

**BİNEK ARAÇLARDA KULLANILAN
ÇİFT BORULU AMORTİSÖRLERİN
TEKNİK AÇIDAN İNCELENMESİ,
MATEMATİK MODELİN OLUŞTURULMASI
VE UYGULANMASI
Metin GÜNDOĞ**

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Doç. Dr. Bahar UYMAZ
2016**

T.C.
NAMIK KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**BİNEK ARAÇLARDA KULLANILAN ÇİFT BORULU
AMORTİSÖRLERİN TEKNİK AÇIDAN İNCELENMESİ, MATEMATİK
MODELİN OLUŞTURULMASI VE UYGULANMASI**

METİN GÜNDOĞ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

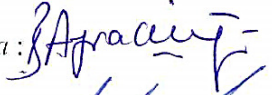
DANIŞMAN: DOÇ. DR. BAHAR UYMAZ

TEKİRDAĞ-2016

Her hakkı saklıdır

Doç. Dr. Bahar UYMAZ danışmanlığında, Metin GÜNDOĞ tarafından hazırlanan “Binek Araçlarda Kullanılan Çift Borulu Amortisörlerin Teknik Açidan İncelenmesi, Matematik Modelin Oluşturulması Ve Uygulanması” bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans tezi olarak oybirliği ile kabul edilmiştir.

Juri Başkanı : Doç. Dr. Bahar UYMAZ

İmza: 

Üye : Yrd. Doç. Dr. Aytaç MORALAR

İmza: 

Üye : Yrd. Doç. Dr. Sencer Süreyya KARABEYOĞLU

İmza: 

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu adına

Prof. Dr. Fatih KONUKCU

Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİNEK ARAÇLARDA KULLANILAN ÇİFT BORULU AMORTİSÖRLERİN TEKNİK AÇIDAN İNCELENMESİ, MATEMATİK MODELİN OLUŞTURULMASI VE UYGULANMASI

Metin GÜNDOĞ

Namık Kemal Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr Bahar UYMAZ

Bu çalışmada; binek araçlarda kullanılan Çift Borulu Amortisörlerin çalışma yapıları, bileşenleri, valf tasarımları ile ilgili bilgi verilmiş ve sönümlenme karakteristiğine etki eden parametreler göz önünde bulundurularak bir matematik model oluşturulmuştur. Bu model farklı sönümlenme karakteristiğine sahip üç farklı amortisör ile karşılaştırılmıştır ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

Anahtar kelimeler: Çift Borulu Amortisör, Supap, Matematik Model

2016, 105 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

TEKNICAL INVESTIGATION, CREATION OF MATHEMATICAL MODEL AND
EXPERIMENTAL VALIDATION OF TWIN TUBE SHOCK ABSORBERS

Metin GÜNDOĞ

Namık Kemal Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr Bahar UYMAZ

In this study, types, components, valve designs and operating structure of shock absorbers has been mentioned and a Mathematical modal was created traking into the paremeters affects on the damping force. This model was compared with three different absorbers having different damping characteristics and the results were evaluated.

Keywords: Twintube Shock Absorber, Valfs, Mathematical modal

2016, 105 sayfa

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ÇİZELGE DİZİNİ.....	v
ŞEKİL DİZİNİ.....	vi
SİMGELER DİZİNİ	ix
ÖNSÖZ	xii
1. GİRİŞ	1
1.1 Çift Borulu Amortisörler	3
1.1.1 Piston Mili	4
1.1.2 Keçe ve Kılavuz Grubu	4
1.1.3 Basınç Borusu.....	5
1.1.4 Rezerve Borusu	5
1.1.5 Supaplar.....	6
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	9
3. MATERYAL VE YÖNTEM	11
3.1 Kapanma Alt Supap Grubu Akışları (Q_{CB})	12
3.1.1 Kapanma Alt Supap Grubu Kılcal Akışı (Q_{CBB})	12
3.1.2 Kapanma Alt Supap Grubu Valf Akışı (Q_{CBV}).....	13
3.2 Kapanma Üst Supap Grubu Akışları (Q_{CP})	13
3.2.1 Kapanma Üst Supap Grubu Kılcal Akışı (Q_{CPB})	13
3.2.2 Kapanma Üst Supap Grubu Valf Akışı (Q_{CPV}).....	14
3.2.3 Kapanma Üst Supap Grubu Kaçak Akışı (Q_{CPL}).....	15
3.3 Açılma Alt Supap Grubu Akışları (Q_{RB})	15
3.3.1 Açılma Alt Supap Grubu Kılcal Akışı (Q_{RBB}).....	15
3.3.2 Açılma Alt Supap Grubu Valf Akışı (Q_{RBV})	16
3.4 Açılma Üst Supap Grubu Akışları(Q_{RP}).....	17
3.4.1 Açılma Üst Supap Grubu Kılcal Akışı (Q_{RPB}).....	17
3.4.2 Açılma Üst Supap Grubu Valf Akışı (Q_{RPV})	17
3.4.3 Açılma Üst Supap Grubu Kaçak Akışı (Q_{RPL})	18
3.5 Çift Borulu Amortisörlerin Matematik Modelinin Oluşturulması	19
3.5.1 Kapanma Alt Supap Grubu Akışlarının Matematik Modeli (Q_{CB})	23
3.5.2 Kapanma Üst Supap Grubu Akışlarının Matematik Modeli (Q_{CP})	29
3.5.3 Gaz Basıncı.....	34
3.5.4 Pullarda Meydana Gelen Deformasyonun İncelenmesi	35
3.5.5 F_{NET} Kuvvet Denklemi	36
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	37
4.1 Test Ekipmanı.....	37
4.2 Test Metodu.....	39
4.3 Performans Testi.....	41

4.4 H22 Amortisörü	47
4.4.1 Pullarda Meydana Gelen Deformasyonun incelenmesi.....	48
4.4.2 H22 Amortisörü Sonuçların Karşılaştırılması	60
4.5 H45 Amortisörü	62
4.5.1 Pullarda Meydana Gelen Deformasyonun İncelenmesi	63
4.5.2 H45 Amortisörü Sonuçların Karşılaştırılması	70
4.6 H50 Amortisörü	72
4.6.1 Pullarda Meydana Gelen Deformasyonun İncelenmesi	73
4.6.2 H50 Amortisörü Sonuçların Karşılaştırılması	77
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	79
5.1 Tavsiyeler	81
6. KAYNAKLAR	82
EKLER	83
ÖZGEÇMİŞ	105

ÇİZELGE DİZİNİ

Çizelge 4.1 : 50mm'lik çevrim de test hızlarına karşılık gelen frekans değerleri.....	39
Çizelge 4.2 : Amortisör performans testlerinde kullanılan TSE onaylı Tolerans değerleri	45
Çizelge 4.3 : H50 Amortisörün performans testi sonuçları	46
Çizelge 4.4 : H22 Amortisörü performans test sonuçları	60
Çizelge 4.5 : H22 Amortisörü test sonuçlarının matematik modelle karşılaştırılması.....	61
Çizelge 4.6 : H45 Amortisörü performans test sonuçları	70
Çizelge 4.7 : H45 Amortisörü test sonuçlarının matematik modelle karşılaştırılması.....	71
Çizelge 4.8 : H50 Amortisörü performans test sonuçları	77
Çizelge 4.9 : H50 Amortisörü test sonuçlarının matematik model ile karşılaştırılması.....	78

ŞEKİL DİZİNİ

Şekil 1.1 : Süspansiyon Sistemlerinin etkili olduğu durumlara örnekler	1
Şekil 1.2 : Sönümlenmiş ve sönümlenmemiş titreşimin aks, şase ve yolcuya etkisi	2
Şekil 1.3 : Tek Borulu ve Çift Borulu Amortisörler.....	3
Şekil 1.4 : Basınç borusu içerisinde piston mili ve üst supap grubu montajı	4
Şekil 1.5 : Keçe ve kılavuz grubu.....	5
Şekil 1.6 : (a) Yay Destekli Disk Valf (b) Yay Destekli Mil Valf (c) Yay Destekli Makara Valf (d) Pul Valf (Dixon, 2007)	6
Şekil 1.7 : Çift borulu amortisörlerin bölümleri ve supapların konumu	7
Şekil 1.8 : Alt supap grubu	8
Şekil 1.9 : Üst supap grubu.....	8
Şekil 3.1 : Çift Borulu Amortisörlerin çalışma yapısı.....	11
Şekil 3.2 : Kapanma alt supap grubu kılcal akışı (Q_{CBB}).....	12
Şekil 3.3 : Kapanma alt supap grubu valf akışı (Q_{CBV}).....	13
Şekil 3.4 : Kapanma üst supap grubu kılcal akışı (Q_{CPB})	14
Şekil 3.5 : Kapanma üst supap grubu valf akışı (Q_{CPV}).....	14
Şekil 3.6 : Kapanma üst supap grubu kaçak akışı (Q_{CPL}).....	15
Şekil 3.7 : Açılma alt supap grubu kılcal akışı (Q_{RBB}).....	16
Şekil 3.8 : Açılma alt supap grubu valf akışı (Q_{RBV}).....	16
Şekil 3.9 : Açılma üst supap grubu akışları (Q_{RP})	17
Şekil 3.10 : Açılma üst supap grubu valf akışı (Q_{RPV})	18
Şekil 3.11 : Açılma üst supap grubu kaçak akışı (Q_{RPL})	18
Şekil 3.12 : Çift borulu amortisörlerin şematik görünümü.....	19
Şekil 3.13 : Amortisörün kapanması sırasında gerçekleşen akışların şematik görünümü.....	20
Şekil 3.14 : Üst supap grubu.....	21
Şekil 3.15 : Keskin köşeli bir orifisten geçen akış modeli	22
Şekil 3.16 : Kapanma durumunda alt supap grubundan geçen akışlar	24
Şekil 3.17 : Kapanma alt supap grubu valf akışında meydana gelen basınç değişimleri	25
Şekil 3.18 : Kapanma alt supap grubu valf akışını etkileyen parametreler	27
Şekil 3.19 : Kapanma alt supap grubu valf akışında pullara etkiyen kuvvetler	27
Şekil 3.20 : Kapanma durumunda üst supap grubundan geçen akışlar	29

Şekil 3.21 : Kapanma üst supap grubu valf akışında meydana gelen basınç değişimleri	30
Şekil 3.22 : Kapanma üst supap grubu valf akışını etkileyen parametreler	32
Şekil 3.23 : Kapanma üst supap grubu valf akışında pullara etkiyen kuvvetler.....	33
Şekil 3.24 : Pul Modelleri.....	35
Şekil 3.25 : Amortisörün sönümlenme karakteristiğini etkileyen iç kuvvetler ve F_{NET}	36
Şekil 4.1 : Amortisör Performans Test Tezgahı	37
Şekil 4.2 : Amortisörün test tezgahına bağlanması	38
Şekil 4.3 : Performans testi “Konum – Zaman” grafiği	39
Şekil 4.4 : Performans testi “ Hız – Zaman ” grafiği.....	40
Şekil 4.5 : Performans testi “İvme – Zaman” grafiği	40
Şekil 4.6 : 0,052m/s de gerçekleştirilen performans testi Kuvvet-Konum grafiği	42
Şekil 4.7 : 0,131m/s de gerçekleştirilen performans testi Kuvvet-Konum grafiği	42
Şekil 4.8 : 0,262m/s de gerçekleştirilen performans testi Kuvvet-Konum grafiği	43
Şekil 4.9 : 0,393m/s de gerçekleştirilen performans testi Kuvvet-Konum grafiği	43
Şekil 4.10 : 0,524 m/s de gerçekleştirilen performans testi Kuvvet-Konum grafiği	44
Şekil 4.11 : 1 m/s de gerçekleştirilen performans testi Kuvvet-Konum grafiği	44
Şekil 4.12 : H50 Amortisörü ve minimum-maksimum kuvvet aralığı.....	46
Şekil 4.13 : H22 Amortisöründe kullanılan pulların detayları	47
Şekil 4.14 : Kapanma alt supap grubu valf akışı pulları.....	48
Şekil 4.15 : Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarının Ansys Workbench görünümü	48
Şekil 4.16 : Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarının destek noktaları	49
Şekil 4.17 : Kapanma alt supap grubu valf akışı pulları kuvvet ve kuvvet alanı	49
Şekil 4.18 : Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarında meydana gelen deformasyon.....	50
Şekil 4.19 : Kapanma üst supap grubu valf akışı pulları	51
Şekil 4.20 : Kapanma üst supap grubu valf akışı pullarının Ansys Workbench görünümü.....	51
Şekil 4.21 : Kapanma üst supap grubu valf akışı pulları destek noktaları.....	52
Şekil 4.22 : Kapanma üst supap grubu valf akışı pulları kuvvet ve kuvvet alanı.....	52
Şekil 4.23 : Kapanma üst supap grubu valf akışı pullarında meydana gelen deformasyon	53
Şekil 4.24 : Açılma alt supap grubu valf akışı pulları	54
Şekil 4.25 : Açılma alt supap grubu valf akışı pullarının Ansys Workbench görünümü	54
Şekil 4.26 : Açılma alt supap grubu valf akışı pullarının destek noktaları.....	55
Şekil 4.27 : Açılma alt supap grubu valf akışı pulları kuvvet ve kuvvet alanı.....	55
Şekil 4.28 : Açılma alt supap grubu valf akışı pullarında meydana gelen deformasyon	56
Şekil 4.29 : Açılma üst supap grubu valf akışı pulları.....	57

Şekil 4.30 : Açılma üst supap grubu valf akışı pullarının Ansys Workbench görünümü	57
Şekil 4.31 : Açılma üst supap grubu valf akışı pullarının destek noktaları	58
Şekil 4.32 : Açılma üst supap grubu valf akışı pulları kuvvet ve kuvvet alanı	58
Şekil 4.33 : Açılma üst supap grubu valf akışı pullarında meydana gelen deformasyon.....	59
Şekil 4.34 : H22 Amortisörü Kuvvet- Hız grafiği	60
Şekil 4.35 : H22 Amortisörü test sonuçlarının matematik modelle karşılaştırılması.....	61
Şekil 4.36 : H45 Amortisöründe kullanılan pulların detayları	62
Şekil 4.37 : Kapanma alt supap grubu valf akışı pulları.....	63
Şekil 4.38 : Kapanma alt supap grubu valf akış pullarının Ansys Workbench görünümü	63
Şekil 4.39 : Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarının destek noktaları	64
Şekil 4.40 : Kapanma alt supap grubu valf akış pulları kuvvet ve kuvvet alanı	64
Şekil 4.41 : Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarında meydana gelen deformasyon.....	65
Şekil 4.42 : Açılma üst supap grubu valf akışı pulları.....	66
Şekil 4.43 : Açılma üst supap grubu valf akışı pullarının Ansys Workbench görünümü	67
Şekil 4.44 : Açılma üst supap grubu valf akışı pulları destek noktaları	67
Şekil 4.45 : Açılma üst supap grubu valf akışı pulları kuvvet ve kuvvet alanı	68
Şekil 4.46 : Açılma üst supap grubu valf akışı pullarında meydana gelen deformasyon.....	69
Şekil 4.47 : H45 Amortisörü Kuvvet-Hız Grafiği	70
Şekil 4.48 : H45 Amortisörü test sonuçlarının matematik modelle karşılaştırılması.....	71
Şekil 4.49 : H50 Amortisöründe kullanılan pulların detayları	72
Şekil 4.50 : Kapanma alt supap grubu valf akışı pulları.....	73
Şekil 4.51 : Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarının Ansys Worbench görünümü	73
Şekil 4.52 : Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarının destek noktaları	74
Şekil 4.53 : Kapanma alt supap grubu valf akışı pulları kuvvet ve kuvvet alanı	74
Şekil 4.54 : Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarında meydana gelen deformasyon.....	75
Şekil 4.55 : H50 Amortisörü Kuvvet-Hız grafiği	77
Şekil 4.56 : H50 Amortisörü test sonuçlarının matematik model ile karşılaştırılması.....	78
Şekil 5.1 : 1m/s hız Kapanmada P_{GAZ} , P_C ve P_R de meydana gelen değişim.....	79
Şekil 5.2 : 1m/s hız Açılmada P_{GAZ} , P_C ve P_R de meydana gelen değişim.....	80

SİMGELER DİZİNİ

Sembol	Açıklama, Birim
A	Alan, mm ²
A _{CBB}	Kapanma Alt Supap Grubu Kılcal Akış Alanı, mm ²
A _{CBV}	Kapanma Alt Supap Grubu Valf Akış Alanı, mm ²
A _{CBVD}	Kapanma Alt Supap Grubu Disk Akış Alanı, mm ²
A _{CBVP}	Kapanma Alt Supap Grubu Disklere Etki Eden Akış Alanı, mm ²
A _{CPB}	Kapanma Üst Supap Grubu Kılcal Akış Alanı, mm ²
A _{CPV}	Kapanma Üst Supap Grubu Valf Akış Alanı, mm ²
A _{CPVD}	Kapanma Üst Supap Grubu Disk Akış Alanı, mm ²
A _{CPVP}	Kapanma Üst Supap Grubu Disklere Etki Eden Akış Alanı, mm ²
A _{DYNO}	Genlik, mm
A _E	Vena Contracta yağın geçmiş olduğu alan, mm ²
A _{MIL}	Piston Mili Alanı, mm ²
A _{PISTON}	Piston Alanı, mm ²
b	Piston ile Basınç Borusu Arasındaki Boşluk, mm
C _A	Vena Contracta Akışkan için Alan Düzeltme Katsayı
C _d	Akışkan Deşarj Düzeltme Katsayısı
C _D	Akışkanın Dinamik Yer Değiştirme Katsayısı
C _v	Vena Contracta Akışkan için Hız Düzeltme Katsayı
C _F	Moment Kuvveti Düzeltme Katsayısı
D _{CBVD}	Kapanma Pulunun Alt Supap Grubu Pistonuna Temas Çapı, mm
D _{CPVD}	Kapanma Pulunun Üst Supap Grubu Pistonuna Temas Çapı, mm
D _{PISTON}	Üst Supap Grubu Pistonunun Dış Çapı, mm
F _{CBVD_SP}	Kapanma Alt Supap Grubu Pulları Ön Yük Kuvveti, N
F _{CPVD_SP}	Kapanma Üst Supap Grubu Pulları Ön Yük Kuvveti, N
F _{CBVD_M}	Kapanma Alt Supap Grubu Valf Akışı Moment Kuvveti, N
F _{CPVD_M}	Kapanma Üst Supap Grubu Valf Akışı Moment Kuvveti, N
F _{DYNO}	Elektrik Motoru Çalışma Frekansı, Hz
F _F	Piston ve Basınç Borusu Arasındaki Sürtünme Kuvveti, N
F _{NET}	Amortisörün Net Sönümlenme Kuvveti, N

k_{CBVD}	Kapanma Alt Süpap Grubu Valf Akışı Pullarını 1mm Deforma Edecek Kuvvet, N
k_{CPVD}	Kapanma Üst Süpap Grubu Valf Akışı Pullarını 1mm Deforma Edecek Kuvvet, N
l	Pistonun Basınç Borusu ile Temas Uzunluğu, mm
m_{PISTON}	Piston Mili ve Pistonun Toplam Ağırlığı, kg
Q_c	Kapanma Toplam Akış Miktarı, mm^3
Q_{CB}	Kapanma Alt Süpap Grubu Üzerinden Geçen Toplam Akış, mm^3/sn
Q_{CBB}	Kapanma Alt Süpap Grubu Kılcal Akış Miktarı, mm^3/sn
Q_{CBV}	Kapanma Alt Süpap Grubu Valf Akış Miktarı, mm^3/sn
Q_{CP}	Kapanma Üst Süpap Grubu Üzerinden Geçen Toplam Akış, mm^3/sn
Q_{CPB}	Kapanma Üst Süpap Grubu Kılcal Akış Miktarı, mm^3/sn
Q_{CPV}	Kapanma Üst Süpap Grubu Valf Akış Miktarı, mm^3/sn
Q_{CPL}	Kapanma Üst Süpap Grubu Kaçak Akış Miktarı, mm^3/sn
Q_{RB}	Açılma Alt Süpap Grubu Üzerinden Geçen Toplam Akış, mm^3/sn
Q_{RBB}	Açılma Alt Süpap Grubu Kılcal Akış Miktarı, mm^3/sn
Q_{RBV}	Açılma Alt Süpap Grubu Valf Akış Miktarı, mm^3/sn
Q_{RP}	Açılma Üst Süpap Grubu Üzerinden Geçen Toplam Akış, mm^3/sn
Q_{RPB}	Açılma Üst Süpap Grubu Kılcal Akış Miktarı, mm^3/sn
Q_{RPV}	Açılma Üst Süpap Grubu Valf Akış Miktarı, mm^3/sn
Q_{RPL}	Açılma Üst Süpap Grubu Kaçak Akış Miktarı, mm^3/sn
ρ	Yoğunluk kg/mm^3
P_1	1. Bölüm Basıncı, MPa
P_2	2. Bölüm Basıncı, MPa
P_A	Rezerve Bölümü Akışkan Basıncı, MPa
P_C	Kapanma Bölümü Akışkan Basıncı, MPa
P_{CBV}	Kapanma Alt Süpap Grubu Valf Basıncı, MPa
P_{CPV}	Kapanma Üst Süpap Grubu Valf Basıncı, MPa
P_R	Açılma Bölümü Akışkan Basıncı, MPa
P_{GI}	Gaz Basıncı Başlangıç Değeri, MPa
P_{GS}	Gaz Basıncı Son Değeri, MPa
T_I	Gaz Sıcaklığı Başlangıç Değeri, °C
T_S	Gaz Sıcaklığı Son Değeri, °C

V_1	1. Bölüm Gaz Hacmi, mm^3
V_2	2. Bölüm Gaz Hacmi, mm^3
V_{GI}	Gaz Hacmi Başlangıç Değeri, mm^3
V_{GS}	Gaz Hacmi Son Değeri, mm^3
y_{CBVD}	Kapanma Alt Supap Grubu Pulları Dikey Deformasyon Miktarı, mm
y_{CPVD}	Kapanma Üst Supap Grubu Pulları Dikey Deformasyon Miktarı, mm
x	Konum, mm
\dot{x}	Hız, mm/sn
\ddot{x}	İvme, mm/sn^2
α_{CBVD}	Kapanma Alt Süpap Grubu Disk Akışı Alan Düzeltme Katsayısı
α_{CPVD}	Kapanma Üst Süpap Grubu Disk Akışı Alan Düzeltme Katsayısı
μ	Dinamik Viskozite Değeri, $\text{kg} \cdot \text{sn}/\text{mm}^3$

ÖNSÖZ

Tez konusunu seçerken isteklerimi göz önünde bulundurarak bana yardımcı olan tez danışmanım Doç. Dr. Bahar UYMAZ'a, amortisör testleri boyunca yardımını ve fikirlerini esirgemeyen değerli arkadaşım Test Mühendisi Ertuğrul ÇAKMAKÇI'ya,

Tüm hayatım boyunca benden maddi ve manevi desteğini esirgemeyen ve her zaman yanımda olan sevgili Anneme teşekkürleri bir borç bilirim.

1 GİRİŞ

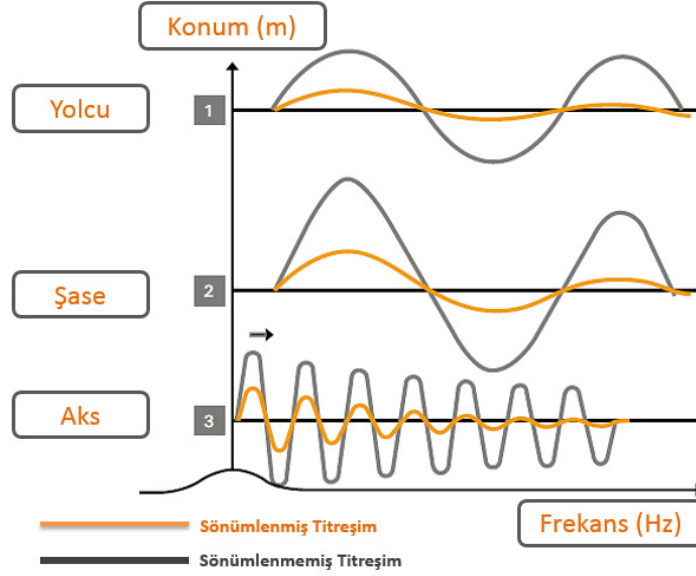
Araştırma ve geliştirme süreci sınırlı bir zaman içerisinde tamamlanması gereken bir çalışmada verimliliği arttırmak ve testlerin sayısını azaltmak çok önemlidir. Bu nedenle hızla gelişen otomotiv sektörünün rekabet şartlarında ayakta kalabilmek ve maliyetleri düşürebilmek için bilgisayar destekli modellerin kullanılması yaygınlaşmaktadır. Geliştirilen matematik modeller ile tasarım ve tasarım doğrulama çalışmaları daha kısa sürelerde ve daha az maliyetlerle gerçekleştirilebilmektedir.

Süspansiyon sistemleri seyir halindeki araçların yol tutuşunu geliştirici, virajlarda savrulmayı azaltıcı ve lastiklerde meydana gelebilecek aşınmayı azaltıcı bir etki ile sürüş emniyetini artırırken aynı zamanda sürücüyü ve yolcuları rahatsız edebilecek yol koşullarından kaynaklı etkileri de azaltarak konforlu bir sürüşü gerçek kılmaktadır. Şekil 1.1 de süspansiyon sistemlerinin etkili olduğu durumlar gösterilmiştir.



Şekil 1.1. Süspansiyon Sistemlerinin etkili olduğu durumlara örnekler

Süspansiyon sistemlerinin en önemli iki elemanı süspansiyon yayları ve amortisörlerdir. Süspansiyon yayları yol yüzeyinden kaynaklı darbeleri uzayıp kısalmak suretiyle kendi üzerine alıp araç şasesine ulaşmasına engel olurken, amortisörler süspansiyon yaylarına göre ters yönde bir sönümlenme kuvveti oluştururlar. Bu suretle süspansiyon yayına yüklenmiş olan enerjiyi ısı enerjisine dönüştürerek boşaltmasını sağlarlar. Şekil 1.2 de sönümlenmiş ve sönümlenmemiş titreşimin aks, şase ve yolcuya etkisi gösterilmiştir.

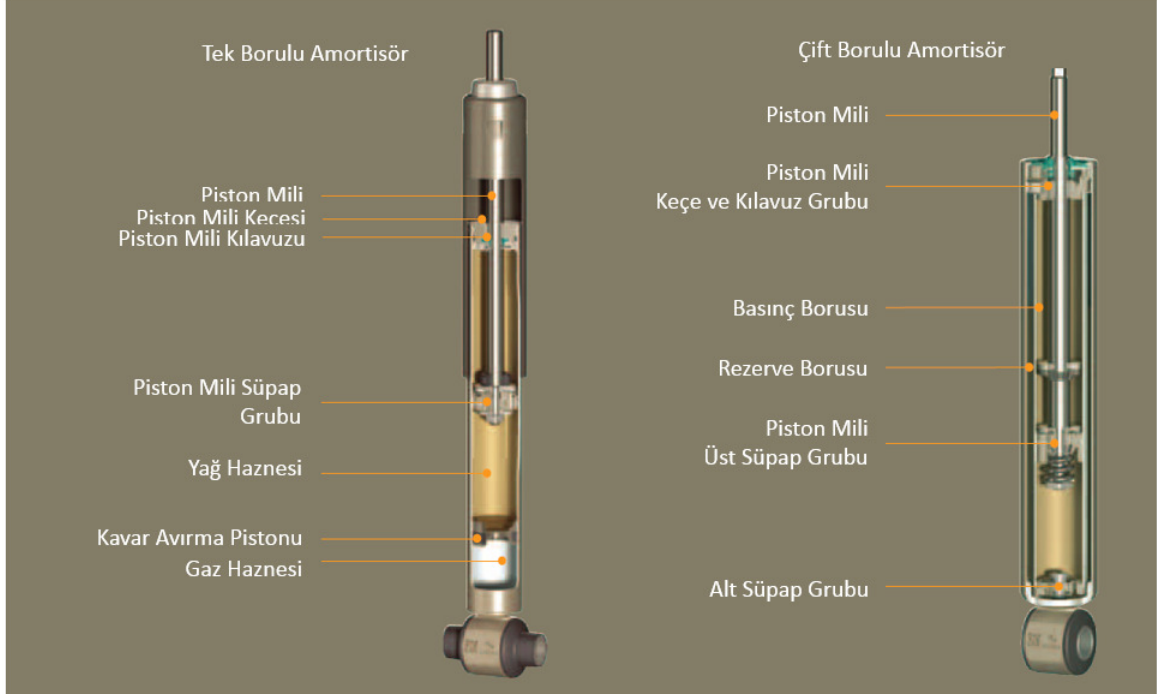


Şekil 1.2. Sönümlenmiş ve sönümlenmemiş titreşimin aks, şase ve yolcuya etkisi

Amortisörler hakkında elde edilen verilerin büyük bir çoğunluğu deneyseldir. Özellikle tasarımın son hali saha da yapılan pratik testler sonucunda kesinleştirilir. Bu çalışmalarda farklı sönümleme karakteristiğine sahip prototip amortisörler kullanılır. Çalışmalar istenen hassasiyete ulaşılabilme için günlerce sürebilmektedir.

Bilgisayar destekli hazırlanan matematik modeller sahada gerçekleştirilen test koşullarını tam olarak temsil etmese de farklı amortisör varyasyonlarının kısa sürede denenmesini sağlayarak saha da yapılacak olan deneme testlerinin sayısını azaltmasını sağlamaktadır. Bu iyileştirme yapılan harcamaların ve test sürelerinin düşmesini sağlamaktadır.

Süspansiyon sistemlerinde kullanılan en yaygın amortisör tipleri Pasif Amortisörlerdir. Pasif amortisörler tasarım ve imalat açısından diğer türlere göre daha avantajlıdır. En yaygın kullanılan pasif amortisörler Tek Borulu ve Çift Borulu Amortisörlerdir. Şekil 1.3 de tek borulu ve çift borulu amortisörleri ve parçaları gösterilmiştir.



Şekil 1.3. Tek Borulu ve Çift Borulu Amortisörler

Bu çalışmanın amacı Çift Borulu Amortisörlerin sönümlenme karakterini etkileyebilecek parametreleri göz önünde bulundurarak bir Amortisör Tasarım Ara Yüzü oluşturmaktır. Bununla beraber oluşturulan model Kuvvet-Hız ve Kuvvet-Konum grafikleri ile amortisörün sönümlenme karakteristiğini gösterecektir.

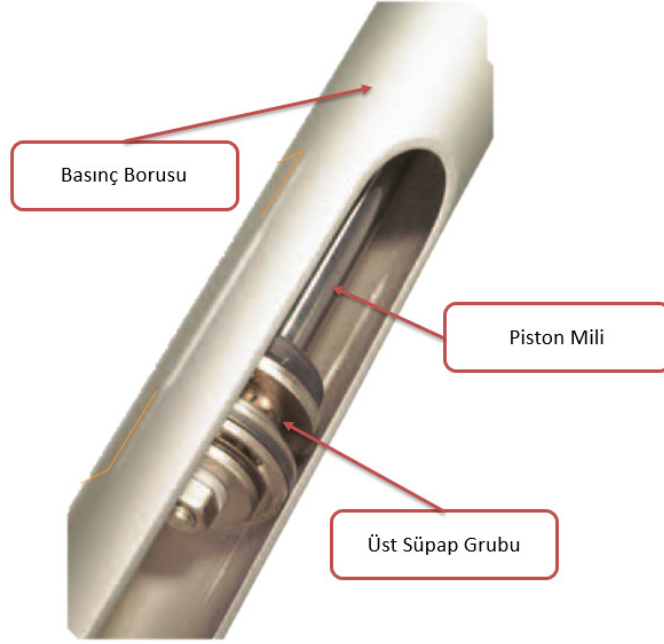
1.1 Çift Borulu Amortisörler

Çift borulu amortisörler akışkan ile doldurulmuş iki tüpten oluşmaktadır. Tasarımında kullanılan basınç borusu ve rezerve borusu nedeniyle çift borulu amortisör olarak isimlendirilmiştirler. Şekil 1.3 de çift borulu amortisörlerin temel parçaları gösterilmiştir. Basit çalışma prensiplerine karşın oldukça önemli avantajlara sahiptirler.

- Düşük sürtünme kuvvetleri,
- Yüksek sürüş konforu sağlaması,
- Kullanılan iki süpap grubundan dolayı istenilen sönümlenme kuvvetlerine kolaylıkla ulaşılabilmesi,
- Diğer pasif amortisör gruplarına göre daha kısa tasarımların elde edilebilmesi,

1.1.1 Piston Mili

Piston Milleri çelik malzemeden üretilmektedirler ve korozyona karşı koruma sağlamak maksadı ile yüzeylerine krom kaplama gibi özel kaplamalar uygulanmaktadır. Piston millerinin bir ucu aracın şasesine bağlanmaktadır. Bu bağlantı her araç modeli için özel tasarlanmaktadır. Piston milinin diğer ucu Şekil 1.4 de gösterildiği gibi üst supap grubuna montajlıdır ve amortisör içerisinde serbestçe yukarı ve aşağı hareket edebilmektedir. Bu hareket sonucunda akışkan yer değiştirir ve amortisör sönümleme kuvveti sağlamaya başlar.



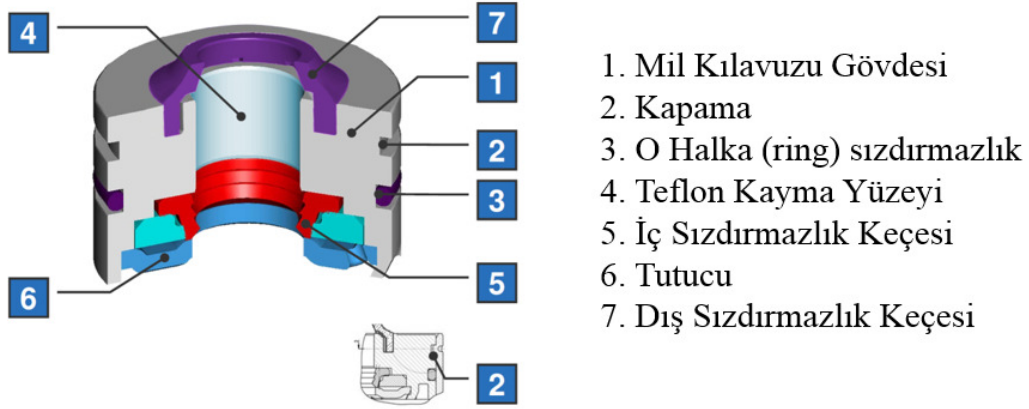
Şekil 1.4. Basınç borusu içerisinde piston mili ve üst supap grubu montajı

1.1.2 Keçe ve Kılavuz Grubu

Keçe ve kılavuz grubunun amortisörün çalışması sırasında iki önemli görevi bulunmaktadır. Bunların birinci sızdırmazlık sağlamasıdır. Bünyesinde iç sızdırmazlık keçesi ve dış sızdırmazlık keçesi bulunmaktadır. İç sızdırmazlık keçesi piston mili üzerine tutunmuş olan akışkanı mil yüzeyinden sıyrarak amortisör dışarısına çıkmasını engellemektedir. Bununla beraber dış sızdırmazlık keçesi dışarıdan amortisörün içine toz, su ve hava gibi herhangi bir maddenin girmesini engellemektedir.

Keçe ve kılavuz grubunun ikinci görevi hareket halindeki piston mili için yatak görevi görmesidir. Bünyesinde bulunan teflon kayma yüzeyi ile piston milinin tek ekseninde çalışması

için uygun ortamı sağlamaktadır. Keçe ve kılavuz grubuna ait parçaların tamamı Şekil 1.5 de belirtilmiştir.



Şekil 1.5. Keçe ve kılavuz grubu

1.1.3 Basınç Borusu

Amortisörün açılma ve kapanma hareketi sırasında akışkanın yer değiştirmesinden kaynaklı oluşan yüksek basınca maruz kalan borudur. Bu nedenle basınç borusu olarak isimlendirilmiştir. Piston miline bağlı üst supap grubu basınç borusunun iç yüzeyinde çalışır. Bu nedenle amortisörün uzun süre performanslı çalışması basınç borusunun düz yüzey formunun korunmasıyla doğrudan ilişkilidir.

1.1.4 Rezerve Borusu

Rezerve borusu konum olarak basınç borusunun dışını kaplamaktadır. Basınç borusunun dış yüzeyi ile rezerve borusunun iç yüzeyi arasında rezerve bölümü bulunmaktadır. Rezerve bölümünün içinde basınçlandırılmış gaz ve amortisör akışkanı bulunmaktadır. Amortisörün kapanma hareketi sırasında amortisörün içine giren mil hacmi kadar akışkan alt supap grubunda bulunan geçitlerden rezerve bölümüne geçerek mekanik çalışmaya olanak sağlamaktadır. Ters yöndeki açılma hareketi sırasında da amortisörden çıkan mil hacmi kadar akışkan rezerve bölümünden kapanma bölümüne geçmektedir.

Bir amortisörün uzun yıllarca verimli bir şekilde çalışabilmesi basınç borusunun dışarıdan darbe almamasına bağlıdır. Bu nedenle rezerve borusu basınç borusu için bir nevi

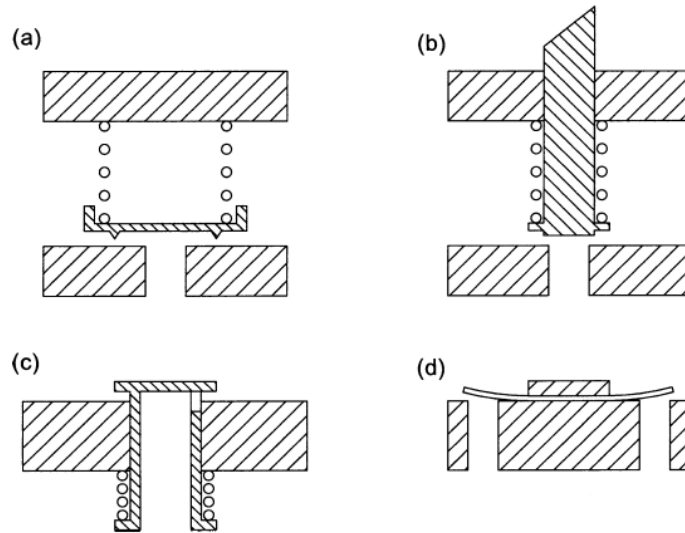
koruma sağlamaktadır. Aynı zamanda rezerve borusunda bulunan basınçlandırılmış gaz amortisör içerisinde kavitasyon oluşumunu engellemektedir.

1.1.5 Supaplar

Amortisörler süspansiyon yaylarına göre ters yönde bir sönümleme kuvveti oluştururlar. Bu kuvvet amortisör içerisindeki akışkanın supaplar üzerindeki dar geçitlerden geçmesi ile oluşmaktadır. Bu temel çalışma prensibine bağlı olarak supaplarda birçok farklı tasarım bulunmaktadır. Pasif amortisörlerde kullanılan başlıca tasarım türleri aşağıda belirtilmiştir.

- Disk valfler
- Mil valfler
- Makara Valfler
- Pul Valfler

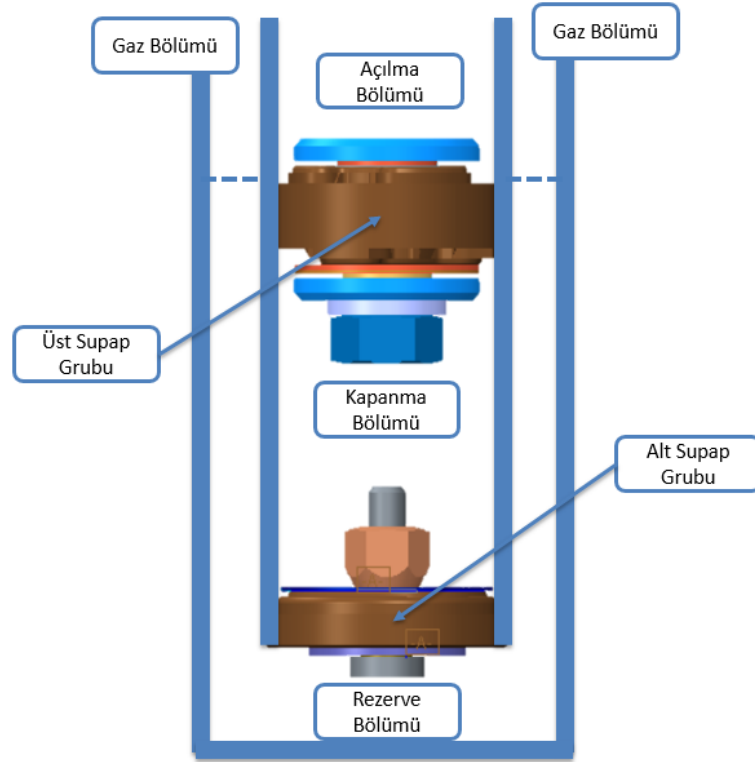
Yukarıda belirtilen ve Şekil 1.6 da gösterilen valf türlerinin hepsi bölümler arasında oluşan ΔP 'ye bağlı olarak çalışmaktadır ancak her birinden vermiş olduğu tepki süreleri ve buna bağlı oluşan sönümleme kuvvetleri farklılık göstermektedir. Bu nedenle hangi uygulama için hangi valf türünün kullanılacağına tasarımcının karar vermesi gerekmektedir (Dixon, 2007).



Şekil 1.6. (a) Yay Destekli Disk Valf (b) Yay Destekli Mil Valf (c) Yay Destekli Makara Valf (d) Pul Valf (Dixon, 2007)

Kullanılan prototip modellerde kullanılan alt supap ve üst supap grubunda pul valf modeli uygulanmıştır. Şekil.1.7 de çift borulu amortisörlerin bölümleri ve supapların konumu belirtilmiştir.

Pul valf modelinde kullanılan pullar genellikle yay çeliğinden imal edilirler. Bunun başlıca nedeni yüksek mukavemet değerleridir. Bu pulların amortisörün performans ve ömrüne direk etkileri olduğundan dolayı özellikle yorulmaya ve elastikliğini yitirmeye karşı yüksek dirençlidirler.



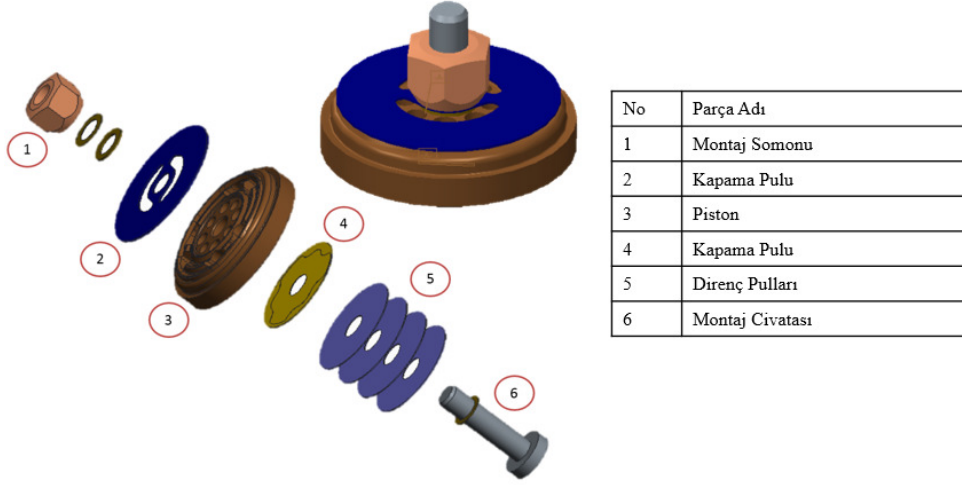
Şekil 1.7. Çift borulu amortisörlerin bölümleri ve supapların konumu

1.1.5.1 Alt Supap Grubu

Alt supap grubu kapanma bölgesi ile rezerve bölgesi arasında bulunmaktadır ve bu iki bölge arasındaki akışkan geçişini sınırlandırmaktadır.

Alt supap pistonu ile temas halinde olan pullara kapama pulu denmektedir. Kapama pulları ihtiyaca göre farklı şekillerde tasarlanabilirler. Kapama pullarına destek amaçlı

kullanılan pullara direnç pulları denmektedir. Görevleri akışkan geçişine karşı daha yüksek bir direnç oluşturmaktır. Şekil 1.8 de alt supap grubunun patlatılmış ve montaj görünümü bulunmaktadır.

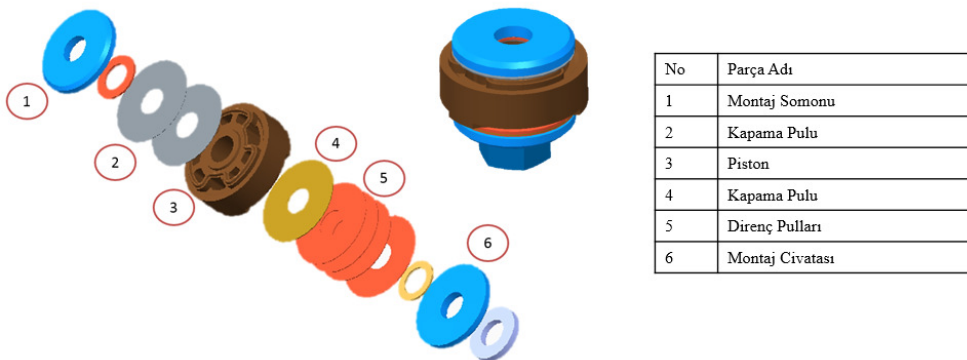


Şekil 1.8. Alt supap grubu

1.1.5.2 Üst Supap Grubu

Üst supap grubu kapanma bölgesi ile açılma bölgesi arasında bulunmaktadır ve bu iki bölge arasındaki akışkan geçişini sınırlandırmaktadır.

Üst supap pistonu ile temas halinde olan pullara kapama pulu denmektedir. Kapama pulları ihtiyaca göre farklı şekillerde tasarlanabilirler. Kapama pullarına destek amaçlı kullanılan pullara direnç pulları denmektedir ve görevleri akışkan geçişine karşı daha yüksek bir direnç oluşturmaktır. Şekil 1.9 da üst supap grubu patlatılmış ve montaj görünümü bulunmaktadır.



Şekil 1.9. Üst supap grubu

2 LİTERATÜR TARAMASI

Amortisörler bir sönümlenme elamanı olarak makinelerde meydana gelen sarsıntı ve titreşimlerin şiddetini ve etkisini azaltır. Amortisörler hareket yönüne ters, hız ile orantılı bir direnç gösterirler. Böylece sarsıntı ve titreşim doğuran enerji ısıya çevirerek yutulur. Çoğunlukla otomotiv sektöründe araçlarda kullanılırlar.

Araçlarda kullanılan çift borulu amortisörler hakkında literatür araştırması yaparken öncelikli olarak amortisörlerin teknik yapısı ve çalışma prensibi hakkında bilgi veren araştırmalara yoğunlaşıldı. Amortisörlerin karakteristiğini etkileyen faktörlerin incelendiği ve modellerin oluşturulduğu bu çalışmalar sayesinde amortisörlerin açılma ve kapanma hareketi sırasında içerisinde yer değiştiren akışkanın modellenmesi ve supapların bu yer değiştirme sırasındaki davranışları hakkında bilgiler toplandı.

Lang'ın 1977 yılında yayınlamış olduğu doktora tezi çift borulu amortisörler hakkında yapılan ilk parametrik modeldi. Lang bu çalışmasında amortisörün içinde bulunan akışkanın yer değiştirmesini ve yer değiştirmeye karşılık supapların dinamik hareketlerine odaklanarak, bölümlere ayrılmış akışkan dolu alanlarda gerçekleşen basınç değişimlerini incelemiştir. Elde etmiş olduğu sonuçları da göz önünde bulundurarak oluşturmuş olduğu matematik model ile çift borulu amortisörlerin sönümlenme karakteristiğini belirlemeye çalışmıştır (Lang, 1997).

Lang yapmış olduğu çalışmada orifis denklemlerini kullanmıştır. Dinamik yer değiştirme katsayısını (C_D) ve supapların açma kuvvetlerini deneysel çalışmalar sonucunda bulmuştur. Çalışmalarını analog bir bilgisayar ile çözmeye çalıştığından dolayı dinamik yer değiştirme katsayısını sabit (0,71) değer olarak kullanmak zorunda kalmıştır.

Lang çalışmalarının sonucunda kavitasyonu ve akışkan içinde tespit edilen çözünmüş gazı önlemek için gaz ve akışkanın bir rezerve bölümü ile ayrılmasını önermiştir. Bu fikir günümüzde hala amortisörlerde kullanılmaktadır.

Kim D. çift borulu amortisörlerin araç süspansiyon sistemlerindeki etkileri konusunda analizler yapmıştır (Kim, 1993). Amortisör içerisinde ayrılmış bölümlerin uyumunu ve oluşan basınç farklılıkları sırasında akışkanda meydana gelen sıkışmayı göz önünde bulundurmıştır. Dinamik yer değiştirme katsayısını deneysel çalışmalardan elde etmiş olduğu verilere göre belirlemiştir.

Reybrouck çift borulu amortisörler üzerine yapmış olduğu çalışmalarda amortisör akışkanı içerisinde bulunan gaz boşluklarının rezerve bölümünde bulunan gazın basınç etkisi ile çözünürlüğünün artmasından kaynaklandığını tespit etmiştir (Duym, Steins, Baron, & Reybrouck, 1997). Amortisörün sönümlenme karakteristiği hesaplanırken akışkan içerisindeki çözünmüş gazın da hesaplara dâhil edilmesi gerektiğini belirtmiştir.

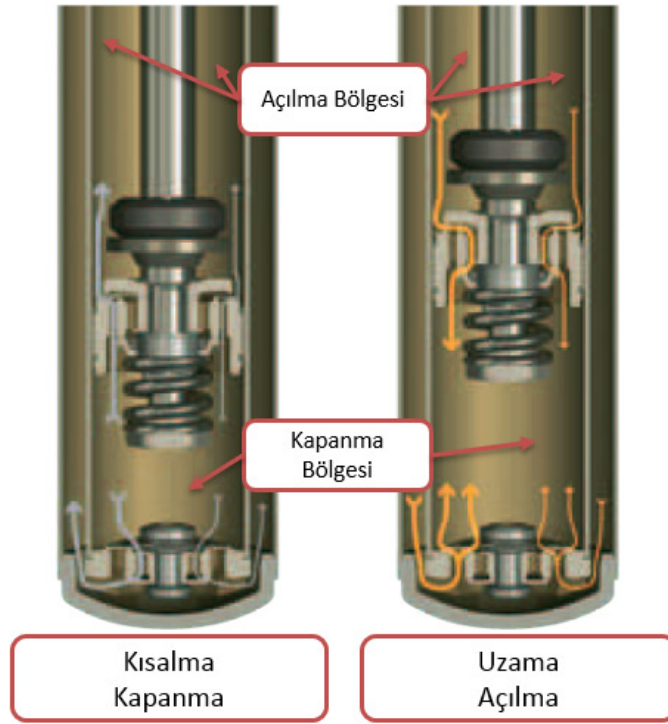
Yanqing Liu ve Jianwu Zhang amortisörlerin sönümlenme karakteristikleri üzerine ADAMS programında dinamik testler gerçekleştirmiş ve bu testleri araç üzerinde gerçekleştirilen testler ile karşılaştırmışlardır. (Liu & Zhang, 2001)

Choon-Tae Lee ve Byung- Young Moon dinamik yer değiştirmeye bağlı amortisör modelleri ile piston milinin yer değiştirmesine bağlı sönümlenme karakteristiği değişen amortisörler üzerinde çalışmıştır. Bu amortisörler çift borulu amortisörlere yakın bir çalışma prensibine sahip olup özellikle ticari araçlarda kullanılmaktadırlar. Amortisörün uzama ve kısılmasına bağlı olarak yumuşak ve sert amortisör özellikleri göstermektedirler. (Lee & Moon, 2004)

Yapılmış olan literatür taramasının ardından bir amortisörün sönümlenme karakterine etki eden parametreler belirlenmiş ve test edilecek supap sistemine karar verilmiştir.

3 MATERYAL VE YÖNTEM

Çift borulu amortisörler, piston milinin dış etkenler tarafından tahrik edilmesi sonucu amortisörün kapanma ve açılma hareketi suretiyle çalışır. Amortisörler hareketin tersi yönde sönümlenme kuvveti yaratır ve süspansiyon yayında biriken enerjiyi kontrollü olarak boşaltılmasını sağlar. Elde edilen sönümlenme kuvveti piston mili hızının bir fonksiyonudur ve hızın artması ile sönümlenme kuvveti de artmaktadır.



Şekil 3.1. Çift Borulu Amortisörlerin çalışma yapısı

Şekil 3.1 de gösterildiği üzere amortisörün kısalması durumunda piston mili ve piston amortisörün içerisine doğru hareket eder ve kapanma bölümündeki akışkanı sıkıştırarak açılma ve rezerve bölümlerine doğru hareket etmeye zorlar. Kapanma bölümünde basınçlanan akışkanın yüzeylere yapmış olduğu etki sonucu sönümlenme kuvveti oluşur. Amortisörün uzaması durumunda piston mili ve piston amortisörün dışına doğru hareket eder ve açılma bölümündeki akışkanı sıkıştırarak kapanma bölümüne doğru hareket etmeye zorlar. Açılma bölgesinde basınçlanan akışkanın yüzeylere yapmış olduğu etki sonucu ters yönde bir sönümlenme kuvveti oluşur.

Çift borulu amortisörlerin çalışması sırasında alt supap grubu ile üst supap grubu sönümlenme kuvvetinde etkilidir. Ancak supaplar üzerinde bulunan alanlarının özellikle etkili olduğu hız bölümleri bulunmaktadır. Hız bölümleri üç farklı gruba ayrılmaktadır.

- Düşük Hız Bölümü (0,131m/s ve altı)
- Orta hız Bölümü(0,131m/s ve 1m/s arası hızlar)
- Yüksek Hız Bölümüdür. (1m/s ve üzeri)

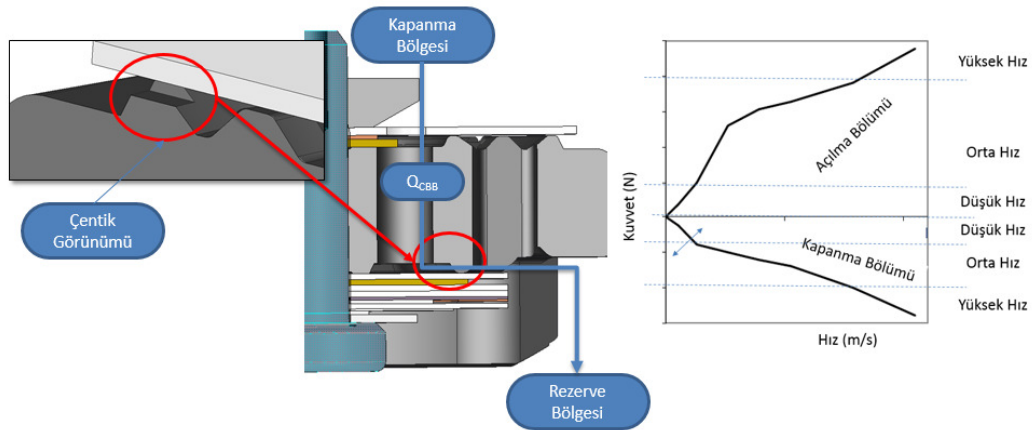
Amortisörün çalışmasını karşılayacak olan matematik modelde aşağıda tarif edilen akışlar incelenecek ve modele uygulanacaktır.

3.1 Kapanma Alt Supap Grubu Akışları (Q_{CB})

Amortisörün kapanması sırasında alt supap grubunda kapanma kılcal akışı (Q_{CBB}) ve kapanma valf akışı (Q_{CBV}) gerçekleşmektedir.

3.1.1 Kapanma Alt Supap Grubu Kılcal Akışı (Q_{CBB})

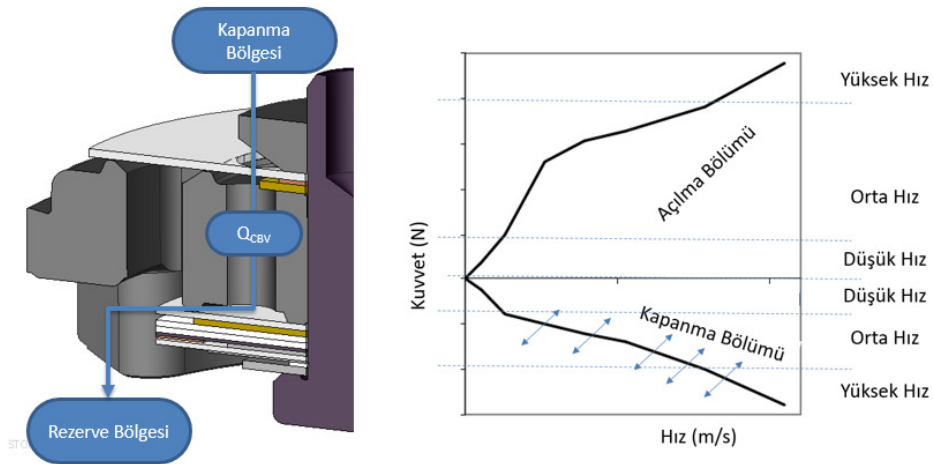
Kapanma alt supap grubu kılcal akışı (Q_{CBB}) Şekil 3.2 de gösterildiği üzere amortisörün kapanması sırasında alt supap grubunda bulunan sinterlenmiş piston üzerindeki çentiklerden geçen akıştır. Amortisörün tüm hızlarında etkisi bulunmaktadır ancak özellikle düşük hız bölümünde oluşan kapanma kuvvetinde etkilidir. İstenilen kuvvete ulaşmak için akışın geçtiği çentik alanında değişiklikler yapılmalıdır.



Şekil 3.2. Kapanma alt supap grubu kılcal akışı (Q_{CBB})

3.1.2 Kapanma Alt Supap Grubu Valf Akışı (Q_{CBV})

Kapanma alt supap grubu valf akışı (Q_{CBV}) Şekil 3.3 gösterildiği üzere amortisörün kapanması sırasında alt supap grubu pistonu üzerinde bulunan valf akış alanlarında gerçekleşen akıştır ve amortisörün orta ve yüksek hızlarında oluşan kapama kuvvetlerinde etkilidir. İstenilen kuvvete ulaşmak için akışın geçtiği valf alanları ve direnç pullarının varyasyonlarında değişiklikler yapılmalıdır.



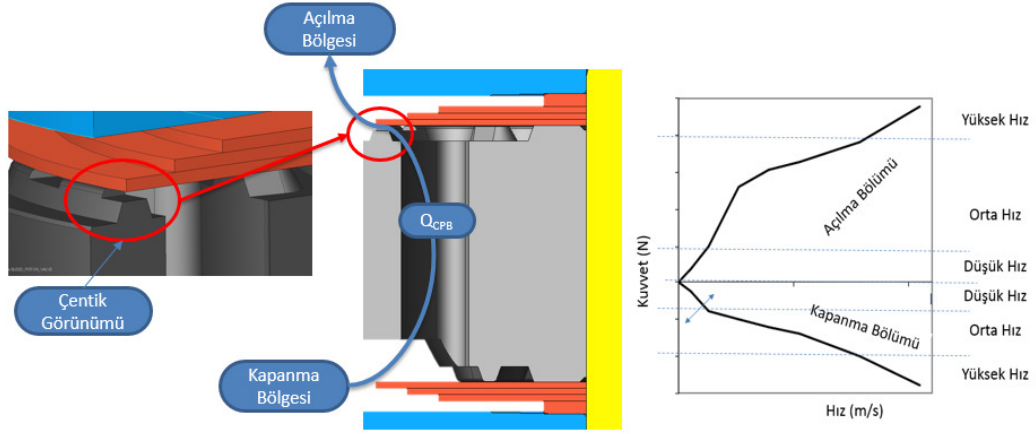
Şekil 3.3. Kapanma alt supap grubu valf akışı (Q_{CBV})

3.2 Kapanma Üst Supap Grubu Akışları (Q_{CP})

Amortisörün kapanması sırasında üst supap grubunda kapanma kılcal akışı (Q_{CPB}) ve kapanma valf akışı (Q_{CPV}) gerçekleşmektedir. Bu iki akışın haricinde üst supap grubu pistonu ile basınç borusu arasında kaçak akış (Q_{CPL}) gerçekleşmektedir.

3.2.1 Kapanma Üst Supap Grubu Kılcal Akışı (Q_{CPB})

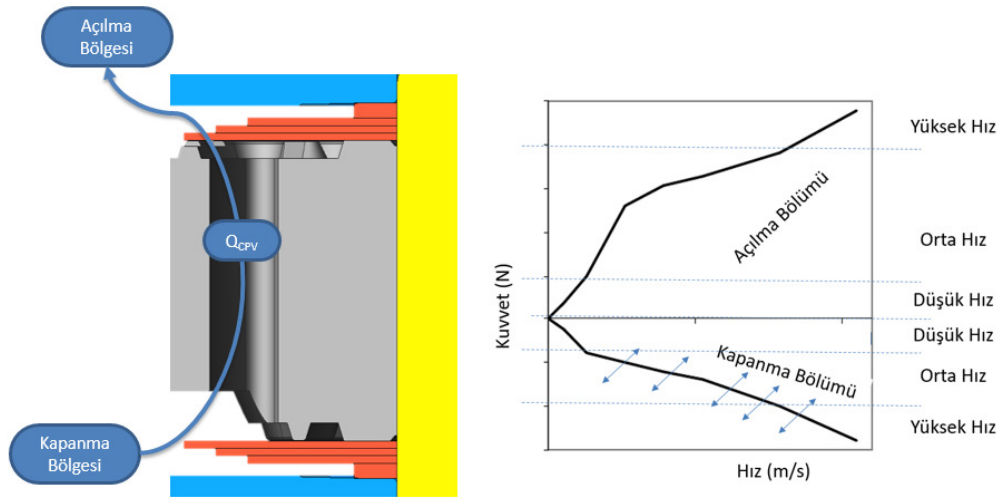
Kapanma üst supap grubu kılcal akışı (Q_{CPB}) Şekil 3.4 de gösterildiği üzere amortisörün kapanması sırasında üst supap grubunda bulunan sinterlenmiş piston üzerindeki çentiklerden geçen akıştır. Amortisörün tüm hızlarında etkisi bulunmaktadır ancak özellikle düşük hız bölümünde oluşan kapama kuvvetinde etkilidir. İstenilen kuvvete ulaşmak için akışın geçtiği çentik alanında değişiklikler yapılmalıdır.



Şekil 3.4. Kapanma üst supap grubu kılcal akışı (Q_{CPB})

3.2.2 Kapanma Üst Supap Grubu Valf Akışı (Q_{CPV})

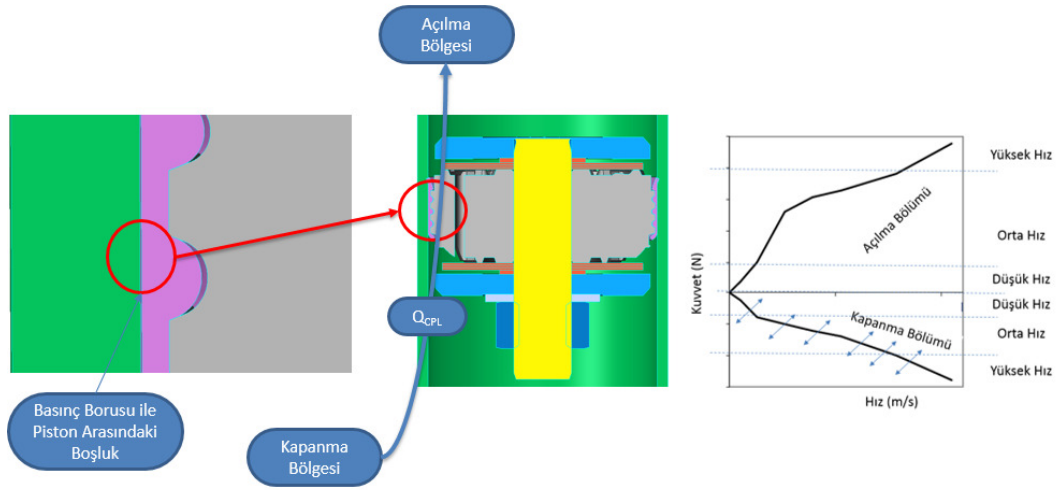
Kapanma üst supap grubu valf akışı (Q_{CPV}) Şekil 3.5 de gösterildiği üzere amortisörün kapanması sırasında üst supap grubunda bulunan valf akış alanlarında gerçekleşen akıştır ve amortisörün orta ve yüksek hızlarında oluşan kapama kuvvetlerinde etkilidir. İstenilen kuvvete ulaşmak için akışın geçtiği valf alanları ve direnç pullarının varyasyonlarında değişiklikler yapılmalıdır.



Şekil 3.5. Kapanma üst supap grubu valf akışı (Q_{CPV})

3.2.3 Kapanma Üst Supap Grubu Kaçak Akışı (Q_{CPL})

Alt supap grubu ve üst supap grubu üzerinden gerçekleşen akışların haricinde amortisör içerisinde Şekil 3.6 da belirtilen bölgeden bir kaçak akışı gerçekleşir. Kaçak akışı üst supap grubunda bulunan pistonun dış yüzeyi ile basınç borusunun iç yüzeyi arasında var olan mekanik çalışma boşluğunda gerçekleşmektedir. Tüm hızlarına küçük oranda etkisi bulunmaktadır.



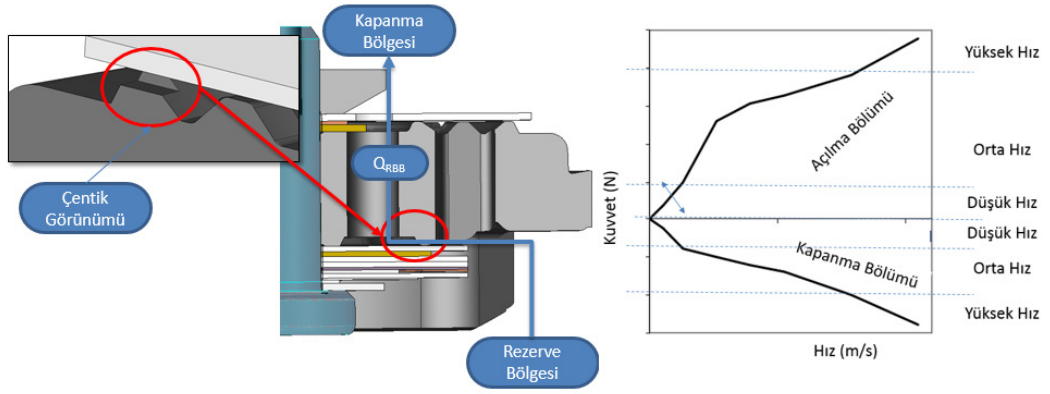
Şekil 3.6. Kapanma üst supap grubu kaçak akışı (Q_{CPL})

3.3 Açılma Alt Supap Grubu Akışları (Q_{RB})

Amortisörün açılması sırasında alt supap grubunda açılma kılcal akışı (Q_{RBB}) ve açılma valf akışı (Q_{RBV}) gerçekleşmektedir.

3.3.1 Açılma Alt Supap Grubu Kılcal Akışı (Q_{RBB})

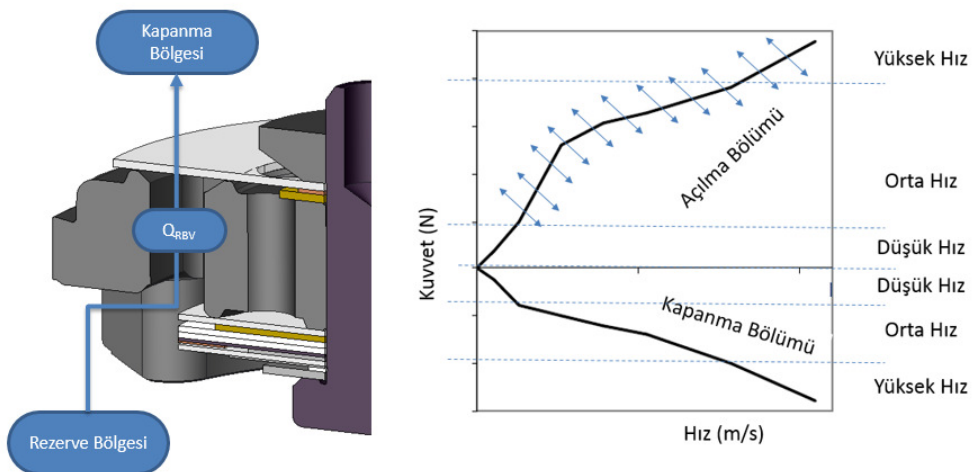
Açılma alt supap grubu kılcal akışı (Q_{RBB}) Şekil 3.7 de gösterildiği üzere amortisörün açılması sırasında alt supap grubunda bulunan sinterlenmiş piston üzerindeki çentiklerden geçen akıştır ve amortisörün düşük hızlardaki açılma kuvvetinde etkilidir. İstenilen kuvvete ulaşmak için akışın geçtiği çentik alanında değişiklikler yapılmalıdır.



Şekil 3.7. Açılma alt supap grubu kılcal akışı (Q_{RBB})

3.3.2 Açılma Alt Supap Grubu Valf Akışı (Q_{RBV})

Açılma alt supap grubu valf akışı (Q_{RBV}) Şekil 3.8 de gösterildiği üzere amortisörün açılması sırasında alt supap grubunda bulunan valf akış alanlarında gerçekleşen akıştır ve amortisörün orta ve yüksek hızlarında oluşan açılma kuvvetlerinde etkilidir. İstenilen kuvvete ulaşmak için akışın geçtiği valf alanları ve direnç pullarının varyasyonlarında değişiklikler yapılmalıdır.



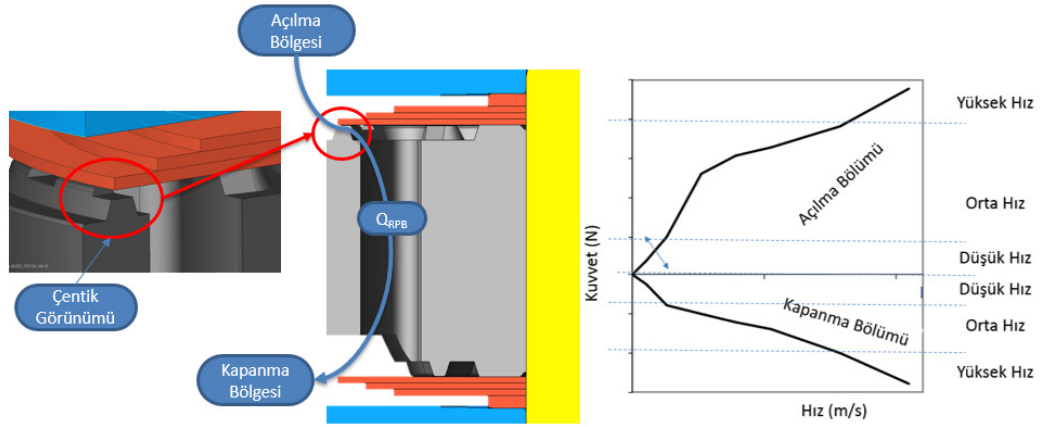
Şekil 3.8. Açılma alt supap grubu valf akışı (Q_{RBV})

3.4 Açılma Üst Supap Grubu Akışları(Q_{RP})

Amortisörün açılması sırasında üst supap grubunda açılma kılcal akışı(Q_{RPB}) ve açılma valf akışı(Q_{RPV}) gerçekleşmektedir. Bu iki akışın haricinde üst supap grubu pistonu ile basınç borusu arasında kaçak akış (Q_{RPL}) gerçekleşmektedir.

3.4.1 Açılma Üst Supap Grubu Kılcal Akışı (Q_{RPB})

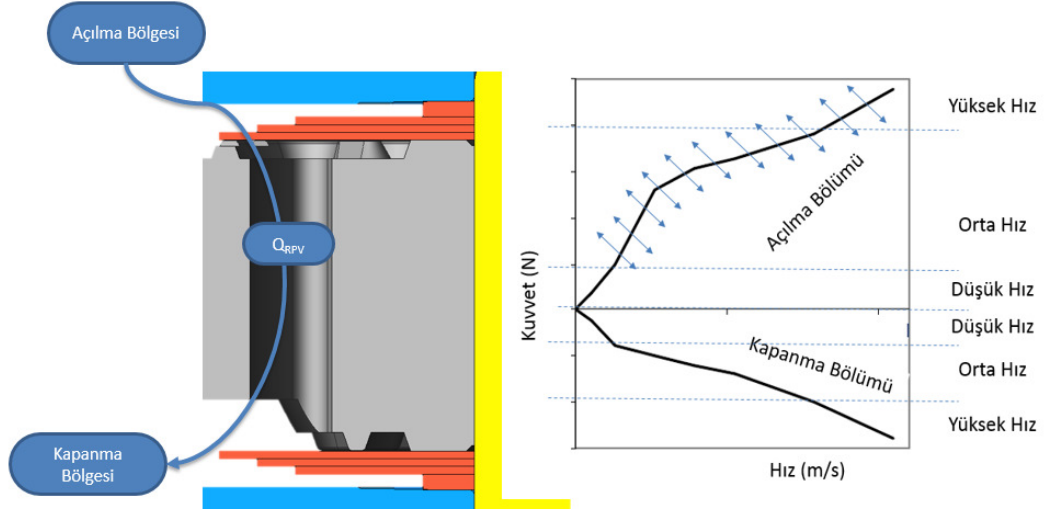
Açılma üst supap grubu kılcal akışı (Q_{RPB}) Şekil 3.9 de gösterildiği üzere amortisörün açılması sırasında üst supap grubunda bulunan sinterlenmiş piston üzerinde açılmış olan çentiklerden geçen akıştır ve amortisörün düşük hızlarda oluşan açılma kuvvetinde etkilidir. İstenilen kuvvete ulaşmak için akışın geçtiği çentik alanında değişiklikler yapılmalıdır.



Şekil 3.9. Açılma üst supap grubu akışları (Q_{RP})

3.4.2 Açılma Üst Supap Grubu Valf Akışı (Q_{RPV})

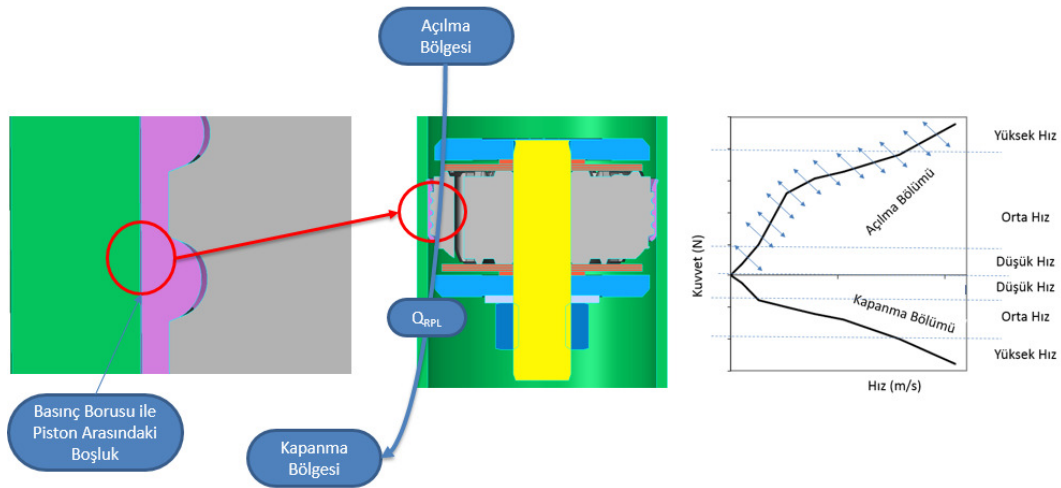
Açılma üst supap grubu valf akışı (Q_{RPV}) Şekil 3.10 de gösterildiği üzere amortisörün açılması sırasında üst supap grubunda bulunan valf akış alanlarında gerçekleşen akıştır ve amortisörün orta ve yüksek hızlarında oluşan açılma kuvvetlerinde etkilidir. İstenilen kuvvete ulaşmak için akışın geçtiği valf alanları ve direnç pullarının varyasyonlarında değişiklikler yapılmalıdır.



Şekil 3.10. Açılma üst supap grubu valf akışı (Q_{RPV})

3.4.3 Açılma Üst Supap Grubu Kaçak Akışı (Q_{RPL})

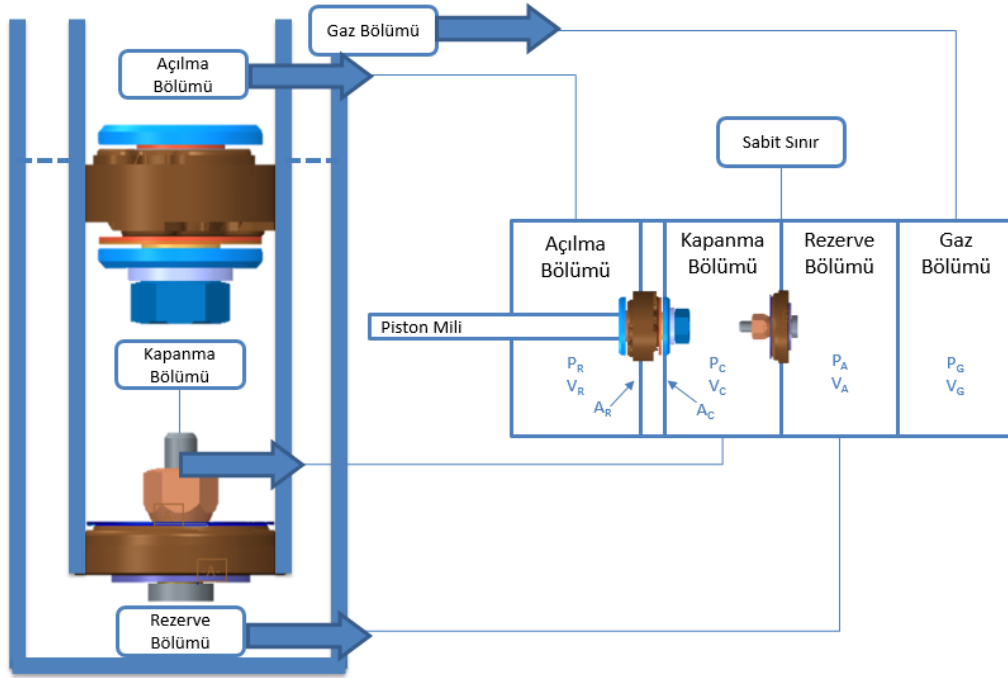
Alt supap grubu ve üst supap grubu üzerinden gerçekleşen akışların haricinde amortisör içerisinde Şekil 3.11 de gösterilen bölümden bir kaçak akışı oluşmaktadır. Kaçak akışı üst supap grubunda bulunan pistonun dış yüzeyi ile basınç borusunun iç yüzeyi arasında var olan mekanik çalışma boşluğunda gerçekleşmektedir. Tüm hızlara küçük oranda etkisi bulunmaktadır.



Şekil 3.11. Açılma üst supap grubu kaçak akışı (Q_{RPL})

3.5 Çift Borulu Amortisörlerin Matematik Modelinin Oluşturulması

Bu bölümde açıklanacak olan denklemler sadece amortisörün kapanma hareketi sırasında oluşan basınç farklılığını ve akışkan hareketini içermektedir. Amortisörün açılma hareketini modellemek için gerekli olan denklemler kapanma denklemlerine benzerlik göstermektedir ve denklemlerin ters yönde yazılması yeterli olacaktır.



Şekil 3.12. Çift borulu amortisörlerin şematik görünümü

Çift borulu amortisörler birbirlerini etkileyen dört farklı bölüme ayrılmıştır. Şekil 3.12 de çift borulu amortisörlerin bölümlerinin şematik olarak gösterilmiştir.

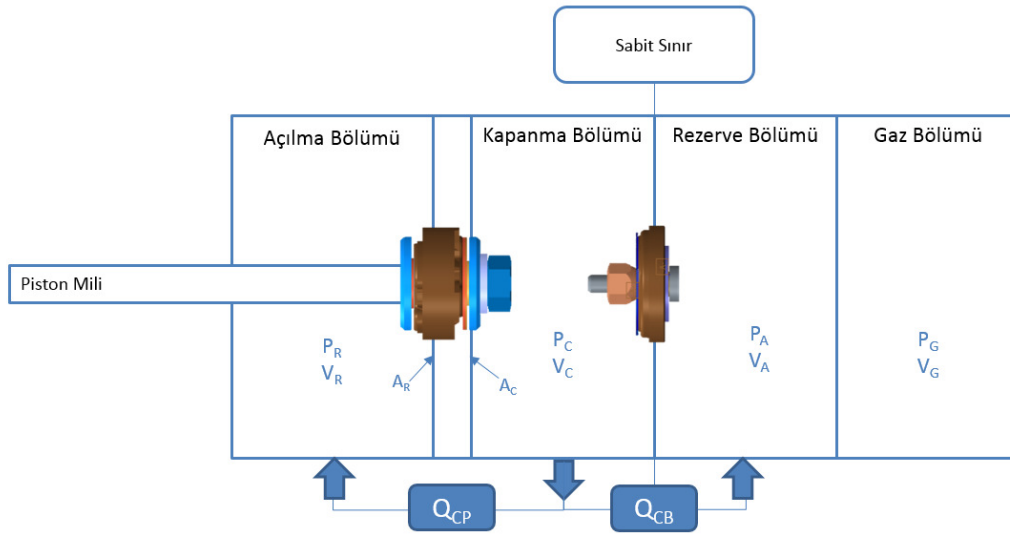
- Açılma Bölümü
- Kapanma Bölümü
- Rezerve Bölümü
- Gaz Bölümü

Açılma ve kapanma bölümü arasında üst supap grubu bulunmaktadır. Üst supap grubu açılma ve kapanma bölümleri arasındaki akışkan geçişini sınırlandırmaktadır.

Kapanma bölümü ile rezerve bölümü arasında alt supap grubu bulunmaktadır. Alt supap grubu kapanma ve rezerve arasındaki akışkan geçişini sınırlandırmaktadır.

Piston milin dış etmenler sonucu amortisörün içerisine doğru itilmesiyle amortisör içerisindeki akışkan hareket etmeye başlar. Piston milinin aşağıya doğru yapmış olduğu hareket sonucu Şekil 3.13 de gösterildiği gibi iki farklı yöne doğru akışkan geçişi gerçekleşir. Birinci akış kapanma bölgesinden açılma bölgesine doğru olan ve üst supap grubu üzerinden geçen Q_{CP} akışıdır. Aynı anda gerçekleşen ikinci akış ise ters yönde kapanma bölgesinden rezerve bölgesine doğru gerçekleşen ve alt supap grubu üzerinden geçen Q_{CB} Akışıdır. Amortisörün kapanması sırasında gerçekleşen toplam akış (Q_C) Q_{CP} ve Q_{CB} akışlarının toplamına eşittir.

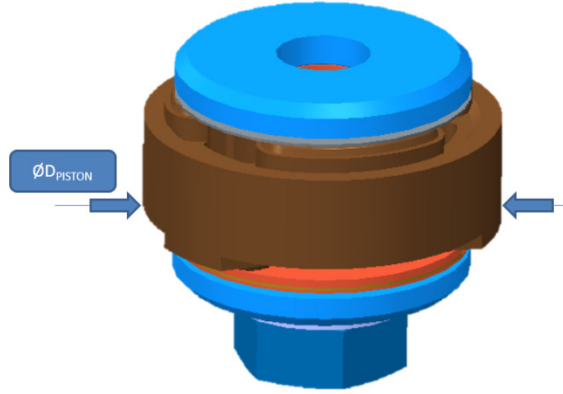
$$Q_C = Q_{CP} + Q_{CB} \quad (3.1)$$



Şekil 3.13. Amortisörün kapanması sırasında gerçekleşen akışların şematik görünümü

Toplam akış Q_C aynı zamanda üst supap grubundaki piston yüzey alanının (A_{PISTON}) yapmış olduğu toplam yer değiştirmeye eşittir.

$$Q_C = A_{PISTON} \cdot x \quad (3.2)$$



Şekil 3.14. Üst supap grubu

x burada pistonun yer değiştirme miktarıdır. Basınç farklılıklarından dolayı akışkanın sıkışmadığı kabul edilirse Q_{CP} ve Q_{CB} akışları;

$$Q_{CB} = A_{MIL} \cdot \dot{x} \quad (3.3)$$

$$Q_{CP} = (A_{PISTON} - A_{MIL}) \cdot \dot{x} \quad (3.4)$$

Basınç farklılığı, $\Delta P = P_1 - P_2$, nedeniyle gerçekteşen akış miktarını belirleyebilmek için Bernoulli Denklemi kullanılmıştır.

$$Q = A \cdot C_d \cdot ((\Delta P) \cdot (2/\rho))^{-2} \quad (3.5)$$

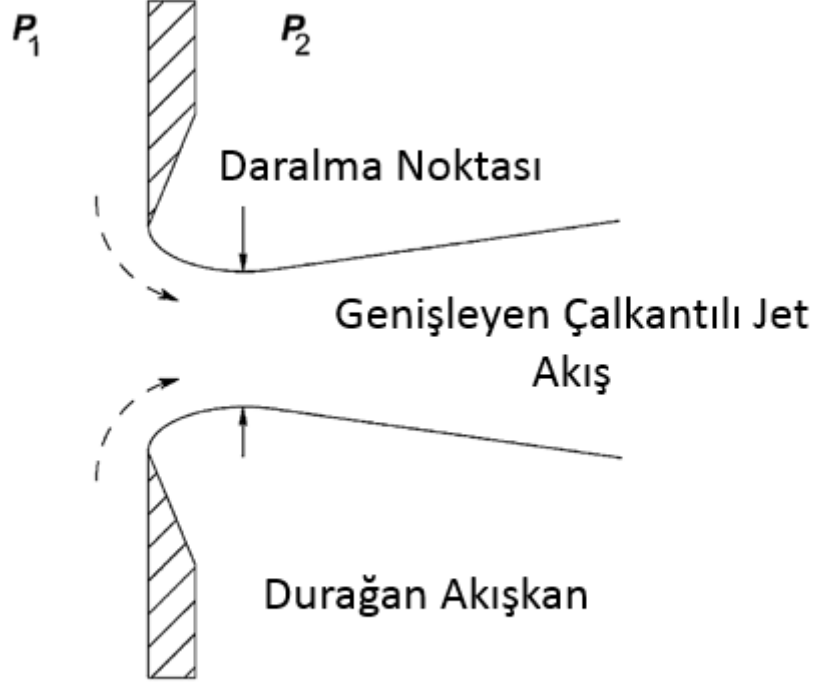
C_d yer değiştirme katsayısı ve ρ akışkan yoğunluğunu ifade etmektedir. Akışların dikey kot farkının ihmal edildiği ve yalnız yatay düzlemdeki akışın modellendiği durumlarda Bernoulli Denklemi aşağıda belirtilen şekilde yazılmıştır.

$$P_1 + (1/2) \cdot \rho \cdot v_1^2 = P_2 + (1/2) \cdot \rho \cdot v_2^2 \quad (3.6)$$

Burada P_1 ve P_2 basıncı, ρ yoğunluğu ve v akış hızını belirtmektedir. Başlangıç durumundaki akış hızının sıfır olduğunu kabul edildiğinde;

$$(1/2) \cdot \rho \cdot v_T^2 = P_1 - P_2 \quad (3.7)$$

$$v_T = (2 \cdot (P_1 - P_2) / \rho)^{-2} \quad (3.8)$$



Şekil 3.15. Keskin köşeli bir orifisten geçen akış modeli

Burada belirtilen hız sadece teorik bir değerdir. Gerçek hız sürtünme ve viskozite nedeniyle teorik hızdan daha düşüktür. Bu nedenle daralma noktasında oluşan gerçek hıza ulaşmak için C_V hız düzeltme katsayısı kullanılmıştır.

$$v = v_T \cdot C_V \quad (3.9)$$

Bununla beraber Şekil 3.15 de gösterildiği gibi daralma noktasında yağın geçmiş olduğu alan A_E orifis alanından (A) daha küçüktür. Bu nedenle bir alan düzeltme katsayısı C_A da sisteme eklenmiştir.

$$A_E = C_A \cdot A \quad (3.10)$$

Yukarıda yapılan açıklamaların ışığında teorik C_d katsayısı (3.11) numaralı denklemde gösterilmiştir.

$$C_d = C_v \cdot C_A \quad (3.11)$$

Yapılan pratik çalışmalarda C_d katsayısı 0.55 ile 0.85 arasında değişmekte olduğu anlaşılmıştır.

Talbott yapmış olduğu pratik çalışmalarda C_d deşarj sabitinin Amortisörlerde meydana gelen akışı tam karşılamadığı belirtmiştir. Bu nedenle matematik modelde kullanmak için C_D dinamik yer değiştirme katsayısını hesaplamıştır. C_D sabitini ivmelenmenin, Reynold Sayısının, kalınlık-uzunluk oranına ve Cauchy Sayısına bağlı ifade etmiştir (Lang, 1997).

$$C_D = f\{\alpha l/v^2, \mu/\rho v l, \beta v^2, s/l\} \quad (3.12)$$

Talbott akışkan geçişini üzerinde üç adet delik bulunan bir pulla test etmiş ve C_D katsayısını 0,71 olarak belirlemiştir. Biz yapmış olduğumuz çalışma da dinamik yer değiştirme katsayısını gerçekleştirilen pratik testlere göre belirlenmiştir.

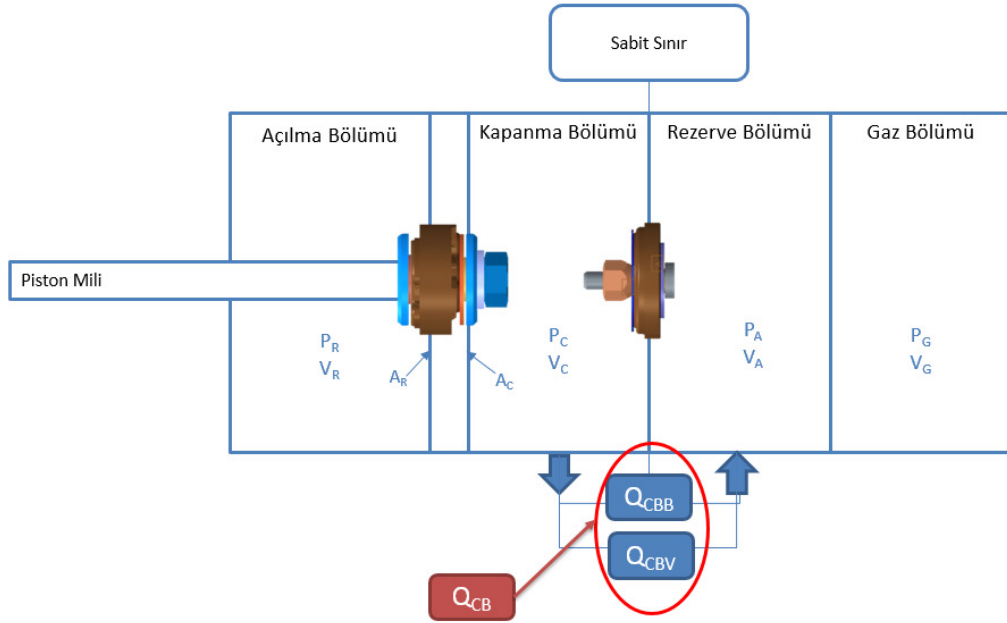
Yeni dinamik yer değiştirme katsayısını (3.5) numaralı denklemde kullandığımızda (3.13) numaralı denklem elde edilmiştir.

$$Q = A \cdot C_D \cdot ((\Delta P) \cdot (2/\rho))^{-2} \quad (3.13)$$

3.5.1 Kapanma Alt Supap Grubu Akışlarının Matematik Modeli (Q_{CB})

Amortisörün kapanması sırasında Şekil 3.16 da gösterildiği üzere kapanma bölümünden rezerve bölümüne doğru alt supap grubu üzerinden gerçekleşen akışlar daha önce bölümlerde açıklanmıştı. İki bölüme ayrılan akışlar kapanma kılcal akış (Q_{CBB}) ve kapanma valf akışdır (Q_{CBV}).

$$Q_{CP} = Q_{CBB} + Q_{CBV} \quad (3.14)$$



Şekil 3.16. Kapanma durumunda alt supap grubundan geçen akışlar

3.5.1.1 Kapanma Alt Supap Grubu Kılcal Akış(Q_{CBB})

Amortisörün kapanma hareketi sırasında alt supap grubunda gerçekleşen ve özellikle düşük hızlarda (0,052m/s ve 0,1m/s) etkisini gördüğümüz kılcal akışı tespit etmek için (3.13) numaralı denklemden faydalanılmıştır.

$$Q_{CBB} = A_{CBB} \cdot C_D \cdot ((P_C - P_A) \cdot (2/\rho))^{-2} \quad (3.15)$$

A_{CBB} , alt supap pistonunda bulunan ve kılcal akışın geçtiği çentik alanını ifade etmektedir. Amortisörün ilk hızlarına karşılık istenen kuvvetlere ulaşabilmek için kılcal akış alanının boyutunda değişiklik yapılabilmektedir.

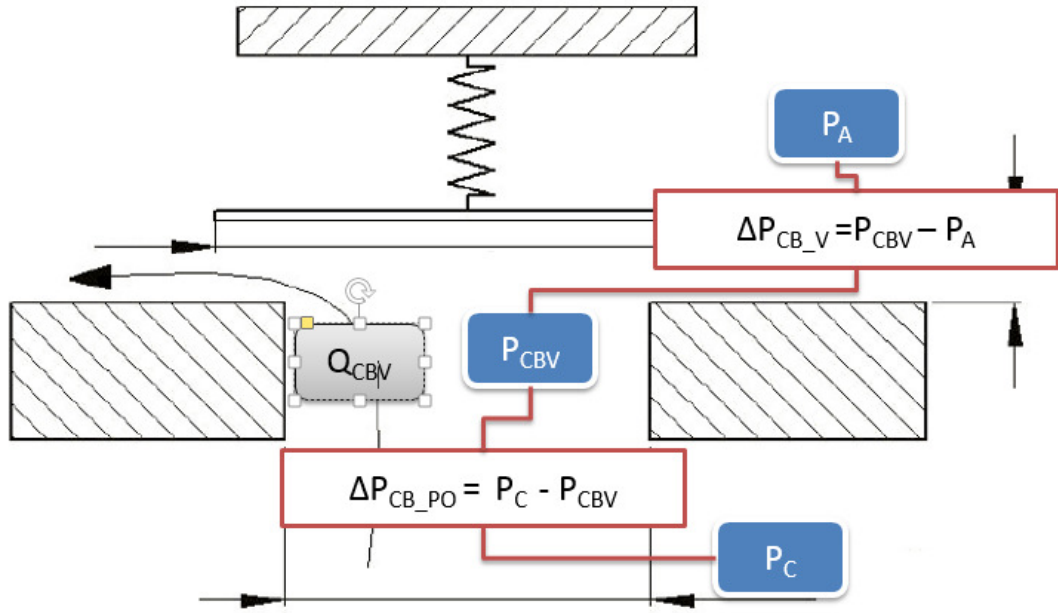
3.5.1.2 Kapanma Alt Supap Grubu Valf Akışı(Q_{CBV})

Amortisörün kapanması sırasında alt supap grubunda gerçekleşen valf akışının modellenmesi kılcal akıştan biraz daha kompleksdir. Çünkü akışkanın kapanma bölümünden

rezerve bölümüne geçişi sırasında basınçta iki defa düşüş yaşanmaktadır. Bu nedenle valf akışı iki bölüme ayrılmıştır: Alt supap grubunda bulunan orifisten geçen akış ve pulların deformasyonundan meydana gelen alandan geçen akış. Şu belirtilmelidir ki bu iki akış miktarı birbirine eşittir. Şekil 3.17 de Q_{CBV} akışının valften geçişi ve akışkanın uğradığı basınç düşüşleri gösterilmiştir.

$$\Delta P_{CB_V} = P_{CBV} - P_A \quad (3.16)$$

$$\Delta P_{CB_PO} = P_C - P_{CBV} \quad (3.17)$$



Şekil 3.17. Kapanma alt supap grubu valf akışında meydana gelen basınç değişimleri

P_C kapanma bölgesindeki basıncı, P_A rezerve bölgesindeki akışkan basıncını ve P_{CBV} alt supap grubu pistonu içerisinde pullara etki eden ara basıncı ifade etmektedir. Kapanma bölgesinden rezerve bölgesine geçen akışta ilk basınç düşüşü (P_{CBV}) alt supap pistonundaki orifis gerçekleşir. İkinci basınç düşüşü akışkanın pulları deforme etmesiyle oluşturduğu alandan geçerken gerçekleşir. Sonuçta elde edilen basınç farklılığı yine iki bölüm arasındaki basınç farkına eşittir.

$$\Delta P_{CB_PO} + \Delta P_{CB_V} = (P_C - P_A) \quad (3.18)$$

Alt supap grubunda piston orifisinden geçen akış için (3.13) numaralı denklemin aynısı yazıldı.

$$Q_{CBV} = A_{CBV} \cdot C_D \cdot ((P_C - P_{CBV}) \cdot (2/\rho))^{-2} \quad (3.19)$$

A_{CBV} alt supap grubu piston orifisinde akışkanın geçtiği alanını belirtmektedir. Piston orifisinden geçen akışkan ile rezerve bölümüne geçen akışkan aynı olduğundan dolayı;

$$Q_{CBV} = A_{CBVD} \cdot C_D \cdot ((P_{CBV} - P_A) \cdot (2/\rho))^{-2} \quad (3.20)$$

A_{CBVD} alanı pulların deformasyonuna bağlı oluşan bir alandır. Piston orifisinden geçen akışkanın rezerve bölümüne geçerken 90° döner ve pullarda oluşan deformasyon ve piston arasında oluşan A_{CBVD} alanından geçerek rezerve bölgesine giriş yapar.

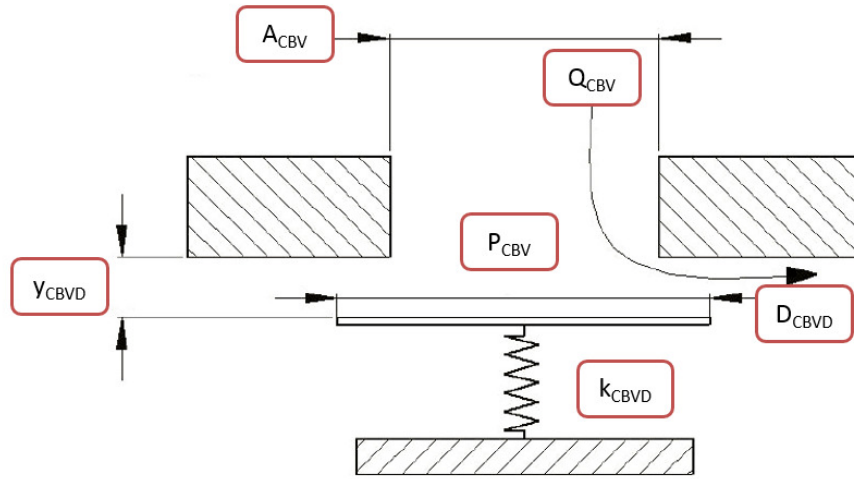
$$A_{CBVD} = \alpha_{CBVD} \cdot \pi \cdot D_{CBVD} \cdot y_{CBVD} \quad (3.21)$$

(3.21) numaralı denklemde geçen α_{CBVD} alan düzeltme katsayısını, y_{CBVD} pullarda meydana gelen deformasyonun miktarını, D_{CBVD} alt supap pistonu üzerinde pulların yaslandığı yüzeyin çapını belirtmektedir. Tallbott yapmış olduğu çalışmalar da alan düzeltme katsayısını üç delikli tasarım için 0,5 olarak belirlemiştir (Tallbott, 2002). (3.21) numaralı denklemde belirtilen A_{CBVD} alanının açık halini (3.20) numaralı denkleme yazarsak (3.22) numaralı denklem elde edilmiştir. Şekil 3.18 de meydana gelen dikey deformasyon gösterilmiştir.

$$Q_{CBV} = \alpha_{CBVD} \cdot \pi \cdot D_{CBVD} \cdot y_{CBVD} \cdot C_D \cdot ((P_{CBV} - P_A) \cdot (2/\rho))^{-2} \quad (3.22)$$

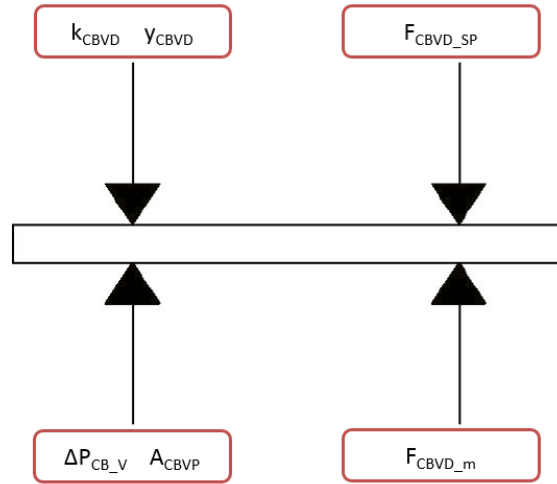
Pullarda meydana gelen deformasyonu bir yay gibi hareket ettiğini kabul edersek gerçekleşen dikey deformasyonu (3.23) numaralı formül ile yaklaşık olarak bulabiliriz.

$$(P_{CBV} - P_A) \cdot A_{CBVD} / k_{CBVD} \quad (3.23)$$



Şekil 3.18. Kapanma alt supap grubu valf akışını etkileyen parametreler

Ancak pul dikey deformasyonu y_{CBVD} sistem içerisindeki diğer parametrelere bağlıdır. Bu nedenle pullarda meydana gelen deformasyonun tespiti için Şekil 3.19 da belirtilen kuvvetler ile ikinci bir denklem oluşturulmuştur. Dikey yönde gerçekleşen deformasyona bağlı kuvvet denge denklemi;



Şekil 3.19. Kapanma alt supap grubu valf akışında pullara etkiyen kuvvetler

$$k_{CBVD} \cdot y_{CBVD} = \Delta P_{CB,V} \cdot A_{CBVP} + F_{CBVD,M} - F_{CBVD,SP} \quad (3.24)$$

(3.24) numaralı denklemde geçen A_{CBVP} alanı daha önce tanımlanan alanlardan farklı olarak kapama diski ile direk temas halinde olan akışkan alanını ifade etmektedir. $F_{CBVD,SP}$ pullara eklenen ön yükü temsil etmektedir. Bu çalışmada alt supap grubunda kullanılan pullarda ön yük bulunmamaktadır. Bu nedenle hesaplamalarda $F_{CBVD,SP}$ kuvveti 0 N olarak belirlenmiştir.

$F_{CBVD,M}$ valften gelen akışkanın meydana getirmiş olduğu momentum kuvvetini ifade etmektedir. Bu kuvvet akışın valfin içinde 90° dönmesinden dolayı gerçekleşmektedir. “ y_{CBVD} ” yönünde oluşan momentum kuvveti;

$$F_{CBVD,M} = \rho \cdot (Q_{CBV})^2 / A_{CBV} \quad (3.25)$$

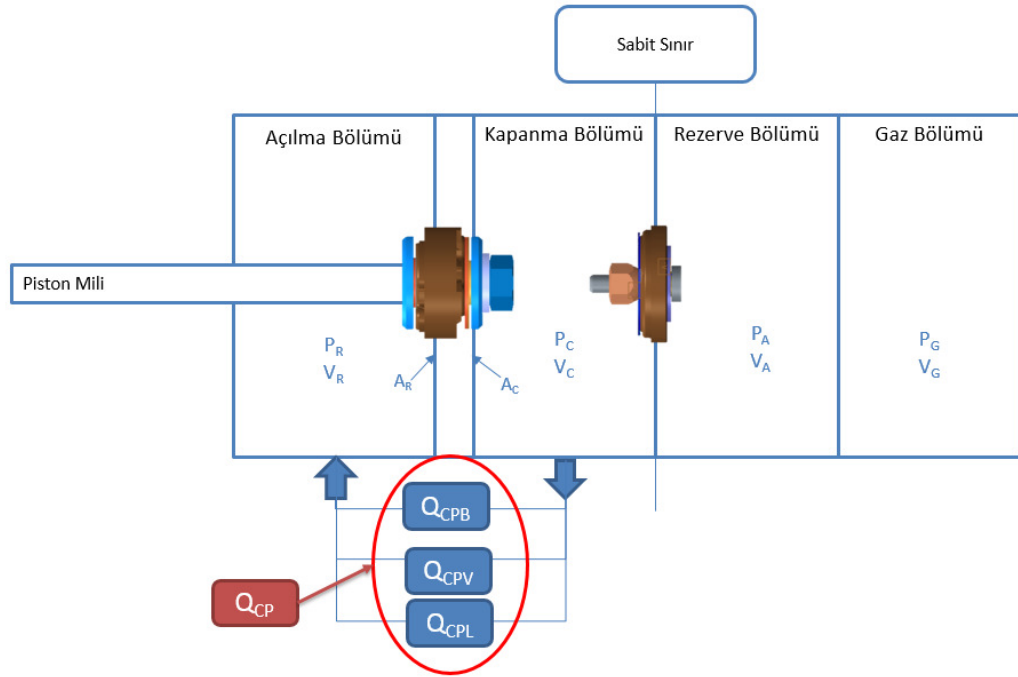
Lang momentum kuvveti için sabit bir düzeltme katsayısı (C_F) olması gerektiğini belirtmiştir ve C_F katsayısını 0,3 olarak kabul etmiştir (Lang, 1997). (3.25) numaralı denklemi (3.24) numaralı denklemde yerine yazarak (3.26) numaralı denklem elde edilmiştir.

$$k_{CBVD} \cdot y_{CBVD} = \Delta P_{CB,V} \cdot A_{CBVP} + \rho \cdot C_F \cdot (Q_{CBV})^2 / A_{CBV} - F_{CBVD,SP} \quad (3.26)$$

3.5.2 Kapanma Üst Supap Grubu Akışlarının Matematik Modeli (Q_{CP})

Amortisörün kapanması sırasında kapanma bölümünden açılma bölümüne doğru üst supap grubu üzerinden gerçekleşen akışlar daha önce açıklandığı gibi üç bölüme ayrılabilir: Kapanma kılcal akış (Q_{CPB}), kapanma valf akışı (Q_{CPV}) ve kapanma kaçak akışı (Q_{CPL}).

$$Q_{CP} = Q_{CPB} + Q_{CPV} + Q_{CPL} \quad (21) \quad (3.27)$$



Şekil 3.20. Kapanma durumunda üst supap grubundan geçen akışlar

3.5.2.1 Üst Supap Grubu Kapanma Kılcal Akış (Q_{CPB})

Amortisörün kapanması sırasında üst supap grubunda gerçekleşen ve özellikle düşük hızlarda etkisini gördüğümüz kılcal akışı tespit etmek için (3.13) numaralı denklemden faydalanılmıştır.

$$Q_{CPB} = A_{CPB} \cdot C_D \cdot ((P_C - P_R) \cdot (2/\rho))^{-2} \quad (3.28)$$

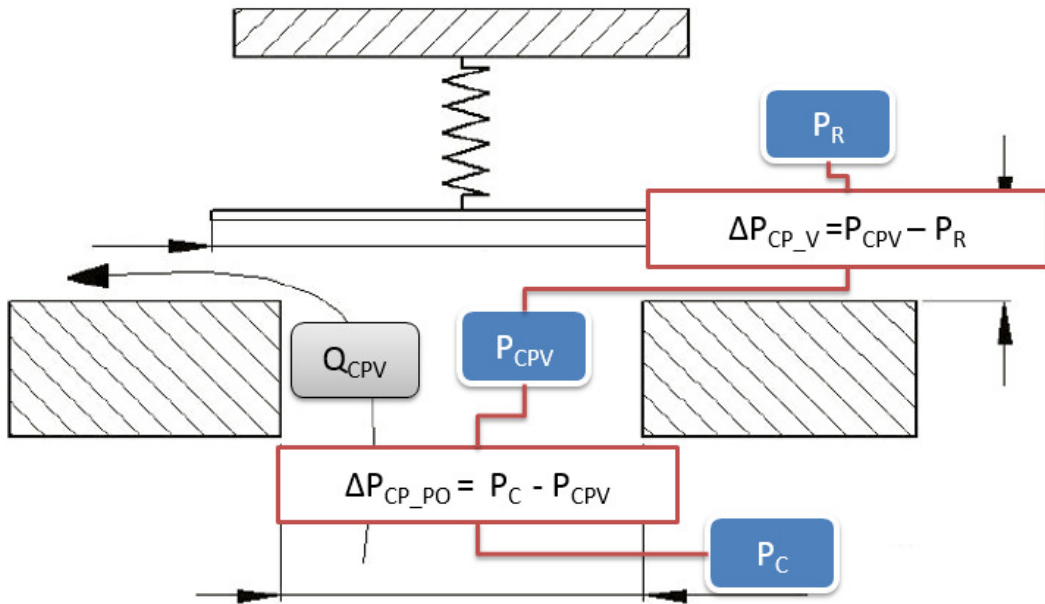
A_{CPB} , üst supap pistonunda bulunan ve kılcal akışın geçtiği çentik alanını ifade etmektedir. Amortisörün ilk hızlarına karşılık istenen kuvvetlere ulaşabilmek için kılcal akış alanının boyutunda değişiklik yapılabilmektedir.

3.5.2.2 Üst Supap Grubu Valf Akışı (Q_{CPV})

Üst supap grubunda gerçekleşen valf akışının modellenmesi alt supap grubundaki valf akışının ters yöndeki haline benzemektedir. Akışkanın kapanma bölümünden açılma bölümüne geçişi sırasında basınçta iki defa düşüş yaşamaktadır. Bu nedenle valf akışı iki bölüme ayrılmalıdır: Üst supap grubunda bulunan orifisinden geçen akış ve pulların deformasyonundan meydana gelen alandan geçen akış. Şu belirtilmelidir ki bu iki akış miktarı aynı alt supap grubunda olduğu gibi birbirine eşittir. Şekil 3.21 de Q_{CPV} akışının valften geçişi ve akışkanın uğradığı basınç düşüşlerini gösterilmektedir.

$$\Delta P_{CP_V} = P_{CPV} - P_R \quad (3.29)$$

$$\Delta P_{CP_PO} = P_C - P_{CPV} \quad (3.30)$$



Şekil 3.21. Kapanma üst supap grubu valf akışında meydana gelen basınç değişimleri

P_C kapanma bölgesindeki basıncı, P_R açılma bölgesindeki basıncı ve P_{CPV} üst supap grubu pistonu içerisinde pullara etki eden ara basıncı ifade etmektedir. Kapanma bölgesinden açılma bölgesine geçen akışta ilk basınç düşmesi (P_{CPV}) üst supap pistonundaki orifisde gerçekleşir. İkinci basınç düşmesi akışkanın pulları deforme etmesiyle oluşturduğu alandan geçerken gerçekleşir. Sonuçta elde edilen basınç farklılığı yine iki bölüm arasındaki basınç farkına eşittir.

$$\Delta P_{CP_PO} + \Delta P_{CP_V} = (P_C - P_R) \quad (3.31)$$

Üst supap grubunda piston orifisinden geçen akış için (3.13) numaralı denklemin aynısı yazılmıştır.

$$Q_{CPV} = A_{CPV} \cdot C_D \cdot ((P_C - P_{CPV}) \cdot (2/\rho))^{-2} \quad (3.32)$$

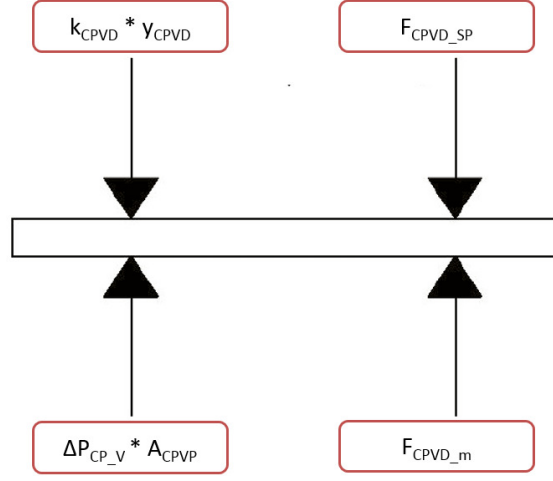
A_{CPV} üst supap grubu piston orifisinde akışkanın geçtiği alanı belirtmektedir. Piston orifisinden geçen akışkan ile açılma bölgesine geçen akışkan aynı olduğundan dolayı;

$$Q_{CPV} = A_{CPVD} \cdot C_D \cdot ((P_{CPV} - P_R) \cdot (2/\rho))^{-2} \quad (3.33)$$

A_{CPVD} alanı pulların deformasyonuna bağlı oluşan bir alandır. Piston orifisinden geçen akışkanın rezerve bölümüne geçerken 90° döner ve pullarda oluşan deformasyon ve piston arasında oluşan A_{CBVD} alanından geçerek rezerve bölgesine giriş yapar.

$$A_{CPVD} = \alpha_{CPVD} \cdot \pi \cdot D_{CPVD} \cdot y_{CPVD} \quad (3.34)$$

(3.34) numaralı denklemde geçen α_{CPVD} alan düzeltme katsayısı, y_{CPVD} pullarda meydana gelen deformasyonun miktarı, D_{CPVD} üst supap pistonu üzerinde pulların yaslandığı yüzeyin çapını belirtmektedir. (3.34) numaralı denklemde belirtilen A_{CPVD} alanının açık halini (3.33) numaralı denklemde yerine yazarsak (3.35) numaralı denklem elde edilmiştir.



Şekil 3.23. Kapanma üst supap grubu valf akışında pullara etkiyen kuvvetler

$$k_{CPVD} \cdot y_{CPVD} = \Delta P_{CP_V} \cdot A_{CPVP} + F_{CPVD_M} - F_{CPVD_SP} \quad (3.37)$$

Alt supap grubundaki durum ile benzer olarak (3.37) numaralı denklemde geçen A_{CPVP} alanı daha önce tanımlanan alanlardan farklı olarak kapama diski ile direk temas halinde olan akışkan alanını ifade etmektedir. F_{CPVD_SP} pullara eklenen ön yükü temsil etmektedir. Bu çalışmada üst supap grubunda kullanılan pullarda ön yük bulunmamaktadır. Bu nedenle hesaplamalarda F_{CPVD_SP} kuvveti 0 N olarak belirlenmiştir.

F_{CPVD_M} valften gelen akışkanın meydana getirmiş olduğu momentum kuvvetini ifade etmektedir. Bu kuvvet akışın valfin içinde 90° dönmesinden dolayı gerçekleşmektedir. “ y_{CPVD} ” yönünde oluşan Momentum kuvveti;

$$F_{CPVD_M} = \rho (Q_{CPV})^2 / A_{CPV} \quad (3.38)$$

(3.38) numaralı denklemi (3.37) numaralı denklemde yerine yazarsak (3.39) numaralı denklem elde edilmiştir.

$$k_{CPVD} \cdot y_{CPVD} = \Delta P_{CP_V} \cdot A_{CPVP} + \rho \cdot C_F (Q_{CPV})^2 / A_{CPV} - F_{CPVD_SP} \quad (3.39)$$

3.5.2.3 Kapanma Üst Supap Grubu Kaçak Akış(Q_{CPL})

Üst supap grubunda incelenecek son akış kaçak akışıdır. Bu akış silindir basınç borusu ile hareketli piston arasındaki boşluktan kaynaklanmaktadır. Lang çalışmasında bu akışı paralel plakalar arasındaki laminer akışa benzetmektedir (Lang, 1997).

$$Q_{cpl} = ((P_C - P_R) \cdot b^3 / (\mu \cdot 12 \cdot l) + \dot{x} \cdot (b/2)) \cdot \pi \cdot D_{PISTON} \quad (3.40)$$

b basınç borusu ile piston arasında kalan mekanik çalışma boşluğunu, μ dinamik viskozite değerini, l temas yüzey uzunluğunu, \dot{x} piston mili hızını ve D_{PISTON} üst supap grubu pistonunun dış çapını belirtmektedir.

3.5.3 Gaz Basıncı

Çift borulu amortisörlerde gaz bölümünde basınçlandırılmış azot gazı bulunmaktadır. Gaz bölümünün hacmi milin hareketine bağlı olarak değişmektedir. Talbott yapmış olduğu amortisör çalışmalarında akışkanının sıkıştırılmaz olduğunu kabul etmiştir. Bu nedenle gaz basıncı ve hacmi mil yer değiştirmesinin bir fonksiyonu haline gelmektedir (Talbott, 2002).

$$(P_{GI} \cdot V_{GI}) / T_I = (P_{GS} \cdot V_{GS}) / T_S \quad (3.41)$$

P_{GI} gaz bölümündeki başlangıç basıncını, V_{GI} gaz bölümündeki ilk hacmi, T_I gaz bölümündeki ilk sıcaklığı, P_{GS} gaz bölümünde oluşan son basıncı, V_{GS} gaz bölümünün son hacmini ve T_S gaz bölümündeki son sıcaklığı temsil etmektedir. İlk gaz sıcaklığı ile son gaz sıcaklığının eşit olduğu kabul edilirse (3.42) numaralı denklem elde edilmiştir.

$$P_{GS} = (P_{GI} \cdot V_{GI}) / V_{GS} \quad (3.42)$$

Amortisör akışkanının sıkışmadığı kabul edilirse gaz bölümünün hacimsel değişimi aşağıdaki gibi formülüz edilebilir. ΔV hacim farklılığı milin başlangıç pozisyonundan farklı bir konuma geçmesinden kaynaklanmaktadır.

$$V_{GS} = V_{GI} - \Delta V \quad (3.43)$$

$$\Delta V = x \cdot A_{MIL} \quad (3.44)$$

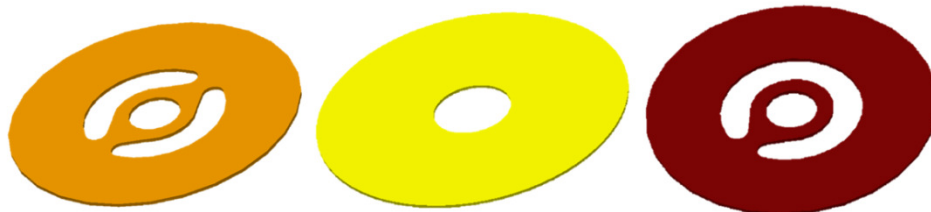
x milin başlangıç noktasına göre konumunu ve A_{MIL} milin alanını belirtmektedir. (3.43) ve (3.44) numaralı denklemleri (3.42) numaralı denklemde yerine koyduğumuzda piston hareketine bağlı olarak gaz basıncını bulmamızı sağlayan (3.45) numaralı denklemi elde ediyoruz.

$$P_{GS} = (P_{GI} \cdot V_{GI}) / (V_{GI} - x \cdot A_{MIL}) \quad (3.45)$$

3.5.4 Pullarda Meydana Gelen Deformasyonun İncelenmesi

Daha önce yapılan açıklamalarda belirtildiği gibi pul deformasyonu hareket halindeki sistem içerisindeki bir bilinmeyendir. Bu değer analitik veya deneysel çalışmaların sonucunda elde edilebilir. Talbott pullara etki eden kuvvetleri tespit etmiş ve pratik çalışmalarla bu kuvvetleri pullara uygulayarak deformasyon miktarını hesaplamıştır. (Talbott, 2002)

Günümüz amortisörlerinde kullanılan pulların yapıları Talbott'un kullanmış olduğu pullara göre farklıdır. Pulların üzerinde bulunan delikler ve performans amaçlı yapılan form değişiklikleri bu analizleri güçleştirmektedir. Bu nedenle deneme çalışmalarında kullanılacak olan pulların sertliğini Ansys Workbench analiz programı ile belirlenmiştir. Şekil.3.24 de birbirlerinden tasarım olarak farklı 3 pul gösterilmektedir.

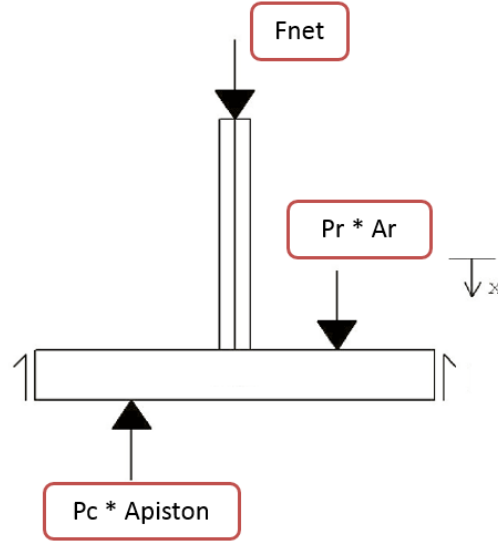


Şekil 3.24. Pul Modelleri

Amortisörün tam bir çevriminde etkili olan dört farklı pul deformasyonu oluşmaktadır. Bulgular ve Tartışma bölümünde dört farklı pul grubu için de analizler yapılmış ve sonuçlar yorumlanmıştır.

3.5.5 F_{NET} Kuvvet Denklemi

Birbirinden supaplar ile ayrılmış bölümlerde meydana gelen basınçlar bulunduğundan sonra amortisör kuvvetleri hesaplanabilir. X yönünde amortisöre etki eden tüm dış ve iç kuvvetlerin toplamı ile amortisörün sönümleme kuvveti bulunabilir.



Şekil 3.25. Amortisörün sönümleme karakteristiğini etkileyen iç kuvvetler ve F_{NET}

$$F_{NET} = P_C \cdot A_{PISTON} - P_R \cdot (A_{PISTON} - A_{MIL}) - F_F - m_{PISTON} \cdot \ddot{x} \quad (3.46)$$

F_{NET} amortisörün net sönümleme kuvvetini, F_F sürtünme kuvvetini, m_{PISTON} milin ve pistonun ağırlığını ve \ddot{x} milin ivmelenmesini temsil etmektedir.

4 BULGULAR VE TARTIŞMA

Matematik Modelin Doğrulama çalışmaları için farklı sönümlenme karakteristiğine sahip üç adet amortisör kullanılmıştır. Amortisör test tezgahından elde edilen sönümlenme kuvvetleri matematik modelden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

4.1 Test Ekipmanı

Performans testleri ZF Sachs firmasında bulunan amortisör test cihazında yapılmıştır.

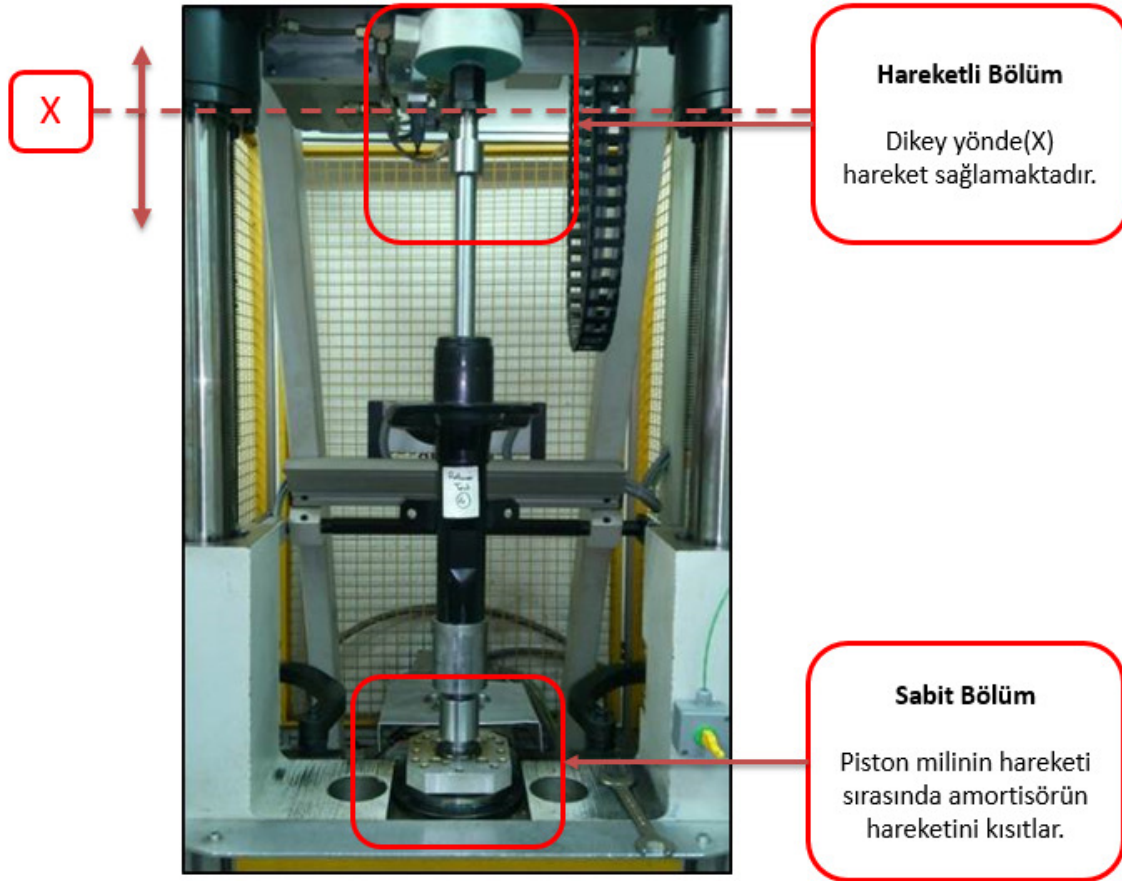


Şekil 4.1. Amortisör Performans Test Tezgahı

Test tezgahı üretmiş olduğu sinüs dalgası ile piston mili tahrik edilmektedir ve amortisörün çalışmasını başlatmaktadır.

$$x(t) = -A_{DYN0} \cdot \sin(2\pi \cdot F_{DYN0} \cdot t - \pi/2) \quad (4.1)$$

A_{DYN0} genliği ve F_{DYN0} motor dönme frekansıdır. Denkleme girilen genlik değeri amortisörün bir çevrim esnasında yapmış olduğu yolun yarısına denk gelmektedir. Denkleme uygulanan $(\pi/2)$ 'lik öteleme testin amortisörün en açık halinden başlaması için uygulanmıştır. Amortisör testinin başlamasıyla beraber testin ilk yarısında kapanma hareketinde meydana gelen kuvvetleri ve ikinci yarısında açılma hareketinde meydana gelen kuvvetleri bulmaktadır.



şekil 4.2. Amortisörün test tezgahına bağlanması

Hız(\dot{x}) ve ivme(\ddot{x}) değerleri, konum denkleminde elde edilmiştir.

$$\dot{x}(t) = -A_{DYN0} \cdot 2 \cdot \pi \cdot F_{DYN0} \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot F_{DYN0} \cdot t - \pi/2) \quad (4.2)$$

$$\ddot{x}(t) = -A_{DYN0} \cdot (2 \cdot \pi \cdot F_{DYN0})^2 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot F_{DYN0} \cdot t - \pi/2) \quad (4.3)$$

4.2 Test Metodu

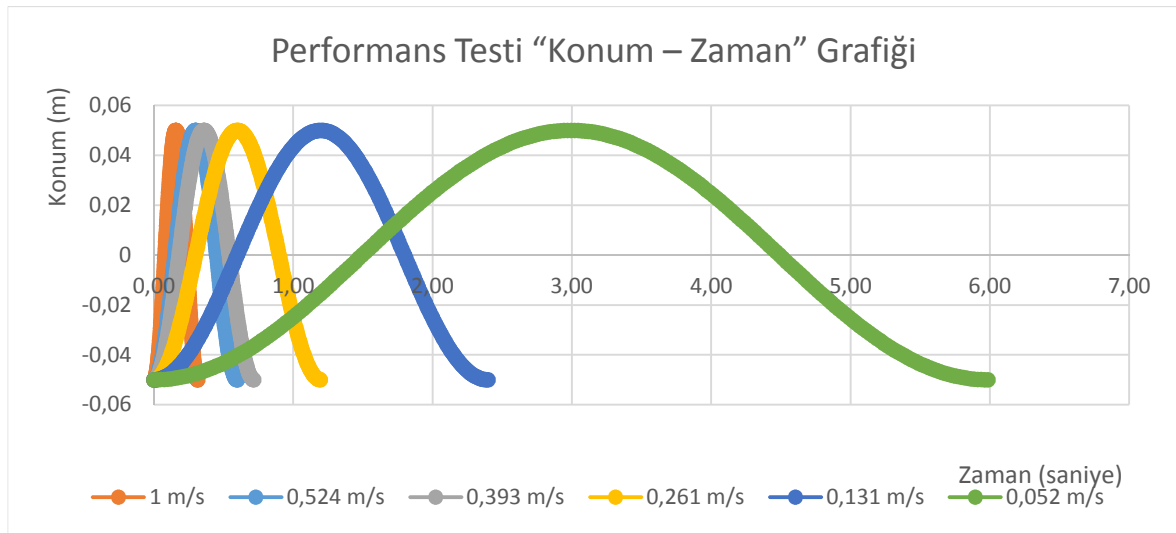
Amortisör testleri özel bir talep olmaması durumunda 0,052m/s, 0,131m/s, 0,263m/s, 0,393m/s, 0,524m/s, ve 1m/s hızlarında gerçekleşir. Bu nedenle belirtilen hızlarda 0,05m (50mm)'lik çevrim için gerekli olan frekans değerleri hesaplanmalıdır. Bunun için (4.4) numaralı denklemden faydalanılmıştır. Çizelge 4.1'de 50mm'lik çevrim de test hızlarına karşılık gelen frekans değerleri belirtilmiştir.

$$\dot{x} = \Pi \cdot F_{DYN0} \cdot r \cdot 2 \quad (4.4)$$

Çizelge 4.1. 50mm'lik çevrim de test hızlarına karşılık gelen frekans değerleri

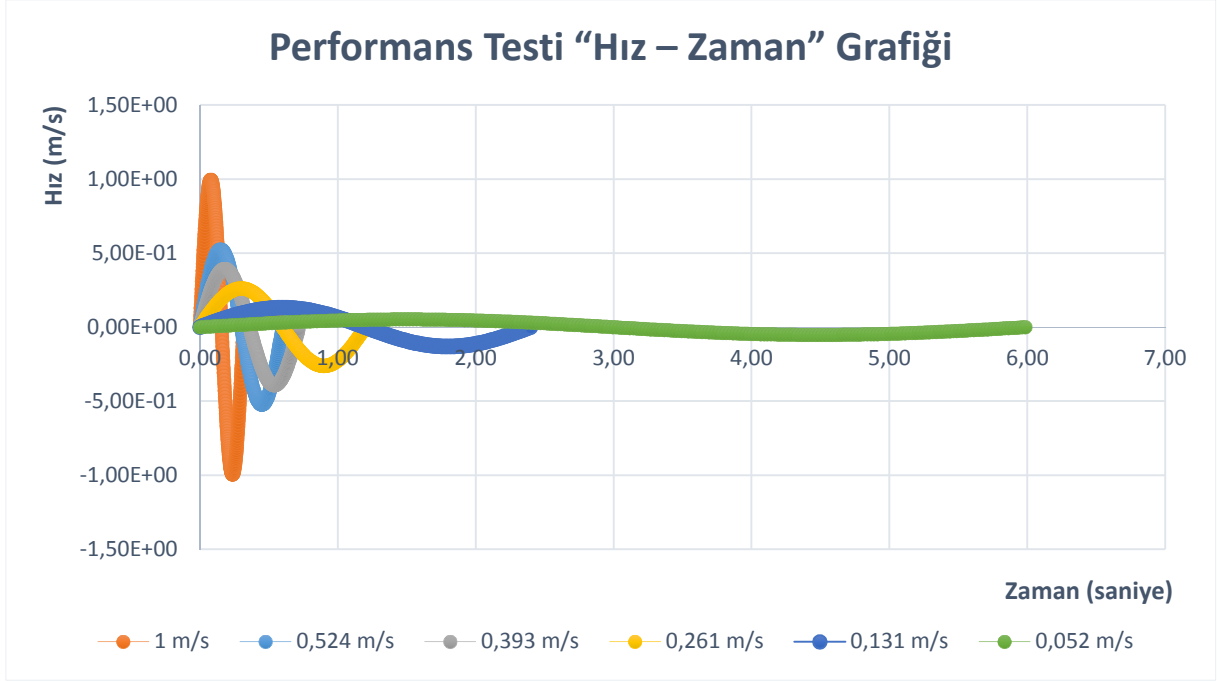
	Düşük Hızlar		Orta Hızlar		Yüksek Hızlar	
Hız (m/s)	0,052	0,131	0,262	0,393	0,524	1
Frekans Hz	0,422	0,833	1,667	2,502	3,336	6,336

Hesaplanan frekans değerlerini (4.1), (4.2) ve (4.3) numaralı denklemlerde yerine yazdığımız zaman aşağıda belirtilen “Konum – Zaman”, “Hız – Zaman” ve “İvme – Zaman” grafikleri elde edilmiştir.

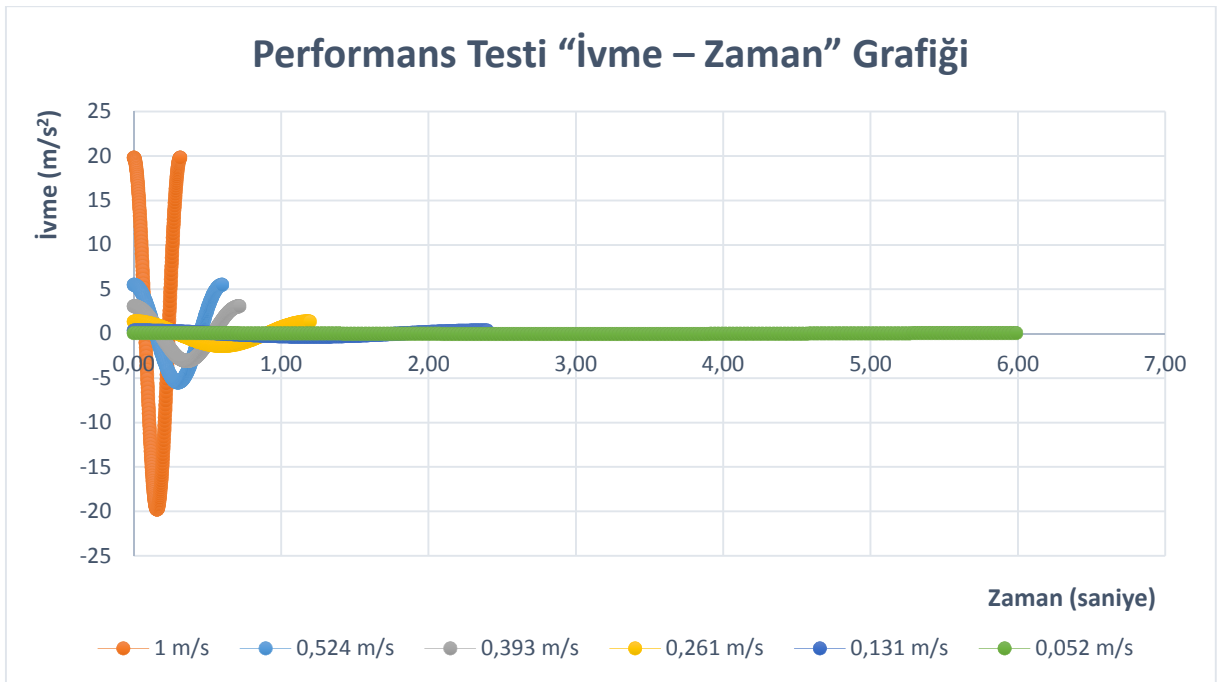


Şekil 4.3. Performans testi “Konum – Zaman” grafiği

“Konum – Zaman” grafiğinden anlaşıldığı üzere en düşük hız olan 0,052m/s gerçekleştirilen bir çevrim 6 saniye sürerken en yüksek test hızı olan 1m/s’de gerçekleşen test yalnız 0,32 saniye sürmektedir.



Şekil 4.4. Performans testi “ Hız – Zaman ” grafiği



Şekil 4.5. Performans testi “İvme – Zaman” grafiği

Amortisör performans testleri 20°C’de birden fazla tekrar ile gerçekleştirilmiştir. Her bir test arasında amortisörün çalışmasından kaynaklı sıcaklık değişimi kontrol edilmiş ve tüm testlerin 20°C’de yapıldığından emin olunmuştur.

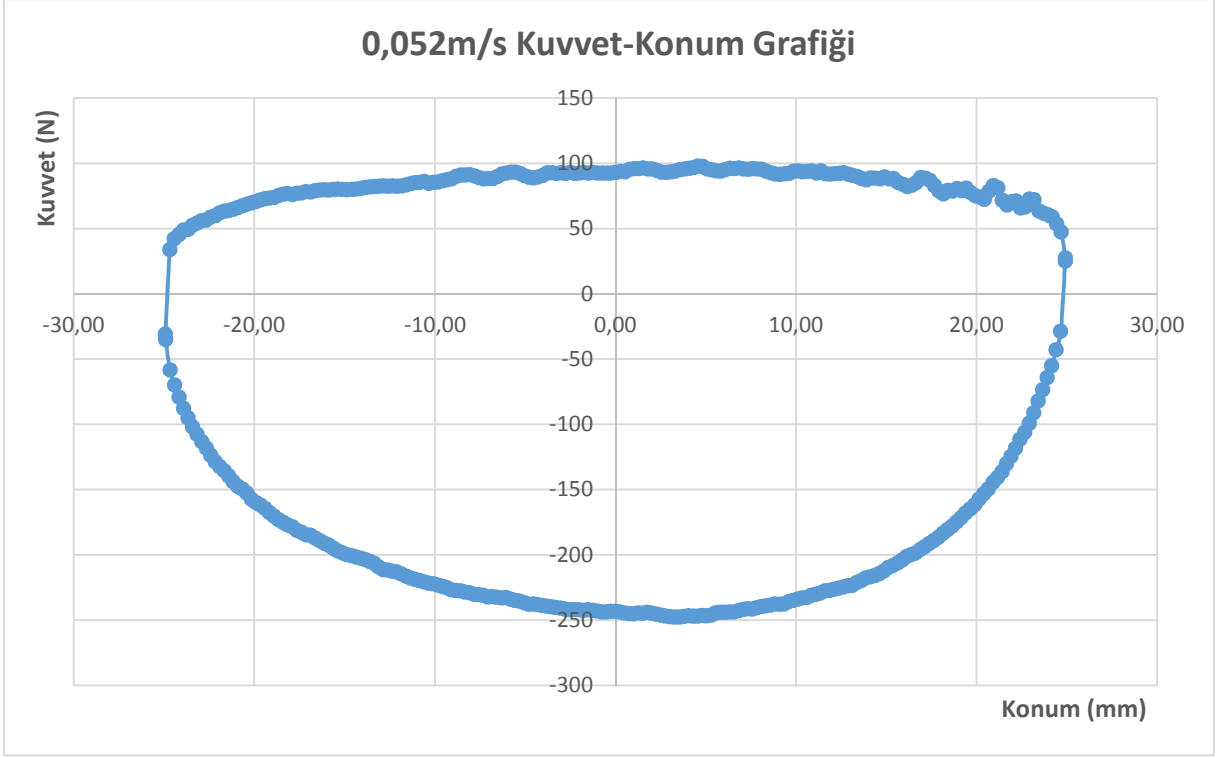
Amortisörün çalışması sırasında kavitasyonu önlemek için gaz basıncı yükseltilmiştir. Gaz basıncını neden olduğu iç kuvvetlerin tespit edilebilmesi için amortisör 0,005m/s hız ile bir çevrim tamamlar ve elde edilen sönümlenme kuvvetleri gaz kuvveti olarak not edilir.

Amortisör test tezgahı amortisörün sönümlenme kabiliyetini ölçmeden evvel amortisörün sürtünme direncini hesaplar. Bunun için amortisör 0,0017m/s hızla çalıştırılır. Bu hızda akışkanın herhangi bir direnç ile karşılaşmadan bölümler arasında geçiş yaptığı kabul edilir. Test tezgâhı tarafından elde edilen kuvvet değerleri sürtünme kuvveti olarak F_{NET} kuvvetinden çıkarılır.

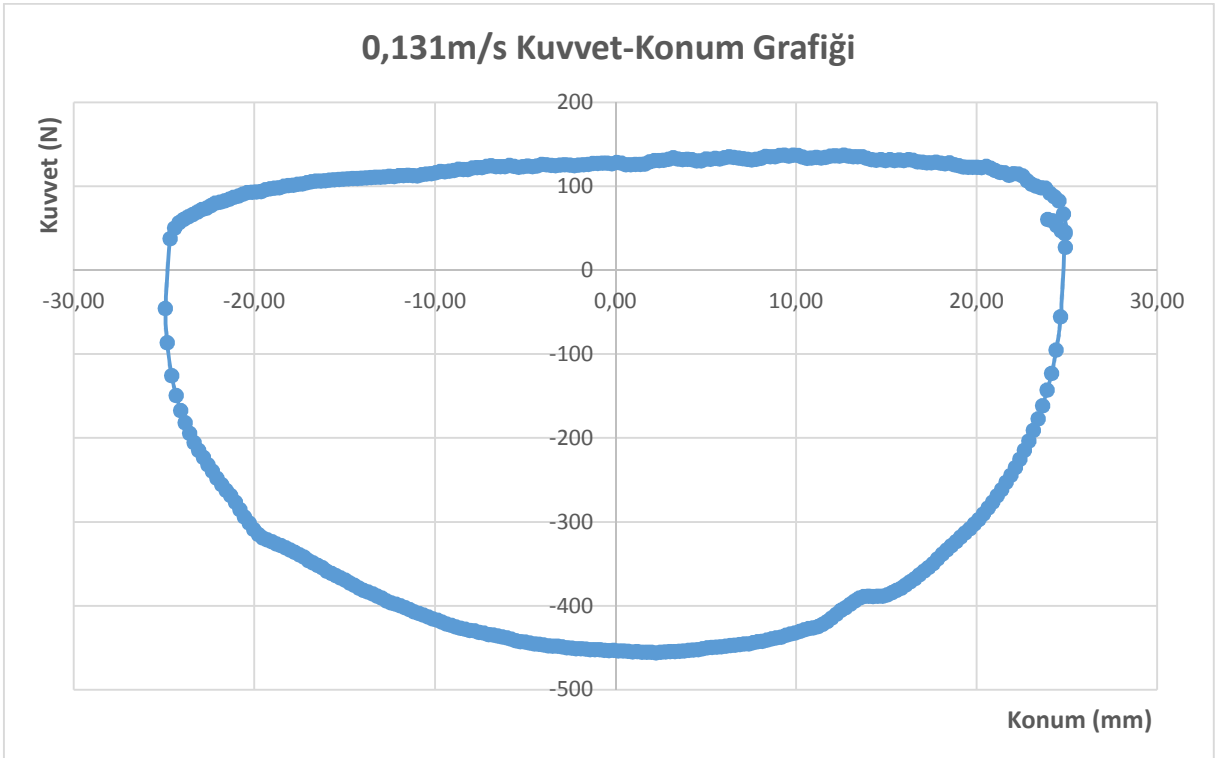
Tüm ön çalışmaların tamamlanmasının ardından 0,052m/s, 0,131m/s, 0,263m/s, 0,393m/s, 0,524m/s, ve 1m/s hızlarında yapılacak olan performans testlerine geçilir.

4.3 Performans Testi

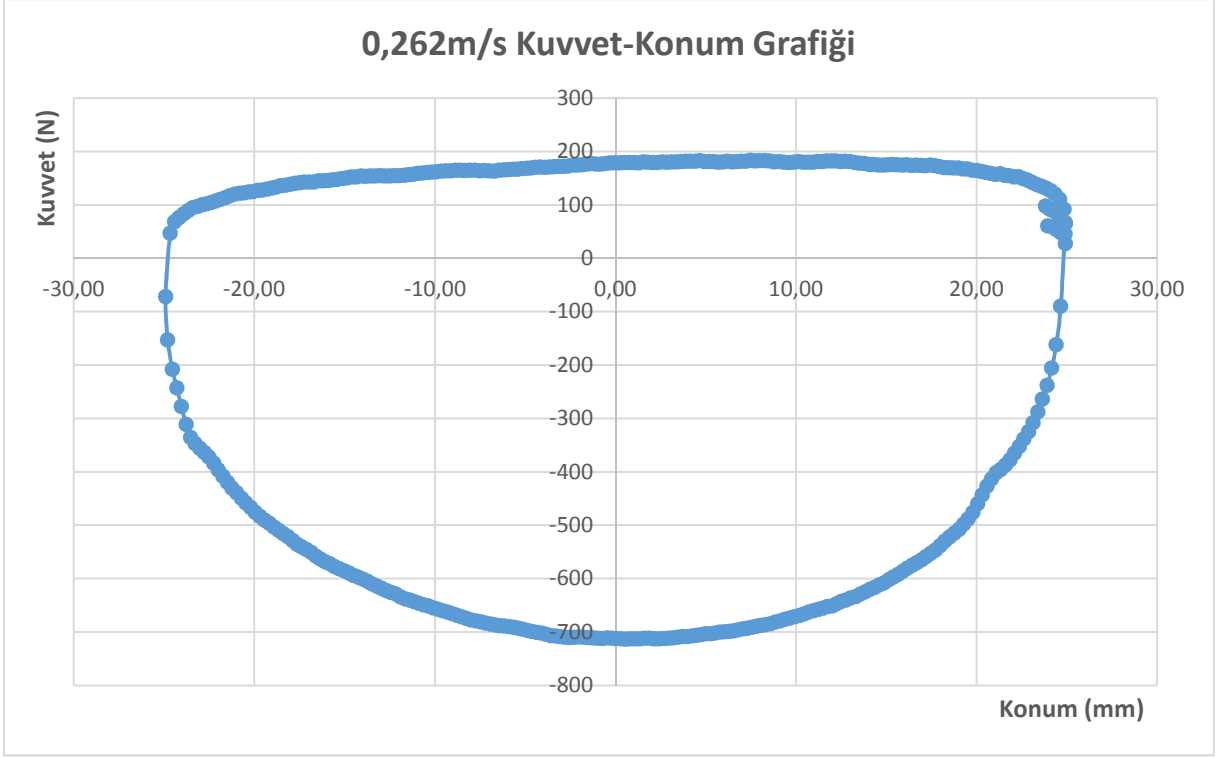
Amortisör test tezgahı ile gerçekleştirilen performans testleri amortisörlerin sönümlenme kuvvetlerini tespit etmek amacı ile gerçekleştirilir. Performans testini gerçekleştirmek için amortisörün testi yapılmak istenen herhangi bir hız da bir çevrim çalıştırılır. Elde edilen sonuçlar ile Kuvvet-Konum ve Kuvvet-Hız grafikleri oluşturulur. Şekil.4.6, Şekil.4.7, Şekil.4.8, Şekil.4.9, Şekil.4.10 ve Şekil.4.11 de H50 Amortisörü ile yapılmış olan performans testinin sonuçları gösterilmiştir.



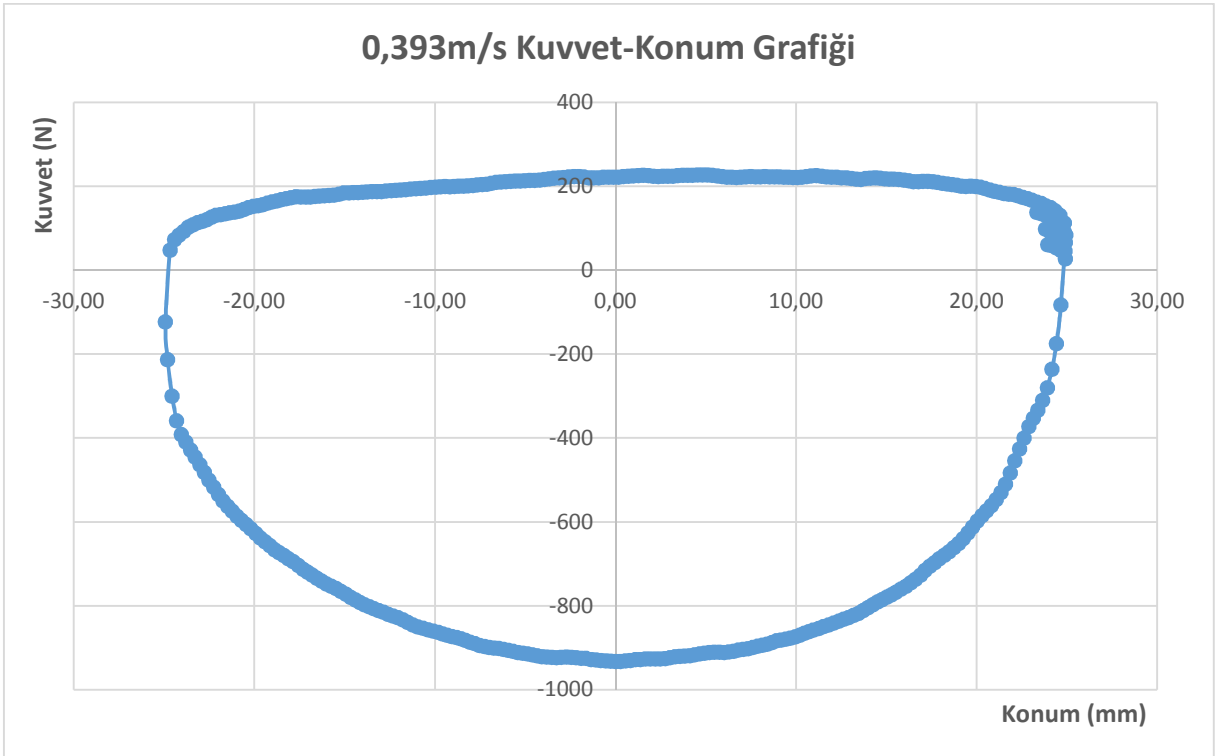
Şekil 4.6. 0,052m/s de gerçekteştirilen performans testi Kuvvet-Konum grafiği



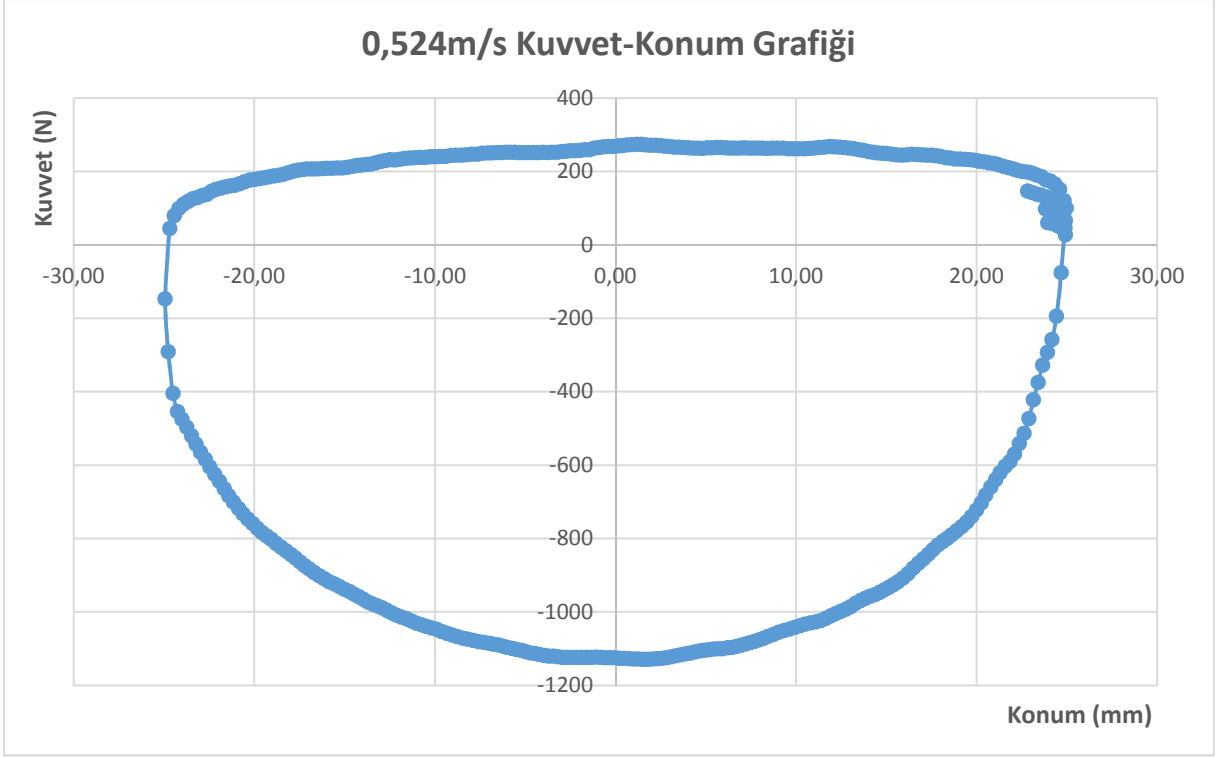
Şekil 4.7. 0,131m/s de gerçekteştirilen performans testi Kuvvet-Konum grafiği



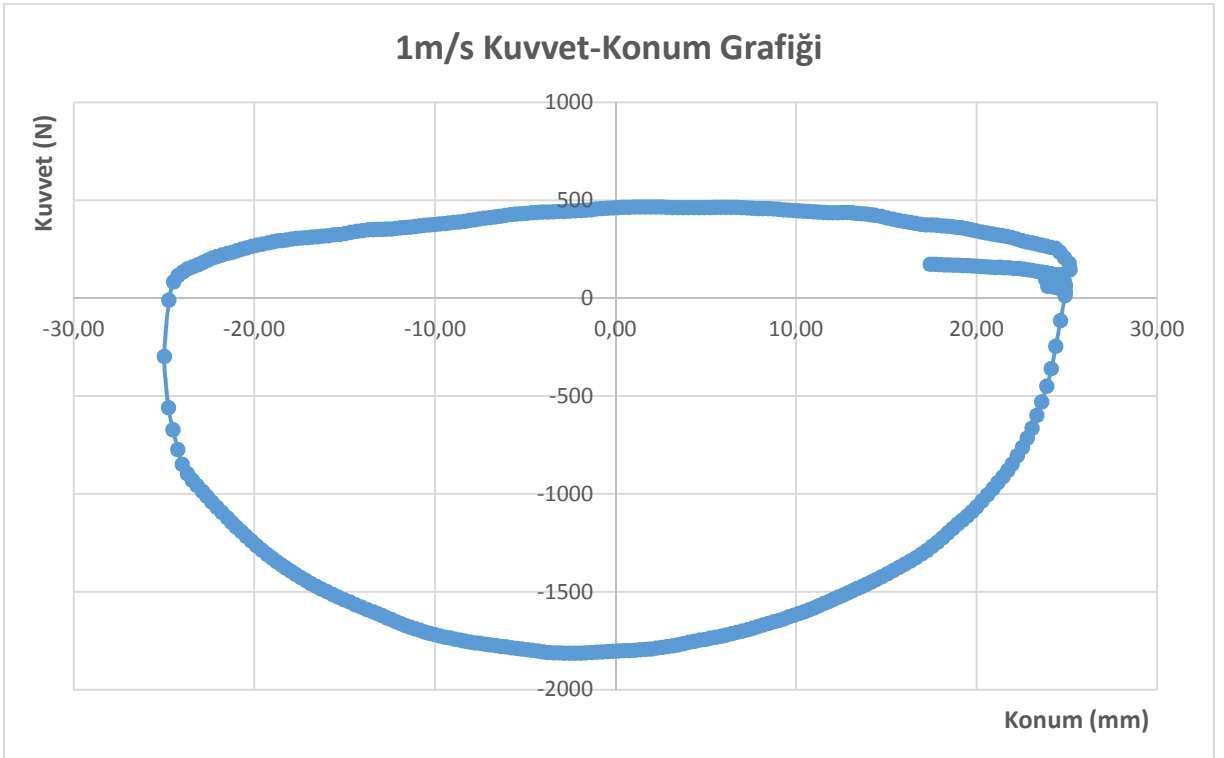
Şekil 4.8. 0,262m/s de gerçekleştirilen performans testi Kuvvet-Konum grafiği



Şekil 4.9. 0,393m/s de gerçekleştirilen performans testi Kuvvet-Konum grafiği



Şekil 4.10. 0,524 m/s de gerçekteştirilen performans testi Kuvvet-Konum grafiği



Şekil 4.11. 1 m/s de gerçekteştirilen performans testi Kuvvet-Konum grafiği

Farklı hızlarda gerçekleştirilen performans testlerinin sonucunda elde edilen grafiklerde kimi düzensizlikler görülmektedir. Bunların oluşma nedenleri arasında aşağıda belirtilen maddeler sayılabılır.

- Tezgahın çalışma hassasiyeti
- Sensörlerin kalibrasyonu ve hassasiyeti
- Elektrik motorunun çalışması sırasında gerçekleşen direnç düşmeleri
- Amortisör Akışkanı içerisinde çözünen gaz miktarı
- Kavitasyon

Yaşanan sapmalar nedeniyle performans testlerinde kullanılan TSE onaylı standart bir tolerans aralığı bulunmaktadır. Çizelge 4.2 de her bir hız grubuna karşılık gelen tolerans değerleri gösterilmiştir.

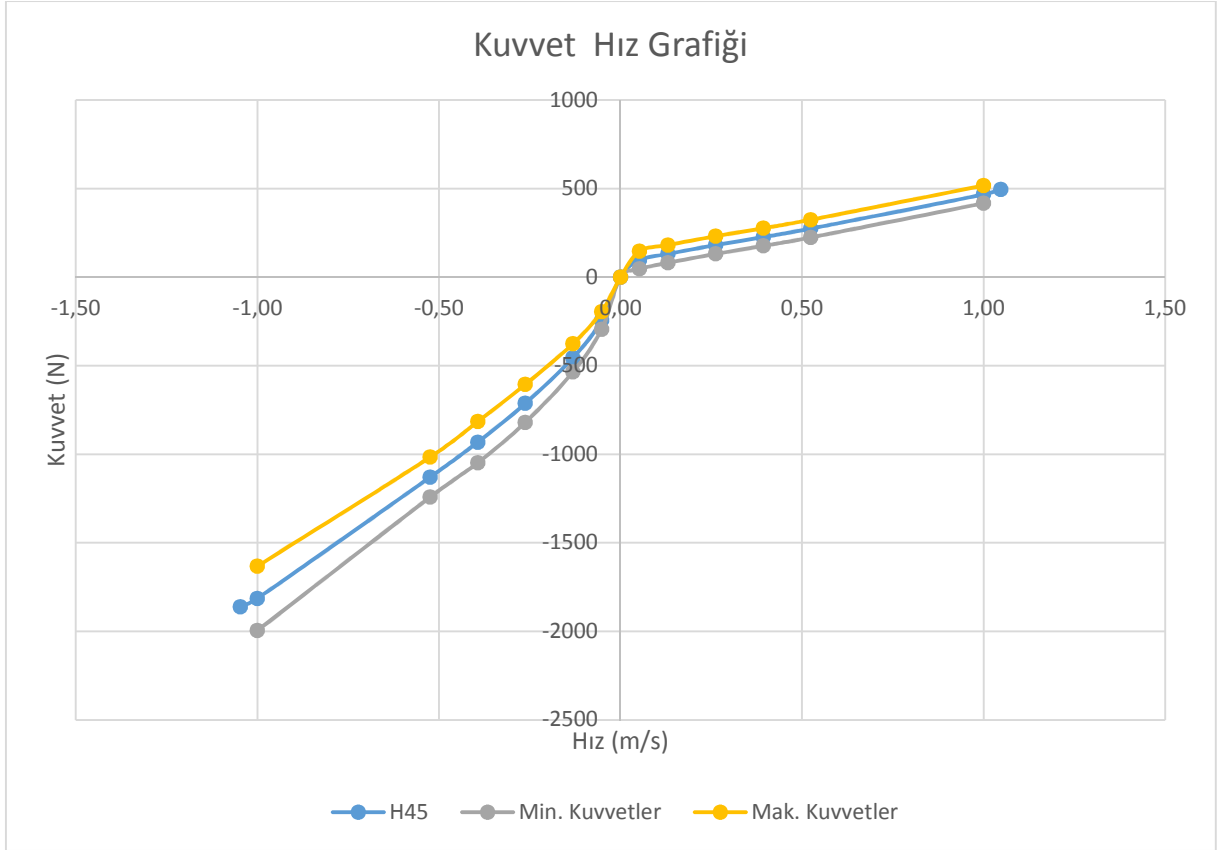
Çizelge 4.2. Amortisör performans testlerinde kullanılan TSE onaylı Tolerans değerleri

Hız Velocity	m/s	0,052	0,131	0,262	0,393	0,524	1,048
Açılma Rebound	N	$\pm 20\%$	$\pm 17,5\%$	$\pm 15\%$	$\pm 12,5\%$	$\pm 10\%$	$\pm 10\%$
Kapanma Compression	N	$\pm 20\%$	$\pm 17,5\%$	$\pm 15\%$	$\pm 12,5\%$	$\pm 10\%$	$\pm 10\%$

Yukarıda belirtilen tablonun haricinde en düşük tolerans değeri 50N'dur ve herhangi bir hız için hesaplanan tolerans değeri 50N'nun altında olması durumunda bu değer 50N'a tamamlanır. Çizelge 4.3'de H50 Amortisörünün performans testi sonuçları gösterilmiştir.

Çizelge 4.3. H50 Amortisörün performans testi sonuçları

Hız (m/s)	0,052	0,131	0,262	0,393	0,524	1
Açılma (N)	245	456	713	932	1129	1814
Kapanma (N)	96	131	181	226	274	467



Şekil 4.12. H50 Amortisörü ve minimum-maksimum kuvvet aralığı

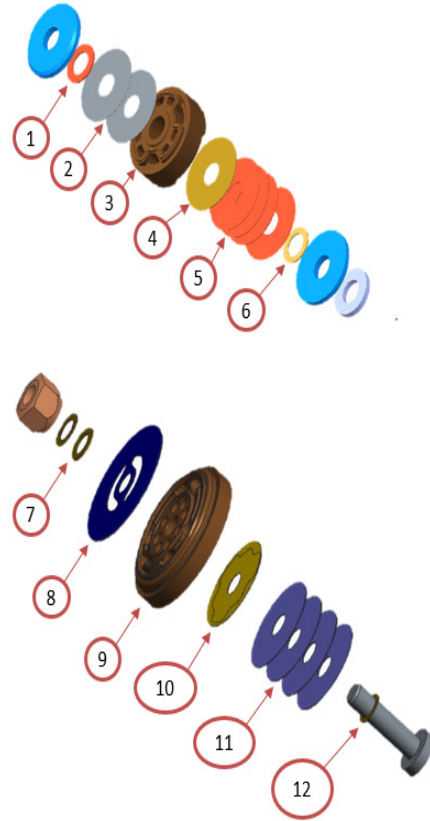
Hazırlanan matematik modelin doğrulama çalışması için üç farklı sönümlenme karakteristiğine sahip amortisör performans testine sokulmuştur.

- H22 Amortisörü
- H45 Amortisörü
- H50 Amortisörü

4.4 H22 Amortisörü

Hazırlanan matematik modelin doğruluğunu test edebilmek için ilk testler H22 numaralı amortisör ile gerçekleştirilmiştir. H22 numaralı amortisörde aşağıda belirtilen pul varyasyonu kullanılmıştır.

Üst Supap Grubu	1	Destek Pulu	$\phi 13 \times 8 \times 0,60$
	2	Kapama Pulu	$\phi 25 \times 8 \times 0,1$ $\phi 25 \times 8 \times 0,15$
	3	Piston	
	4	Kapama Pulu	$\phi 25 \times 8 \times 0,2$
	5	Direnç Pulu	$4 \times \phi 25 \times 8 \times 0,25$
	6	Destek Pulu	$\phi 12 \times 8 \times 0,60$
Alt Supap Grubu	7	Destek Pulu	-
	8	Kapama Pulu	$\phi 21 \times 5 \times 0,25$
	9	Piston	
	10	Kapama Pulu	$\phi 21 \times 5 \times 0,1$
	11	Direnç Pulu	$4 \times \phi 25 \times 8 \times 0,2$
	12	Destek Pulu	$\phi 7 \times 5 \times 0,60$

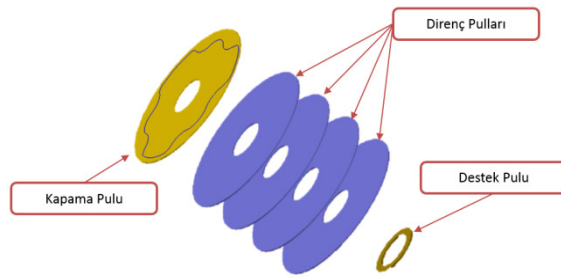


Şekil 4.13. H22 Amortisöründe kullanılan pulların detayları

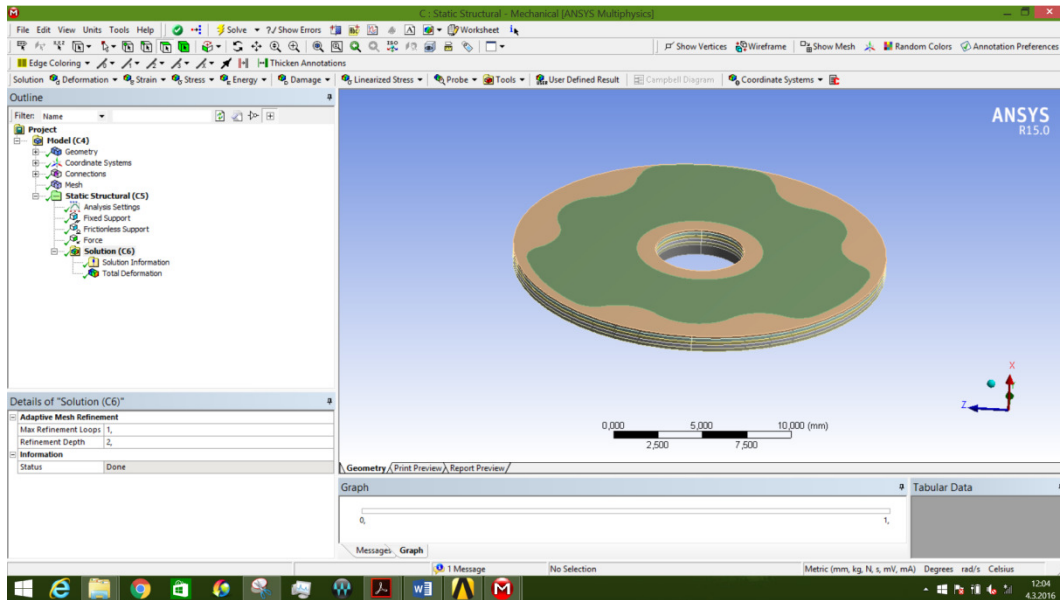
4.4.1 Pullarda Meydana Gelen Deformasyonun incelenmesi

4.4.1.1 Kapanma Alt Supap Grubu Valf Akışı Pulları (10-11-12 Numara)

H22 numaralı amortisörün kapanma hareketi sırasında Q_{CBV} akışı alt supap grubunda bulunan valften geçerek rezerve bölümüne hareket eder. Bu akışa karşı yönde kapama pulu, direnç pulları ve destek pulu direnç oluşturmaktadır. Oluşan direnci Ansys Workbench analiz programında incelenmiştir. Ansys Workbench modelinde yukarıda belirtilen pul varyasyonu montajlanmış hali ile analiz edilmiştir.

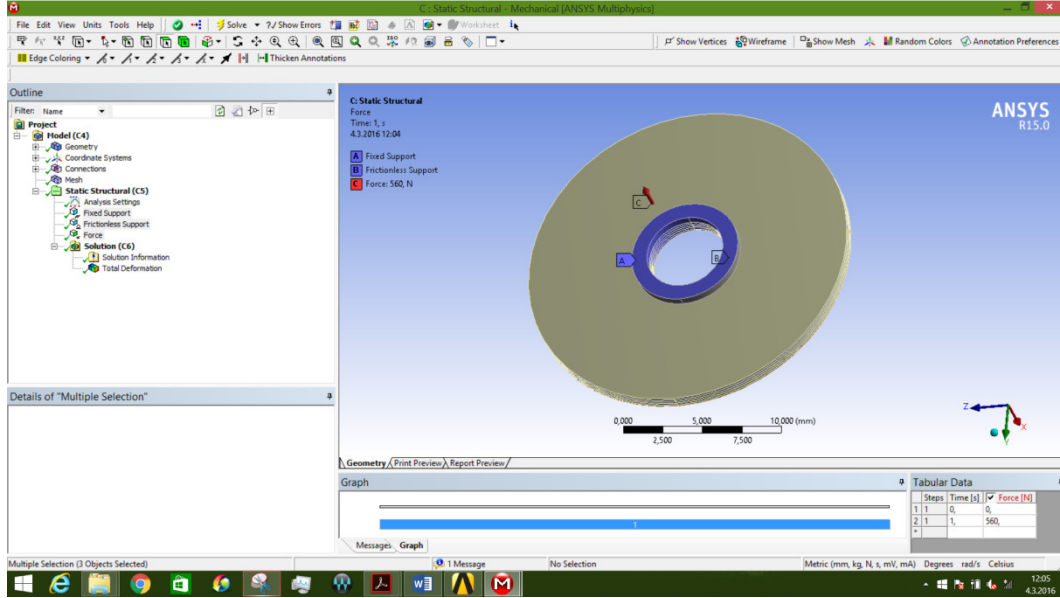


Şekil 4.14.Kapanma alt supap grubu valf akışı pulları



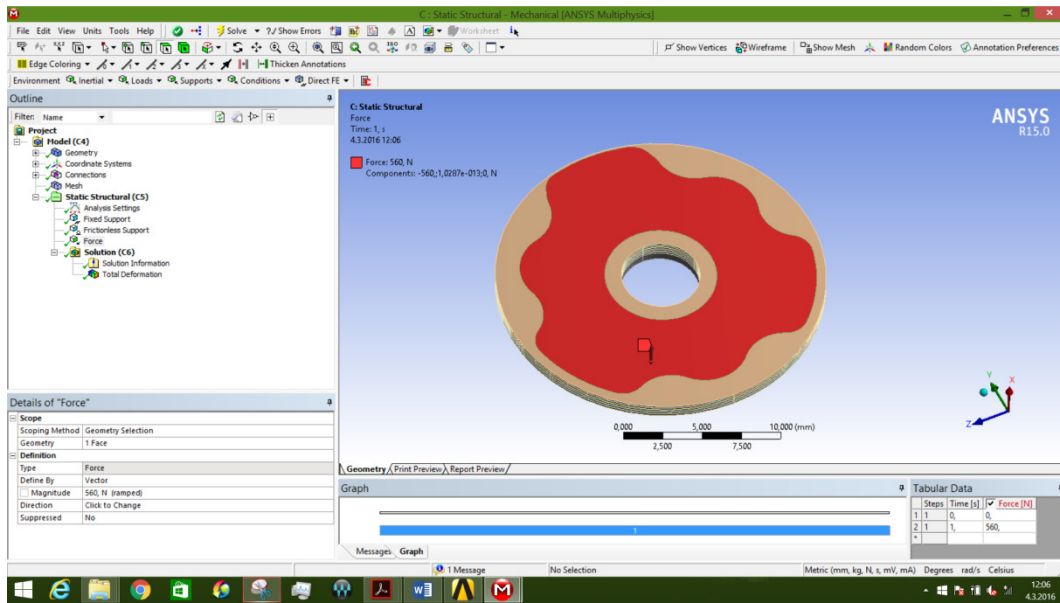
Şekil 4.15. Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarının Ansys Workbench görünümü

Pullar destek pulunun alt yüzeyinden sabitlenmiştir ve tüm pulların dairesel iç yüzeylerinden sürtünmesiz destek uygulanmıştır.



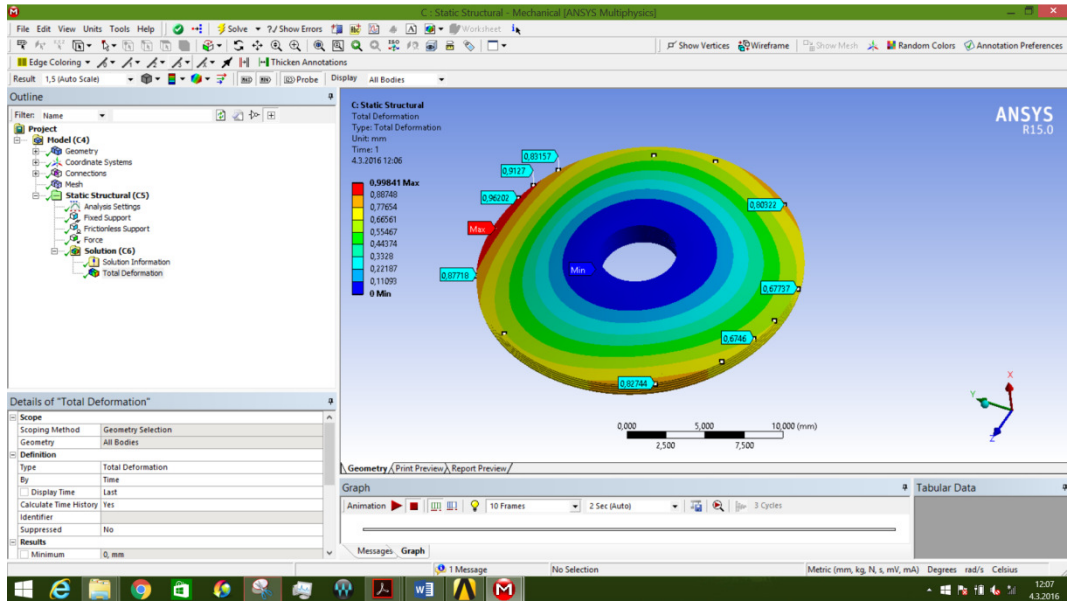
Şekil 4.16. Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarının destek noktaları

Kapama pulunun üst yüzeyinde bulunan özel bir alana kuvvet uygulanmıştır. Piston üzerinde bulunan yağ geçiş alanlarının tasarımına bağlı olarak kuvvet alanı hesaplanmaktadır.



Şekil 4.17. Kapanma alt supap grubu valf akışı pulları kuvvet ve kuvvet alanı

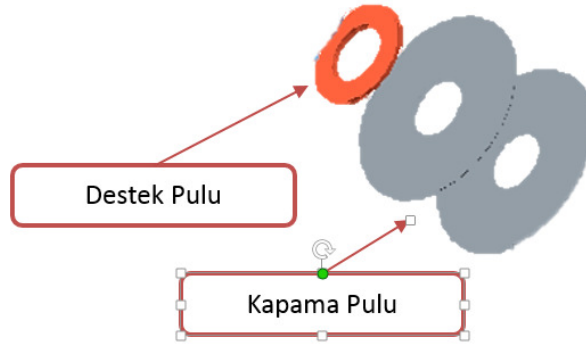
Yapılan analiz sonucunda kapanma alt supap grubu valf akışı pulları 560N'luk bir kuvvet altında 1mm (0,998 mm)'lik deformasyona uğradığı tespit edilmiştir. 560N'luk değer matematik modelde k_{CBVD} değeri olarak kullanılmıştır. Bununla beraber kuvvetin uygulanmış olduğu özel alandan ötürü pulların uç kısımlarında oluşan deformasyonun eşit olmadığı tespit edilmiştir. Bu model amortisör içerisinde türbülanslı akış oluşumunun önlenmesini sağlamaktadır.



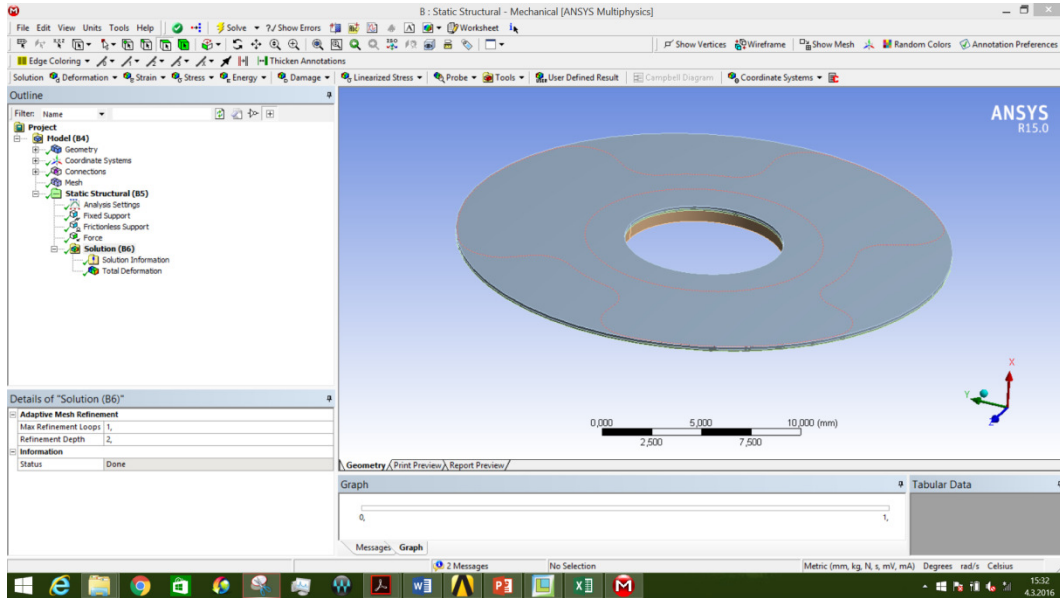
Şekil 4.18. Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarında meydana gelen deformasyon

4.4.1.2 Kapanma Üst Supap Grubu Valf Akışı Pulları (1-2 Numara)

H22 numaralı amortisörün kapanma hareketi sırasında Q_{CPV} akışı üst supap grubunda bulunan valften geçerek açılma bölümüne hareket eder. Bu akışa karşı yönde kapama pulu ve destek pulu direnç oluşturmaktadır. Oluşan direnci Ansys Workbench analiz programında incelenmiştir. Ansys Workbench modelinde yukarıda belirtilen pul varyasyonu montajlanmış hali ile analiz edilmiştir.

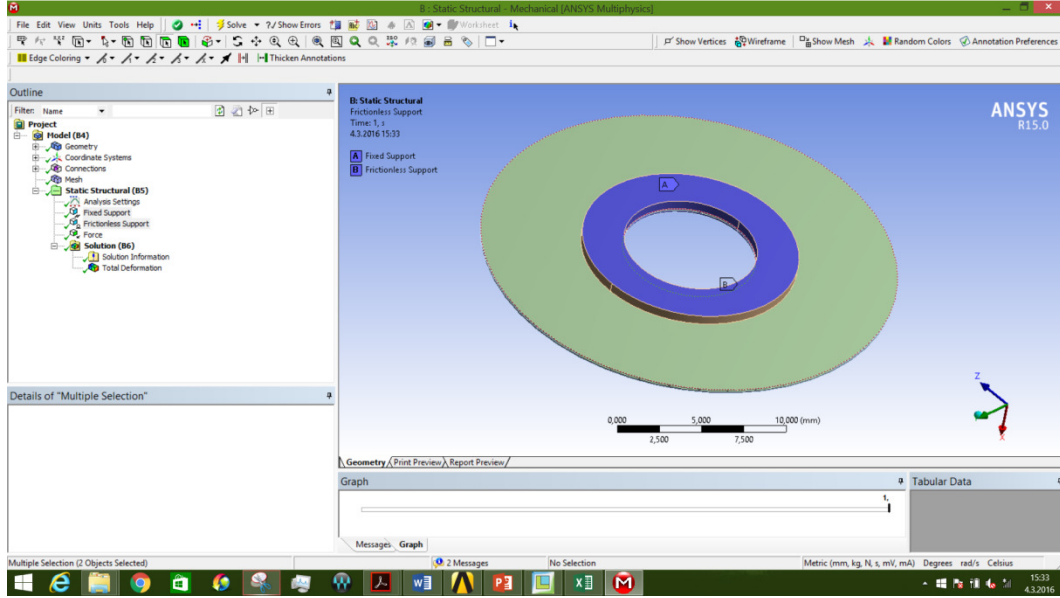


Şekil 4.19. Kapanma üst supap grubu valf akışı pulları



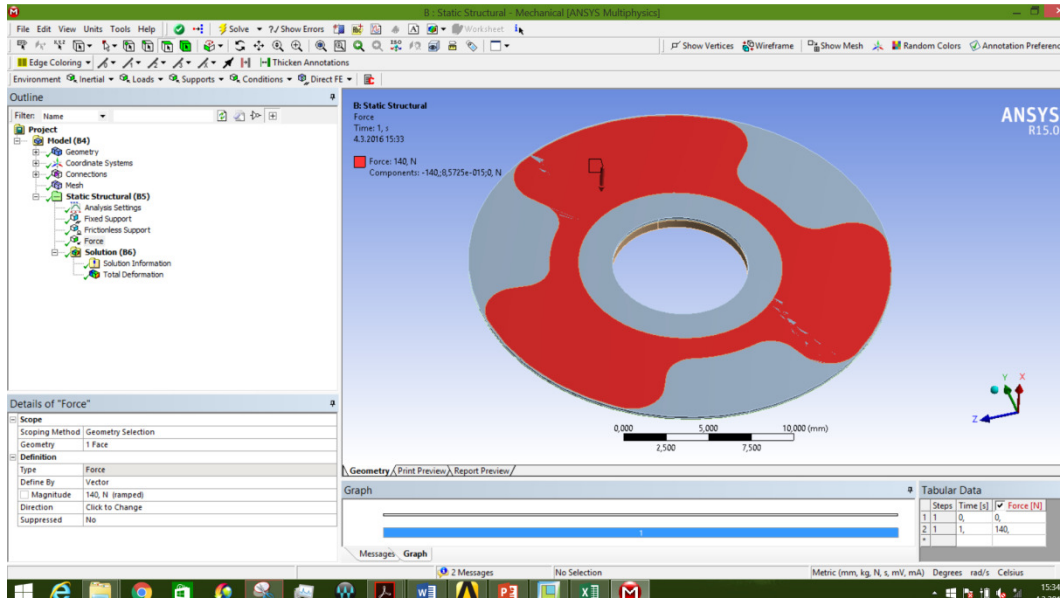
Şekil 4.20. Kapanma üst supap grubu valf akışı pullarının Ansys Workbench görünümü

Pullar destek pulunun alt yüzeyinden sabitlenmiştir ve tüm pulların dairesel iç yüzeylerinden sürtünmesiz destek uygulanmıştır.



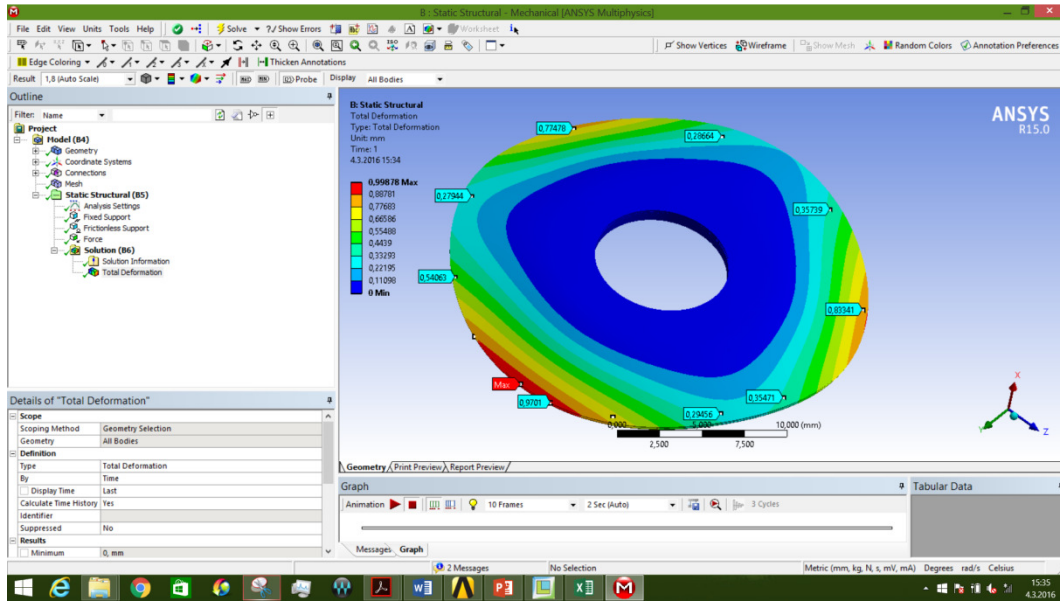
Şekil 4.21. Kapanma üst supap grubu valf akışı pulları destek noktaları

Kapama pulunun üst yüzeyinde bulunan özel bir alana kuvvet uygulanmıştır. Piston üzerinde bulunan yağ geçiş alanlarının tasarımına bağlı olarak kuvvet alanı hesaplanmaktadır.



Şekil 4.22. Kapanma üst supap grubu valf akışı pulları kuvvet ve kuvvet alanı

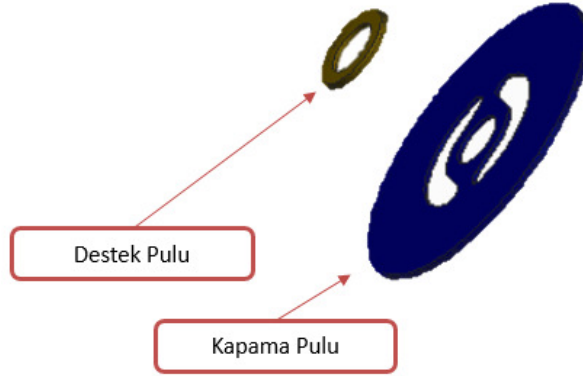
Yapılan analiz sonucunda kapanma üst supap grubu valf akışı pulları 140N'luk bir kuvvet altında yaklaşık 1mm(0,998 mm)'lik deformasyona uğradığı tespit edilmiştir. 140N'luk değer matematik modelde k_{CPVD} değeri olarak kullanılacaktır. Bununla beraber kuvvetin uygulanmış olduğu özel alandan ötürü pulların uç kısımlarında oluşan deformasyonun eşit olmadığı tespit edilmiştir. Bu model amortisör içerisinde türbülanslı akış oluşumunun önlenmesini sağlamaktadır.



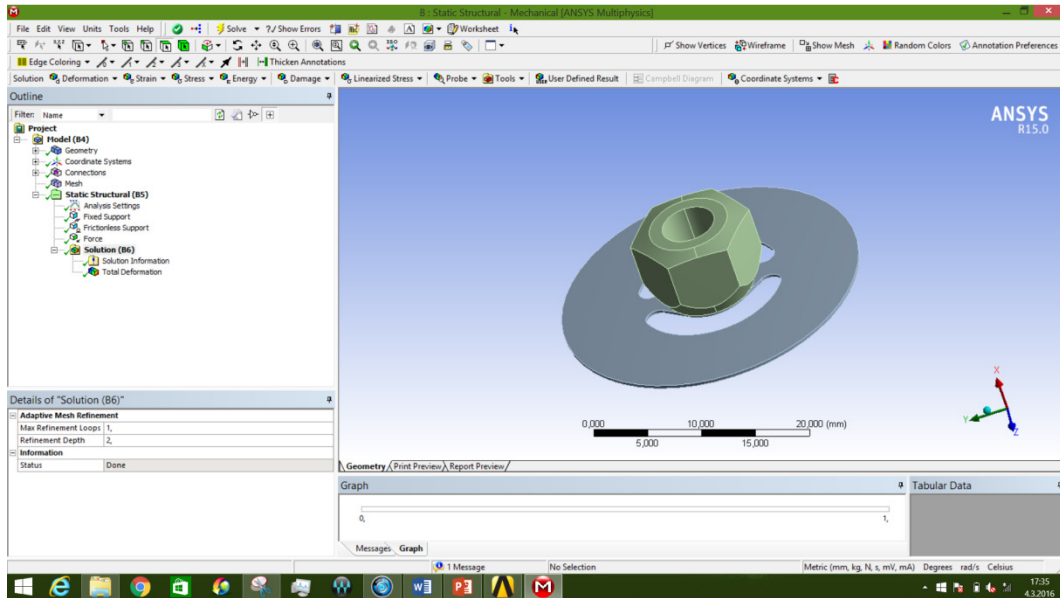
Şekil 4.23. Kapanma üst supap grubu valf akışı pullarında meydana gelen deformasyon

4.4.1.3 Açılma Alt Supap Grubu Valf Akışı Pulları (7 ve 8 Numara)

H22 numaralı amortisörün açılma hareketi sırasında Q_{RBV} akışkan alt supap grubunda bulunan valften geçerek rezerve bölümüne hareket eder. Bu akışa karşı yönde kapama pulu ve destek pulu direnç oluşturmaktadır. Ansys Workbench modelinde yukarıda belirtilen pul varyasyonu montajlanmış hali ile analiz edilmiştir.

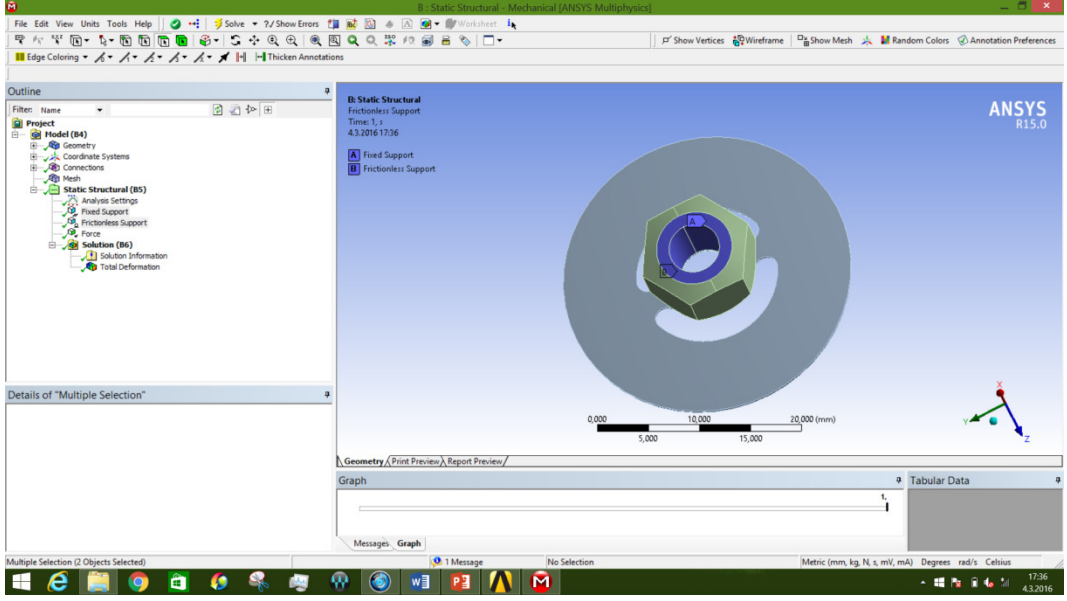


Şekil 4.24. Açılma alt supap grubu valf akışı pulları



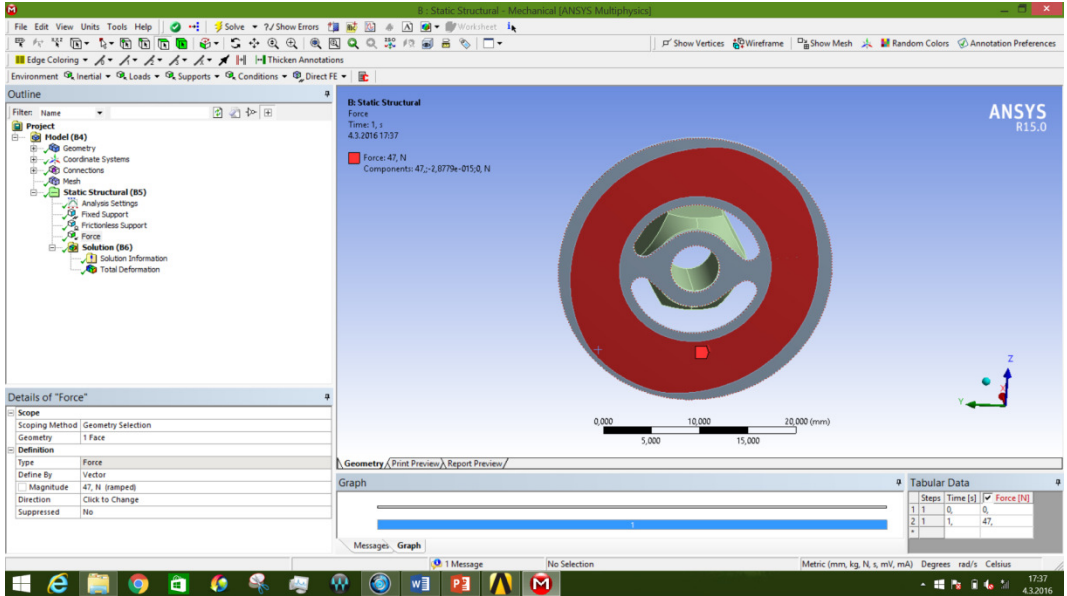
Şekil 4.25. Açılma alt supap grubu valf akışı pullarının Ansys Workbench görünümü

Pullar somunun alt yüzeyinden sabitlenmiştir ve tüm pulların dairesel iç yüzeylerinden sürtünmesiz destek uygulanmıştır.



Şekil 4.26. Açılma alt supap grubu valf akışı pullarının destek noktaları

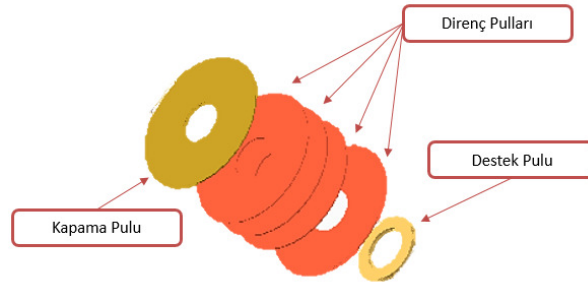
Kapama pulunun üst yüzeyinde bulunan özel bir alana kuvvet uygulanmıştır. Piston üzerinde bulunan yağ geçiş alanlarının tasarımına bağlı olarak kuvvet alanı hesaplanmaktadır.



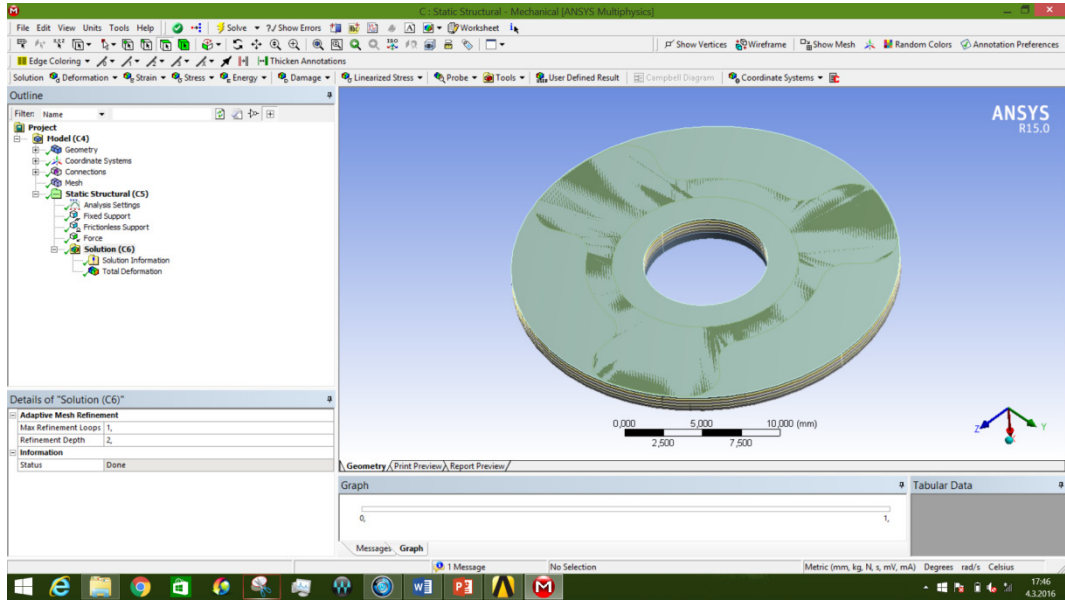
Şekil 4.27. Açılma alt supap grubu valf akışı pulları kuvvet ve kuvvet alanı

4.4.1.4 Açılma Üst Supap Grubu Valf Akışı Pulları (4, 5 ve 6 Numara)

H22 numaralı amortisörün açılma hareketi sırasında Q_{RPV} akışının üst supap grubunda bulunan valften geçerek rezerve bölümüne hareket eder. Bu akışa karşı yönde kapama pulu, direnç pulları ve destek pulu direnç oluşturmaktadır. Oluşan direnç Ansys Workbench analiz programında incelenmiştir. Ansys Workbench modelinde yukarıda belirtilen pul varyasyonu montajlanmış hali ile analiz edilmiştir.

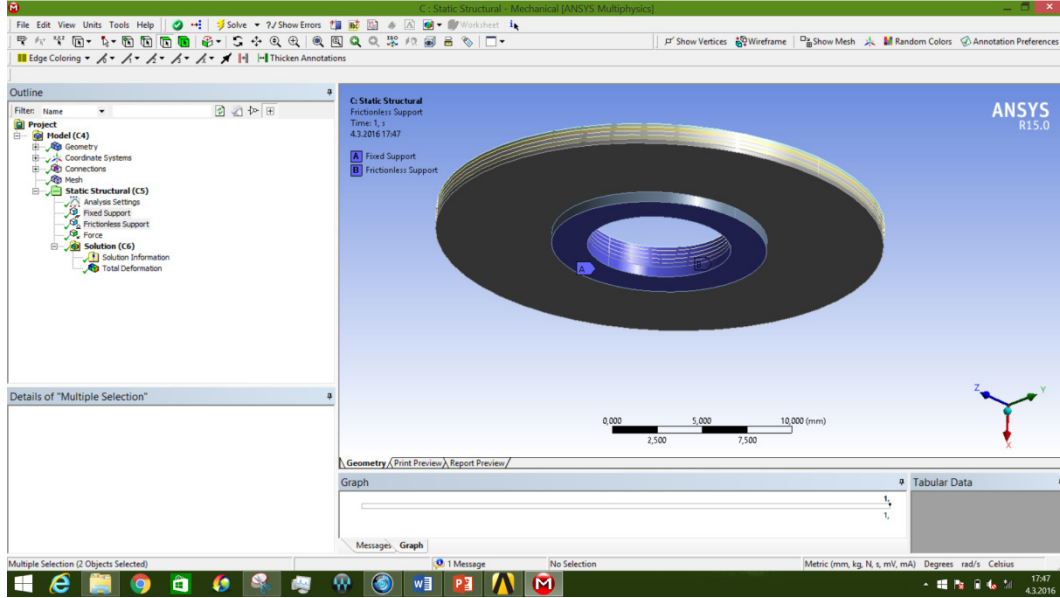


Şekil 4.29. Açılma üst supap grubu valf akışı pulları



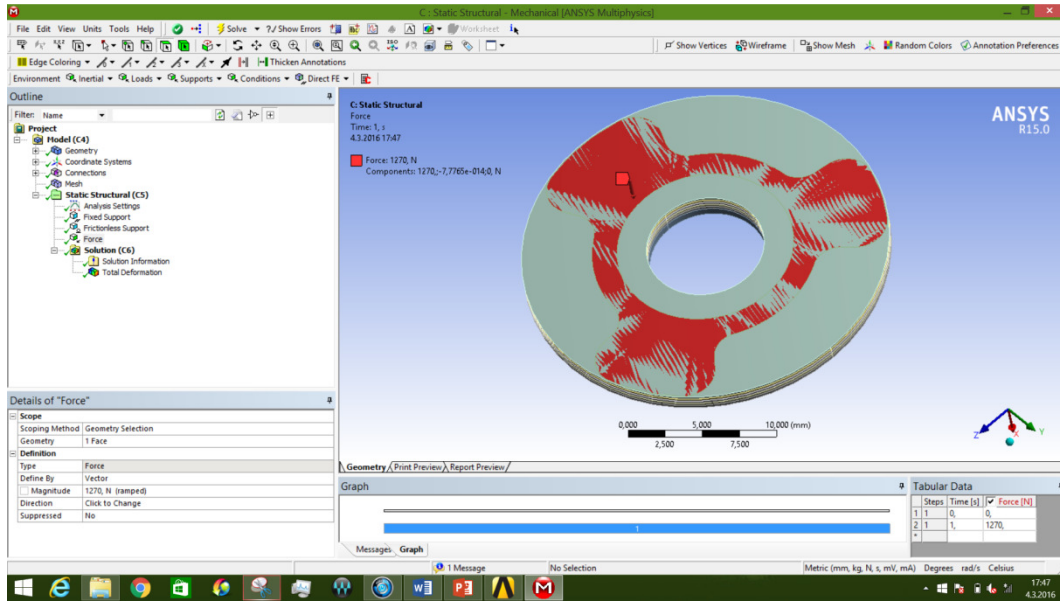
Şekil 4.30. Açılma üst supap grubu valf akışı pullarının Ansys Workbench görünümü

Pullar destek pulunun alt yüzeyinden sabitlenmiştir ve tüm pulların dairesel iç yüzeylerinden sürtünmesiz destek uygulanmıştır.



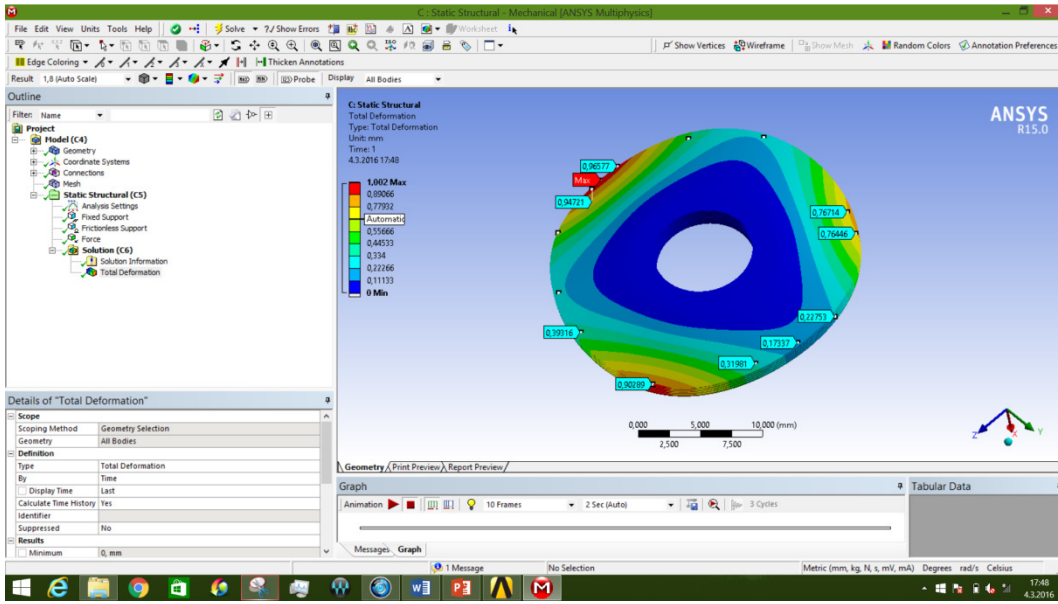
Şekil 4.31. Açılma üst supap grubu valf akışı pullarının destek noktaları

Kapama pulunun üst yüzeyinde bulunan özel bir alana kuvvet uygulanmıştır. Piston üzerinde bulunan yağ geçiş alanlarının tasarımına bağlı olarak kuvvet alanı hesaplanmaktadır.



Şekil 4.32. Açılma üst supap grubu valf akışı pulları kuvvet ve kuvvet alanı

Yapılan analiz sonucunda açılma üst supap grubu valf akışı pulları 1270N'luk bir kuvvet altında yaklaşık 1mm (1,002mm)'lik deformasyona uğradığı tespit edilmiştir. 1270N'luk değer matematik modelde k_{RPVD} değeri olarak kullanılacaktır. Bununla beraber kuvvetin uygulanmış olduğu özel alandan ötürü pulların uç kısımlarında oluşan deformasyonun eşit olmadığı tespit edilmiştir. Bu model amortisör içerisinde türbülanslı akış oluşumunun önlenmesini sağlamaktadır.



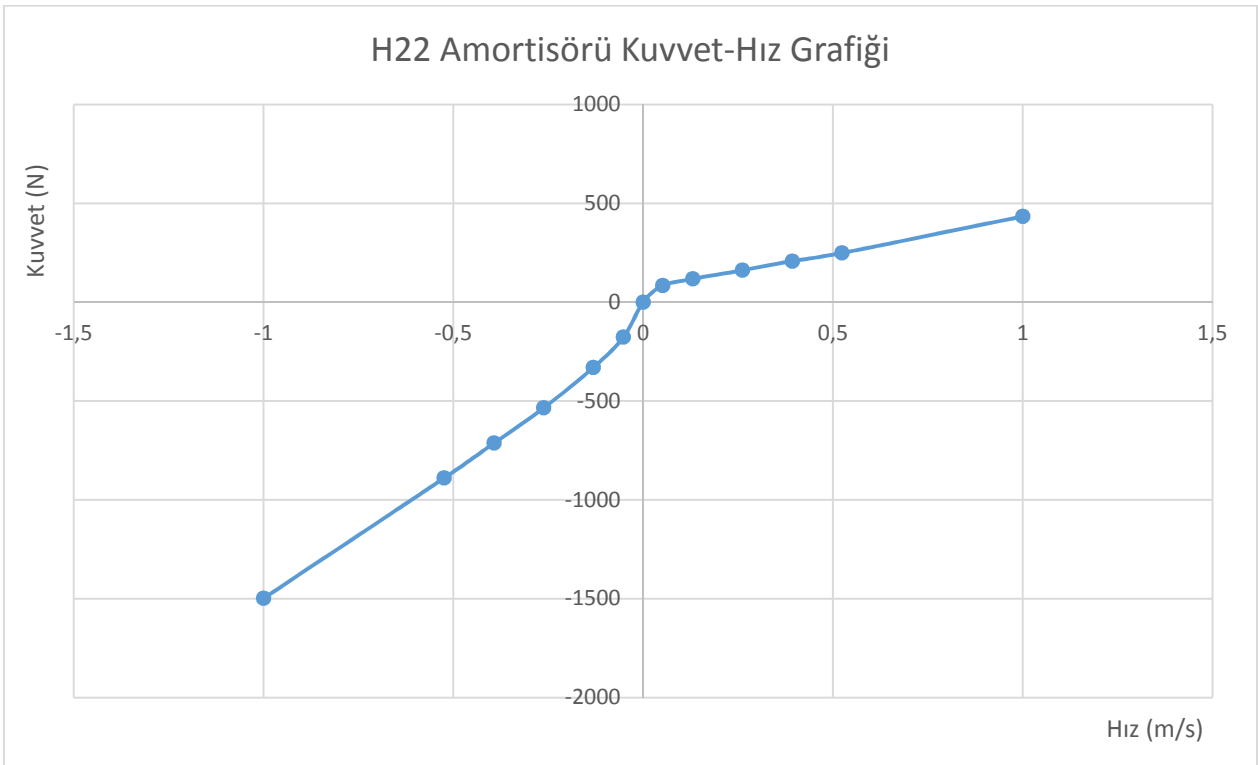
Şekil 4.33. Açılma üst supap grubu valf akışı pullarında meydana gelen deformasyon

4.4.2 H22 Amortisörü Sonuçların Karşılaştırılması

H22 Amortisörü belirtilen hızlarda amortisör test tezgâhında performans testine tabii tutulmuş ve elde edilen sonuçlar Çizelge 4.4’de belirtilmiştir.

Çizelge 4.4. H22 Amortisörü performans test sonuçları

Hız (m/s)	0,052	0,131	0,262	0,393	0,524	1
Açılma (N)	177	330	535	713	889	1498
Kapanma (N)	84	118	162	208	249	434

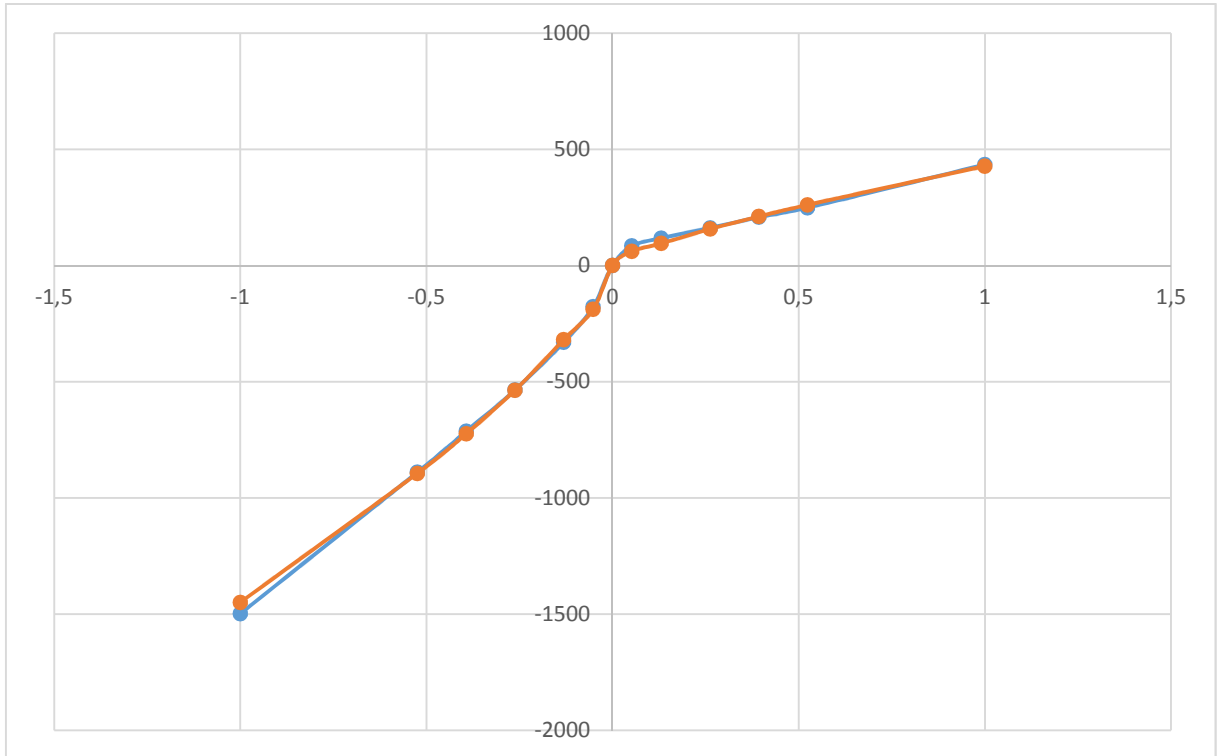


Şekil 4.34. H22 Amortisörü Kuvvet- Hız grafiği

H22 Amortisörü ile yapılan performans testi ile matematik model sonuçları Çizelge 4.5’de belirtilmiştir.

Çizelge 4.5. H22 Amortisörü test sonuçlarının matematik modelle karşılaştırılması

	Hız m/s	H22_Performans (N)	H22_Matlap (N)	Kuvvet Farkı	Sapma %
Açma	-1	-1498	-1449	-49	3,27
	-0,524	-889	-894	5	-0,56
	-0,393	-713	-724	11	-1,54
	-0,262	-535	-536	1	-0,18
	-0,131	-330	-319	-11	3,33
	-0,052	-177	-188	11	-6,21
	0	0	0	0	0
Kapama	0,052	84	61	23	27,38
	0,131	118	95	23	19,49
	0,262	162	157	5	3,08
	0,393	208	211	-3	-1,44
	0,524	249	261	-12	-4,81
	1	434	428	6	1,38

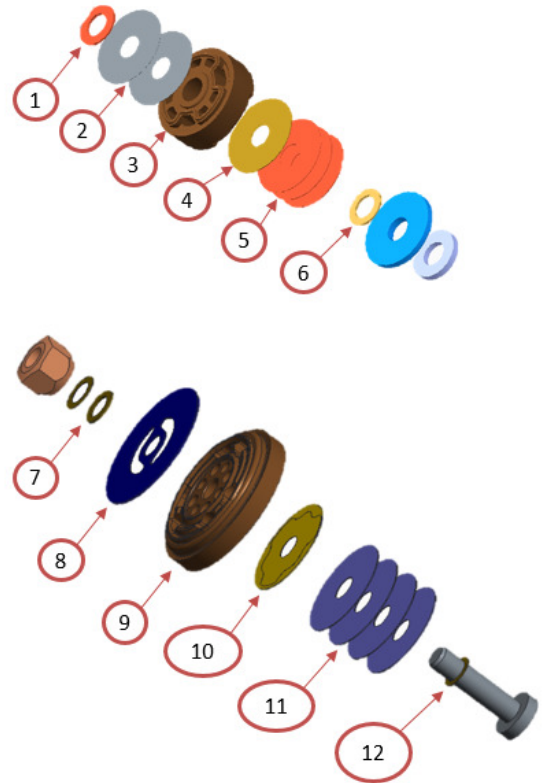


Şekil 4.35. H22 Amortisörü test sonuçlarının matematik modelle karşılaştırılması

4.5 H45 Amortisörü

Hazırlanan matematik modelin doğruluğunu test edebilmek için ikinci testler H45 numaralı amortisör ile gerçekleştirilmiştir. H45 numaralı amortisörde aşağıda belirtilen pul varyasyonu kullanılmıştır.

Üst Supap Grubu	1	Destek Pulu	Ø13x8x0,60
	2	Kapama Pulu	Ø25x8x0,1 Ø25x8x0,15
	3	Piston	-
	4	Kapama Pulu	Ø25x8x0,2
	5	Direnç Pulu	3xØ25x8x0,3
	6	Destek Pulu	Ø12x8x0,60
Alt Supap Grubu	7	Destek Pulu	-
	8	Kapama Pulu	Ø21x5x0,25
	9	Piston	-
	10	Kapama Pulu	Ø21x5x0,1
	11	Direnç Pulu	4x Ø25x8x0,3
	12	Destek Pulu	Ø7x5x0,60

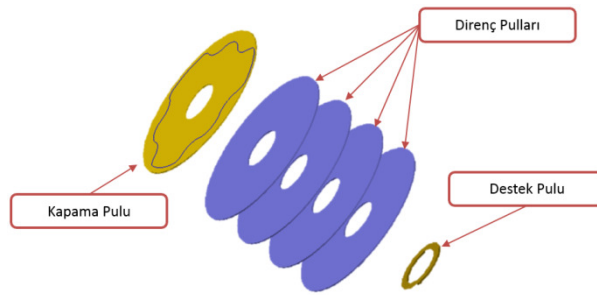


Şekil 4.36. H45 Amortisöründe kullanılan pulların detayları

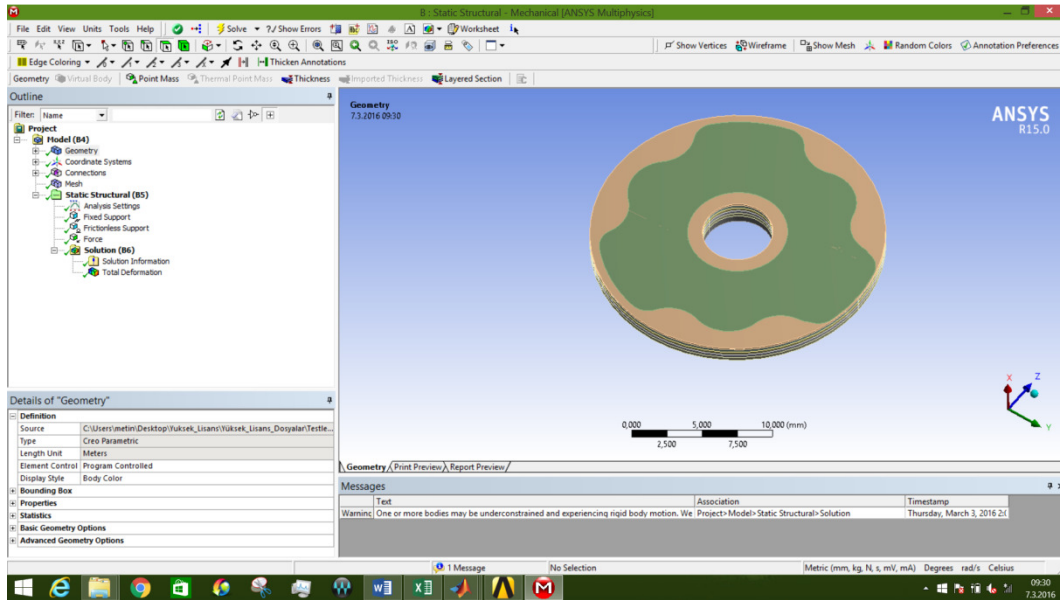
4.5.1 Pullarda Meydana Gelen Deformasyonun İncelenmesi

4.5.1.1 Kapanma Alt Supap Grubu Valf Akışı Pulları (10-11-12 Numara)

H45 numaralı amortisörün kapanma hareketi sırasında Q_{CBV} akışı alt supap grubunda bulunan valften geçerek rezerve bölümüne hareket eder. Bu akışa karşı yönde kapama pulu, direnç pulları ve destek pulu direnç oluşturmaktadır. Oluşan direnç Ansys Workbench analiz programında incelenmiştir. Ansys Workbench modelinde yukarıda belirtilen pul varyasyonu montajlanmış hali ile analiz edilmiştir.

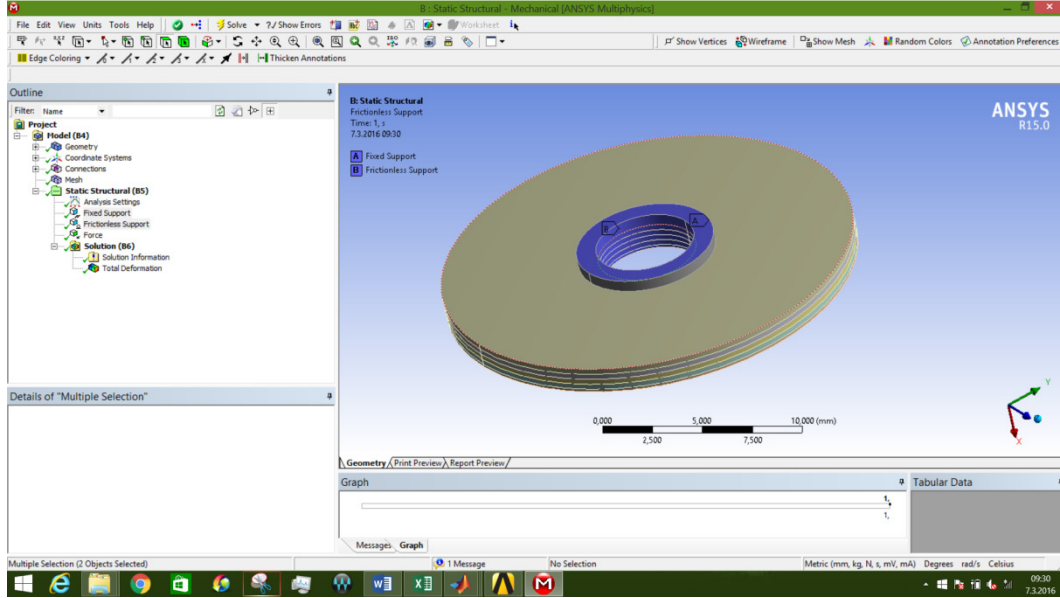


Şekil 4.37. Kapanma alt supap grubu valf akışı pulları



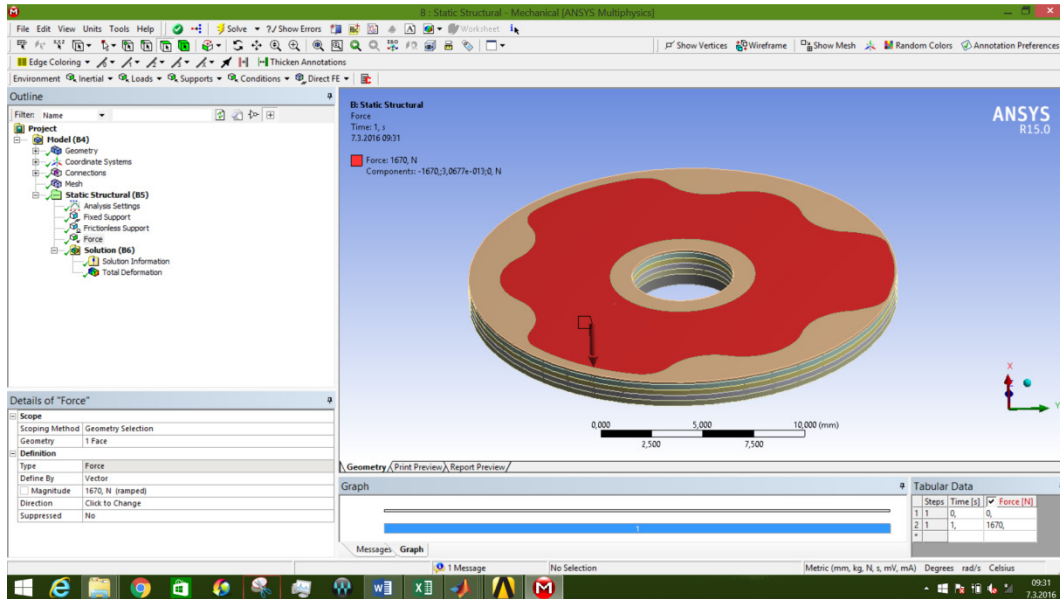
Şekil 4.38. Kapanma alt supap grubu valf akış pullarının Ansys Workbench görünümü

Pullar destek pulunun alt yüzeyinden sabitlenmiştir ve tüm pulların dairesel iç yüzeylerinden sürtünmesiz destek uygulanmıştır.



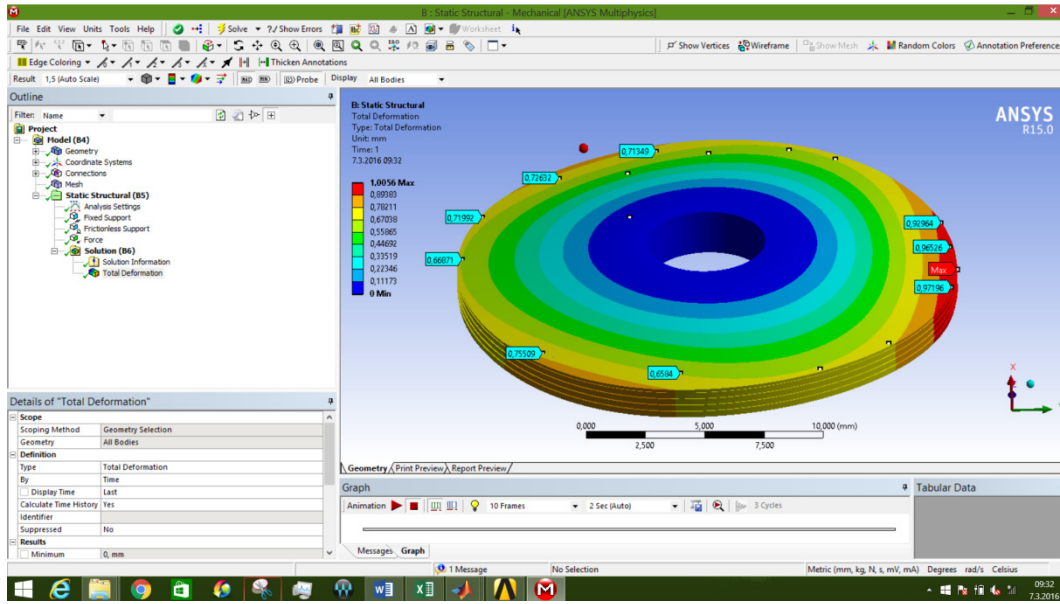
Şekil 4.39. Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarının destek noktaları

Kapama pulunun üst yüzeyinde bulunan özel bir alana kuvvet uygulanmıştır. Piston üzerinde bulunan yağ geçiş alanlarının tasarımına bağlı olarak kuvvet alanı hesaplanmaktadır.



Şekil 4.40. Kapanma alt supap grubu valf akış pulları kuvvet ve kuvvet alanı

Yapılan analiz sonucunda kapanma alt supap grubu valf akış pullarına 1670N'luk bir kuvvet altında 1mm (1,0056 mm)'lik deformasyona uğradığı tespit edilmiştir. 1670N'luk değer matematik modelde k_{CBVD} değeri olarak kullanılacaktır. Bununla beraber kuvvetin uygulanmış olduğu özel alandan ötürü pulların uç kısımlarında oluşan deformasyonun eşit olmadığı tespit edilmiştir. Bu model amortisör içerisinde türbülanslı akış oluşumunun önlenmesini sağlamaktadır.



Şekil 4.41.Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarında meydana gelen deformasyon

4.5.1.2 Kapanma Üst Supap Grubu Valf Akışı Pulları (1-2 Numara)

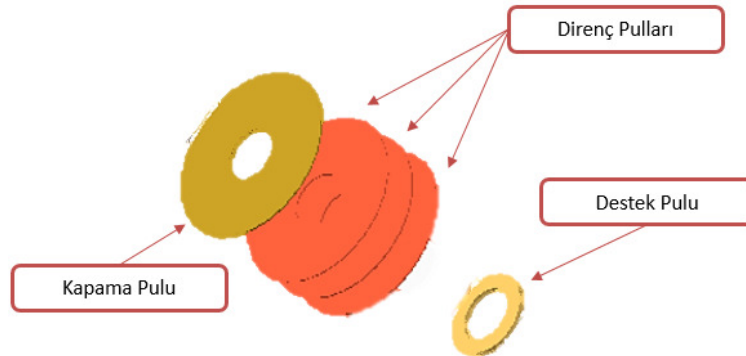
H45 numaralı amortisörün kapanma hareketi sırasında Q_{CPV} akışı üst supap grubunda bulunan valften geçerek açılma bölümüne hareket eder. Bu akışa karşı yönde kapama pulu ve destek pulu direnç oluşturmaktadır. Bu bölümde kullanılan pul varyasyonu H22 amortisöründe kullanılan ile aynıdır. Bu nedenle 140N'luk değer matematik modelde k_{CPVD} değeri olarak kullanılacaktır.

4.5.1.3 Açılma Alt Supap Grubu Valf Akışı Pulları (7 ve 8 Numara)

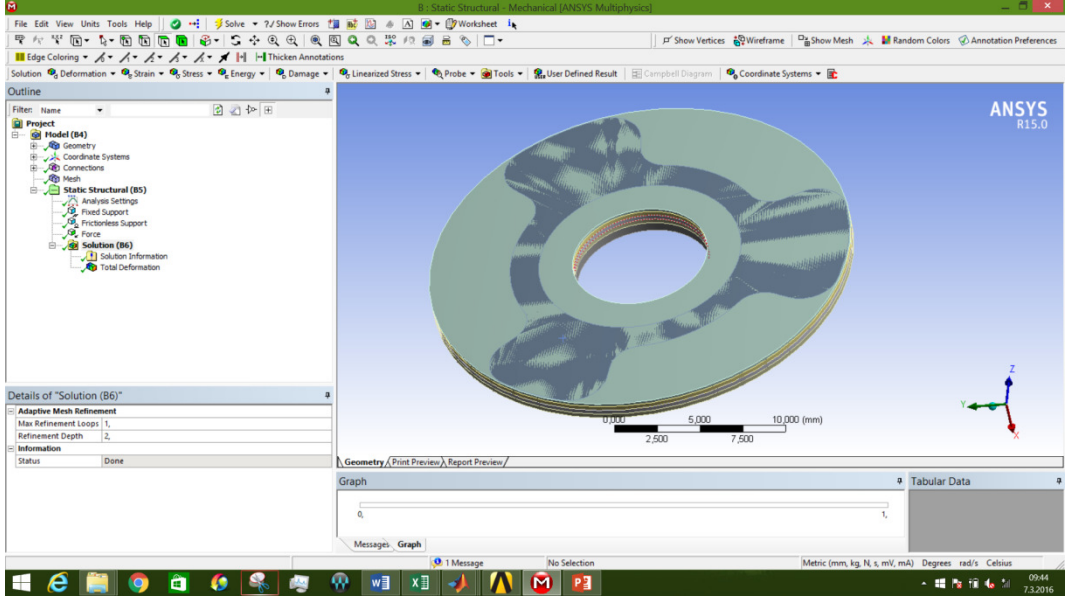
H45 numaralı amortisörün açılma hareketi sırasında Q_{RBV} akışkan alt supap grubunda bulunan valften geçerek rezerve bölümüne hareket eder. Bu akışa karşı yönde kapama pulu ve destek pulu direnç oluşturmaktadır. Bu bölümde kullanılan pul varyasyonu H22 amortisöründe kullanılan ile aynıdır. Bu nedenle 55N'luk değer matematik modelde k_{RBVD} değeri olarak kullanılacaktır.

4.5.1.4 Açılma Üst Supap Grubu Valf Akışı Pulları (4, 5 ve 6 Numara)

H45 numaralı amortisörün açılma Hareketi sırasında Q_{RPV} Akışının üst Supap grubunda bulunan valften geçerek rezerve bölümüne hareket eder. Bu akışa karşı yönde kapama pulu, direnç pullar ve destek pulu bir direnç oluşturmaktadır. Oluşan direnci Ansys Workbench analiz programında incelenmiştir. Ansys Workbench modelinde yukarıda belirtilen pul varyasyonu montajlanmış hali ile analiz edilmiştir.

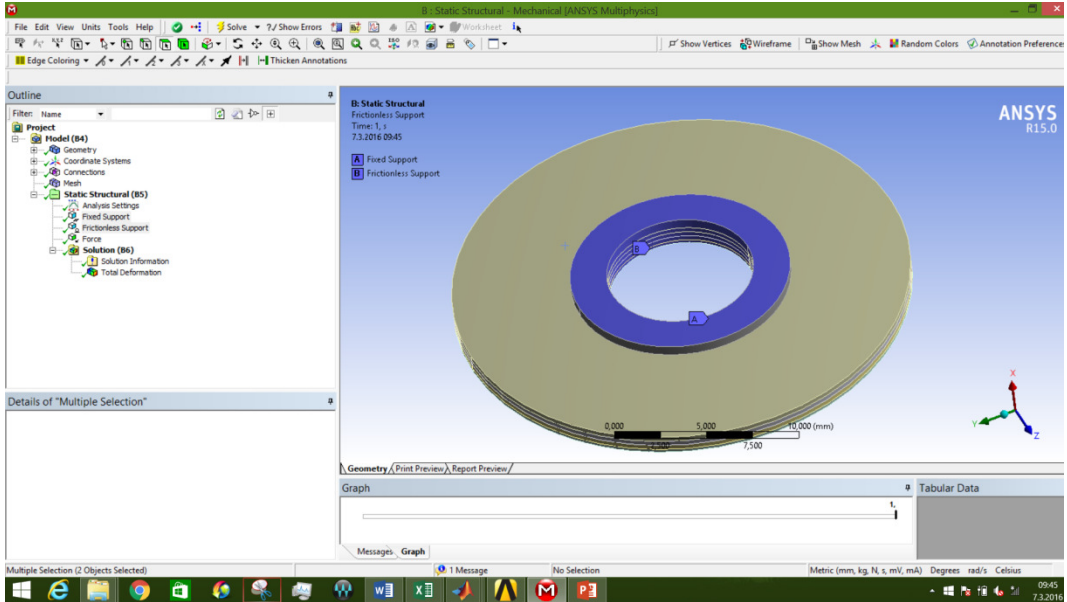


Şekil 4.42. Açılma üst supap grubu valf akışı pulları



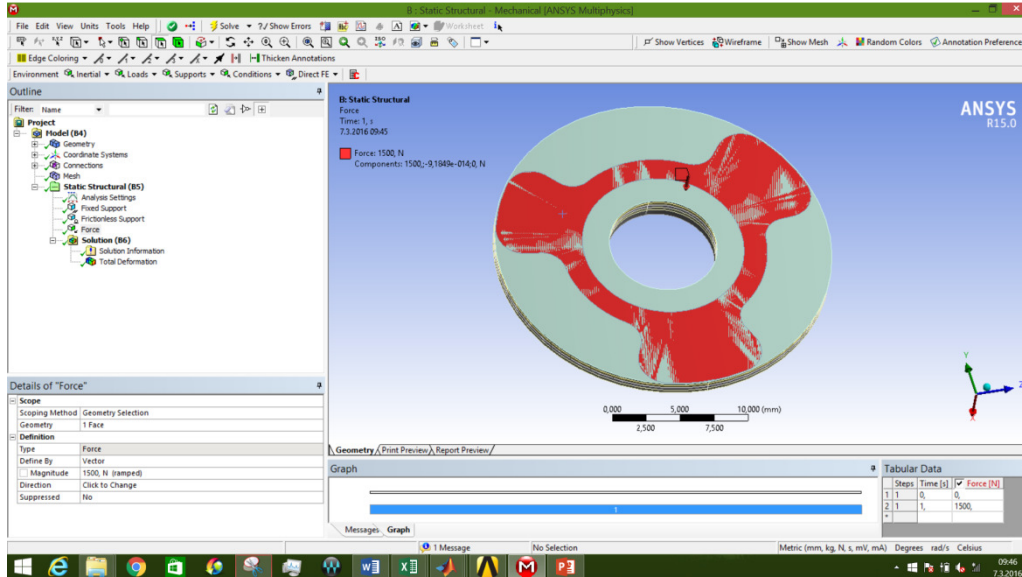
Şekil 4.43. Açılma üst supap grubu valf akışı pullarının Ansys Workbench görünümü

Pullar destek pulunun alt yüzeyinden sabitlenmiştir ve tüm pulların dairesel iç yüzeylerinden sürtünmesiz destek uygulanmıştır.



Şekil 4.44. Açılma üst supap grubu valf akışı pulları destek noktaları

Kapama pulunun üst yüzeyinde bulunan özel bir alana kuvvet uygulanmıştır. . Piston üzerinde bulunan yağ geçiş alanlarının tasarımına bağlı olarak kuvvet alanı hesaplanmaktadır.



Şekil 4.45. Açılma üst supap grubu valf akışı pulları kuvvet ve kuvvet alanı

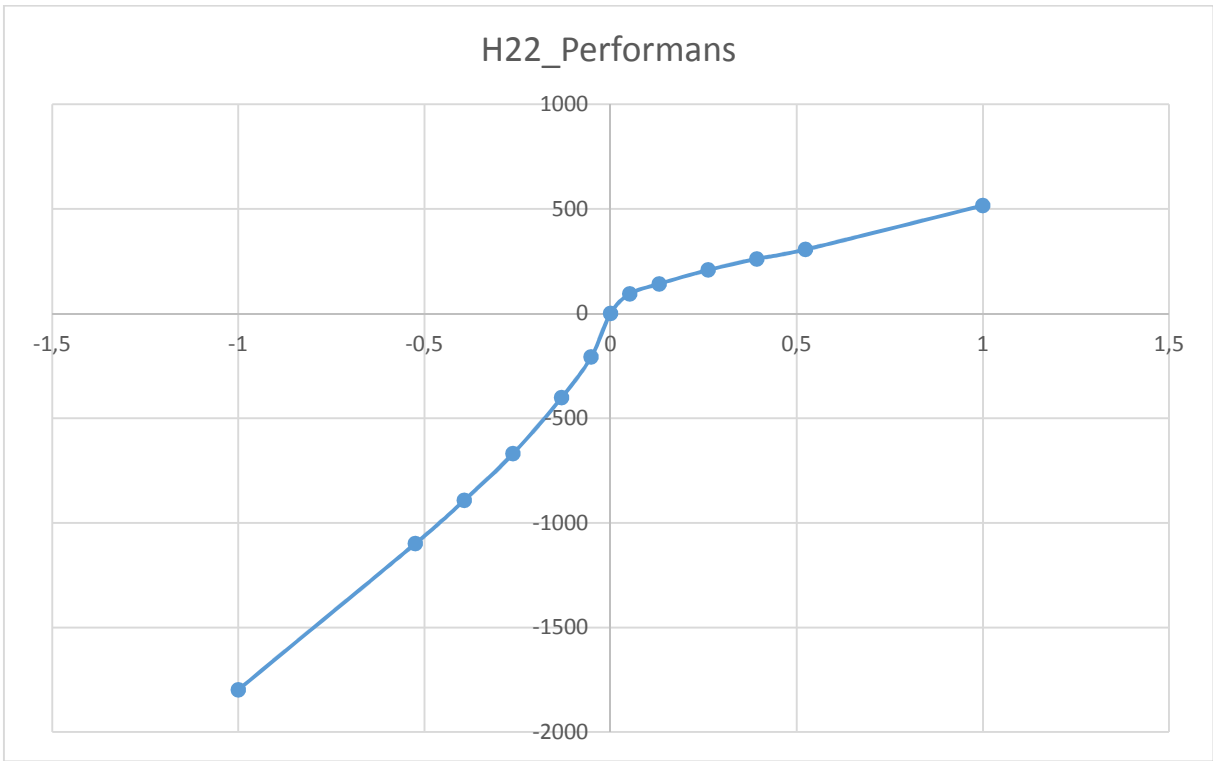
Yapılan analiz sonucunda açılma üst supap grubu valf akışı pullarına 1270N'luk bir kuvvet altında yaklaşık 1mm (1,002mm)'lik deformasyona uğradığı tespit edilmiştir. 1270N'luk değer matematik modelde k_{RPVD} değeri olarak kullanılacaktır. Bununla beraber kuvvetin uygulanmış olduğu özel alandan ötürü pulların uç kısımlarında oluşan deformasyonun eşit olmadığı tespit edilmiştir. Bu model Amortisör içerisinde türbülanslı akış oluşumunun önlenmesini sağlamaktadır.

4.5.2 H45 Amortisörü Sonuçların Karşılaştırılması

H45 Amortisörü yukarıda belirtilen tüm hızlarda test tezgâhında performans testine tabii tutulmuş ve elde edilen sonuçlar Çizelge 4.6’da belirtilmiştir.

Çizelge 4.6. H45 Amortisörü performans test sonuçları

Hız (m/s)	0,052	0,131	0,262	0,393	0,524	1
Açılma (N)	208	401	670	893	1099	1798
Kapanma (N)	94	142	208	261	306	516

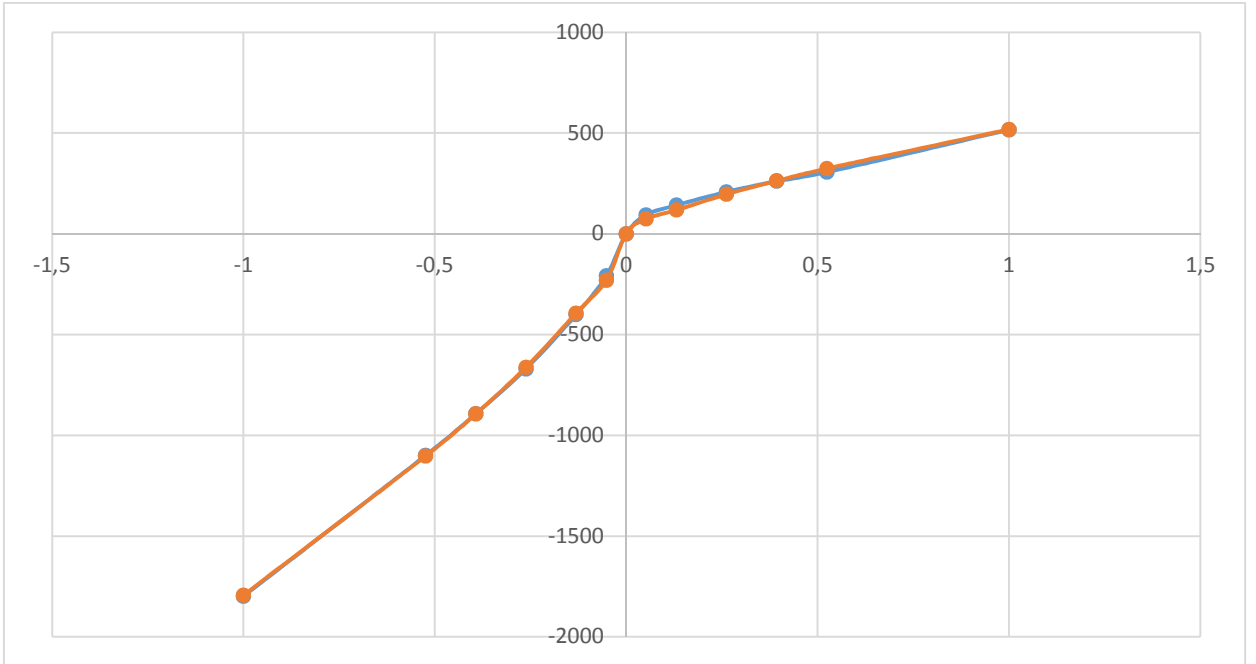


Şekil 4.47. H45 Amortisörü Kuvvet-Hız Grafiği

H45 Amortisörü ile yapılan performans testi ile matematik model sonuçları Çizelge 4.7’de belirtilmiştir.

Çizelge 4.7. H45 Amortisörü test sonuçlarının matematik modelle karşılaştırılması

	Hız m/s	H22_Performans (N)	H22_Matlap (N)	Kuvvet Farkı (N)	Sapma %
Açma	-1	-1798	-1793	-5	0,27
	-0,524	-1099	-1103	4	0,36
	-0,393	-893	-893	0	0
	-0,262	-670	-662	-8	1,1
	-0,131	-401	-394	-7	1,7
	-0,052	-208	-230	22	10,5
	0	0	0	0	0
Kapama	0,052	94	74	20	21,2
	0,131	142	118	24	16,9
	0,262	208	196	12	5,76
	0,393	261	263	-2	0,76
	0,524	306	324	-18	5,88
	1	516	518	-2	0,38

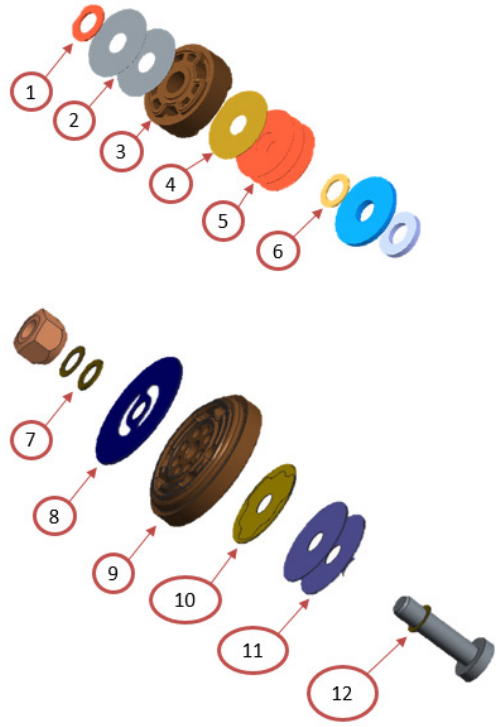


Şekil 4.48. H45 Amortisörü test sonuçlarının matematik modelle karşılaştırılması

4.6 H50 Amortisörü

Hazırlanan matematik modelin doğruluğunu test edebilmek için son testler H50 numaralı amortisör ile gerçekleştirilmiştir. H50 Numaralı amortisörde aşağıda belirtilen pul varyasyonu kullanılmıştır.

Üst Supap Grubu	1	Destek Pulu	$\varnothing 13 \times 8 \times 0,60$
	2	Kapama Pulu	$\varnothing 25 \times 8 \times 0,1$ $\varnothing 25 \times 8 \times 0,15$
	3	Piston	-
	4	Kapama Pulu	$\varnothing 25 \times 8 \times 0,2$
	5	Direnç Pulu	$3 \times \varnothing 25 \times 8 \times 0,3$
	6	Destek Pulu	$\varnothing 12 \times 8 \times 0,60$
Alt Supap Grubu	7	Destek Pulu	-
	8	Kapama Pulu	$\varnothing 21 \times 5 \times 0,25$
	9	Piston	-
	10	Kapama Pulu	$\varnothing 21 \times 5 \times 0,1$
	11	Direnç Pulu	$2 \times \varnothing 25 \times 8 \times 0,3$
	12	Destek Pulu	$\varnothing 7 \times 5 \times 0,60$



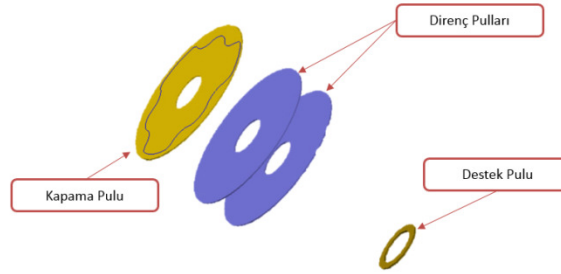
Şekil 4.49. H50 Amortisöründe kullanılan pulların detayları

4.6.1 Pullarda Meydana Gelen Deformasyonun İncelenmesi

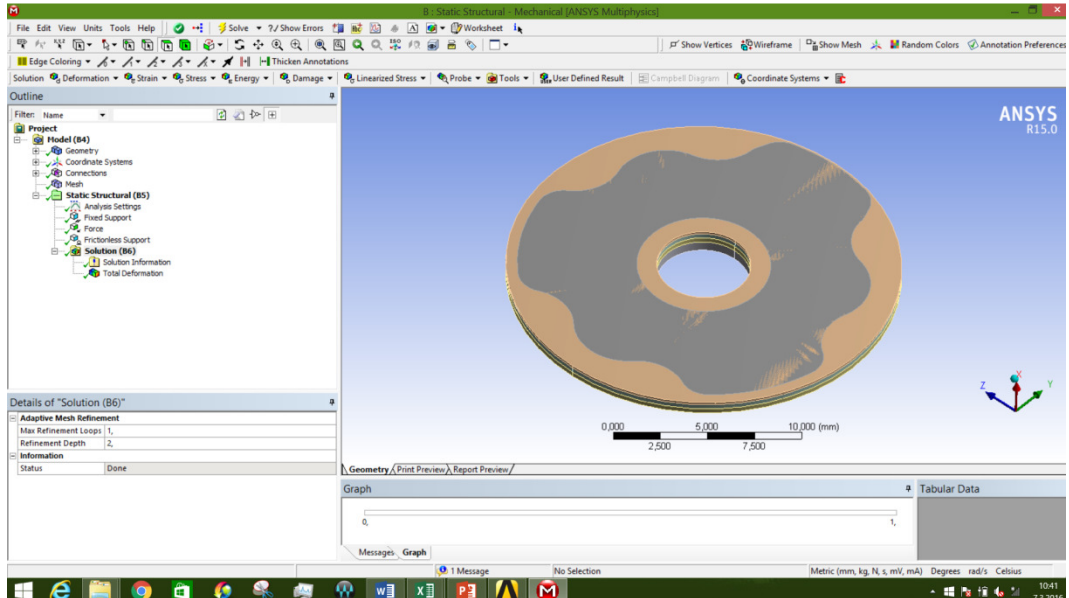
4.6.1.1 Kapanma Alt Supap Grubu Valf Akışı Pulları (10-11-12 Numara)

H50 numaralı amortisörün kapanma hareketi sırasında Q_{CBV} akışı alt supap grubunda bulunan valften geçerek rezerve bölümüne hareket eder. Bu akışa karşı yönde kapama pulu, direnç pulları ve destek pulu direnç oluşturmaktadır. Oluşan direnci Ansys Workbench analiz programında inceleyeceğiz.

Ansys Workbench modelinde yukarıda belirtilen pul varyasyonu montajlanmış hali ile analiz edilmiştir.

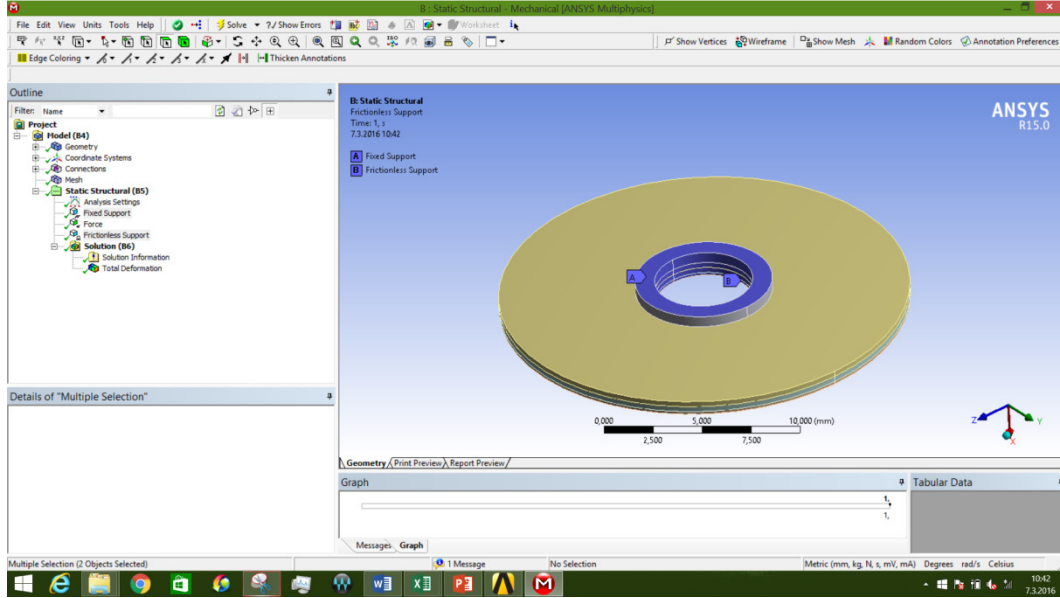


Şekil 4.50. Kapanma alt supap grubu valf akışı pulları



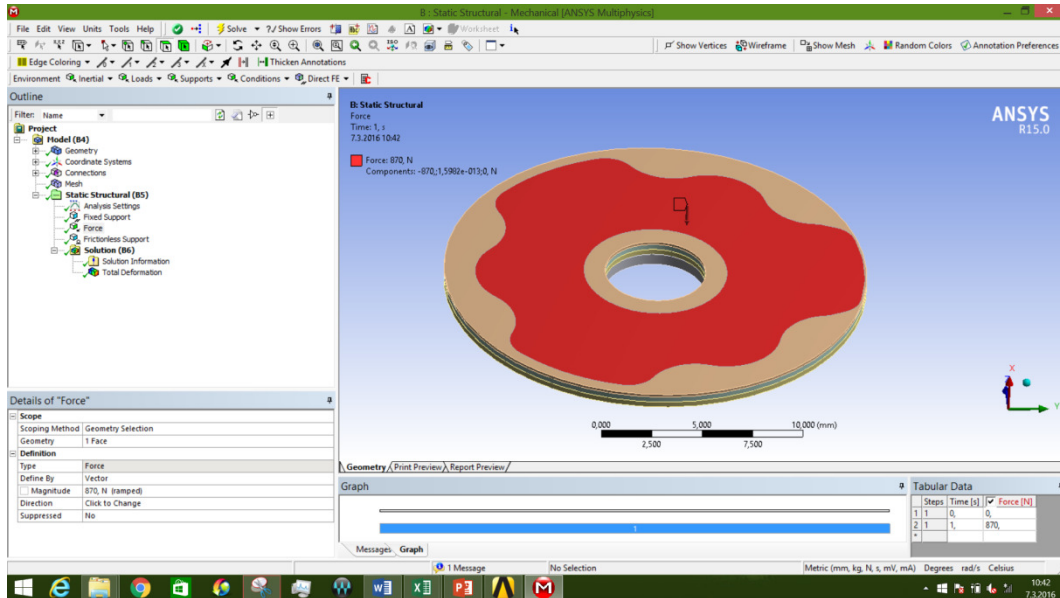
Şekil 4.51. Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarının Ansys Workbench görünümü

Pullar destek pulunun alt yüzeyinden sabitlenmiştir ve tüm pulların dairesel iç yüzeylerinden sürtünmesiz destek uygulanmıştır.



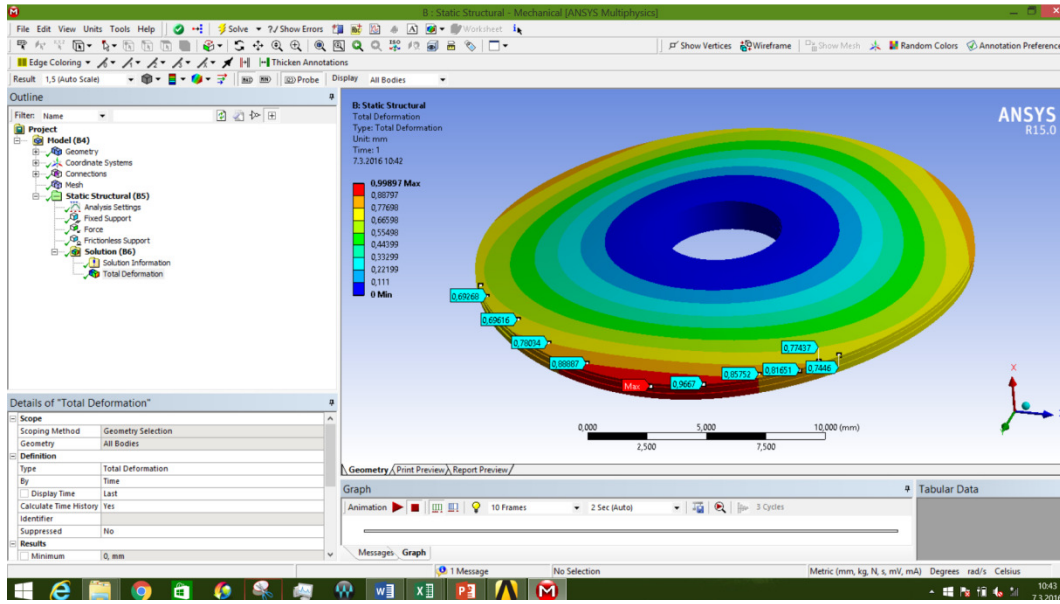
Şekil 4.52. Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarının destek noktaları

Kapama pulunun üst yüzeyinde bulunan özel bir alana kuvvet uygulanmıştır.



Şekil 4.53. Kapanma alt supap grubu valf akışı pulları kuvvet ve kuvvet alanı

Yapılan analiz sonucunda kapanma alt supap grubu valf akışı pulları 870N'luk bir kuvvet altında 1mm (0,9989 mm)'lik deformasyona uğradığı tespit edilmiştir. 870N'luk değer matematik modelde k_{CBVD} değeri olarak kullanılacaktır. Bununla beraber kuvvetin uygulanmış olduğu özel alandan ötürü pulların uç kısımlarında oluşan deformasyonun eşit olmadığı tespit edilmiştir. Bu model amortisör içerisinde türbülanslı akış oluşumunun önlenmesini sağlamaktadır.



Şekil 4.54. Kapanma alt supap grubu valf akışı pullarında meydana gelen deformasyon

4.6.1.2 Kapanma Üst Supap Grubu Valf Akışı Pulları (1-2 Numara)

H50 numaralı amortisörün kapanma hareketi sırasında Q_{CPV} akışı üst supap grubunda bulunan valften geçerek açılma bölümüne hareket eder. Bu akışa karşı yönde kapama pulu ve destek pulu direnç oluşturmaktadır. Bu bölümde kullanılan pul varyasyonu H22 ve H45 amortisörlerinde kullanılan ile aynıdır. Bu nedenle 140N'luk değer matematik modelde k_{CPVD} değeri olarak kullanılmıştır.

4.6.1.3 Açılma Alt Supap Grubu Valf Akışı Pulları (7 - 8 Numara)

H50 numaralı amortisörün açılma hareketi sırasında Q_{RBV} akışkan alt supap grubunda bulunan valften geçerek rezerve bölümüne hareket eder. Bu akışa karşı yönde kapama pulu ve

destek pulu direnç oluşturmaktadır. Bu bölümde kullanılan pul varyasyonu H22 ve H45 amortisörlerinde kullanılan ile aynıdır. Bu nedenle 55N'luk değer matematik modelde k_{RBVD} değeri olarak kullanılacaktır.

4.6.1.4 Açılma Üst Supap Grubu Valf Akışı Pulları (4 - 5 - * 6 Numara)

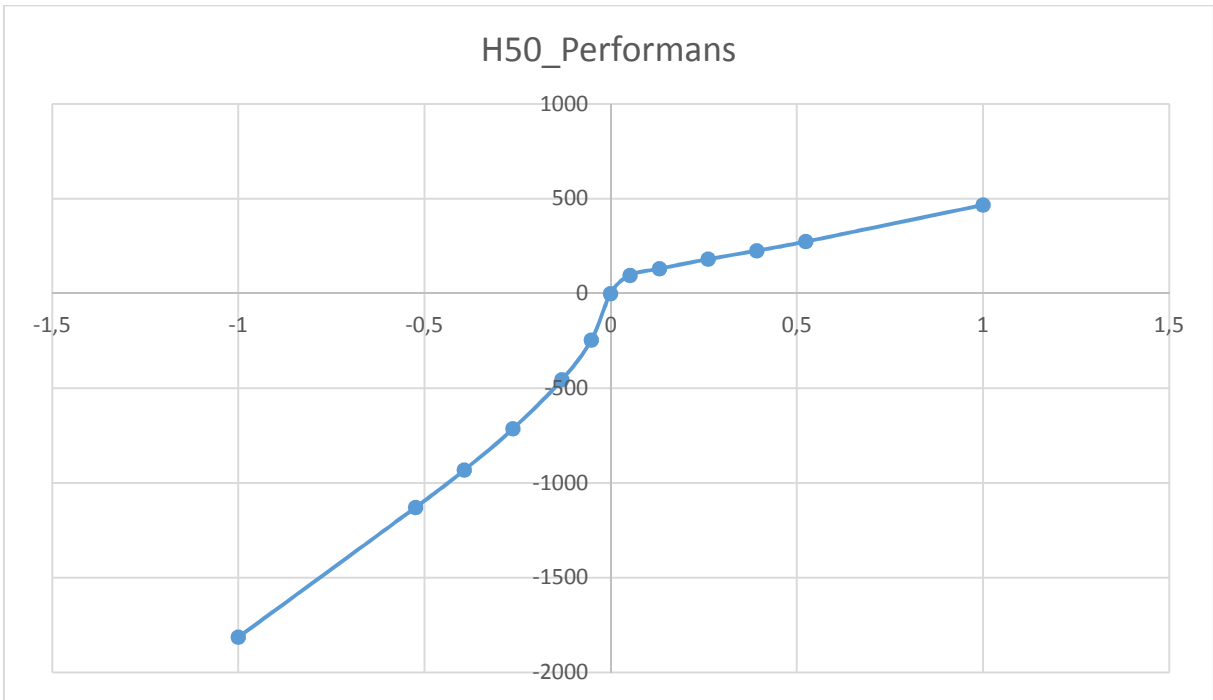
H50 numaralı amortisörün açılma hareketi sırasında Q_{RPV} akışkan üst Supap grubunda bulunan valften geçerek rezerve bölümüne hareket eder. Bu akışa karşı yönde kapama pulu, direnç pulları ve destek pulu bir direnç oluşturmaktadır. Oluşan direnci Ansys Workbench analiz programında inceleyeceğiz. Bu bölümde kullanılan pul varyasyonu H22 ve H45 amortisörlerinde kullanılan ile aynıdır. Bu nedenle 1270N'luk değer matematik modelde k_{RPVD} değeri olarak kullanılacaktır.

4.6.2 H50 Amortisörü Sonuçların Karşılaştırılması

H50 Amortisörü yukarıda belirtilen tüm hızlarda test tezgâhında performans testine tabii tutulmuş ve elde edilen sonuçlar Çizelge 4.'de belirtilmiştir.

Çizelge 4.8. H50 Amortisörü performans test sonuçları

Hız (m/s)	0,052	0,131	0,262	0,393	0,524	1
Açılma (N)	245	456	713	932	1129	1814
Kapanma (N)	96	131	181	226	274	467

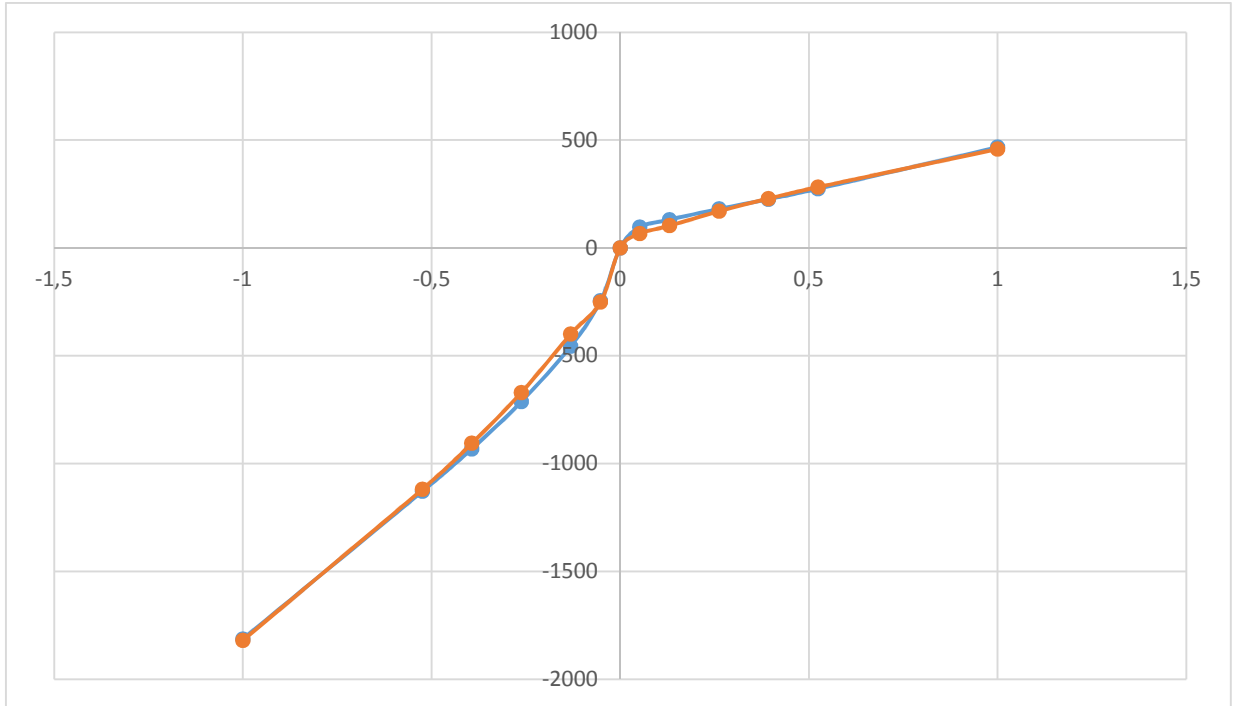


Şekil 4.55.H50 Amortisörü Kuvvet-Hız grafiği

H50 Amortisörü ile yapılan performans testi ile matematik model sonuçları Çizelge 4.9'da belirtilmiştir.

Çizelge 4.9. H50 Amortisörü test sonuçlarının matematik model ile karşılaştırılması

	Hız m/s	H50_Performans (N)	H50_Matlap (N)	Kuvvet Farkı (N)	Sapma %
Açma	-1	-1814	-1820	6	-0,33
	-0,524	-1129	-1119	-10	0,88
	-0,393	-932	-906	-26	2,78
	-0,262	-713	-671	-42	5,89
	-0,131	-456	-425	-31	6,79
	-0,052	-245	-251	6	2,44
	0	0	0	0	0
Kapama	0,052	96	66	30	31,25
	0,131	131	103	28	21,37
	0,262	181	170	11	6,07
	0,393	226	229	-3	1,32
	0,524	274	282	-8	2,91
	1	467	458	9	1,92

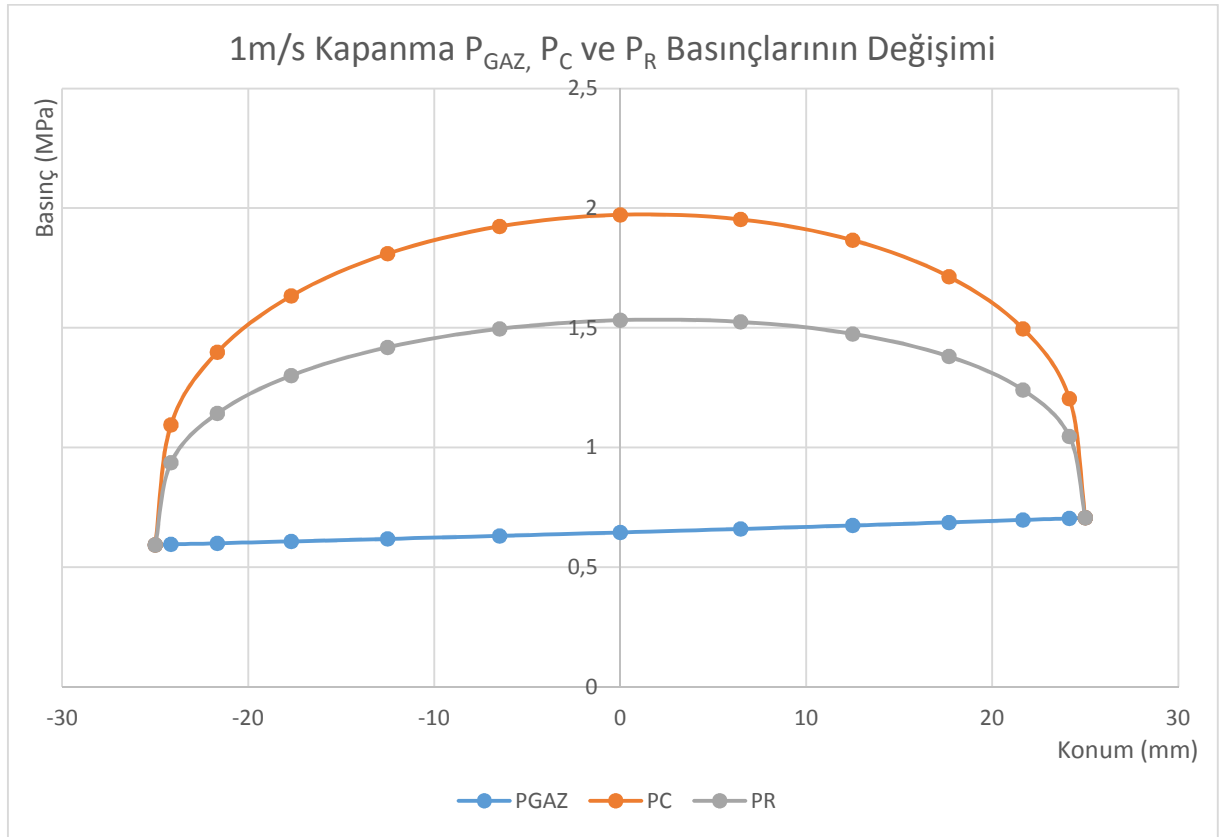


Şekil 4.56. H50 Amortisörü test sonuçlarının matematik model ile karşılaştırılması

5 SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Çift borulu amortisörlerin sönümlenme karakteristiğini öngörebilmek için hazırlanan matematik model gerçek koşullarda test edilen üç farklı amortisörün performans testleri ile karşılaştırılmıştır.

Matematik modelden elde edilen sonuçların gerçek test koşullarına yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Özellikle yüksek ve orta hızlarda %95'in üzerinde bir yakınsama sağladığı görülmüş ve Kuvvet-Konum ve Kuvvet-Hız grafiklerinin büyük bir uyuma sağladığı tespit edilmiştir. Ancak düşük hızlarda (0,052m/s ve 0,131m/s) yakınsama %80 ile %85 oranlarına kadar düşmektedir. Bunun başlıca nedeni olarak göz ardı edilen iç sürtünme kuvvetleri ve pullar üzerinde kontrolsüzce oluşan ön yük kuvvetleri gösterilebilir.



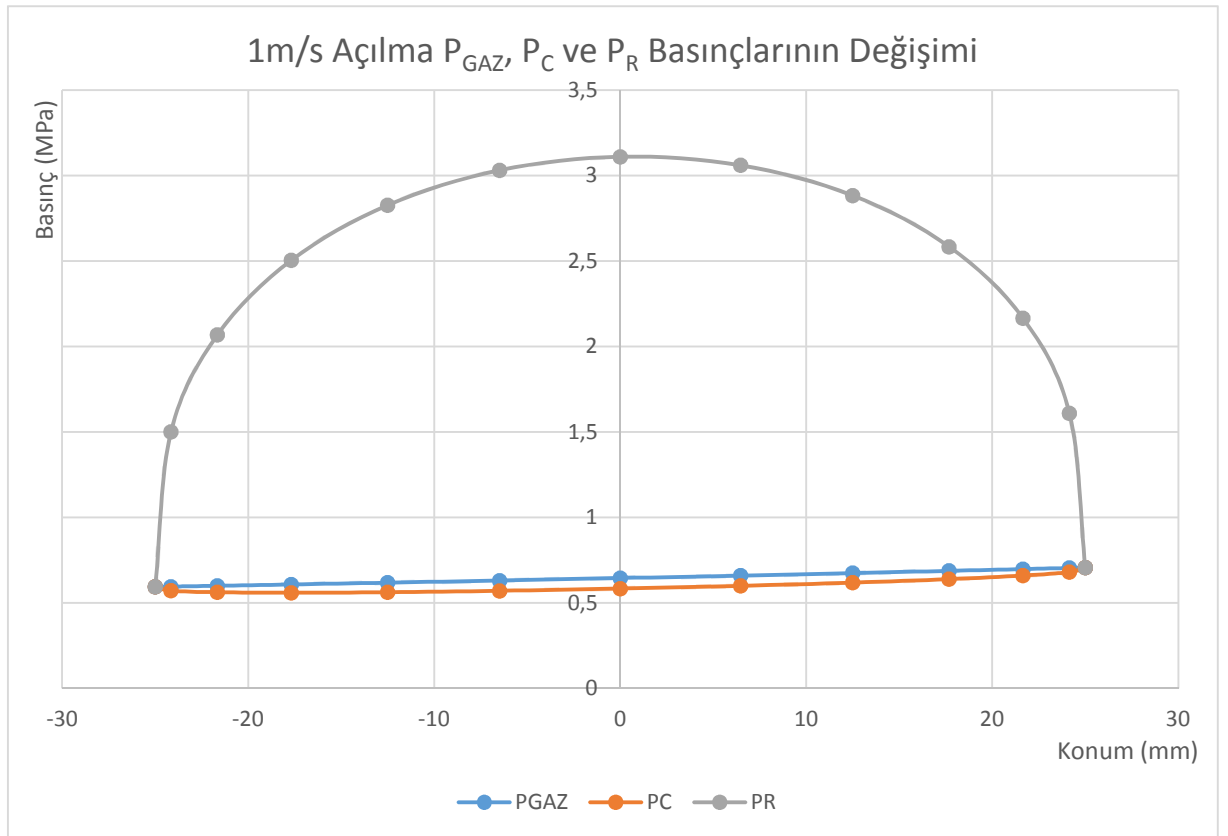
Şekil 5.1. 1m/s hız Kapanmada P_{GAZ} , P_C ve P_R de meydana gelen değişim

Literatür çalışması yapılırken incelenen modellerde amortisörün kapanması sırasında açılma bölgesindeki P_R basıncının ve amortisörün açılması sırasında kapanma bölgesindeki P_C

basıncının sabit olarak P_{GS} ve P_A basıncına eşit alındığı görülmüştür. Ancak yapılan çalışma göz önünde alındığında bunun çok ciddi bir yanlış olduğu anlaşılmıştır. Özellikle amortisörün açılması sırasında P_C basıncının P_{GS} basıncına eşit olması imkânsızdır. çünkü bu durumda akışkan rezerve bölümünden kapanma bölümüne geçemez ve kapanma bölümünde vakum basıncı oluşur.

Yapılmış olan çalışmada kazanılan en önemli başarılarından biri de bölümlerde meydana gelen basınç değişimlerinin sabit kabul edilmeden hesaplanması ve sisteme katılmasıdır.

Amortisörün kapanması sırasında P_C , P_R ve P_{GAZ} basınçlarında meydana gelen değişiklikler Şekil 5.1 de gösterilmiştir. Sonuçlardan anlaşıldığı üzere kapanma esnasında P_R basıncı P_{GAZ} basıncına göre oldukça yüksek değerlere çıkmaktadır.



Şekil 5.2. 1m/s hız Açılmada P_{GAZ} , P_C ve P_R de meydana gelen değişim

Amortisörün açılması sırasında P_C , P_R ve P_{GAZ} basınçlarında meydana gelen değişiklikler Şekil 5,2 de gösterilmiştir. Sonuçlardan anlaşıldığı üzere kapanma esnasında P_C

basıncı P_{GAZ} basıncının altında bir değere düşmektedir. Oluşan basınç farkı rezerve bölümünden kapanma bölümüne akışkan geçişine olanak sağlamaktadır

Bununla beraber amortisörün sönümlene karakteristiğine en fazla etki eden akışın valf akışları olduğunu anlaşılmıştır. kılcal akışlar ile kaçak akışların etkisi oldukça düşüktür.

5.1 Tavsiyeler

Belirtilmelidir ki hazırlanmış olan model gerçek durumda bir amortisöre etki eden tüm parametreleri içermemektedir. Bu nedenle istenmeyen sapmalar oluşmaktadır. Bunun en önemli nedenleri aşağıda belirtilmiştir.

- Amortisör içerisinde bulunan akışkanın basınç etkisi altında sıkışa bilirliliğinin modele aktarılmaması
- Amortisör içerisinde bulunan akışkanın içinde çözünmüş olan gazın etkisinin modele uyarlanmaması
- İç kaçakların hesaplanan değerlerden farklı olması
- Testi yapılan amortisörlerin katı modelden farklı ölçülere sahip olması
- Pullarda meydana gelen istemsiz ön yükleme(sıkımadan kaynaklı)

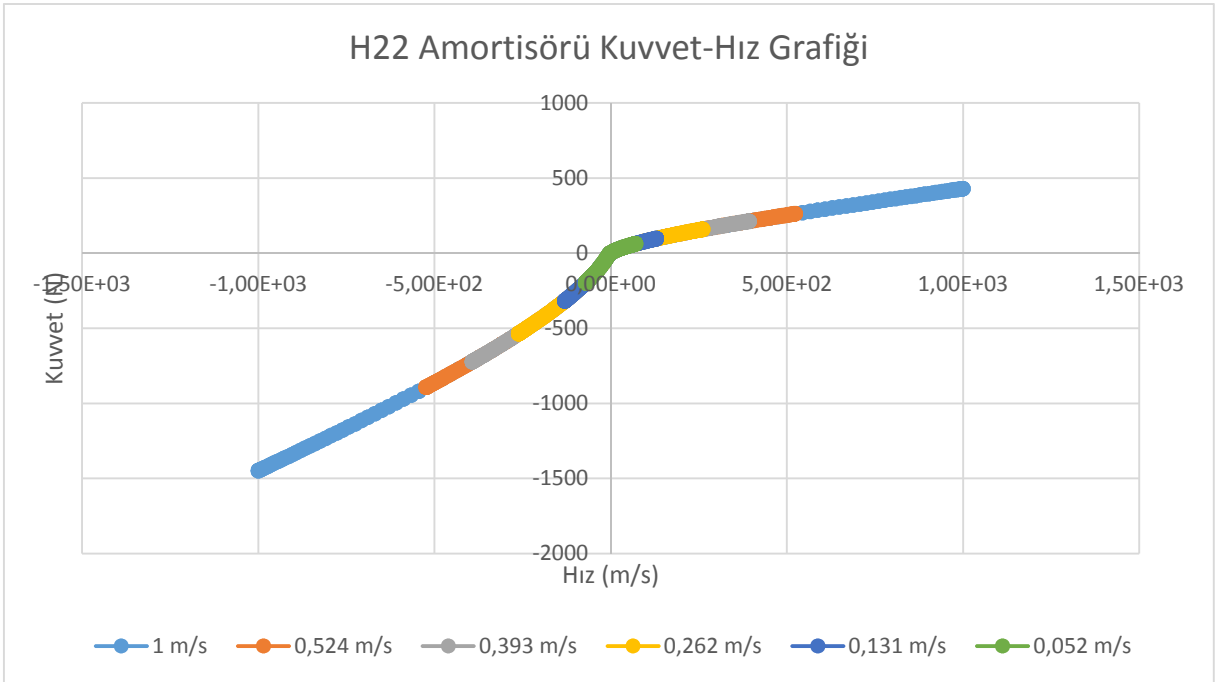
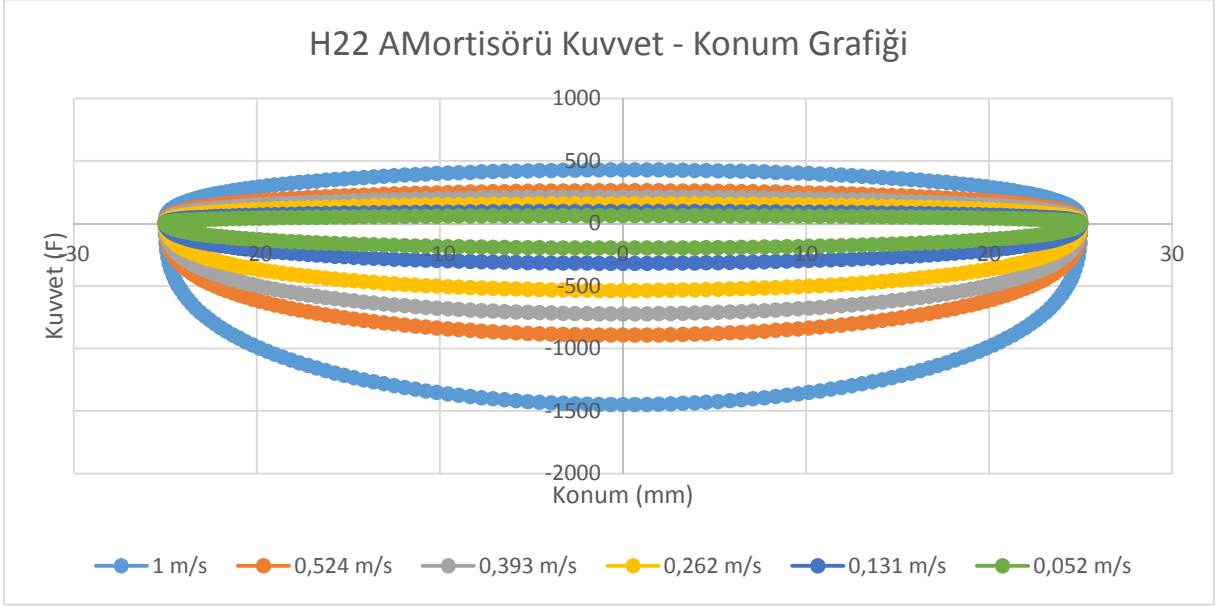
Yapılacak geliştirme çalışmalarında yukarı da bahsedilen eksik yönlerin matematik modele aktarılması gerekmektedir. Bu sayede düşük hızlarda meydana gelen %15-%20'lik sapmanın düşürülmesi sağlanabilir.

6 KAYNAKLAR

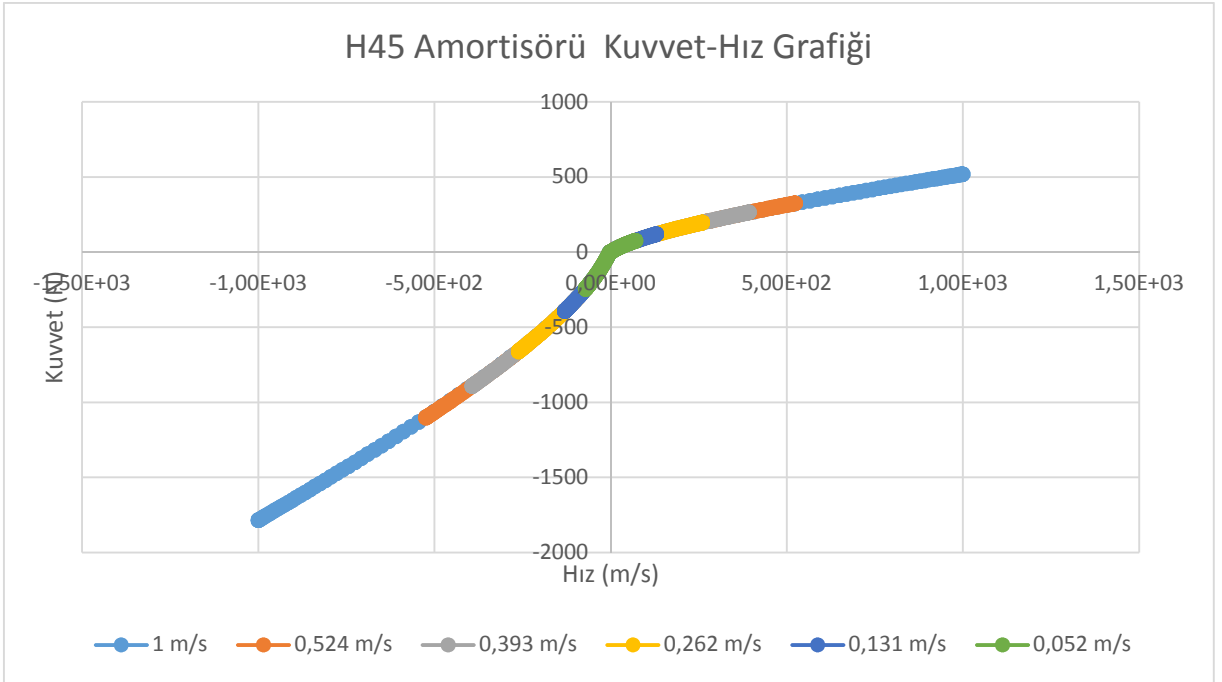
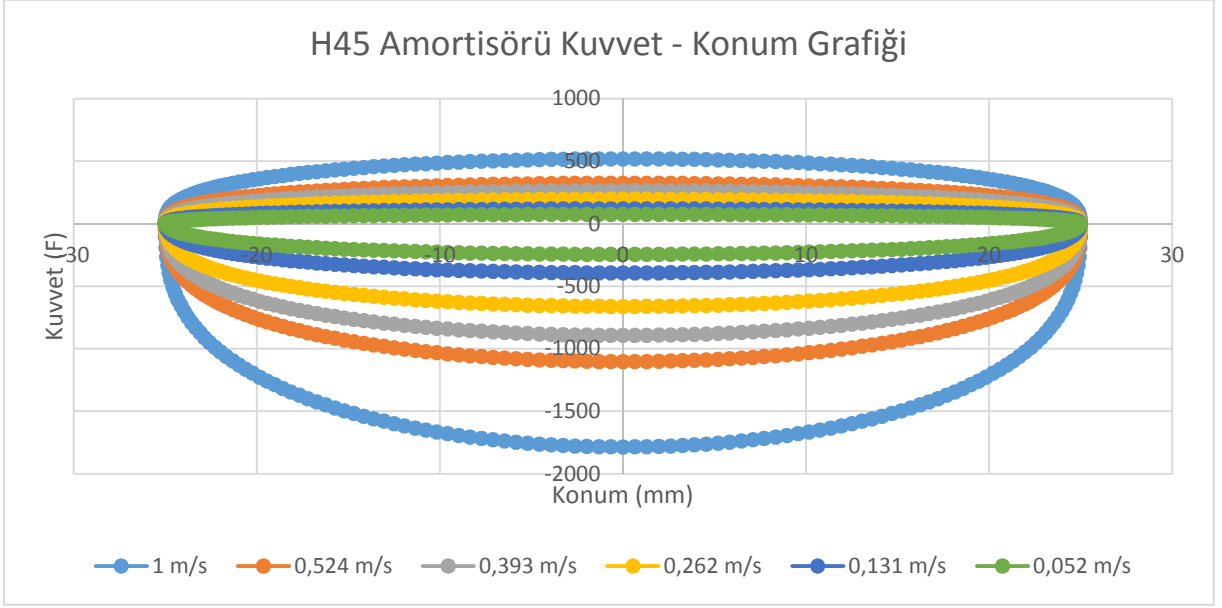
- Anonim. (2015). *Amortisör*. Retrieved from VİKİPEDİ ÖZGÜR ANSİKLOPEDİ: <http://tr.wikipedia.org/wiki/Amortis%C3%B6r>(10.11.2015)
- Dixon, J. C. (2007). *The Shock Absorber Handbook*. John Wiley & Sons, Ltd, 445, İngiltere.
- Duym, S. W., Steins, R., Baron, G. V., & Reybrouck, K. G. (1997). Physical Modeling of the Hysteretic Behaviour of Automotive Shock Absorbers. SAE Technical Paper Series 970101: 125 - 137.
- Kim, D. (1993). *Analysis of Hydraulic Shock Absorber and Implementation on the Vehicle Suspension Systems*. Y. Lisans Tezi, Seoul National University, S. Korea.
- Lang, H. (1997). *A Study of the Characteristics of Automotive Hydraulic Dampers at High Stroking Frequencies*. Doktora Tezi, University of Michigan, Michigan.
- Lee, C.-T., & Moon, B.-Y. (2004). Simulation and experimental validation of vehicle dynamic characteristics for displacement-sensitive shock absorber using fluid-flow modelling. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20 : 373 - 388.
- Liu, Y., & Zhang, J. (2001). Nonlinear dynamic responses of twin-tube hydraulic shock absorber. *Mechanics Research Communications*, 29 : 359 - 365.
- Rhoades, K. S. (2006). *Development and experimental verification of a parametric model of an automotive damper*. Y. Lisans Tezi, TEXAS A&M UNIVERSITY, TEXAS.
- Tallbott, M. S. (2002). *An experimentally Validated Physical Model of a High Performance Automotive Damper*. Doktora Tezi, Purdue University, Lafayette .
- Wang, S.-k., Wang, J.-z., Xie, W., & Zhao, L.-b. (2014). Development of hydraulically driven shaking table for damping experiments on shock absorber. *Mechatronics*, 24 : 1132 - 1143 .

EKLER

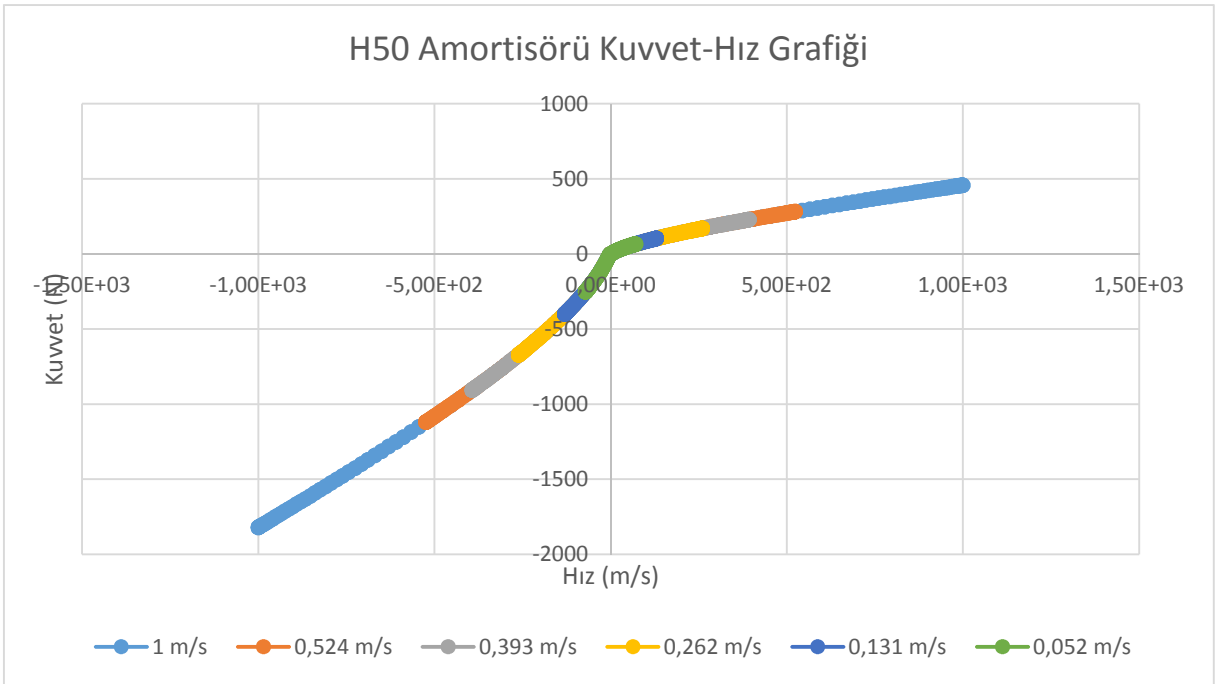
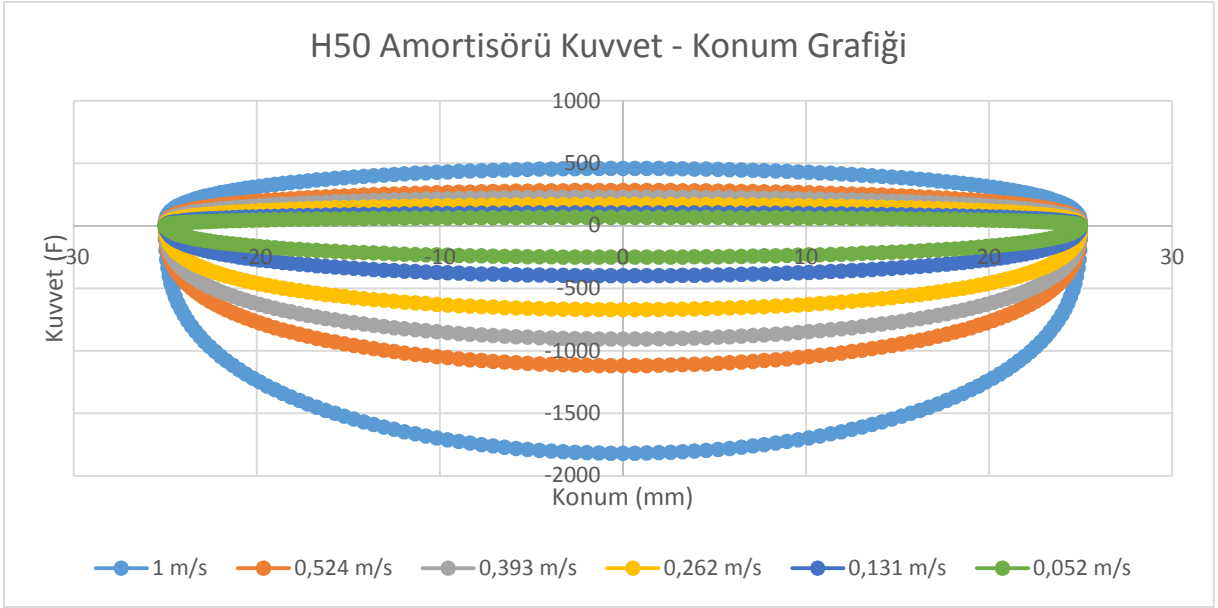
Ek 1 - H22 Amortisörü Kuvvet-Konum ve Kuvvet-Hız Grafikleri



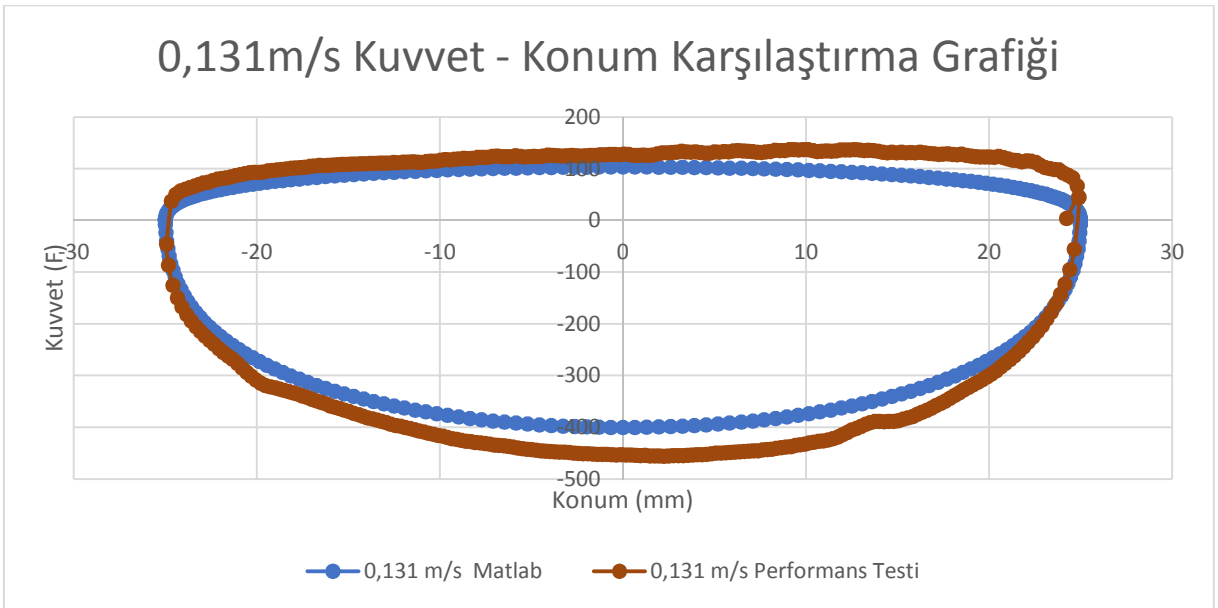
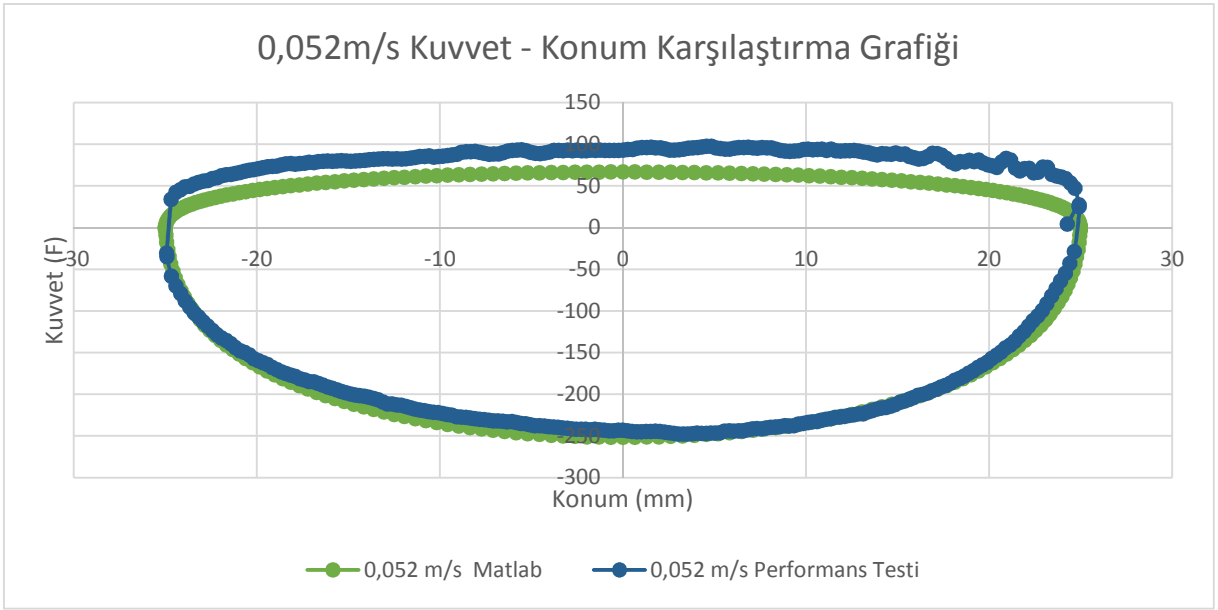
Ek 2 - H45 Amortisörü Kuvvet-Konum ve Kuvvet-Hız Grafikleri



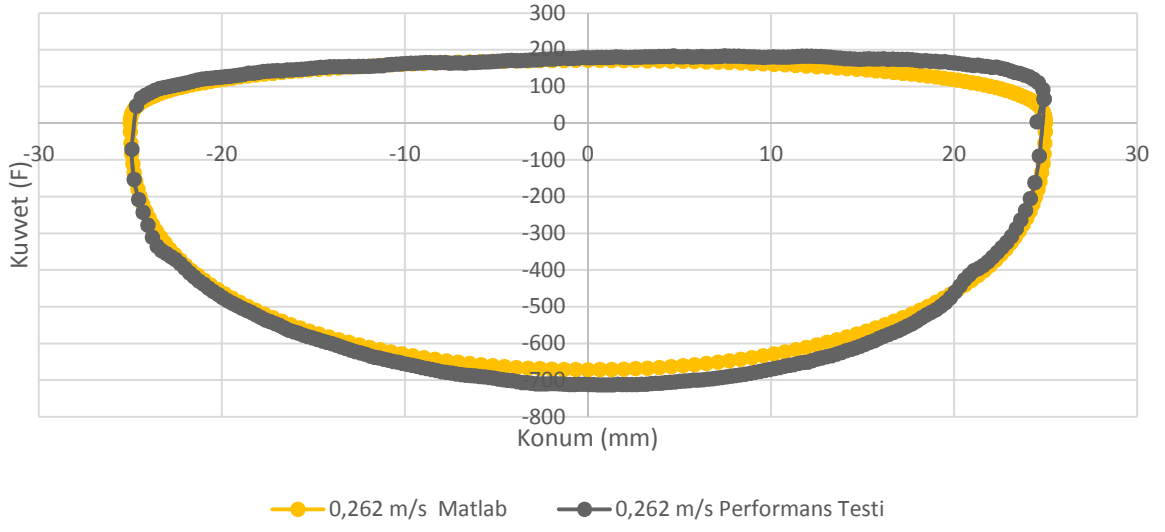
Ek 3 - H50 Amortisörü Kuvvet-Konum ve Kuvvet-Hız Grafikleri



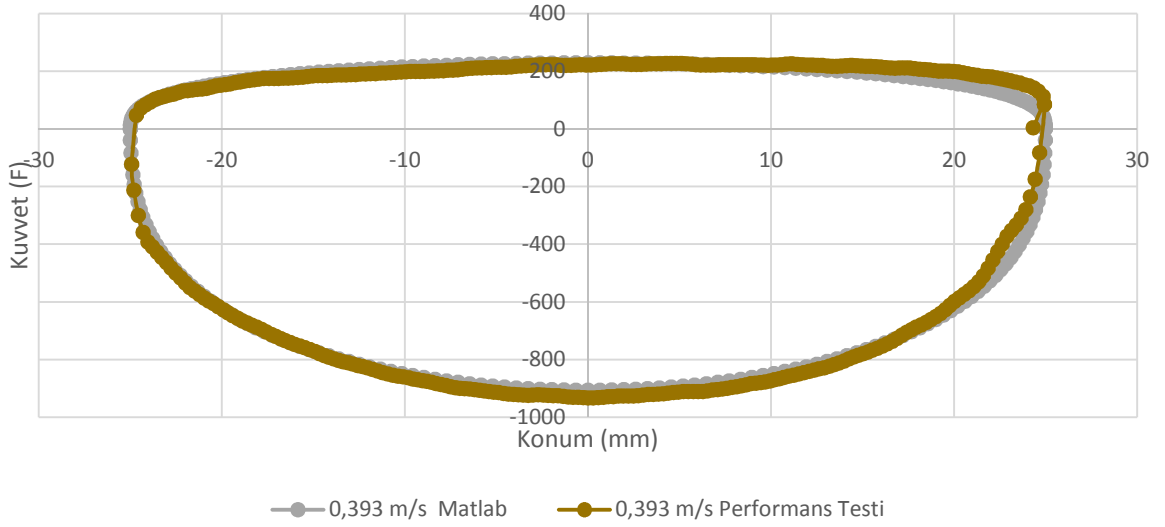
Ek 4 – Tüm Hızlarda Karşılaştırmalı Kuvvet-Konum Grafikleri



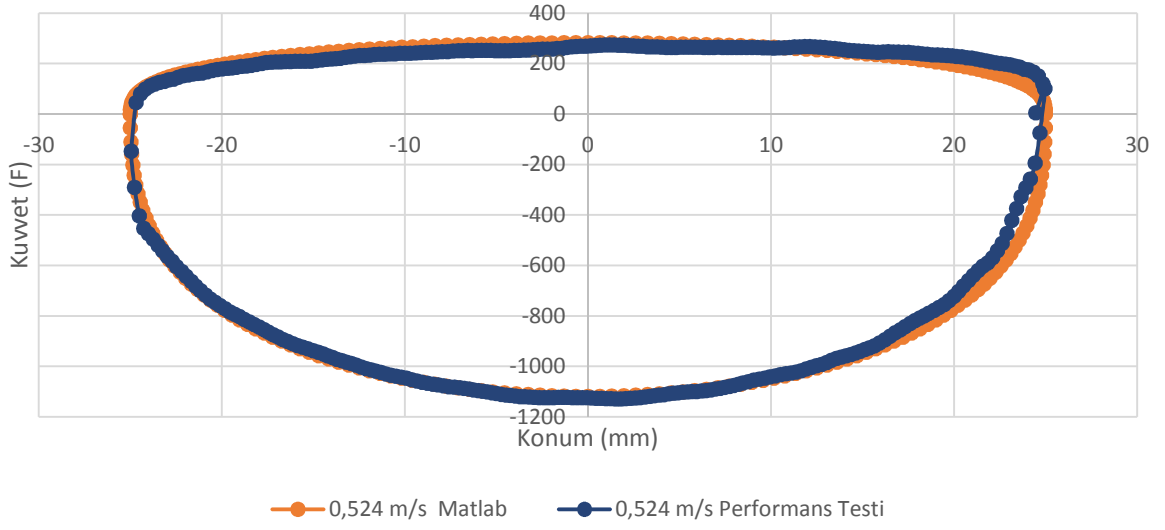
0,262m/s Kuvvet - Konum Karşılaştırma Grafiği



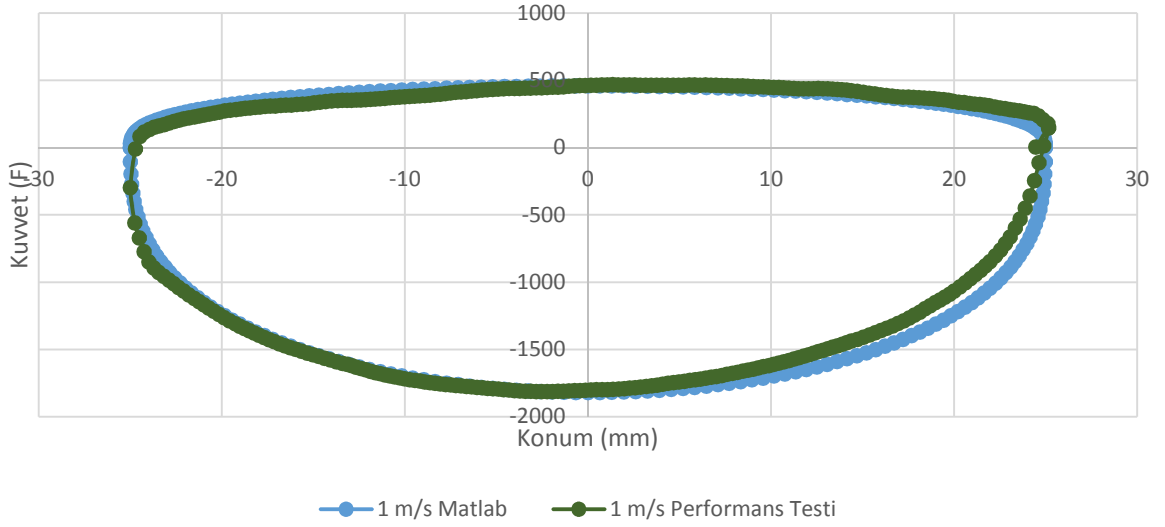
0,393m/s Kuvvet - Konum Karşılaştırma Grafiği



0,524m/s Kuvvet - Konum Karşılaştırma Grafiği



1 m/s Kuvvet - Konum Karşılaştırma Grafiği



Ek 5 - TSE Amortisör Performans Testi Tolerans Tablosu

ICS 43.040.50
3034/Şubat 2005

TÜRK STANDARDI

TS

Çizelge 3¹⁾ - Sönümleme kuvveti toleransları

Piston hızı	0,05 m/s (referans) ²⁾		0,1 m/s (referans)		0,3 m/s (temel)		0,6 m/s (referans)	
	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma	Açılma	Kapanma
Ana gövde ağız çapı (d) (mm)								
20								
25	± (%30 +20 N)	± (%30 +20 N)	± (%25 +20 N)	± (%25 +20 N)	± (%13 +20 N)	± (%16 +20 N)	± (%13 +20 N)	± (%16 +20 N)
30								
35	± (%30 +30 N)	± (%30 +30 N)	± (%25 +30 N)	± (%25 +30 N)	± (%13 +30 N)	± (%16 +30 N)	± (%13 +30 N)	± (%16 +30 N)
40								
50			± (%25 +40 N)	± (%25 +40 N)	± (%13 +40 N)	± (%16 +40 N)	± (%13 +40 N)	± (%16 +40 N)

1) Çizelge 3'te verilenler dışındaki piston hız ve toleransları, ilgili taraflar arasındaki anlaşmaya tabidir.

2) 0,3 m/s dışındaki piston hızı toleransları, referans değerlerdir ve ilgili tarafların anlaşmasına tâbi olarak gerçek tolerans değerlerinin belirlenmesinde kullanılmalıdır.

1.2.10 Kaplama

Piston milleri, TS EN 12540'a göre sert krom kaplanmış olmalı ve Madde 2.1'e göre alınan numuneler Madde 2.3.7'ye göre denendiğinde kaplamada herhangi bir bozulma görülmemelidir.

1.3 Boyut ve toleranslar

Amortisörlerin temel boyut ve toleransları (Şekil 5), önceden belirtilen boyut ve toleranslara uygun olmalıdır.

Geleneksel teleskopik amortisörlerde basınç borusunun iç çapı: $20 \text{ mm} \leq d \leq 50 \text{ mm}$.

Strat teleskopik amortisörlerde basınç borusunun iç çapı: $25 \text{ mm} \leq d \leq 35 \text{ mm}$ olmalıdır.

Toleransı verilmeyen boyutlar için, TS 1980-1 EN 22768-1'de verilen toleranslar geçerlidir.

1.4 Özellik, muayene ve deney madde numaraları

Bu standarddaki özellikler ile bunlara ait muayene ve deney madde numaraları, Çizelge 1'de verilmiştir.

Çizelge 4 - Özellik, muayene ve deney madde numaraları

Sıra No	Özellik Madde No	Muayene Madde No	Deney Madde No	Açıklamalar
1	1.2.1	2.2.1	-	Gözle muayene
2	1.2.4	-	2.3.1	Akma ve parlama deneyi
3	1.2.5	-	2.3.2	Korozyon deneyi
4	1.2.6	-	2.3.3	Sessiz çalışma deneyi
5	1.2.7	-	2.3.4	Sönümleme kuvveti deneyi
6	1.2.8	-	2.3.5	Kayma direnci deneyi
7	1.2.9	-	2.3.6	Çalışma (ömür) deneyi
8	1.2.10	-	2.3.7	Kaplama deneyi
9	1.3	2.2.2	-	Boyut muayenesi

2 Numune alma, muayene ve deneyler

Ek 6 – Matlab Matematik Model Kodları

```
clear all
close all

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Zaman ve çözüm adımları
timesteps = 240;
Freq =6.336;
Amp = 25; %mm
cycbvdcle = Freq^-1;
halfcycbvdcle = cycbvdcle/2;
incoftime =cycbvdcle/timesteps;
Timevec = zeros(timesteps+1,1);
for j = 2:1:timesteps+1
Timevec(j,1) = Timevec(j-1,1) + incoftime;
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Xvec %Xdot %Xdotdot
Xvec = zeros(timesteps+1,1);
for j = 1:1:timesteps+1
Xvec(j,1) = Amp * sin(Freq*2*pi*Timevec(j) - pi/2);
end

Xdot = zeros(timesteps+1,1);
for j = 1:1:timesteps+1
Xdot(j,1) = (Amp*2*pi*Freq ) * cos(Freq*2*pi*Timevec(j) - pi/2);
end

Xdotdot = zeros(timesteps+1,1);
for j = 1:1:timesteps+1
Xdotdot(j,1) = -(Amp*2*pi*Freq )*(2*pi*Freq ) * sin(Freq*2*pi*Timevec(j) -
pi/2);
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Gaz Basıncı Hesabı
Pgasi =0.645;
Drezerve_in = 41.4;
Dtube_out= 32;
Agp = pi*(Drezerve_in/2)^2-pi*(Dtube_out/2)^2;
Lg = 70.6;
Drod = 13;
Arod = pi*(Drod/2)^2;
slugs = 1000000;
%slugs = 1;

Pgas = zeros(timesteps+1,1);
for j = 1:1:timesteps+1
Pgas(j) = Pgasi * (Agp*Lg)/(Agp*Lg-Arod*Xvec(j));
end
Pa = zeros(timesteps+1,1);
for j=1:1:timesteps+1
Pa(j) = Pgas(j);
end
```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Comp. Base Valf - Başlangıç Koşulları
Pc = zeros(timesteps+1,1);
Pc(1) = Pa(1);
Pcbv = zeros(timesteps+1,1);
Pcbv(1) = Pa(1);
ycbvd = zeros(timesteps+1,1);
ycbvd(1)=0;
Qcbv = zeros(timesteps+1,1);
Qcbv(1)=0;
Qcbb = zeros(timesteps+1,1);
Qcbb(1)=0;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Comp. Base Valf - Başlangıç Değerleri
Pcbv(2) = 0.602;
Pc(2) = 0.6025;
Qcbv(2) = 250;
Qcbb(2) = 250 ;
ycbvd(2) = .000005;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Comp. Base Valf - Parametreler
Dpiston = 29.88;
Apiston = pi*(Dpiston/2)^2;
Ar = Apiston-Arod;
Dcbvd = 20;
rho = 0.833*10^-3;
Acbv = 56.8;
Acbvp = 204;
Cf = 0.3;
Fcbv_sp = 0;
kcbvd =560;
CDc = 0.7;
Acbb =0.4;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Comp. Base Valf - Çözümü
for j = 2:1:timesteps/2
if j == 2
Qcbvi = Qcbv(2);
Qcbbi = Qcbb(2);
ycbvdi = ycbvd(2);
Pcbvi = Pcbv(2);
Pci =Pc(2);
else
Qcbvi = Qcbv(j-1);
Qcbbi = Qcbb(j-1);
ycbvdi = ycbvd(j-1);
Pcbvi = Pcbv(j-1);
Pci = Pc(j-1);
end

```

```

count = 1;

f1 = Qcbvi + Qcbbi - Xdot(j)*Arod; %f1 = 0 %partial derivatives
df1dQcbv = 1;
df1dQcbb = 1;
df1dycbvd = 0;
df1dPcbv = 0;
df1dPc = 0;

f2 = .5*pi*Dcbvd*ycbvdi*CDc*sqrt(2*slugs*(Pcbvi-Pa(j))/rho) - Qcbvi; %f2 =
0
df2dQcbv = -1;
df2dQcbb = 0;
df2dycbvd = .5*pi*Dcbvd*CDc*sqrt(2*slugs*(Pcbvi-Pa(j))/rho);
df2dPcbv=(pi*Dcbvd*ycbvdi*CDc*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pcbvi-
Pa(j))/rho));
df2dPc=0;

f3 = (Pcbvi-Pa(j))*Acbvp + Cf*(rho/slugs)*(Qcbvi^2/Acbv) - Fcbv_sp -
kcbvd*ycbvdi; %f3=0
df3dQcbv = 2*Cf*(rho/slugs)*(Qcbvi/Acbv);
df3dQcbb = 0;
df3dycbvd = -kcbvd;
df3dPcbv = Acbvp;
df3dPc = 0;

f4 = Acbv*CDc*sqrt(2*slugs*(Pci-Pcbvi)/rho) - Qcbvi;%f4=0
df4dQcbv= -1;
df4dQcbb = 0;
df4dycbvd = 0;
df4dPcbv = (-Acbv*CDc*sqrt(2))/(2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pci
Pcbvi)/rho));
df4dPc = (Acbv*CDc*sqrt(2))/(2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pci - Pcbvi)/rho));

f5 = Acbb*CDc*sqrt(2*slugs*(Pci-Pa(j))/rho) - Qcbbi;%f5=0
df5dQcbv = 0;
df5dQcbb = -1;
df5dycbvd= 0;
df5dPcbv =0;
df5dPc = (Acbb*CDc*sqrt(2))/(2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pci- Pa(j))/rho));

f = [-f1;-f2;-f3;-f4;-f5];
A(1,:) = [df1dQcbv,df1dQcbb,df1dycbvd,df1dPcbv,df1dPc] ;
A(2,:) = [df2dQcbv,df2dQcbb,df2dycbvd,df2dPcbv,df2dPc] ;
A(3,:) = [df3dQcbv,df3dQcbb,df3dycbvd,df3dPcbv,df3dPc] ;
A(4,:) = [df4dQcbv,df4dQcbb,df4dycbvd,df4dPcbv,df4dPc] ;
A(5,:) = [df5dQcbv,df5dQcbb,df5dycbvd,df5dPcbv,df5dPc] ;
Delta = A^-1*f;

Qcbvi = Qcbvi + Delta(1,1);
Qcbbi = Qcbbi + Delta(2,1);
ycbvdi = ycbvdi + Delta(3,1);
Pcbvi = Pcbvi + Delta(4,1);
Pci =Pci + Delta(5,1);

while max(abs(Delta))>.0001 || max(abs(f))>.00001

```

```

f1 = Qcbvi + Qcbbi - Xdot(j)*Ar; %f1 = 0 %partial derivatives
df1dQcbv = 1;
df1dQcbb = 1;
df1dycbvd = 0;
df1dPcbv = 0;
df1dPc = 0;

f2 = .5*pi*Dcbvd*ycbvdi*CDc*sqrt(2*slugs*(Pcbvi-Pa(j))/rho) - Qcbvi; %f2 =
0
df2dQcbv = -1;
df2dQcbb = 0;
df2dycbvd = .5*pi*Dcbvd*CDc*sqrt(2*slugs*(Pcbvi-Pa(j))/rho);
df2dPcbv=(pi*Dcbvd*ycbvdi*CDc*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pcbvi-
Pa(j))/rho));
df2dPc=0;

f3 = (Pcbvi-Pa(j))*Acbv + Cf*(rho/slugs)*(Qcbvi^2/Acbv) - Fcbv_sp -
kcbvd*ycbvdi; %f3=0
df3dQcbv = 2*Cf*(rho/slugs)*(Qcbvi/Acbv);
df3dQcbb = 0;
df3dycbvd = -kcbvd;
df3dPcbv = Acbv;
df3dPc = 0;

f4 = Acbv*CDc*sqrt(2*slugs*(Pci-Pcbvi)/rho) - Qcbvi;%f4=0
df4dQcbv= -1;
df4dQcbb = 0;
df4dycbvd = 0;
df4dPcbv = (-Acbv*CDc*sqrt(2))/(2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pci
Pcbvi)/rho));
df4dPc = (Acbv*CDc*sqrt(2))/(2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pci - Pcbvi)/rho));

f5 = Acbb*CDc*sqrt(2*slugs*(Pci-Pa(j))/rho) - Qcbbi;%f5=0
df5dQcbv = 0;
df5dQcbb = -1;
df5dycbvd= 0;
df5dPcbv =0;
df5dPc = (Acbb*CDc*sqrt(2))/(2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pci- Pa(j))/rho));

f = [-f1;-f2;-f3;-f4;-f5];
A(1,:) = [df1dQcbv,df1dQcbb,df1dycbvd,df1dPcbv,df1dPc] ;
A(2,:) = [df2dQcbv,df2dQcbb,df2dycbvd,df2dPcbv,df2dPc] ;
A(3,:) = [df3dQcbv,df3dQcbb,df3dycbvd,df3dPcbv,df3dPc] ;
A(4,:) = [df4dQcbv,df4dQcbb,df4dycbvd,df4dPcbv,df4dPc] ;
A(5,:) = [df5dQcbv,df5dQcbb,df5dycbvd,df5dPcbv,df5dPc] ;
Delta = A^-1*f;

Qcbvi = Qcbvi + Delta(1);
Qcbbi = Qcbbi + Delta(2);
ycbvdi = ycbvdi + Delta(3);
Pcbvi = Pcbvi + Delta(4);
Pci =Pci + Delta(5);

Qcbv(j) = real(Qcbvi);
Qcbb(j) = real(Qcbbi);
ycbvd(j) = real(ycbvdi);
Pcbv(j) = real(Pcbvi);
Pc(j) =real(Pci);

```



```
count = count + 1;
```

```
end  
end
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%Comp. Piston Valf - Başlangıç Koşulları
```

```
Pr = zeros(timesteps+1,1);  
Pr(1) = Pc(1);  
Pcpv = zeros(timesteps+1,1);  
Pcpv(1) = Pc(1);  
ycpvd = zeros(timesteps+1,1);  
ycpvd(1)=0;  
Qcpv = zeros(timesteps+1,1);  
Qcpv(1)=0;  
Qcpb = zeros(timesteps+1,1);  
Qcpb(1)=0;  
Qcpl = zeros(timesteps+1,1);  
Qcpl(1)=0;
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%Comp. Piston Valf - Başlangıç Değerleri
```

```
Pcpv(2) = 0.6370;  
Pr(2) = 0.6350;  
Qcpv(2) = 250;  
Qcpb(2) = 250 ;  
Qcpl(2) = 10 ;  
ycpvd(2) = .000005;
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%Comp. Piston Valf - Parametreler
```

```
Dcpvd = 26;  
Acpv = 68.2;  
Acpvp = 225;  
Fcpv_sp = 0;  
kcpvd =140;  
Acpb = 0.6;  
b = 0.12;  
mu = 19*10^-3;  
l = 10;
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%Comp. Piston Valf - Çözümü
```

```
for j = 2:timesteps/2  
if j == 2  
Qcpvi = Qcpv(2);  
Qcpbi = Qcpb(2);  
Qcpli =Qcpl(2);  
ycpvgdi = ycpvd(2);  
Pcpvi = Pcpv(2);  
Pri =Pr(2);  
else  
Qcpvi = Qcpv(j-1);  
Qcpbi = Qcpb(j-1);  
Qcpli = Qcpl(j-1);  
ycpvgdi = ycpvd(j-1);
```

```

Pcpvi = Pcpv(j-1);
Pri = Pr(j-1);
end

count = 1;

f1 = Qcpvi + Qcpbi + Qcpli - Xdot(j)*Ar; %f1 = 0 %partial derivatives
df1dQcpv = 1;
df1dQcpb = 1;
df1dQcpl = 1;
df1dycpvd = 0;
df1dPcpv = 0;
df1dPr = 0;

f2 = .5*pi*Dcpvd*ycpvdi*CDc*sqrt(2*slugs*(Pcpvi-Pri)/rho) - Qcpvi; %f2 = 0

df2dQcpv = -1;
df2dQcpb = 0;
df2dQcpl = 0;
df2dycpvd = .5*pi*Dcpvd*CDc*sqrt(2*slugs*(Pcpvi-Pri)/rho);
df2dPcpv=(pi*Dcpvd*ycpvdi*CDc*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pcpvi-
Pri)/rho));
df2dPr=-(pi*Dcpvd*ycpvdi*CDc*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pcpvi-
Pri)/rho));

f3 = (Pcpvi-Pri)*Acpvp + Cf*(rho/slugs)*(Qcpvi^2/Acpv) - Fcpv_sp -
kcpvd*ycpvdi; %f3=0

df3dQcpv = 2*Cf*(rho/slugs)*(Qcpvi/Acpv);
df3dQcpb = 0;
df3dQcpl =0;
df3dycpvd = -kcpvd;
df3dPcpv = Acpvp;
df3dPr = -Acpvp;

f4 = Acpv*CDc*sqrt(2*slugs*(Pc(j)-Pcpvi)/rho) - Qcpvi;

df4dQcpv= -1;
df4dQcpb = 0;
df4dQcpl = 0;
df4dycpvd = 0;
df4dPcpv = (-Acpv*CDc*sqrt(2))/(2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pc(j)-
Pcpvi)/rho));
df4dPr = 0;

f5 = Acpb*CDc*sqrt(2*slugs*(Pc(j)-Pri)/rho) - Qcpbi;

df5dQcpv = 0;
df5dQcpb = -1;
df5dQcpl = 0;
df5dycpvd= 0;
df5dPcpv =0;
df5dPr = (-Acpb*CDc*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pc(j)-
Pri)/rho));

f6 = pi*Dpiston*( b^3*(Pc(j)-Pri)/(12*mu*1) + Xdot(j)*b/2) - Qcpli; %f6=0

```

```

df6dQcpv = 0;
df6dQcpb = 0;
df6dQcpl = -1;
df6dycpvd = 0;
df6dPcpv = 0;
df6dPr = -b^3*pi*Dpiston/(l2*mu*1);

f = [-f1;-f2;-f3;-f4;-f5;-f6];

B(1,:) = [df1dQcpv,df1dQcpb,df1dQcpl,df1dycpvd,df1dPcpv,df1dPr] ;
B(2,:) = [df2dQcpv,df2dQcpb,df2dQcpl,df2dycpvd,df2dPcpv,df2dPr] ;
B(3,:) = [df3dQcpv,df3dQcpb,df3dQcpl,df3dycpvd,df3dPcpv,df3dPr] ;
B(4,:) = [df4dQcpv,df4dQcpb,df4dQcpl,df4dycpvd,df4dPcpv,df4dPr] ;
B(5,:) = [df5dQcpv,df5dQcpb,df5dQcpl,df5dycpvd,df5dPcpv,df5dPr] ;
B(6,:) = [df6dQcpv,df6dQcpb,df6dQcpl,df6dycpvd,df6dPcpv,df6dPr] ;
Delta = B^-1*f;

Qcpvi = Qcpvi + Delta(1,1);
Qcpbi = Qcpbi + Delta(2,1);
Qcpli =Qcpli + Delta(3,1);
ycpvi = ycpvi + Delta(4,1);
Pcpvi = Pcpvi + Delta(5,1);
Pri =Pri + Delta(6,1);

while max(abs(Delta))>.0001 || max(abs(f))>.00001

f1 = Qcpvi + Qcpbi + Qcpli - Xdot(j)*Ar;
df1dQcpv = 1;
df1dQcpb = 1;
df1dQcpl = 1;
df1dycpvd = 0;
df1dPcpv = 0;
df1dPr = 0;

f2 = .5*pi*Dcpvd*ycpvi*CDc*sqrt(2*slugs*(Pcpvi-Pri)/rho) - Qcpvi; %f2 = 0

df2dQcpv = -1;
df2dQcpb = 0;
df2dQcpl = 0;
df2dycpvd = .5*pi*Dcpvd*CDc*sqrt(2*slugs*(Pcpvi-Pri)/rho);
df2dPcpv=(pi*Dcpvd*ycpvi*CDc*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pcpvi-
Pri)/rho));
df2dPr=- (pi*Dcpvd*ycpvi*CDc*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pcpvi-
Pri)/rho));

f3 = (Pcpvi-Pri)*Acpvp + Cf*(rho/slugs)*(Qcpvi^2/Acpv) - Fcpv_sp -
kcpvd*ycpvi; %f3=0

df3dQcpv = 2*Cf*(rho/slugs)*(Qcpvi/Acpv);
df3dQcpb = 0;
df3dQcpl =0;
df3dycpvd = -kcpvd;
df3dPcpv = Acpvp;
df3dPr = -Acpvp;

f4 = Acpv*CDc*sqrt(2*slugs*(Pc(j)-Pcpvi)/rho) - Qcpvi;

df4dQcpv= -1;
df4dQcpb = 0;

```

```

df4dQcpl = 0;
df4dycpvd = 0;
df4dPcpv = (-Acpv*CDc*sqrt(2))/(2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pc(j)-Pcpvi)/rho));
df4dPr = 0;

f5 = Acpb*CDc*sqrt(2*slugs*(Pc(j)-Pri)/rho) - Qcpbi;

df5dQcpv = 0;
df5dQcpb = -1;
df5dQcpl = 0;
df5dycpvd = 0;
df5dPcpv = 0;
df5dPr = (-Acpb*CDc*sqrt(2))/(2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pc(j)-Pri)/rho));

f6 = pi*Dpiston*(b^3*(Pc(j)-Pri)/(12*mu*l) + Xdot(j)*b/2) - Qcpli;

df6dQcpv = 0;
df6dQcpb = 0;
df6dQcpl = -1;
df6dycpvd = 0;
df6dPcpv = 0;
df6dPr = -b^3*pi*Dpiston/(12*mu*l);

f = [-f1;-f2;-f3;-f4;-f5;-f6];

B(1,:) = [df1dQcpv,df1dQcpb,df1dQcpl,df1dycpvd,df1dPcpv,df1dPr] ;
B(2,:) = [df2dQcpv,df2dQcpb,df2dQcpl,df2dycpvd,df2dPcpv,df2dPr] ;
B(3,:) = [df3dQcpv,df3dQcpb,df3dQcpl,df3dycpvd,df3dPcpv,df3dPr] ;
B(4,:) = [df4dQcpv,df4dQcpb,df4dQcpl,df4dycpvd,df4dPcpv,df4dPr] ;
B(5,:) = [df5dQcpv,df5dQcpb,df5dQcpl,df5dycpvd,df5dPcpv,df5dPr] ;
B(6,:) = [df6dQcpv,df6dQcpb,df6dQcpl,df6dycpvd,df6dPcpv,df6dPr] ;
Delta = B^-1*f;

Qcpvi = Qcpvi + Delta(1);
Qcpbi = Qcpbi + Delta(2);
Qcpli = Qcpli + Delta(3);
ycpvd(i) = ycpvd(i) + Delta(4);
Pcpvi = Pcpvi + Delta(5);
Pri = Pri + Delta(6);

Qcpv(j) = real(Qcpvi);
Qcpb(j) = real(Qcpbi);
Qcpl(j) = real(Qcpli);
ycpvd(j) = real(ycpvd(i));
Pcpv(j) = real(Pcpvi);
Pr(j) = real(Pri);
count = count + 1;
end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Rebo. Base Valf - Başlangıç Koşulları
Prbv = zeros(timesteps+1,1);
Prbv(1) = Pa(1);
yrbvd = zeros(timesteps+1,1);
yrbvd(1)=0;
Qrbv = zeros(timesteps+1,1);

```

```

Qrbv(1)=0;
Qrbb = zeros(timesteps+1,1);
Qrbb(1)=0;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Rebo. Base Valf - Yarı Zaman Konumunda
Pc(timesteps/2+1)=Pa(timesteps/2+1);
Prbv(timesteps/2+1)=Pa(timesteps/2+1);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Rebo. Base Valf - Haraket Başlanğıç Değerleri
Prbv(timesteps/2 + 2) = 0.835;
Pc(timesteps/2 + 2) = 0.83;
Qrbv(timesteps/2 + 2) = 3294;
Qrbb(timesteps/2 + 2) = 460 ;
yrbvd(timesteps/2 + 2) = .00002;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Rebo. Base Valf - Parametreler
Arbvp = 345;
Frbv_sp = 0;
Drbvd = 26;
Arbv = 100;
krbvd = 47;
Arbb = 0.4;
CDr=0.6;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Rebo. Base Valf - Çözümü
for j = (timesteps/2 + 2):1:timesteps

if j == (timesteps/2 + 2)
Qrbvi = Qrbv(timesteps/2 + 2);
Qrbbi = Qrbb(timesteps/2 + 2);
yrbvdi = yrbvd(timesteps/2 + 2);
Prbvi = Prbv(timesteps/2 + 2);
Pci =Pc(timesteps/2 + 2);
else
Qrbvi = Qrbv(j-1);
Qrbbi = Qrbb(j-1);
yrbvdi = yrbvd(j-1);
Prbvi = Prbv(j-1);
Pci = Pc(j-1);
end
count = 1;

f1 = Qrbvi + Qrbbi - (-Xdot(j))*Arod;
df1dQrbv = 1;
df1dQrbb = 1;
df1dyrbvd = 0;
df1dPrbv = 0;
df1dPc = 0;

f2 = .5*pi*Drbvd*yrbvdi*CDr*sqrt(2*slugs*(Pa(j)-Prbvi)/rho) - Qrbvi;
df2dQrbv = -1;
df2dQrbb = 0;

```

```

df2dyrbvd = .5*pi*Drbvd*CDr*sqrt(2*slugs*(Pa(j)-Prbvi)/rho);
df2dPrbv=(-pi*Drbvd*yrbvdi*CDr*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pa(j)-Prbvi)/rho));
df2dPc =0;

f3 = (Pa(j)-Prbvi)*Arbvp + Cf*(rho/slugs)*(Qrbvi^2/Arbv) - Frbv_sp - krbvd*yrbvdi;
df3dQrbv = 2*Cf*(rho/slugs)*(Qrbvi/Arbv);
df3dQrbb = 0;
df3dyrbvd = -krbvd;
df3dPrbv = -Arbvp;
df3dPc = 0;

f4 = Arbv*CDr*sqrt(2*slugs*(Prbvi-Pci)/rho) - Qrbvi;
df4dQrbv= -1;
df4dQrbb = 0;
df4dyrbvd = 0;
df4dPrbv = (Arbv*CDr*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Prbvi-Pci)/rho));
df4dPc = (-Arbv*CDr*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Prbvi-Pci)/rho));

f5 = Arbb*CDr*sqrt(2*slugs*(Pa(j)-Pci)/rho) - Qrbbi;
df5dQrbv = 0;
df5dQrbb = -1;
df5dyrbvd= 0;
df5dPrbv =0;
df5dPc = (-Arbb*CDr*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pa(j)-Pci)/rho));

f = [-f1;-f2;-f3;-f4;-f5];
A(1,:) = [df1dQrbv,df1dQrbb,df1dyrbvd,df1dPrbv,df1dPc] ;
A(2,:) = [df2dQrbv,df2dQrbb,df2dyrbvd,df2dPrbv,df2dPc] ;
A(3,:) = [df3dQrbv,df3dQrbb,df3dyrbvd,df3dPrbv,df3dPc] ;
A(4,:) = [df4dQrbv,df4dQrbb,df4dyrbvd,df4dPrbv,df4dPc] ;
A(5,:) = [df5dQrbv,df5dQrbb,df5dyrbvd,df5dPrbv,df5dPc] ;
Delta = A^-1*f;

Qrbvi = Qrbvi + Delta(1,1);
Qrbbi = Qrbbi + Delta(2,1);
yrbvdi = yrbvdi + Delta(3,1);
Prbvi = Prbvi + Delta(4,1);
Pci =Pci + Delta(5,1);

while max(abs(Delta))>.01 || max(abs(f))>.01

f1 = Qrbvi + Qrbbi - (-Xdot(j))*Arod;
df1dQrbv = 1;
df1dQrbb = 1;
df1dyrbvd = 0;
df1dPrbv = 0;
df1dPc = 0;

f2 = .5*pi*Drbvd*yrbvdi*CDr*sqrt(2*slugs*(Pa(j)-Prbvi)/rho) - Qrbvi;
df2dQrbv = -1;
df2dQrbb = 0;
df2dyrbvd = .5*pi*Drbvd*CDr*sqrt(2*slugs*(Pa(j)-Prbvi)/rho);
df2dPrbv=(-pi*Drbvd*yrbvdi*CDr*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pa(j)-Prbvi)/rho));
df2dPc =0;

```

```

f3 = (Pa(j)-Prbvi)*Arbvp + Cf*(rho/slugs)*(Qrbvi^2/Arbv) - Frbv_sp -
krbvd*yrbvdi;
df3dQrbv = 2*Cf*(rho/slugs)*(Qrbvi/Arbv);
df3dQrbb = 0;
df3dyrbvd = -krbvd;
df3dPrbv = -Arbvp;
df3dPc = 0;

f4 = Arbv*CDr*sqrt(2*slugs*(Prbvi-Pci)/rho) - Qrbvi;
df4dQrbv= -1;
df4dQrbb = 0;
df4dyrbvd = 0;
df4dPrbv = (Arbv*CDr*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Prbvi-
Pci)/rho));
df4dPc = (-Arbv*CDr*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Prbvi-Pci)/rho));

f5 = Arbb*CDr*sqrt(2*slugs*(Pa(j)-Pci)/rho) - Qrbbi;
df5dQrbv = 0;
df5dQrbb = -1;
df5dyrbvd= 0;
df5dPrbv =0;
df5dPc = (-Arbb*CDr*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pa(j)-Pci)/rho));

f = [-f1;-f2;-f3;-f4;-f5];
A(1,:) = [df1dQrbv,df1dQrbb,df1dyrbvd,df1dPrbv,df1dPc] ;
A(2,:) = [df2dQrbv,df2dQrbb,df2dyrbvd,df2dPrbv,df2dPc] ;
A(3,:) = [df3dQrbv,df3dQrbb,df3dyrbvd,df3dPrbv,df3dPc] ;
A(4,:) = [df4dQrbv,df4dQrbb,df4dyrbvd,df4dPrbv,df4dPc] ;
A(5,:) = [df5dQrbv,df5dQrbb,df5dyrbvd,df5dPrbv,df5dPc] ;
Delta = A^-1*f;

Qrbvi = Qrbvi + Delta(1,1);
Qrbbi = Qrbbi + Delta(2,1);
yrbvdi = yrbvdi + Delta(3,1);
Prbvi = Prbvi + Delta(4,1);
Pci =Pci + Delta(5,1);

Qrbv(j) = real(Qrbvi);
Qrbb(j) = real(Qrbbi);
yrbvd(j) = real(yrbvdi);
Prbv(j) = real(Prbvi);
Pc(j) =real(Pci);
count = count + 1;
end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Rebo. Piston Valf - Başlangıç Koşulları
Prpv = zeros(timesteps+1,1);
Prpv(1) = Pc(1);
yrpvd = zeros(timesteps+1,1);
yrpvd(1)=0;
Qrpv = zeros(timesteps+1,1);
Qrpv(1)=0;
Qrpb = zeros(timesteps+1,1);
Qrpb(1)=0;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Rebo. Piston Valf - Yarı Zaman Konumunda

```

```

Pr(timesteps/2+1)=Pc(timesteps/2+1);
Prpv(timesteps/2+1)=Pc(timesteps/2+1);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Rebo. Piston Valf - Haraket Başlanğıç Değerleri
Prpv(timesteps/2 + 2) = 0.865;
Pr(timesteps/2 + 2) = 0.866;
Qrpv(timesteps/2 + 2) = 320;
Qrpb(timesteps/2 + 2) = 10 ;
yrpvd(timesteps/2 + 2) = .0002;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Rebo. Piston - Valf Pcrametreler
Arvpv = 161;
Frpv_sp = 0;
Drpvd = 25;
Arpv = 47;
krpvd = 1270;
Arpb = 0.6;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Rebo. Piston Valf Çözümü
for j = (timesteps/2 + 2):1:timesteps

if j == (timesteps/2 + 2)
Qrpvi = Qrpv(timesteps/2 + 2);
Qrpb_i = Qrpb(timesteps/2 + 2);
yrpvdi = yrpvd(timesteps/2 + 2);
Prpvi = Prpv(timesteps/2 + 2);
Pri =Pr(timesteps/2 + 2);
else
Qrpvi = Qrpv(j-1);
Qrpb_i = Qrpb(j-1);
yrpvdi = yrpvd(j-1);
Prpvi = Prpv(j-1);
Pri = Pr(j-1);
end
count = 1;

f1 = Qrpvi + Qrpb_i - (-Xdot(j))*Ar;
df1dQrpv = 1;
df1dQrpb = 1;
df1dyrpvd = 0;
df1dPrpv = 0;
df1dPr = 0;

f2 = .5*pi*Drpvd*yrpvdi*CDr*sqrt(2*slugs*(Prpvi-Pc(j))/rho) - Qrpvi;
df2dQrpv = -1;
df2dQrpb = 0;
df2dyrpvd = .5*pi*Drpvd*CDr*sqrt(2*slugs*(Prpvi-Pc(j))/rho);
df2dPrpv = (pi*Drpvd*yrpvdi*CDr*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Prpvi-
Pc(j))/rho));
df2dPr = 0;

f3 = (Prpvi-Pc(j))*Arvpv + Cf*(rho/slugs)*(Qrpvi^2/Arpv) - Frpv_sp -
krpvd*yrpvdi;
df3dQrpv = 2*Cf*(rho/slugs)*(Qrpvi/Arpv);
df3dQrpb = 0;
df3dyrpvd = -krpvd;
df3dPrpv = Arvpv;

```



```

df3dPr = 0;

f4 = Arpv*CDr*sqrt(2*slugs*(Pri-Prpvi)/rho) - Qrpvi;
df4dQrpv= -1;
df4dQrpb = 0;
df4dyrpvd = 0;
df4dPrpv = (-Arpv*CDr*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pri-Prpvi)/rho));
df4dPr = (Arpv*CDr*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pri-Prpvi)/rho));

f5 = Arpb*CDr*sqrt(2*slugs*(Pri-Pc(j))/rho) - Qrpbi;
df5dQrpv = 0;
df5dQrpb = -1;
df5dyrpvd= 0;
df5dPrpv =0;
df5dPr = (Arpb*CDr*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pri-Pc(j))/rho));

f = [-f1;-f2;-f3;-f4;-f5];
A(1,:) = [df1dQrpv,df1dQrpb,df1dyrpvd,df1dPrpv,df1dPr] ;
A(2,:) = [df2dQrpv,df2dQrpb,df2dyrpvd,df2dPrpv,df2dPr] ;
A(3,:) = [df3dQrpv,df3dQrpb,df3dyrpvd,df3dPrpv,df3dPr] ;
A(4,:) = [df4dQrpv,df4dQrpb,df4dyrpvd,df4dPrpv,df4dPr] ;
A(5,:) = [df5dQrpv,df5dQrpb,df5dyrpvd,df5dPrpv,df5dPr] ;
Delta = A^-1*f;

Qrpvi = Qrpvi + Delta(1,1);
Qrpbi = Qrpbi + Delta(2,1);
yrvpdi = yrvpdi + Delta(3,1);
Prpvi = Prpvi + Delta(4,1);
Pri =Pri + Delta(5,1);

while max(abs(Delta))>.01 || max(abs(f))>.01

f1 = Qrpvi + Qrpbi - (-Xdot(j))*Ar;
df1dQrpv = 1;
df1dQrpb = 1;
df1dyrpvd = 0;
df1dPrpv = 0;
df1dPr = 0;

f2 = .5*pi*Drpvd*yrvpdi*CDr*sqrt(2*slugs*(Prpvi-Pc(j))/rho) - Qrpvi;
df2dQrpv = -1;
df2dQrpb = 0;
df2dyrpvd = .5*pi*Drpvd*CDr*sqrt(2*slugs*(Prpvi-Pc(j))/rho);
df2dPrpv = (pi*Drpvd*yrvpdi*CDr*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Prpvi-Pc(j))/rho));
df2dPr = 0;

f3 = (Prpvi-Pc(j))*Arpv + Cf*(rho/slugs)*(Qrpvi^2/Arpv) - Frpv_sp - krpvd*yrvpdi;
df3dQrpv = 2*Cf*(rho/slugs)*(Qrpvi/Arpv);
df3dQrpb = 0;
df3dyrpvd = -krpvd;
df3dPrpv = Arpv;
df3dPr = 0;

f4 = Arpv*CDr*sqrt(2*slugs*(Pri-Prpvi)/rho) - Qrpvi;
df4dQrpv= -1;
df4dQrpb = 0;
df4dyrpvd = 0;

```

```

df4dPrpv = (-Arpv*CDr*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pri-Prpvi)/rho));
df4dPr = (Arpv*CDr*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pri-Prpvi)/rho));

f5 = Arpb*CDr*sqrt(2*slugs*(Pri-Pc(j))/rho) - Qrpbi;
df5dQrpv = 0;
df5dQrpb = -1;
df5dyrpvd = 0;
df5dPrpv = 0;
df5dPr = (Arpb*CDr*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pri-Pc(j))/rho));

f = [-f1;-f2;-f3;-f4;-f5];
A(1,:) = [df1dQrpv,df1dQrpb,df1dyrpvd,df1dPrpv,df1dPr] ;
A(2,:) = [df2dQrpv,df2dQrpb,df2dyrpvd,df2dPrpv,df2dPr] ;
A(3,:) = [df3dQrpv,df3dQrpb,df3dyrpvd,df3dPrpv,df3dPr] ;
A(4,:) = [df4dQrpv,df4dQrpb,df4dyrpvd,df4dPrpv,df4dPr] ;
A(5,:) = [df5dQrpv,df5dQrpb,df5dyrpvd,df5dPrpv,df5dPr] ;
Delta = A^-1*f;

Qrpvi = Qrpvi + Delta(1,1);
Qrpbi = Qrpbi + Delta(2,1);
yrvpdi = yrvpdi + Delta(3,1);
Prpvi = Prpvi + Delta(4,1);
Pri =Pri + Delta(5,1);

Qrpv(j) = real(Qrpvi);
Qrpb(j) = real(Qrpbi);
yrvpd(j) = real(yrvpdi);
Prpv(j) = real(Prpvi);
Pr(j) =real(Pri);
count = count + 1;
end
end

%Now calculate the Damping Forces
DampingF = zeros(timesteps+1,1);
Ffric = 0; %lbs of seal friction
Mpassm = 0; %Measured piston/rod assembly mass
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%calc the damping force, account correctly for constant friction
for j = 1:timesteps/2
DampingF(j) = Pr(j)*Ar - Pc(j)*Apiston + Pa(j)*(Apiston-Ar);
end
for j = timesteps/2+1 : 1 : timesteps
DampingF(j) = Pr(j)*Ar - Pc(j)*Apiston + Pa(timesteps/2+1)*(Apiston-Ar)-
((Pa(timesteps/2+1)-Pa(j))*(Apiston-Ar));
end
DampingF(timesteps+1) = - Pr(timesteps+1)*Ar + Pc(timesteps+1)*Apiston;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
figure(555)
hold on
plot(-Xdot, -Pr, '-b')
plot(Xdot, Pc, '-g')
legend('Pr','Pc')
%
% figure(556)
% hold on
% plot(Xdot,Q, '-r')
% plot(Xdot,Qv, '-g')

```

```

% plot(Xdot,Qb,'-b')
% plot(Xdot,Qlp, '-c')
% legend('Q','Qv','Qb','Qlp')
% figure(777)
% plot(Xdot, DampingF, '-b');
% xlabel('Velocity, in/sec')
% ylabel('Damping Force, lbf')
% title('Damper Force vs. Velocity')
%
%
% figure(888)
% plot(Xvec, DampingF, '-b');
% xlabel('Displacement, in')
% ylabel('Damping Force, lbf')
% title('Damper Force vs. Displacement')
%reverse the velocity vector for different velocity definition
RevXvec = zeros(timesteps+1,1);
for j = 1:1:timesteps+1
RevXvec(j) = -Xvec(j);
end
figure(998)
plot(RevXvec, DampingF, '-b');
xlabel('Velocity, in/sec')
ylabel('Damping Force, lbf')
title('Damper Force vs. Velocity')
RevXdot = zeros(timesteps+1,1);
for j = 1:1:timesteps+1
RevXdot(j) = -Xdot(j);
end
figure(999)
grid
hold on
plot(RevXdot, DampingF, '-b');
xlabel('Velocity, in/sec')
ylabel('Damping Force, lbf')
title('Damper Force vs. Velocity')

PgazF = zeros(timesteps+1,1);
for j=1:1:timesteps+1
PgazF(j) = Pgas(j)*(Apiston-Ar);
end

```

ÖZGEÇMİŞ

Metin Gündoğ 10 Ekim 1986 yılında Kayseri’de doğdu. İlköğretimini Selami Ali İlköğretim okulunda ve lise eğitimini Haydarpaşa Anadolu Lisesinde tamamladı. 2004-2010 yılları arasında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi’nde Makine Mühendisliği Eğitimi aldı.

Eylül-2011’den Ekim-2013’e kadar Hema Endüstri Arge Merkezinde Araştırma Geliştirme Mühendisi olarak çalışmıştır. Ekim-2013’de ZF Sachs Süspansiyon Sistemleri Sanayi ve Ticaret A.S. firmasında CAD Uzmanı olarak çalışmaya başlamıştır ve halen bu firmada çalışmaktadır.