



**BİR AĞIR VASITA İÇİN KULLANILAN AMORTİSÖR
VALF PARAMETRELERİNİN SÖNÜMLEME
KUVVETİNE OLAN ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

Hüseyin ÇETİN



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR AĞIR VASITA İÇİN KULLANILAN AMORTİSÖR VALF
PARAMETRELERİNİN SÖNÜMLEME KUVVETİNE OLAN ETKİLERİNİN
İNCELENMESİ**

Hüseyin ÇETİN

Doç. Dr. Fatih KARPAT
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

TEZ ONAYI

Hüseyin ÇETİN tarafından hazırlanan "BİR AĞIR VASITA İÇİN KULLANILAN AMORTİSÖR VALF PARAMETRELERİNİN SÖNÜMLEME KUVVETİNE OLAN ETKİLERİNİN İNCELENMESİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Fatih KARPAT

Başkan : Doç. Dr. Fatih KARPAT
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Üye : Prof. Dr. Nurettin YAVUZ
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Üye : Dr. Öğr. Üyesi Celalettin YÜCE
Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa
Bilimleri Fakültesi,
Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

30/07/2019


U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

30/07/2019

Hüseyin ÇETİN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR AĞIR VASITA İÇİN KULLANILAN AMORTİSÖR VALF PARAMETRELERİNİN SÖNÜMLEME KUVVETİNE OLAN ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Hüseyin ÇETİN

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Fatih KARPAT

Amortisörler, otomotivden beyaz eşya sektörüne, motosikletlerden yük taşıyan ağır vasıtalara kadar oldukça geniş bir yelpazede ve birçok uygulama alanında kullanılmaktadırlar. Amortisörlerden hem güvenlik hem de konfor sağlanması beklenir. Birbirine zıt olarak çalışan bu sınır şartların optimum değerinde buluşabilmesi için amortisörlerin ana görevini üstlenen ve sönümlenme kuvvetini belirleyen valflerin tasarımı oldukça önemlidir.

Ağır ticari araç üreticilerinin süspansiyon sisteminden beklentileri, yol şartlarının iyileşmesi ve teknolojideki ilerlemelerle zamanla değişmektedir. Gelişen rekabet şartlarında birçok parçada olduğu gibi amortisör parçalarının da hem daha ucuz hem de daha yüksek performans gösteren ürünler olmasını talep etmektedirler. Bu amaçla amortisörün çalışma prensibinin ve özellikle sönümlenme kuvvetini oluşturarak ana görevi üstlenen valf gruplarının daha iyi anlaşılması gerekmektedir.

Bu tez çalışmasında amortisörün çalışma prensibi ve ana görevi üstlenen valfler açıklanmıştır. Ağır vasıtalara yönelik yüksek sönümlenme kuvvetleri oluşturan amortisör valflerinin tasarım parametrelerinin etkileri ve valflerin alt parçalarının sönümlenme kuvvetine olan etkisi üzerinde durulmuştur. Çalışma kapsamında sönümlenmeye doğrudan etkisi olan valf parçalarının detayları anlatılmıştır. Bu parçalarda yapılacak parametre değişiklikleri ve sönümlenme kuvveti ölçüm metodu belirlenmiştir. Çalışma kapsamında prototip parçalarla yapılan testler sonucunda valf parametrelerinde yapılan değişikliklerin sönümlenme kuvvetine olan etkileri gözlemlenmiş ve buradan elde edilen değerler ve oluşan grafikler sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Amortisör, darbe emici, damper, valf, valf tasarımı, süspansiyon, sönümlenme kuvveti, ağır vasıta.

2019, ix + 76 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

AN INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF SHOCK ABSORBER VALVE PARAMETERS ON DAMPING FORCE USED FOR A HEAVY COMMERCIAL VEHICLE

Hüseyin ÇETİN

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Fatih KARPAT

Shock absorbers are used in a wide range of applications from automotive to white goods sector, from motorcycles to heavy vehicles. Shock absorbers are expected to provide both safety and comfort. The design of the valves, which assume the main function of the dampers and determine the damping force, is of paramount importance in order to meet these limiting working conditions at optimum value.

The expectations of heavy commercial vehicle manufacturers from the suspension system change with the improvement of road conditions and advances in technology. They demand that the shock absorber parts should be both cheaper and higher performing products as in many parts in the developing competitive conditions. For this purpose, it is necessary to better understand the operating principle of the damper and in particular the valve assemblies which assume the main task by forming the damping force.

In this thesis, the working principle of the shock absorber and the valves which assume the main task are explained. The effect of design parameters of a damper valves that generate high damping forces for heavy commercial vehicles and the effect of the subparts of the valve assembly on the damping force are emphasized. The details of the valve parts which have a direct effect on damping are explained in the scope of the study. The parameter changes and the damping force measurement method have been determined. Within the scope of the study, the effects of changes in valve parameters on damping force were observed as a result of tests with prototype parts and obtained values and graphs were presented.

Key words: Shock absorber, damper, valve, valve design, suspension, damping force, heavy commercial vehicle
2019, ix + 76 pages.

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Bu çalışmada ağır ticari vasıtalarda kullanılan amortisörler ve ana görevi üstlenen valfler incelenmiştir. Tasarımı yapılan valf gruplarının alt parçalarının sönümleme kuvvetine olan etkileri yapılan testlerden elde edilen verilerle ortaya koyulmuştur. Bu çalışmalar doğrultusunda amortisörün çalışma prensibi izah edilmiş, temel görevi üstlenen valfler detaylarıyla anlatılmış ve yapılan testlerle valf parametrelerinin etkileri incelenmiştir.

Çalışma kapsamında ve hem lisans hem de yüksek lisans öğrenimimde desteğini esirgemeyen değerli danışmanım Doç. Dr. Fatih KARPAT' a, çalışma kapsamında valf grupları tasarımında tecrübelerini esirgmeden benimle paylaşan, 2013-2019 yılları arasında Maysan Mando Otomotiv Parçaları San. Tic. A.Ş. "Genel Müdür Yardımcısı" pozisyonunda görev alan değerli yöneticim Young Jun JEE ' ye teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmam sırasında gösterdikleri destek, sabır ve fedakârlıklarından dolayı aileme sonsuz teşekkürlerimi ve şükranlarımı sunar, büyük çabalarla sağladığı teşvik ve telkinlerinden dolayı tez çalışmamı sevgili babama ithaf ederim.

Hüseyin ÇETİN
30/07/2019

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	2
2.1. Araç Süspansiyon Sistemleri.....	2
2.1.1. Sabit süspansiyon.....	2
2.1.2. Serbest (bağımsız) süspansiyon.....	3
2.2. Amortisör ve Sönümlleme.....	5
2.3. Amortisör çeşitleri.....	7
2.4. Teleskobik Amortisör Tasarımı.....	10
2.4.1. Tek borulu amortisör ve çalışma prensibi.....	11
2.4.2. Çift borulu amortisör ve çalışma prensibi.....	13
2.5. Ağır Vasıta Amortisör Tasarımı ve Alt Parçalar.....	16
2.5.1. Amortisör araç bağlantıları.....	18
2.5.2. Keçe.....	20
2.5.3. Kılavuz.....	22
2.5.4. Toz boruları.....	23
2.5.5. Valfler.....	24
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	25
3.1. Materyal.....	25
3.2. Debi ve Akış Alanının Matematiksel Hesaplanması.....	25
3.3. Valf Parametreleri.....	28
3.3.1. Piston valfi ve alt parçaları.....	29
3.3.2. Taban valfi ve alt parçaları.....	34
3.3.3. Sönümllemenin belirlenmesi.....	39
3.3.4. Performans testi.....	40
3.3.5. Performans test makinesi.....	42
3.4. Karakteristik eğriler.....	45
3.4.1. Kuvvet-hız grafiği.....	46
3.4.2. Kuvvet-yer değiştirme grafiği.....	48
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	50
4.1. Test Koşullarının ve Parametrelerin Belirlenmesi.....	50
4.2. Referans Değerlerin Belirlenmesi ve Hız Bölgeleri.....	51
4.3. Piston Valf Parametrelerinin Amortisör Performansına Etkileri.....	55
4.3.1. Ayar pulu tasarımının etkisi.....	55
4.3.2. Pul adedinin etkisi.....	58
4.3.3. Pul kalınlığının etkisi.....	60
4.3.4. Piston akış kanallarının etkisi.....	62
4.3.5. Piston valf grubu ön gergisinin etkisi.....	63
4.4. Taban Valf Parametrelerinin Amortisör Performansına Etkileri.....	65
4.4.1. Ayar pulu tasarımının etkisi.....	66

4.4.2. Pul adedinin etkisi	68
4.4.3. Pul kalınlığının etkisi	70
5. SONUÇ	72
KAYNAKLAR	75
ÖZGEÇMİŞ	76



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
Q	Debi
P	Basınç
F _S	Sönümlleme (direnç) kuvveti
A _{PA}	Piston alanı
C _D	Sönümlleme katsayısı
V _D	Amortisörün çalışma hızı
U	Akışkanın pistondan çıkış hızı
ρ	Hidrolik yağ yoğunluğu
A _V	Valf çıkış alanı
Π_D	Boyutsuz fonksiyon
V _{CH}	Yüksek karakteristik hız
A _V	Piston akış kanalı alanı
f _A	Alan oranı
f	Frekans
L	Amortisörün yapmış olduğu strok
V _{max}	Amortisörün çalışma hız değeri
d	Valf parçası iç çap değeri
D	Valf parçası dış çap değeri
T	Valf parçası et kalınlığı
B	Ayar pulu çentik genişliği
N	Ayar pulu çentik adedi
A _S	Ayar pulu sızıntı alanı
Kısaltmalar	Açıklama
HCV	Ağır vasıta (heavy commercial vehicle)
OEM	Taşıt araçları üreticisi firma (original equipment manufacturer)

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Sabit süspansiyon sistemi	3
Şekil 2.2. Serbest (bağımsız) süspansiyon sistemi.....	4
Şekil 2.3. Şasi ve araç gövdesinin titreşimleri.....	6
Şekil 2.4. Amortisör şematik diyagramı	7
Şekil 2.5. Günümüzde sıklıkla kullanılan ve özelleştirilmiş amortisör çeşitlerine örnekler ..	8
Şekil 2.6. MacPherson süspansiyon sistemlerinde kullanılan Strat tip amortisör örneği	8
Şekil 2.7. Teleskobik tip amortisör örneği	9
Şekil 2.8. Körüklü ve yaylı kabin amortisör örnekleri.....	10
Şekil 2.9. Teleskobik tip tek borulu amortisör ve alt parçaları	12
Şekil 2.10. Tek borulu amortisörün zıplama (açılma) hareketi ve sıkışma (kapanma) hareketi esnasında hidrolik yağın valften akış yönleri ve kayar pistonun hareket yönleri.....	13
Şekil 2.11. Çift borulu amortisörün a) zıplama (açılma) hareketi ve b) sıkışma (kapanma) hareketi esnasında hidrolik yağın borular içerisinde valflerden akış yönleri .	14
Şekil 2.12. Örnek piston valf grubu (üst grup) ve taban valf grubu(alt grup).....	15
Şekil 2.13. Teleskobik tip çift borulu amortisör ve alt parçaları.....	17
Şekil 2.14. MacPherson tip süspansiyonlarda kullanılan amortisör (Strat) ve alt braket bağlantısı.....	19
Şekil 2.15. Üst bağlantısı saplama, alt bağlantısı burç olan örnek bir teleskobik amortisör tasarımı	19
Şekil 2.16. Saplama ve burç bağlantılarının kesit görüntüsü	20
Şekil 2.17. Örnek bir keçenin kesit görünümü.....	21
Şekil 2.18. Örnek bir kılavuzun kesit görünümü	22
Şekil 3.1. Ağır vasıta bir araçta kullanılan amortisörün konvansiyonel tip örnek bir piston valfinin alt parçaları ve tanımları.....	30
Şekil 3.2. Piston parçasına üstten bakış ve akış kanallarının gösterimi	31
Şekil 3.3. Piston parçası kesit görünüşü ve amortisörün açılma (zıplama) esnasında pistonda gerçekleşen akış yönü ve akışın olduğu deliklerin gösterimi.....	32
Şekil 3.4. Piston parçasının farklı bir açıdan alınmış kesit görünüşü ve kapanma (sıkışma) esnasında oluşan akışın yönü ve akış kanalının gösterimi	32
Şekil 3.5. Ağır vasıta amortisöründe kullanılan örnek bir taban valfinin alt parçaları ve tanımları.....	35
Şekil 3.6. Taban valf gövdesi parçasına üstten bakış ve akış kanallarının gösterimi	37
Şekil 3.7. Taban valf gövdesi parçası kesit görünüşü ve amortisörün kapanması (sıkışma) esnasında gerçekleşen akış yönü ve akışın olduğu deliklerin gösterimi.....	37
Şekil 3.8. Amortisörün açılması (zıplama) esnasında gerçekleşen akışın yönü ve akış kanalının gösterimi	37
Şekil 3.9. Bu çalışmada kullanılan servo hidrolik performans test makinesi	41
Şekil 3.10. Test cihazı ve amortisör performans testi şekilsel anlatımı	43
Şekil 3.11. MTS performans test makinesinin kontrol edilebilmesi için kullanılan program arayüzü	44
Şekil 3.12. Test cihazı için örnek yer değiştirme-zaman grafiği.....	46
Şekil 3.13. Örnek bir maksimum hız – maksimum kuvvet eğrileri	47
Şekil 3.14. Farklı hızlarda yapılan ölçümler sonucunda sürekli kayıt alınarak oluşturulan kuvvet – hız grafiği örneği	48
Şekil 3.15. Örnek bir kuvvet–yer değiştirme grafiği	49

Şekil 4.1. Referans değerlerle oluşturulmuş Kuvvet – Hız grafiği ve hız bölgelerinin yaklaşık gösterimi.....	54
Şekil 4.2. Pistonda gerçekleşen akış esnasında bükülmüş pullara örnek kesit bir görsel	54
Şekil 4.3. Örnek bir ayar pulu teknik resminden bir kesit	56
Şekil 4.4. Piston (yeşil) ve pullar (mavi) arasında montajlanmış ayar pulu (gri) ve sızıntı alanı (siyah)	56
Şekil 4.5. Ayar pulunun farklı tasarımlarıyla elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve düşük hızda oluşan farklılığın gösterimi	58
Şekil 4.6. Örnek bir pul teknik resminden bir kesit	59
Şekil 4.7. Pul adedindeki değişikliklerle elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve oluşan farklılığın gösterimi	60
Şekil 4.8. Toplam pul kalınlığı korunarak Pul adedindeki değişikliklerle elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve oluşan farklılığın gösterimi.....	61
Şekil 4.9. Piston akış kanallarının alanındaki değişikliklerle elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve oluşan farklılığın gösterimi	63
Şekil 4.10. Ön gergi miktarının değiştirilmesiyle elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve oluşan farklılığın gösterimi.....	65
Şekil 4.11. Ayar pulunun farklı tasarımlarıyla elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve düşük hızda oluşan farklılığın gösterimi	67
Şekil 4.12. Ayar pulu etkisinin yakınlştırılmış görseli.....	67
Şekil 4.13. Pul adedindeki değişikliklerle elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve oluşan farklılığın gösterimi	69
Şekil 4.14. Pul adedinin etkisinin yakınlştırılmış görseli.....	69
Şekil 4.15. Pul adedindeki değişikliklerle elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve oluşan farklılığın gösterimi	71
Şekil 4.16. Pul kalınlığındaki değişimin etkisinin gösterimi	71

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1. Geleneksel teleskobik tip amortisörler için kullanılan piston mili ve silindir borusu çap değerleri matrisi.....	18
Çizelge 3.1. Örnek bir akış valf çıkış kanalı alan ve eşdeğer çap hesaplaması.....	27
Çizelge 4.1. Referans valf tasarımı.....	52
Çizelge 4.2. Referans sönümleme değerleri.....	53
Çizelge 4.3. Piston valfi ayar pulundaki değişim sonrası oluşan sönümleme kuvvetleri ve referans değer ile aralarında oluşan farklar	57
Çizelge 4.4. Piston valfi pul adetlerindeki değişim sonrası oluşan sönümleme kuvvetleri ve referans değer ile aralarında oluşan farklar	59
Çizelge 4.5. Piston valfi pul kalınlıklarındaki değişim sonrası oluşan sönümleme kuvvetleri ve referans değer ile aralarında oluşan farklar.....	61
Çizelge 4.6. Piston akış kanallarının alanındaki değişim ile sönümleme kuvvetlerinde oluşan farklar	62
Çizelge 4.7. Piston akış kanallarının alanındaki değişim ile sönümleme kuvvetlerinde oluşan farklar	64
Çizelge 4.8. Taban valfi ayar pulundaki değişim sonrası oluşan sönümleme kuvvetleri ve referans değer ile aralarında oluşan farklar	66
Çizelge 4.9. Taban valfi pul adetlerindeki değişim sonrası oluşan sönümleme kuvvetleri ve referans değer ile aralarında oluşan farklar	68
Çizelge 4.10. Taban valfi pul kalınlıklarındaki değişim sonrası oluşan sönümleme kuvvetleri ve referans değer ile aralarında oluşan farklar.....	70

1. GİRİŞ

Genel anlamda süspansiyon sisteminin temel işlevi, araç için esnek bir destek sağlamaktır. Böylece yolcular yol yüzeyinin kusurlarından rahatça izole edilebilmektedirler. Motorlu taşıtlarda hem binek otomobiller hem de ağır vasıtaların (HCV) tasarımlarında yolcuların konforunun sağlanabilmesi ön plana çıkmaktadır.

Süspansiyon sisteminin ilave ve yine aynı önemde bir gerekliliği ise hızlanma, frenleme ve viraj dönme gibi manevralarda sürücü kullanımının tüm koşulları altında aracın stabilize edilmesidir. Sürüş esnasında bu iki temel gereklilikten biri yumuşak yaylanma ile sağlansa da diğeri sert süspansiyon ile sağlanmakta olup çatışma eğilimi gösterir. Taşıt araçları üreticileri (OEM) tarafından optimum süspansiyon sisteminin her iki ihtiyaç için kabul edilebilir alanda çalışma göstermesi beklenir (Nunney 1992, Luczko ve Ferdek 2018).

Süspansiyon sistemleri kullanıldıkları araç tipi ve amacına göre farklılık gösterse de süspansiyon tipine bağlı olarak araç salınımının kontrolünde en önemli faktör amortisörlerdir (Ferdek ve Luczko 2012). Bu sebeple amortisörlerin anlaşılması ve bu parçaların oluşturdukları sönümleme kuvvetini meydana getiren alt parçalar olan valf gruplarının nasıl çalıştığının bilinmesi önem arz etmektedir.

Bu tez çalışmasında ağır vasıtalarda kullanılan amortisörler incelenmiştir. Amortisör tasarımı ve alt parçalarıyla birlikte bu süspansiyon sistemi elemanlarının göstermiş olduğu performans değerlerine etki eden karakteristikler detaylandırılmıştır. Sönümleme kuvvetini oluşturan valf gruplarının alt parçaları ve bu parçalardaki değişikliklerin etkileri yapılan testlerle incelenmiştir. Bu testlerin sonuçları ortaya koyularak yorumlanmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Araç Süspansiyon Sistemleri

Süspansiyon sistemi temel olarak belirli kısıtlı harekete imkân veren bağlantılar, helezon yaylar ve yayların salınımını sönümleyerek aracı kontrol altında tutmaya yarayan amortisörlerden oluşmaktadırlar. Zamanla gelişen teknoloji ve geliştirilen çözüm yöntemleri ile farklı bağlantı tipleri ve süspansiyon sistemleri ortaya çıkmıştır.

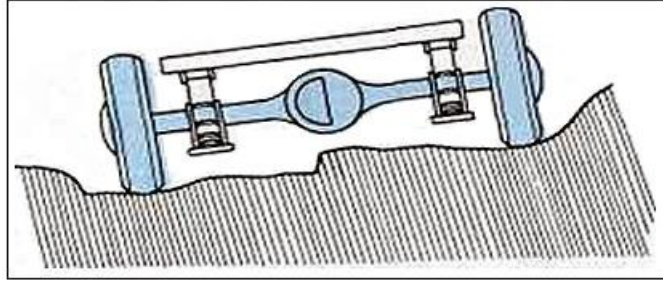
Süspansiyon sisteminin görevleri kısaca aşağıda listelenmiştir:

- a. Çekiş yapan tekerlekler tarafından tahrik kuvvetini aktarmak ve aynı zamanda aksın düzgün konumunu sağlarken her bir tekerlek tarafından yaratılan frenleme kuvvetini araç gövdesine iletmek.
- b. Sürüş esnasında lastikler ile birlikte çalışarak yolcuları veya taşınan yükü korumak ve sürüş konforunu iyileştirmek amacıyla yol yüzeyinin yapısından kaynaklanan titreşimleri, salınımları ve ani şokları sönümleyerek yumuşatmak.
- c. Direksiyon hâkimiyeti ve yönlenme dengesini geliştirmek için sürekli olarak tekerleklerin yol yüzeyindeki bozuklukları izlemesini sağlayarak sürüş esnasında aracı dengelemek.
- d. Akslar üzerinde gövdeye destek olarak gövde ile tekerlekler arasında uygun geometrik ilişkiyi korur (Anonim 2013).

Kullanılan araç tipine ve kullanım amacına göre geliştirilmiş birçok süspansiyon tipi olsa da bunlar temelde sabit ve serbest (bağımsız) olmak üzere ikiye ayrılmaktadırlar.

2.1.1. Sabit süspansiyon

Sağ ve sol tekerleklerin aks muhafazası ile bir bütün olarak birbirine bağlı olduğu sistemlerdir. Bu tip bir süspansiyona sahip araçlar daha çok insan ve yük taşımacılığı ve/veya engebeli arazide kullanıma uygun olup yüksek konfor ihtiyacı güdülen binek otomobillerde tercih edilmemektedir. Bu tip süspansiyonun basit ve sağlam bir yapısı bulunur.



Şekil 2.1. Sabit süspansiyon sistemi (Anonim 2013)

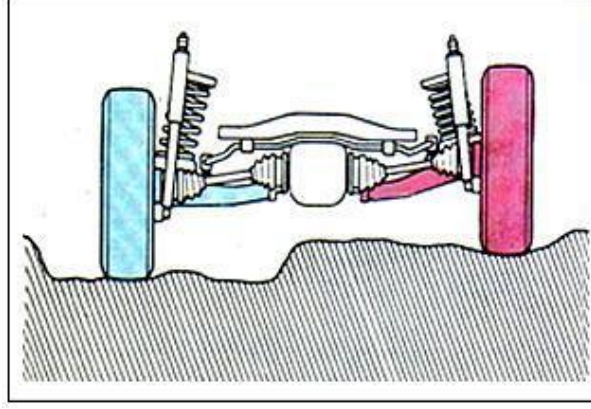
Şekil 2.1’ de de görüldüğü üzere sabit süspansiyon sistemi olan araç, engebeli zeminde seyir halinde zemine göre açıyla hareket etmektedir. Genel yapısı itibariyle yaprak yaylarla veya helezonik yaylarla çalışabilmektedirler.

Sabit süspansiyon sistemlerinin özellikleri:

- Az sayıda parça ile meydana gelmektedir ve basit bir yapısı bulunmaktadır.
- Dayanıklı olması sebebiyle daha çok yük ve yolcu taşımacılığında tercih edilmektedir.
- Tekerlekler bağımsız olmadığından dolayı daha az yukarı aşağı hareket ederler ve daha geç aşınırlar.
- Sağ ve sol tekerlekler birbirini etkilediğinden titreşim fazladır.
- Dönüşlerde taşıt gövdesinde bir miktar eğim oluşur.
- Sürüş konforu zayıftır.

2.1.2. Serbest (bağımsız) süspansiyon

Sağ ve sol tekerleklerin doğrudan birbirine bağlı olmadığı süspansiyon sistemleridir. Birbirlerinden bağımsız olarak hareket ettiklerinden bu tip süspansiyon sistemlerine serbest yani bağımsız süspansiyon denir (Şekil 2.2).



Şekil 2.2. Serbest (bağımsız) süspansiyon sistemi (Anonim 2013)

Şekil 2.2' de de gösterildiği üzere sağ ve sol tekerlekler araç gövdesine bir yay vasıtasıyla bağlanmış olan ve birbirinden bağımsız birer kol ile desteklenmektedirler. Bu sayede yoldan tek tekere gelen etkiler tek bir bölgeye yoğunlaştığından araç gövdesinin hareketi sınırlandırılmış olur. Bu tip süspansiyon sistemleri yol yüzeyinden kaynaklanan titreşimlerde daha etkin bir sönümleme yapabilir.

Daha çok otomobillerin hem ön hem de arka tekerleklerinde ve hafif ticari araçların ön tekerleklerinde tercih edilen bu sistemler, sabit süspansiyon sistemlerine göre çok daha fazla rahatlık ve konfor sağlayabilmektedirler.

Serbest süspansiyon sistemlerinin özellikleri

- a. Sürüş konforu ve seyahat esnasında rahatlık sağlanması hedeflenen araçlarda tercih edilmektedirler.
- b. Tekerleklerin bağımsız hareket edebilmesi sayesinde taşıt gövdesinin hareketi azalmaktadır.
- c. Taşıtın yol tutuşu daha iyidir.
- d. Yoldan bağımsız hareket eden tekerleklerden birine gelen etki aracın seyrini daha az etkilemektedir.
- e. Titreşim daha azdır.

2.2. Amortisör ve Sönümleme

Dünya genelinde taşıt damperleri olarak anılan ve bir diğer adıyla amortisör olarak bilinen süspansiyon elemanları, tahmin edilmesi zor olsa da yıllık ortalama 50-100 milyon adet üretilmektedir ve 1 milyar dolar civarında bir ciro oluşturmaktadır (Dixon 2007). Tasarımcılar için araç dinamiğine ve taşıtın kullanıldığı yol durumuna göre geliştirmesi oldukça zor bir ürün olan amortisörler, kullandıkları araçların yol tutuşunu, sürüş güvenliğini ve seyahat konforunun sağlanmasında önemli rol oynamaktadırlar. 1900 lü yılların başından itibaren gittikçe popüler olmaya ve araçlarda kullanılmaya başlayan damper tipleri zamanla gelişerek günümüzdeki halini almıştır.

Amortisörler, kullandıkları taşıtların süspansiyon sistemlerinde yaprak yay veya helezonik yaylarla birlikte kullanılmaktadırlar. Süspansiyon sisteminin elemanları taşıtın sınıfına ve kullanım yerine göre ve ayrıca yapılan maliyet çalışmalarına göre belirlenmektedir.

Tarih boyunca farklı geometrilerde ve çalışma prensibine sahip sönümleyiciler geliştirilmiş olsa bile günümüzde amortisörler en kısa özetle süspansiyon sistemi içerisinde kontrollü sürtünme kuvveti oluşturan parçalar olarak nitelendirilebilirler.

Akışkanın oluşturduğu sürtünme kuvvetini akışkanın viskozitesine ve hareketine bağlı olarak oluşan dinamik etkilere göre sınıflandırabiliriz. Burada viskozite akışkanın yoğunluğuna bağlı olsa bile sıcaklık değişimlerine de doğrudan bağlıdır. Bununla birlikte dinamik sürtünme kuvveti akışkanın hareketi esnasında oluşan lineer ve türbülans akışlara bağlıdır ki, hız değişimlerine göre çok farklı sonuçlar alınması sebebiyle bunların sonuçları öngörülememektedir. Bu sebeple amortisörden beklenen sönümleme kuvveti belirlenen bir aralıkta olmalıdır ve hıza ve sıcaklığa göre değişimler göz önünde bulundurulmalıdır (Dixon 2007).

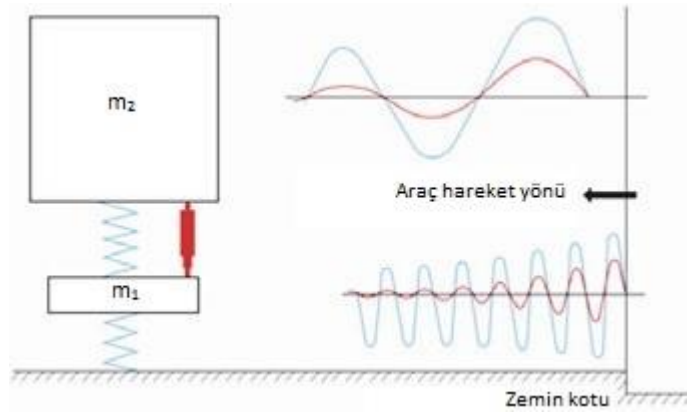
Özellikle otomotiv şase uygulamalarında “Amortisör” sıklıkla kullanılan bir ifade olsa bile aslında tüm amortisör çeşitleri birer titreşim sönümleyicilerdir. Sadece otomobillerde değil aynı zamanda ağır vasıtaların şaseleri, kabinleri, direksiyon sistemlerinde ve

koltuklarda kullanılmaktadırlar. Çamaşır makinelerinde de uygulamaları bulunan titreşim sönümleyiciler birçok farklı sektörde de kullanılmaktadırlar.

Araç süspansiyon sistemlerinde kullanılan titreşim sönümleyicilerin temelde iki amacı vardır. Bunlar:

- a. Konfor: Sürücünün aracı kullanma şekli veya yolun bozuk olmasından kaynaklanan ve araç şasesi üzerinde oluşan salınım ve titreşimlerin hafifletilmesi ve sönümlenmesi,
- b. Güvenlik: Yol kaynaklı aks titreşimlerini hızlıca sönümlenmek ve lastik ile yol arasındaki temasın sürekliliğın sağlanması amaçlanmıştır. Amortisörler ayrıca aracın hızlanma, frenleme ve dönüş esnasındaki yol tutuşu artmaktadır.

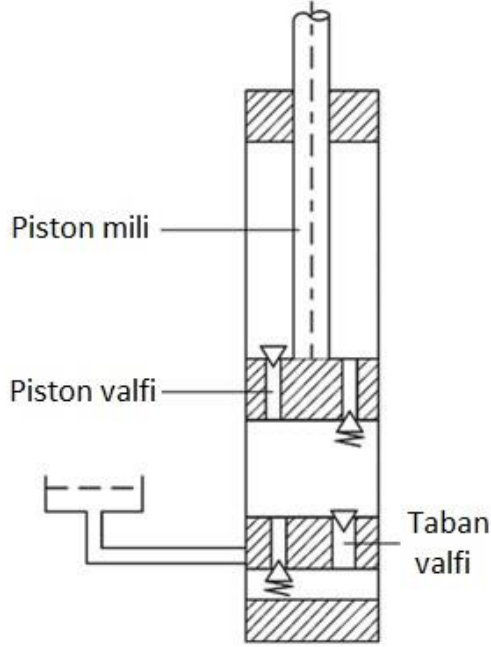
Sürücü bir tümsekten geçtiğinde yaylar ve amortisörler sıkışır. Araca gelecek olan etkiler süspansiyon sistemi tarafından bertaraf edilmiş olur. Süspansiyon sistemi yaylı yük ile yaylanmayan kütle arasında temas olmasını engeller. Yaylar daha sonra depoladıkları enerjiyi serbest bırakırlar. Gövde ve aks arasındaki bu yaylanma hareketinin sönümlenebilmesi için damperler yani amortisörler kullanılmaktadır. Bu süre zarfında yaylı yük ile yaylanmayan kütle farklı frekanslarda hareket ederler (Şekil 2.3).



Şekil 2.3. Şasi ve araç gövdesinin titreşimleri (Heişing 2011' den değıştirilerek alınmıştır)

Aracın salınımını sönümlenmek için kullanılan süspansiyon elemanı amortisörlerdir. Tek bir yönde çizgisel hareket imkânı bulunan yani açılma ve kapanma hareketi yapabilen bu titreşim sönümleyiciler bir taraftan yaylı yük ile ve diğeri taraftan da yaylanmayan kütle

ile montajlıdır. İki kütle arasında çalışan bu parçalar içerdikleri valfler ve bu valflerin direnç gösterdiği hidrolik sıvısı sayesinde görevlerini yerine getirmektedirler (Şekil 2.4).



Şekil 2.4. Amortisör şematik diyagramı (Heißing 2011' den değiştirilerek alınmıştır)

2.3. Amortisör çeşitleri

Amortisörler otomotivden havacılığa kadar birçok alanda kullanılabilirler (Guan ve ark. 2019). Bunlar kullanılacakları alana ve çevre parçalara göre özelleşebilirler. Bazı kabin amortisörlerinin üzerinde hava körüğü parçası bulunurken bazılarında ise yay çanağı (yay tablası) parçası ismi verilen ve yayın oturduğu kaynaklı montajlanmış başka bir parça da bulunabilmektedir. Çalışma mantığı olarak hiçbir fark olmamasına rağmen amortisör üreticileri ve ana sanayi firmalar amortisörleri yapısına ve kullanıldığı süspansiyon sistemine göre iki farklı isimle adlandırmaktadırlar. Bunlar Geleneksel “Teleskobik” amortisör ve “Strat” (Taşıyıcı) amortisördür (Anonim 2014).



Şekil 2.5. Günümüzde sıklıkla kullanılan ve özelleştirilmiş amortisör çeşitlerine örnekler

Daha çok otomobillerin ön tekerlerinde kullanılan MacPherson süspansiyon sisteminin bir parçası olan ve alt bağlantısı kaynaklı braket ve cıvata olan amortisörler yabancı literatürde “MacPherson Strut” olarak isimlendirilmektedirler (Şekil 2.6).



Şekil 2.6. MacPherson süspansiyon sistemlerinde kullanılan Strat tip amortisör örneği

Bu süspansiyon (MacPherson) ve amortisör (Strat) tipi büyük çoğunlukta otomobillerin ön tekerlerinde kullanılmakta olup amortisör, tekerleğin sağa veya sola yönlenmesi esnasında alt kısmında bulunan braket bağlantı sebebiyle tekerlekle birlikte yönlenmektedir. Taşıyıcı görevi görüp, üzerinde montajlı bulunan yay çanağı parçası ile aracın o tekerine gelen yaylı yükü de taşımaktadır. Aracın salınımı esnasında içerisinde bulunan piston mili parçası, yay ile birlikte açılma ve kapanma hareketleri yapmakta ve

içerisinde bulunan valfler sayesinde titreşimin sönümlenmesi görevini yerine getirmektedir.

Strat tip gibi özel bir çözüm haricinde amortisörler genel olarak “Teleskobik” tip olarak isimlendirilmektedirler. Şekil 2.7’ de görülen teleskobik amortisör bir ağır vasıtaya ait olup, benzer yapıdaki ürünler otomobillerin arka tekerleklerinde, dorselerde, koltuklarda ve savunma sanayi araçlarında da kullanılmaktadırlar. İhtiyaç duyulan dayanım ve sönümleme kuvveti değerlerine göre amortisör dış çapı, kaynak ve alt parça dayanımları gibi birçok geometrik ve üretim prosesini etkileyen değişkenler söz konusu olmaktadır.



Şekil 2.7. Teleskobik tip amortisör örneği

Buna ek olarak kamyon ve tırların kabinlerinde kullanılan ve üzerlerinde yay veya körük parçasını da bulunduran teleskobik amortisörlerde bulunmaktadır (Şekil 2.8).



Şekil 2.8. Körüklü ve yaylı kabin amortisör örnekleri

Ağır vasıta şase amortisörlerinde çift borulu ve teleskobik yapıda amortisörler kullanılmaktadır. Bu çalışmada da çift borulu geleneksel teleskobik bir ağır vasıta amortisörü üzerinde çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

2.4. Teleskobik Amortisör Tasarımı

Amortisörler kullanım yerlerine göre farklılıklar göstermektedirler. Kullanılacakları araçların amaçları, ağırlık limitleri, kullanılacağı yol karakteristikleri ve amortisörlerin araç üzerinde montajlanacağı bölge gibi birçok etken amortisör tasarımında önem arz etmektedir. Bu girdi bilgiler doğrultusunda ve amortisörün maruz kalacağı kuvvetlere göre geometrik tasarımı, araç bağlantıları ve uygulayacağı sönümleme kuvvetine göre valf tasarımı belirlenmektedir.

Amortisörler silindirik yapıda oldukları için onlardan beklenen dayanım kriterlerine göre boruların et kalınlık ve çap değerleri değişiklik gösterebilmektedir. Boruların çap değerleri statik ve dinamik dayanım kriterleri haricinde sönümleme kuvveti miktarına göre de değişiklik göstermektedir. Daha yüksek sönümleme için daha büyük çap değerleri kullanılmaktadır. Bkz. “2.5 Ağır vasıta amortisör tasarımı ve alt parçalar” bölümünde detaylandırılmaktadır.

Amortisör bağlantı parçaları da amortisörden beklenen statik ve dinamik dayanım kriterlerine ve araç tasarımına göre belirlenmektedir. Araç tasarımına göre bağlantı parçaları burçlu bağlantı, saplamalı bağlantı, braket ile bağlantı veya özel bağlantı çözümleri olacak şekilde tasarlanmaktadır. Bkz. “2.5.1 Amortisör araç bağlantıları” bölümünde detaylandırılmaktadır.

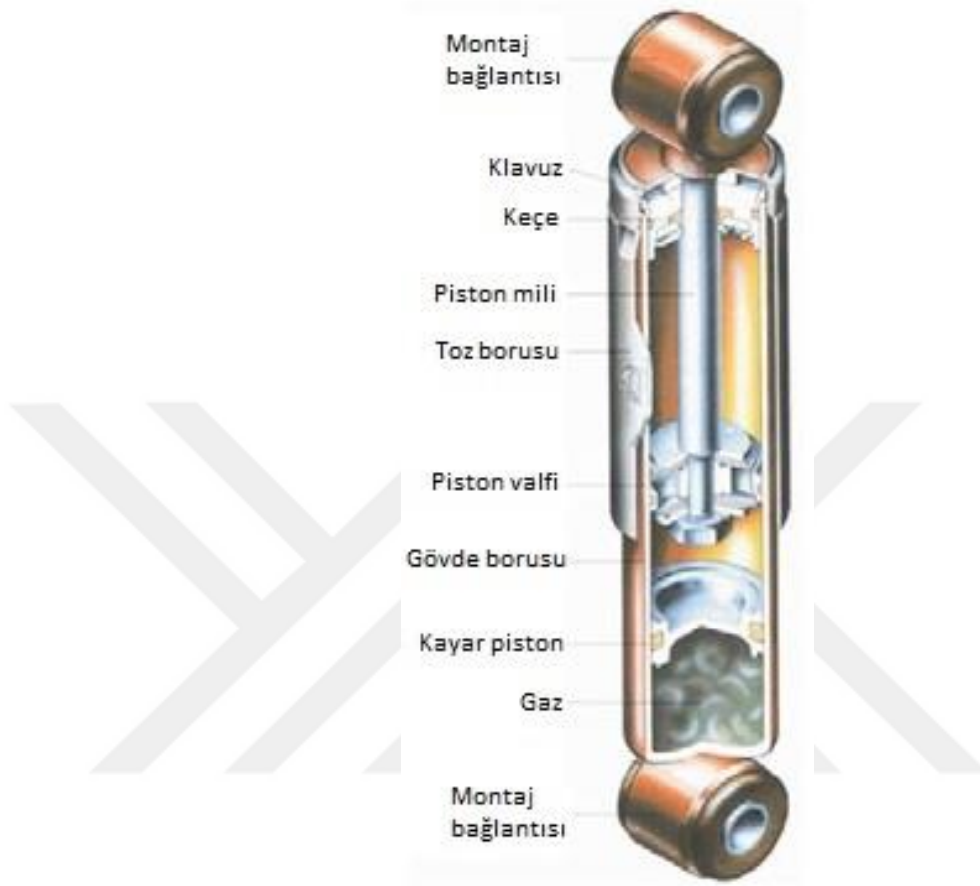
Piston mili parçası amortisörün hareketi esnasında keçe parçası içerisine girip çıkmakta ve keçe parçasının sızdırmazlık görevini yapabilmesi için mil yüzeyinin pürüzlülüğünün oldukça düşük olması önem arz etmektedir. Seyahat esnasında amortisörü ve özellikle piston mili yüzeyini dış etkenlerden koruyacak bir “Toz Borusu” kullanılır. Bkz. “2.5.4 Toz boruları” bölümünde detaylandırılmaktadır.

Geometrik tasarım tamamlandıktan sonra amortisörün, içerisindeki akışkanın hareketine karşılık oluşturacağı direnç kuvvetini belirleyecek valf gruplarının tasarımları yapılmaktadır. Valf gruplarının alt parçalarının geometrilerinin kendine has olması ve girift yapılara sahip olmaları sebebiyle matematiksel modellemeler ve analizlerden istenilen verim alınmamaktadır. Bunun en basit göstergesi aynı amortisörün aynı şartlar sağlanarak tekrar tekrar test edilmesi sonucunda belirli bir tolerans bandında gezen ancak birbirinden farklı sönümleme kuvvet değerleri ortaya koyması gösterilebilir. Bu sebeple her ne kadar matematiksel bazı sonuçlar ve amortisörden beklenen değerler ortaya koyulsa bile günümüzde amortisör projelerinde nihai sönümleme kuvveti testlerle belirlenmektedir. Bir araç için yeni geliştirilen bir amortisör, ilgili araca montajlanarak yapılan sürüşlerle denenmekte ve amortisör tepkileri hissiyata bağlı olarak nihai değerlere kavuşturulmaktadır. Bu çalışma amortisörün ayar çalışması (Tuning Study) olarak nitelendirilmektedir ve araç üreticisi firmaların belirlediği bu konuda uzman kişiler tarafından gerçekleştirilmektedir.

2.4.1. Tek borulu amortisör ve çalışma prensibi

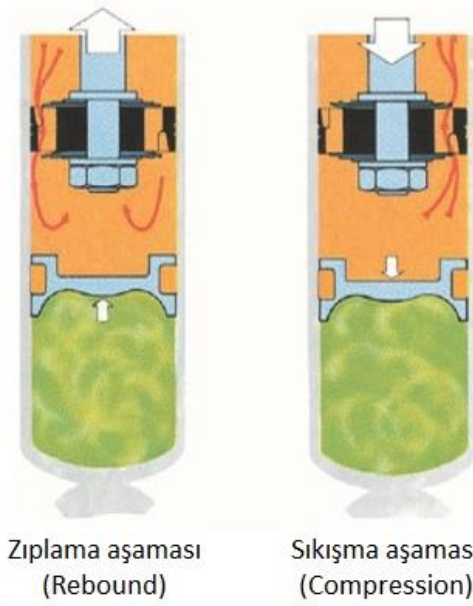
Tek borulu (Monotube) amortisörlerde tek valf bulunmakla beraber hem rezervuar alanı hem de valfin çalışma alanı tek boru içerisine konumlandırılmıştır (Şekil 2.9). Valfin çalışma alanında bulunan yağ ile piston milinin hareketinin oluşturduğu hacimsel

değişimi tolere edecek olan gaz O-ring sızdırmazlık elemanına sahip bir kayar piston ile ayrılmıştır. Bu kayar piston, yağ ile basınçlı gaz arasında bir çeper görevi görmektedir.



Şekil 2.9. Teleskobik tip tek borulu amortisör ve alt parçaları (Heißing 2011' den değiştirilerek alınmıştır)

Kayar piston, piston milinin aşağı ve yukarı hareketlerinden dolayı gövde borusu içerisinde yağ ve piston milinin kapladığı toplam hacimde oluşan farklılıklarda aşağı ve yukarı kaymaktadır. Bu sayede gövde borusu içerisinde artı kalan hacim içerisindeki basınçlı gazı yağdan ayırmaktadır ve hacimsel değişiklikleri basınçlı gaz sayesinde kontrol altında tutmaktadır.



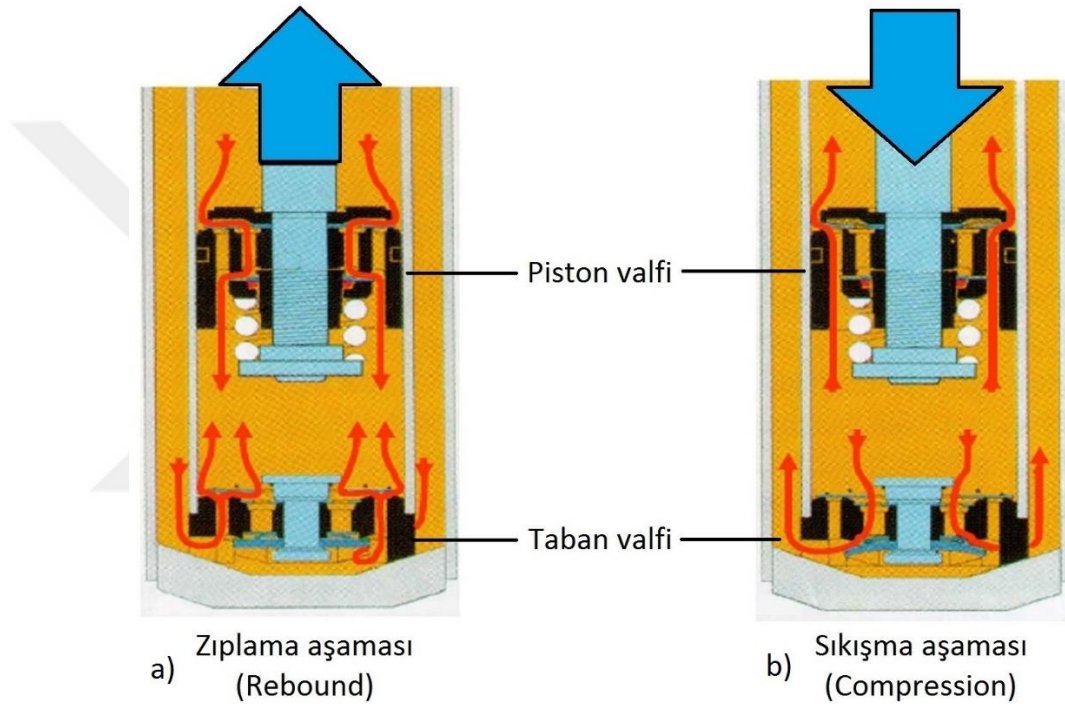
Şekil 2.10. Tek borulu amortisörün zıplama (açılma) hareketi ve sıkışma (kapanma) hareketi esnasında hidrolik yağın valften akış yönleri ve kayar pistonun hareket yönleri (Heißing 2011’ den değiştirilerek alınmıştır)

Tek borulu amortisörde Şekil 2.10’ da görüldüğü gibi sönümleme tek valf ile sağlanmaktadır. Buradaki piston valf tasarımı her iki yönde de yeterince sönümleme oluşturabilecek şekilde yapılmakta olup, pistonun iki tarafında da benzer yapıda pullarla direnç oluşturulmaktadır.

2.4.2. Çift borulu amortisör ve çalışma prensibi

İki borulu amortisörde (Twintube) hem silindir (iç boru) hem de gövde borusu olmak üzere iki boru bulunmaktadır. Silindir, içerisinde piston valfinin piston mili ile hareket ettirilerek çalıştığı, yağ ile dolu olan ve sönümlemenin yapıldığı iç borudur. Gövde borusu ise piston milinin hareketi sebebiyle silindir içerisinde oluşan yağ hacmindeki değişiklikleri dengelemektedir. Bunu yapabilmek için silindir ile arasında kalan hacimde yağ ve gaz bulundurmaktadır. Bu alana rezervuar hacmi denir. Piston milinin açılma veya kapanma yönündeki hareketi sonucunda rezervuar hacmindeki gaz basıncı artar veya azalır. Gaz basıncındaki bu değişim silindir ve gövde borusu arasında geçiş yapan yağ miktarına tekabül eder.

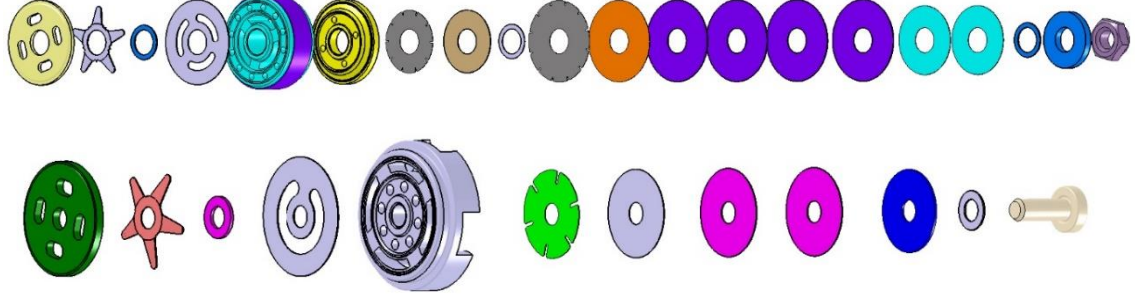
Sönümlenme için iki valf bulunmaktadır; piston valfi ve taban valfi. Bu valfler, pullar, yay parçası, taban valf gövdesi, piston, vs. oluşmaktadır. Amortisörün açılma (zıplama) hareketi esnasında piston mili amortisörün dışına yönlendirilerek yukarı doğru hareket etmektedir (Şekil 2.11, a). Bu açılma hareketinde sönümlenmeyi piston valfi yapmakla beraber pistonun üst tarafında bulunan yağın alt tarafa geçişi esnasında bir direnç oluşturarak çalışmaktadır. Bu direnç piston milinin hareketini yavaşlatır ve sönümlenmeyi oluşturur.



Şekil 2.11. Çift borulu amortisörün a) zıplama (açılma) hareketi ve b) sıkışma (kapanma) hareketi esnasında hidrolik yağın borular içerisinde valflerden akış yönleri (Heißing 2011' den değiştirilerek alınmıştır)

Benzer şekilde amortisörün kapanma (sıkışma) hareketi esnasında piston mili aşağı doğru hareket etmektedir (Şekil 2.11, b). Bu aşamada sönümlenmeyi taban valfi yapmaktadır. Piston mili aşağı yönde hareket ederken süpürdüğü yağın bir kısmını üst kısma geçecek şekilde serbest bırakır. Bu sayede silindirin içerisi daima yağ ile dolu kalır. Ancak piston milinin aşağı doğru hareketi sebebiyle silindir içerisinde kapladığı hacmin artmasıyla aynı miktarda yağ hacminin azalması ve bu yağın rezervuar hacmine geçmesi gerekmektedir. Taban valfi tam da bu esnada akışkanın geçişine direnç uygulayarak sönümlenmeyi oluşturur. Dolayısıyla piston milinin hareketini yavaşlatır. Hem açılma hem de kapanma

sırasında oluşturulan sönümlenme etkisi valf parçalarında yapılacak değişikliklerle ayarlanabilir.



Şekil 2.12. Örnek piston valf grubu (üst grup) ve taban valf grubu (alt grup) (Çetin ve ark. 2016)

Günümüz otomotiv sektöründe büyük çoğunlukla standart olarak çift borulu amortisör kullanılmaktadır. Örnek kullanım alanları, Otomobillerin ön ve arka tekerleri, ağır vasıtalarda kabin, koltuk, şase amortisörleri, dorse akslarıdır (bkz. Şekil 2.7). Az sayıda bazı otomobillerin arka tekerlerinde, yarış amacıyla veya hafifletme amacıyla lüks sınıf spor otomobillerde tek borulu yapı bazen tercih edilebilmektedir.

Tek borulu amortisör ile çift borulu amortisör kıyaslandığında ortaya bazı farklar çıkmaktadır. Tek borulu amortisörün avantajları:

- Tek valf ile çalışması ve gaz ile yağın tamamen ayrılmış olması sebebiyle tek borulu amortisör de kavitasyon oluşumu çift borulu amortisöre göre daha azdır.
- Tek borulu amortisörün kullanılacağı araca montajlanacağı açı önemli değildir. Yatay ya da ters bile sistem çalışabilir. Ancak çift borulu amortisör için böyle bir kısıt vardır ve dikey veya kısmen yatay çalışabilir.
- Tek borulu amortisör çift boruluya göre daha az alt parça içerir.

Çift borulu amortisörün avantajları:

- Birbirinden bağımsız iki valf içeriyor olması sebebiyle iki farklı yönde oluşturacağı sönümlenme kuvveti daha esnek ve ayarlanabilir. Tek borulu amortisörde özellikle sıkışma esnasında oluşacak sönümlenme kuvveti gaz basıncı ile sınırlanmaktadır.

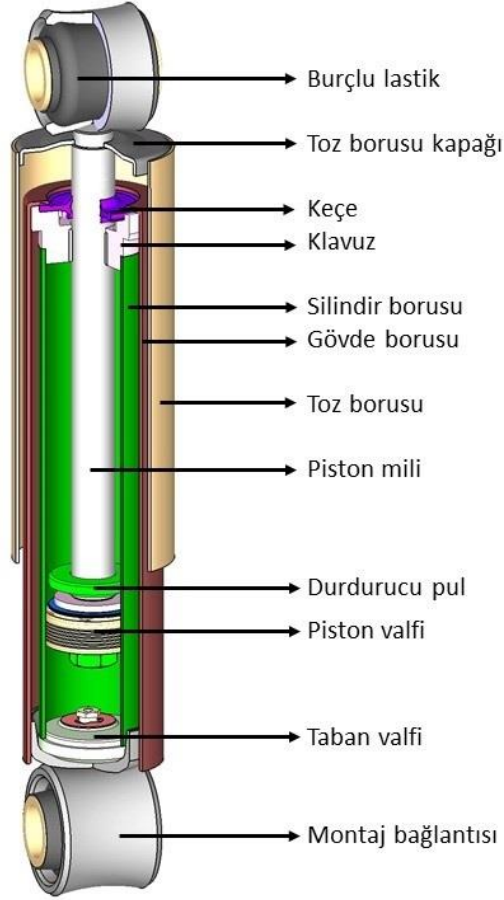
- b. Tek borulu amortisörde basınçlı sızdırmazlık elemanları daha yüksek sürtünme kuvvetleri oluşturmaktadır. Amortisör ömrünü etkilemektedir.
- c. Tek borulu amortisör her ne kadar daha ince olsa bile çift boruluya göre daha uzun olmak zorundadır. Bu da araç tasarımında amortisörün montajlanabileceği bölge için bir kısıt oluşturmaktadır. Çift borulu amortisör boy kısıtı olan tasarımlar için daha idealdir.
- d. Dışardan gelecek ve boruya zarar verebilecek etkilere karşı tek borulu amortisör daha hassastır. Nitekim hem piston valfi hem de kayar piston bu borunun içerisinde çalışmaktadır ve dış etkilere karşı dayanım için gövde borusunun et kalınlığını artırmak ve/veya malzemesini değiştirmek gibi kısıtlı çözümleri vardır. Ancak çift borulu amortisörde piston valfi içerde bulunan silindir borusu içerisinde çalışması sebebiyle bu tip etkileri daha kolay bertaraf edebilmektedir.

Ağır vasıtalarda ve dorselerin akslarında çift borulu amortisörler tercih edilmekte olup bu çalışmada da çift borulu amortisör üzerinden belirlenen faaliyetler gerçekleştirilecektir.

2.5. Ağır Vasıta Amortisör Tasarımı ve Alt Parçalar

Ağır vasıta, ağır yük veya birden fazla römork taşımak amacıyla motoru güçlendirilmiş kamyon, tır vb. taşıtlardır (Anonim 2019a). Ağır vasıta araçların (kamyon, çekici, tır vb.) şaseslerinde kullanılan amortisörler aynı zamanda dorselerde ve bazı askeri araçlarda da kullanılabilirler. Bu araçların yaylı yük miktarı, kendi ağırlıkları ve taşıdıkları yükün ağırlığı sebebiyle bir otomobile nazaran çok daha fazla olmaktadır. Dolayısıyla aracın kullanımı esnasında oluşan salınımı sönmölemek için daha fazla sönmöleme kuvveti oluşturulması gerektirir.

Çift borulu amortisörler araç şasesi üzerinde genelde dikey olarak veya dikey eksen ile en fazla 45° açı yapacak şekilde konumlandırılırlar. Bu durum amortisörün sağlıklı çalışması ve içerisindeki valflerden yağın geçerek görevini belirlenen ömrü boyunca yerine getirebilmesi için gerekli bir koşuldur. 45° den daha fazla açı yapan amortisörlerde valflerden yağ yerine rezervuarda bulunan gazın geçerek kavitasyon oluşturması ve sönmölemenin gerçekleştirilememesi durumu oluşabilir.



Şekil 2.13. Teleskobik tip çift borulu amortisör ve alt parçaları

Ağır vasıtalarda çift borulu teleskobik tip amortisörler kullanılmaktadır (Şekil 2.13). Amortisörden beklenen sönümlenme kuvvetinin artması ile amortisör borularının çap değerleri artmaktadır. Bu sayede pistonun süpürdüğü kesit alanı artmakta ve oluşan kuvvet daha geniş bir yüzey ile karşılanmaktadır. Valf grubu başta olmak üzere alt parça dayanım beklentileri de buna göre artmaktadır. Amortisör imalatçısı her firma rekabetçi olabilmek için yapmış olduğu fizibilite çalışmalarına ve müşteri taleplerine göre üreteceği amortisörlerin standartlarını kendisi belirlemektedir.

Çizelge 2.1. Geleneksel teleskobik tip amortisörler için kullanılan piston mili ve silindir borusu çap değerleri matrisi

Silindir çapı (Ø mm)	Piston mili çapı (Ø mm)			
	12,5	16	20	22
25	√			
30	√			
35		√		
45			√	
50				√

Çizelge 2.1’ de görüldüğü gibi farklı ebatlarda amortisör standartları olup, bunlara göre alt parçalar da sınıflandırılmaktadırlar. Burada amortisör araç bağlantıları, standart keçe kılavuz parçaları, dış etkilerden amortisörü koruma görevini üstlenen toz boruları ve son olarak valf gruplarından bahsedilecektir.

2.5.1. Amortisör araç bağlantıları

Amortisörler kullanılacakları yer ve araç tipine göre tasarlanmaktadır. Bağlantı elemanları, amortisörleri üst uçlarından araç gövdesine veya alt çerçeveye, alt uçlarından ise aks veya salıncak koluna montajlanabilmesini sağlamaktadırlar. Amortisörün montajlanabilmesi haricinde genel olarak aşağıda listelenen görevleri yerine getirmektedirler:

- Üretim toleranslarının tolere edilmesi
- Düşük kinematik hareketlerin açısız elastisite ile absorbe edilmesi
- Genel aks kinematiğinin bir parçası olarak elastokinematik özellikler göstermesi
- Gürültü ve titreşimlerin hafifletilmesi (Heißing 2011)

Genel olarak burç ve saplama bağlantılar kullanılmaktadır. Bunların haricinde Strat amortisörler için braket bağlantıları da kullanılmaktadır.

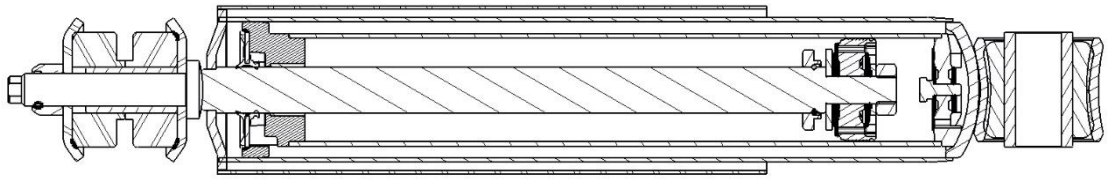
MacPherson tip süspansiyonlarda kullanılan amortisörlerde üst bağlantı saplama tasarıma sahip olmaktadır. Alt bağlantı ise gövde borusuna kaynaklı montajlanmış bir braket ile sağlanmaktadır (Şekil 2.14).

Braket bağlantı, amortisör gövdesinin otomobilin ön tekeriyle birlikte dönmesine yardım etmektedir. Bu sebeple üzerine gelen tüm yüklere göre testlere tabi tutulmaktadır. Bu testlerin kriterleri araç tipine ve otomobil üreticisi firmalara göre değişiklik arz etmektedir.



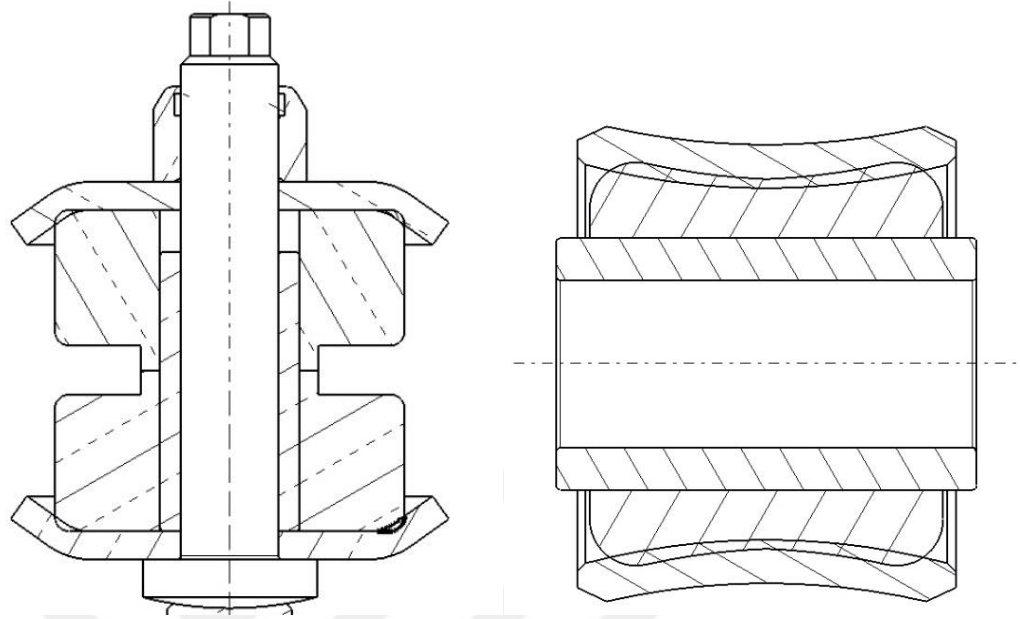
Şekil 2.14. MacPherson tip süspansiyonlarda kullanılan amortisör (Strat) ve alt braket bağlantısı

Özellikle ağır vasitalarda kullanılan teleskobik amortisörler, strat amortisör gibi aracın ağırlığını taşımasa bile, tekerleğe gelen yükün çok daha fazla olması sebebiyle yüksek sönümleme kuvvetleri oluşturması gerekmektedir. Bu sebeple bir otomobil amortisörüne göre çok daha dayanıklı bir yapısı olması gerekir. Ağır vasıta amortisörlerinin araç montaj bağlantıları bir braket vasıtasıyla değil, saplama bağlantı veya burç bağlantı ile sağlanmaktadır (Şekil 2.15).



Şekil 2.15. Üst bağlantısı saplama, alt bağlantısı burç olan örnek bir teleskobik amortisör tasarımı

Aracın tasarımı ve amortisörün monte edileceği alanın uygunluğu amortisör araç bağlantısının tasarımını belirleyen etkenlerdir. Bunların yanında aracın seyahati esnasında tekerin ve şasenin yukarı aşağı hareketine göre amortisörün pozisyonundaki açısal değişimler de oldukça etkili olmaktadır (Şekil 2.16).



Şekil 2.16. Saplama ve burç bağlantılarının kesit görüntüsü

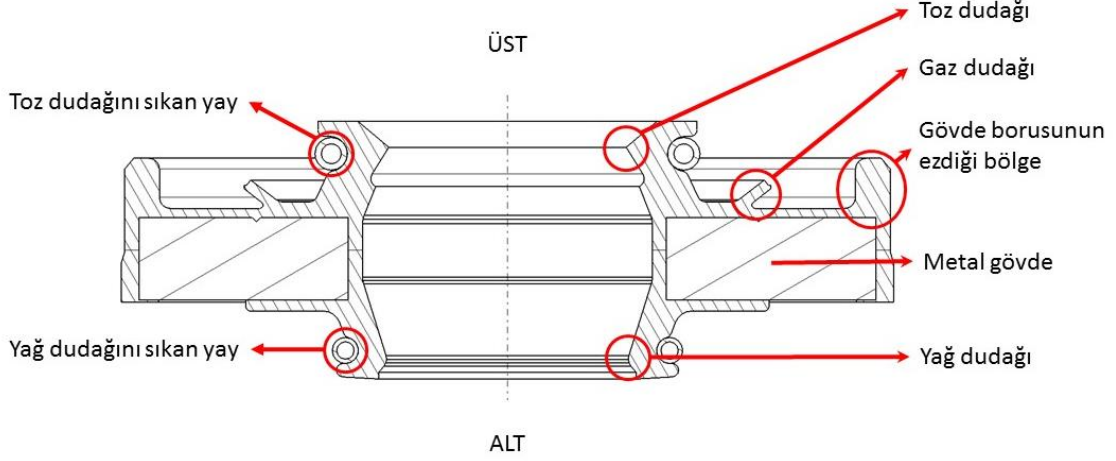
Bağlantı parçalarında kauçuk malzemeden yapılan lastik ara parçalar kullanılır. Bunlar sayesinde hem küçük titreşimler sönümlenir hem de oluşacak gürültünün önüne geçilmiş olur.

Burç bağlantılarında kardanic açısı yaklaşık $\pm 15^\circ$ ve burulma açısı da yaklaşık $4^\circ-7^\circ$ aralığında olmaktadır.

2.5.2. Keçe

Amortisörün içerisinde bulunan akışkan, sızdırmazlık elemanı olan keçe parçası sayesinde amortisör içerisine hapsedilebilmiştir. Ayrıca içerisinde belirli bir miktar yağ bulunan sönümleyiciler, çalışma esnasında zamanla yağ kaybederler. Bunun sebebi kapanma hareketi esnasında Amortisör içerisine giren piston mili parçasının, açılma esnasında dış ortama çıkması ve üzerinde belirli bir miktar yağı da beraberinde dışarıya çıkarmasıdır. Bunun önüne geçilebilmesi için amortisörün üst kısmında ve tam olarak piston kolunun amortisörden tamamen çıktığı bölgede Keçe parçası bulunmaktadır. Keçe

parçası, yağın piston kolundan mümkün olduğunca sıyrılarak amortisör içerisinde kalmasını sağlamak ile görevlidir (Şekil 2.17).



Şekil 2.17. Örnek bir keçenin kesit görünümü

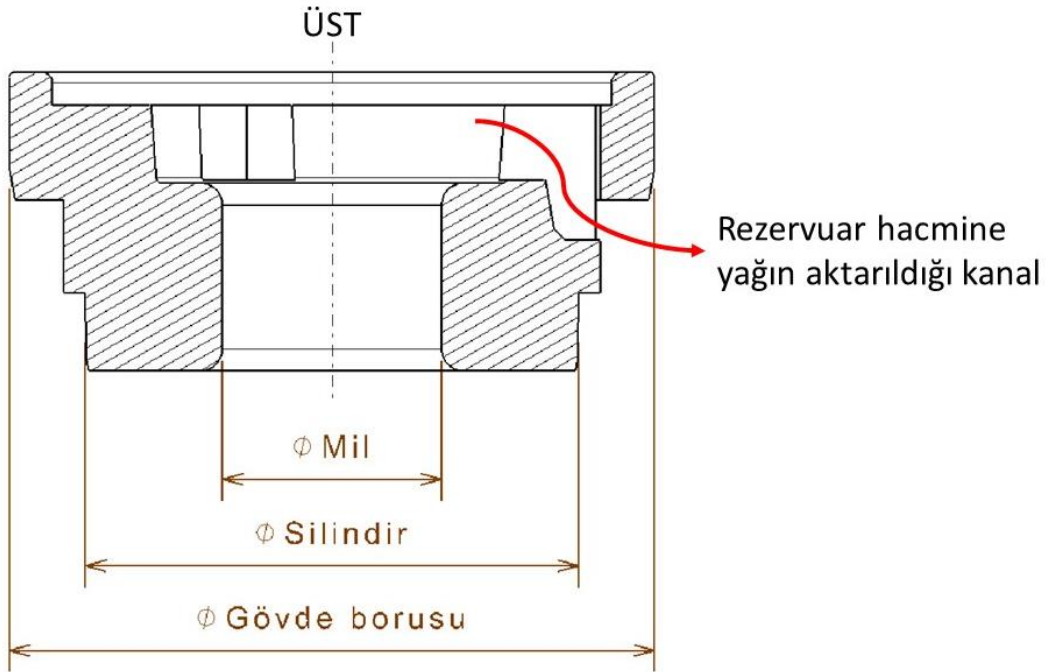
Keçe parçası piston milini sıyrabilmek için mile temas eden kısımlarda dudaklı bir yapıya sahiptir. Keçenin alt kısmında bulunan yağ dudacağı, yağı piston mili üzerinden süpürerek amortisör içine hapsetmek ile görevliyken, üst kısımda bulunan toz dudacağı kapanma hareketi esnasında piston mili üzerindeki tozu süpürerek amortisör içine herhangi bir yabancı maddenin kaçmasına engel olmaktadır.

Amortisörün üretim operasyonlarında kapama metoduna göre gövde borusunun uç kısmı 90° bükülerek keçe üzerine belirli bir kuvvet altında kapatılır ve amortisör çalışmaya hazır hale getirilir. Bu esnada keçenin üzerinde bulunan çıkıntılı kauçuk malzemeden yapılmış kısım aradaki sızdırmazlığı sağlamakla görevlidir. Keçenin alt kısmında kılavuz parçası ve üst kısımda sıvanmış gövde borusu ile tam teması için keçe içerisinde sıkışamayacak metal bir gövde bulunmaktadır. Bu sayede kauçuk malzeme arada kalan kısımları doldurarak sızdırmazlık işlevini gerçekleştirmektedir.

Eğer talep ediliyorsa amortisörde basınçlı gaz bulunabilir ve keçe tasarımı da buna göre değişiklik göstermektedir. Basınçlı gazın amortisör içerisinde muhafaza edilebilmesi için keçe üzerine ek olarak birde gaz dudacağı yerleştirilmektedir.

2.5.3. Kılavuz

İç kısmında piston milini yataklayan ve hem boru parçalarının hem de piston kolunun eş merkezliliğini sağlayan parçaya kılavuz denir. Amortisör titreşimleri sönmek için çalışırken açılma ve kapanma hareketleri yapar. Bu esnada piston mili kılavuz parçasının iç kısmında kayarak hareket eder. Toz metalürjisi metoduyla üretilen kılavuz parçaları aynı zamanda piston koluyla birlikte amortisör dışına çıkacak ancak Keçe tarafından dışarıya çıkması engellenen yağın amortisöre geri kazandırılması için rezervuar hacmine açılan kanallar bulundurmaktadırlar (Şekil 2.18).



Şekil 2.18. Örnek bir kılavuzun kesit görünümü

Kılavuzun üst kısmına keçe parçası oturmaktadır. Keçenin piston milinden sıyrarak rezervuar hacmine yağın aktarıldığı kanal Şekil 2.18’ de gösterilmiştir. Ayrıca kılavuz parçası piston milini silindir ve gövde borusu parçalarıyla eş merkezliliğini sağlamaktadır.

2.5.4. Toz boruları

Araçlar hareket halindeyken yoldan gelebilecek birçok etmen amortisörlere zarar verebilir. Bunlar yol durumuna göre taş, çamur, yağ vb. herhangi bir yabancı madde olabilir. Bu durumda açıkta çalışan amortisörün bunlardan korunabilmesi ve işlevini devam ettirebilmesi için amortisörün dışına montajlanan silindirik parçalara “Toz Borusu” denir.

Toz boruları her ne kadar amortisörü korusalar bile asıl amaçları oldukça hassas bir yüzey pürüzlülük değerine sahip olan ve krom ile kaplı piston milini ve birlikte çalıştığı keçe parçasını korumaktır. Piston milinin alacağı en ufak bir darbe mil üzerinde yüzey pürüzlülüğü oluşturabilir. Yüzeyi hasarlı mil, keçeye zarar vererek onu yırtabilir veya deforme edebilir. Bu durumda amortisörde gaz ve yağ kaçağı ve dolayısıyla sönümleme kuvvetinde düşüş gerçekleşir. Bu şekilde hasar almış bir amortisör artık sönümleme yapamaz hale gelir.

Amortisörlerin dış etkenlerden korunabilmesi ve belirlenen ömür boyunca sağlıklı bir şekilde görevlerini yerine getirebilmesi için kullanılan toz boruları iki çeşittir. Bunlardan ilki metal toz boruları, ikincisi ise plastik toz borularıdır.

Bkz. “Şekil 2.13” de gösterilen amortisörlerde kaynakla montajlanmış metal toz borusu bulunmaktadır. Bu toz boruları bozuk zeminde kullanılacak ağır vasıta gibi araçlarda sıklıkla tercih edilmektedirler. Bu tip metal toz borusunun kullanılan amortisörlerin boyama işlemi toz borusu kaynağından sonra yapılmaktadır. Genelde siyah renk tercih edilmekte olup, istisnai durumlarda müşteriler kırmızı veya koyu yeşil renkler tercih edebilmektedirler.

Plastik toz borusu amortisör üzerine sıkı geçme olarak montajlanmaktadır ve hafif ve ekonomik olmaları sebebiyle daha çok binek otomobil ve hafif ticari araçlarda kullanılmaktadır. Bunlar metal toz borusuna göre daha kolay deforme olurlar ancak kaynak operasyonu ile montajlanmadıkları için boyalı amortisöre montajlanabilirler ve

paslanma veya boya atması vb. gibi problemleri yoktur. Bkz. Şekil 2.9' da plastik toz borusuna sahip bir amortisör kesit görseli paylaşılmıştır.

2.5.5. Valfler

Bir taşıt hareket halindeyken yoldan gelen etkilerle salınım yapar. Süspansiyon sistemi sayesinde sürücü ve yolcu konforu sağlanırken aracın yol tutuşu artırılarak sürüş güvenliği de sağlanmaktadır. Bunun sağlanması için gereken temel bileşenler yay ve amortisör olup amortisörler araca gelen etkiyi yumuşatan ve aracı taşıyan yayların salınımını sönmömlerler. Bu sönmömler işlemi de amortisör içerisindeki valfler sayesinde gerçekleşir.

Ağır vasıtalarda kullanılan çift borulu amortisörlerde iki adet valf bulunmaktadır. Bunlar piston valfi ve taban valfi olup bkz. “2.4.2 Çift Borulu Amortisör ve Çalışma Prensibi” kısmında bahsedilmiştir. Hidrolik sıvısı, valflerin içinden amortisör hızına bağlı olarak belirli bir debi miktarınca geçmektedir. Bkz. “3.2 Debi ve Akış Alanının Matematiksel Hesaplanması” kısmında akışkanın valfler üzerinde geçebilmesi için gereken alanların hesaplanması ile ilgili daha detaylı bilgiler verilmiştir. Oluşan debi ve sönmömler kuvvetini doğrudan etkileyen valf sisteminin parametreleri ve alt parçaları bkz. “3.3 Valf Parametreleri” kısmında detaylarıyla birlikte paylaşılmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Bu tez çalışmasında ağır vasıta taşıtlarda kullanılmak üzere geliştirilen ve aşağıdaki özelliklere sahip örnek bir amortisör üzerinden çalışmalar gerçekleştirilmiştir:

- a. Geleneksel teleskobik tip,
- b. Çift borulu,
- c. Düşey tasarıma sahip,
- d. Gazsız,
- e. Ø16 mm piston mili kullanılan,
- f. Ø35 mm silindir kullanılan,
- g. Metal toz borulu,
- h. Her iki bağlantısı burçlu lastik olan

Bu özelliklerin seçilmesindeki ana sebep, elde edilecek verilerin daha geniş kapsamlı bir kullanım alanına sahip olmasıdır.

3.2. Debi ve Akış Alanının Matematiksel Hesaplanması

Çift borulu amortisör valfleri piston valfi ve taban valfi olarak adlandırılmakta ve amortisör iç kısmında yer almaktadırlar. Bu bölüm, belirlenmiş bir valf tasarımı ile ilgili debi (Q) ile basınç (P) farkı arasındaki ilişkiyi kapsamaktadır. Akış ve akışa karşı valflerle direnç oluşturulabilmesi için valflerin her iki tarafı arasında bir basınç farklılığının oluşması gerekmektedir. Oluşan basınç piston milinin hareketi ve pistonun süpürdüğü alan ile orantılı olup, valflerden diğer tarafa geçmeye çalışan akışkana valfler tarafından bir direnç kuvveti (F) uygulanır. Bu kuvvete sönümlenme kuvveti denir. Bu nedenle amortisör karakteristiği hıza bağlı olarak oluşan sönümlenme kuvveti ($F(V)$), basınç-debi karakteristiği ($P(Q)$) ile doğrudan ilişkilidir.

Bilgisayar simülasyonlarında amortisörler daha çok lineer valf karakteristikleri olacak şekilde modellenirler. İçerisinde bulunan valf ile çalışan basit bir tüp gibi düşünülebilir. Ancak sürüş esnasında amortisörlerde oluşan ısınma viskoz değişimlerine sebep olduğu için dinamik kayıplı daha detaylı valfler de kullanılmaktadır (Dixon 2007).

Amortisör içerisindeki akışkan, basınç farklılıklarının olduğu esnada valfler aracılığıyla düşük basıncın olduğu diğer tarafa geçmeye çalışır. Bu esnada türbülans ve non-lineer bir akış oluşur. Valflerin üzerinde bulunan belirli akış kanallarından yağ geçer ve bu kanallardan çıkarken valf tasarımında belirlenen pulların bükülerek müsaade ettiği alandan çıkış gerçekleşir.

Kontrolünün daha kolay olması, imalatının daha ucuz olması ve üretilebilirlik yönünden daha elverişli olması sebebiyle her iki yönde oluşturulacak kuvvetler iki farklı valf ile sağlanmaktadır. Çift borulu amortisörlerde kullanılan bu yöntem ile hesaplamalarda tek yönlü olarak değerlendirilmektedir.

Valf üzerinde bulunan ve akış için gerekli olan çıkış alanını hesaplamak için aşağıdaki basit cebirsel analizler yapılabilir:

Belirli bir piston geometrisi ele alındığında pistonun süpürdüğü alan A_{PA} ve sönümleme katsayısı C_D , V_D hızında oluşan kuvvet ise $C_D V_D$ ' dir. Buna göre gereken basınç:

$$P = \frac{C_D V_D}{A_{PA}} \quad (3.1)$$

Bernoulli denklemine göre akışkanın çıkış hızı:

$$U = \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad (3.2)$$

Debi:

$$Q = UA_V = A_{PA} V_D \quad (3.3)$$

Buradan gerekli olan valf çıkış alanı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$A_v = \sqrt{\frac{\rho A_{PA}^3 V_D}{2C_D}} \quad (3.4)$$

Alanların birbiri ile oranlanmasıyla (A_v/A_{PA}) boyutsuz bir oran elde edilir ki bu da ikinci bir boyutsuz fonksiyonu işaret eder:

$$\Pi_D = \frac{\rho A_{PA} V_D}{2C_D} \quad (3.5)$$

Bu, yaklaşık 12 km/s değerinde bir karakteristik hız ile bölerek, damper hızının boyutsuzlaştırılması olarak düşünülebilir (Dixon 2007).

$$V_{CH} = \frac{2C_D}{\rho A_{PA}} \quad (3.6)$$

Bu yüksek karakteristik hıza göre (V_{CH}) küçük gerçek damper hızı (V_D), pistonun silindir içerisinde süpürdüğü alana (A_{PA}) göre küçük valf çıkış alanını (A_v) gösterir. Amortisörlerde valf çıkış alanı sadece birkaç mm^2 dir. Örnek bir hesaplama aşağıdaki gibi yapılabilir:

Çizelge 3.1. Örnek bir akış valf çıkış alanı ve eşdeğer çap hesaplaması (Dixon 2007)

				Düşük hız	Yüksek hız
Amortisör hızı	m/s	V_D	=	0.100	2.00
Sönümlenme katsayısı	Ns/m	C_D	=	2500	2500
Sönümlenme kuvveti	N	F_S	=	250	5000
Piston alanı	cm^2	A_{PA}	=	5.00	5.00
Basınç	MPa	P	=	0.50	10.0
Debi	cm^3/s	Q	=	50	1000
Yoğunluk	kg/m^3	ρ	=	900	900
Valf çıkış hızı	m/s	U	=	33.3	149.1
Alan oranı	-	f_A	=	333	74.5
Valf çıkış alanı	mm^2	A_v	=	1.50	6.71
Eşdeğer çap	mm	D_E	=	1.38	2.92

Alan oranı, valf çıkış alanı ve piston alanının birbirine oranıdır ve hızların oranına eşittir. Yüksek çıkış hızına da dikkat edilmelidir. Valf tasarımlarında buradan elde edilen yüksek enerjili türbülanslı jet akışının gürültü oluşturmadan düzenli bir dağıtım yapılması gerekmektedir. Yüksek hızlarda oluşacak basınç değerleri tasarım için kabul edilebilir seviyelerde olmalıdır (Dixon 2007).

3.3. Valf Parametreleri

Çift borulu amortisörlerde iki tane valf bulunmaktadır. Bunlardan biri piston parçası içerdiği için piston valfi, diğeri amortisör tabanında bulunduğu için taban valfi olarak adlandırılmaktadırlar.

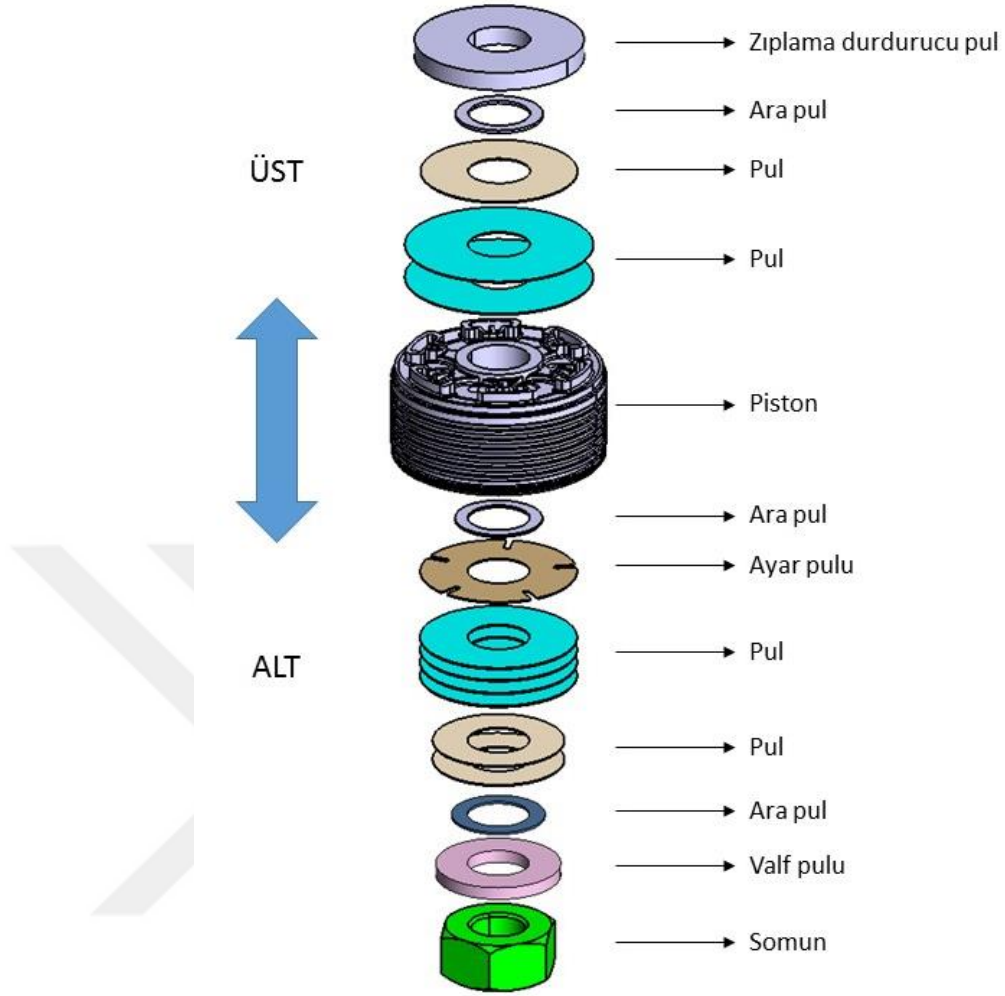
Bir araç seyir halindeyken yoldan gelen etkiler ve aracın ivmesi sebebiyle salınım yapar ve amortisörler direnç oluşturarak aracın bu salınımını sönümlerler. Ancak bu genelde her iki yönde eşit miktarda olmamaktadır. Bir aracın tümsekten geçmesi esnasında yaylı yükün sıçramaması için amortisörler yayların kapanmasına çoğunlukla izin verirler ve hareketi kontrol altında tutabilmek için kısıtlı bir miktar sönümleme yaparlar. Bu sayede kapanma yönünde yumuşak bir direnç oluşturur ve yaylı yükün daha az etkilenmesini sağlarlar. Ancak daha sonra sıkışan yaylar absorbe ettikleri kuvveti serbest bırakarak açılma yönünde hareket ederler. Amortisörler bu açılma sürecinde kapanmaya kıyasla çok daha fazla direnç uygulayarak açılan yayların taşıtı sıçratmasına engel oluştururlar. Sönümleme daha çok açılma yönünde gerçekleştirilerek tekerlerin sürekli yol ile temas halinde kalması sağlanırken, taşıt daha stabil, konforlu ve güvenli seyahat edebilir.

Çift borulu amortisörlerde iki adet valf kullanılmakta ve bu sayede iki farklı yönde oluşturulacak sönümleme kuvveti daha kolay kontrol edilebilmektedir. “1.3.2 Çift Borulu Amortisör ve Çalışma Prensibi” kısmında çift borulu amortisörün çalışma prensibinden ve valflerin işlevlerinden kısmen bahsedilmektedir. Her iki valf içinde alt parçalarıyla birlikte detayları aşağıdaki başlıklarda anlatılmaktadır.

3.3.1. Piston valfi ve alt parçaları

Piston valfinin çift borulu amortisörlerdeki ana görevi açılma yönünde direnç oluşturmaktır. Seyir halindeki araçta sıkışan yay üzerinde biriken kuvvetin serbest kalması ile aracın zıplamasına engel olarak piston valfleri görev yaparlar.

Amortisörün içinde bulunan hidrolik sıvısı piston milinin yukarı yönlü hareketi esnasında sıkışarak pistonun diğer tarafına geçmeye zorlanır. Akışkanın bu hareketi tamamen serbest olarak değil belirli sınırlar içerisinde gerçekleştirebilmesi için piston valfi kullanılır. Zamanla birçok valf sistemi geliştirilmiş olup bunların amacı amortisör hareketine bağlı olarak farklı hızlarda oluşan sönümlenme kuvvetinin kontrol edilebilmesidir. Amortisör firmalarının geliştirmiş olduğu birçok piston valf çeşidi olup bu çalışmada kullanım alanı en yaygın olan konvansiyonel pullu yapıdan bahsedilecektir. Piston valfi, piston parçası haricinde çeşitli alt parçaların da bir araya gelmesiyle oluşmaktadır (Şekil 3.1). Bu sayede her iki yönde olacak olan akışkan geçişleri ve farklı hızlarda oluşturacağı sönümlenme kuvvet değerleri belirli limitler içerisinde kontrol altına alınabilmektedir.

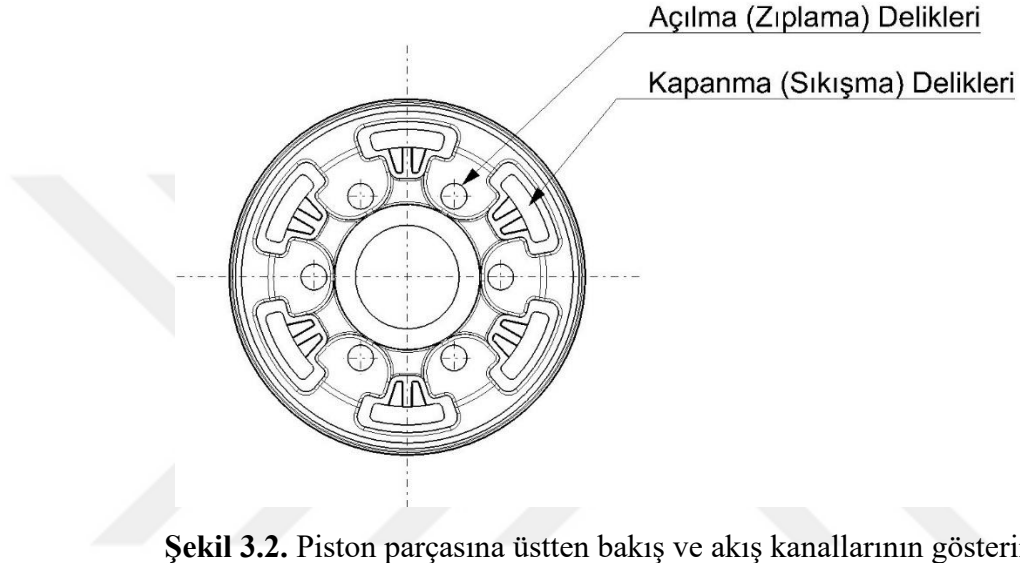


Şekil 3.1. Ağır vasıta bir araçta kullanılan amortisörün konvansiyonel tip örnek bir piston valfinin alt parçaları ve tanımları

Piston valfi, silindir borusunun içinde ve piston miline montajlı olarak amortisör içerisinde yer almaktadır. Araç şasesine montajlı piston milinin yukarı ve aşağı hareketleri esnasında onunla birlikte aynı yönde hareket etmektedir. Bu esnada silindir içerisindeki yağ pistonda bulunan açıklıklardan geçerek pistonun hareketine ters yönde hareket eder. Bu geçiş esnasında pistonda bulunan açıklıkların alanı, ayar pulunda yağ kaçışı için bulunan çentiklerin alanı, farklı kalınlık ve adetlerde bulunan pullar ve tüm pulların ön gerilimi piston valfinin oluşturacağı sönümleme kuvvetini belirlemektedirler.

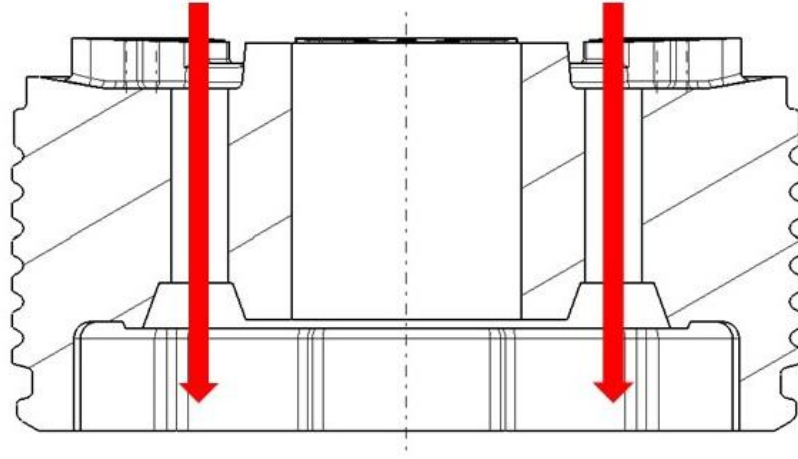
Piston valfinde bulunan tüm alt parçalar sönümlemeye etki etmeyip, montajın gerçekleştirilmesi veya açık pozisyonda piston milinin hareketini limitleyecek parçalarda yer almaktadır. Bu parçaya zıplama durdurucu pul denilmektedir.

Piston parçası bu valfin ana gövdesini oluşturmakla birlikte üzerinde bulunan delik veya koza şeklindeki açıklıklardan akışkanın diğer tarafa geçmesini sağlamaktadır. Bu açıklıklar valf tasarımına ve her iki taraftaki pulların yerleşimine göre sadece tek yönde işlev görmekte olup iki gruba ayrılmaktadırlar. Her iki yöndeki akış için de açıklıkların alanı sönülemeye etki eden önemli parametrelerdir.



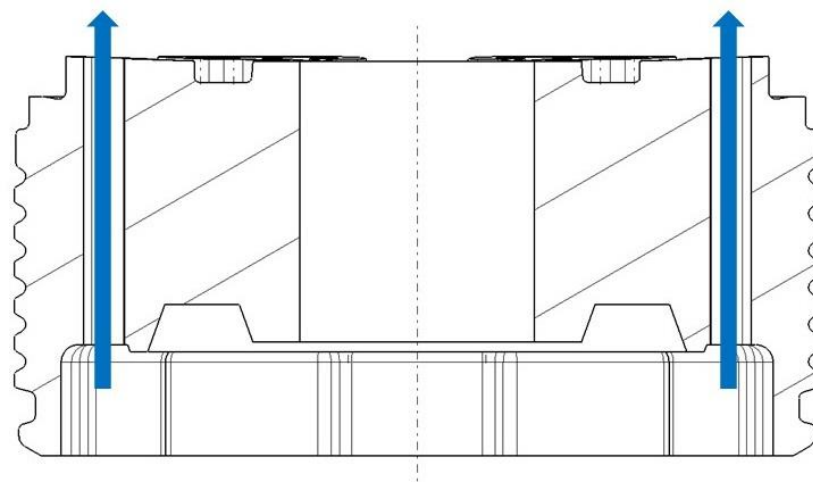
Şekil 3.2. Piston parçasına üstten bakış ve akış kanallarının gösterimi

Şekil 3.2' de ağır vasıtalarda kullanılan piston parçalarından biri gösterilmiştir. Burada zıplama delikleri bir çap değeri ile tanımlanabilmekte iken sıkışma esnasında akışın oluşacağı delikler ise koza şeklinde oluşturulmuştur. Zıplama delikleri amortisörün açılması esnasında yani piston valfinin ana görevini gerçekleştirdiği esnada akışkanın geçiş yaptığı deliklerdir. Kapanma delikleri ise amortisörün kapanması esnasında hidrolik sıvının pistonun üst kısmına rahatça ancak kontrol altında geçişini sağlamaktadır. Asıl sönüleme zıplama yönünde olduğu için bu deliklerin alanları daha dar tasarlanmaktadır.



Şekil 3.3. Piston parçası kesit görünüşü ve amortisörün açılma (zıplama) esnasında pistonda gerçekleşen akış yönü ve akışın olduğu deliklerin gösterimi

Piston mili açılma esnasında yukarı doğru hareket eder. Bu esnada piston parçasının üstünde kalan akışkan, yukarı doğru hareket eden pistondan aşağı doğru geçiş yapar. Zıplama esnasında çalışan geçiş kanalları ve akış yönü Şekil 3.3’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Piston parçasının farklı bir açıdan alınmış kesit görünüşü ve kapanma (sıkışma) esnasında oluşan akışın yönü ve akış kanalının gösterimi

Şekil 3.4’ de kapanma esnasında piston üzerinde oluşan akış gösterilmiştir. Koza şeklindeki deliklerde oluşan akış pistonun altında sıkışan yağın belirli bir kısmının pistonun üstüne doğru hareket etmesiyle oluşmaktadır.

Buradan da anlaşıldığı üzere piston üzerindeki delikler tek yönlü çalışabilmesi için tasarlanmaktadır. Akışın gerçekleşmeyeceği delikler ters yönde çalışan pullar tarafından kapatılmaktadır. Kısacası akış esnasında direnç göstererek bükülen pullar, ters yönlü akışta deliği kapatmaktadırlar.

Piston valfinin diğer alt parçaları aşağıda açıklanmıştır:

Amortisör tam açık boya ulaştığında piston mili maksimum seviyede dışarıya çıkmış ve piston valf grubu üst kısımda bulunan kılavuz parçasına dayanmış durumda olmaktadır. Zıplama durdurucu pulun görevi ise valf grubunun bu durumdan zarar görmemesi için ilk temasta bulunan kalın bir pul olmasıdır. Sönümleme kuvvetine herhangi bir etkisi yoktur.

Piston valfinin üst kısmında bulunan pullar, amortisör kapanırken silindir içerisinde bulunan akışkanın pistonun üst kısmına Şekil 3.4' de gösterilen koza deliklerden kontrollü geçişini sağlamaktadır. Ayrıca bu pullar amortisörün ters yöndeki hareketi esnasında akışa izin verdikleri bu açıklıkları kapatmaktadırlar. Bu sayede akışın yönüne göre sadece tayin edilmiş delikler çalışmaktadırlar. Ara pul parçası ise bu pulların akış gerçekleşirken ne kadar serbest bir mesafede bükülebileceğini belirlemektedir.

Piston valfinin ana görevi amortisörün açılması esnasında direnç oluşturmak olup bunu piston ve pistonun alt kısmında bulunan parçalar ile gerçekleştirmektedir. Pistonun alt kısmında bulunan ve piston ile temas halinde olan ara pul, pulların montaj sonrasında oluşacak ön gerilmesini belirlemektedir. Bu ara pulun kullanılmaması veya daha ince kullanılması halinde ayar pulu ve pulların merkezine yakın olan kısımda ön bir baskı oluşturmaktadır. Bu ara pul kalınlaştırıldıkça alt kısımda bulunan diğer pulların ön gerilmesi azaltılmış olmaktadır. Bu parçanın sönümleme kuvvetine etkisi bulunmaktadır.

Ayar pulu özellikle düşük hızlarda oluşturulacak sönümleme kuvvetine etki etmektedir. Bu pul üst üste birden çok kullanılmamakta olup, ana görevini bükülerek değil üzerinde bulunan çentiklerden çok düşük hızlarda yağın sızabilmesine imkân vermekle gerçekleştirmektedir. Bu sebeple düşük hızlarda yapılacak kuvvet değişiklikleri için doğrudan bu ayar pulundan ayar yapılmaktadır.

Pistonun alt kısmında bulunan pullar, piston deliklerinden gerçekleşen akışa asıl direnci uygulayan ve sönümlemeyi oluşturan parçalardır. Valf tasarımına göre pulların sayısı ve et kalınlığı pul grubunun oluşturacağı kuvveti belirlemektedir. Daha çok orta ve yüksek hızlarda oluşan sönümleme kuvvetini etkileyen pullar yay çeliğinden üretilmektedirler.

Pistonun üstünde yer alan ara pul gibi alt kısımda yer alan ara pul da benzer görev yapmaktadır ve pulların uç kısımlarının ne kadar bükülebileceğini belirlemektedir. Ara pulun dış çapı diğer pullara göre oldukça küçüktür ve belirlenen strokta pulların kolaylıkla bükülebilmesine izin vermektedir. Bu çapın bir miktar büyütülmesi ile pulların bükülmesi zorlanmakta ve sönümleme kuvveti bir miktar artırılabilir. Ayrıca ara pulun kalınlığı artırıldığında pullar daha çok bükülebilmektedir ve özellikle orta ve yüksek hızlarda sönümleme kuvveti bir miktar azalabilmektedir.

Somundan önce yer alan ve zıplama durdurucu pul gibi et kalınlığı fazla olan Valf Pulunun her iki yüzeyine taşlama yapılmaktadır. Bu sayede valf gurubunun düz bir zemine oturabilmesi sağlanmakta ve sönümleme kuvvet değerlerinde oluşabilecek tutarsızlığın önüne geçilmektedir. Bu sayede valf parçaları üst kısımdan piston kolunda hassas işlenen faturaya otururken alt kısımdan da yine hassas işlenmiş Valf puluna oturmakta ve iki sınır arasında montajlanmış olmaktadır. Rijit bir yapıya sahip olup, bükülen pulların akış esnasında temas ederek bükülmelerinin sınırlandırılmasında da görev almaktadır.

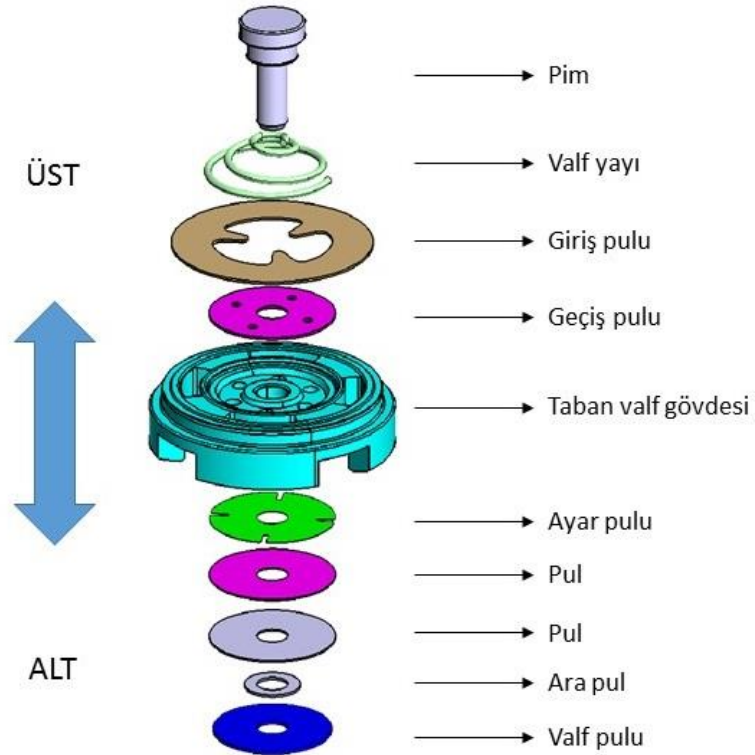
Belirli bir tork ile sıkılan somun parçası, piston valf gurubunu piston miline montajlayan parçadır. Piston mili üzerinde yer alan ve dış açılmış olan bölgeye takılmaktadır.

3.3.2. Taban valfi ve alt parçaları

Seyir halindeki aracın amortisörleri yoldan gelen etkilerle ve sürüş şekline göre belirli bir miktar kapanabilir ve bu esnada hareketi sönümlemek üzere taban valfi görev yapar. Taban valfi, tek borulu amortisörlerde olmayıp sadece çift borulu amortisörlerde bulunmaktadır. Taban valfinin ana görevi amortisörün kapanma (sıkışma) hareketi esnasında sönümleme sağlamasıdır.

Kapanma hareketi esnasında piston mili belirli bir hızla amortisörün içerisine doğru hareket eder. Dolayısıyla piston parçası aşağı doğru hareket eder ve altında kalan akışkan pistonun üzerine geçiş yapar. Ancak piston milinin amortisörün içerisine girmesi sebebiyle ek bir hacim kaplar ve akışkanın tamamı pistonun üst kısmına çıkamaz. İçeriye giren piston mili hacmi kadar akışkanın silindirden dışarıya yani rezervuar hacmine aktarılması gerekir (bkz. Şekil 2.11). Bu esnada taban valfi akışkanı silindir içerisinde tutmaya çalışarak sönümleme kuvvetini oluşturur.

Taban valfi birçok alt parçanın bir araya gelmesiyle oluşmakta olup, ana gövdesini “Taban Valf Gövdesi” olarak isimlendirilen parça oluşturmaktadır (Şekil 3.5). Diğer parçalar onun üzerine montajlanarak taban valfini oluşturmaktadırlar ve her iki yönde gerçekleşecek olan akışa bu sayede direnç oluşturabilmektedirler.



Şekil 3.5. Ağır vasıta amortisöründe kullanılan örnek bir taban valfinin alt parçaları ve tanımları

Taban valfi, silindir borusunun alt kısmına sıkı geçme montajlanmaktadır. Ayrıca montaj bağlantısının üzerinde yer alan alt kapak parçasının üstünde konumlanmaktadır.

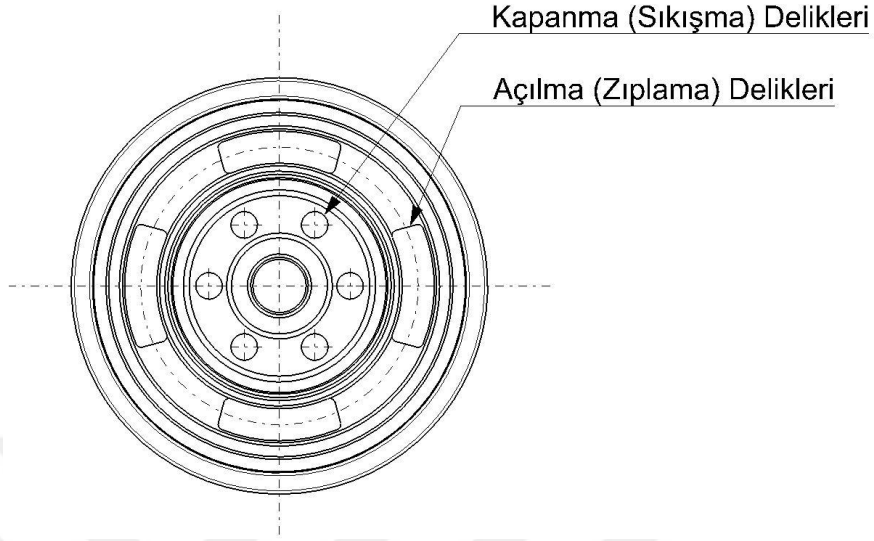
Amortisörün açılma ve kapanma hareketleri esnasında piston mili amortisör içerisine girip çıkmakta ve silindir içerisinde akışkanın kaplayabileceği hacim değişkenlik göstermektedir. Bu değişkenliğin sağlanabilmesi için gövde borusu ile silindir borusu arasındaki rezervuar hacmi kullanılmaktadır. Silindir içerisindeki akışkanın hacim değişimi taban valfi ile kontrol edilmekte olup rezervuar alanına geçmeye çalışan akışkanı, silindir içerisinde muhafaza etmeye yönelik kuvvet oluşturmaktadır. Bu kuvvet, taban valfinin oluşturması gereken ve ana görevi olan sönümlenme kuvvetidir.

Ayrıca amortisör açılırken akışkanın silindirin içerisine kolayca hücum edebilmesini sağlamak amacıyla açılma yönünde oldukça düşük kuvvetler oluşturmasıyla silindir içerisindeki hacmin sürekli olarak yağ ile dolu olmasını sağlamaktadır. Bu sayede her iki valf tamamen akışkan içerisinde kalıp, kavitasyon oluşturmada sürekli sönümlenme yapabileceklerdir.

Taban valfi de piston valfi ile benzer şekilde çalışmakta olup bir gövde üzerine inşa edilmiştir. Gövde üzerinde bulunan ve farklı yönlerde akışa müsaade eden açıklıklar pullar ile kapatılmıştır. Akış gerçekleşirken ilgili deliklerin çıkışını kapatan pullar bükülerek açılmaktadır. Akışkanın geçmesine belirli bir miktar izin verilerek sönümlenme yapılmaktadır. Aynı pullar, ters yönlü akış esnasında akışın diğer deliklerden olması için bir önceki delikleri kapatarak görevini yerine getirmektedir. Bunu sağlayabilmek için tasarımsal çözümler uygulanmakla birlikte valf gövdesi üzerinde kot farklılıkları uygulanmaktadır. Ayrıca gövdenin iki tarafında kullanılan pulların dış çapları farklı olmaktadır.

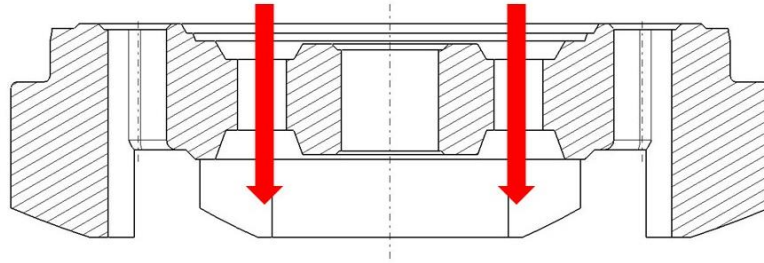
Taban valf gövdesi (TVG) ve üzerindeki akış kanalları piston parçası ile benzerlik göstermektedir. Ancak iç ve dış kısımlarda bulunan deliklerin amaçları piston parçasına göre zıt çalışmaktadır. Bunun sebebi amortisörün çalışması göz önüne getirildiğinde kolaylıkla anlaşılacaktır. Aşağı yönlü akışlar iç kısımdan gerçekleşecek şekilde

tasarlanmış olan bu parçalarda açılma ve kapanma hareketlerinde akışkan bu parçalardan zıt yönde geçmektedir.

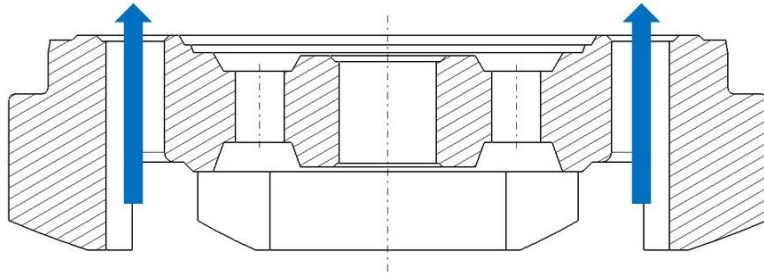


Şekil 3.6. Taban valf gövdesi parçasına üstten bakış ve akış kanallarının gösterimi

Şekil 3.6' de örnek bir taban valf gövdesi gösterilmiştir. Burada sıkışma delikleri bir çap değeri ile tanımlanmakta olup zıplama delikleri ise koza şeklinde tasarlanmıştır.



Şekil 3.7. Taban valf gövdesi parçası kesit görünüşü ve amortisörün kapanması (sıkışma) esnasında gerçekleşen akış yönü ve akışın olduğu deliklerin gösterimi



Şekil 3.8. Amortisörün açılması (zıplama) esnasında gerçekleşen akışın yönü ve akış kanalının gösterimi

Amortisör kapanırken piston mili aşağı doğru hareket eder ve akışkanı silindir borusu içerisinde aşağı doğru süpürür. Bu esnada amortisör içerisine giren piston mili hacmi kadar akışkan taban valf gövdesinden rezervuar hacmine doğru hareket eder (Şekil 3.7).

Amortisörün açılması esnasında piston mili amortisör dışına çıkar ve silindir içerisinde boşalan hacmin akışkan ile doldurulması gerekir. Bu esnada silindir ve gövde borusu arasında (rezervuar hacmi) bulunan akışkan, silindir içerisine taban valfi aracılığıyla kontrollü olarak transfer edilir (Şekil 3.8).

Taban valfinin diğer alt parçaları aşağıda açıklanmıştır:

Taban valfi de piston valfine benzer şekilde çalışmaktadır. Akışkan her iki yön için sadece belirlenmiş deliklerden geçiş yapabilmektedir ve ters yönlü akışta delik ilgili pullar vasıtasıyla kapatılmaktadır.

Taban valfinin piston valfinden farklılaştığı noktalardan biri montajının somunla değil, pim ucu kısmına yapılan ovalama operasyonu ile yapılıyor olmasıdır. Ayrıca piston mili gibi bir parçaya montajlanmadan kendi içinde bir pim aracılığıyla montajlanmaktadır. Daha sonra üzerinde bulunan faturaya silindir parçası sıkı geçme montajlanmaktadır.

Bir diğer fark ise valfin üst kısmında bulunan parçaların her ne kadar pistonun üst kısmında bulunan parçalarla aynı görevi yapsalar bile farklı bir şekilde çalışıyor olmalarıdır. Piston valfinin üst kısmında bulunan parçalar bükülerek çalışmalarına rağmen, taban valfinin üst kısmında bulunan giriş pulu bükülmeden belirli bir strokta hareket ederek deliklerden gerçekleşecek akışa izin vermektedir. Strok, pim üzerindeki uzunluk ile belirlenmekte olup, valf yayı parçası giriş pulunun sürekli gövde parçasına temas edebilmesi için bu pula kuvvet uygulamaktadır. Akışkanın basıncı önce yayın kuvvetini yenerek daha sonra giriş pulunu tamamen açmakta ve bu sayede akış gerçekleşmektedir. Ters yönlü akışlarda ise hem akışkanın hem yay uyguladığı kuvvet sayesinde yukarı yönlü akış kanalları tamamen kapatılmaktadır.

Geçiş pulu her ne kadar gövdenin üzerinde yer alsa bile aslında pistonun alt kısmında yer alan pul gurubu ile aynı yönlü akışa hizmet etmektedir. Amortisörün kapanması esnasında gövdenin iç kısmında bulunan deliklerden gerçekleşecek akışın geçeceği kesit alanını kontrol etmektedir.

Ayar pulu, pul, ara pul ve valf pulu bir önceki bölümde piston valfinde anlatıldığı şekilde çalışmakla beraber piston valfinden tek farkı amortisör açılırken değil, kapanırken görev yapıyor olmasıdır.

3.3.3. Sönümlemenin belirlenmesi

Amortisör, tekerleğin düşey yöndeki hareketine ve hızına bağlı olarak ters yönde direnç kuvveti üreten bir süspansiyon elemanıdır. Oluşan titreşimler amortisör tarafından çift yönde üretilen kuvvetler ile sönümlenir ve yayda depolanan kinetik enerji ısı enerjisine çevrilerek atmosfere atılır.

Belirli bir genlikte salınım hareketi yapan bir yayın sahip olduğu kinetik enerjiyi absorbe eden ve bu salınımına karşı yönde direnç gösterecek şekilde oluşturulan kuvvete sönümleme kuvveti denir. Bu durum amortisörlerde valfler aracılığıyla sağlanmakta olup farklı frekanslardaki salınımlar için aynı valfler farklı sönümleme kuvvetleri üretebilmektedirler. Oluşan bu kuvvetler, aracın güvenliğine, yol tutuşuna, viraj kabiliyetine, sürüş konforuna ve ömür dayanımına doğrudan etki ederler. Bu sebeple amortisörlerin belirlenen sönümleme kuvvetlerini sağlaması ve bunun için yapılacak mühendislik çalışmaları oldukça önemlidir.

Amortisörün kullanılacağı aracın tipi, aracın kullanılacağı yola ve müşteri isteklerine göre geliştirme çalışmaları yapılmaktadır. Birçok yapısal dayanım, gürültü oluşumu vb. testlerle beraber amortisör sönümleme kuvveti testleri de gerçekleştirilmektedir. Sönümleme kuvveti testleri belirli frekanslarda gerçekleştirilmektedir. Her amortisör, kendisinden beklenen sönümlemeyi sağlayabilmek için özel olarak belirlenmiş kuvvet değerlerini belirli tolerans aralıklarında sağlamalıdır (Çetin ve ark. 2016).

Amortisörlerin oluşturduğu sönümlenme kuvvetleri valf tasarımlarına göre değişiklik göstermektedir. Özetle bunlar:

- a. Piston valfinin akışkanı süpürdüğü çap değeri,
- b. Piston ve taban valf gövdesinin her iki akış yönü için tanımlanan deliklerinin toplam kesit alanları
- c. Bu deliklerden geçecek akışa direnç oluşturacak parçaların etkisidir.

Yukarıda özetlenen tüm değişkenler alt detaylarıyla birlikte sönümlenmeye etki etmekle birlikte, oluşturdukları sönümlenme test cihazlarıyla tespit edilebilmektedir. Bu değişkenlerde oluşturulan farklılıklar sonucunda sönümlenme kuvveti değişmektedir. Bu değişim belirli testlerle elde edilecek karakteristik eğrilerle gösterilebilmektedir.

3.3.4. Performans testi

Amortisör geliştirme çalışmaları sırasıyla tasarım, analiz, prototip üretimi, valf tasarımı (tuning), yapısal testler, gürültü testleri, ömür testleri ve son olarak araç testleri aşamalarından oluşmaktadır. Burada amortisörün işlevini etkileyen en kritik süreç valf tasarımı sürecinde yapılan farklı frekanslarda üretilecek sönümlenme kuvvetinin belirlenmesidir (Çetin ve ark. 2016).

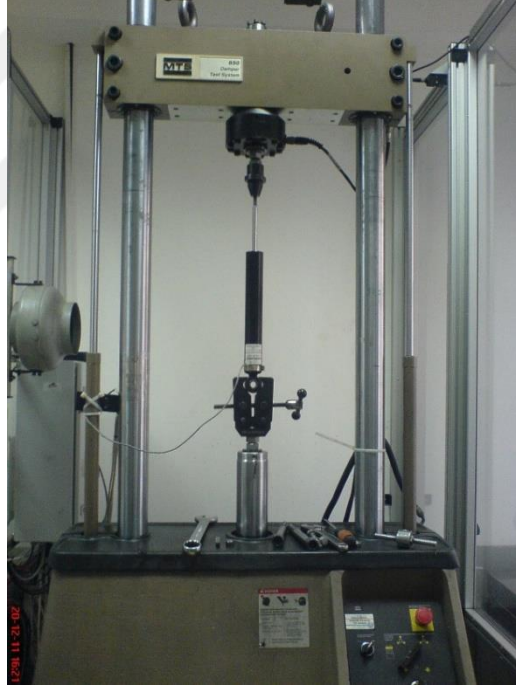
Amortisörlerin performansı (sönümlenme değerleri) test cihazlarında ölçülerek tespit edilmektedir. Bu ölçümler, amortisör belirli bir strokta ve farklı hızlarda çalıştırılarak yapılmaktadır. Ölçümlerin girdi sınır şartları standartlara, müşterilere ve amortisör firmalarının kendi tecrübeleriyle oluşturdukları standartlara göre farklılıklar arz edebilmektedir.

Yapılacak performans testlerinde dikkat edilecek hususlar aşağıdaki gibidir:

- a. Amortisör test başlangıcında oda sıcaklığında olmalıdır.
- b. Test esnasında ortam sıcaklığı oda sıcaklığında olmalıdır.
- c. Amortisör, araca bağlandığı konumda (tasarım boyu) veya orta strokta test cihazına bağlanmalıdır.

- d. Amortisör test cihazına bağlandıktan sonra loadcell üzerinde biriken kuvvet sıfırlanmalıdır.
- e. Amortisör test öncesi 5 tam çevrim çalıştırılmalıdır. Bu sayede silindir içerisinde bulunma olasılığı olan gaz rezervuar hacmine aktarılacak ve silindirin içi hidrolik sıvısı ile dolu olacaktır.

Yapılacak performans testlerinde sönümlenme kuvvetinin ölçümü için özel olarak geliştirilmiş test makinaları kullanılmaktadır (Çetin ve ark. 2016). Bunlardan bilinen markalara Amerika menşeli MTS (Anonim 2019b) ve İngiltere menşeli Servotest (Anonim 2019c) markaları örnek verilebilir. Bu çalışmada MTS marka bir servo hidrolik test cihazı kullanılarak sonuçlar elde edilmiştir (Şekil 3.9).



Şekil 3.9. Bu çalışmada kullanılan servo hidrolik performans test makinesi

Test makinesi, yazılımı sayesinde farklı frekanslarda programlanabildiği gibi amortisörü çalıştırarak ölçümler yapabilmektedir. Amortisörün test edileceği farklı hızlar için nominal kuvvet değerleri tasarım aşamasında belirlenir. Daha sonra yine araç tipi, amortisör tipi ve kullanım yeri ve müşteri taleplerine göre tolerans bandı belirlenir. Test makinesinden elde edilen sonuçlar kıyaslanarak istenilen sönümlenmenin oluşturulup oluşturulmadığı anlaşılır. Bunların yanı sıra amortisörün çalışma süresince anlık

oluşturduğu kuvvetler ile elde edilen grafikler vasıtasıyla akış esnasında oluşan bir problem var ise bu konuda bir öngörüle de bulunulabilir.

3.3.5. Performans test makinesi

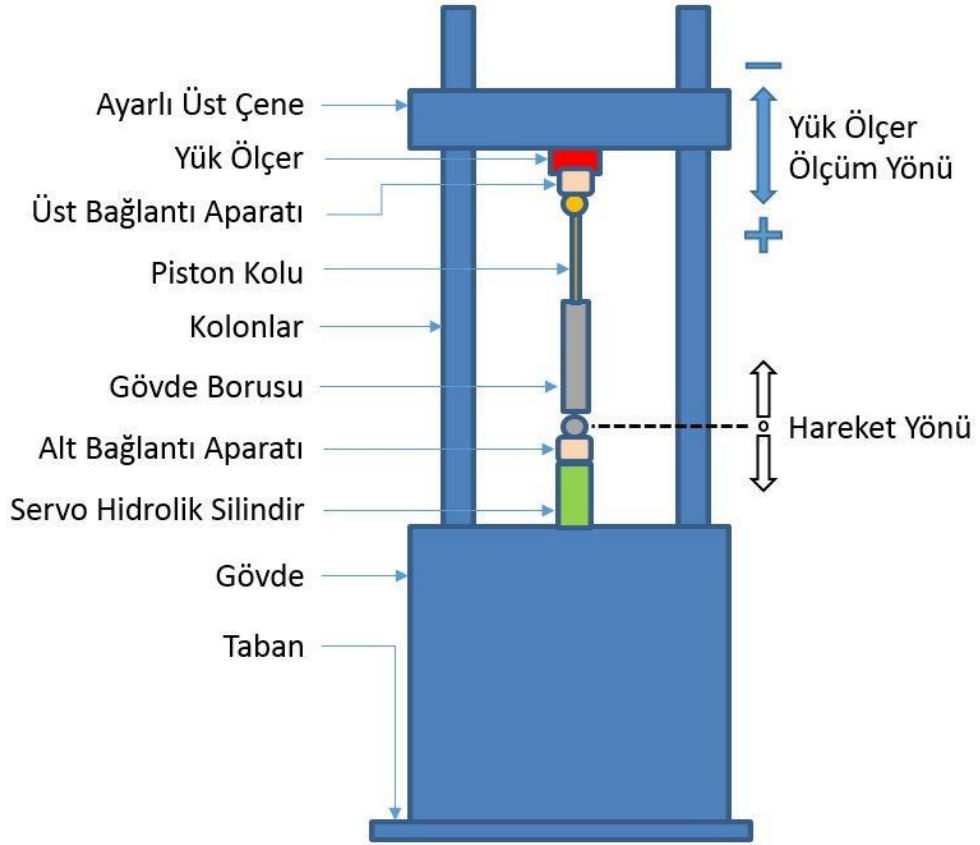
Amortisörlerin performans testleri servo hidrolik test cihazlarında gerçekleştirilmektedir.

Bu çalışmada kullanılan test makinesi aşağıda belirtilen kapasite değerlerine sahiptir:

- a. Yük kapasitesi: 25 kN
- b. Hız kapasitesi: 4 m/s
- c. Strok: +/- 125 mm

Servo hidrolik test cihazları belirli hızlara kadar amortisörleri test edebilmektedirler. Bu çalışmada en yüksek hız kapasitesi 4m/s olan bir test makinesi kullanılmıştır. Test makinesinin amortisörü hareket ettirdiğinde amortisörde oluşan sönümlenme kuvveti loadcell vasıtasıyla ölçülür. Test cihazında, amortisöre hareket veren servo hidrolik silindirin ise belirli bir stroğu vardır. Bu çalışmada en fazla 25 kN sönümlenme kuvveti oluşturan amortisörler ölçülebilecek olup, en fazla +/-125 mm strok kullanılabilir. Ancak yapılacak hiçbir çalışmada ihtiyaç duyulmadıkça limit değerler kullanılmaması gerekmekte olup yeterli strok ve hızlarda ölçüm yapılmalıdır.

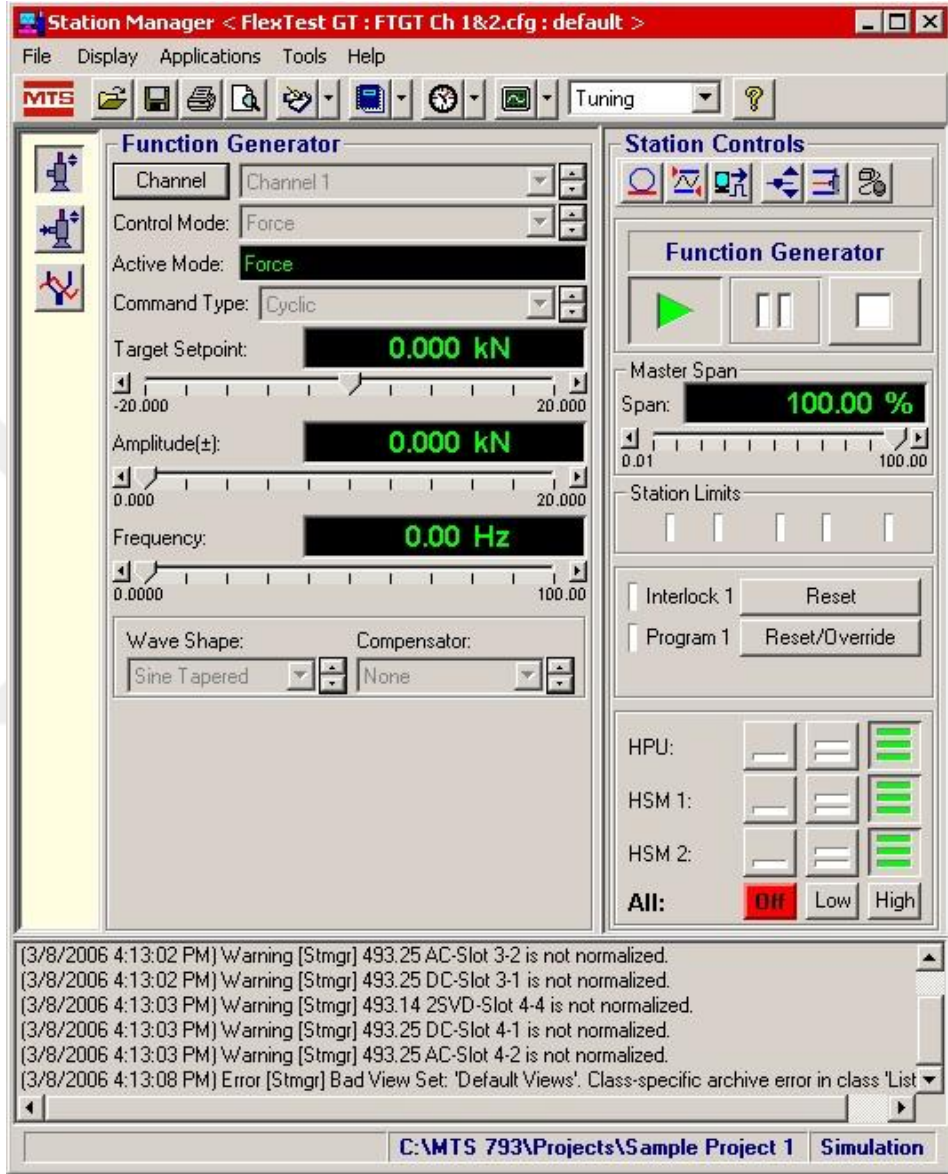
Şekil 3.10' da, performans testinin gerçekleştirildiği amortisör ve test cihazının şekilsel anlatımında genel bileşenler gösterilmektedir.



Şekil 3.10. Test cihazı ve amortisör performans testi şekilsel anlatımı (Çetin ve ark. 2016)

Performans testlerinde amortisör, test cihazına çoğunlukla düşey pozisyonda bağlanır (Şekil 3.10). Araç üzerinde yatay yönde çalışacak amortisörler özelleştirilmiş test cihazlarıyla yatay olarak ta test edilebilmektedir. Test cihazındaki bağlantıların küresel olması eksen kaçıklıklarından doğabilecek yan yük etkisini azaltır. Amortisör gövde borusu (alt) tarafından servo hidrolik silindire ve piston mili tarafındaki (üst) bağlantıdan yük ölçere bağlıdır. Ayarlı üst çene test öncesi amortisörün açık ve kapalı boy limitlerine göre uygun bir mesafeye getirilerek sabitlenir. Test esnasında yük ölçer tarafı sabit tutulurken servo hidrolik silindir tarafı sinüs dalgalarını sürer. Gerçekleşen her sinüs dalgası için amortisör hem açma hem de kapama yönünde toplam 2 kere maksimum hıza ulaşır ve bu noktalarda farklı iki yönde (pozitif ve negatif) maksimum sönümleme kuvvet değerleri oluşur. Performans testleri genelde strok sabit tutularak ve sadece amortisörün çalışma hızı değiştirilerek gerçekleştirilir. Farklı hız ve frekanslarda yapılan ölçümlerde hız ve yer değiştirmeye bağlı olarak elde edilen kuvvet değerleri karakteristik eğrileri oluşturur (Çetin ve ark. 2016).

Test cihazında yapılacak ölçümlerde, cihazın kontrol edilebilmesi ve verilerin okunabilmesi için cihazın bağlı olduğu bir bilgisayar ve ara yüze sahip bir yazılım (Station Manager) kullanılmaktadır (Şekil 3.11).



Şekil 3.11. MTS performans test makinesinin kontrol edilebilmesi için kullanılan program arayüzü (Anonim 2008)

Bu program ile test makinesinin pompaları aktif hale getirilebilmekte, amortisör montajından sonra loadcell üzerindeki biriken yük sıfırlanabilmekte ve amortisörün test edilebileceği tüm koşullar (Strok, hız veya frekans, çevrim sayısı, ön çalıştırma vs.) tanımlanabilmektedir.

3.4. Karakteristik eğriler

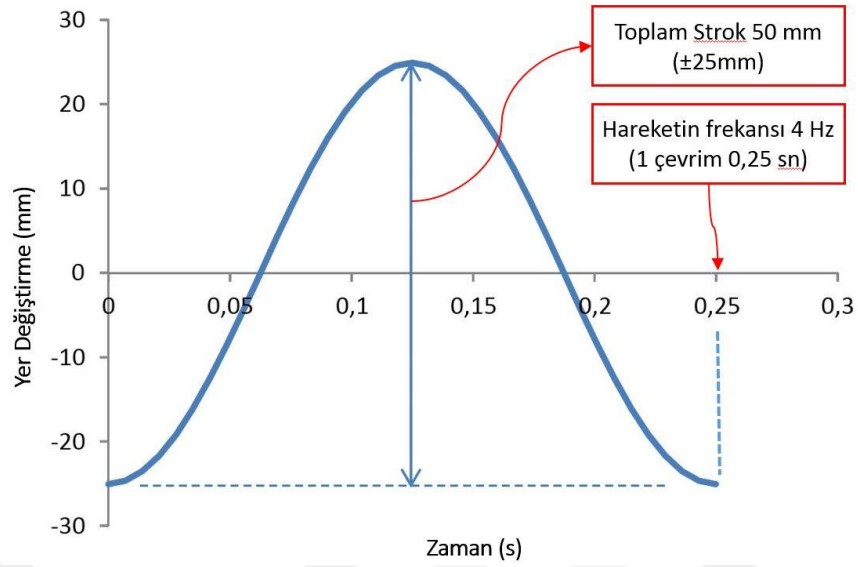
Amortisör karakteristikleri, genel olarak amortisörün kullanılacağı araç ve kullanım yeri, strok, minimum ve maksimum uzunluklar, boru çapları, bağlantı noktalarının tasarımı vs. gibi birçok girdi koşula bağlıdır. Ancak buna rağmen performans testlerinde açılma ve kapanma esnasında oluşan kuvvetler ile oluşturulan eğriler, bize amortisörün istenen sönümleme koşullarını sağlayıp sağlayamadığı bilgisini vermektedir. Valf parametrelerinin akıllıca seçilmesiyle geniş aralıklara sahip bir kuvvet-hız grafiği elde edilebilir (Dixon 2007).

Amortisör, açılma ve kapanma hareketlerine zıt yönde direnç kuvveti üreten bir parçadır. Bu direnç kuvvetleri belirli frekanslarda ölçülür ve ölçülen kuvvetler ürün karakteristiğini belirler. Ölçüm koşulları firmadan firmaya ve ürün çeşidine göre değişkenlik gösterse de belirli hızlarda yapılan ölçümler ürünü tanımlamak için yeterlidir. Bu hızlar amortisörün açılma (zıplama) ve kapanma (sıkışma) aşamalarında tanımlanan çalışma stroğunun orta bölgesinde oluşur.

Sönümleme kuvveti ölçüm yapılırken girdi koşullar belirlenir. Bunlara göre test makinesi amortisörün belirli bir sürede yine belirli bir mesafede açılma veya kapanma hareketi yapmasını sağlar. Test makinesinin çalışmasını tanımlamak için kullanılan hareket-zaman grafiği sinüs dalgasına benzer bir yapıdadır. Frekansa bağlı olarak belirlenen hızlar, bu sinüs dalgası içerisindeki maksimum hızlar olup stroğa bağlı olarak aşağıdaki formül ile hesaplanırlar:

$$V_{max} = \pi * \frac{L}{1000} * f \quad (3.7)$$

Yukarıdaki bağıntıda “f” değeri frekansı ifade etmektedir ve (Hz) birimindedir, “L” değeri toplam stroğu ifade etmekte olup (mm) birimindedir. Dolayısıyla bu denklemden elde edilen Vmax hız değerleri (m/s) biriminde olacaktır. Şekil 3.12’ de Vmax=0,628 m/s, f=4 Hz ve L=50 mm değerleri ile elde edilen yer değiştirmenin grafiği görülebilmektedir (Çetin ve ark. 2016).



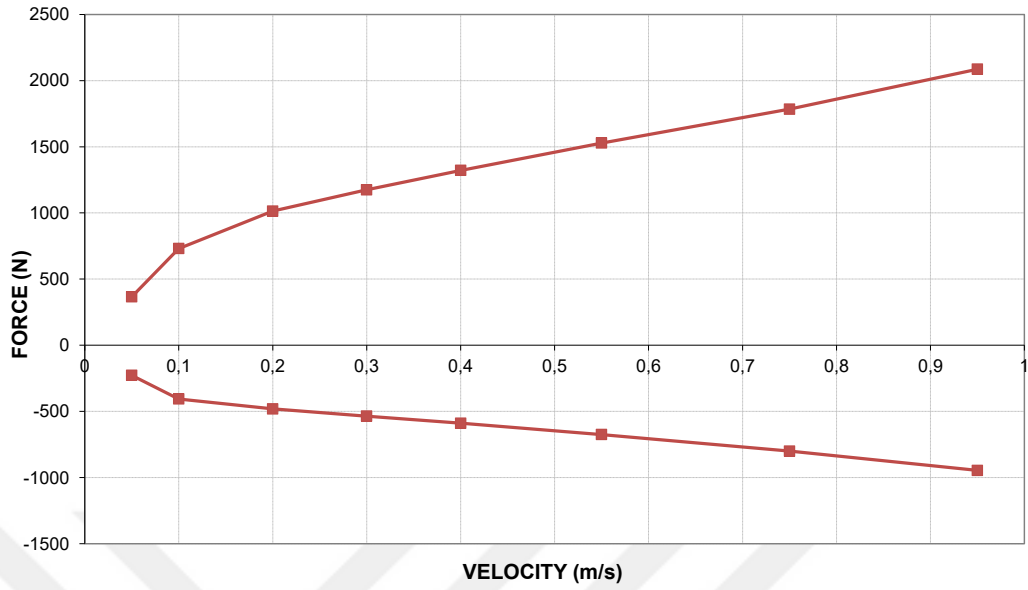
Şekil 3.12. Test cihazı için örnek yer değiştirme-zaman grafiği (Çetin ve ark. 2016)

Performans testlerinde test makinesi amortisörü belirli bir frekansta hareket ettirir ve amortisörün oluşturduğu kuvvetler loadcell ile ölçülür. Elde edilen sonuçlarla belirli karakteristik eğriler çizilebilmektedir. Bu sayede amortisör performansı hakkında yorum yapılabilmektedir. Karakteristik eğrilerden detaylı olarak aşağıda bahsedilmiştir.

3.4.1. Kuvvet-hız grafiği

Elde edilen eğrilerden ilki kuvvet-hız grafiğidir. Belirli hızlarda amortisör çalıştırılır ve bu hızlarda amortisörün oluşturduğu sönümlenme kuvvetleri ile kuvvet-hız grafiği oluşturulur. Burada iki farklı grafikten söz edilebilir. İlki amortisör için tanımlanan hız değerlerinde oluşan en yüksek sönümlenme kuvvetleri ile çizilen eğri iken, ikincisi amortisörün test esnasındaki hareketi boyunca oluşturduğu sönümlenme değerlerinin sürekli takibinin yapılabileceği Histerezis eğrisidir.

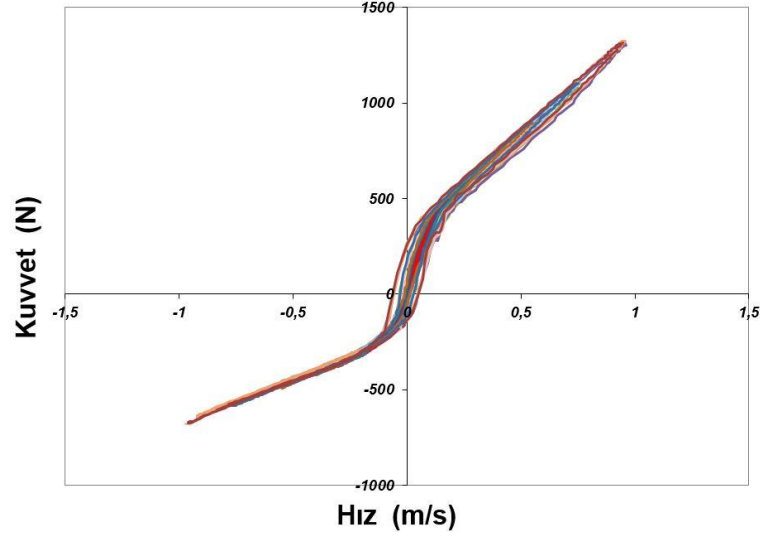
Amortisör çalıştırılırken yön değişimi esnasında hız 0 m/sn değerine kadar düşer ve yön değiştirilerek diğer yönde hareket eder. Yaklaşık olarak orta strokta istenen hız değerine ulaşır. Bu sebeple amortisör belirli frekansta çalıştırılırken istenen hız değeri yaklaşık olarak orta strokta oluşturulur. Buradan hareketle belirlenen hız değerinde en yüksek sönümlenme kuvvet değeri oluşturularak kayıt altına alınır. İstenen hız değerlerinde oluşan en yüksek sönümlenme kuvvetleri ile kuvvet-hız grafiği çizilebilir (Şekil 3.13).



Şekil 3.13. Örnek bir maksimum hız – maksimum kuvvet eğrileri (Çetin ve ark. 2016)

Şekil 3.13’ de farklı hızlarda yapılan testlerden elde edilen en yüksek kuvvet değerleriyle oluşturulmuş örnek kuvvet-hız eğrileri görülmektedir. Kuvvet doğrusunda pozitif kısım açılma yönünde oluşan sönümlenme kuvvetini temsil etmektedir. Negatif kısımda oluşan eğri ise kapanma esnasında oluşan maksimum sönümlenme kuvvetleri ile oluşturulmuştur. Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi yapılan ölçümlerle elde edilen kuvvet değerlerinin belirli tolerans aralıklarında olması gerekmektedir. Bunun sağlanabilmesi için valf geliştirme çalışmaları gerçekleştirilmekte ve valf gruplarının doğru kombinasyonu tespit edilmektedir (Çetin ve ark. 2016).

Belirlenen hızlarda elde edilen en yüksek kuvvetlerin haricinde birde test esnasında sürekli olarak kuvvet değerlerinin kayıt altına alınmasıyla ikinci bir kuvvet-hız grafiği oluşturulabilmektedir (Şekil 3.14). Burada test girdi şartlarında belirlenen her bir hız değeri ile yapılan ölçümlerden sürekli alınan sonuçlar görülebilmektedir.



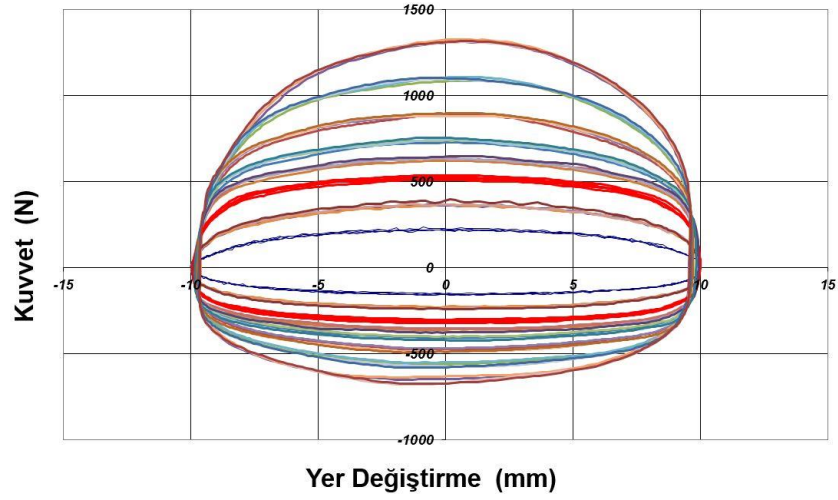
Şekil 3.14. Farklı hızlarda yapılan ölçümler sonucunda sürekli kayıt alınarak oluşturulan kuvvet – hız grafiği örneği (Çetin ve ark. 2016)

Test boyunca oluşan tüm kuvvet değerleriyle oluşturulan ve değişimi gösteren bu kuvvet-hız grafiği ise Histerezis eğrilerinden oluşmaktadır (Şekil 3.14). Bu grafik yardımıyla amortisörün çalışması esnasındaki duraksamalar gözlemlenebilmektedir (Çetin ve ark. 2016). Yapılan testlerde müşteri talebi oluşmadıkça bu grafik üzerinde herhangi bir çalışma yapılmamaktadır.

3.4.2. Kuvvet-yer değiştirme grafiği

Amortisör testlerinde hıza bağlı olarak elde edilen kuvvetlerdeki değişim yukarıda anlatılan grafiklerle izlenebilmektedir. Farklı hızlarda yapılan çevrimlerde elde edilen en yüksek kuvvetler ve tek bir hız için yapılan çevrimde sürekli olarak elde edilen kuvvetlerle iki farklı grafik çizilmiştir. Burada ise tek bir çevrim içerisinde gerçekleşen hızdaki değişimden bağımsız olarak, konuma bağlı olarak oluşan sönümlenme kuvveti incelenmektedir. Bu sayede test çevrimi esnasında oluşan kavitasyon oluşumu ve yağ geçişindeki gecikmelerde gözlemlenebilmektedir.

Şekil 3.15’ de örnek olarak yapılan bir test için oluşturulmuş kuvvet-yer değiştirme grafiği görülmektedir. Farklı hızlarda yapılan ikişer ölçüm için oluşturulan bu “loop eğrilerinin” orantılı bir şekilde oluşması beklenir (Kruse ve ark. 2009).



Şekil 3.15. Örnek bir kuvvet–yer değiştirme grafiği (Çetin ve ark. 2016)

Loop eğrilerinin düzgün ve kuvvet doğrusuna göre simetrik olması ile amortisörde kuvvet sürekliliği olduğu söylenebilir. Düzgün oluşmayan eğriden amortisörde akış esnasında bir problemin olduğu, problemin ne seviyede olduğu ve hangi hız ve frekans değerinde oluştuğu anlaşılabilir. Genellikle kavitasyon problemleri ile karşılaşılmakta olup farklı sebeplerden dolayı da asimetriklik gerçekleşebilir (Çetin ve ark. 2016).

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Amortisörün oluşan salınımları sönümleme karakteristiği, ağır yükler altında çalışacak olan bir ağır vasıta için oldukça önemlidir. Amortisör taşıta, çalışma koşullarına ve bağlantı bölgesine göre tasarlanmış olsa bile asıl görevini yerine getirebilmesi için valf parametreleri oldukça kritik öneme sahiptir. Bu sebeple bu çalışmada valf parametrelerindeki değişkenliklerin sönümleme kuvvetine olan etkileri incelenmiştir.

4.1. Test Koşullarının ve Parametrelerin Belirlenmesi

Ağır vasıtalarda kullanılan amortisörlerin araç üzerinde çalışması esnasında oluşturacakları sönümleme kuvveti, aracın seyir halindeki güvenliği için oldukça büyük önem arz etmektedir. Bu sebeple amortisör içerisindeki akışa direnç göstererek sönümleme kuvvetini oluşturan valf gruplarının anlaşılması ve bunlarda yapılacak değişikliklerin etkisinin iyi analiz edilmesi oldukça önemlidir.

Bu çalışmada testler belirli koşullar altında gerçekleştirilecektir. Bkz. “3.1 Materyal“ başlığı altında tanımlanan çift borulu geleneksel teleskobik bir ağır vasıta amortisörü üzerinde çalışmalar yapılacaktır. Bir performans testinde dikkat edilmesi gerekenler bkz. “3.3.4 Performans testi” kısmında da anlatılmış olup Amortisörün ve ortamın oda sıcaklığında olması ve amortisörün test cihazına uygun şekilde bağlanmış olması elzemdir. Bununla beraber bu çalışma için gerçekleştirilecek her test için geçerli olacak diğer teknik koşullar aşağıda özetlenmiştir:

- a. Çift borulu, gazsız, geleneksel teleskobik tasarıma sahip amortisör kullanılacaktır.
- b. Amortisör ve ortam test başlangıcında oda sıcaklığında olmalıdır.
- c. Amortisör içerisine oda sıcaklığında ve aynı miktarda hidrolik sıvısı koyulacaktır.
- d. Amortisör orta strokta test cihazına bağlanmalıdır.
- e. Test cihazı ağır vasıta amortisörü ölçümü için yeterli olacaktır:
 - Yük kapasitesi: 25 kN
 - Hız kapasitesi: 4 m/s
 - Strok kapasitesi: 250 mm olmalıdır.
- f. Amortisör test cihazına bağlandıktan sonra loadcell üzerinde biriken kuvvet sıfırlanmalıdır.

Yukarıdaki koşulların sağlanması ile her test için belirlenen test yöntemi ise aşağıdaki gibi olmalıdır:

- a. Amortisör test edilmeden önce 1m/sn hızda ve 100 mm (± 50 mm) strokta 5 tam çevrim yapacak şekilde çalıştırılacaktır.
- b. Amortisör toplam strok mesafesinin orta kısmında test edilecek olup test, 50 mm (± 25 mm) strokta gerçekleştirilecektir.
- c. Amortisör aşağıda belirtilen hızlarda test edilecektir:
 - 0,052 m/sn
 - 0,130 m/sn
 - 0,260 m/sn
 - 0,390 m/sn
 - 0,520 m/sn
 - 1,024 m/sn

Uygulanan test yönteminde amortisör, test cihazına düşey yönde bağlanarak belirli hız ve frekanslar altında çalıştırılmış ve üretmiş olduğu sönümleme kuvvetleri ölçülmüş olacaktır.

4.2. Referans Değerlerin Belirlenmesi ve Hız Bölgeleri

Amortisörlerde kullanılan valfler birçok parçadan oluşmakla beraber, bu alt parçaların birbirinden farklı görevleri ve etkileri vardır (bkz. “3.3 Valf parametreleri”). Geliştirilecek her yeni amortisör için yapılan ayar çalışmalarında bu parçalarda değişiklikler yaparak yeni kombinasyonlar oluşturulur ve hedeflenen sönümleme değerlerine ulaşılır. Alt parçalardaki değişikliklerin nasıl bir fark oluşturduğunu gözlemleyebilmek için test çalışmalarının başlangıcında referans alınabilmesi için ilk valf tasarımı (Çizelge 4.1) ve ilk sönümleme değerleri (Çizelge 4.2) belirlenmiştir. Yapılacak tüm değişiklikler kıyaslanırken bu değerler kullanılacaktır.

Çizelge 4.1. Referans valf tasarımı

Referans Valf Tasarımı				
		Parça	Özellik	Adet
Piston Valfi	1	Zıplama durdurucu pul	Ø27 x 3t	1
	2	Ara pul	Ø15 x 0,40t	1
	3	Pul	Ø30 x 0,206t	2
	4	Piston (sıkışma akış alanı)	72.42 mm ²	1
		Piston (zıplama akış alanı)	9.42 mm ²	
	5	Ön yük mesafesi	0,18 mm	-
	6	Ayar pulu sızıntı alanı	0,60 mm ²	1
	7	Pul	Ø25 x 0,20t	5
	8	Ara pul	Ø16 x 0,40t	1
	9	Valf pulu	Ø20 x 2t	1
10	Somun	M10	1	
Taban Valfi	1	Pim	Ø8 mm	1
	2	Konik yay	Ø0,7 mm	1
	3	Giriş pulu	Ø32 0,40t	1
	4	Geçiş pulu	2 mm ²	1
	5	TVG (zıplama akış alanı)	134 mm ²	1
		TVG (sıkışma akış alanı)	29,45 mm ²	
	6	Ön yük mesafesi	0,25 mm	-
	7	Ayar pulu sızıntı alanı	0,96 mm ²	1
	8	Pul	Ø20 x 0,15t	5
9	Ara pul	Ø8,9 x 0,40t	1	

Çizelge 4.1' de gösterilen piston ve taban valf alt parça detayları, bu çalışmada referans olarak alınacak sönümlleme kuvvet değerlerini oluşturacak valf grupları tanımlanmaktadır. Bu alt parçaların bir araya getirilmesiyle valfler ve daha sonra amortisör oluşturulmaktadır.

Referans olarak belirlenen valf tasarımının kullanıldığı ve bu testlerin gerçekleştirileceği açılabilir amortisör montajlanarak referans test değerleri oluşturulmuştur (bkz. Çizelge 4.2). Bu değerler, amortisörün peş peşe iki kere ölçülmesiyle elde edilen sonuçların ortalaması alınarak belirlenmiştir.

Çizelge 4.1’ de yer alan alt parçalarda yapılacak farklılıklarla farklı sönümlenme kuvvet değerleri elde edilecek ve alt parçaların sönümlenmeye olan etkisi yapılacak testlerle gözlemlenecektir.

Çizelge 4.2. Referans sönümlenme değerleri

Referans Sönümlenme Değerleri												
Hızlar (m/sn)	Zıplama Aşaması						Sıkışma Aşaması					
	0,052	0,13	0,26	0,39	0,52	1,024	0,052	0,13	0,26	0,39	0,52	1,024
Sönümlenme Kuvveti (N)	2065	3928	4732	5481	6264	10374	-160	-299	-650	-792	-895	-1241

Hız bölgeleri

Valf gruplarında oluşan sönümlenme kuvveti maksimum hız – maksimum kuvvet grafiği ile değerlendirilirken oluşan grafik düşük, orta ve yüksek hız bölgeleri olarak üçe ayrılabilir. Valf tasarımı ve ayar çalışmalarında nasıl bir değişiklik yapılacağına karar verilirken bu bilgi önem arz etmektedir. Bu sınıflandırma sayesinde valf gruplarının alt parçalarının nasıl bir etki ortaya koyduğu daha iyi tarif edilebilecektir. Bu değerler valf tasarımı ve sönümlenme kuvvetinin seviyesine göre değişiklik arz etse ve net bir değer ile ifade edilemeseler bile yaklaşık olarak belirtilebilirler.

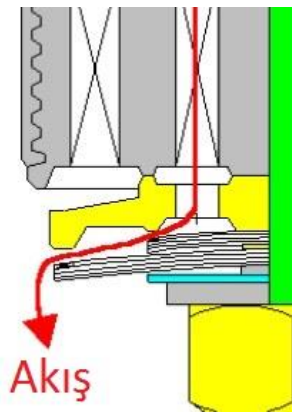
Düşük hız bölgesi, pulların henüz bükülmediği ve sönümlenme kuvvetinin yaklaşık olarak 0-0,1 m/sn hızları arasında olduğu değerleri ifade etmektedir. Asfalt zeminde düzgün yol şartlarında viraj kabiliyeti genel olarak bu hızlarda yapılan kuvvet değişimleri ile kontrol edilmektedir. Daha çok ayar pulundaki değişiklik ile bu bölge tayin edilebilmektedir (Şekil 4.1).

Orta hız bölgesi yaklaşık olarak 0,1-0,5 m/sn hızları arasında oluşmaktadır (Şekil 4.1). Valf pullarının büküldüğü (Şekil 4.2) ve aracın ortalama yol şartlarında seyahati esnasında oluşabilecek çalışma şartlarını göstermektedir. Orta hız bölgesindeki eğrinin açısı genel olarak sabit kalıp daha çok pullar ile bu bölge tayin edilebilmektedir. Bazı OEM firmaları için bu bölge 0,15-1 m/sn arası olarak kabul edilebilmektedir.



Şekil 4.1. Referans değerlerle oluşturulmuş Kuvvet – Hız grafiği ve hız bölgelerinin yaklaşık gösterimi

Yüksek hız bölgesi ise yaklaşık olarak 0,5-1 m/sn arasında olup (Şekil 4.1) farklı OEM ler 1-2,5 m/sn olarak ta değerlendirebilmektedirler. Bu hızlar amortisörün sürekli olarak ani yön değişimlerine ve yoldan gelen etkilere maruz kaldığı bozuk zeminlerde ve Arnavut kaldırımı tipindeki yollarda oluşmaktadır. Bu hızlar akışkan davranışının en düşük seviyede kontrol edilebildiği ve gürültü probleminin en çok olduğu değerlerdir. Pullar Şekil 4.2’ de gösterildiği gibi tamamen bükülmüş olmakla beraber aynı kesit alanından çok daha yüksek debilerde akış oluşmaktadır.



Şekil 4.2. Pistonda gerçekleşen akış esnasında bükülmüş pullara örnek kesit bir görsel

Çizelge 4.2’ de bu çalışmada gerçekleştirilecek olan tüm test sonuçlarının kıyaslanmasında kullanılacak başlangıç değerleri görülmektedir. Şekil 4.1’ de bu değerlerle oluşturulmuş kuvvet-hız grafiği görülmektedir.

4.3. Piston Valf Parametrelerinin Amortisör Performansına Etkileri

Çift borulu amortisörlerde piston valfinin ana görevi, amortisörün açılması esnasında direnç kuvveti oluşturmak ve salınımı sönümlemektir. Valf, bu etkiyi oluşturabilmek için belirli bir tasarıma ve alt parçalara sahiptir. Bu alt parçalar bkz. “3.3.1 Piston valfi ve alt parçaları” başlığı altında anlatılmıştır. Burada ise belirli alt parçaların valf grubunun oluşturduğu sönümleme kuvvetine olan etkisi incelenecektir.

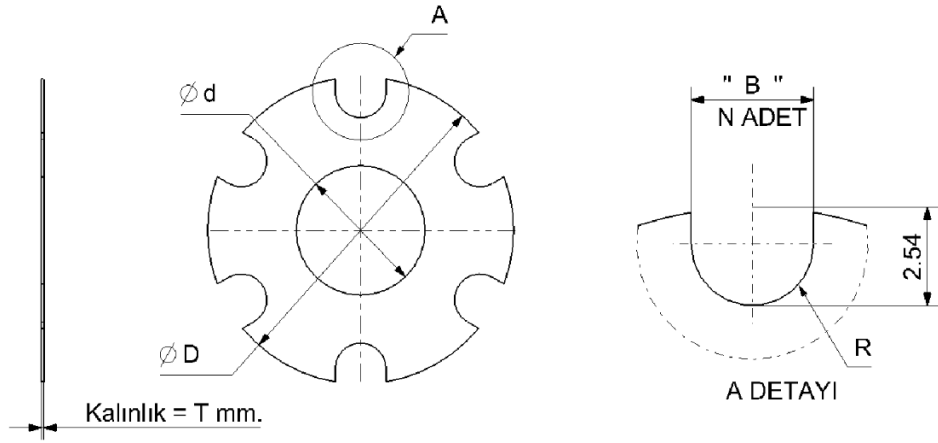
Bu çalışmada alt parçalarda yapılacak değişikliklerle sönümleme kuvvetine etkisi incelenecek olan parametreler aşağıdaki gibidir:

- a. Ayar pulu tasarımının (sızıntı alanı) etkisi
- b. Pul adedinin etkisi
- c. Pul kalınlığının etkisi
- d. Piston valfi ön gergisinin etkisi
- e. Piston akış kanallarının etkisi

Ayar pulu tasarımı amortisörden düşük hızlar elde edilen sönümleme kuvvetlerine etki etmektedir. Pul adedi, pul kalınlığı, ön gergi değişimleri orta ve yüksek hız değerlerini etkilemektedir. Piston parçasında bulunan akış kanalları ise yüksek hızlarda oluşan sönümlenmelerde etkisini göstermektedir.

4.3.1. Ayar pulu tasarımının etkisi

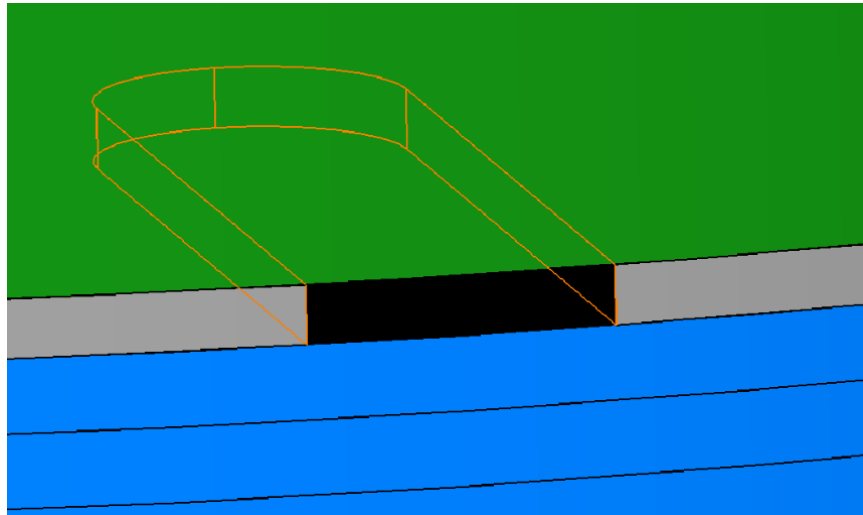
Amortisörün açılma hareketi esnasında piston valfi üzerinde bulunan pullar, oluşan debiye bağlı olarak bükülür ve akışa izin verir. Pulların bükülmesi valf tasarımına göre belirli bir debi oluştuğunda gerçekleşir. Pulların bükülmediği daha düşük debiye sahip akışlarda ise akışkan, ayar pulu üzerinde bulunan çentiklerden sızıntı (bleeding) yaparak akışı gerçekleştirir. Düşük hızlarda gerçekleşen bu durum ayar pulunun üzerinde bulunan çentiklerin alanına ve akışkanın debisine bağlıdır.



Şekil 4.3. Örnek bir ayar pulu teknik resminden bir kesit

Şekil 4.3’ de gösterilen parça örnek bir ayar pulu olup, üzerindeki çentiklerin detayları paylaşılmıştır. Burada d, ayar pulunun piston mili parçasına montajı için gereken iç çap değerini, D ise ayar pulunun piston parçası üzerinde tanımlanan bölgeye oturabilmesi için gereken dış çap değerini göstermektedir. A detayında belirtilen B ise çentik genişliğini ve N ise çentik adedini göstermektedir. Ayar pulu piston ve pul arasında kalmaktadır. Bu sebeple çentiğin ağız kısmının alanı sızıntı alanı (A_S) olarak tanımlanır (Şekil 4.4). Sızıntı alanı aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir:

$$A_S = TxBxN$$



Şekil 4.4. Piston (yeşil) ve pullar (mavi) arasında montajlanmış ayar pulu (gri) ve sızıntı alanı (siyah)

Şekil 4.4’ de montajlı bir piston valfinden parçalara farklı renkler tanımlanarak bir görüntü alınmıştır. Siyah boyalı kısım sızıntının gerçekleştiği çentik boşluğudur. Piston ve pullar arasında bulunan bu çentik alanı kadar bir sızıntıya izin verilmektedir. Toplam sızıntı alanı tüm çentiklerin oluşturduğu alanlar toplanarak hesaplanmaktadır.

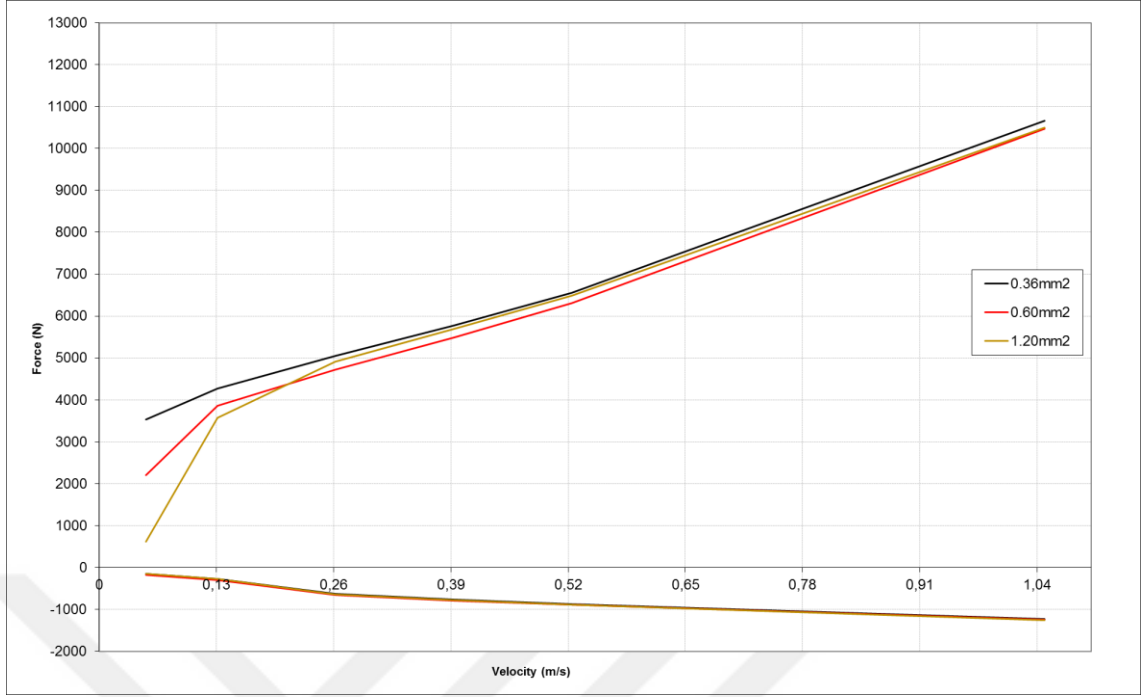
Çizelge 4.3. Piston valfi ayar pulundaki değişim sonrası oluşan sönümlenme kuvvetleri ve referans değer ile aralarında oluşan farklar

SÖNÜMLEME KUVVETİ					DEĞİŞİM				
Hız (m/sn)	Ayar Pulu Sızıntı Alanı (mm ²)				Hız (m/sn)	Ayar Pulu Sızıntı Alanı (mm ²)			
	1,20	0,60 (Ref)	0,36			1,20	0,60 (Ref)	0,36	
0,052	605	2065	3531	0,052	-71%	0%	71%	ZİPLAMA (N)	
0,130	3605	3928	4274	0,130	-8%	0%	9%		
0,260	4952	4732	5050	0,260	5%	0%	7%		
0,390	5746	5481	5777	0,390	5%	0%	5%		
0,520	6533	6264	6551	0,520	4%	0%	5%		
1,024	10535	10374	10663	1,024	2%	0%	3%		
0,052	-151	-160	-145	0,052	-6%	0%	-9%	SIKIŞMA (N)	
0,131	-274	-299	-272	0,131	-8%	0%	-9%		
0,262	-640	-650	-633	0,262	-1%	0%	-3%		
0,393	-785	-792	-772	0,393	-1%	0%	-2%		
0,524	-898	-895	-883	0,524	0%	0%	-1%		
1,024	-1252	-1241	-1238	1,024	1%	0%	0%		

Referans valf tasarımında 0,60 mm² sızıntı alanına sahip ayar pulu kullanılmaktadır. Bu pulun etkisi, 0,36 mm² ve 1,20 mm² alana sahip iki farklı ayar pulu ile yapılan testlerle kıyaslanmıştır.

Çizelge 4.3’ den de görülebileceği gibi piston valfindeki ayar pulunda yapılan değişiklik amortisörün düşük hızlarda yapmış olduğu zıplama hareketini etkilemektedir. Ayar pulu üzerindeki sızıntı alanı artış gösterdikçe oluşan sönümlenme kuvveti düşmekte, sızıntı alanı azaltıldığında ise daha az miktarda akış olabildiğinden sönümlenme kuvveti artmaktadır.

Çentiklerin oluşturduğu alandaki değişime göre farklı sönümlenme kuvvetleri oluşmaktadır. Elde edilen değerlerle çizilen kuvvet-hız eğrisi aşağıda gösterilmektedir.

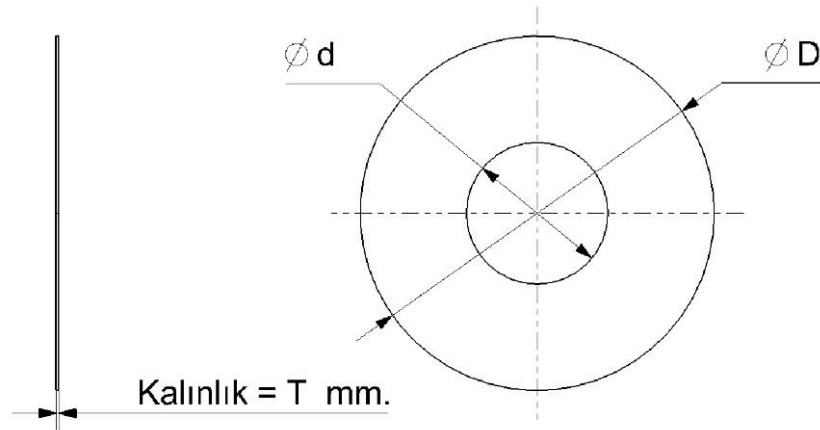


Şekil 4.5. Ayar pulunun farklı tasarımlarıyla elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve düşük hızda oluşan farklılığın gösterimi

Şekil 4.5’ de gösterildiği üzere, $0,36 \text{ mm}^2$ sızıntı alanı ile düşük hızlarda en yüksek kuvvetler elde edilirken, bu alan $1,20 \text{ mm}^2$ olduğunda akışkan daha kolay akmakta ve en düşük sönümlenme kuvvetleri elde edilmektedir.

4.3.2. Pul adedinin etkisi

Aracın hareketi esnasında yoldan gelen etkiler ve aracın ivmelenmesi doğrultusunda amortisör açılma ve kapanma hareketleri gerçekleştirir. Amortisör hareketinin hızına bağlı olarak akışkan, valflerde bulunan pulları bükerek oluşan aralıklardan akışı gerçekleştirir. Ayar pulundan farklı olarak çentikleri olmayan bu pullar (Şekil 4.6) üst üste birden çok sayıda eklenerek kullanılabilirler. Akışkana direnç gösteren pul adedi oluşturulan direnci yani sönümlenme kuvvetini doğrudan etkilemektedir.



Şekil 4.6. Örnek bir pul teknik resminden bir kesit

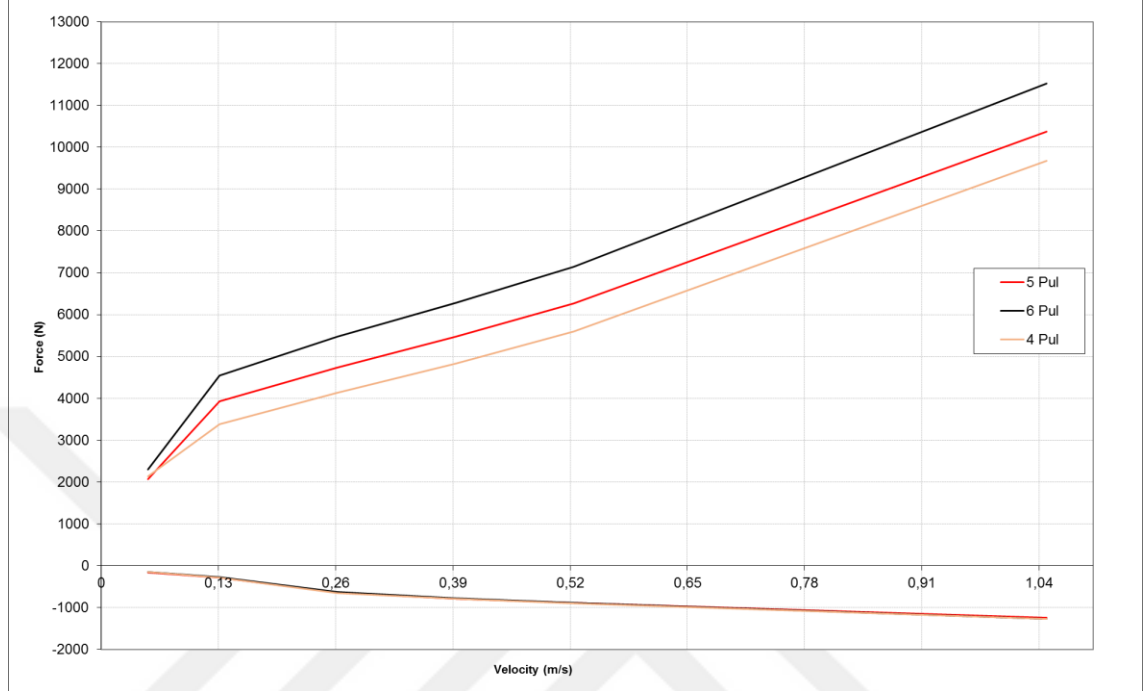
Şekil 4.6’ da görüldüğü gibi oldukça basit yapısı olan bu pullar yay çeliğinden üretilmekte olup ayar pulu ile aynı dış ve iç çap değerlerine sahiptirler. Akışın debisi artış gösterdiğinde ayar pulu da bu pullar gibi davranarak bükülür.

Çizelge 4.4. Piston valfi pul adetlerindeki değişim sonrası oluşan sönümlenme kuvvetleri ve referans değer ile aralarında oluşan farklar

SÖNÜMLEME KUVVETİ					DEĞİŞİM				
Hız (m/sn)	Pul adedi				Hız (m/sn)	Pul adedi			
	4 pul	5 pul (Ref)	6 pul			4 pul	5 pul (Ref)	6 pul	
0,052	2135	2065	2296	ZIPLAMA (N)	0,052	3%	0%	11%	ZIPLAMA (N)
0,130	3380	3928	4544		0,130	-14%	0%	16%	
0,260	4138	4732	5471		0,260	-13%	0%	16%	
0,390	4835	5481	6284		0,390	-12%	0%	15%	
0,520	5592	6264	7144		0,520	-11%	0%	14%	
1,024	9679	10374	11527		1,024	-7%	0%	11%	
0,052	-156	-160	-153	SIKISMA (N)	0,052	-2%	0%	-4%	SIKISMA (N)
0,131	-289	-299	-277		0,131	-3%	0%	-7%	
0,262	-653	-650	-635		0,262	1%	0%	-2%	
0,393	-790	-792	-776		0,393	0%	0%	-2%	
0,524	-899	-895	-891		0,524	1%	0%	0%	
1,024	-1270	-1241	-1271		1,024	2%	0%	2%	

Referans olarak belirlenen piston valf grubunda 0,20 mm kalınlığında 5 adet pul vardır. Kıyas yapabilmek için aynı çap ve kalınlıkta olan 6 adet pul (toplam 1,2 mm kalınlık) ve 4 adet pul (toplam 0,8 mm kalınlık) ile testler yapılmıştır. Çizelge 4.4’ den de görülebileceği üzere sadece pul adedi değiştirildiğinde daha çok orta hızlarda gerçekleşen

bir farklılık söz konusudur. Tabloda pul değişikliği yapıldığında en çok artış gösteren sönümlenme kuvvet değerleri kırmızı ile ve düşüş gösterenler ise sarı ile boyanmıştır.



Şekil 4.7. Pul adedindeki değişiklikle elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve oluşan farklılığın gösterimi

Çizelge 4.4’ de belirtilen değerler ve aradaki oluşan farklar Şekil 4.7’ de kuvvet – hız grafiğinde gösterilmiştir. Başta orta hızlar olmak üzere yüksek hızlarda da etkisi bulunan pul adedi, sönümlenme kuvvetinin belirlenmesinde önemli bir etkidir.

4.3.3. Pul kalınlığının etkisi

Valf gruplarında pullar, akış esnasında debiye bağlı olarak bükülmekte ve akışkan geçişi için alan açmaktadırlar. Önceki bölümde pulların adetlerindeki değişimde bahsedildiği gibi pulların kalınlıkları da sönümlenme kuvveti için önemli bir etkidir. Daha kalın bir pul, ince pula göre akışın oluştuğu esnada daha zor bükülecektir. Bu da daha yüksek sönümlenme değerleri oluşturacaktır.

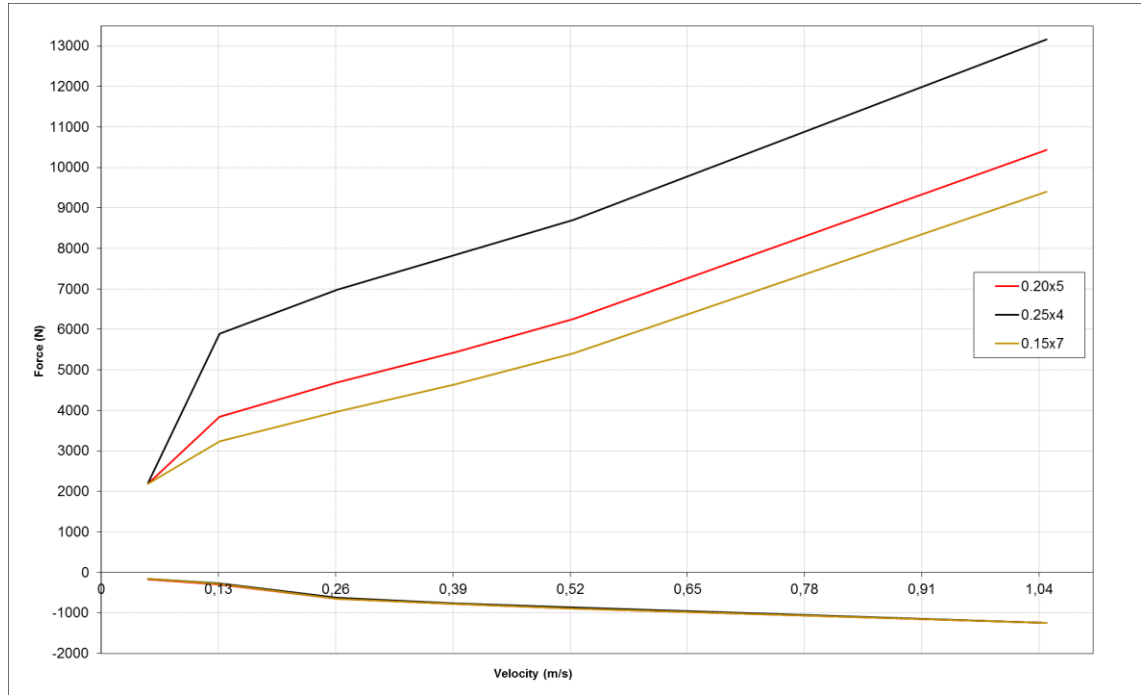
Farklı kalınlıktaki pullar ile oluşturulan valf grupları ile elde edilen sönümlenme değerleri Çizelge 4.5’ de referans değerleriyle kıyaslamalı olarak gösterilmiştir. Referans valf

grubunda 5 adet 0,20 mm kalınlığındaki pullar kullanılarak toplam 1 mm pul kalınlığı sağlanmıştır. Aynı çaplara sahip 0,25 mm kalınlığında 4 adet pul ile 1 mm toplam kalınlık sağlanmış olup oluşan sönümlenme kuvvetleri kıyaslanmıştır.

Çizelge 4.5. Piston valfi pul kalınlıklarındaki değişim sonrası oluşan sönümlenme kuvvetleri ve referans değer ile aralarında oluşan farklar

SÖNÜMLEME KUVVETİ				ZIPLAMA (N)	
Hız (m/sn)	Pul kalınlığı (mm)				
	0,15x7	0,20x5	0,25x4		
0,052	2192	2065	2198		
0,130	3234	3928	5891		
0,260	3963	4732	6984		
0,390	4650	5481	7842		
0,520	5412	6264	8713		
1,024	9401	10374	13169		
SÖNÜMLEME KUVVETİ				SIKIŞMA (N)	
Hız (m/sn)	Pul kalınlığı (mm)				
	0,15x7	0,20x5	0,25x4		
0,052	-159	-160	-154		
0,131	-287	-299	-275		
0,262	-649	-650	-625		
0,393	-789	-792	-763		
0,524	-901	-895	-864		
1,024	-1255	-1241	-1251		

DEĞİŞİM				ZIPLAMA (N)	
Hız (m/sn)	Pul kalınlığı (mm)				
	0,15x7	0,20x5	0,25x4		
0,052	6%	0%	6%		
0,130	-18%	0%	50%		
0,260	-16%	0%	48%		
0,390	-15%	0%	43%		
0,520	-14%	0%	39%		
1,024	-9%	0%	27%		
DEĞİŞİM <th rowspan="7">SIKIŞMA (N)</th>				SIKIŞMA (N)	
Hız (m/sn)	Pul kalınlığı (mm)				
	0,15x7	0,20x5	0,25x4		
0,052	0%	0%	-3%		
0,131	-4%	0%	-8%		
0,262	0%	0%	-4%		
0,393	0%	0%	-4%		
0,524	1%	0%	-3%		
1,024	1%	0%	1%		



Şekil 4.8. Toplam pul kalınlığı korunarak Pul adedindeki değişiklikte elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve oluşan farklılığın gösterimi

Orta hızlar ağırlıklı olmak üzere sönümlenme kuvvetlerinde %30-50 oranlarında artış oluşmuştur. Toplam pul kalınlığı korunsa bile pul kalınlığının sönümlenme kuvvetine olan etkisi burada görülmektedir. Yapılan çalışmalarda ek olarak 0,15 mm kalınlığında 7 adet pul kullanılarak performans testi gerçekleştirilmiştir. Toplam kalınlık 1,05 mm ye çıkmış olsa bile sönümlenme kuvvetlerinde %15-20 oranlarında düşüş meydana gelmiştir. Pul kalınlıklarının etkisi Şekil 4.8’ de kuvvet – hız grafiği ile gösterilmiştir.

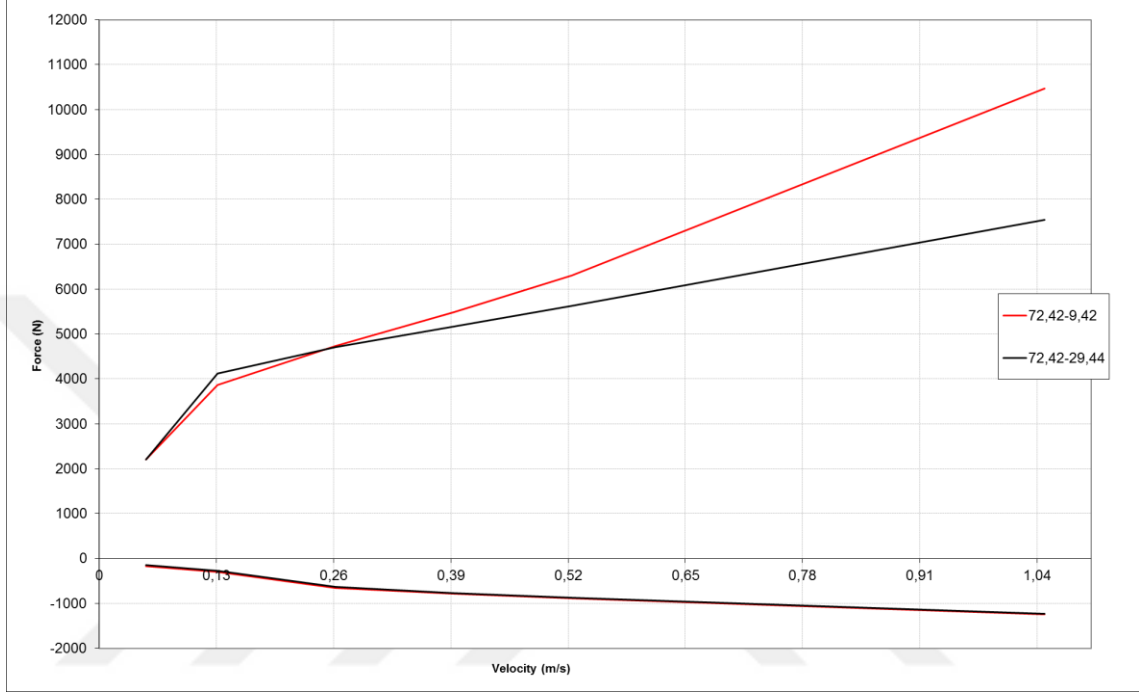
4.3.4. Piston akış kanallarının etkisi

Piston mili ile birlikte silindir içerisinde çalışan piston, içerisinde akışkanın geçebilmesi için belirli kanallara sahiptir (bkz “3.3.1 Piston valfi ve alt parçaları”). Bu kanallar piston valfinde bulunan diğer parçaların sönümlenmeye etkisini kısıtlamamak için geniş bırakılmaktadırlar. Ancak yüksek hızlarda pulların tamamen büküldüğü ve akışkan debisinin oldukça yüksek olduğu durumlarda piston kanallarının alanına bağlı olarak sönümlenme kuvvetinde değişkenlikler sağlanabilmektedir. Akış kanalının toplam alanının büyütülmesiyle birlikte yüksek hızlarda piston parçasının uyguladığı direnç azalabilmektedir (Çizelge 4.6). Tersî durumda söz konusudur.

Çizelge 4.6. Piston akış kanallarının alanındaki değişim ile sönümlenme kuvvetlerinde oluşan farklar

DEĞİŞİM				DEĞİŞİM			
Hız (m/sn)	Akış kanal alanı (mm ²)			Hız (m/sn)	Akış kanal alanı (mm ²)		
	9,42	29,44			9,42	29,44	
0,052	2065	2110	0,052	0%	2%	ZIPLAMA (N)	
0,130	3928	4017	0,130	0%	2%		
0,260	4732	4706	0,260	0%	-1%		
0,390	5481	5167	0,390	0%	-6%		
0,520	6264	5632	0,520	0%	-10%		
1,024	10374	7549	1,024	0%	-27%		
0,052	-160	-147	0,052	0%	-8%	SIKIŞMA (N)	
0,131	-299	-273	0,131	0%	-9%		
0,262	-650	-630	0,262	0%	-3%		
0,393	-792	-772	0,393	0%	-2%		
0,524	-895	-876	0,524	0%	-2%		
1,024	-1241	-1232	1,024	0%	-1%		

Piston deliklerinde yapılan değişikliğin sonucu, yüksek hızlarda oluşan akışa karşı elde edilen sönümlenme kuvvetinde daha belirgin ortaya çıkmaktadır (Çizelge 4.6). Akış kanallarında yapılan değişikliğin diğer parçalarındaki değişikliklere göre daha farklı bir etkisi olup, bu etki kuvvet – hız eğrisinin açısını değiştirmektedir (Şekil 4.9).



Şekil 4.9. Piston akış kanallarının alanındaki değişiklikle elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve oluşan farklılığın gösterimi

Şekil 4.9’ da da görüldüğü üzere düşük hızlarda etkisi olmayan akış kanallarının orta hızlarda kısmen ancak yüksek hızlarda doğrudan etkisi olmaktadır. Bu sebeple eğrinin açısında değişiklik meydana gelmektedir. Bu durum ağır vasıta araçlarda önem arz etmekte olup, özel durumlar haricinde yüksek hızlarda kavitasyon oluşumunun önüne geçmek için yüksek hızlarda düşük sönümlenme kuvvetinin oluşması beklenmektedir.

4.3.5. Piston valf grubu ön gergisinin etkisi

Piston valfi, piston parçası üzerine diğer valf parçalarının montajlanması ile oluşturulmaktadır. Bu valfin ana görevi olan zıplama hareketinde oluşturulacak sönümlenme kuvvetini ise piston, ayar pulu ve pullar sağlamaktadır. Ancak bunların yanında yine sönümlenmeye etkisi olan başka etkenler vardır. Bunlardan en önemlisi pul

parçalarının ideal şekilde çalışabilmesi ve piston parçasının ilgili montaj yüzeylerine tam temas edebilmesi için bir ön gergi tanımlamasının yapılmasıdır.

Pullar pistonu iki bölgeden temas etmektedirler. Birincisi pistonun göbek bölgesinde pulların montajlanacağı iç çap olup, ikincisi ise pulların akış esnasında temasının kesilebileceği dış çaptır. İç çap bölgesi valf grubunun somunla montajlanması sebebiyle rijit bir şekilde montajlanmış olmaktadır ancak pullar dış çap bölgesinden akış esnasında bükülerek teması kesebilmektedirler. Piston göbek bölgesinin, dış çap bölgesinden belirli bir miktar içerde olması (ön gergi mesafesi), montajlı pullar üzerinde ön gergiyi oluşturmakta ve pulların dış çap bölgesine tam temas etmesini sağlamaktadır.

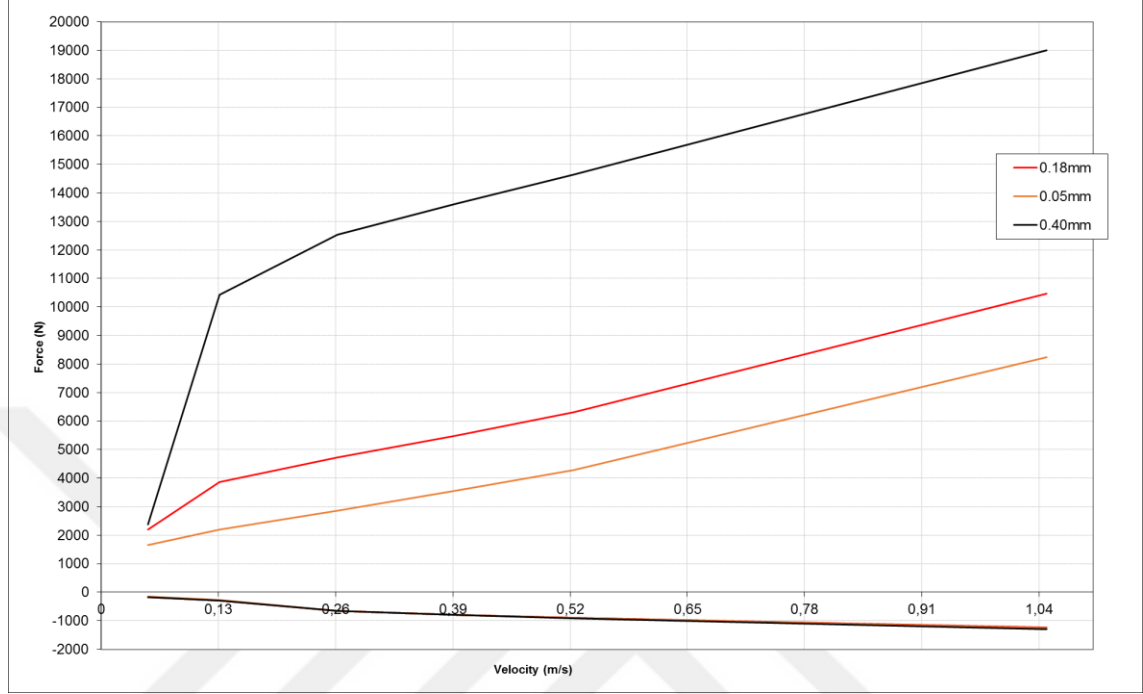
Ön gergi kuvveti ayrıca sönümlemeyi de etkilemektedir. Ön gerginin fazlalaşması pulların akışa karşı daha yüksek bir direnç oluşturmalarını sağlamaktadır.

Çizelge 4.7. Piston akış kanallarının alanındaki değişim ile sönümleme kuvvetlerinde oluşan farklar

SÖNÜMLEME KUVVETİ					DEĞİŞİM				
Hız (m/sn)	Ön gergi mesafesi (mm)				Hız (m/sn)	Ön gergi mesafesi (mm)			
	0,05	0,18	0,40			0,05	0,18	0,40	
0,052	1665	2065	2374	ZIPLAMA (N)	0,052	-19%	0%	15%	ZIPLAMA (N)
0,130	2207	3928	10437		0,130	-44%	0%	166%	
0,260	2868	4732	12535		0,260	-39%	0%	165%	
0,390	3563	5481	13623		0,390	-35%	0%	149%	
0,520	4290	6264	14637		0,520	-32%	0%	134%	
1,024	8250	10374	19000		1,024	-20%	0%	83%	
0,052	-152	-160	-167		SIKIŞMA (N)	0,052	-5%	0%	
0,131	-276	-299	-301	0,131		-8%	0%	1%	
0,262	-644	-650	-659	0,262		-1%	0%	1%	
0,393	-787	-792	-800	0,393		-1%	0%	1%	
0,524	-896	-895	-921	0,524		0%	0%	3%	
1,024	-1260	-1241	-1299	1,024		2%	0%	5%	

Çizelge 4.7' de görüldüğü gibi ön gergi kuvvetinin, daha çok orta hızlar olmakla beraber hemen her hızda oluşan sönümleme kuvvetleri üzerinde etkisi bulunmaktadır. Ön gergi mesafesi 0,18 mm' den 0,05 mm' ye düşürüldüğünde tüm sönümleme kuvvet değerleri düşmekte ve 0,40 mm' ye çıkarıldığında bu kuvvetler artmaktadır (Şekil 4.10). Ön

gerginin çok düşürülmesi ve 0' a yaklaştırılması amortisörün çalışması için sağlıklı sonuçlar vermeyecektir. Çok fazla artırılması ise pulların ömür dayanımını düşürecektir.



Şekil 4.10. Ön gergi miktarının değiştirilmesiyle elde edilen sönümleme kuvveti eğrileri ve oluşan farklılığın gösterimi

4.4. Taban Valf Parametrelerinin Amortisör Performansına Etkileri

Amortisörler daha çok zıplama esnasında sönümleme yapabilirler bile sıkışma esnasında da belirli bir oranda sönümleme yaparlar. Taban valfi, piston valfi ile benzer şekilde çalışmakta olup ana görevi amortisörün sıkışması esnasında sönümleme yapmaktır. Taban valfi bu görevi yerine getirebilmek için belirli alt parçalara sahiptir (bkz. “3.3.2 Taban valfi ve alt parçaları”). Bu alt parçalar farklı etkilere sahip olup, piston valfindeki parçalarla benzerlik göstermektedirler.

Bu çalışmada alt parçalarda yapılacak değişikliklerle sönümleme kuvvetine etkisi incelenecek olan parametreler aşağıdaki gibidir:

- 1- Ayar pulu tasarımının (sızıntı alanı) etkisi
- 2- Pul adedinin etkisi
- 3- Pul kalınlığının etkisi

Ayar pulu tasarımı amortisörden düşük hızlar elde edilen sönümlenme kuvvetlerine etki etmektedir. Pul adedi ve pul kalınlığı orta ve yüksek hız değerlerini etkilemektedir.

4.4.1. Ayar pulu tasarımının etkisi

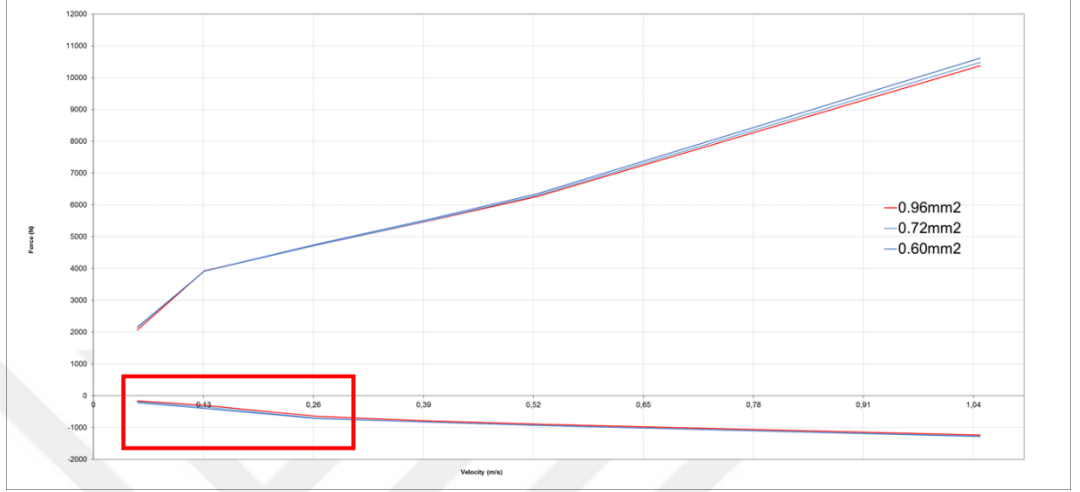
Amortisörün düşük hızlarda kapanma yönünde hareketi esnasında taban valfinde bulunan ayar pullarındaki çentiklerden akışkan sızar. Taban valf gövdesi ile pullar arasında kalan ayar pulunun çentiklerinin uç kısmı sızıntı alanı olarak nitelendirilir (bkz. Şekil 4.3 ve Şekil 4.4). Taban valfinde bulunan ayar pulları, piston valfinde bulunan ayar pulları ile benzerlik göstermektedir. Çentiklerle oluşturulan sızıntı alanındaki değişimin sönümlenmeye olan etkisini incelemek için farklı alanlara sahip üç adet ayar pulu ile çalışmalar yapılmıştır (Çizelge 4.8).

Çizelge 4.8. Taban valfi ayar pulundaki değişim sonrası oluşan sönümlenme kuvvetleri ve referans değer ile aralarında oluşan farklar

SÖNÜMLEME KUVVETİ					DEĞİŞİM				
Hız (m/sn)	Ayar Pulu Sızıntı Alanı (mm ²)				Hız (m/sn)	Ayar Pulu Sızıntı Alanı (mm ²)			
	0,96 (ref)	0,72	0,60			0,96 (ref)	0,72	0,60	
0,052	2065	2160	2149	0,052	0%	5%	4%	ZIPLAMA (N)	
0,130	3928	3922	3915	0,130	0%	0%	0%		
0,260	4732	4729	4757	0,260	0%	0%	1%		
0,390	5481	5494	5528	0,390	0%	0%	1%		
0,520	6264	6300	6347	0,520	0%	1%	1%		
1,024	10374	10486	10613	1,024	0%	1%	2%		
0,052	-160	-185	-218	0,052	0%	16%	37%	SIKIŞMA (N)	
0,131	-299	-348	-398	0,131	0%	17%	33%		
0,262	-650	-706	-717	0,262	0%	9%	10%		
0,393	-792	-825	-832	0,393	0%	4%	5%		
0,524	-895	-931	-935	0,524	0%	4%	5%		
1,024	-1241	-1288	-1271	1,024	0%	4%	2%		

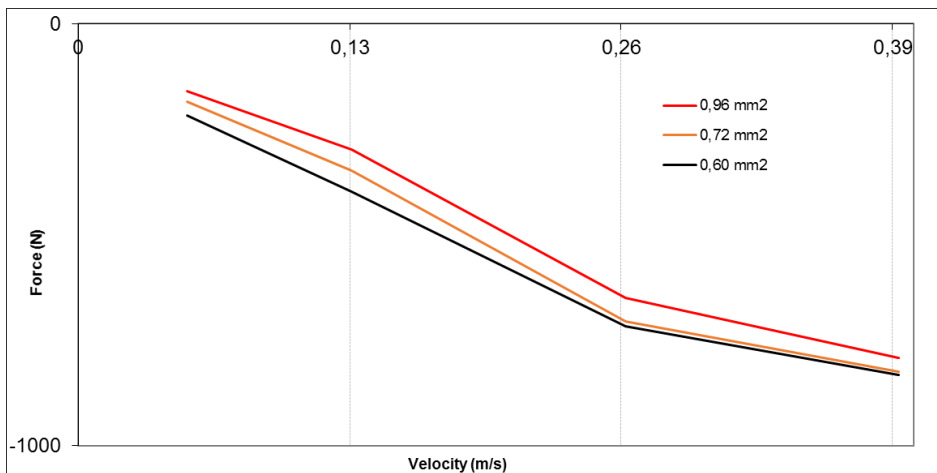
Referans valf tasarımında 0,96 mm² sızıntı alanına sahip ayar pulu kullanılmıştır. Bu pulun kullanıldığı valf tasarımı ile oluşturulan sönümlenme kuvvetine göre 0,72 mm² ve 0,60 mm² sızıntı alanına sahip ayar pullarına sahip valf tasarımları kıyaslanmıştır.

Çizelge 4.8' den de görülebileceği gibi ayar pulunda bulunan sızıntı alanında yapılan değişiklik düşük hızlarda oluşturulan sönümlenme kuvvetinde etkili olmuştur. Alan azaldıkça aynı hızda ölçülen sönümlenme değeri alana bağlı olarak artış göstermiştir.



Şekil 4.11. Ayar pulunun farklı tasarımlarıyla elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve düşük hızda oluşan farklılığın gösterimi

Şekil 4.11' de taban valfi ayar pulundaki değişim gösterilmiştir ancak düşük hızdaki sönümlenme değerinin grafik genişliğini belirleyen diğer kuvvetlere göre çok düşük kalmasından dolayı, testlerde oluşturulan farklılık gösterilememiştir. Bu sebeple Şekil 4.12' de düşük ve orta hızlara yaklaştırılmış görsel paylaşılmıştır.



Şekil 4.12. Ayar pulu etkisinin yaklaştırılmış görseli

4.4.2. Pul adedinin etkisi

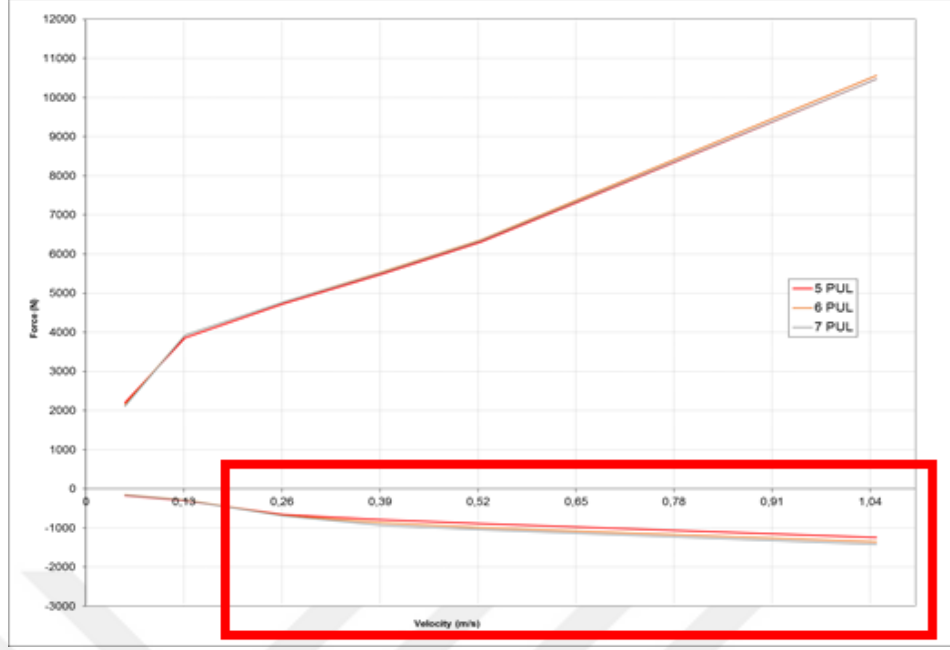
Amortisörün hareketi esnasında akışkan pulların üzerinde yeterli kuvveti oluşturduğunda pullar bükülerek akışın gerçekleşmesine izin verir. Pulların uyguladığı direnç sönümleme oluşturur. Üst üste birden çok yerleştirilebilen pulların adedi bu sönümlemenin miktarını belirlemektedir.

Bkz. “4.3.2 Pul adedinin etkisi” bölümünde Piston valfi için yapılan çalışmalarda da bahsedildiği gibi Taban valfinde benzer yapıda ancak farklı çap değerlerine sahip pullar kullanılmaktadır. Burada pul adedinin etkisini göstermek için 0,15 mm kalınlığında pullar kullanılmıştır. Referans taban valfinde (bkz. Çizelge 4.1) 5 adet pul kullanılırken, 6 ve 7 adet pul kullanılarak oluşan sönümleme farklılıklar gösterilmiştir (Çizelge 4.9).

Çizelge 4.9. Taban valfi pul adetlerindeki değişim sonrası oluşan sönümleme kuvvetleri ve referans değer ile aralarında oluşan farklar

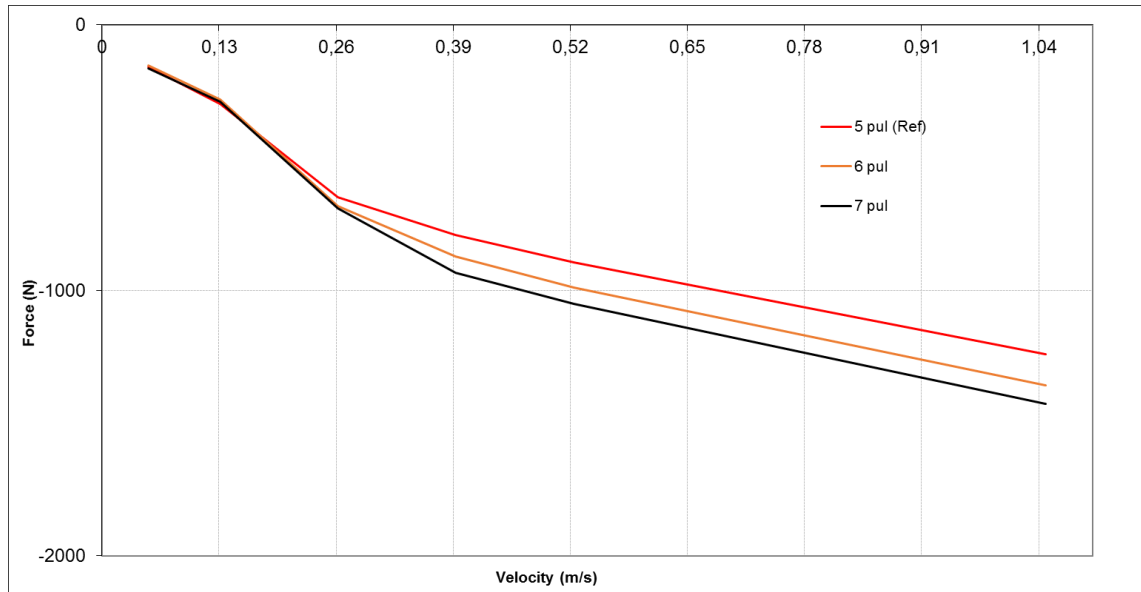
SÖNÜMLEME KUVVETİ					DEĞİŞİM				
Hız (m/sn)	Pul adedi				Hız (m/sn)	Pul adedi			
	5 pul (Ref)	6 pul	7 pul			5 pul (Ref)	6 pul	7 pul	
0,052	2065	2142	2114	ZIPLAMA (N)	0,052	0%	4%	2%	ZIPLAMA (N)
0,130	3928	3928	3922		0,130	0%	0%	0%	
0,260	4732	4776	4769		0,260	0%	1%	1%	
0,390	5481	5552	5525		0,390	0%	1%	1%	
0,520	6264	6367	6338		0,520	0%	2%	1%	
1,024	10374	10564	10471		1,024	0%	2%	1%	
0,052	-160	-152	-164	SIKIŞMA (N)	0,052	0%	-5%	3%	SIKIŞMA (N)
0,131	-299	-282	-290		0,131	0%	-6%	-3%	
0,262	-650	-683	-692		0,262	0%	5%	6%	
0,393	-792	-873	-935		0,393	0%	10%	18%	
0,524	-895	-991	-1051		0,524	0%	11%	17%	
1,024	-1241	-1358	-1427		1,024	0%	9%	15%	

Pulların birim kalınlıkları aynı olsa bile adetler değiştiği için toplam kalınlık farklılaşmaktadır. Pul adedindeki bu değişiklik orta ve yüksek hızlarda oluşan sönümleme değerlerine etki etmektedir.



Şekil 4.13. Pul adedindeki değişiklikle elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve oluşan farklılığın gösterimi

Çizelge 4.9' da gösterilen değerlerle oluşturulmuş grafik Şekil 4.13' de gösterilmiştir ancak zıplama sönümlenme değerlerinin sıkışma değerlerine göre oldukça yüksek olması sebebiyle oluşan değişim net bir şekilde gösterilememiştir. Bu sebeple Şekil 4.14' de ilgili kısma yaklaştırılarak elde edilen görsel paylaşılmıştır.



Şekil 4.14. Pul adedinin etkisinin yaklaştırılmış görseli

4.4.3. Pul kalınlığının etkisi

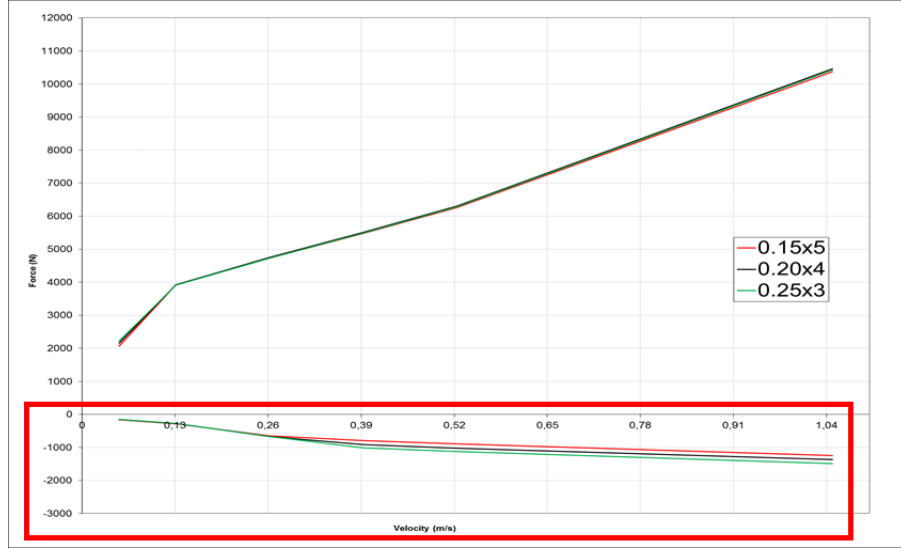
Amortisörün kapanması esnasında gerçekleşen akışın debisine bağlı olarak taban valfindeki pullar bükülürler. Bkz. “4.3.3 Pul kalınlığının etkisi” bölümünde de bahsedildiği gibi pulların kalınlıklarındaki değişim özellikle orta ve yüksek hızlarda gerçekleşen sönümlenme kuvvetlerini etkileyecektir. Referans valf tasarımında taban valfinde 0,15 mm kalınlığında 5 adet pul kullanılmaktadır (bkz. Çizelge 4.1). Toplam kalınlık 0,75 mm etmektedir. Birim kalınlığı daha fazla olan pullarla ve bu kalın pullardan daha düşük adet kullanarak performans testleri yapılmış ve sonuçlar kıyaslanmıştır (Çizelge 4.10).

Çizelge 4.10. Taban valfi pul kalınlıklarındaki değişim sonrası oluşan sönümlenme kuvvetleri ve referans değer ile aralarında oluşan farklar

SÖNÜMLEME KUVVETİ				
Hız (m/sn)	Pul kalınlığı (mm)			
	0,15x5 (Ref)	0,20x4	0,25x3	
0,052	2065	2157	2165	ZIPLAMA (N)
0,130	3928	3919	3918	
0,260	4732	4754	4733	
0,390	5481	5511	5489	
0,520	6264	6314	6282	
1,024	10374	10459	10432	
0,052	-160	-150	-150	SIKIŞMA (N)
0,131	-299	-277	-276	
0,262	-650	-672	-670	
0,393	-792	-917	-1014	
0,524	-895	-1027	-1127	
1,024	-1241	-1369	-1491	

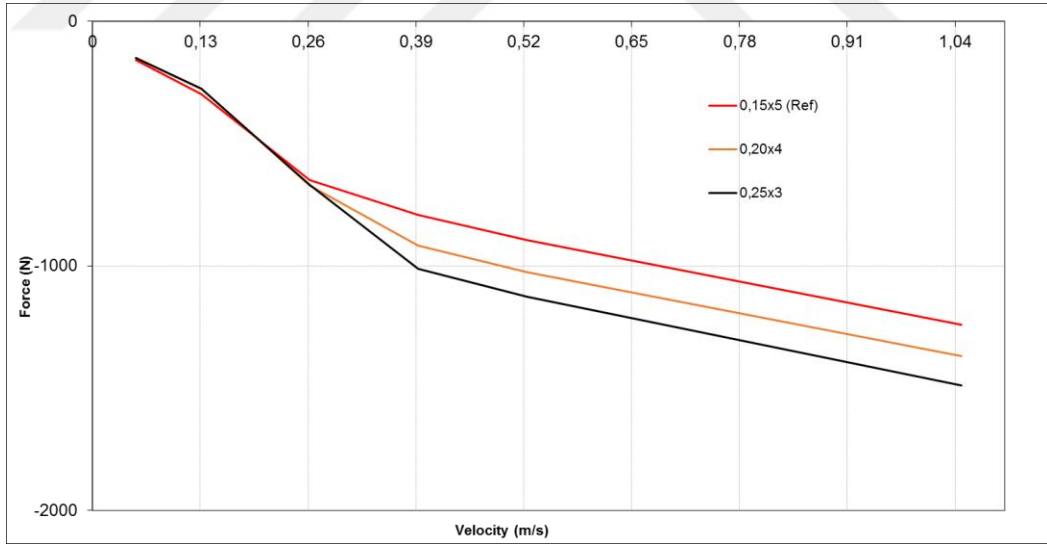
DEĞİŞİM				
Hız (m/sn)	Pul kalınlığı (mm)			
	0,15x5 (Ref)	0,20x4	0,25x3	
0,052	0%	4%	5%	ZIPLAMA (N)
0,130	0%	0%	0%	
0,260	0%	0%	0%	
0,390	0%	1%	0%	
0,520	0%	1%	0%	
1,024	0%	1%	1%	
0,052	0%	-6%	-6%	SIKIŞMA (N)
0,131	0%	-7%	-8%	
0,262	0%	3%	3%	
0,393	0%	16%	28%	
0,524	0%	15%	26%	
1,024	0%	10%	20%	

Referans valf grubunda 5 adet 0,15 mm pul var iken ikinci testte 0,20 mm kalınlığında 4 adet pul ve son testte 0,25 mm kalınlığında 3 adet pul kullanılmıştır. İkinci testte toplam pul kalınlığı farklılaştığı için Referans ve son testleri kıyaslamak daha doğru olacaktır. Bu şekilde incelendiğinde toplam kalınlık korunsa bile birim pul kalınlığı artırıldığında orta ve yüksek hızlarda gerçekleşen sönümlenme kuvvetlerinde artış görülmektedir (Şekil 4.15).



Şekil 4.15. Pul adedindeki değişiklikle elde edilen sönümlenme kuvveti eğrileri ve oluşan farklılığın gösterimi

Şekil 4.15’ de gösterilen farklılıklar zıplama sönümlenme değerlerinin sıkışma değerlerine göre yüksek olması sebebiyle okunamamaktadır. Bu sebeple Şekil 4.16’ da sadece sıkışma değerleri ile oluşturulan grafikte sönümlemedeki farklılıklar gösterilmiştir.



Şekil 4.16. Pul kalınlığındaki değişimin etkisinin gösterimi

Buradan da anlaşılmaktadır ki, pul kalınlığındaki artış, pul adedindeki artış gibi sönümlenme kuvvetini yükseltmektedir. Valflerin, istenen direnç kuvvetlerini oluşturabilmesi için valfler üzerinde yapılacak değişikliklerde bu veriler doğrultusunda çalışmalar gerçekleştirilebilir.

5. SONUÇ

Amortisörlerin, hem konfor hem de sürüş güvenliği açısından taşıtların oldukça önemli bir parçası olduğu aşikârdır. Ancak amortisörlerin taşıtın tasarımına, taşıtın kullanım amacı ve kullanılacağı yol tipine göre birçok koşula uygun olacak şekilde geliştirilmesi gerekmektedir. Amortisörlerin asıl görevi sönümleme yapmak olsa bile bu görevi belirlenen ömür boyunca sağlıklı bir şekilde yerine getirebilmesi için statik ve dinamik dayanım, korozyon dayanımı, gürültü oluşumunun belirlenen sınırların altında kalması gibi birçok sınır şart tasarım sürecinde belirlenmektedir.

Amortisör performans değerleri, hem sürüş güvenliği hem de konfor ihtiyacının karşılanması için optimum seviyede belirlenmelidir. Herhangi bir yol bozukluğunda tekerin yola sürekli temas etmesi ve aracın viraj dönme, hızlanma ve yavaşlama yeteneklerinin en iyi seviyede olması arzulanan durumdur. Ayrıca yolcu taşımacılığında daha çok ön plana çıkan konfor ihtiyacının da güvenlik kriterlerinden olabildiğince taviz vermeden sağlanması gerekmektedir. Bu konularda en iyi sonuca ulaşmak için yapılacak mühendislik çalışmalarında amortisörün performansını belirleyen valf parametrelerinin doğru tasarlanmış olması gerekmektedir.

Hedef olarak ağır vasıta araçlar seçilmiş olsa bile amortisör valflerinin çalışma mantığı diğer araçlarda kullanılan amortisörler için de benzerlik göstermektedir.

Amortisörlerin çalıştıkları hız değerleri belirli aralıklara bölünerek ifade edilebilir. Bu sayede elde edilen performans değerleri daha iyi yorumlanabilir ve valf parametrelerinin etkileri daha iyi gözlemlenebilir.

Bu tez çalışması kapsamında valf parametrelerinde yapılan en küçük değişikliklerin bile farklı hızlarda gerçekleşen performans değerlerine doğrudan yansıdığı yapılan testlerle görülmüştür. Valf parametrelerinin etkileri hız değerlerine göre sınıflandırılarak sonuçlar değerlendirilmiştir. Akışkanın birçok alt parçadan oluşan valflerden geçtiği esnada oluşan sönümleme kuvvet değerlerinin birçok parametreye bağlı olduğu görülmüştür.

Çift borulu bir amortisörde yer alan piston ve taban valflerinin alt parçalarının sönümlenmeye olan etkisi ayrı ayrı incelenerek tespit edilmiştir. Bu alt parçalarda yapılan değişikliklerin etkisi kuvvet (N) biriminde ve yüzdesel olarak kıyaslanmıştır. Elde edilen veriler literatüre sunulmuştur. Değişikliklerin performansta yaptığı etkinin nasıl ve hangi hız değerlerini etkiledikleri paylaşılmıştır.

Ayar pulu parçasının sadece düşük hızlarda oluşan sönümlenme kuvvetini etkilediği sonucuna ulaşılmıştır. Ayar pulunda bulunan sızıntı alanının daralmasıyla oluşan sönümlenme kuvveti artarken, bu alanın genişlemesiyle kuvvet değeri düşmektedir.

Pul parçasının adedi artırıldığında pulların akışa karşı daha zor bükülmesi sebebiyle sönümlenme kuvvetinin arttığı görülmüştür. Pul adedi azaldığında ise oluşan kuvvet azalmaktadır.

Toplam pul kalınlığının aynı tutulmasına rağmen pulların birim kalınlığında yapılan değişiklikler de oluşturulan direnç kuvvetini etkilemektedir. Bir pul kalınlık değerinin artması sönümlenme kuvvetini artırmakta, kalınlığın azalması ise kuvveti düşürmektedir. Pul parçalarında yapılan değişiklikler tüm hızlarda oluşan sönümlenmeyi etkilese bile en çok orta hızları etkilemekte ve en az düşük hızları etkilemektedir.

Piston valfinden bulunan zıplama akış kanallarının toplam alanında yapılan değişiklikler ise yüksek hızlarda oluşan sönümlenme kuvvetlerini etkilemektedirler. Bu kanalların toplam alanı büyüdükçe, yüksek hızlarda akışkan daha az zorlanmakta ve daha düşük kuvvet oluşmaktadır.

Piston valfi tasarımında kullanılan ön gerginin artması, sönümlenme kuvvetini artıracak yönde etki göstermekte iken, azalması kuvveti düşürecek bir etki göstermektedir. Bu değişikliğin etkisi en çok orta hızlarda oluşan kuvvetlerde görülmekte olup, yüksek ve düşük hızlarda oluşan sönümlenme kuvvetlerini de etkilemektedir.

Bu tez çalışması ile yerli literatürde yeterince bilgi bulunmayan ancak süspansiyon sistemlerinin vazgeçilmez alt sistemi olan amortisörler ve bunların valf sistemleri

hakkında bundan sonraki çalışmalarda da kullanılabilir bir kaynak sağlanmış olmaktadır. Amortisörlerin ve sönümlemeyi belirleyen valf gruplarının çalışma prensipleri detaylarıyla sunulmuş olup belirli valf parametrelerindeki değişimin sönümlemeye olan etkileri yapılan testlerle ortaya koyulmuş ve sonuçlar yorumlanmıştır. Bu kaynak doğrultusunda bundan sonra yapılacak amortisör ve süspansiyon sistemleri çalışmalarında dinamik davranışlar daha iyi yorumlanabilir ve iyileştirilebilir. Özellikle amortisörlerle ilgili yapılacak çalışmalarda, sönümleme kuvvetinin tayini ve optimizasyonunda bu çalışma kaynak olarak kullanılabilir.



KAYNAKLAR

- Anonim, 2008.** MTS Series 793 Controller Overview. MTS, USA, 108 pp.
- Anonim, 2013.** Süspansiyon Sistemleri: Motorlu Araçlar Teknolojisi, MEGEP.
- Anonim, 2014.** TS 3034 (Karayolu taşıtları – süspansiyon sistemleri – amortisörler). TSE, Ankara, 18 s.
- Anonim, 2019a.** www.tdk.gov.tr (Erişim tarihi: 13.03.2019)
- Anonim, 2019b.** http://www.mts.com/en/index.htm (Erişim tarihi: 17.05.2019)
- Anonim, 2019c.** https://www.servotestsystems.com/ (Erişim tarihi: 17.05.2019)
- Çetin H., Kurtuluş, O., Ulu, E., 2016.** Binek bir araç için geliştirilmiş arka amortisörün sönümleme kuvvet performansının deneysel olarak incelenmesi. 1st International Mediterranean Science and Engineering Congress, 26-28 Ekim, Çukurova Üniversitesi, Adana.
- Dixon, J.C., 2007.** The Shock Absorber Handbook (Second Edition). John Wiley & Sons Ltd, England, 427 pp.
- Ferdek, U., Luczko, J. 2012.** Modeling and Analysis Of A Twin-Tube Hydraulic Shock Absorber. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 50 (2): 627–638.
- Guan, D., Jing, X., Shen, H., Jing, L., Gong, J. 2019.** Test and simulation the failure characteristics of twin tube shock absorber. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 122: 707-719
- Heißing, B., 2011.** Chassis Components: Chassis Handbook, Editörler: Schmitt, E., Lange, E., Vieweg+Teubner Verlag, Germany, pp: 149-381.
- Kruse A., Eickhoff M., and Tischer A. 2009.** Analysis of Dynamic Behaviour of Twin-Tube Vehicle Shock Absorbers. *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.*, 2 (1): 447-453.
- Luczko, J., Ferdek, U. 2019.** Non-linear analysis of a quarter-car model with stroke-dependent twin-tube shock absorber. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 115: 450-468.
- Nunney, M.J., 1992.** Suspension systems: Light and Heavy Vehicles Technology (Second Edition), Elsevier, 433 pp.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Hüseyin ÇETİN
Doğum Yeri ve Tarihi : Konya / 09.09.1987
Yabancı Dil : İngilizce (Akıcı)
Almanca (Başlangıç)
İtalyanca (Başlangıç)

Eğitim Durumu
Lise : Naciye Mumcuoğlu Lisesi
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,
Makine Mühendisliği ABD, Konstrüksiyon ve İmalat

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Toksan Otomotiv Ar-Ge Merkezi (2012-2014)
Askar Makine Ar-Ge Merkezi (2014-2016)
Maysan Mando Ar-Ge Merkezi (2016-...)

İletişim (e-posta) : husseincetin@gmail.com

Yayınları :

Başer, T. A., Usta, M., Çetin, H., Özcan, Ş., Çeliker, T. 2013. A Study on Bending of AA6XXX Extruded Profiles.7th International Conference and Exhibition on Design and Production of Machines and Dies/Molds,20-23 June 2013, Dedeman Hotel&Convention Center,Antalya.

Çetin, H., Başer, T. A., Söylemez, E. 2014. Yaya Güvenliğine Yönelik Aktif Kaput Sistemi. *Mühendis ve Makina*, cilt 55 (659):43-49.

Çetin H., Kurtuluş, O., Ulu, E., 2016. Binek bir araç için geliştirilmiş arka amortisörün sönümlleme kuvvet performansının deneysel olarak incelenmesi. 1st International Mediterranean Science and Engineering Congress, 26-28 Ekim, Çukurova Üniversitesi, Adana.