kuvveti-zaman grafiği.....	69
Şekil 6.4.	MATLAB/ SIMULINK programının akış şeması	70
Şekil 6.5.	SIMULINK’ ten elde edilen geri tepme mesafesi-zaman grafiği	71
Şekil 6.6.	SIMULINK’ ten elde edilen geri tepme hızı-zaman grafiği	72
Şekil 6.7.	SIMULINK’ ten elde edilen geri tepme ivmesi-zaman grafiği	72
Şekil 6.8.	Atışlardan elde edilen geri tepme mesafesi-zaman grafiği.....	74

TABLÖLAR LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 6.1. Yatay pozisyonda (0°)’de atış verileri ile matematiksel modelden elde edilen verilerin karşılaştırılması.....	74
Tablo 6.2. Geri tepen parçaların toplam ağırlıklarının değiştirilmesiyle elde edilen tepe geri tepme mesafeleri.....	74
Tablo 6.3. Orifis boşaltım katsayısının değiştirilmesiyle elde edilen tepe geri tepme mesafeleri	75

SEMBOLLER LİSTESİ

A	:Namlu kesit alanı, m^2 Hidrolik akışkan haznesi alanı, m^2
A_b	:Namlu kesit alanı, m^2
A_h	:Pistonun yüksek basınca maruz etkin alanı, m^2
A_l	:Pistonun düşük basınca maruz etkin alanı, m^2
A_R	:Rekuperatör piston alanı, m^2
a	:LeDuc parametresi, m / s Yataklar arası mesafe, m
a_o	:Ortalama orifisin alanı, m^2 Geri tepme için orifis alanı, m^2
a_1, a_2	:Orifis alanları m^2
a_e	:Etkin orifis alanı, m^2
a_t	:Merminin namlu içindeki çevresel ivmesi, m / s^2
B	:Kama kuvveti, N
$B(t)$	:Zamanın fonksiyonu olarak kama kuvveti, N
B_M	:Maksimum kama kuvveti, N
B_0	:Merminin namludan çıktığı andaki kama kuvveti, N
b	:LeDuc parametresi, m Ağırlık merkeziyle yatak arasındaki mesafe, m
c	:Akışkanın özgül ısısı, $J / kg.K$
C_1, C_2, C_3, C_4	:İntegral sabitleri, Birimsiz a_1 ve a_2 orifisleri için boşaltım katsayısı
C_o	:Birimsiz a_0 etkin orifisinin boşaltım katsayısı
$D(t)$	:t süresine kadar ki kama kuvvetinin itmesi, $N.s$
$d(t)$	:Kama kuvveti grafiğinin alan merkezi, s
d_f	:Yatağın ağırlık merkezine mesafesi, m
d_p	:Yatağın namlu merkezine mesafesi, m

d_r	:Beşik yatağı ile geri tepme silindiri arasındaki mesafe, m Destekler arası mesafe, m
$e(t)$	:Geri tepme kuvvet grafiğinin alan merkezi, s
F	:Mermi üzerindeki kuvvet, N
F_0	:Hidrolik akışkanın akışının kısılmasından dolayı oluşan kuvvet, N
F_a	:Geri tepen parçaların atalet kuvveti, N
F_θ	:Contalara gelen radyal kuvvet, N
F'_r	:Yiv-set torkundan dolayı kızakta oluşan normal kuvvet, N
f_c	:Geri tepme ve yerine getirme silindirlerindeki conta ve keçelerin sürtünme kuvveti, N
f_p	:Conta ve keçelerin sürtünme kuvveti, N
f_r	:Yiv-setlerin oluşturduğu sürtünme kuvveti, N
$(f_p)_r$	:Rekuperatördeki conta ve keçelerin sürtünme kuvveti, N
G	:Namlu ağız baskısı olmadan gaz boşaltım periyodunda gaz tarafından kamaya aktarılan momentum, $N.s$
g	:Yer çekimi ivmesi 9.81 m/s^2
$H(t)$	:t zamanına kadar geri tepme kuvvetinin itmesi, kgm/s
I_p	:Merminin kütle atalet momenti, $kg.m^2$
I_B^*	:Kama kuvvetinin toplam itmesi, $kg.m/s$
I_K^*	:Direnç kuvvetinin toplam itmesi, $kg.m/s$
K	:Geri tepmeye karşı toplam sabit direnç kuvveti, N
$K(t)$	:Zamanın fonksiyonu olarak geri tepme kuvveti, N
K_a	:Rekuperatör kuvveti, N
K_f	:Kayan yüzeylerin sürtünme kuvveti, N
K_m	:Ağız baskısı fren kuvveti, N
K_R	:Geri tepme miline etkiyen net kuvvet, N
K_0	:Sabit geri tepme kuvveti, N
k	:Merminin dönme yarıçapı, m Patlayıcı gazın namluya verdiği ısı oranı

L	:Geri tepme stroğu, m
m_c	:Barut kütlesi, kg
m_p	:Mermi kütlesi, kg
m_r	:Geri tepen parçaların kütlesi, m
$m_{c\,eff}$	:Merminin etkin kütlesi, kg
m_f	:Geri hareket eden akışkanın kütlesi, kg
$m_{p\,eff}$	:Patlayıcının etkin kütlesi, kg
N_r	:Yiv-setlerin sarım açısı
n	:Gaz sabiti
P	:Gaz basıncı, Pa Akışkan basıncı, Pa Geri tepme silindirindeki yağın basıncı , Pa
P_0	:Merminin namludan çıkış anındaki gaz basıncı, Pa Atış pozisyonundaki reküperatör gaz basıncı, Pa
P_a	:Orifisteki ortalama basınç, Pa
P_b	:Gaz basıncı, Pa
P_e	:Ortalama hazne basıncı, Pa
P_f	:Gaz boşaltım periyodu (t_f) sonundaki kama basıncı, Pa
P_h	:Yüksek basınç haznesindeki basınç, Pa
P_m	:Maksimum akışkan basıncı, Pa
P_M	:Hazne tepe basıncı, Pa
P_l	:Düşük basınç haznesindeki basınç, Pa
P_R	:Contalardaki radyal yöndeki basınç, Pa
P_s	:Yay tarafından contalarda oluşturulan eksenel basınç, Pa
P_x	:Herhangi x mesafesindeki reküperatör gaz basıncı, Pa
ΔP	:Basınç farkı, Pa
$\Delta P_1, \Delta P_2$	: a_1 ve a_2 orifislerindeki basınç farkı, Pa
P_θ	:Herhangi bir geri tepme pozisyonunda contalardaki akışkan basıncı, Pa

$\dot{P}$	:Zamana bağılı basınçtaki değişim Pa / s
Q, Q_1, Q_2	:Akış debisi, m^3 / s
R	:Gaz sabiti, $J / kg.K$
R_b	:Namlu yarıçapı, m
R_1, R_2	:Yatak veya kızakların tepki kuvveti, N
T_r	:Yiv-set torku, $N.m$
T	:Namludaki gaz sıcaklığı, K
ΔT	:Hidrolik akışkandaki sıcaklık yükselmesi, K
T_b	:Namludaki gaz sıcaklığı, K
T_0	:Mermi çıkarkenki gaz sıcaklığı, K
t	:Zaman, s
t_f	:Gaz boşaltım periyodu sonu, s
t_r	:Geri tepme hareketinde geçen süre, s
t_0	:Merminin namludan çıkış zamanı, s
U_0	:Namlu boyu, m
u	:Merminin namluda aldığı yol, m
v'	:Merminin namludaki hızı, m / s
v	:Geri tepen parçaların hızı, m / s
$v(t)$	:Zamanın fonksiyonu olarak geri tepen parçaların hızı, m / s
v'_0	:Merminin namludan çıkış hızı, m / s
ΔV	:Hacimdeki toplam değişim, m^3
ΔV_c	:Sıkıştırılabilirlikten dolayı hacim değişimi, m^3
ΔV_e	:Silindir genişlemesinden dolayı hacim değişimi, m^3
V_h	:Yüksek basınç haznesinin hacmi, m^3
V_{in}	:Akışkanın başlangıç hacmi, m^3
V_x	:Herhangi bir geri tepme mesafesindeki reküperatör gaz hacmi, m^3
ΔV_x	:Reküperatör gaz hacmindeki değişim, m^3
V_0	:Reküperatör ilk gaz hacmi, m^3

$\dot{V}$	:Birim zamanda geri tepme pistonunun yer değiştirdiği hacimle orifisten geçen akışkanın hacmi arasındaki fark, m^3 / s
v	:Hız, m/s
v'	:Merminin Hızı, m/s
$v(x)$	:Piston hızı, m/s
v_0	:Mermi namluyu terk ederken ki geri tepen parçaların hızı, m/s
v_0'	:Merminin namluyu terk etme hızı, m/s
	Orifisin ortalama hızı, m/s
v_f	:Serbest geri tepme hızı, m/s
x	:Geri tepme mesafesi, m
	Pistonun yer değiştirmesi, m
x_f	:Gaz boşaltım periyodunun (t_f) sonunda geri tepen parçaların hareket mesafesi, m
x_0	:Mermi namludan çıktığı anda geri tepen parçaların aldığı mesafe, m
$\dot{x}$	:Hız, m/s
$\dot{x}_r$	:Geri tepen parçaların hızı, m/s
$\dot{x}_p$	:Mermi hızı, m/s
$\ddot{x}$	:Geri tepen parçaların ivmesi, m / s^2
W_c	:Patlayıcı ağırlığı, N
W_p	:Merminin ağırlığı, N
W_r	:Geri tepen parçaların ağırlığı, N
W_t	:Isı enerjisi,
β	:Ağız freni etki faktörü
	Akışkanın bulk modülü, Pa
γ	:Özgöl ısıların oranı
Δ	:Namlu ve hazne hacimlerinin toplamı, m^3
θ	:Namlu yükselme açısı
μ	:Namluda gazların hızı, m/s
ρ	:Hidrolik akışkanın yoğunluğu, kg / m^3

κ	:Sıkıştırılabilirlik, m^2/N
τ	:Zaman değişkeni, s
ϕ	:Gaz boşaltım süresi, s
θ_r	:Yiv-setlerin helis açısı, rad
α	:Açısal ivme, rad/s^2

1. GİRİŞ

Namlu çapı 60 kalibreden (0,6 inç veya 15 mm) büyük olan silahlara Ağır Silahlar denilmektedir. İkinci Dünya Savaşı sırasında ve savaşı takip eden yıllarda ağır silahlar

- gezici veya sahra tipi (bir yerden başka bir yere rahatça taşınabilen),
- sabit veya mevziili (bir sahil veya tahkimatlı bölge savunması için yerleştirildikten sonra, yeri pek nadir değiştirilen),

olarak, ayrıca arazide kullanımlarına göre de:

- tanklar,
- obüs ve toplar,
- havanlar

olmak üzere çeşitli sınıflara ayrılmışlardır[1].

Doğrudan saldırmak amacıyla kullanılan paletli ve zırhlı savaş araçlarına tank denilmektedir. Tanklar; ağır bir zırha, yüksek ateş gücüne ve her türlü arazide hızlı gidecek şekilde tasarlanmış sürüş takımlarına sahiptirler. Bu özellikleriyle diğer savaş araçlarından ayrılırlar. Kullanımları masraflıda olsa hedefe saldırmalarındaki başarıları sebebiyle modern ordularda tercih edilmektedir. Bunun yanında zırhlarına ve hareket yeteneklerine rağmen omuz üstünden ateşlenen anti-tank füzelerine, mayınlara, topçu ateşlerine ve hava saldırılarına karşı zayıftır[2].

Görerek veya görmeyerek yüksek açılarda hedefe ateş edebilen silahlara obüs ve top denilmektedir. Obüslerle topların arasındaki ayrım çok net değildir. 1980'li yıllara kadar namlu uzunluğu/namlu çapı oranı:

- 20'den küçük olan silahlar havan,
- 20 ile 30 arası olanlar obüs,
- 30'dan büyük olanlar ise top

olarak adlandırılmıştır[3].

Günümüzde üst aç grubu atışlarda iki veya daha çok farklı barut hakkıyla aynı noktayı vurabilen topçu silahlara obüs denilmektedir. Karada kullanılan obüsler 105 ile 203 mm arasında değişen namlu çaplarına sahiptir.

Obüsler hareket kabiliyetlerine göre:

- başka bir araçla çekilenler (çekili obüs),
- kendi motoru ile yol alan ve genellikle paletli olanlar (kundağı motorlu obüsler),

olarak adlandırılırlar [3].

Havanlar, görmeyerek atış yapabilen üst aç grubunu kullanan sabit iğneli ve kısa namlulu bir top çeşididir. Yivli ve yivsiz olmak üzere ikiye ayrılır Günümüzde 60 mm'lik(NATO), 81 mm'lik(NATO), 82 mm'lik(Rus), 106 mm'lik ve 120 mm'lik havanlar kullanılmaktadır. Düşük hazne basınçlı, ince ve hafif bir namlusu bulunan havanların menzili diğer top türlerine kıyasla kısadır [4].

Yukarıda bahsedilen ağır silahlardaki (tank, obüs vb.) geri tepme mekanizmalarının amacı; atışlar sırasında namlunun içerisindeki barutun yanması ile oluşacak olan yüksek iç balistik kuvvetlerin şiddetlerini düşürerek, bağlı bulundukları araca en az şekilde kuvvet iletimini sağlamaktır.

Bu çalışma ile ağır silahlardaki geri tepme mekanizmalarının:

- tipleri,
- amaçları,
- fonksiyonları,
- tasarımını etkileyen faktörler,

literatür araştırması yapılarak incelenmiş ve geri tepme mekanizmalarının hareket denklemi çıkarılmıştır. Ayrıca:

- Matematiksel modelde kullanılan kama kuvveti MATLAB ortamında Le-Duc denklemleri kullanılarak hesaplanmış ve kuvvet-zaman grafiği çizdirilmiş,
- Geri tepen parçaların toplam ağırlığının ve orifis boşaltım katsayısının değişmesiyle geri tepme mesafesinin zamana göre değişimi incelenmiş,
- 120mm'lik bir ağır silah sistemi için Konya-Karapınar da MKE Ağır Silah ve Çelik Fabrikası'nın yapmış olduğu atışlardan elde edilen grafikler ile MATLAB - SIMULINK ortamında oluşturulan simülasyondan elde edilen grafikler (geri tepme mesafesi-zaman, geri tepme hızı-zaman) karşılaştırılmıştır.

2. GERİ TEPME MEKANİZMALARI

2.1. Geri Tepme Mekanizmalarının Tarihçesi

Geri tepmeye yol açan olayı, Newton'un üçüncü hareket yasasıyla "Her etki, karşıt yönde ve eşit güçte bir tepki yaratır." açıklayabiliriz. Yani, atış sonrası mermi namlunun içerisinde büyük bir hızla ilerlerken silah sistemi de aynı güçle geriye doğru itilir.

Eski toplarda geri tepme gücünü ortadan kaldıracak bir yol bulunamadığı için, toplar ateşlendiğinde yaklaşık bir ya da birkaç metre kadar geriye fırlardı. İlk ateşli silahlarla birlikte geri tepme gücünü sönmeyecek yollar aranmaya başlanmıştır. Başlangıçta oldukça pahalıya mal olan bazı yaylar ve tamponlar aracılığıyla önlemler alınabilmektedir. ABD 'de Davis adlı bir deniz subayı 1910 yılında ilk kez merminin geri tepmesini ortadan kaldırmaya yönelik çalışmalar yapmıştır. Bu çalışmalar birinci dünya savaşında bazı uçaklarda kullanılmıştır. Söz konusu dönemin uçakları, hafif olduklarından büyük silahları taşıyamamış ve geri tepmeyle dengelerini yitirmiştir. Bu silahlarla atılan en büyük mermi, 5 kg ağırlığında olup bu yöntem, 1918'den sonra kullanılmamıştır. 1930'lu yıllarda ise Almanlar havadan taşınan birlikler için hafif toplara gereksinim duymuş bu nedenle de Davis'in geliştirdiği ilke yeniden ortaya çıkmıştır. Alman Krupp firması geriye doğru çeşitli maddeler atan silahlar üstünde bazı deneyler yapmış ve bir süre sonrada yeterli hızda bir gazın geri tepmeyi dengeleyebileceğine karar vermiştir[5].

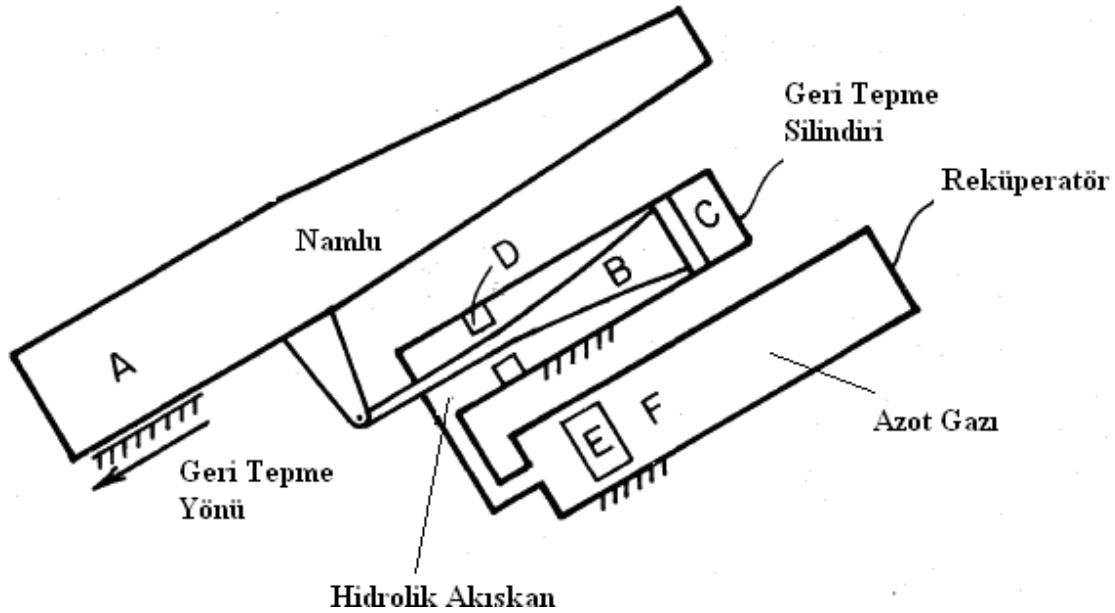
1950 ve 1960'lı yıllarda silahların dinamiği, akışkanların dinamiği ve mekanik gerilmelerin bilgisayarla analizinde sağlanan gelişmeler neticesinde farklı tiplerde geri tepme mekanizmaları üretilmiştir. Günümüzde ise modern obüs ve tankların geri tepme mekanizmaları üretilirken bilgisayar simülasyonlarından yararlanılmaktadır.

2.2. Geri Tepme Mekanizmasının Amaçları ve Alt Sistemleri

Geri tepme mekanizmasının amacı; namlu içerisindeki barutun yanması ile 5–20 ms de oluşan yüksek iç balistik kuvvetlerin şiddetlerini düşürerek uzun zaman aralıklarında (0.2–0.5 s) bağlı bulundukları araca en az şekilde kuvvetin iletilmesini sağlamaktır. Yani

geri tepme mekanizmalarından beklenen, kısa sürede oluşan pik (tepe) kuvvetlerin daha uzun sürede düşük kuvvetlere dönüştürülmesidir [6].

Geri tepme mekanizmasının çalışma prensibini anlayabilmek için Şekil 2.1’de verilen hidropnömatik tip bir geri tepme mekanizmasının şeması incelenecek olursa; A namlusuna, B çubuğu ile C pistonu bağlanmıştır. Mermi ateşlendiğinde A, B ve C geriye doğru hareket eder ve C pistonu geri tepme silindiri içindeki akışkanı B çubuğu ile kısma plakası olan D plakasının arasından geçmeye zorlar. D plakaları arasında oluşan orifis alanı başlangıçta sıvıyı hızlı bir biçimde geçirecek kadar büyüktür. Geriye doğru hareket edildiğinde B çubuğunun çapı büyüdüğü için orifis alanında daralma oluşacaktır. Akışkanın düşük hızlarında bile sabit kısılma basınç farkı oluşabilir. Bunun neticesinde sabit geri tepme kuvveti elde edilir ve bu kuvvetle A namlusu geri tepme mesafesinin sonunda dengede kalmış olur[6].



Şekil 2.1. Hidropnömatik tip geri tepme mekanizması

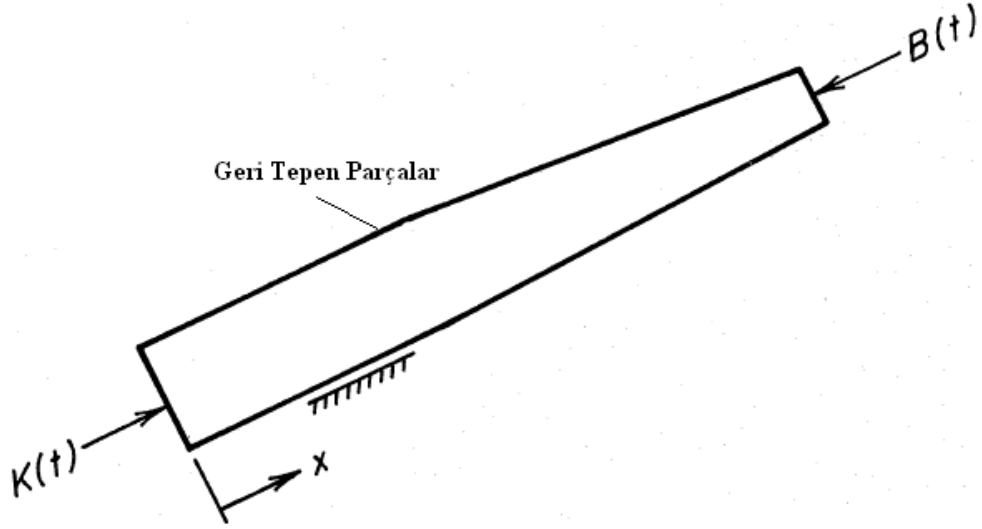
Geri tepme silindirinden sıkıştırılarak reküperatöre gönderilen hidrolik akışkan E pistonunu ileri doğru hareket ettirir ve bu piston reküperatörün F bölgesinde bulunan azot gazını sıkıştırır. Geri tepen parçalar durduğunda sıkışmış olan gaz E pistonunu bu seferde geriye doğru hareket ettirerek hidrolik akışkanın geri tepme silindirine geçmesini sağlar. Dolayısıyla da silah tekrar atış pozisyonuna gelmiş olur. Geri tepme sırasında oluşan kuvvetlere göre daha küçük kuvvetler silahı atış pozisyonuna getirmeye çalıştığı için,

silahın atış pozisyonuna gelme hızı geri tepme hızından daha düşüktür. Hidrolik akışkan orifisten düşük hızla geçtiği için harekete karşı orifiste büyük bir direnç oluşacaktır. İçerideki ve dışarıdaki yastıklar vasıtasıyla geri tepen parçaları atış pozisyonuna gelirken oluşabilecek çarpma önlenabilir[6].

Geri tepme mekanizmasını oluşturan parçaların tasarımında; özel bileşenlere ve çevresel iklim şartlarına dikkat edilmelidir. Geri tepme mekanizmalarında; yüksek basınç altında sızdırmazlığı sağlayan hidrolik contalar ve büyük yükleri taşıyabilen yataklar gibi standart olmadığı için piyasada rahatça bulunmayan özel amaçlı birçok mekanik ve hidrolik parça kullanılmaktadır.

Geri tepme mekanizmalarının tasarımında önemli olan noktalardan biri de orifis alanı ile geri tepme mesafesinin kıyaslanmasıdır. Değişik tiplerdeki geri tepme mekanizmalarının seçimi ne tür bir silahta kullanılacaklarına bağlı olarak değişmektedir. Tank tipi araçlarda geri tepme mekanizmasının stroğunun az olması gerekirken, saha tipi çekili obüslerin stroğunun uzun olması gerekmektedir. Kendinden ateşlemeli ve çekili olan silah sistemlerinde ise taşıyıcı araba üzerine etki eden max. geri tepme kuvvetinin en düşük seviyede olması gerekmektedir. Geri tepme mekanizmaları çekili olan silah sistemleri için büyük önem arz etmektedir.

Zamanın fonksiyonu olarak oluşan kama kuvveti $B(t)$ ve yine zamanın fonksiyonu olarak oluşan durdurucu kuvvetlerin toplamı $K(t)$ Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Atış sonrasında oluşan bu büyük kuvvet hafif olan merminin yüksek hızla namluyu terk etmesini sağlarken, kütleye ağır olan geriye doğru tepen parçaların da düşük hızlarda hareket etmesine neden olur. Geri tepme mekanizması tarafından hareket durdurulur. $K(t)$ kuvvetinin maksimum değeri iç balistik kuvvetinin maksimum değerinden çok daha düşüktür[3].

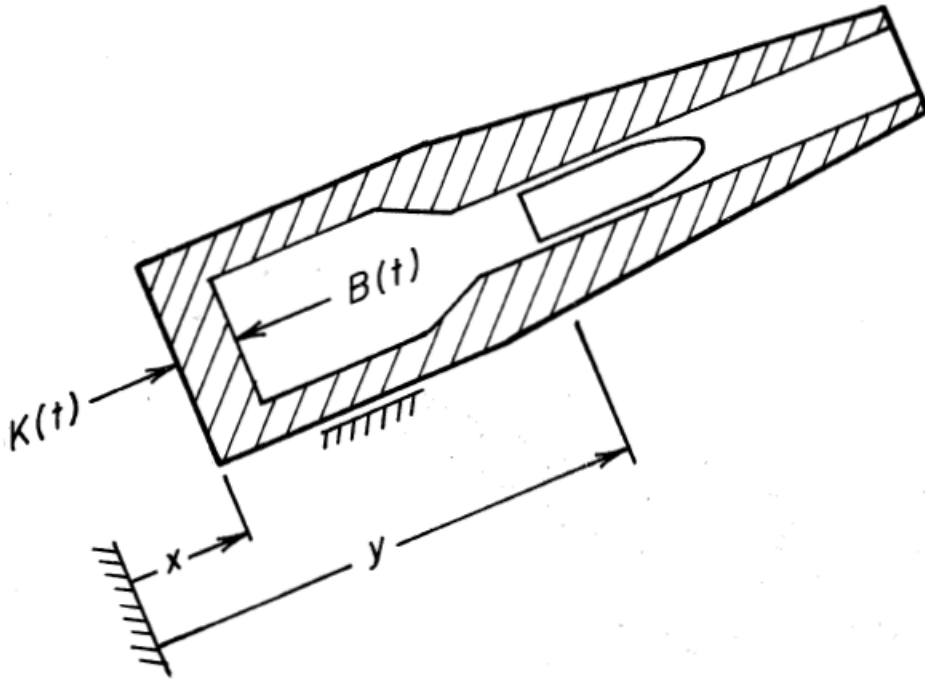


Şekil 2.2. Geri tepen parçalara etki eden kuvvetler

2.2.1. Geri Tepme Mekanizmasının Amaçları

2.2.1.1. Momentum Transferinin Sağlanması

Mermi ile geri tepen parçaların bağıl hareketi Şekil 2.3’de şematik olarak görülmektedir. Barutun yanması ile oluşan gaz basıncı, mermiyi ileri doğru itelerken namlu ve ona bağlı parçaları da geriye doğru iter. Kama kuvveti $B(t)$, basıncın etki ettiği deliğin kesit alanının basınçla çarpımı ile bulunur[6].



Şekil 2.3. Mermi ve geri tepen parçaların hareketi

Mermi namluyu terk ederken merminin ileri doğru olan momentumu yaklaşık olarak geriye doğru hareket eden parçaların momentumuna eşit olur. Yani,

$$m_r \dot{x}_r + m_p \dot{x}_p = 0 \quad (2.1)$$

dir.

Momentum transferine örnek olarak; ağırlığı 45 kg olan bir Merminin namluyu terk ediş hızı 660 m/s ve geri tepen paçaların ağırlığı da 3600 kg olursa, geri tepen parçaların hızı Eş. 2.1'den ;

$$3600 \dot{x}_r + (45)(660) = 0$$

$$\dot{x}_r = -\left(\frac{45}{3600}\right)660 = -8.25 \text{ m/s}$$

olarak bulunur.

2.2.1.2. Geri Tepme Kuvvetinin Kontrolünün Sağlanması

Şekil 2.3'deki K(t) kuvvetinin belirlenmesinde geri tepme mesafesinin bilinmesi gerekmektedir. Geri tepen parçaların kinetik enerjisindeki değişim, fizik kanunlarına göre geri tepme esnasında geri tepen parçalara etki eden bütün kuvvetler tarafından yapılan işe eşittir.

$$LK_0 = \frac{(m_r)(\dot{x}_r)^2}{2} \quad J \quad (2.2)$$

Buna göre ortalama hareketi durdurucu kuvvet $K_0 = KE/L$ dir.

K(t)'nin hesabının kolay olması için sabit K_0 değerinde olduğu kabul edilip, momentum transferindeki veriler kullanılır ve geri tepme mesafesi 1,5 m alınır[6].

$$K_0 = \frac{(3600)(8.25)^2}{(2)(1.5)}$$

$$K_0 = 81.67 \text{ kN}$$

olarak bulunur.

Barutun yanmasıyla haznede oluşan maksimum kuvvet,

$$B(t)_{\max} = A_b P_b \quad N \quad (2.3)$$

dir. Namlu çapı 155 mm olan bir silahta maksimum yakıt basıncı 344.7 MPa'dır [6].

$$B(t)_{\max} = 344.7 \left(\frac{\pi}{4} \right) (0.155)^2 = 6504 \quad kN$$

Örnekten de görüleceği üzere geri tepme mekanizması kullanılmamış olsaydı bu büyük kuvvet doğrudan taşıyıcı üzerine etki edecekti. Geri tepme mekanizması ile namlu içerisinde oluşan ve kamaya etki edecek kuvvet yaklaşık olarak 1/80 oranında düşürülerek taşıta etki etmesi sağlanmıştır.

2.2.1.3. Enerji Transferinin Sağlanması

Geri tepme esnasında oluşan Eş. 2.2'nin sağ tarafındaki kinetik enerji; sürtünme kuvveti, reküperatör kuvveti ve akışkanın kısılması esnasında oluşacak türbülansla ortaya çıkacak olan enerjiye eşittir. Sürtünme ve reküperatör kuvvetleri akışkan kısılması kuvvetine göre çok küçük oldukları için yaklaşık bir çözüm için ihmal edilebilirler.

$$W_t = LK_0, \quad J \quad (2.4)$$

Geri tepme kuvveti tarafından yapılan iş sıvıda bir ısı artışı meydana getirir. Meydana gelen ısı artışı ise aşağıdaki gibi olur.

$$W_t = m_f c \Delta T, \quad J \quad (2.5)$$

Seri atışlarda sıvının soğuması için yeterince beklenmezse hidrolik akışkanda sürekli bir ısı artışı meydana geleceği için silah tasarımlarında bu durumun da göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

2.2.2 Geri Tepme Mekanizmalarının Alt Sistemleri

Silah sistemi tasarımlarında çeşitli tiplerde geri tepme mekanizmaları kullanılmakta olup, bu mekanizmalarının da çeşitli alt sistemleri bulunmaktadır. Tüm geri tepme mekanizmaları, geri yönde oluşan hareketi belirli bir mesafede durdurmaya ve silahı eski pozisyonuna getirmeye çalışırlar. Dolayısıyla geri tepme mekanizmaları silahın performansını, kararlılığını, ağırlığını doğrudan etkilediği için silah sistemine uygun olarak ve doğru alt sistemler seçilerek tasarlanmalıdır.

Geri tepme mekanizmaları üç ana sistemden oluşur:

- Frenleme sistemi,
- Yerine getirme sistemi,
- Yastıklama sistemi,

2.2.2.1 Frenleme Sistemi bir hidrolik silindir ve pistondan (Şekil 2.1) oluşmaktadır. Geri tepen parçaları durdurmaya yaramaktadır.

2.2.2.2 Yerine Getirme Sistemi reküperatör ve yerine getirme silindirinden oluşmaktadır. Buradaki Reküperatör enerji depolayıcı olarak kullanılmakta olup hidro-yay ya da hidropnömatik tipli olabilir. Geri tepen parçaların atış pozisyonuna tekrar geri gelmesi reküperatör tarafından depolanan enerji ile sağlanmaktadır. Enerjinin depolanması; yay tipi olan reküperatörlerde yayın sıkıştırılmasıyla, pnömatik tip de olanlarda ise gazın sıkıştırılmasıyla olur. Silah sisteminin tüm atış açılarında kararlılığını sağlayabilmesi için, reküperatöre önceden bir miktar enerji yüklenmelidir[6].

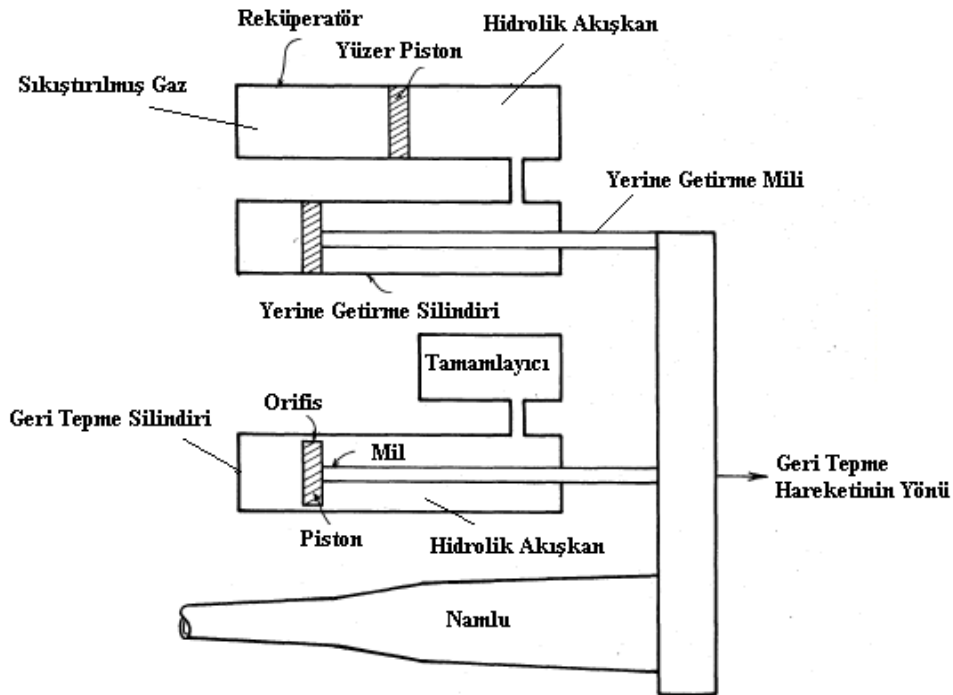
2.2.2.3 Yastıklama Sistemi frenleme sistemine benzer olarak çalışmakta olup düşük enerji seviyelerinde de çalışabilmektedir. Yastıklama sisteminin ve yastıklama işlevini görebilecek herhangi bir ekipmanın olmadığı durumlarda, mekanizma yerine gelirken çok sert bir çarpma olacağı için silah zarar görecektir. Yastıklama sistemi olmayan silahlarda, kayan yüzeyler ile conta ve keçelerde meydana gelen sürtünme kuvveti yastıklama işlevini yerine getirmektedir[6].

2.3. Geri Tepme Mekanizmalarının Tipleri

2.3.1 Hidropnömatik Tip Geri Tepme Mekanizması ve Çalışma Prensibi

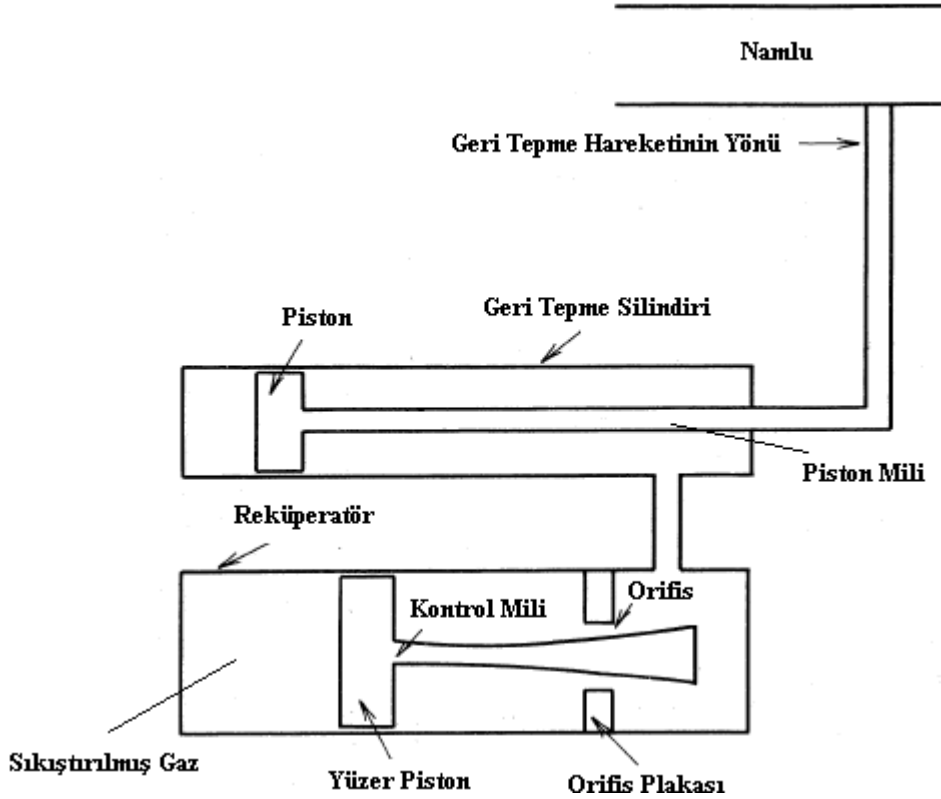
Hidropnömatik tip geri tepme mekanizmalarındaki yerine gelme sisteminde reküperatör kullanılmakta olup reküperatörde kullanılan azot gazının sıkıştırılmasıyla geri tepme enerjisinin bir kısmı depolanmaktadır. Geri tepme bittikten sonra ise sıkışan azot gazı genişlemekte ve bu genişlemeyle de geri tepen parçalar atış durumuna tekrar geri gelmektedir. Kalan enerjinin büyük bir kısmı ise akışkan kısılması ile (değişken alanlı orifis kullanılarak) sönmelenmektedir. Yerine getirmede kullanılan yastıklama sistemi frenleme sistemi ile birleşik ya da ayrı olabilir.

Hidropnömatik tip geri tepme mekanizmaları bağımlı veya bağımsız tip olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Şekil 2.4’de gösterilen bağımsız tip mekanizmalarda reküperatör ve frenleme sistemi birbirinden ayrıktır. Reküperatör ile frenleme sisteminin piston milleri doğrudan geriye doğru tepen parçalara bağlıdır. Frenleme silindirindeki akışkanın orifis içerisindeki bir taraftan diğer tarafa doğru akışı, gerekli durdurma kuvvetini oluşturur. Bununla beraber yerine getirme silindirindeki akışkan reküperatöre dolarak geri tepme sırasında gazı sıkıştırır. Hareketin yer değiştirmesiyle de silah tekrar atış pozisyonuna geri gelir. Reküperatör içerisindeki gaz ile hidrolik akışkanı yüzer piston birbirinden ayırmaktadır [6].



Şekil 2.4. Bağımsız tip hidropnömatik geri tepme mekanizmasının şematik gösterimi

Şekil 2.5’deki bağımlı tip geri tepme mekanizmalarında ise sadece frenleme pistonunun mili geri tepen parçalara bağlıdır. Frenleme silindirindeki akışkan, geri tepme esnasında reküperatöre gönderilir ve reküperatör içindeki değişken alanlı orifisten geçmeye zorlanır. Reküperatör doğrudan frenleme silindrine bağlıdır. Bağımsız tipte olduğu gibi reküperatörün içerisinde gazı ve akışkanı birbirinden ayıran yüzer piston vardır.



Şekil 2.5. Bağımlı tip hidropnömatik geri tepme mekanizmasının şematik gösterimi

Bağımlı tip hidropnömatik geri tepme mekanizmaları çoğunlukla çekili tip obüslerde (toplarda) kullanılırken, bağımsız tip geri tepme mekanizmaları kundağı motorlu silah sistemlerinde kullanılmaktadır.

Hidropnömatik Sistemlerin Avantajları:

- Güvenirlilik,
- Uzun Süreli dayanıklılık,
- Hassas ayarlanabilme,
- Uzun mesafeli geri tepmelere müsaade etmesi,
- Tasarım kolaylığı,

dır.

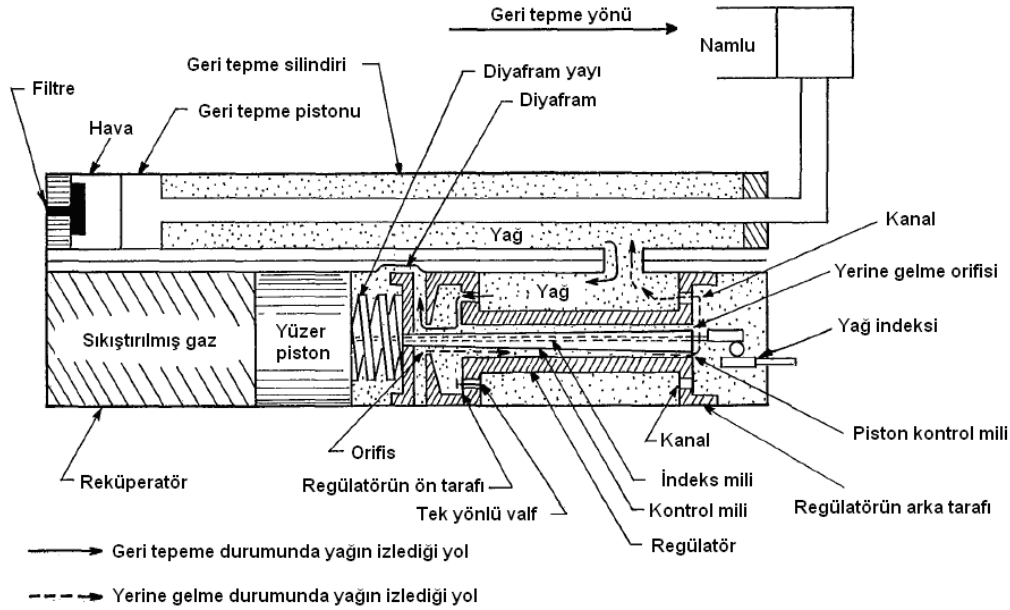
Hidropnömatik Sistemlerin Dezavantajları:

- Üretimleri pahalıdır ve üretilebilmeleri için uzmanlaşmış olmak gerekir.
- Depolama alanlarında beklerken iç korozyonunun olmaması için özel bakıma ihtiyaç vardır.
- Bazı silindirlerin iç yüzeylerinde yüksek yüzey kalitesine ihtiyaç vardır. Pürüzler conta ve keçelerin kolay yırtılmasına sebep olduğu için sızdırmazlığın sağlanması zorlaşır.
- Değişik ortam sıcaklıkları gaz basıncında değişikliklere yol açar. Bunu önlemek için ekstra önlemlere ihtiyaç vardır.
- Atışlar arasında geçen süre belirli bir zamanda olmalıdır. Bu zaman aralığı çok kısa olursa, oluşan ısı nedeniyle keçeler etkilenir ve sızdırmazlık zorlaşır.

Hidropnömatik tip geri tepme mekanizma tipleri aşağıdaki gibidir:

2.3.1.1 Puteaux Mekanizması ve Çalışma Prensibi

Şekil 2.6’da gösterildiği gibi bağımlı tip hidropnömatik bir mekanizmadır. Puteaux mekanizmasının hidrolik freni bir kanal aracılığı ile reküperatöre bağlanmıştır. Kuvvetin büyüklüğü reküperatör içerisindeki kısılma ile sağlanmakta olup, reküperatör; regülatör, kontrol (kısılma) mili, yüzer piston ve diğer parçalardan oluşmaktadır.



Şekil 2.6 Puteaux mekanizmasının şematik gösterimi

Regülatör; üç farklı silindirik kesite sahip olup, baş ve son kısmı orta bölgeden daha büyük bir çapa sahiptir. Regülatör sabittir ve reküperatöre vidalanarak bağlanmıştır. Regülatörün ön kısmında bir oyuk vardır. Ön kısmın arka tarafında geri tepme esnasında akışın bir yönde olmasını sağlayan tek yönlü valfler vardır. Regülatörün orta kısmında sabit çaplı bir kanal bulunmaktadır. Bu kanal hem mile kılavuzluk yapmakta hem de silah atış pozisyonuna gelirken akışkanın arka tarafa geçmesini sağlamaktadır.

Kontrol(kısılma) mili; koniktir ve orifis içinden geçmektedir. Bu mil merkezli bir biçimde bir tarafından diyaframa sabitlenmiştir.

Yüzer piston; reküperatör gazıyla hidrolik akışkanı birbirinden ayırır. Bu piston diyaframın önünde yer almaktadır. Diyafram ile piston arasında bir yay vardır. Bu yay hareket başlamadan hemen önce diyaframı orifise doğru iter. Piston üzerinde, kısılma milinin içindeki delikten geçerek yağ indeksini tahrik eden bir de mil bulunmaktadır. Yeni tip bir Puteaux mekanizmasının tasarımına ihtiyaç duyulduğunda temel yapı bozulmadan bazı değişiklikler yapmak mümkündür.

Geri tepme esnasında hareketi durdurucu kuvvet; geri tepme pistonunun önünde meydana gelen basınç artışıyla oluşur. Piston; regülatör içindeki sıvıyı tek yönlü valfden geçirip orifisin içinden geçmeye zorlar. Orifisin içinden geçen akışkan da diyaframa bir kuvvet uygulayarak yüzer piston aracılığıyla gazı sıkıştırmaya çalışır. Diyafram ileri doğru hareket ederken uygun koniklik verilmiş olan mili orifisten çekerek orifis alanında değişikliğe yol açmaktadır. Geri tepme enerjisi çoğunlukla akışkanın bu hareketiyle sönmölenmektedir. Enerjini bir kısmı gazın sıkıştırılması ile depo edilirken, çok az bir kısmı da hareketli parçaların sürtünmesi ile sönmölenir. Geri yönde hareket bittikten sonra hidrolik akışkanın akış yönü tersine döner ve silah atış pozisyonunu alır. Gaz basıncı yüzer pistonu başlangıç pozisyonuna getirmeye çalışır. Bundan dolayı hidrolik akışkan diğer yönde hareket etmeye başlar. Akışkanın bu hareketinde akışkan başlangıçtakinden farklı bir yol izler. Tek yön valfleri kapalıdır ve akışkan, kısılma milinin hareket ettiği regülatörün ortasındaki kanaldan geçmektedir. Silah atış pozisyonuna geri gelirken hareket hızını kontrol etmek için regülatör kanalının duvarlarında oyuklar bulunmaktadır.

Puteaux mekanizmasının avantajları:

- Az yer kaplar,
- Hafiftir,
- Strok değişiklikleri yapmaya uygundur,

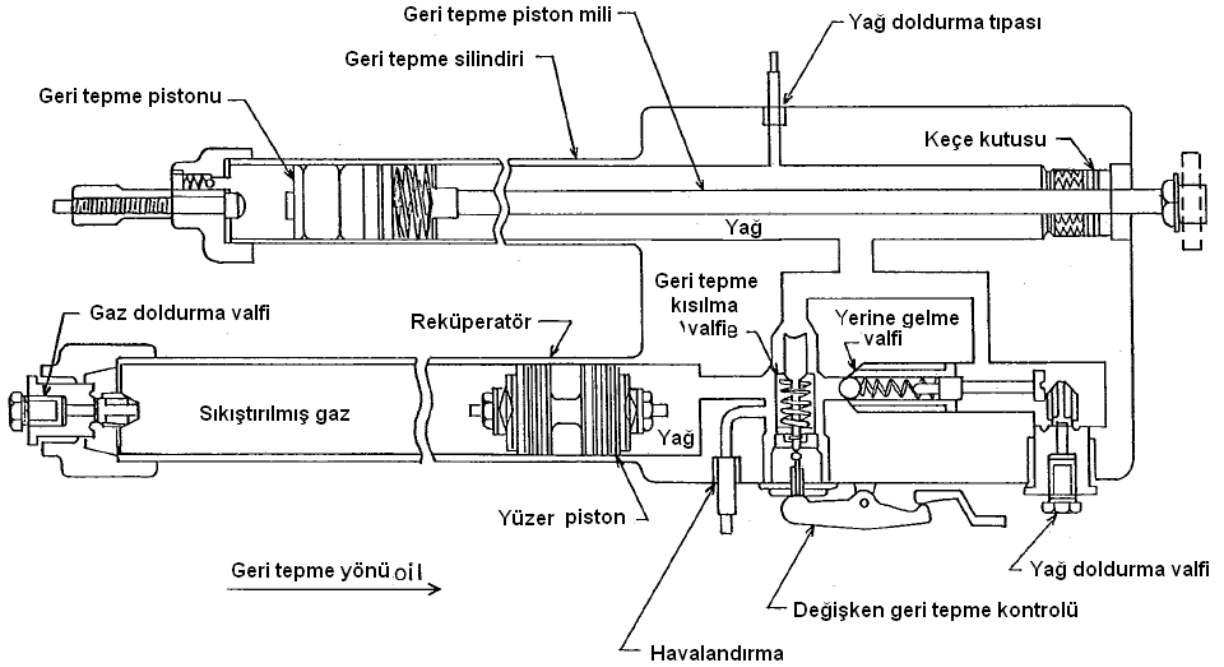
- Silah sistemine tek mille bağlıdır.

Puteaux mekanizmasının dezavantajları:

- Diyafram ile yüzer piston arasında kalan yetersiz akışkan rezervi nedeniyle yüksek atış açılarında silahın atış yapmasına müsaade etmez,
- Bakım onarımı uzmanlık ister,
- Yerine getirme işleminin kontrolü sınırlıdır.

2.3.1.2 St. Chamond Mekanizması ve Çalışma Prensibi

Şekil 2.7’de gösterildiği gibi St. Chamond tipi mekanizma, bağımlı tip hidropnömatik bir mekanizma olup; geri tepme silindiri, yüzer pistonlu reküperatör ve ayrı bir yastıklama ünitesinden oluşur. Geri tepme hareketinde hidrolik akışkanın hareketi geri tepme silindiri ile reküperatör arasında bulunan yay baskılı bir valf aracılığı ile kontrol edilmektedir. Değişken geri tepme; valfin açılma limitleri değiştirilerek sağlanmaktadır. Geri tepme kuvvetini oluşturan basınç, valfin açıklığına ve geri tepme hızına bağlıdır.



Şekil 2.7. St. Chamond mekanizmasının şematik gösterimi

Silahın yerine gelme hareketinde ise tek yönlü valf açılmakta ve hidrolik akışkan reküperatörden geri tepme silindrine geçmeye başlamaktadır.

St. Chamond mekanizmasının avantajları:

- Tüm atış açılarında değişken geri tepme stroğu sağlayabilirler,
- Az yer kaplarlar,
- Hafiftirler.

St. Chamond mekanizmasının dezavantajları:

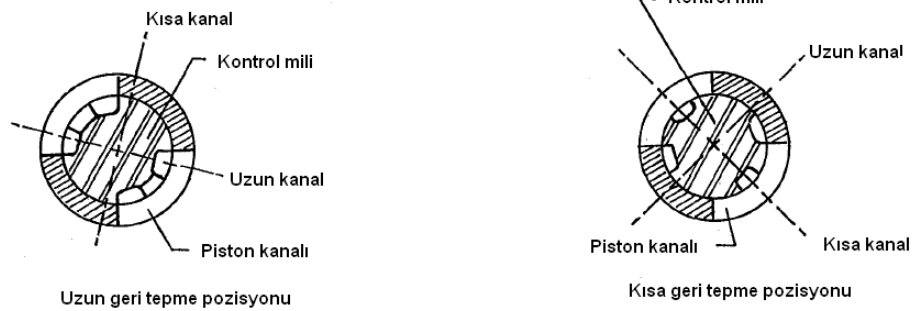
- Yetersiz akışkan beslenmesi durumunda yüksek atış açısı sağlayamazlar,
- Akışkan indeksleri yoktur,
- Onarımı özel ekipman ve uzmanlık gerektirmektedir.

2.3.1.3 Filloux Mekanizması ve Çalışma Prensibi

Şematik gösterimi Şekil 2.8’de gösterilmiş olup, değişken stroklu geriye harekete müsaade eden bağımsız tip hidropomatik tip bir mekanizmadır. Bu mekanizmada; geri tepme silindiri, reküperatör ve ayırık yerine getirme silindiri vardır.

Geri tepme silindirinde; geri tepme pistonu, ortası delik piston mili, kontrol mili ve yastık vardır. Pistonda birbirine göre 180 derece açıyla yerleştirilmiş ve akışkanın basınç tarafındaki ortası delik piston miline geçişi sağlayan iki tane kanal vardır. Kontrol mili konik değildir. Biri uzun diğeri kısa iki tane boyuna kanal vardır. Kısa kanal yüksek atış açılarında akışkan hareketini düzenlerken uzun kanal uzun stroklu geri tepme istenildiğinde kullanılmaktadır. Kontrol mili bir dişli mekanizması aracılığıyla döndürülerek uygun kanalın piston kanalı ile uygun pozisyonda olması sağlanmaktadır.

Silah yerine gelirken herhangi bir kısılma işlemi yapılmaz, yerine gelme işleminde yastıklama geri tepme silindirindeki ayırık bir yastık ile yapılmaktadır.



b- Geri tepme silindiri

Filloux mekanizmasının avantajları;

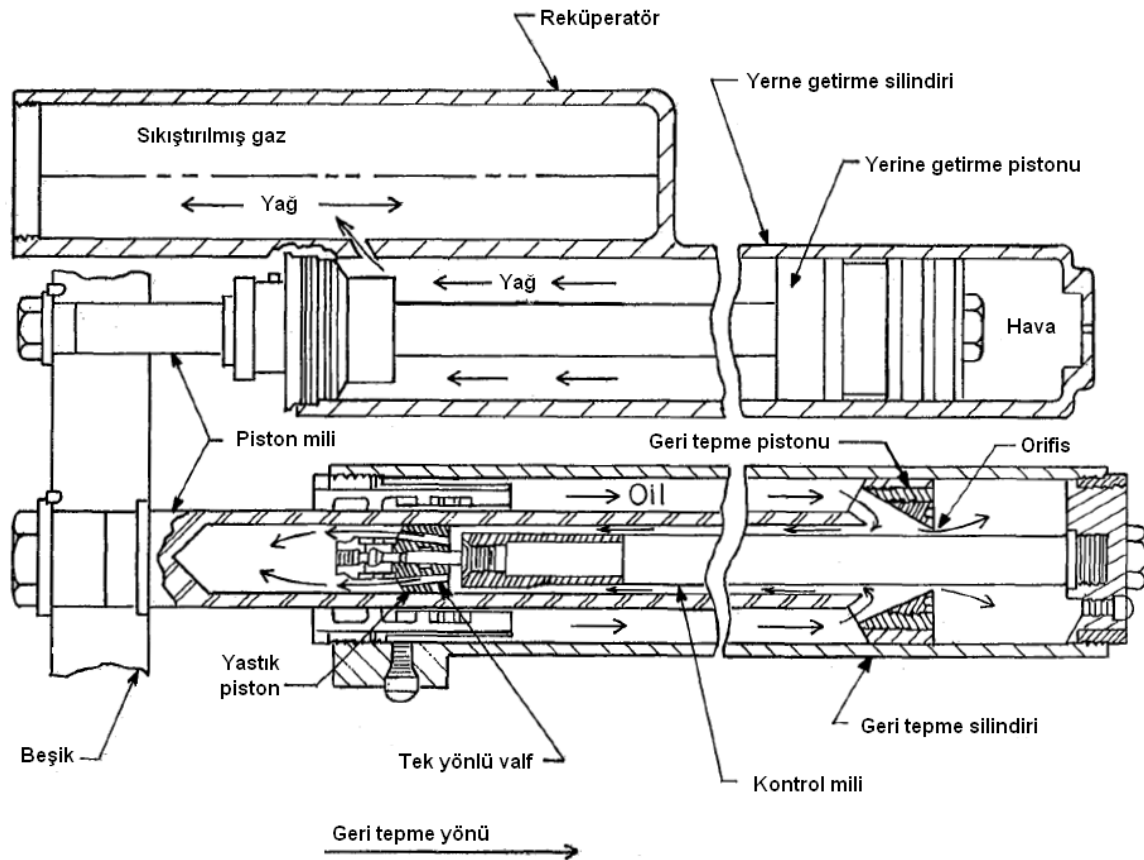
- 16

Filloux mekanizmasının dezavantajları;

- Yetersiz sıvı rezervi yüksek atış açılarında arızalara sebep olabilir,
- Onarımı uzmanlık ve özel aparatlar gerektirmektedir,
- Geri tepme ve yerine getirme silindirleri ayrı ayrı doldurulmaktadır.

2.3.1.4 Scheneider Mekanizması ve Çalışma Prensibi

Şekil 2.9’da gösterilen Scheneider mekanizması bağımsız tip hidropnömatik geri tepme mekanizması olup, geri tepme silindiri, yerine getirme silindiri, reküperatör ve yastıklamadan meydana gelmektedir. Mekanizmada geri tepme silindiri ile reküperatör veya yerine getirme silindiri arasında akış geçişini sağlayacak herhangi bir kanal yoktur. Kontrol tamamen geri tepme silindiri içinde yapılırken yerine getirme silindiri ve reküperatör sadece enerji depolamaktadır. Geri tepme ve yerine getirme piston milleri ayrı, ayrı kamaya bağlıdır ve sabittir. Üç silindirde geri tepen parçalara monte edilmiş olup kamayla birlikte hareket etmektedir[6].



Şekil 2.9. Scheineider mekanizmasının şematik gösterimi

Geri tepme silindiri; eş merkezli üç parçadan meydana gelmektedir. Bunlar; dış silindir, delik milli piston ve merkezi kontrol milidir.

Kontrol mili silindire sabitlenmiş olarak geri tepen parçalarla birlikte hareket etmektedir. Mil orifisin ortasından geçerek içi oyuk olan piston miline doğru uzanmaktadır. Kontrol milinin kesiti orifis alanını değiştirecek şekilde değişkendir ve aynı zamanda bu değişkenlik delik olan piston milinin içerisinde olması gereken uygun akışı bozmamaktadır[6].

Yastık kontrol milinin kama tarafında bulunan pistondan oluşmakta olup, kısa mesafede hareket ederek tek yönlü valf şeklinde çalışmaktadır. Geri tepme sırasında oluşan basınç kuvveti, pistonu kontrol mili üzerinden bir miktar ileri kaydırarak kontrol milinin geri çekilmesinden dolayı oluşan boşluğa akışkanın geçmesini sağlamaktadır. Pistonun kapanmasıyla ve akış pistonunun by-pas yapmasıyla da yerine geri gelmektedir. Ayrıca piston milinin son kısmında yastıklama görevi gören bir koniklik vardır[6].

Rekuperatörde gaz ile akışkan arasında herhangi bir ayırıcı ve kontrol edici ünite yoktur. Silah atış pozisyonunda iken geri tepme silindirinin her yeri hidrolik akışkan ile doldurulur. Geri tepme anında kontrol mili piston milinden dışarı doğru çıkarken piston mili içindeki boşluk (hacim) artar. Bu hacim artışı basınçlı akışkanın bulunduğu hacimdeki azalıştan çok düşüktür. Bu yüzden akışkanın bir kısmı bu boşluğu doldururken büyük bir kısmı orifisten geçmeye zorlanarak kontrollü bir biçimde orifisten geçmesi sağlanmaktadır [6].

Scheineider mekanizmasının avantajları;

- Yüzer piston kullanılmaz,
- Kontrol mili silah sistemine montajlıdır.(bu durum milin doğru pozisyonunda olmasını sağlar)

Scheineider mekanizmasının dezavantajları;

- Silindirleri ayrı ayrı doldurmayı gerektirir,
- Akışkan indeksi yoktur.

2.3.2 Hidro-Yay Tipi Geri Tepme Mekanizmaları ve Çalışma Prensibi

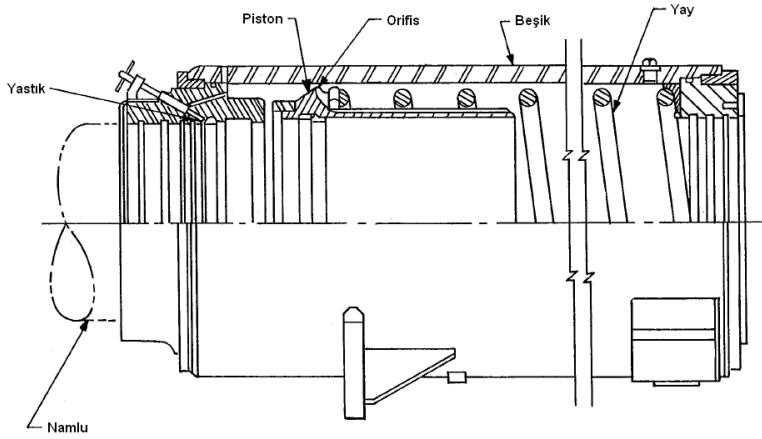
Hidro-yay tipi mekanizmalar prensip olarak diğer mekanizmalar ile aynıdır. Frenleyici bir akışkan ve mekanik yaylı reküperatörden oluşmaktadır. Tankların teknik gereksinimleri saha tipi obüslerden farklı olduğu için genelde eş eksenli hidro-yay sistemi kullanılmaktadır. Tank içerisinde geri tepme hareketi için sınırlı bir alan olduğu için geri tepme stroğu kısadır. Bu nedenle tankların için de yüksek geri tepme kuvveti oluşmaktadır. Oluşan bu geri tepme kuvvetini sistemin kararlılığını bozmayacak düzeye indirgeyerek taşıta etki etmesini sağlamak için hidro-yay tipi geri tepme mekanizmaları kullanılmaktadır[6].

Üç çeşit hidro-yay tipi mekanizma vardır.

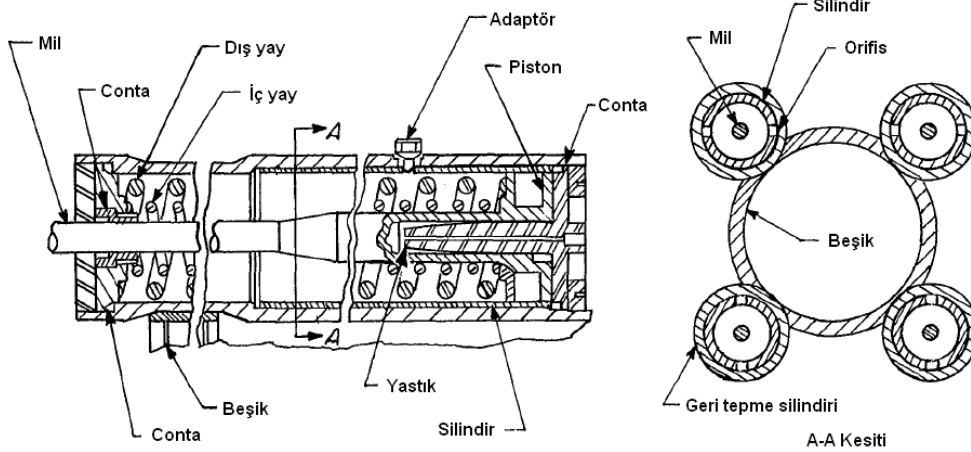
- Eş eksenli hidro-yay mekanizması,
- Çok silindirli hidro-yay mekanizması,
- Eş eksenli Belleville yaylı hidro-yay mekanizması,

Bütün bu mekanizmalar aynı hidrolik sistem temeline göre çalışmakta olup, mekanizmalar namlu ile eş merkezlidir. Sadece mekanik yay donanımlarında bazı farklılıklar bulunmaktadır.

Eş eksenli hidro-yay mekanizması, Şekil 2.10'da gösterildiği gibi olup, sarmal yay ve namlu eş eksenlidir. Namlu çapı büyüdükçe montaj için çok büyük bir yere ihtiyaç olacağından eş merkezli yay kullanmakta zorlaşmaktadır. Böyle bir yayı imal etmekte zordur. Bunun yerine büyük kalibreli silahlarda Şekil 2.11'de gösterilen üzerinde çok sayıda yaylı silindir bulunan çok silindirli hidro-yay mekanizması kullanılmaktadır. Bu mekanizmalarda birbiri ile 90 derece açı yapacak şekilde kama çevresine yerleştirilmiş dört tane yaylı silindir kullanılmaktadır. Bu yaylı silindirlerin içerisinde iki tane eş merkezli yay bulunmaktadır[6].

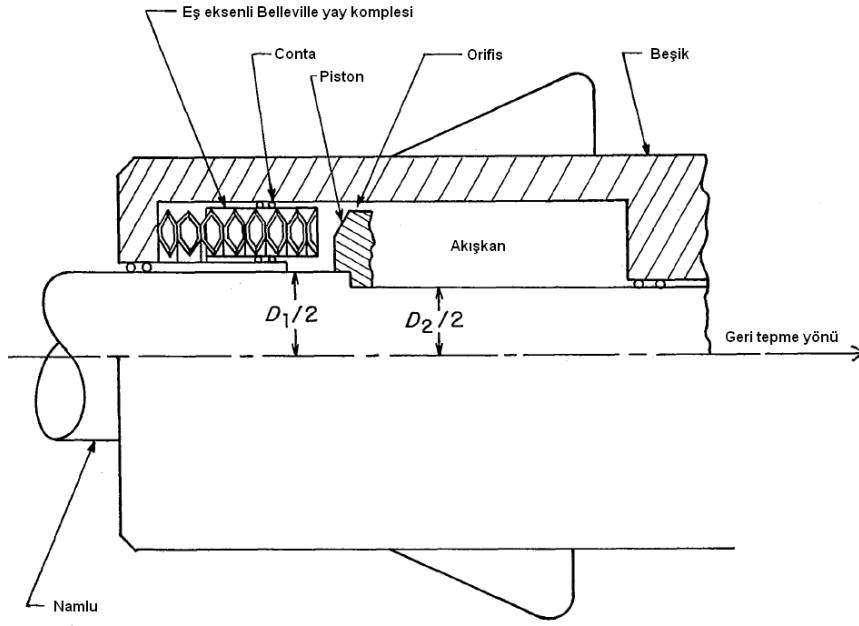


Şekil 2.10. Eş eksenli hidro-yay mekanizması



Şekil 2.11. Çok silindrlı (eksantrik eksenli) hidro-yay mekanizması

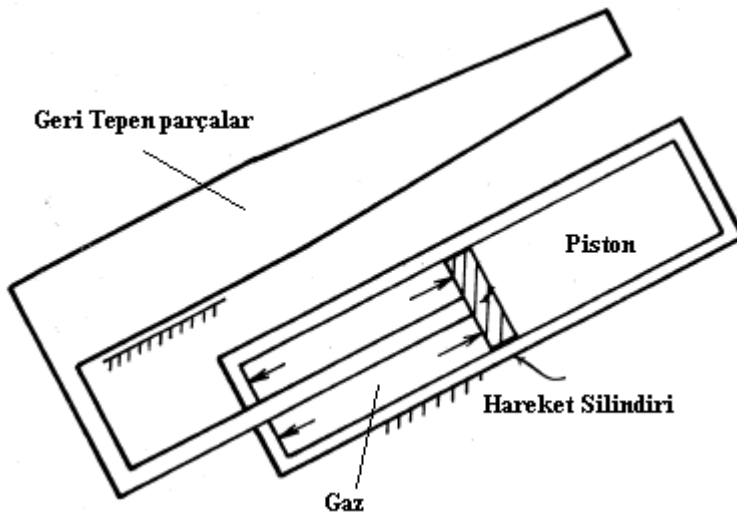
Üçüncü tip mekanizmalar, Şekil 2.12’de gösterilen Belleville tipi yay kullanılmaktadırlar. Bu mekanizmada iki kesitli (D_1, D_2) bir silindir bulunmakta olup, geri tepme esnasında küçük kesitli alanda bulunan sıvı, orifisten geçerek Belleville yayını $\pi(D_1^2 - D_2^2)/4$ oranındaki alan farkından dolayı sıkıştırmaktadır. Geri tepme hareketi bittikten sonra ise yayda depolanan bu enerji silahı atış pozisyonuna geri getirmekte kullanılmaktadır[6].



Şekil 2.12. Eş eksenli Belleville yaylı hidro-yay mekanizması

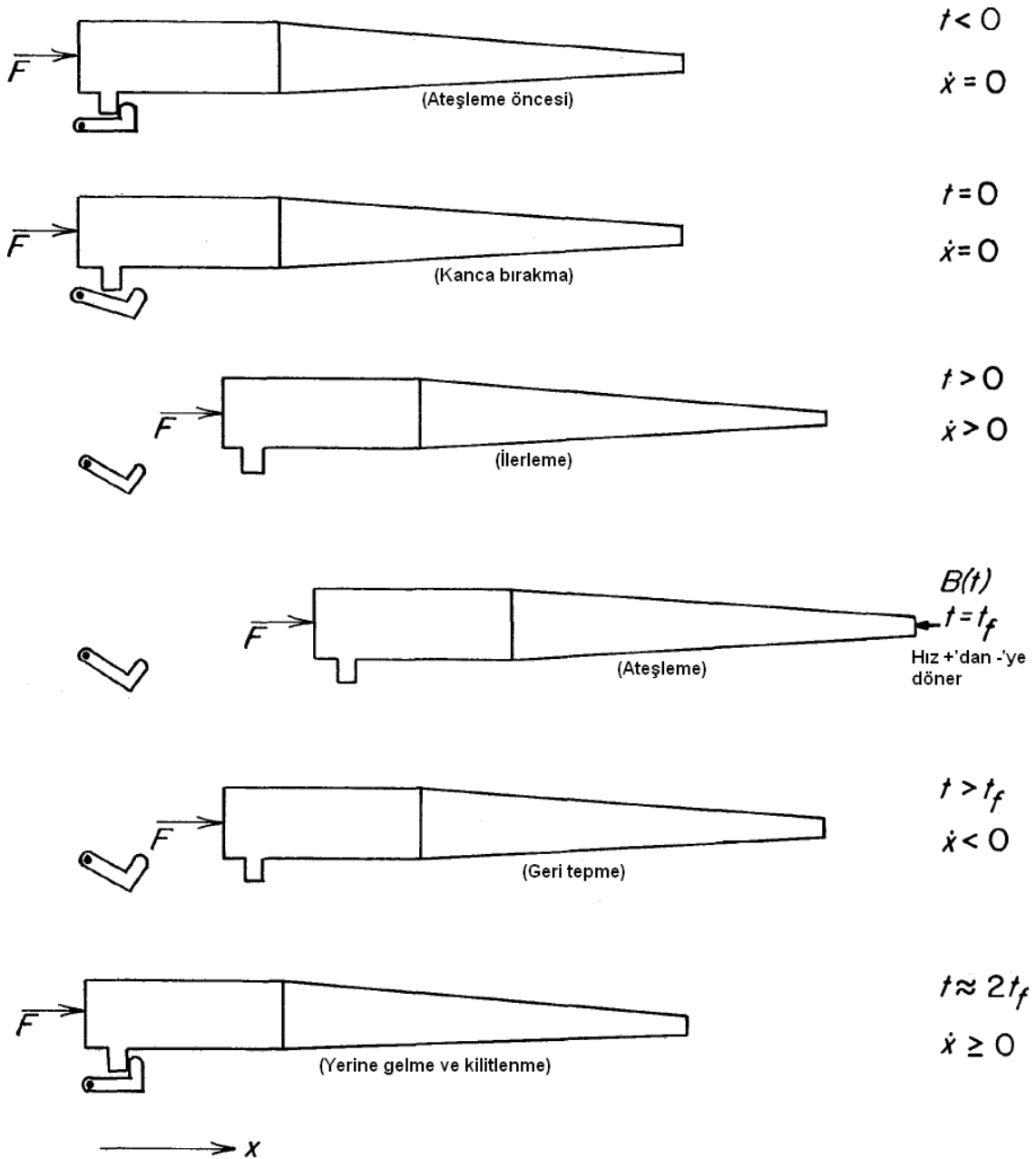
2.3.3 Yumuşak Tip Geri Tepme Mekanizmaları ve Çalışma Prensibi

1960'ların sonlarına doğru ortaya çıkmış bir geri tepme mekanizması tipi olup, çalışma prensibi diğer iki tip geri tepme mekanizmasından farklılıklar göstermektedir. Şekil 2.13 de şematik olarak gösterimi verilmiş olan yumuşak tip geri tepme mekanizmasında orifis ve yerine gelme stroğu yoktur.



Şekil 2.13. Yumuşak tipi geri tepme mekanizmasının şematik gösterimi

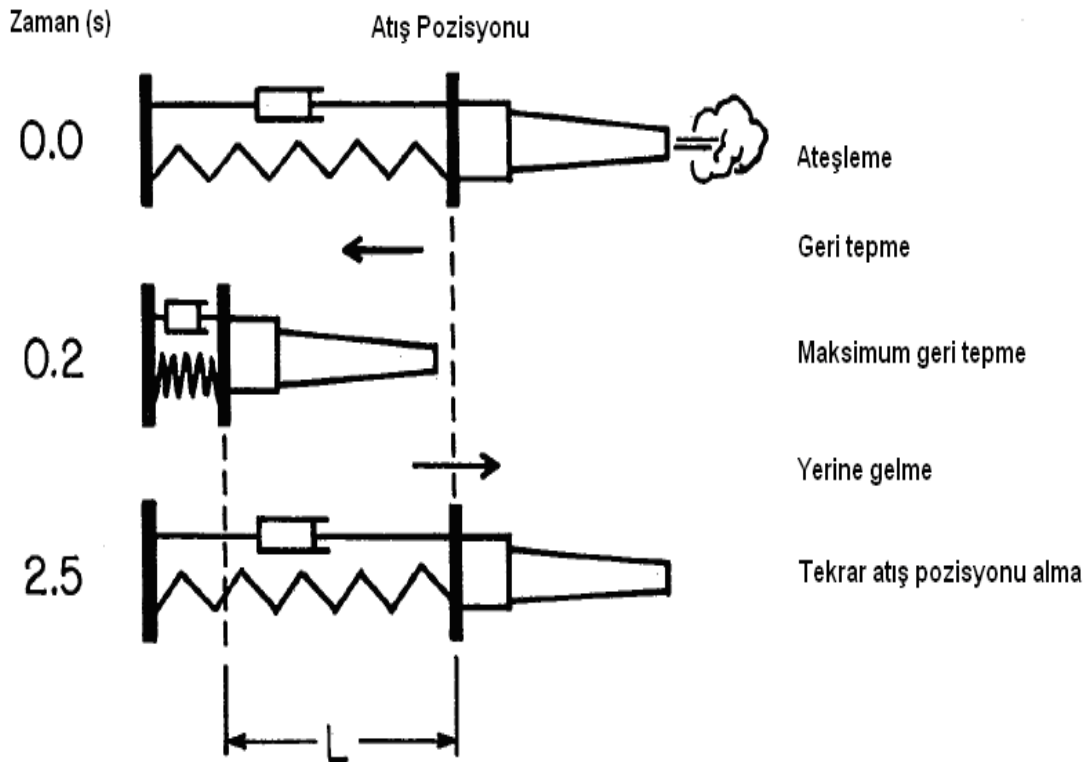
Bu mekanizmanın temeli enerjinin sönümlenmesinden çok depolanması prensibine dayanmaktadır. Şekil 2.14 de çalışma şekli verilmiştir. Hareket silindiri, geri tepen parçaların ileri doğru hareket etmesi için sürekli bir kuvvet uygulamaktadır. Sistemdeki kilit aracılığı ile silah sistemi serbest bırakıldığında silah ileriye doğru hareket eder ve bu hareket esnasında ateşleme yapılır. Bu ateşleme sonucunda mermi ileri doğru hareket ederken namlu ve diğer parçalar da geriye doğru hareket ederek kilitlenirler.



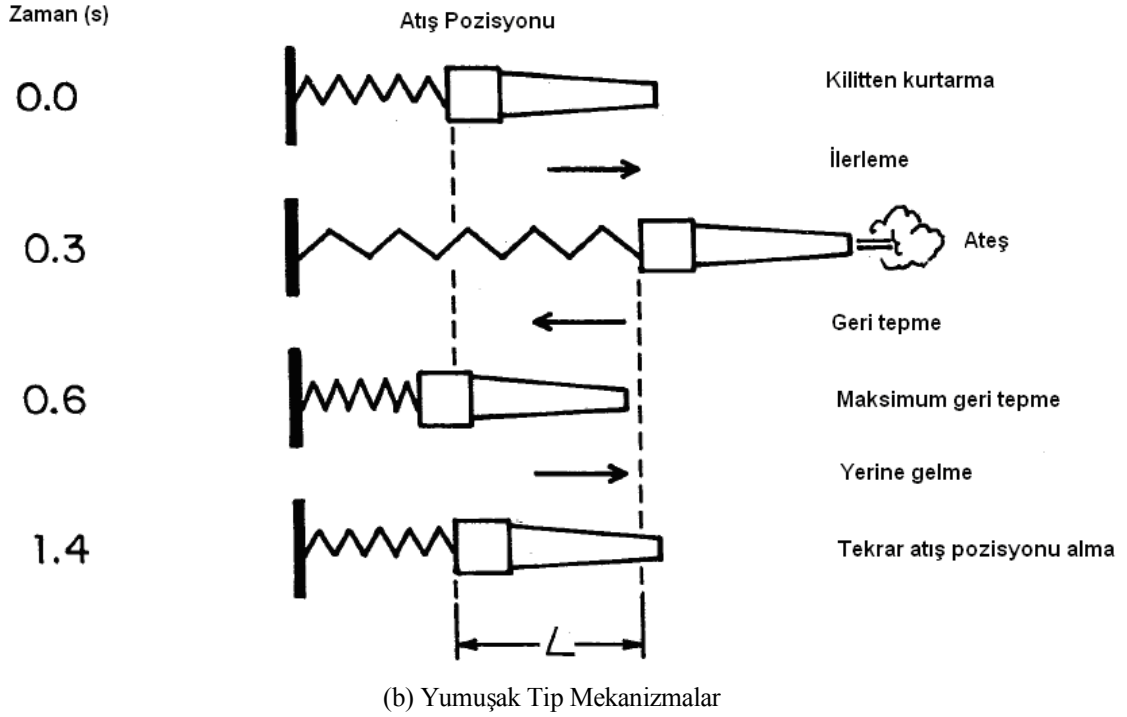
Şekil 2.14. Yumuşak tipi geri tepme operasyonunun şematik gösterimi

2.4. Yumuşak ve Hidropnömatik Tip Geri Tepme Mekanizmaları Arasındaki Farklar

Yumuşak ve hidropnömatik tip geri tepme mekanizmalarının dinamik prensiplerindeki temel farklılıklar, performans karakteristiklerinde büyük farklara yol açmaktadır. Aynı geri tepme stroğunda yumuşak tip mekanizmalarda hidropnömatik tip geri tepme mekanizmalarına göre teoride $1/4$ pratikte ise $1/3$ oranında maksimum geri tepme kuvveti oluşmaktadır[6]. Yumuşak tip geri tepme mekanizmalarında atış pozisyonu alma süresi diğer hidropnömatik tip olanlara göre daha kısadır. Yumuşak tip geri tepme mekanizmalarının negatif yönleri doğru zamanda ateşlemeyi yapacak sensöre ihtiyaç duymalarıdır. Ayrıca bu mekanizmalar hatalı ateşlemelerden kaynaklanacak arızaları önlemek için silahın önünde ve arkasında tamponlara ihtiyaç duyarlar. Bu da hidropnömatik tip mekanizmalara göre yumuşak tip geri tepme mekanizmalarının ağırlığını artırmaktadır.



(a) Hidropnömatik Tip Mekanizmalar



Şekil 2.15. Hidropnömatik tip ile yumuşak tip geri tepme mekanizmalarının karşılaştırılması

2.5. Geri Tepme Mekanizma Tiplerinin Seçim Kriterleri

Geri tepme mekanizmasının seçimi silahın özelliklerine (büyüklüğüne, amacına, atış hızına, atış açısına, vb.) bağlıdır. Mekanizmanın; bağımlı veya bağımsız olması, değişken veya sabit geri tepme stroklu olması, reküperatörün yüzer pistonlu olup olmaması, iç veya dış yastıklamalı olup olmaması gibi seçimler; geri tepme kuvvetine ve mesafesine, montaj için kullanılabilir boşluğa ve silahın kararlılığına bağlıdır.

- Geri tepme kuvvetlerini uzun stroklu olan geri tepme sistemleri minimize etmekte olup strok boyları atış açılarına bağlı olarak sınırlıdır. Düşük atış açılarında kararlılıkları kritiktir. Fakat uzun strok için yeterli alanları vardır. Her iki duruma uyum sağlayabilecek değişken stroklu geri tepme mekanizması en iyi çözümü sağlamaktadır
- Geri tepme mesafesi dakikadaki atış sayısına da bağlıdır. Eğer geri tepme çevrimi hızlıca sağlanıp kısa sürede silahın tekrar atış pozisyonuna gelmesi isteniyorsa geri tepme mekanizması ona göre seçilmeli (kısa stroklu) ve

yapı olarak yüksek kuvvetlere dayanıklı olmalıdır. Hızlı yerine getirebilmek için reküperatörde büyük bir enerji depolanmasına ihtiyaç vardır.

- Göz önünde bulundurulması gereken diğer bir faktör ise geri tepme mekanizmasını oluşturan parçaların taşıta mı yoksa geri tepen parçaların üzerine mi monte edileceğidir. Parçalar, geri tepen parçaların üzerine monte edilince ağırlığı artırmakta maksimum geri tepme kuvvetini de azaltmaktadırlar.
- Seçimde etkin olan diğer faktör de kullanılabilir alandır. Bu durum hidropnömatik sistem yerine hidro-yay sisteminin kullanılmasını veya bağımlı-bağımsız seçiminin yapılmasını gerektirmektedir.
- Seçimde etkin olan diğer kriter ise bakım kolaylığının olmasıdır. Sistem; uzun süreli kullanıma ve aşınmalara dayanıklı olmalıdır. Bakım yapan personelin uzman olmasını gerektirmemeli, parçaların çoğu standart olmalı ve mümkün olduğu kadar az sayıda parça içermelidir.

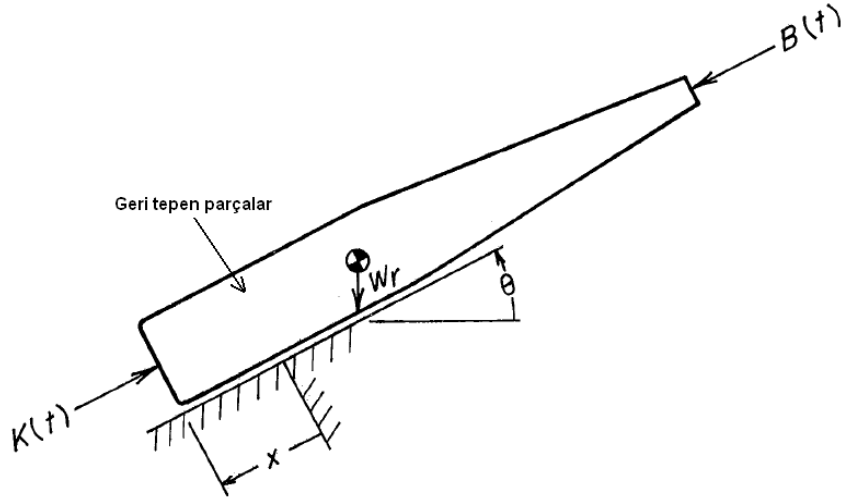
3. GERİ TEPME SIRASINDA OLUŞAN KUVVETLERİN BULUNMASI

3.1. Hareket Denklemi ve Kabuller

Ağır silahlardaki geri tepme mekanizmaları, atış anında ve sonrasında geri tepen namlu ile diğer parçaları durdurucu etkiye sahip bir kuvvet uygulamaya başlarlar. Geri tepen parçalar strok mesafesine kadar ilerledikten sonra anlık olarak dururlar ve daha sonra tekrar atış pozisyonunu almak için ileri doğru hareket ederler. Hareketin bu ikinci kısmına yerine gelme hareketi denir. Geri tepme hareketinde üç kuvvet etkilidir:

- Kama kuvveti,
- Yerçekimi kuvveti,
- Net durdurucu kuvvet;

Geri tepen parçaların hareketini ifade etmekte kullanılan bir serbestlik dereceli model Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Geri tepen parçaların (kama, namlu vb.) bir serbestlik dereceli modeli

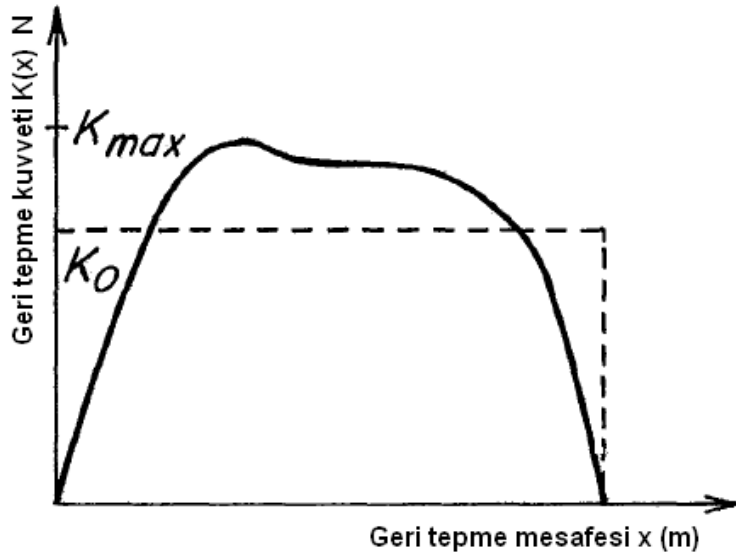
Silah mekanizmasının destek kısmının hareket etmediği (rijit bir şekilde yere sabitlendiği) kabul edilerek geri tepme mekanizması tasarlanır. Gerçekte destek yapı çok azda olsa hareket eder fakat bu hareket çok küçük olduğu için hesaplamalarda ihmal edilebilir[6].

Newton'un ikinci yasasından sistemin hareket denklemi;

$$m_r \ddot{x} = B(t) - K(t) + W_r \sin \theta, \quad N \quad (3.1)$$

olur.

Maksimum geri tepme kuvvetini azaltmak ve ideal çözümü sağlamak için destek yapıya etki eden $K(t)$ kuvvetini sabit bir K_0 değerinde tutmak gerekmektedir. Bu kuvvet gerçekte sabit kalmamakla birlikte Şekil 3.2'deki gibi geri tepme mesafesine bağlı olarak değişmektedir. Geri tepme mekanizmalarının tasarım amacı hareketi durduracak sabit bir kuvvet elde etmektir.



Şekil 3.2. Geri tepme kuvvet grafiği

Genelde kama kuvveti çok kompleks formdadır ve Eş. 3.1'in integralinde sayısal bir prosedür uygulanması gereklidir. Başlangıç tasarımlarda $K(t)$ sabit K_0 değerinde alınırsa Eş. 3.1, Eş. 3.2'deki gibi olur.

$$m_r \ddot{x} = B(t) - K_0 + W_r \sin \theta, \quad N \quad (3.2)$$

Başlangıçta hız sıfırdır. Eş. 3.2'nin integrali alınırsa,

$$m_r \dot{x} = \int_0^t B(\tau) d\tau - K_0(t - \tilde{t}) + (W_r \sin \theta)t, \quad kg.m / s \quad (3.3)$$

olur. Eş. 3.3’de kama itmesi $D(t)$ aşağıdaki gibi tanımlanırsa,

$$D(t) = \int_0^t B(\tau) d\tau, \quad kg.m / s \quad (3.4)$$

ile Eş. 3.3,

$$m_r \dot{x} = D(t) - K_0(t - \tilde{t}) + (W_r \sin \theta)t, \quad kg.m \quad (3.5)$$

olur ve Eş. 3.5’in integralinde $x(0)=0$ başlangıç şartı uygulanırsa;

$$m_r x = \int_0^t D(\tau) d\tau - \frac{K_0(t - \tilde{t})^2}{2} + \frac{(W_r \sin \theta)t^2}{2}, \quad kg.m \quad (3.6)$$

elde edilir. Eğer Eş. 3.6’nın ilk kısmı parçalı olarak integre edilirse,

$$m_r x = \left[\tau D(\tau) \right]_0^t - \int_0^t \tau \left[\frac{dD(\tau)}{d\tau} \right] d\tau - \frac{K_0(t - \tilde{t})^2}{2} + \frac{(W_r \sin \theta)t^2}{2}$$

veya

$$m_r x = tD(t) - \int_0^t \tau B(\tau) d\tau - \frac{K_0(t - \tilde{t})^2}{2} + \frac{(W_r \sin \theta)t^2}{2}, \quad kg.m \quad (3.7)$$

elde edilir. Eş. 3.5 ve Eş. 3.7 önceden belirlenmiş bir geri tepme mesafesi olan L $\dot{x}(0) = 0$ ve $x(t_r)=0$ ile K_0 ve t_r 'yi belirlemek için kullanılabilir.

3.1.1. Kama Kuvvetinin Bulunması

Kama kuvveti, patlayıcının patlaması ile ortaya çıkan basınçtan dolayı oluşur ve kısa süreli olarak etki eder. Bu kuvvet geri tepme hareketini başlatır.

Merminin namlu içerisinde yol alırken ve namluyu terk ettikten sonra oluşan toplam kama kuvvetinin bulunmasında kullanılan bağıntılar aşağıda verilmiştir.

3.1.1.1. Merminin Namlu İçerisindeki Hareketine Bağlı Olarak

Namlu içerisindeki hareket analiz edilirken; kama kuvveti ile mermi hareketi arasında bir bağıntıya ihtiyaç vardır. Bunu sağlamak için ampirik bir denklem olan LeDuc eşitliği kullanılır. Merminin namlu içerisindeki hareketi esnasında zamana bağlı olarak yaklaşık hızını veren LeDuc eşitliği [6];

$$v' = \frac{au}{b+u}, \quad m/s \quad (3.8)$$

dir. Burada a ve b aşağıdaki gibi ifade edilen LeDuc parametreleridir.

$$a = v'_0(Q+1), \quad m/s \quad (3.9)$$

$$b = QU_0, \quad m \quad (3.10)$$

Bu parametrelerde kullanılan ve birimsiz olan Q da,

$$Q = \left(\frac{27}{16} \frac{P_M}{P_e} - 1 \right) - \sqrt{\left(\frac{27}{16} \frac{P_M}{P_e} - 1 \right)^2 - 1} \quad (3.11)$$

dir ve buradaki P_M/P_e ise,

$$\frac{P_M}{P_e} = \frac{2gU_0P_MA}{v'^2_0 \left(W_p + \frac{W_c}{2} \right)} \quad (3.12)$$

dir. Mermi hızını ve kama kuvvetini merminin aldığı yol cinsinden belirleyebilmek için a ve b Eş. 3.8'de yerlerine yazılırlarsa,

$$v' = \frac{au}{b+u} = \frac{v'_0(Q+1)u}{QU_0+u}, \quad m/s \quad (3.13)$$

elde edilir. Kama kuvveti ile mermi kuvveti arasındaki bağıntı aşağıdaki eşitliklerle kurulur,

$$B = \left(\frac{W_p + \frac{W_c}{2}}{W_p} \right) F, \quad N \quad (3.14)$$

$$B = \left(\frac{W_p + \frac{W_c}{2}}{g} \right) \frac{a^2 bu}{(b+u)^3}, \quad N \quad (3.15)$$

Eş. 3.15'de a ve b yerlerine yazılırsa,

$$B = \left[\frac{\left(W_p + \frac{W_c}{2} \right) v'^2_0 (Q+1)^2}{g} \right] \left[\frac{QU_0 u}{(QU_0 + u)^3} \right], \quad N \quad (3.16)$$

elde edilir. Bu eşitlik; kama kuvvetini Merminin namı içindeki hareketine (u) bağlı olarak veren bir eşitliktir.

En büyük kama kuvveti $u = b/2$ iken veya Eş. 3.10'dan $u = QU_0/2$ iken oluşur. Bu durumda en büyük kama kuvveti,

$$B_M = \frac{4}{27} \left[\frac{W_p + \frac{W_c}{2}}{g} \right] \frac{v'^2_0 (Q+1)^2}{QU_0}, \quad N \quad (3.17)$$

olur. Buna göre de Eş. 3.15 ve Eş. 3.16'dan kama kuvveti aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$B = B_M \left[\frac{27Q^2 U_0^2 u}{4(QU_0 + u)^3} \right], \quad N \quad (3.18)$$

Böylece kama kuvveti; iç balistik ile belirlenecek Q ve B_M ile u ve U_0 in fonksiyonu olarak belirlenmiş olur.

Merminin yol-zaman bağıntısını kurmak için Eş. 3.8 aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$v' = \frac{du}{dt} = \frac{au}{b+u}, \quad m/s \quad (3.19)$$

$$dt = \left(\frac{b+u}{au} \right) du, \quad s \quad (3.20)$$

Mermi namludan çıkarken $t=t_0$ da $u=U_0$ ile Eş. 3.20'nin integrali alınırsa,

$$t = t_0 - \left[\frac{b}{a} \ln \left(\frac{U_0}{u} \right) + \frac{U_0 - u}{a} \right] = t_0 - \frac{QU_0 \ln \left(\frac{U_0}{u} \right) + (U_0 - u)}{v'_0(Q+1)}, \quad s \quad (3.21)$$

olur. Bu eşitlikte mermi çıkış zamanı olan t_0 ; geri tepen parçaların momentumları ortalama kama kuvvetinin itmesine eşitlenerek aşağıdaki eşitlikle belirlenir.

$$t_0 = \frac{8 \left(W_p + \frac{W_c}{2} \right) v'_0(Q+1)^2}{27gB_M Q}, \quad s \quad (3.22)$$

Eşitliklerdeki v'_0 merminin menzile ulaşması için gereken namluyu terk ediş hızıdır. Eğer kama kuvveti-zaman grafiği çizilmek istenirse B ve t değerlerini belirlemek için Eş. 3.18 ve Eş.3.21 kullanılarak $u=0$ ile $u=U_0$ arasında seçilen değerler için bu grafik elde edilir.

Baer ve Frankle tarafından yapılan deneysel çalışmalar; mermi hızı (v') ve beşik kuvveti (B) nin Eş. 3.13 ve Eş. 3.18'e göre hesaplanan teorik değerleri ile gerçek değerlerinin birbirlerine çok yakın olduklarını göstermiştir [6]. Teorik ve deneysel mermi hızlarının aynı olduğu gibi geri tepen parçaların da teorik ve deneysel hızları aynıdır. Geri tepme mekanizmasının tasarımında parçaların hızlarının bilinmesi çok önemlidir. Teorik ve deneysel sonuçlarla elde edilen hızların aynı olması nedeniyle geritepme mekanizmalarının başlangıç tasarımlarında basitleştirilmiş balistik model kullanılabilir. Mermi hızı ile geri tepen parçaların serbest hızı arasındaki bağıntı

$$v = \left(\frac{W_p + \frac{W_c}{2}}{W_r} \right) v', \quad m/s \quad (3.23)$$

dır.

3.1.1.2. Mermi Namluyu Terk Ederken Gaz Boşaltım Periyoduna Bağlı Olarak

Mermi namluyu terk ettikten sonra patlayıcı gaz ağız baskısından atmosfere boşalır. Bu gaz kütlesi yüksek bir hıza sahip olduğu için momentuma da sahiptir. Gazın ileri doğru olan momentumu geri tepen parçaların üzerindeki momentuma eşittir. Bundan dolayı gaz boşaltma süreci de modellemeye dahil edilmelidir.

Gaz boşaltım süreci hesaplarında başlangıç şartları olarak kullanılacak olan Merminin namludan çıkış zamanı (t_o) Eş. 3.18 ile serbest geri tepme hızı (v_o) Eş. 3.19'de $v' = v_o$ yazılarak bulunur. $u = U_o$ da mermi namluyu terk ettiği için Eş. 3.16 aşağıdaki gibi olur.

$$B_0 = P_0 A = \frac{v_o'^2 \left(W_p + \frac{W_c}{2} \right) Q}{g U_o (Q + 1)}, \quad N \quad (3.24)$$

Geri tepen parçaların mutlak yer değiştirmesi x ise, mutlak yer değiştirmeye göre geri tepen parçaların mutlak hızı,

$$v = \frac{dx}{dt}, \quad m/s \quad (3.25)$$

dir. Mermi ileri doğru hareket ederken namlu da bir miktar geriye doğru hareket eder. Bu durumda merminin mutlak yer değiştirmesi $u-x$ olur. Merminin namlu içindeki mutlak hızı ise

$$v' = \frac{d}{dt}(u - x), \quad m/s \quad (3.26)$$

olur.

Eş. 3.25 ve Eş. 3.26 eşitlikleri Eş. 3.23’de yazılıp $t=0$ anında $x=0$ ve $u=0$ başlangıç şartları ile integrali alınırsa,

$$W_r x = \left(W_p + \frac{W_c}{2} \right) (u - x), \quad J \quad (3.27)$$

elde edilir. Bu eşitlik geri tepen parçaların hareket mesafesini de verir. Mermi namluyu $u=U_0$ ’da terk ederken serbest geri tepen parçaların aldığı yol,

$$x_0 = \left(\frac{W_p + \frac{W_c}{2}}{W_r + W_p + \frac{W_c}{2}} \right) U_0, \quad m \quad (3.28)$$

dır.

Patlama sonrası yapılan kabuller;

- Namlu yakınsak- ıraksak nozul
- İşlem adyabatik
- Gaz hareketi anlık olarak kararlı

şeklinde olmuştur.

Süreklilik ve enerji denklemleri kullanılarak ve gazın ideal gaz olduğu varsayımı ile namlu içindeki gaz hızı μ :

$$\mu = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} R(T_b - T)}, \quad m/s \quad (3.29)$$

dir. Burada RT_b patlayıcının karakteristiğidir ve özgül enerji olarak adlandırılır. $RT_b/(\gamma-1)$ patlayıcının birim kütlesi başına düşen potansiyel enerjidir ve bu değer patlayıcının bir özeliği olduğu için bilinen bir değerdir.

Patlayıcının patlamasıyla namlu haznesinde oluşan basınç,

$$P_b = P_0 \left(1 + \frac{t - t_0}{\phi} \right)^{2\gamma/(1-\gamma)}, \quad Pa \quad (3.30)$$

dır. Burada,

$$P_0 = \frac{W_c RT_0}{g\Delta}, \quad Pa \quad (3.31)$$

merminin namluyu terk ederken ki kama basıncı,

$$\phi = \frac{2\Delta}{A(\gamma-1)} \left[\frac{W_c}{g\gamma P_0 \Delta} \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)} \right]^{1/2}, \quad s \quad (3.32)$$

gaz boşaltım süresini göstermektedir. Eş. 3.31 yerine bir düzeltme faktörü ile literatürde yer alan ve daha komplike dinamik model olan

$$P_0 = \frac{W_c RT_0}{g\Delta} \left(1 + \frac{W_c}{6W_p} \right), \quad Pa \quad (3.33)$$

yazılabilir. Bu durumda Eş. 3.30;

$$P_b = \frac{W_c RT_0}{g\Delta} \left(1 + \frac{W_c}{6W_p} \right) \left(1 + \frac{t-t_0}{\phi} \right)^{2\gamma/(1-\gamma)}, \quad Pa \quad (3.34)$$

halini alır. Ayrıca bu düzeltme ile gaz boşaltım zamanı Eş. 3.32,

$$\phi = \frac{2\Delta}{A(\gamma-1)} \left[\frac{1}{\gamma RT_0 \left(1 + \frac{W_c}{6W_p} \right)} \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)} \right]^{1/2}, \quad s \quad (3.35)$$

olur. Burada dikkat edilecek olursa W_c , W_p 'den çok daha küçüktür dolayısıyla düzeltme faktörü de oldukça küçüktür.

Gaz boşaltım zamanında ağız basıncı olmadan gaz tarafından kamaya aktarılan momentumu G (kama kuvvetinin itmesi) belirlemek için aşağıdaki ifadenin integrali alınır ve $\emptyset$ yerine konulursa;

$$\left. \begin{aligned}
G &= \int_{t_0}^{\infty} AP_b dt \\
&= \frac{AW_c RT_0}{g\Delta} \left(1 + \frac{W_c}{6W_p}\right) \int_{t_0}^{\infty} \left(1 + \frac{t-t_0}{\phi}\right)^{\frac{2\gamma}{1-\gamma}} dt, kg.m/s \\
&= \frac{W_c}{g} \left(1 + \frac{W_c}{6W_p}\right)^{\frac{1}{2}} (RT_0)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right) \left[\frac{1}{\gamma} \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}}\right]^{\frac{1}{2}}, kg.m/s
\end{aligned} \right\} \quad (3.36)$$

$\gamma=1,26$ alınması iyi bir yaklaşım verir [6] ve $W_c \ll 6W_p$ olduğu göz önünde bulundurulursa,

$$G = 1.34 \frac{W_c}{g} \left(1 + \frac{W_c}{12W_p}\right) \sqrt{RT_0}, \quad kg.m/s \quad (3.37)$$

olur. T_0 'ı belirlemek için patlayıcının verdiği enerji ile merminin kinetik enerjileri eşitlenirse,

$$\frac{W_c}{g(\gamma-1)} R(T_b - T_0) = \frac{1}{2} (m_{p_{eff}} + m_{c_{eff}}) v_0'^2, \quad J \quad (3.38)$$

burada,

$$m_{p_{eff}} = \frac{(1+k)W_p}{g}, \quad kg \quad \text{etkin mermi kütlesini,}$$

$$m_{c_{eff}} = \frac{W_c}{3g}, \quad kg \quad \text{etkin barut kütlesini,}$$

$k \approx 1/7$ yanıcı gazlardan namluya olan ısı transfer oranını göstermektedir [6]. Bu değerler Eş. 3.38'de yerlerine yazılırlarsa,

$$RT_0 = RT_b - \left(0.0433 + 0.1486 \frac{W_p}{W_c}\right) v_0'^2, \quad m^2/s^2 \quad (3.39)$$

ve Eş. 3.37'den

$$G = 1.341 \frac{W_c}{g} \left(1 + \frac{W_c}{12W_p}\right) \sqrt{RT_b - \left(0.0433 + 0.1486 \frac{W_p}{W_c}\right) v_0'^2}, \quad kg.m/s \quad (3.40)$$

olur. Gaz boşaltım zamanını G cinsinden bulmak için P_b Eş. 3.30 ile Eş. 3.36'de yazılırsa ve Eş. 3.32'in doğrudan integrali alınır,

$$G = A \int_{t_0}^{\infty} P_b dt = AP_0 \int_{t_0}^{\infty} \left(1 + \frac{t-t_0}{\phi}\right)^{2\gamma/(1-\gamma)} dt \quad (3.41)$$

$$= B_0 \phi \left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right), kg.m/s$$

elde edilir. Burada $B_0 = P_0 A, N$ mermi namludan çıkış anındaki kama kuvvetidir. Eğer itmeye bağlı olarak gaz boşaltım zamanı hesaplanacak olursa, $\gamma = 1.26$ ile

$$\phi = \left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \right) \frac{G}{B_0} = \frac{8.7G}{B_0}, \quad s \quad (3.42)$$

olur. Zamana bağlı olarak gaz boşaltım esnasında geri tepen parçaların hızını belirleyebilmek için Eş. 3.30 kullanılarak patlama sonrası ortaya çıkan $P_b A$ kuvveti ile öncelikle kama kuvveti (B) hesaplanır. Bu kama kuvveti hesaplanırken ağız baskısının frenleme kuvveti de hesaba katılmalıdır. Bu işlem yapılırken birimsiz olan verim faktörü β kullanılır. Bu durumda;

$$B = (1 - \beta) P_b A$$

$$B = (1 - \beta) AP_0 \left(1 + \frac{t-t_0}{\phi}\right)^{2\gamma/(1-\gamma)}, N \quad (3.43)$$

dır. Geri tepen parçaların hareket denklemi; parçaların ivmelerinin Eş. 3.43'e eşitlenerek kütlelerine bölümüyle bulunur.

$$\dot{v} = \frac{g(1-\beta)B_0}{W_r} \left(1 + \frac{t-t_0}{\phi}\right)^{2\gamma/(1-\gamma)}, \quad m/s^2 \quad (3.44)$$

$t = t_0$ iken $v = v_0$, integral alınır,

$$v = v_0 + \frac{g(1-\beta)B_0\phi}{W_r\left(\frac{\gamma+1}{1-\gamma}\right)} \left[\left(1 + \frac{t-t_0}{\phi}\right)^{(\gamma+1)/(1-\gamma)} - 1 \right], \quad m/s \quad (3.45)$$

$\gamma = 1.26$ ve Eş. 3.41'de G yerine yazılırsa,

$$v = v_0 + \bar{k} \left[1 - \left(1 + \frac{t-t_0}{\phi}\right)^{-8.7} \right], \quad m/s \quad (3.46)$$

Burada

$$\bar{k} = \frac{Gg}{W_r}(1-\beta), \quad m/s \quad (3.47)$$

dir. $t=t_0$ iken $x=x_0$ başlangıç şartıyla Eş. 3.46'nın integrali alınırsa bize geri tepen parçaların hareket mesafesi olan x 'i verir.

$$x = x_0 + (v_0 + \bar{k})(t-t_0) + \frac{\phi\bar{k}}{7.7} \left[\left(1 + \frac{t-t_0}{\phi}\right)^{-7.7} - 1 \right], \quad m \quad (3.48)$$

Eş. 3.43'de dikkat edilirse $\gamma = 1.26$, alındığında $2\gamma/(1-\gamma) = -9.69$ olur. Buna göre kama kuvveti,

$$B = (1-\beta)AP_0 \left(1 + \frac{t-t_0}{\phi}\right)^{-9.69}, \quad N \quad (3.49)$$

olur. t sonsuza giderken B sıfıra yaklaşır fakat belirli bir zamanda B sıfır olmaz. $t-t_0 = \phi$ olduğu durumda B kuvveti mermi namludan çıktıktan sonra $2^{-9.69}$ oranında düşer. Bu değer çok düşüktür. Bundan dolayı pratik uygulamalarda 0 olarak alınır. Bunun sonucunda gaz boşaltım zamanının $t-t_0 = \phi$ olduğunda sona erdiği kabul edilebilir. Yani

$$t_f = t_0 + \phi, \quad s \quad (3.50)$$

Benzer şekilde, gaz boşaltımının sona erdiği t_f zamanında,

$$P_f = 0.0012P_0, \quad Pa \quad (3.51)$$

$$v_f = v_0 + \bar{k}, \quad m/s \quad (3.52)$$

$$x_f = x_0 + (v_0 + \bar{k})\phi, \quad m \quad (3.53)$$

3.1.1.2.1. Ağız Baskısının Frenleme Etkisi

Mermi namluyu terk ederken patlayıcı gazın halen yeterince yüksek bir basıncı vardır. Gaz namludan hızla dışarı çıkar. Namlu ağız baskısı çıkan gazın kinetik enerjisinin bir kısmını geri tepen parçaların geri yöndeki hareketlerini engellemek için kullanılır. Böylece bu frenleme etkisi geri tepme kuvvetine destek olur. Namlu ağız baskısında namlu eksenine dik veya hemen hemen dik açılarda dizilmiş kanallar vardır. Bu kanallar aracılığı ile ileri yöne doğru hareket eden gazın radyal yönde veya geri yönde hareket etmesi sağlanır. Bu hareket sonucunda namlu üzerinde ileri yönde bir etki meydana gelir. Bu itme geri tepme momentumunun tersi yöndedir ve bundan dolayı geri yönde olan momentum ağız baskısının yaptığı itme kadar azalır.

Toplam namlu ağız baskısı kuvveti [6];

$$K_m = \beta P_b A, \quad N \quad (3.54)$$

Yukarıdaki eşitliklerde ve burada kullanılan β birimsiz ağız baskısı frenleme faktörüdür ve

$$\beta = \lambda \gamma \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.55)$$

ile bulunur. β namlu ağız baskısının geometrisine bağlıdır. Eğer ağız baskısı yoksa değeri 0'dır, eğer bütün gaz ters yöne döndürülürse değeri 2'dir ki bu mümkün değildir. Pratikte bu değer 0,3–1,5 aralığında seçilebilir [6].

Ağız baskısı tasarımı yapılırken bunun silahın dengesi üzerindeki ters etkilerinin de göz önünde bulundurulması gereklidir. Çok etkili bir ağız baskısı namlu ağzında önemli bir akış

bozulmasına yol açar. Bu akış bozulması mermi üzerinde asimetrik kuvvetler oluşturarak onun kararlılığını etkiler.

Ağız baskısı tasarımında diğer önemli bir husus da özellikle obüslerde atış yapan personelin bulunduğu alanda kabul edilebilir seviyenin üzerinde basınç ve ses artışı meydana getirip getirmediğidir.

3.1.2. Yerçekimi Kuvvetinin Bulunması

Şekil 3.1 de görüldüğü gibi farklı namlu atış açılarında geri tepen parçaların aldıkları pozisyona göre ağırlıklarından dolayı bir kuvvet oluşur. İşte oluşan bu kuvvete yerçekimi kuvveti denir. Geri tepen parçaların atış açısı sabit olduğu için yer çekiminin oluşturduğu kuvvet de sabittir. Yer çekimi kuvveti hareket denkleminde ağırlığın sin bileşeni ($W_r \sin \theta$) ile bulunur.

3.1.3. Net Durdurucu Kuvvetin Bulunması

Geri yönde oluşan harekete karşı sürtünme kuvvetinin ve geri tepme mekanizmasının oluşturduğu kuvvettir.

Geri tepmeyi durdurmaya çalışan birkaç tane kuvvet vardır. Bu kuvvetler; sürtünme kuvveti (kayan yüzeyler ile conta ve keçelerde oluşan), elastik bir ortam olan reküperatördeki kuvvet, namlu çıkışında gazların meydana getirdiği frenleyici kuvvet ve hidrolik akışkan kısılmasında meydana gelen kuvvetlerdir.

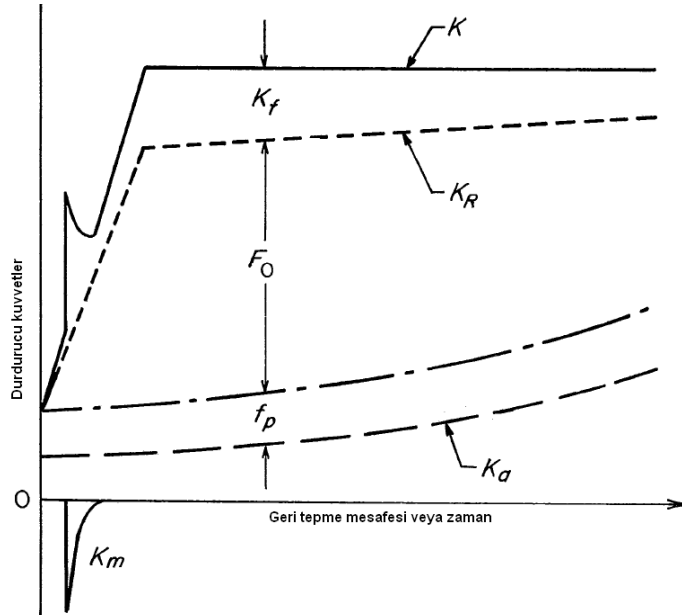
- **Kayan Yüzeylerde Meydana Gelen Sürtünme Kuvveti (K_f);** geri tepme hareketi esnasında geri tepen parçalar beşik içerisinde bronz yatak üzerinde geriye doğru kayarlar ve bu kayma sırasında harekete karşı sürtünme kuvveti oluşur. K_f : bütün kayan yüzeylerde oluşan sürtünme kuvvetini ifade eder.
- **Keçe ve Contaların Sürtünme Direnci (f_p);** piston ve piston kollarında sızıntıyı önlemek için kullanılan conta ve keçe takımları harekete karşı bir sürtünme kuvveti oluştururlar. f_p , bu tip kuvvetlerin tamamını ifade etmekte kullanılır. Bu kuvvet, eğer radyal yöndeki kuvvet ile silindir yüzeyindeki kuvvet biliniyor ise hesaplanabilir.

- **Rekuperatör Kuvveti (K_a):** Geri tepme sistemi için rekuperatör bir enerji deposudur. Rekuperatör içerisindeki gaz veya yay silah sistemini atış için olması gereken pozisyonda tutar. Geri tepme esnasında gaz veya yay sıkışarak geri tepen parçaları erine getirmek için enerji depolar. Yay veya gazın kuvveti rekuperatör kuvveti olarak adlandırılır ve K_a ile gösterilir.
- **Ağız Baskısı Frenleme Kuvveti (K_m):** Namludan gaz boşalırken ağız baskısı aracılığı ile gaz ters yöne yönlendirilir ve bu da namluyu ileri doğru itmeye çalışan bir kuvvet oluşturur. Bu kuvvet geri tepmeyi frenlemeye çalışan bir kuvettir.
- **Hidrolik Akışkanın Kısılması Sonucu Oluşan Direnç Kuvveti (F_0):** Geri tepme hareketi sırasında orifis/orifislerden geçmeye zorlanan akışkan bir direnç kuvveti oluşturur. Bu kuvvetler kısılma direnç kuvvetleri olarak adlandırılırlar ve toplamı F_0 ile gösterilir.

Bu tanımlara göre geri tepmeye karşı olan toplam direnç kuvveti,

$$K = K_f + f_p + K_a + K_m + F_0, \quad N \quad (3.56)$$

dir. Şekil 3.3’de şematik olarak kuvvet bileşenleri verilmiştir.



Şekil 3.3. Geri tepen parçalara etki eden kuvvetler [6]

3.1.3.1. Reküperatör Kuvvetinin Bulunması

Reküperatör; sistemin enerji deposudur. Enerjinin depolanması yay veya gaz aracılığıyla yapılır. Depolanan enerji silahı atış pozisyonunda tutmak için kullanılır. Geri tepme hareketi sırasında gaz veya yay daha fazla sıkıştırılarak mekanizmayı yerine getirmek için kullanılacak enerji depolanır.

$$PV^n = \text{sabit} \quad (3.57)$$

Gazın bu politropik genleşme kanunu sisteme uygulanırsa,

$$\left. \begin{aligned} P_0 V_0^n &= P_x V_x^n \\ P_x &= P_0 (V_0 / V_x)^n, Pa \end{aligned} \right\} \quad (3.58)$$

elde edilir. Herhangi bir geri tepme mesafesi x için gaz hacmi,

$$V_x = V_0 - \Delta V_x, \quad m^3 \quad (3.59)$$

dir. Burada ΔV_x gaz hacmindeki değişimdir ve geri tepme mekanizmasının tipine bağlıdır. Gaz basıncı P_x her nokta için Eş. 3.58'den hesaplanabilir. Hesaplamalarda azot için $n=1,3$ alınabilir [6]. Reküperatör direnç kuvveti K_a ;

$$K_a = A_R P_x = A_R \cdot P_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V_0 - A_R x_r} \right)^{1.3}, \quad N \quad (3.60)$$

dır. Formüllerde kullanılan P_0 basıncı yerine gelme işleminde oluşacak sürtünme kuvvetlerini ve eğimli atışlarda kütlelerin oluşturduğu kuvvetleri yenecek büyüklükte olmalıdır. Ayrıca bu basınç yerine gelmenin yeterince hızlı olmasını sağlayabilmelidir.

3.1.3.2. Yatakların Sürtünme Kuvvetinin Bulunması

Sürtünme kuvvetinin hesaplanabilmesi için yataklardaki normal tepki kuvvetlerinin bilinmesi gereklidir. Bu kuvvetlerin hesaplanması aşağıdaki nedenlerden dolayı komplekstir.

Burada $K_f = \mu(R_1 + R_2)$ dir. μ ; yatakların dinamik sürtünme katsayısıdır. Bu katsayı malzemelere bağlıdır ve deneysel olarak elde edilir.

Herhangi bir geri tepme mesafesi için kama kuvveti ileriki bölümlerde anlatıldığı üzere bulunabilir. Atalet kuvveti de moment–alan metoduyla bulunabilir. K_R kuvveti akışkanın kısılmasıyla oluşan kuvvettir.

Şekil 3.4 için R_2 noktasına göre moment denkliği yazılırsa;

$$\left. \begin{aligned} R_{1a} + B d_p + (W_r \sin \theta) d_f &= K_R d_r + (W_r \cos \theta) b + F_a d_f \\ R_1 &= \left(\frac{d_r}{a} \right) K_R + \left(\frac{b}{a} \right) W_r \cos \theta + \frac{d_f}{a} (F_a - W_r \sin \theta) - \left(\frac{d_p}{a} \right) B, N \end{aligned} \right\} \quad (3.61)$$

Atalet kuvveti;

$$F_a = B + W_r \sin \theta - K, \quad N \quad (3.62)$$

toplam direnç kuvveti,

$$K = K_R + K_f, \quad N \quad (3.63)$$

$$K_f = \mu(|R_1| + |R_2|), \quad N \quad (3.64)$$

dir. Dikkat edilirse $R_1 < W_r \cos \theta$ olduğunda $\Sigma F_y = 0$ dır ve

$$R_2 = W_r \cos \theta - R_1, \quad N \quad (3.65)$$

olur. $R_1 > W_r \cos \theta$ olursa

$$R_2 = R_1 - W_r \cos \theta, \quad N \quad (3.66)$$

olur. Eş. 3.62 ile Eş.3.66'in yardımıyla K_R ve F_a nın elimine edilmesiyle K 'nın bir fonksiyonu olarak R_1

$$R_1 = \left(\frac{d_r - d_f}{a} \right) K + \left(\frac{b - \mu d_r}{a} \right) W_r \cos \theta + \left(\frac{d_f - d_p}{a} \right) B, \quad N \quad R_1 < W_r \cos \theta \quad (3.67)$$

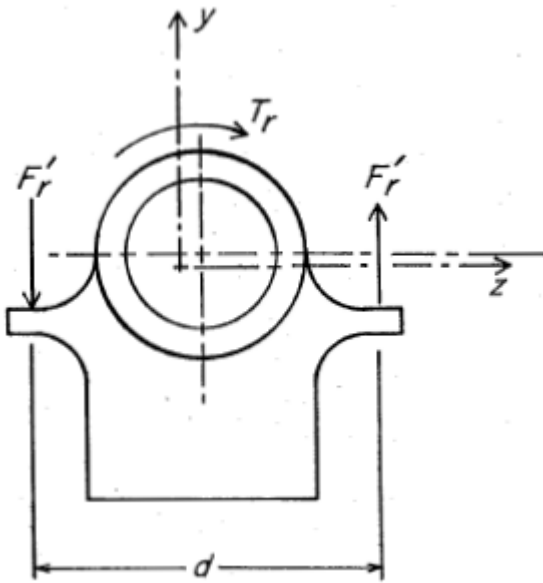
veya

$$R_1 = \left(\frac{d_r - d_f}{a + 2\mu d_r} \right) K + \left(\frac{b - \mu d_r}{a + 2\mu d_r} \right) W_r \cos \theta + \left(\frac{d_f - d_p}{a + 2\mu d_r} \right) B, \quad N \quad R_1 > W_r \cos \theta \quad (3.68)$$

elde edilir. R_1 bulunduktan sonra R_2 ; Eş. 3.66 veya Eş. 3.67 kullanılarak bulunur. Sonra da K_f ; Eş. 3.95'den bulunur. K ve B geri tepme mesafesinin bir fonksiyonu olduğu için K_f 'de mesafenin bir fonksiyonudur.

Yiv-setlerin oluşturduğu kuvveti incelemek için Şekil 3.5'i ele alırsak, yataklar üzerinde oluşan normal kuvvet,

$$F_r' = \frac{T_r}{d_r}, \quad N \quad (3.69)$$



Şekil 3.5. Yiv-setlerden dolayı meydana gelen tork için kesit görünüş

Lagrange kabulü ile(şarj ağırlığının yarısı mermi ile hareket eder) merminin ivmesi,

$$a = \frac{B(t)}{m_p + 0.5m_c}, \quad m/s^2 \quad (3.70)$$

$$\tan \theta_r = \frac{\pi}{N_r} \quad (3.71)$$

dir ve merminin namlu içindeki çevresel ivmesi,

$$a_t = a \tan \theta_r = \frac{\pi B(t)}{N_r (m_p + 0.5m_c)}, \quad m/s^2 \quad (3.72)$$

dir. Açısal ivme,

$$\alpha = \frac{a_t}{R_b} = \frac{\pi B(t)}{N_r R_b (m_p + 0.5m_c)}, \quad rad/s^2 \quad (3.73)$$

dir ve bu eşitlikle yiv-setlerin oluşturduğu tork,

$$T_r = I_p \alpha, \quad N.m \quad (3.74)$$

dir. Buradaki

$$I_p = m_p k^2, \quad kg.m^2 \quad (3.75)$$

dir ve Eş. 3.73 ve Eş. 3.75, Eş. 3.74'de yazılırlarsa,

$$T_r = \frac{\pi m_p k^2 B(t)}{N_r R_b (m_p + 0.5m_c)}, \quad N.m \quad (3.76)$$

olur. k için $k = 0.74R_b, m$ gibi bir yaklaşık değer alınır ve Eş. 3.76; Eş. 3.69'da yazılırlarsa

$$F_r' = \frac{0.5476 \pi m_p R_b B(t)}{N_r (m_p + 0.5m_c) d_r}, \quad N \quad (3.77)$$

Normal kuvvet F_r' ; gaz basıncı cinsinden de yazılabilir. Bunun için

$$B(t) = A_b P_b = \pi R_b^2 P_b, \quad N \quad (3.78)$$

kullanılarak Eş. 3.77'de yazılırsa

$$F_r' = \frac{0.5476\pi^2 m_p R_b^3 P_b}{N_r (m_p + 0.5m_c) d_r}, \quad N \quad (3.79)$$

olur. Yiv-setlerden dolayı meydana gelen sürtünme kuvveti,

$$f_r' = \mu 2F_r', \quad N \quad (3.80)$$

ile bulunur.

Bu sürtünme kuvveti Eş. 3.64'de bulunan kuvvete ilave edilerek yataklardaki toplam sürtünme kuvveti bulunur.

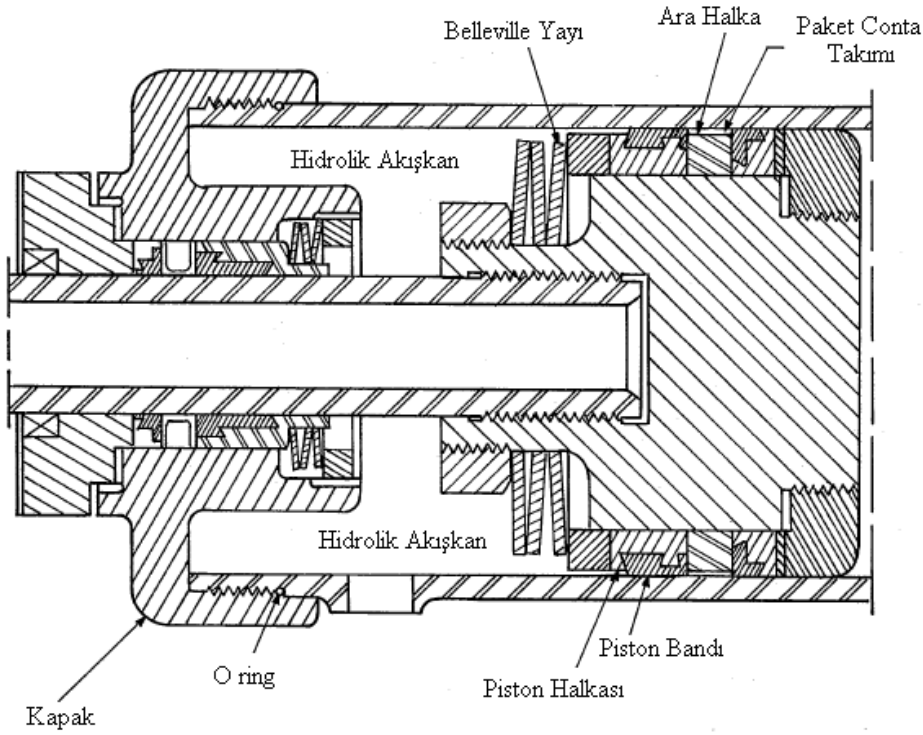
3.1.3.3. Conta ve Keçelerdeki Sürtünme Kuvvetinin Bulunması

Şekil 3.6'da tipik bir conta takımının montajı görülmektedir. Conta ve keçelerin sürtünme kuvvetlerini belirlemek için genellikle analitik yöntemler yetersiz kalır. Bu yöntemler deneylerle desteklenerek sürtünme kuvvetleri belirlenmeye çalışılır.

Contalar geri tepme mekanizmalarından hidrolik akışkanın sızmasını önlemek için kullanılırlar. Sadece yağlama için çok az bir sızıntıya müsaade edilir.

Contalarda dolgu maddesi olarak lastik kullanılır. Yalnız silindir gövdesi ile temas eden yüzeyler teflon ile kaplanır. Piston halkası ile silindir gövdesi arasında teflonun akışını engellemek için teflonun köşe kısımlarından gümüş veya alüminyum alaşımlı halkalar kullanılır.

Keçeler aksenal yönde gelen basıncı radyal yönde dağıtarak yüzeye daha iyi baskı sağlarlar. Bu da Poison oranına benzer şekilde basınç faktörü şeklinde ifade edilir.



Şekil 3.6. Tipik contalama kompleksi

Contalara radyal yönde gelen kuvvet F_{θ} ,

$$F_{\theta} = A_1 P_R, \quad N \quad (3.81)$$

ile bulunur ve buradaki

$$P_R = K_p P_a, \quad Pa \quad (3.82)$$

$$P_a = P_s + P_{\theta}, \quad Pa$$

dir. Conta üzerine etki eden akışkan basıncı P_{θ} ; geri tepme hareketinin şartlarından hesaplanır. Yay tarafından eksenel yönde oluşturulan basınç P_s 'yi hesaplamak için conta tarafından radyal basınç en büyük akışkan basıncı cinsinden yazılırsa,

$$P_R \equiv v P_m = K_p (P_s + P_m), \quad Pa \quad (3.83)$$

ve buradan P_s çekilirse,

$$P_s = \left(\frac{\nu}{K_p} - 1 \right) P_m, \quad Pa \quad (3.84)$$

olur. Bu durumda yay basıncı bilindiğinden conta sürtünme kuvveti

$$f_p' = \mu F_\theta, \quad N \quad (3.85)$$

olur.

Geri tepme mekanizması bağımsız tip ise contaların sürtünme kuvveti

$$f_p = f_c + (f_p)_r, \quad N \quad (3.86)$$

dir. Bağımlı tip ise

$$f_p = f_c + \left(\frac{A}{A_R} \right) (f_p)_r, \quad N \quad (3.87)$$

dir.

3.1.3.4. Akışkan Akışının Kısılmasıyla Oluşan Kuvvetin Bulunması

Geri tepme mekanizmalarında hareketi durdurucu en büyük kuvvet akışkan kısılmasıyla sağlanır. Mesafeye bağlı olarak olması gereken akışkan kısılma kuvveti (F_0); önceki bölümlerde bulunan K_0 kuvvetinden K_m , K_a , K_f ve f_p kuvvetleri çıkarılarak bulunur. Bu kuvvet belirlendikten sonra mesafeye bağlı olarak olması gereken kontrol orifisi alanının tasarımına geçilir. Orifis tasarımı Bölüm 4'te incelenmiştir. Akışkan kısılmasıyla oluşan kuvveti veren ifade [6],

$$F_0(x) = \frac{1}{2} \cdot \frac{\rho \cdot A^2 A_h}{C_0^2 a_0^2} \cdot v^2, \quad N \quad (3.88)$$

Burada C_0 ; akışkan iç sürtünme ve orifis yapısına bağlı bir boşaltım katsayısıdır ve orifis tipine (milli, keskin veya kırılmış kenarlı vb.) bağlı 0.6-0.9 arasında değişir [6].

4. GERİ TEPME MEKANİZMALARINDAKİ KONTROL ORİFİSİN TASARIMI

Ağır silahların geri tepme mekanizmalarında aynı temel prensibin değişik kombinasyonlarını kullanılmaktadır. Hepsi geri yönde oluşan hareketi belirli bir mesafede sönmölmeye (durdurmaya), tekrar silahı atış pozisyonuna getirmeye ve silah sistemlerini değişik atış açılarında sabit tutmaya çalışır.

Yeni bir geri tepme mekanizmasının kontrol orifis tasarımı iterasyonlarla yapılmaktadır. Öncelikle matematik model oluşturulur ve daha sonra oluşturulan bu modele göre silah sistemi üretimi yapılır ve test edilir. Test sonuçları matematik modelden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılır. Farklılık varsa farklılığın nedenleri belirlenir ve buna göre yeni bir matematik model oluşturulur. Sonuçlar birbirine çok yakın çıkıncaya kadar bu işlem tekrarlanır ve bu tip tasarım prosedürü ile matematik model doğrulanmış olur.

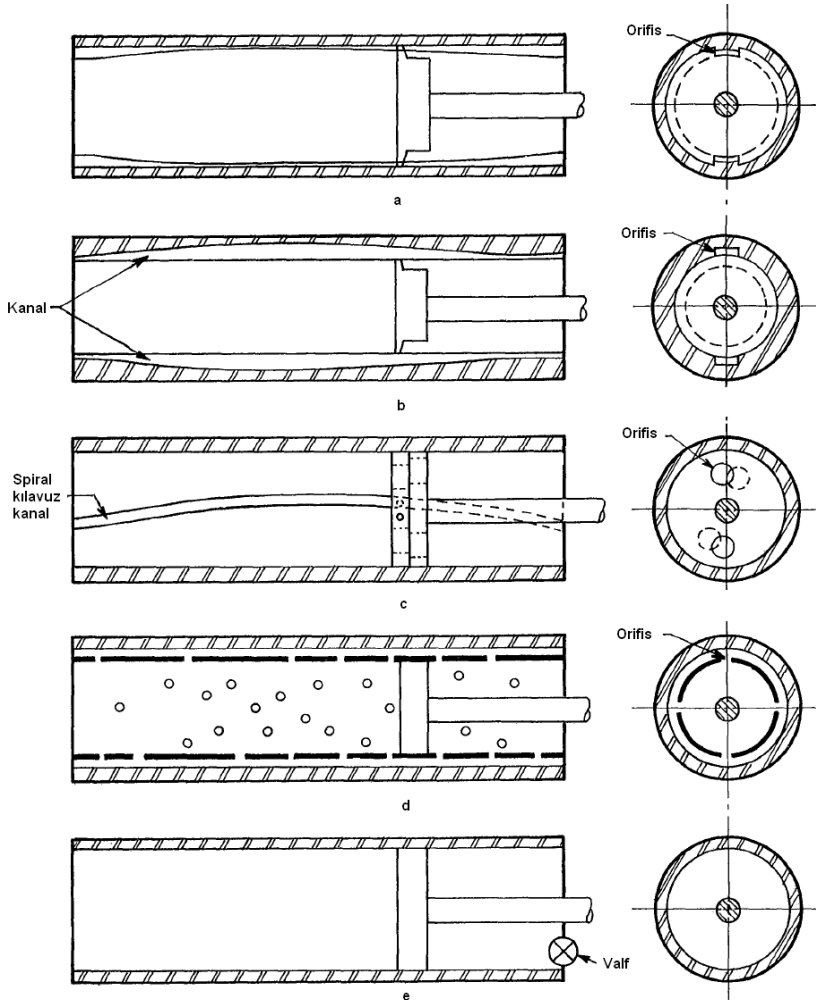
Geri tepme mekanizmaları tasarlanırken, geri tepme hareketine karşı olan $K(t)$ kuvveti sabit tutularak taşıta iletilen maksimum geri tepme kuvvetinin en az olması amaçlanmaktadır. Şekil 3.3.den de göröleceğı üzere iletilen maksimum geri tepme kuvveti sabit bir “K” kuvvetinin oluşturulmasıyla mümkün olmaktadır. Ancak geri tepme hareketindeki tepki kuvveti hıza bağı olduğından ve hareketin başlangıcında hız da bir anda maksimum değeri ne ulaşmayacağından böyle bir sabit kuvveti oluşturmak imkânsız hale gelmektedir. Toplam geri harekete karşı oluşan tepki kuvveti; hidrolik kuvvet, yay kuvveti ve sürtünme kuvvetlerinden oluşmaktadır.

Rekuperatörün başlangıç pozisyonunda iken uyguladığı kuvvet bilindiğı için grafiğı çizilebilmektedir. Sürtünme kuvvetleri matematiksel olarak bulunur. Sürtünme ve rekuperatör kuvvet eğrileri bilindikten sonra ise bu kuvvetler toplam kuvvet eğrisinden çıkarılarak hidrolik frenleme kuvvetinin eğrisi elde edilir. Hidrolik frenleme kuvveti; hareketin herhangi bir noktasındaki hıza ve orifis alanına bağı olarak değışmektedir. Gerekli hidrolik direnç kuvvetini hesaplamak için ise nokta nokta hıza bağı olarak orifis alanının belirlenmesi gerekmektedir. Alan değışimlerini oluşturabilmek için de orifis alanının kontrol metotlarından herhangi birisi kullanılmaktadır.

Bu bahis edilen yöntemlerden birisi Şekil 4.1.(a)’da verilmiş olup burada silindir boyunca sabitlenmiş, kesit alanı değışken kısma laması kullanılmıştır. Bu lama piston

üzerindeki sabit alanlı kanaldan geçmektedir. Ayrıca piston ilerlerken net orifis alanı; gerekli hidrolik kuvveti oluşturmak için değişmektedir. Aynı etki pistonda kanal olmadan silindir içine değişken kesitli bir kanal açılarak Şekil 4.1.(b) de de sağlanabilmektedir. Bu iki yöntemden herhangi biri akışkanın basınç eğrisi üzerindeki kontrolünü sağlayabilmektedir. Böylece hidrolik kuvvet kontrolü de sağlanmış olmaktadır. Piston üzerinde düzgün bir basınç dağılımı oluşturabilmek için kama veya kanallar karşılıklı olmalıdır.

Şekil 4.1.(c)'deki yöntemde; değişken alanlı orifis, piston üzerindedir. Piston üzerinde dönebilen ve delikleri aynı eksen üzerinde olan bir disk bulunmakta olup bu diske kılavuzluk yapan silindir, üzerindeki kanala bir kol yardımıyla bağlanmıştır. Bu sistemle de kontrol mümkün olmaktadır.



Şekil 4.1. Orifis alanının kontrol metotları

Şekil 4.1.(d)'deki yöntemde; delikli bir silindir ana silindirin içine yerleştirilmiştir. Silindir üzerindeki delikler pistonun ileri ve geri yöndeki hareket durumuna göre yerleştirilmiştir. Şekil 4.1.(e)'de yay baskılı bir valf kullanılarak akış kontrol edilmekte ve bu şekilde de basınç sabit tutulmaya çalışılmaktadır.

4.1. Hidrolik Akışkan ile İlgili Yapılan Kabuller

Akışkan kısılması ile oluşması istenen direnç kuvvetinin değeri belirlenerek kontrol orifis alanının hesabı yapılabilmektedir.

Geri tepme hareketi sırasında hidrolik akışkan; silindiri bağlayan kanallardan, piston deliklerinden, kontrol mili üzerindeki uzun-kısa yarıklardan geçmektedir. Ana orifis alanının kontrolü kontrol mili üzerindeki kanal veya iç silindir üzerindeki yarıklar ile sağlanır.

Burada hidrolik akışkanın; akışının yarı kararlı (ivmelenme etkisi yok) ve sıkıştırılamaz (ideal akışkan), akışının da bir boyutlu olduğu kabul edilmektedir.

Akışın yarı kararlı olması demek akışın anlık olarak kararlı olması demektir. Yani akışkanın ivmelenmesiyle oluşan etki hesaba katılmamıştır.

Akışkanın sıkıştırılamaz olması bütün basınçlarda akışkan yoğunluğunun değişmemesidir. İdeal akışkanın anlamı katmanlar arasında kayma gerilmesi yok veya Reynold sayısı yeterince büyük (nominal akış) olmasıdır.

4.1.1.Akışkanın Sıkıştırılamaz Olduğu Kabul Edilerek Yapılan Hesaplamalar

Sıkıştırılamaz akışkanlar için orifis alanının akışkan hareketi üzerindeki etkisini ortaya koyan bir ifade elde etmek için Şekil 4.2'deki gibi içi akışkanla dolu bir silindirdeki pistonun hareket ettiği varsayılarak aşağıdaki denklemler elde edilebilmektedir.

$$v \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial x} \right) = 0 \quad (4.3)$$

şeklinde yazılır ve bu eşitliğin integrali alınır da,

$$\frac{v^2}{2} + \frac{P}{\rho} = \text{sabit} \quad (4.4)$$

Bernoulli denklemi bulunmuş olunur. Bu eşitlik orifisin önü ve tam ortası için uygulanırsa,

$$\frac{v^2}{2} + \frac{P_h}{\rho} = \frac{v_0^2}{2} + \frac{P_a}{\rho}, \quad m^2 / s^2 \quad (4.5)$$

elde edilir.

Eş. 4.2 ve Eş. 4.5 iki bilinmeyenli iki denklemdir. Eş. 4.2 ve Eş. 4.5'den a_0 ve v_0 bulmak için:

- Orifisteki P_a basıncı akışın olduğu yönde ki düşük basınca eşit ($P_a = P_l$)
- Yüksek ve düşük basıncın bulunduğu yerlerdeki alanların birbirine eşit ($A_h = A_l$)

olduğu gibi kabuller yapılabilir.

Ayrıca orifis boşaltım katsayısı da akışın viskoz etkisini ve kompleks yapısını hesaba katmak için kullanılabilir.

Bunlara göre orifisdeki ortalama hız v_0 Eş. 4.2. ve Eş. 4.5'den

$$v_0 = C_0 \left\{ \frac{2}{\rho} (P_h - P_l) \right\}^{1/2} \left[1 - (a_0 / A)^2 \right]^{1/2}, \quad m / s \quad (4.6)$$

olarak bulunur.

Birçok geri tepme mekanizmasında $a_0 \ll A$ olduğu için $(a_0 / A)^2 \ll 1$ kabul edilirse Eş. 4.6;

$$v_0 = C_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad m / s \quad (4.7)$$

şeklinde yazılabilir. Buradaki

$$\Delta P = P_h - P_t, \quad Pa \quad (4.8)$$

formülüyle ifade edilir ve orifis tarafından oluşturulan basınç farkıdır. Eş. 4.2 ve Eş. 4.7'den orifis alanı a_0 ;

$$a_0(x) = \frac{A v(x)}{v_0} = \frac{A}{C_0} v(x) \sqrt{\frac{0.5 \rho}{\Delta P}}, \quad m^2 \quad (4.9)$$

olarak bulunur.

$$\Delta P = F_0 / A_h, \quad Pa \quad (4.10)$$

yerine yazılırsa

$$a_0(x) = \frac{A}{C_0} v(x) \sqrt{\frac{0.5 \rho A_h}{F_0}}, \quad m^2 \quad (4.11)$$

elde edilir. Birçok geri tepme mekanizmasının tasarımında Eş. 4.11 kullanılmaktadır.

Genellikle $a_0 C_0$ etkin orifis alanı olarak adlandırılmakta ve orifis tasarımlarında öncelikle bu alan hesaplanmaktadır. Sonra ise boşaltım katsayısı kullanılarak gerçek orifis alanı bulunmaktadır. Etkin orifis alanı a_e ile gösterilirse,

$$a_0 C_0 \equiv a_e, \quad m^2 \quad (4.12)$$

veya

$$a_e = A v(x) \sqrt{\frac{0.5 \rho A_h}{F_0}}, \quad m^2 \quad (4.13)$$

olarak bulunur.

4.1.2. Akışkanın Sıkıştırılabilir Olduğu Kabul Edilerek Yapılan Hesaplamalar

Madde 4.1.1 de her ne kadar hidrolik akışkanın sıkıştırılmaz olduğu kabul edilmiş olsa da, akışkanların çoğu sıkıştırılabilmektedir. Eğer sıkıştırılabilirlik geri tepme stroğunda %25'lik bir artış meydana getirebilecekse tasarımlarda sıkıştırılabilirlik de hesaba katılmalıdır[6].

Basıncın bir birim arttırılmasıyla hacimde meydana gelen değişim sıkıştırılabilirlik miktarını vermektedir. Yani matematiksel olarak ifade edilecek olunursa;

$$\kappa = \frac{1}{V_{in}} \left(\frac{dV}{dP} \right), \quad m^2 / N \quad (4.14)$$

Hacim(bulk) modülü ise,

$$\beta = 1 / \kappa, \quad Pa \quad (4.15)$$

dir.

Hacim modülü; basınç arttırıldığında akışkanın hacminin küçülmemesi için gösterdiği dirençtir. Bu modül basınç ve sıcaklıkla değişmektedir. Bütün hidrolik akışkanlar için bu değişimi ifade edebilecek tek bir denklem yoktur. Tasarım hesaplamalarında genellikle deneysel yöntemlerle elde edilen sonuçlar kullanılmaktadır.

Geri tepen parçaların hareketini etkileyen diğer bir unsurda geri tepme silindirinin basınç ve sıcaklıkla genişlemesidir. Bu da silindir hacminde bir değişiklik meydana getirmektedir. Bu değişim malzeme özellikleri kullanılarak mekanik formüllerle bulunabilmektedir.

Sıkıştırılmaz akışta piston gibi hareketli parçalar tarafından boşaltılan hacim akışkan tarafından doldurulan hacme eşittir. Sıkıştırılabilir akışta ise geri tepme pistonu sıkıştırılmaz akışa göre daha fazla hareket etmektedir. Yani süreklilik denklemi burada uygulanamamaktadır.

Geri tepme mekanizması Şekil 4.2'deki gibi varsayılırsa pistonun hareketi akışkanın sıkıştırılabilirliğinden etkilenir. Etkin akışkan sıkıştırılabilirliğinin (akışkan hacminde daralma ve silindirin genişlemesi) geri tepen parçaların hareketini nasıl etkilediği incelenecek olursa,

$$V_h = V_{in} - xA, \quad m^3 \quad (4.16)$$

eşitliği yüksek basınç tarafındaki hacmi göstermektedir. Sıkıştırılabilirlikten dolayı hacimdeki değişim Eş. 4.14'ten

$$\Delta V_c = V_h \left(\frac{\Delta P}{\beta} \right), \quad m^3 \quad (4.17)$$

olarak bulunur ve silindir genişlemesinden dolayı meydana gelen hacimdeki değişim

$$\Delta V_e = \frac{(\Delta P)D_i}{2E} \left(\frac{D_0^2 + D_i^2}{D_0^2 - D_i^2} + \nu \right) \pi D_i l, \quad m^3 \quad (4.18)$$

olur. Bu durumda hacimdeki toplam değişim,

$$\Delta V = \Delta V_e + \Delta V_c, \quad m^3 \quad (4.19)$$

ve geri tepme pistonunun hareket mesafesi,

$$x = x' + \Delta x, \quad m \quad (4.20)$$

gibi olur. Buradaki x' akışkanın sıkıştırılamaz olduğu durumdaki pistonun hareket mesafesidir. Denklemdaki Δx ,

$$\Delta x = \Delta V / A, \quad m \quad (4.21)$$

dir.

$a_0 \ll A$ kabulü ile a_0 alanında oluşan akış debisi,

$$Q \equiv a_0 v_0 = C_0 a_0 \sqrt{\frac{2(\Delta P)}{\rho}}, \quad m^3 / s \quad (4.22)$$

olarak bulunur. Akışkan sıkıştırılabilirliğini ifade eden Eş. 4.14 aşağıdaki gibi de yazılabilir;

$$\Delta P = \beta \left(\frac{\Delta V}{V} \right), \quad Pa \quad (4.23)$$

Burada ΔV toplam hacimdeki değişimi ifade etmektedir. Eş. 4.23'ün her iki tarafı Δt ye bölünüp limiti ($\Delta t \rightarrow 0$) alınır Eş. 4.23 aşağıdaki şekli alır.

$$\dot{P} = \beta \dot{V} / V, \quad Pa / s \quad (4.24)$$

$\dot{V}$, pistonun yer değiştirdiği hacimle orifisten geçen akışkan hacmi arasındaki farktır. Birim zamanda pistonun yer değiştirme hacmi $A_h \dot{x}$ dır. Buna göre

$$\dot{V} = A_h \dot{x} - C_0 a_0 \sqrt{2\Delta P / \rho}, \quad m^3 / s \quad (4.25)$$

olur. Yüksek basınç haznesindeki toplam hacim x 'in fonksiyonu olarak,

$$V = V_{in} - Ax, \quad m^3 \quad (4.26)$$

şeklinde yazılabilir. Eş. 4.25 ve Eş. 4.26, Eş. 4.24'te yazılırlarsa

$$\dot{P} = \beta \left(A_h \dot{x} - C_0 a_0 \sqrt{2(\Delta P) / \rho} \right) / (V_{in} - Ax), \quad Pa / s \quad (4.27)$$

elde edilir. $\dot{P}$ değeri kısılan akışkanın kuvvetinden $F_0(t)$ bulunabilmektedir. Eğer bütün diğer değerler biliniyorsa Eş. 4.27 a_0 için çözülebilmekte veya orifis alanı biliniyorsa Eş. 4.27'nin integrali alınarak P_h bulunabilmektedir. (P_h ve P_l integralin sınırlarıdır).

M198 silah sisteminin üzerinde kullanılan geri tepme mekanizmasında akışkanın sıkıştırılabilirliği ile ilgili yapılan incelemelerde sıkıştırılabilirliğin etkisinin çok az olduğu görülmüştür[6]. Bu yüzden tasarım hesaplamalarında genellikle akışkanın sıkıştırılmadığı kabul edilir

4.2. Geri Tepme Mekanizması Orifis Konumları

Geri tepme veya yerine gelme hareketleri sırasında birden fazla orifis kullanılabilir. Bu orifisler konumlarına göre birbirleri ile seri veya paralel olabilirler. Her geri tepme mekanizmasının kendine özgü akışkanın içerisinde hareket ettiği orifisleri vardır. Etkin orifis alanının bulunabilmesi için seri ve paralel orifislerin çalışma şekillerinin bilinmesi gerekmektedir. Orifisin çalışma şekli incelenirken akışın bir boyutlu, kararlı, iç sürtünmesiz ve sıkıştırılmaz olduğu varsayılmaktadır.

4.2.1. Paralel Orifisler

Orifisten geçen akışkan debisi Eş. 4.22 ile aşağıdaki gibi verilmişti,

$$Q \equiv a_0 v_0 = C_0 a_0 \sqrt{\frac{2(\Delta P)}{\rho}}, \quad m^3 / s$$

Şekil 4.3 deki gibi orifislerin a_1 ve a_2 alanlı ve paralel oldukları varsayılırsa orifislerdeki basınç düşüşleri eşit olmaktadır. Toplam debi,

$$Q = Q_1 + Q_2, m^3 / s \quad (4.28)$$

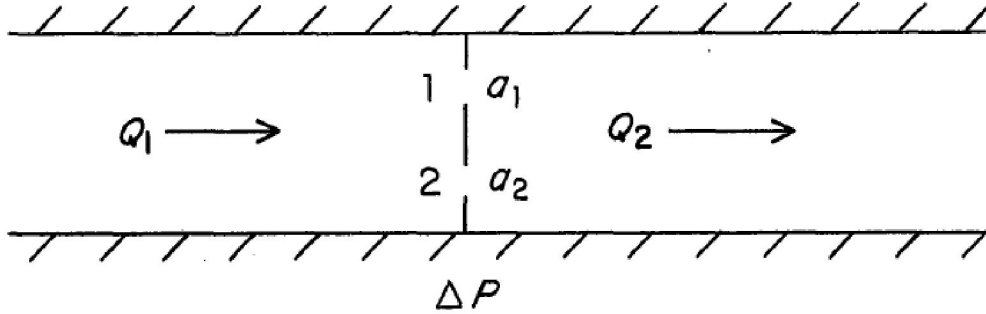
olur. Eğer her iki orifis için boşaltım katsayısı ve akış hızları aynı ise toplam akış debisi Eş. 4.22 ve Eş. 4.28

$$Q = C_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} (a_1 + a_2) \equiv \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} a_e, m^3 / s \quad (4.29)$$

gibi olur. Burada $a_e = C_0(a_1 + a_2)$ etkin orifis alanıdır. Yani iki benzer orifis paralel ise orifisin alanı iki orifisin etkin alanlarının toplamına eşittir. Eğer boşaltım katsayıları farklı ise toplam akış debisi,

$$Q = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} (C_1 a_1 + C_2 a_2), m^3 / s \quad (4.30)$$

olarak bulunur. Burada C_1 ve C_2 ; 1.orifisin ve 2.orifisin boşaltım katsayılarıdır. Bu durumda etkin orifis alanı $a_e = C_1 a_1 + C_2 a_2$ olur.



Şekil 4.3. Paralel orifis

4.2.2. Seri Orifisler

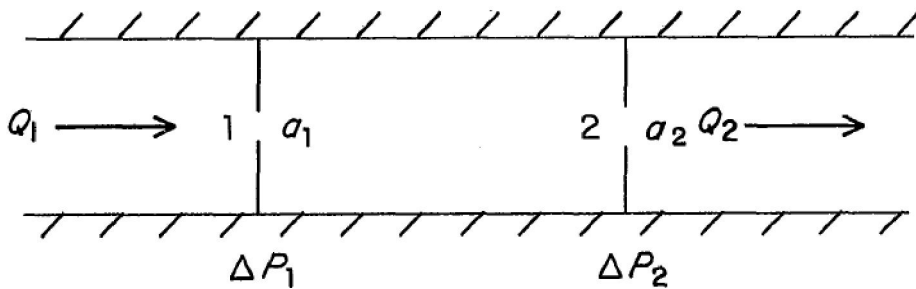
Şekil 4.4 deki a_1 ve a_2 alanlarına sahip iki orifis için ΔP_1 ve ΔP_2 orifislerdeki basınç düşüşleri ise toplam basınç düşüşü ΔP ,

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2, Pa \quad (4.31)$$

olarak ifade edilir. Eş. 4.22 kullanılarak ΔP ler bulunur ve bunlar Eş. 4.31’de yerine yazılırsa,

$$\frac{Q^2 \rho}{2a_e^2} = \frac{Q^2 \rho}{2a_1^2 C_1^2} + \frac{Q^2 \rho}{2a_2^2}, m^{-4} \quad (4.32)$$

olarak elde edilir.



Şekil 4.4. Seri orifis

4.3. Orifis Boşaltım Katsayısının Bulunması

Analitik olarak orifis boşaltım katsayısının bulunabilmesi için akışkan sıkıştırılabilirliğinin önce göz önünde bulundurulmayarak sonra da göz önünde bulundurularak işlem yapılması gerekmektedir. Gerçekte orifis alanı sabit kalmakla birlikte orifis boşaltım katsayısı akışkanın hızına ve Reynold sayısı gibi etkenlere bağlı olarak değişkendir. Bundan dolayı analitik basınç eğrisi ile gerçekte elde edilen basınç eğrileri birbirleriyle tam olarak çakışmaz.

Akışkan sıkıştırılabilirliğinin ihmal edildiğinde basınçtaki değişim Eş. 4.9'dan

$$\Delta P(x) = \frac{A^2 v^2(x) \rho}{2a_e^2}, Pa \quad (4.35)$$

burada $a_e = c_0 a_0, m^2$ dir.

Eş. 4.35'den basınçtaki değişimin hesaplanabilmesi için geri tepen parçaların hızının hesaplanması gerekmektedir. Bu hesaplama temel hareket denkleminin integrali alınarak yapılır. Temel hareket denkleminde $K(t) = K_f + K_a + f_p + F_0$ yerine yazılırsa Eş. 3.1 aşağıdaki gibi olur;

$$m_r \ddot{x} = B(t) + W_r \sin \theta - (K_f + K_a + f_p + F_0), N \quad (4.36)$$

Eş 4.35 ve Eş. 4.10 kullanılarak F_0 için aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$F_0 = \frac{A^2 v^2(x) \rho A_h}{2a_e^2}, N \quad (4.37)$$

Eş. 4.36 varsayılan bir boşaltım katsayısına göre integre edilerek akış hızı, bu hızda Eş. 4.35 de yerine yazılarak basınç değişimi bulunur. Daha sonra da basınç grafiği çizdirilir. Bu grafikler ile testlerde elde edilen basınç değişim grafikleri karşılaştırılır. Farklılık varsa varsayılan boşaltım katsayısının değeri değiştirilerek tekrar hesaplanır.

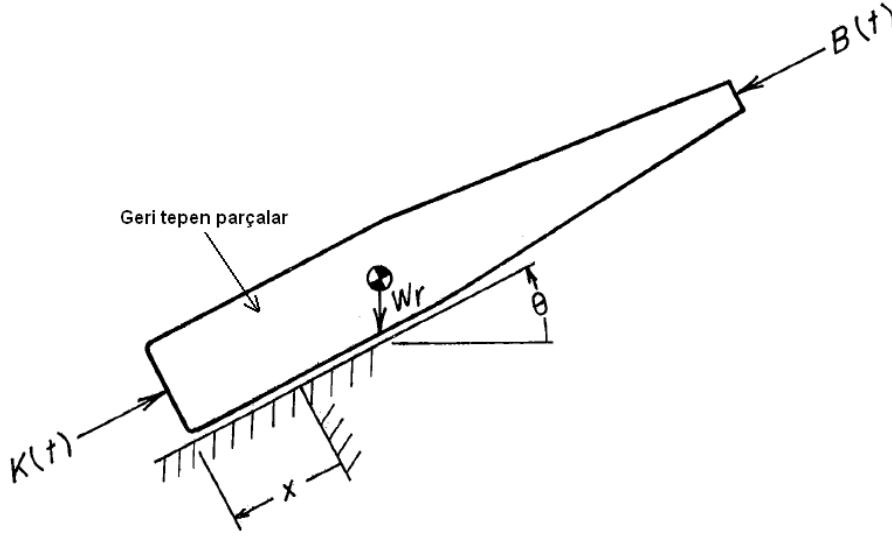
Akışkanın sıkıştırılabilirliği göz önünde bulundurulduğunda Eş. 4.8 ve 4.10'da, F_0 için

$$F_0 = (P_h - P_l)A_h, \quad N \quad (4.38)$$

ifadesi yazılır. Bu ifade Eş. 4.36'da yerine yazılarak Eş. 4.27 ve Eş. 4.36'nın; x , $\dot{x}$, P için integrali alınarak işlemler yapılırsa boşaltım katsayısı bulunabilir.

5.GERİ TEPME MEKANİZMALARININ GENEL HAREKET DENKLEMİNİN ÇIKARILMASI

Yukarıdaki bölümlerde elde edilen denklemler özetlenirse, 120 mm'lik ağır silah sisteminin geri tepme mekanizmasının hareket denkleminin çıkarılışı aşağıdaki gibi olur.



Şekil 3.1 de Newton'un hareket denkleminde:

$$F_{net} = m_r \ddot{x}$$

$$B(t) - K(t) + w_r \sin \theta = m_r \ddot{x}$$

Kama kuvveti; barutun yanmasıyla namlu içerisinde oluşan kuvvet ile gaz boşaltım periyodundan elde edilen kuvvetlerin toplamıyla bulunur.

Namlu İçerisindeki Periyot:

$$B = \left[\frac{\left(W_p + \frac{W_c}{2} \right) v'_0 (Q+1)^2}{g} \right] \left[\frac{QU_0 u}{(QU_0 u + u)^3} \right], \quad N$$

Gaz Boşaltım Periyodu:

$$B = (1 - \beta)P_b A$$

$$= (1 - \beta)AP_0 \left(1 + \frac{t - t_0}{\phi}\right)^{2\gamma/(1-\gamma)}, N$$

Bölüm 3 de belirtildiği üzere β , namlu ağız baskısının geometrisine bağlıdır. Ağız baskısı yoksa değeri 0 dır. Eğer bütün gaz ters yöne döndürülürse değeri 2'dir ki bu mümkün değildir.

Buna göre Kama Kuvveti:

$$B(t) = \left[\frac{\left(W_p + \frac{W_c}{2} \right) v'_0 (Q+1)^2}{g} \right] \left[\frac{QU_0 u}{(QU_0 u + u)^3} \right] + (1 - \beta)AP_0 \left(1 + \frac{t - t_0}{\phi}\right)^{2\gamma/(1-\gamma)}, N$$

eşit olur.

Geri tepmeye karşı olan toplam direnç kuvveti ise,

$$K(t) = K_a + F_0 + F_s, N$$

dir. Buradaki direnç kuvvetleri :

- Reküperatör direnç kuvveti;

$$K_a = A_R P_x = A_R \cdot P_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V_0 - A_R x_r} \right)^n, N$$

- Akışkan kısılmasıyla oluşan kuvvet;

$$F_0(x) = \frac{1}{2} \cdot \frac{\rho \cdot A^2 A_h}{C_0^2 a_0^2} \cdot v^2, N$$

- Fs kuvveti; yataklardaki sürtünme kuvveti (Kf) ve contalardaki sürtünme kuvvetinin (fp) toplamından oluşmaktadır.

Bu verilere göre Durdurucu Kuvvet:

$$K(t) = A_R \cdot P_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V_0 - A_R x_r} \right)^n + \frac{1}{2} \cdot \frac{\rho \cdot A^2 A_h}{C_0^2 a_0^2} \cdot v^2 + F_s, \quad N$$

eşit olur.

Tüm veriler ana denklemde $B(t) - K(t) + w_r \sin \theta = m_r \ddot{x}_r$ yerine yazılırsa geri tepme mekanizmalarının genel hareket denklemi Eş.5.1 ve Eş. 5.2 deki gibi bulunur.

$$\left(\frac{\left(W_p + \frac{W_c}{2} \right) v_0'^2 (Q+1)^2}{g} \right) \left[\frac{QU_0 u}{(QU_0 + u)^3} \right] + (1 - \beta) A P_0 \left(1 + \frac{t - t_0}{\phi} \right)^{2\gamma / (1-\gamma)} -$$

$$\left(A_R \cdot P_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V_0 - A_R x_r} \right)^n \right) + \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\rho \cdot A^2 A_h}{C_0^2 a_0^2} \cdot v^2 \right) + (F_s) + w_r \sin \theta = m_r \ddot{x}_r, \quad N \quad (5.1)$$

veya daha kısa yazılacak olunursa;

$$B(t) - \left(A_R \cdot P_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V_0 - A_R x_r} \right)^n + \frac{1}{2} \cdot \frac{\rho \cdot A^2 A_h}{C_0^2 a_0^2} \cdot v^2 + F_s \right) + w_r \sin \theta = m \ddot{x}, \quad N \quad (5.2)$$

olur.

Bu çalışmada incelenen 120 mm'lik ağır silah sisteminin geri tepme mekanizmasının hareket denklemi;

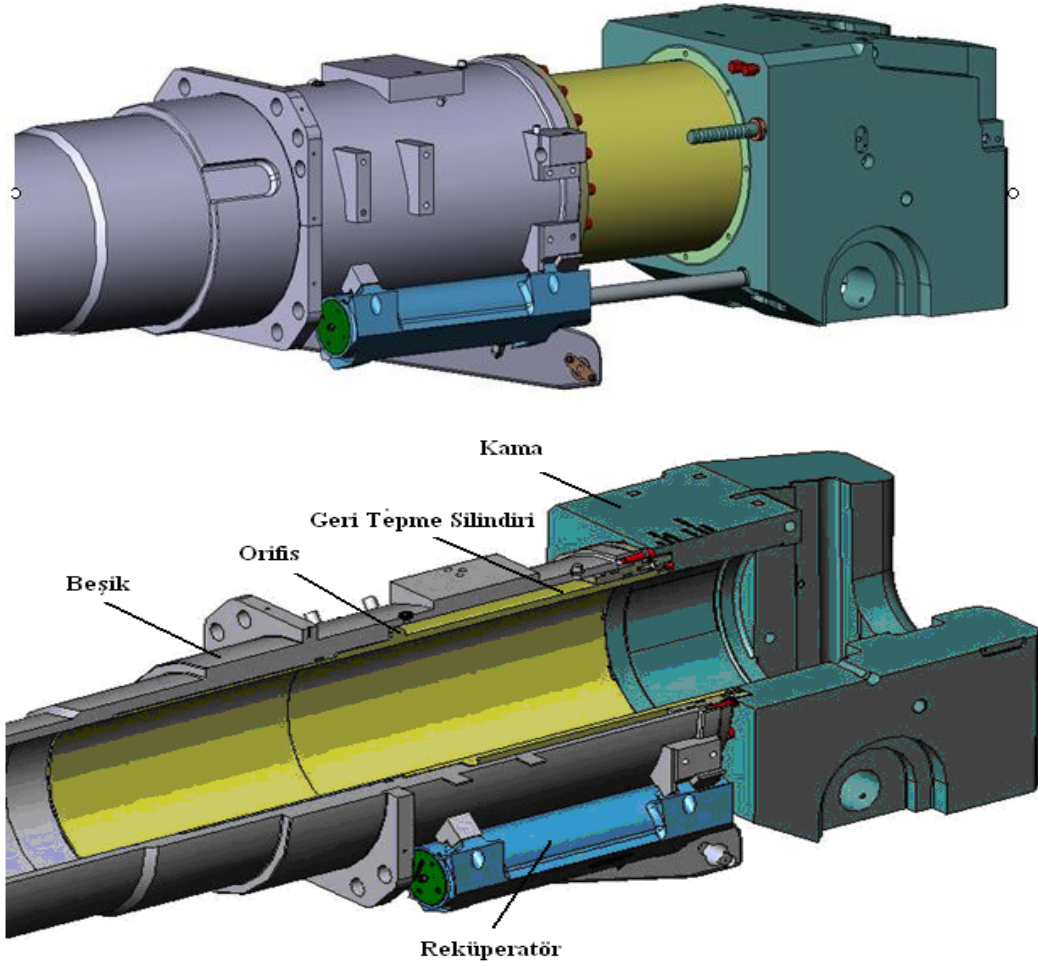
- Reküperatörde azot gazı kullanıldığı için $n=1.3$.[4]
- Silah sisteminin ağız baskısı olmadığı için $\beta=0$.[6]

$$B(t) + W_r \sin \theta - \mu W_r \cos \theta - A_R \cdot P_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V_0 - A_R x_r} \right)^{1.3} - \frac{1}{2} \cdot \frac{\rho \cdot A^2 A_h}{C_0^2 a_0^2} \cdot v^2 = m \ddot{x}, N$$

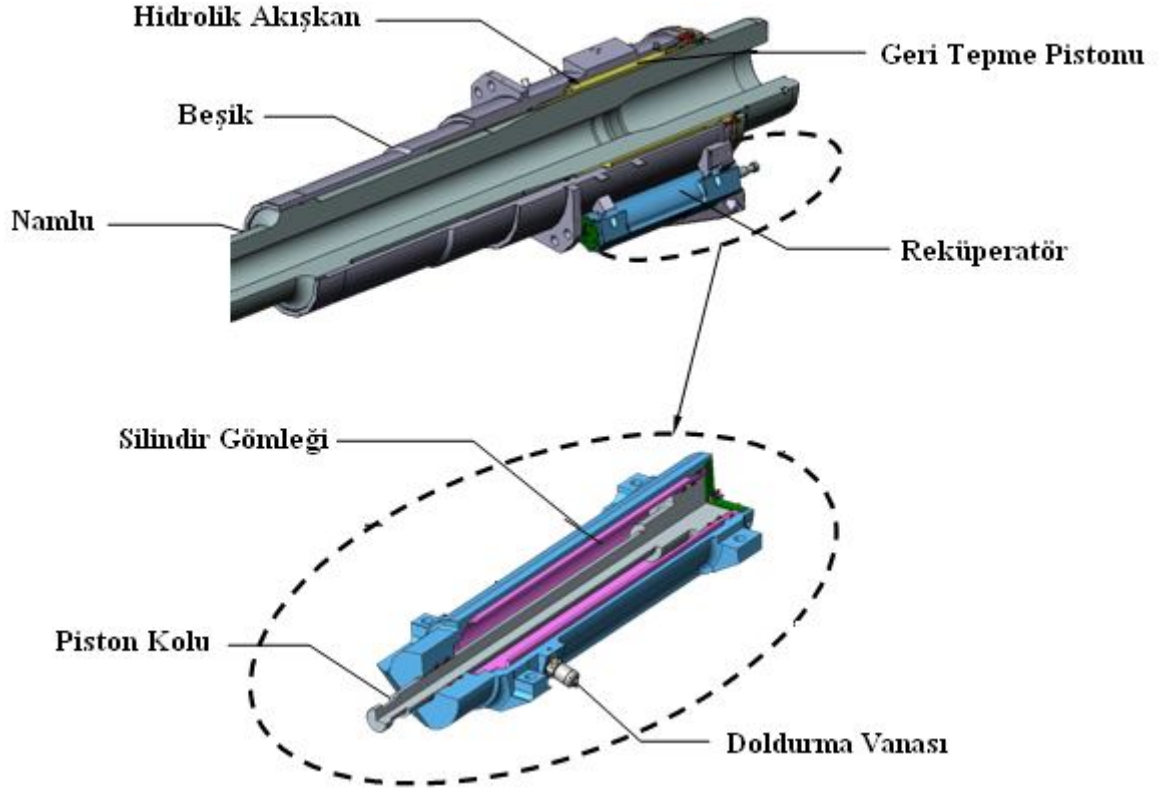
olur.

6.GERİ TEPME MEKANİZMALARININ HAREKET DENKLEMİNİN SAYISAL BENZETİMİ

Bu bölümde oluşturulan matematiksel modelden elde edilen sonuçlar ile, Şekil 6.1 ve Şekil 6.2’de şematik resimleri verilen 120mm namlu çaplı hidro-pnömatik tip geri tepme mekanizmasına sahip tank silah sisteminin atışlarından elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ayrıca oluşturulan matematiksel modeldeki orifis boşaltım katsayısı ile geri tepen parçaların toplam ağırlıkları değiştirilerek geri tepme mesafesine olan etkileri incelenmiş ve. kama kuvveti zamana bağlı olarak MATLAB ortamında hesaplatılmıştır.



Şekil 6.1 .120 mm Silah Sistemi Geri Tepme Mekanizması Şematik Gösterimleri



Şekil 6.2.120 mm Silah Sistemi Rekuperatörünün Şematik Gösterimleri

6.1 Kama Kuvvetinin MATLAB ile Hesaplanması

Matematiksel modelde kullanılan kama kuvveti zamana bağlı olarak MATLAB ortamında “Le-Duc” denklemleri kullanılarak hesaplanmıştır. Kama kuvvetinin hesaplanmasında kullanılan MATLAB dosyası (M-file) aşağıda verilmiştir[13].

```
clear
clc
global Pm Wc Wp A U0 v0 ;

%%İç Balistik Model ve Gaz Boşaltım Periyodu İle Kama Kuvvetinin Hesaplanması

%Tasarım Parametreleri(İç Balistik)

Pm= ; %Tepe Hazne Basıncı ,Pa
Wc= ; %Patlayıcı Ağırlık ,N
Wp= ; %Çekirdek Ağırlık ,N
A= ; %Namlu Ağız Alanı ,m2
U0= ; %Namlu Uzunluğu ,m
v0= ; %Merminin Namludan Çıkış Hızı ,m/sn
or=996 ; %Örnekleme
```

%İç Balistik Model ile Kama Kuvvetinin Hesaplanması

%Merminin Namlu İçinde Aldığı yol ,m

u=0:U0/or:U0 ;

%İç Balistiğin Hesaplanmasında Kullanılan Le-Duc Parametreleri

Pme=(19.6*U0*Pm*A)/(v0^2*(Wp+Wc/2)) ; %Pm/Pe

Q=((1.6875*Pme)-1)-sqrt(((1.6875*Pme)-1)^2-1) ;

a=v0*(Q+1) ;

b=Q*U0 ;

%Tepe Kama Kuvvetinin Bulunması ,N

Bm=(4/27)*((Wp+(Wc/2))/9.8)*((v0^2*(Q+1)^2)/(Q*U0)) ;

Bu=Bm*((27*Q^2*U0^2.*u)/(4*(Q*U0+u).^3)) ; %B(u) ,N

%u'ya Bağlı Merminin Namlu İçi Hızı ,m/sn

vm=(a.*u)/(b+u) ;

%Merminin Namludan Çıkış Süresi ,sn

t0=8*((Wp+Wc/2)*v0*(Q+1)^2)/(27*9.8*Bm*Q) ;

%u'ya Bağlı Zaman ,sn

tu=t0-((Q*U0.*log(U0./u)+(U0-u))/(v0*(Q+1))) ;

tu(1)=0 ;

%Curve Fitting ile Elde Edilen Biç(t) Fonksiyonu

a1 = 7.232e+006 ;

b1 = 0.002167 ;

c1 = 0.001047 ;

a2 = -4.607e+005 ;

b2 = 0.002682 ;

c2 = 0.0006631 ;

a3 = -1.538e+006 ;

b3 = 0.001599 ;

c3 = 0.0007218 ;

a4 = 2.46e+006 ;

b4 = 0.003226 ;

c4 = 0.001329 ;

a5 = 1.02e+006 ;

b5 = 0.004932 ;

c5 = 0.001921 ; % 5.Derece Gaussyen eğrinin fonksiyon katsayıları

ti=0:(t0/or):t0 ; % namlu içi zaman ,sn

%Biç(t) için uydurulan eğrinin fonksiyonu

Bti = a1.*exp(-((ti-b1)./c1).^2) + a2.*exp(-((ti-b2)./c2).^2)+
a3.*exp(-((ti-b3)./c3).^2) + a4.*exp(-((ti-b4)./c4).^2)+
a5.*exp(-((ti-b5)./c5).^2);

%plot(ti,Bti) ; %Biç(ti) grafiği

%Gaz Boşaltım Periyodundaki Bdiş(t)'nin Hesaplanması

```

%Merminin Namludan Çıkıştaki Kama Kuvveti Değeri ,N
B0=(v0^2*(Wp+(Wc/2))*Q)/(9.81*U0*(Q+1));
%Merminin Namludan Çıkıştaki Basınç Değeri ,N
P0=B0/A;

%Gaz Boşaltım Süresi ,sn
TH=((2*0.064)/(A*(0.26)))*((Wc/(9.81*1.26*P0*0.064))*(2.26/2)^(2.26/0.26))^0.5 ;

%Namlu Dışı Zaman ,sn
td=t0:((TH-t0)/or):TH;

%Bdış(t) ,N
Btd=B0.*(1+((td-t0)/TH)).^-9.69;

%plot(td,Btd) ; %Bdış(td) grafiği

%//B(t)//Zamana Bağlı Kama Kuvvetinin Hesabı%
k=1;
for t2=0:TH/or:TH;
    if t2<t0
        Bt(k)= a1.*exp(-((t2-b1)/c1).^2) + a2.*exp(-((t2-b2)/c2).^2) + a3.*exp(-((t2-b3)/c3).^2) +
a4.*exp(-((t2-b4)/c4).^2)+ a5.*exp(-((t2-b5)/c5).^2);

        else
            Bt(k)=B0*(1+((t2-t0)/TH))^-9.69;

        end
        k=k+1;
    end
end
t=0:TH/or:TH ; %Tam Atış Periyodu ,sn

%B(t) Grafiği

plot(t,Bt) ;
title('Kama Kuvvetinin Zamanla Değişimi');
xlabel('Zaman(sn)') ;
ylabel('Kama Kuvveti(N)') ;
grid

alan=trapz(t,Bt) ; %Toplam İtki B(t)

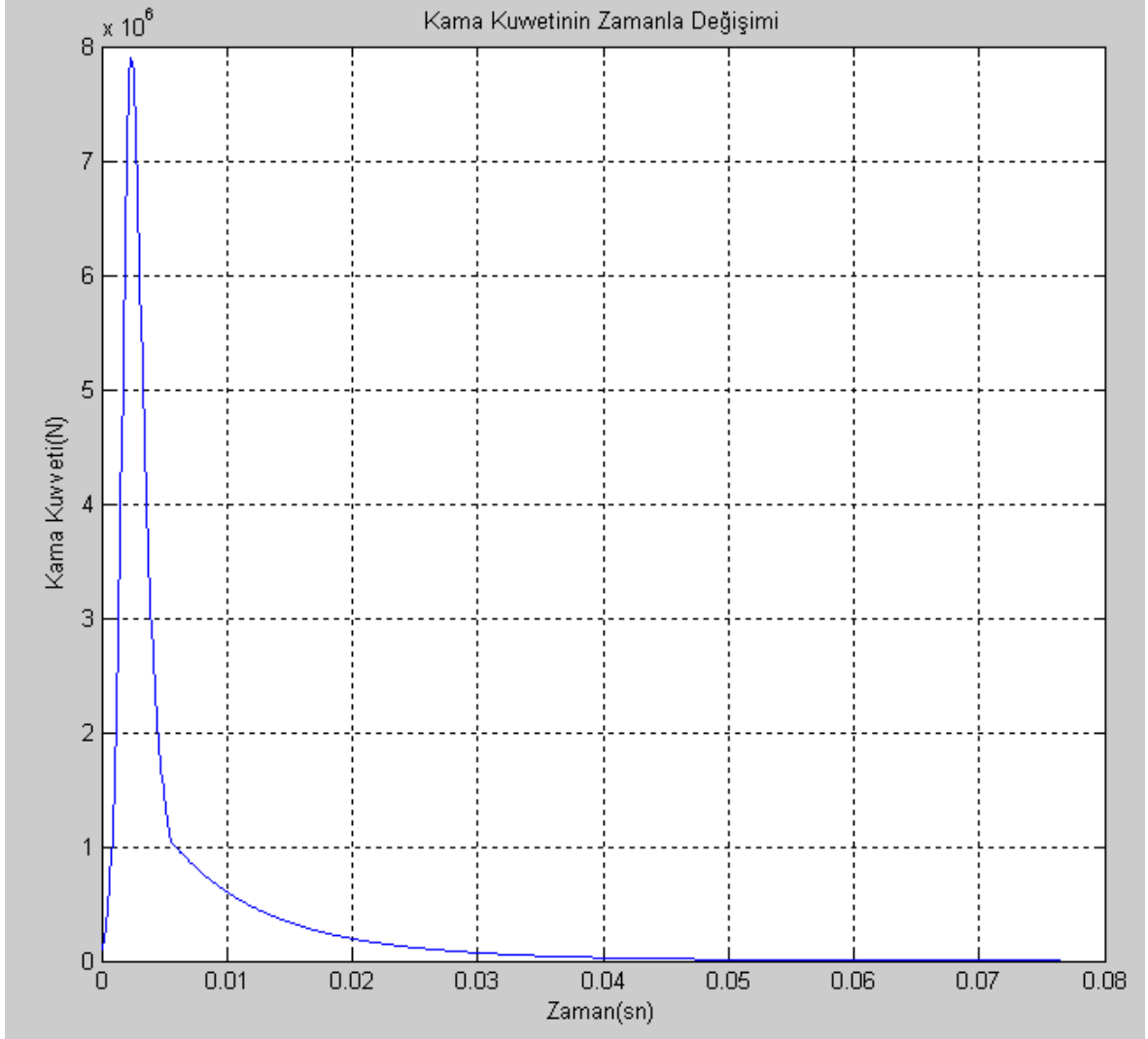
%Zaman Değerlerinin Simulink'e Aktarılmak Üzere süre.doc dosyasına yazdırılması ,sn
csvwrite('süre.doc',t) ;

%Kama Kuvveti Değerlerinin Simulink'e Aktarılmak Üzere kama.doc dosyasına yazdırılması ,Pa
csvwrite('kama.doc',Bt) ;

```

Yukarıdaki MATLAB dosyası çalıştırıldığında Kama Kuvveti-Zaman grafiği Şekil 6.3'deki gibi elde edilir. Kama kuvveti ile zaman değerleri; kama.doc, süre.doc şeklinde

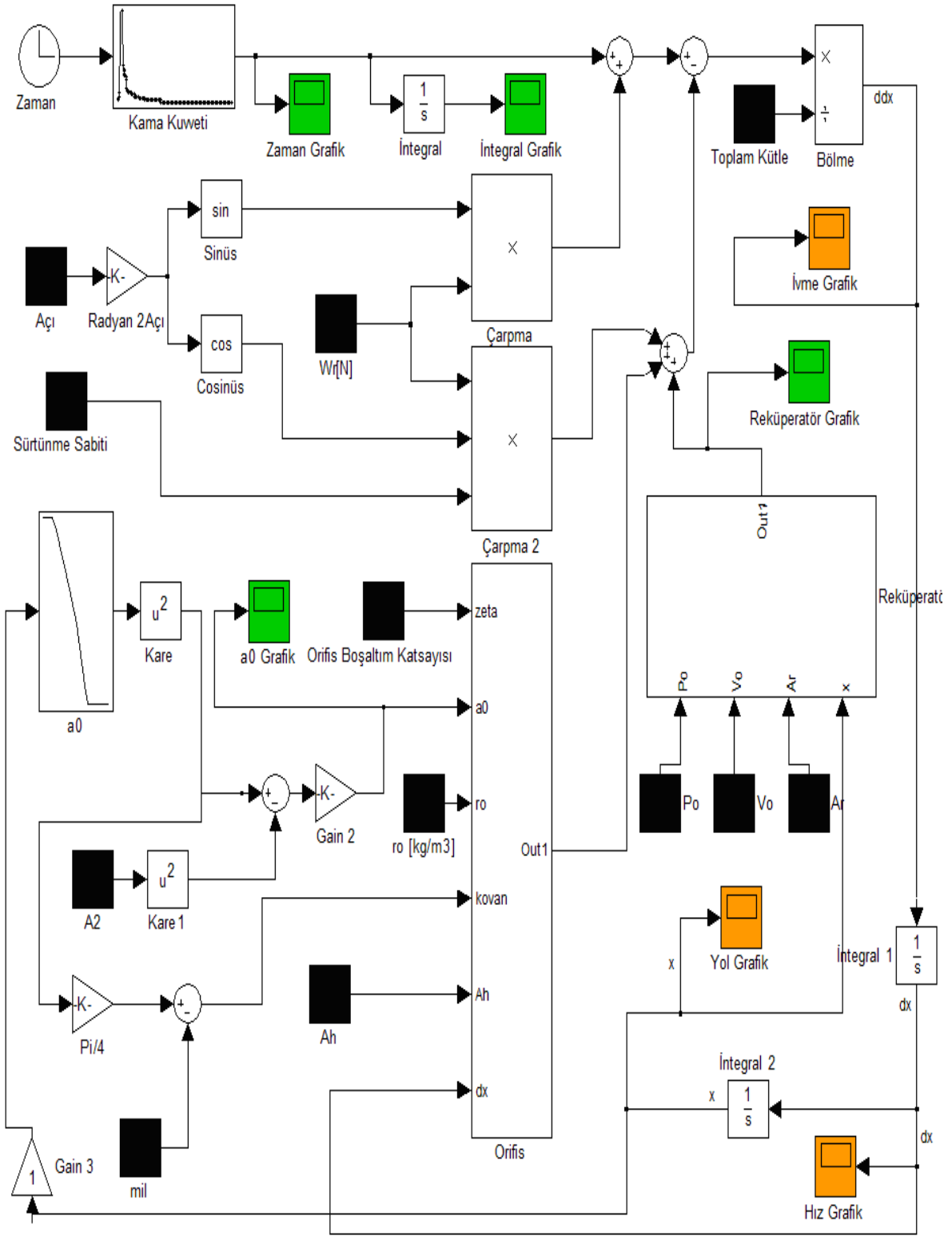
word dosyası olarak genel hareket denkleminin çözümünde kullanılmak üzere masaüstüne aktarılır.



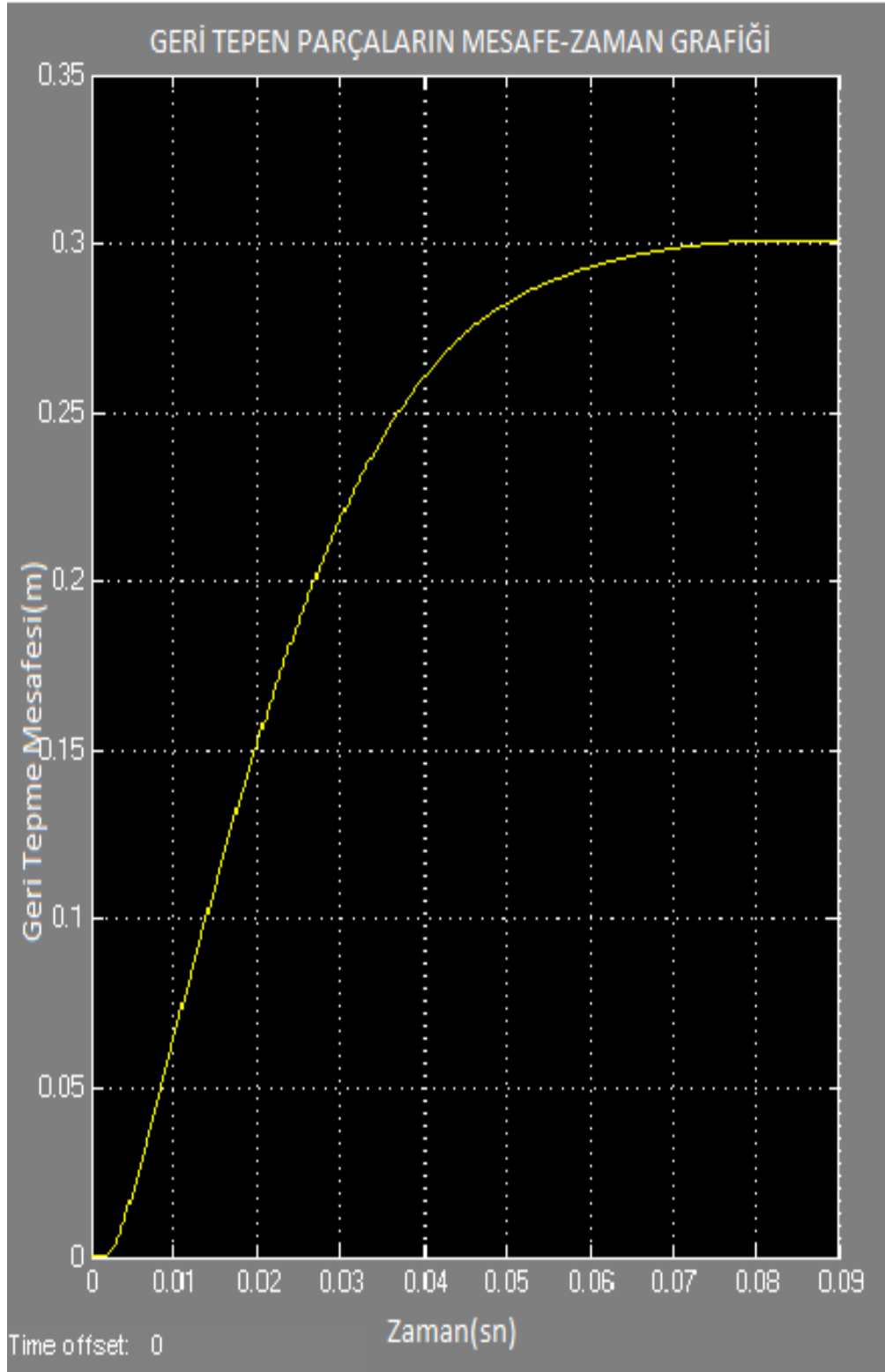
Şekil 6.3. Matematiksel modelden elde edilen kama kuvveti-zaman grafiği

6.2. Mesafe-Zaman, Hız-Zaman ve İvme-Zaman Grafiklerinin Karşılaştırılması

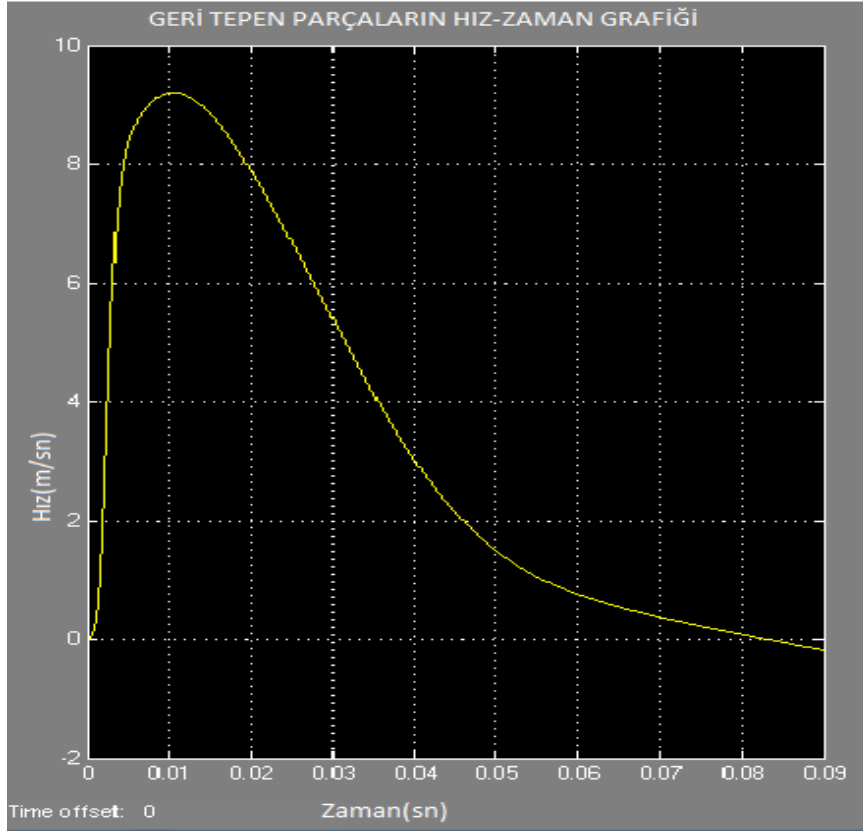
Kama kuvvetinin hesaplanması sonucu masaüstüne atılan veriler SIMULINK' in içine alınıp diğer denklemlerle birlikte Şekil 6.4'de akış şeması verilen simülasyon çalıştırılır. Simülasyon çalıştırıldığında ise geri tepen parçalar için Şekil 6.5. Mesafe-Zaman, Şekil 6.6. Hız-Zaman ve Şekil 6.7. İvme-Zaman grafikleri elde edilir.



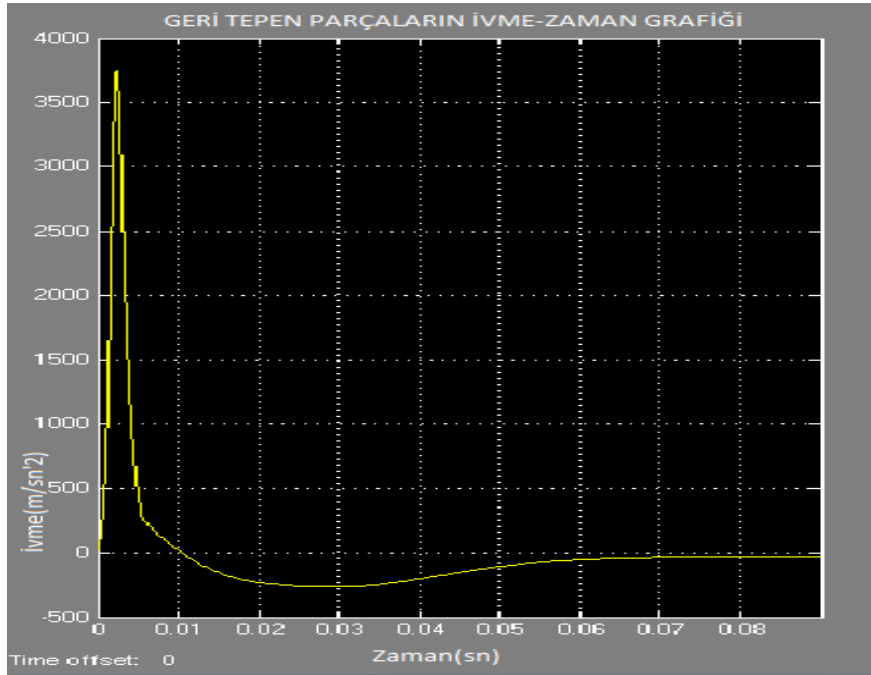
Şekil 6.4. MATLAB/ SIMULINK programının akış şeması



Şekil 6.5. SIMULINK'ten elde edilen geri tepme mesafesi-zaman grafiği



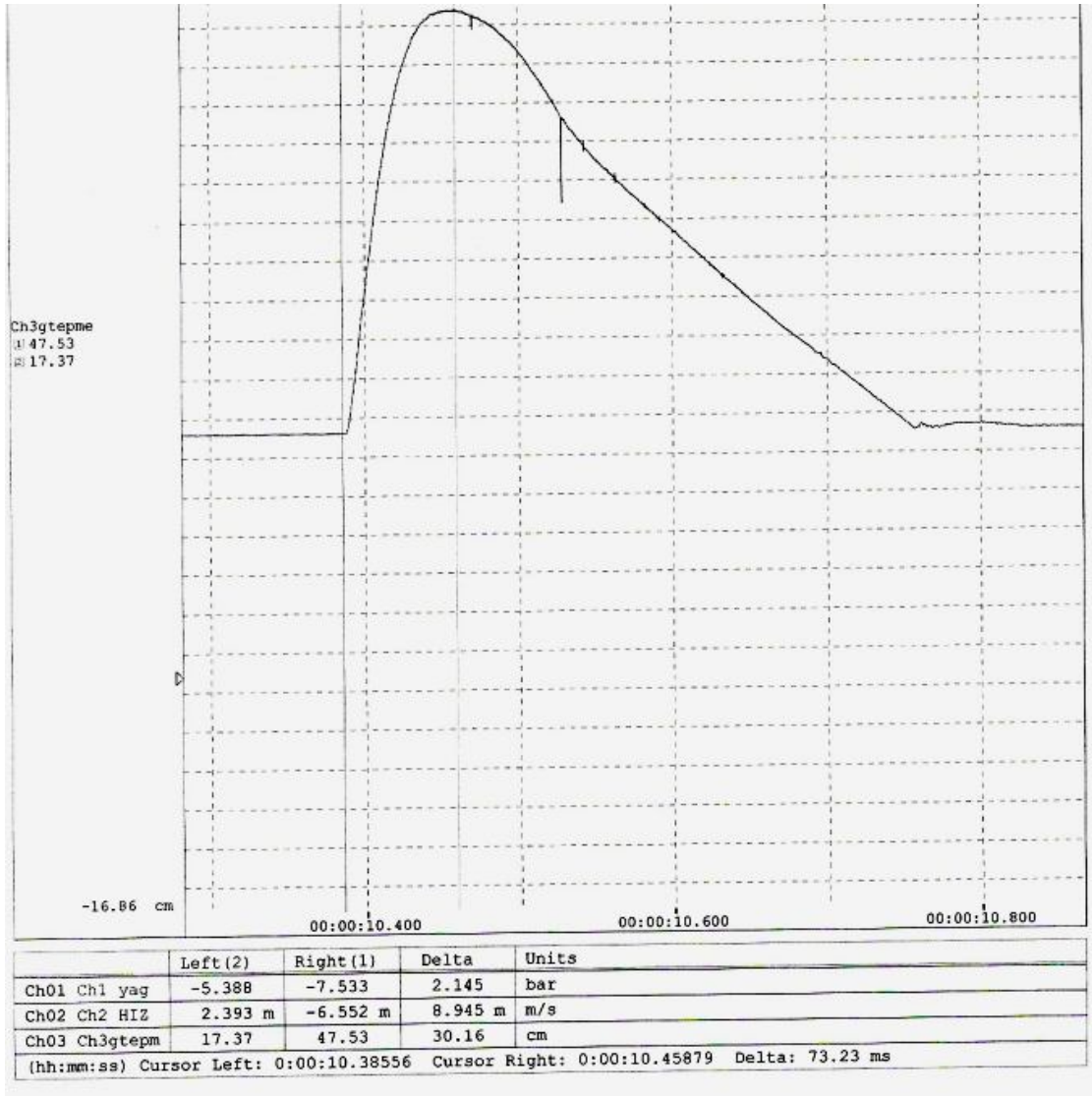
Şekil 6.6. SIMULINK'ten elde edilen geri tepme hızı-zaman grafiği



Şekil 6.7. SIMULINK'ten elde edilen geri tepme ivmesi-zaman grafiği

MKE Ağır Silah ve Çelik Fabrikası tarafından Karapınar'daki atış sahasında yapılan atışlardan elde edilen veriler; veri toplama bilgisayarı olan Nicolet Data Acquisition Vision XP 4.0 ile hidrolik akışkan basınç bilgileri transdüser, hareket mesafesinin ölçülmesi ipli takometre ve hazne basıncının ölçülmesi de Wilhelm Handke marka kroşe kullanılarak yapılmıştır.

MKE Ağır Silah ve Çelik Fabrikası tarafından yapılan atışlardan elde edilen grafiklerde; maksimum geri tepme mesafesi ve yerine gelme mesafesi (Şekil 6.8) ile maksimum geri tepme hızı bilgileri mevcuttur. Bu çalışmada hareketin maksimum geri tepme mesafesine kadar olan kısmı incelenmiş ve maksimum geri tepme mesafesi ve hızla ilgili karşılaştırma yapılarak Tablo 6.1 elde edilmiştir.



Şekil 6.8. Atışlardan Elde Edilen Geri Tepme Mesafesi-Zaman Grafiği

Silah yatay pozisyonda (0°) iken matematiksel modelden elde edilen değerler ile atıştan elde edilen değerlerin karşılaştırılması aşağıdaki Tablo 6.1. deki çizelgede verilmiştir.

Tablo 6.1. Yatay pozisyonda (0°)’de atış verileri ile matematiksel modelden elde edilen verilerin karşılaştırılması.

	Geri Tepme Mesafesi Tepe Değeri (mm)	Geri Tepme Hızı Tepme Değeri (m/sn)	Namlu Yükseliş Açısı($^\circ$)
Atış	301.6	8.945	0
Matematiksel Modelden Elde Edilen	301.5	9.2	0
Sapma	%0.03	%0.35	

6.3. Orifis Boşaltım Katsayısının ve Toplam Geri Tepen Parçaların Ağırlıklarının Değişiminin Geri Tepme Mesafesine Etkisi

Oluşturulan simülasyon aracılığı ile orifis boşaltım katsayısı ve geri tepen parçaların toplam ağırlıklarının değiştirilmesiyle elde edilen maksimum geri tepme mesafelerindeki değişim aşağıdaki Tablo 6.2.ile Tablo 6.3 de verilmiştir.

Tablo 6.2. Orifis boşaltım katsayısının değiştirilmesiyle elde edilen tepe geri tepme mesafeleri

Orifis Boşaltım Katsayısı	Tepe Geri Tepme Mesafesi(m)
0.6	0.2676
0.65	0.2778
0.7	0.2863
0.75	0.2938
0.8	0.3031
0.85	0.3081
0.9	0.3153

Tablo 6.3. Geri tepen parçaların toplam ağırlıklarının değiştirilmesiyle elde edilen tepe geri tepme mesafeleri

Silah Sistemi Ağırlığı (kg)	Tepe Geri Tepme Mesafesi (m)
1650	0.2933
1700	0.2943
1750	0.2952
1800	0.2961
1850	0.2970
1900	0.2979
1950	0.2988
2000	0.2996
2050	0.3005
2100	0.3013
2150	0.3021
2200	0.3029

7. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Yapılan bu çalışma ile geri tepme mekanizmalarının tipleri, avantajları, dezavantajları, tasarım şekilleri incelenmiş ve hidropnömatik tip bir silah sistemi için hareket denklemi çıkarılmıştır.

Çıkarılan denklemin Matlab-Simulink ortamında matematiksel modeli oluşturulmuş ve simülasyonu yapılmıştır. Simülasyon sonucunda elde edilen grafikler ile 120 mm'lik tank silah sistemi için MKE Ağır Silah ve Çelik Fabrikası tarafından Konya- Karapınar'da yaptığı atışlarından elde edilen grafikler karşılaştırılmıştır. Grafiklerin karşılaştırılması sonucunda, maksimum geri tepme mesafesinde %0.03'lük sapma ile maksimum geri tepme hızında %0.35'lik sapma olduğu görülmüş ve hareket denkleminin simülasyonundan elde edilen değerler ile gerçek değerlerin birbirine çok yakın olduğu anlaşılmıştır.

Ayrıca toplam geri tepen parçaların ağırlıkları ile orifis boşaltım katsayısı değiştirilerek, geri tepme mesafesinin nasıl değiştiği incelenmiştir. Toplam geri tepen parçaların ağırlıklarının artırılmasıyla geri tepme mesafesinin de arttığı; fakat geri tepme hızının momentumun korunumu kanunundan dolayı azaldığı görülmüştür. Diğer değişkenler sabit tutularak sadece orifis boşaltım katsayısının artırılmasıyla geri tepme mesafesinin de arttığı, düşürülmesiyle de geri tepme mesafesinin düştüğü görülmüştür. Yeni bir silah sistemi tasarlanırken bahis edilen bu etkenler göz önünde bulundurulmalıdır.

Yine bu çalışma ile taşıt gövdesine en az kuvvetin etki edebilmesi için geri tepmeyi durdurucu kuvvetin sabit bir değerde tutulması gerektiği, bunu sağlamak için ise orifis alanının değişken olmasının gerektiği saptanmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] http://tr.wikipedia.org/wiki/Ağır_silahlar. 23 Nisan 2010.
- [2] <http://tr.wikipedia.org/wiki/Tank>. 23 Nisan 2010.
- [3] <http://tr.wikipedia.org/wiki/Obüs>. 23 Nisan 2010.
- [4] <http://tr.wikipedia.org/wiki/Havan>. 23 Nisan 2010.
- [5] <http://www.mesken.gen.tr/fl835/geri-tepmesiz-silahlar-patlama-geri-basinci-agirlik-143177/#post497369>. 23 Nisan 2010.
- [6] Intertech Corporation, 19 July 1988. Military Handbook; Recoil Systems, Development and Engineering Center of US Army Armament, Washington.
- [7] Baer D. G. and Frankle J. M., December 1962. The Simulation of Interior Ballistic Performance of Guns by Digital Computer Program, Ballistic Research Laboratories, BRL Report 1183, Aberdeen Proving Ground, MD.
- [8] Coberly R., 1954. Interior Ballistics, Technical Note 3-54, Rock Island Arsenal, Rock Island, IL.
- [9] Nerdahl M. C. and Frantz J. W., June 1972. Modeling Effective Fluid Compressibility in a Puteaux Recoil Mechanism, Rock Island Arsenal, SWERR-TR-72-34, Rock Island, IL.
- [10] Yuan S. W., 1967. Fundamentals of Fluid Mechanics, Prentice Hall Inc., Englewood Cliffs, NJ.
- [11] Arora J. S. and Haug E. J., September 1977. A Guide to Design of Artillery Recoil Mechanisms, US Army Armament Research and Development Command, Dover, NJ.
- [12] Baumeister T., Mark's Mechanical Engineering Handbook, McGraw Hill Book Co., Inc., New York, NY.
- [13] Arifoğlu U. 2005 Matlab 7.04 Simulink ve Mühendislik Uygulamaları

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı :TUNCER, Didem Gülcihan
Uyruğu :T.C.
Doğum Tarihi ve Yeri :26.10.1980 Elazığ
Telefon :0 (505) 590 47 74
e-mail :didemgulcihanaydin@mynet.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Lisans	Fırat Üniversitesi/ Makine Mühendisliği	2005
Lise	Mehmet Akif Ersoy Lisesi	1997

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2006-2008	Dal Teknik Müh. İnş.San. Tic.Ltd. Şti	Hakediş Mühendisi
2008-d.e	MKE Ağır Silah ve Çelik Fab	Yatırım İşleri Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce