

**VALF GRUBU TASARIM PARAMETRELERİNDEKİ
DEĞİŞİKLİKLERİN ARAÇLARDA KULLANILAN
AMORTİSÖRLERİN ÇALIŞMA PERFORMANSINA
OLAN ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

Cem GÜNERİ



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**VALF GRUBU TASARIM PARAMETRELERİNDEKİ DEĞİŞİKLİKLERİN
ARAÇLARDA KULLANILAN AMORTİSÖRLERİN ÇALIŞMA
PERFORMANSINA OLAN ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

Cem GÜNERİ

Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

TEZ ONAYI

Cem GÜNERİ tarafından hazırlanan “VALF GRUBU TASARIM PARAMETRELERİNDEKİ DEĞİŞİKLİKLERİN ARAÇLARDA KULLANILAN AMORTİSÖRLERİN ÇALIŞMA PERFORMANSINA OLAN ETKİLERİNİN İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT

Orcid: 0000-0002-5686-0195

Başkan : Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Orcid: 0000-0002-5686-0195


İmza

Üye : Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Orcid: 0000-0002-6115-3110


İmza

Üye : Prof. Dr. Hakan GÖKDAĞ
Bursa Teknik Üniversitesi, Doğa Bil. Ve Müh.
Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Orcid: 0000-0003-3070-6365


İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım


Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

.....

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.

30/09/2019

Cem GÜNERİ

ÖZET

Yüksek Lisans

VALF GRUBU TASARIM PARAMETRELERİNDEKİ DEĞİŞİKLİKLERİN ARAÇLARDA KULLANILAN AMORTİSÖRLERİN ÇALIŞMA PERFORMANSINA OLAN ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Cem GÜNERİ

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT

Amortisörler günümüzde çok yaygın kullanım alanlarına sahiptirler. Otomotivden havacılığa, sağlık sektöründen mobilya sektörüne kadar pek çok uygulamada titreşim sönmüleyici olarak kullanılırlar. Otomobillerde kullanılan amortisörler hem birer güvenlik elemanı hem de konfor sağlayan elemanlardır. Bunun yanında süspansiyon sistemi türüne bağlı olarak süspansiyon sistemlerinde farklı yapılarda amortisörler kullanılmaktadır. Süspansiyon sistemleri pasif, yarı-aktif, aktif olarak sınıflandırılır. Bu çalışmada pasif süspansiyon sistemi ele alınmıştır.

Binek araçlarda ön ve arka akslarda strut ve teleskobik tipte amortisörler kullanılır. Yaygın olarak arka aks amortisörleri teleskobik ve çift borulu tipte olup her iki yönde çalışan valf grubu elemanlarına sahiptir. Amortisörün çalışması esnasında yağın valf elemanları arasından geçişi ile sönmüleme kuvveti oluşur. Sönmüleme kuvvetinin belirlenmesinde valf gruplarındaki alt parçaların tasarım parametreleri büyük önem arz etmektedir.

Bu tez çalışmasında süspansiyon sistemleri ve elemanları ile bu elemanlardan amortisörler üzerinde durulmuştur. Binek araç arka aks teleskobik tipte çift borulu amortisörün yapısal ve performans özellikleri anlatılarak valf tipleri açıklanmıştır. Çalışma kapsamında sönmüleme kuvvetinin ölçüm metodu ile amortisör valf sisteminde performansa etki eden parametreler belirlenmiş ve yapılan testler ile sönmüleme kuvvetindeki değişiklikler grafikler ile sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Süspansiyon, aks, amortisör, valf, valf sistemi, titreşim, binek araç, performans, sönmüleme, sönmüleme kuvveti

2019, ix + 72 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

AN INVESTIGATION OF VALVE DESIGN PARAMETERS CHANGE AND IT IS EFFECTS ON VEHICLE SHOCK ABSORBER PERFORMANCE

Cem GÜNERİ

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

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Gürsel ŞEFKAT

Shock absorbers are widely used today. They are used as vibration dampers in many applications from automotive to aviation, from health to furniture industry. The shock absorbers used in automobiles are both safety and comfort elements. In addition, depending on the type of suspension system shock absorbers are used in different structures. Suspension systems are classified as passive, semi-active and active systems. In this study, passive type suspension system is considered.

Strut type and telescopic type shock absorbers are used on the front and rear axles of passenger vehicles. The rear axle shock absorbers are generally telescopic and twin-tube type and have valve group components working in both directions. The damping force is generated by the oil passage between the valve components during the operation of the shock absorber. The design parameters of the sub-components of the valve groups are having an important role in determination of the damping force.

In this thesis, suspension systems and their components and shock absorbers are explained. Passenger vehicle rear axle telescopic type twin-tube shock absorber structural and performance characteristics are explained together with the valve types. Within the scope of the study, the parameters affecting the damping performance were determined by the measurement method of the damping force and the changes in the damping force were presented with characteristic graphs.

Key words: Suspension, axle, shock absorber, valve, valve system, vibration, passenger vehicle, performance, damping,, damping force

2019, ix + 72 pages

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında binek araçların arka akslarında kullanılan teleskobik tipte çift borulu amortisörler ve sönümlenme kuvvetini oluşturan valf grupları incelenmiştir. Valf grubunu oluşturan alt komponentlerin tasarım parametreleri ve bunların sönümlenme kuvvetine olan etkileri testlerden elde edilen verilerle sunulmuştur. Parametrelerdeki değişikliklerin hıza bağlı olarak meydana getirdiği sönümlenme kuvveti değişimleri grafikler ile analiz edilmiştir.

Çalışma kapsamında hem lisans hem de yüksek lisans öğrenimimde desteğini esirgemeyen değerli danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT'a, çalışma kapsamında test ekipmanlarının hazırlanması ve testlerin gerçekleştirilmesi sırasında destek veren çalışma arkadaşlarım Abdurrahim ARKAN ve İbrahim SİNAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmam sırasında bana destek olan Maysan Mando A.Ş. firmasına teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak gösterdikleri destek, sabır ve fedakarlıklarından dolayı aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Cem GÜNERİ
30/09/2019

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	2
2.1. Süspansiyon Sistemleri.....	2
2.1.1. Bağımsız süspansiyon sistemleri.....	3
2.1.2. Sabit süspansiyon sistemleri.....	4
2.2. Süspansiyon Sistemi Elemanları.....	4
2.2.1. Amortisörler.....	5
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	10
3.1. Materyal.....	10
3.2. Titreşim Teorisi.....	11
3.2.1. Serbest ve zorlanmış titreşim.....	13
3.3. Amortisör Çeşitleri.....	13
3.4. Teleskobik Amortisörler.....	15
3.4.1. Tek borulu amortisör ve çalışma prensibi.....	17
3.4.2. Tek borulu amortisörün avantajları.....	18
3.4.3. Çift borulu amortisör ve çalışma prensibi.....	18
3.5. Bağlantı Elemanları.....	22
3.6. Sızdırmazlık Elemanları.....	23
3.7. Yataklama Elemanları.....	23
3.8. Toz Borusu.....	24
3.9. Amortisör Hidrolik Yağı.....	25
3.10. Valf Sistemleri.....	26
3.10.1 Piston valf grubu parçaları ve çalışma prensibi.....	28
3.10.2 Taban valf grubu parçaları ve çalışma prensibi.....	31
3.11 Amortisör Performans Testi.....	32
3.12. Karakteristik Performans Eğrileri.....	33
3.12.1 Azalan oranlı karakteristik eğri.....	36
3.12.2 Doğrusal oranlı karakteristik eğri.....	36
3.13 Amortisör Performans Test Makinesi.....	36
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	38
4.1. Tasarım Parametrelerinin ve Test Koşullarının Belirlenmesi.....	38
4.2. Referans Valf Tasarımı Sönümleme Performansı.....	39
4.3. Piston Valf Parçalarının Tasarım Parametrelerinin Amortisör Performansına Etkileri.....	42
4.3.1. Birinci kademe ayar pulu tasarımının etkisi.....	42
4.3.2. İkinci kademe ayar pulu tasarımının etkisi.....	46
4.3.3 İkinci kademe pul kalınlığının etkisi – Ø26.....	49

4.3.4 İkinci kademe pul kalınlığının etkisi – Ø22.....	51
4.3.5 Sinter piston tasarımının etkisi.....	54
4.3.6 Zıplama valf gövdesi tasarımının etkisi	56
4.3.7 Parmak yay tasarımının etkisi	59
4.4. Taban Valfi Parçalarının Tasarım Parametrelerinin Amortisör Performansına Etkileri	62
4.4.1 Taban valf gövdesi tasarımının etkisi	63
4.4.2 Taban valfi pul tasarımının etkisi.....	65
5. SONUÇ.....	68
KAYNAKLAR	71
ÖZGEÇMİŞ	73

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

Açıklama

B	Ayar pulu çentik genişliği
D	Ayar pulu dış çapı
d	Tel çapı
Dm	Ortalama sarım çapı
f	Frekans
v	Kinematik viskozite
F-V	Kuvvet – Hız
F-s	Kuvvet – Deplasman (strok)
G	Kayma modülü
Hz	Hertz
\dot{I}_f	Yaylanan sarım sayısı
k	Helisel yay katsayısı
L	Amortisörün toplam strok değeri
m	metre
N	Newton
s	saniye
t	Pul kalınlığı mm cinsinden
t	Zaman
Vmax	Amortisörün çalışma hızı
X	Genlik
ω	Hareket frekansı
π	Pi sayısı

Kısaltmalar

Açıklama

ISO	International Organization for Standardization
-----	--

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Bağımsız süspansiyon sistemi.....	3
Şekil 2.2. Sabit süspansiyon sistemi	4
Şekil 2.3. Süspansiyon sistemi elemanları	5
Şekil 2.4. Amortisörlü ve amortisörsüz araçlarda gövde ile akslarda oluşan titreşimler...6	6
Şekil 2.5. Amortisörün çalışma şekli	6
Şekil 3.1. Basit harmonik hareket	14
Şekil 3.2. Periyodik hareket	14
Şekil 3.3. Periyodik olmayan hareket	14
Şekil 3.4. Gelişigüzel (random) hareket.....	14
Şekil 3.5. a. Sönümlü serbest titreşim ve b. sönümlü zorlanmış titreşim	14
Şekil 3.6. Teleskobik tip amortisör	14
Şekil 3.7. Strut tip amortisör	14
Şekil 3.8. MacPherson bağımsız ön süspansiyon sistemi	14
Şekil 3.9. Teleskobik tip tek borulu amortisör alt parçaları.....	14
Şekil 3.10. Tek borulu amortisörün açılma ve kapanma hareketi esnasında amortisör yağının valften akışı ve yüzer pistonun hareket yönleri	17
Şekil 3.11. Teleskobik tip çift borulu amortisör alt parçaları	19
Şekil 3.12. Çift borulu amortisör çalışma prensibi	20
Şekil 3.13. Farklı tip strut amortisörlere ait örnek bağlantı braketleri	21
Şekil 3.14. Yüzük-yüzük ve yüzük-saplama bağlantılarına sahip teleskopik tip amortisör örnekleri.....	22
Şekil 3.15. Örnek iki boğumlu (dudaklı) amortisör keçesi ve kesit görünüşü	23
Şekil 3.16. Örnek amortisör sinter kılavuz parçası	23
Şekil 3.17. Plastik toz borusu ve sıkıştırma tamponuna sahip amortisör örneği.....	24
Şekil 3.17. Plastik toz borusu ve sıkıştırma tamponuna sahip amortisör örneği.....	23
Şekil 3.18. Metal toz borusuna sahip örnek amortisör görseli.....	23
Şekil 3.19. a. Helezon yaylı disk tipi valf ve b pullu tip valf.....	23
Şekil 3.20. Pullu tip piston valf grubu	23
Şekil 3.21. Pullu tip taban valf grubu.....	23
Şekil 3.22. Piston valf grubu parçaları	23
Şekil 3.23. 1: Açılma (rebound) çevriminde yağ geçişini sağlayan delikler, 2: Kapanma (compression) çevriminde yağ geçişini sağlayan delikler.....	17
Şekil 3.24. Açılma ve kapanma çevriminde piston mili ve akışkan hareket yönleri	23
Şekil 3.25. Taban valf grubu parçaları	23
Şekil 3.26. Taban valfi yağ geçiş alanları	23
Şekil 3.27. Maksimum hız – maksimum kuvvet eğrisi örneği.....	23
Şekil 3.28. Sürekli kuvvet – hız grafiği örneği	23
Şekil 3.29. Örnek bir kuvvet- yer değiştirme grafiği	23
Şekil 3.30. MTS servo-hidrolik performans test makinesi	34
Şekil 4.1. Referans amortisöre ait maksimum kuvvet – hız grafiği.....	34
Şekil 4.2. Referans amortisöre ait kuvvet – deplasman grafiği.....	34
Şekil 4.3. Referans amortisöre ait sürekli kuvvet – hız grafiği.....	34
Şekil 4.4. Birinci kademe ayar pulu teknik resim kesit görünüşü.....	34
Şekil 4.5. Farklı akış alanlarına sahip birinci kademe ayar pulu tasarımları ile elde edilen sönümlenme kuvveti - hız eğrileri	43
Şekil 4.6. Birinci kademe ayar pulu akış alanı değişikli eğrileri düşük hız bölgesi	46

Şekil 4.7. Farklı akış alanlarına sahip ikinci kademe ayar pulu tasarımları ile elde edilen sönümlenme kuvveti - hız eğrileri	46
Şekil 4.8. İkinci kademe ayar pulunun düşük hızlardaki sönümlenme kuvveti performansına olan etkisinin detay grafiği	46
Şekil 4.9. İkinci kademe Ø26mm pul grubunun piston valfindeki konumu	48
Şekil 4.10. İkinci kademe Ø26mm pul kalınlığı değiştirilerek elde edilen sönümlenme kuvveti - hız eğrileri	49
Şekil 4.11. İkinci kademe Ø22mm pul grubunun piston valfindeki konumu	51
Şekil 4.12. İkinci kademe Ø22mm pul kalınlığı değiştirilerek elde edilen sönümlenme kuvveti - hız eğrileri	51
Şekil 4.13. Sinter piston ve akış alanları (içte koza delikli).....	53
Şekil 4.14. Sinter piston (İçte 10 adet Ø2,5mm delikli).....	53
Şekil 4.15. Kapanma çevriminde akış alanları değiştirilmiş piston kuvvet - hız grafiği	54
Şekil 4.16. Açılma çevrimindeki akış alanları değiştirilmiş piston kuvvet – hız grafiği	54
Şekil 4.17. Piston ve zıplama valf gövdesi üzerinde yağ akışı	55
Şekil 4.18. Zıplama valf gövdesi akış alanlarına göre sönümlenme kuvveti – hız grafiği..	57
Şekil 4.19. Parmak yay parçasının piston valfindeki konumu	59
Şekil 4.20. Beş bacaklı parmak yay parçasının kalınlık değişimi sonucu meydana gelen sönümlenme kuvveti - hız grafiği	60
Şekil 4.21. Altı bacaklı parmak yay parçasının kalınlık değişimi sonucu meydana gelen sönümlenme kuvveti - hız grafiği	60
Şekil 4.22. Örnek taban valf gövdesi parçası üst ve alt görünüş ve yağ geçiş delikleri .	62
Şekil 4.23. Taban valf gövdesi delik kesit alanlarının sönümlenme kuvvetine etkisi	62
Şekil 4.24. Taban Valf Grubu Elemanları ve Taban Valf Pulu	64
Şekil 4.25. Taban valfi pul kalınlığının sönümlenme kuvvetine etkisi.....	65

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Standart teleskobik tip amortisör basınç borusu ve piston mil çap ölçüleri	19
Çizelge 3.2. Örnek amortisör yağı özellikleri	25
Çizelge 4.1. Test hızları	37
Çizelge 4.2. Referans amortisöre ait sönümleme kuvveti değerleri.....	38
Çizelge 4.3. Birinci kademe ayar pulu toplam akış alanları	42
Çizelge 4.4. Piston valfi birinci kademe ayar pulu akış alanı değişimi sonucu oluşan sönümleme kuvvetleri ve referans amortisör değerleri ile karşılaştırması..	44
Çizelge 4.5. İkinci kademe ayar pulu toplam akış alanları	45
Çizelge 4.6. Performans etkisi incelenen ikinci kademe ayar pulu toplam akış alanları.	47
Çizelge 4.7. Piston valfi ikinci kademe Ø26mm toplam pul kalınlığı değişimi sonucu oluşan sönümleme kuvvetleri ve referans amortisör karşılaştırması	49
Çizelge 4.8. Piston valfi ikinci kademe Ø22mm toplam pul kalınlığı değişimi sonucu oluşan sönümleme kuvvetleri ve referans amortisör ile karşılaştırması	52
Çizelge 4.9. Zıplama valf gövdesi görseli ve test edilen toplam akış alanları	56
Çizelge 4.10. Zıplama valf gövdesi toplam akış alanı değişimi sonucu oluşan sönümleme kuvvetleri ve referans amortisör değerleri ile karşılaştırması.....	57
Çizelge 4.11. Parmak yay dizayn değişiklikleri.....	59
Çizelge 4.12. Parmak yay parçası uzantı sayısı ve kalınlık değişiminin sönümleme kuvvetleri ve referans amortisör değerleri ile karşılaştırması.....	61
Çizelge 4.13. Taban valf gövdesi parçasının delik kesit alanı değişiminin sönümleme kuvvetleri ve referans amortisör değerleri ile karşılaştırılması	63
Çizelge 4.14. Taban valf pulu tasarım parametreleri	64
Çizelge 4.15. Taban valfi pul kalınlığı değişiminin sönümleme kuvvetleri ve referans amortisör değerleri ile karşılaştırması.....	66

1. GİRİŞ

Araçlarda kullanılan pek çok sistemden birisi de süspansiyon sistemidir. Günümüz araçlarında farklı tasarımlara sahip süspansiyon sistemlerinin temel amacı sürüş konforunun sağlanmasının yanında aracın hareket esnasında sürüş kontrolünün de sağlanmasıdır. Bunun yanında süspansiyon sistemi yol ve lastikler arasındaki sürtünmeyi artırarak direksiyon kontrolü ile iyi bir yol tutuş elde etmemizi sağlar.

Süspansiyon sistemlerinin en önemli elemanı amortisörlerdir. Amortisör (Fransızcadan: amortisseur), makinalarda çalışma esnasında oluşan sarsıntı ve titreşimlerin şiddetini ve etkisini azaltmak için kullanılan elemanlardır. Amortisörler tekerleklerin hareket yönüne ters, hız ile orantılı bir direnç gösterirler. Böylece titreşim ve sarsıntılardan ortaya çıkan kinetik enerjiyi, ısıya çevirerek yutarlar. (Anonim 2019)

Bu tez çalışmasında binek araçlarda kullanılan amortisörler incelenmiştir. Teleskobik tipte çift borulu bir amortisörün sönümlenme kuvvetini üreten yapılar valf sistemleridir. Valf sistemleri amortisör yağının belirli kanal veya yüzeylerden geçişini sağlarken belirli yerlerden geçişine izin vermez. Böylece ortaya çıkan direnç sönümlenme kuvvetini oluşturur. Valf sistemini oluşturan parçaların tasarım değişikliklerinin sönümlenme kuvvetine olan etkileri, yapılan testlerle incelenmiştir. Çalışmanın sonucunda testlerde elde edilen sonuçlar ortaya koyularak yorumlanmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Süspansiyon Sistemleri

Araçlara seyir halinde yoldan ve havadan çeşitli kuvvetler etki etmektedir. Bu kuvvetler sallantı, yan yatma, zıplama ve gezme hareketlerine yol açar.

Sallantı: Tekerlek merkezine göre aracın ön ve arka akslarının düşeyde aşağı ve yukarı yönde hareket etmesidir. Özellikle engebeli, çok çukurlu veya stabilize yollarda meydana gelir.

Yan yatma: Seyir halindeki aracın sağ ve sol tarafına doğru yönlenmesi hareketidir. Engebeli bir yolda araç manevra yaparken aracın bir tarafındaki yay uzarken bir tarafındaki yay kısalmır. Bunun sonucunda araç gövdesi yanal hareketler gerçekleştirir.

Zıplama: Aracın seyir halindeyken tamamıyla yol ile olan bağının kesilip aşağı ve yukarı yönde hareket etmesidir. Yayların karakteristiği zıplama da etkilidir.

Gezme: Araç ağırlık merkezinin konumuna bağlı olarak eksenal merkezden sağ veya sol tarafa doğru yönelir. Bu hareket gezme olarak tanımlanır.

Araçtaki kütleler, süspansiyonlu kütleler (yaylanan kütle) ve süspansiyonsuz kütleler (yaylanmayan kütle) olmak üzere ikiye ayrılır. Yaylanan kütle, motor, vites kutusu, karoseri ve araç yükünden meydana gelir. Yaylanan kütlelerin büyük olması taşıtın o kadar yumuşak hareket etmesini sağlar. Böylece sürüş güvenliği ve konforu da artmış olur.

Yaylanmayan kütle, tekerlek ve akslardan meydana gelir. Yaylanmayan kütlelerin az olması sürüş güvenliğini ve konforunu artırır.

Temel olarak araçlarda kullanılan süspansiyon sistemleri seyir esnasında sürüş güvenliği ve sürüş konforunun sağlanması olmak üzere iki önemli görevi yerine getirirler. Seyir esnasında yoldan gelen titreşim ve darbeler yaylar tarafından emilirken ortaya çıkan salınım amortisörler tarafından absorbe edilirler. Böylece araçtaki yolcuların konforu sağlanmış olur.

Araç tasarımı yapılırken yaylanmayan kütlelerin mümkün oldukça hafif olması için çalışılır. Böylece üst tarafın sallanma davranışına en az oranda etki edilerek sönümleme ve sürüş konforu artırılmış olur.

Yaylanmayan kütlenin azaltılması için günümüzde alternatif malzemeler kullanılarak yürüyen aksam parçalarının hafifletilerek üretilmesi için çalışmalar yürütülmektedir.

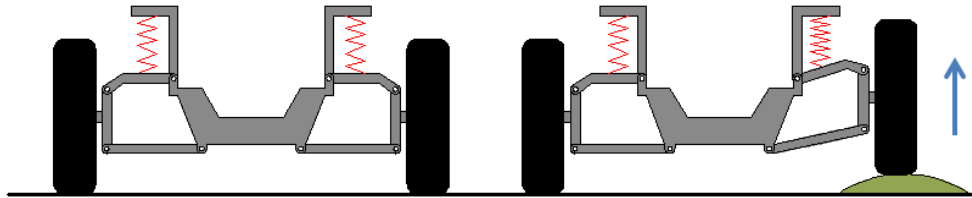
Yol tutuş ve konfor araç dinamiği açısından birbirine zıt beklentilerdir. Yol tutuşunun daha iyi olması için veya ağır yüklerin taşınabilmesi için, süspansiyon sisteminin sönüm kapasitesinin yüksek olması yani sert olması gerekir. Ancak bu durumda konfor azalacaktır. Konforun artması için süspansiyon sisteminin düşük sönümleme kapasitesine sahip olması yani yumuşak olması gereklidir. Bu durumda da aracın yol tutuşu kötü olacak ve savrulma veya devrilme eğilimi daha fazla olacaktır. Aynı zamanda da ağır yükleri taşıyamayacaktır.

Günümüzde binek otomobillerde kullanılan süspansiyon sistemleri bu iki zıt beklentinin optimum şekilde karşılanabileceği şekilde tasarlanmaktadır. Böylece hem konfor hem de sönümleme performansı beklentileri yeterli seviyede karşılanmaktadır.

Süspansiyon sistemleri yapısal olarak bağımsız süspansiyon sistemleri ve sabit süspansiyon sistemleri şeklinde ikiye ayrılmaktadır.

2.1.1. Bağımsız süspansiyon sistemleri

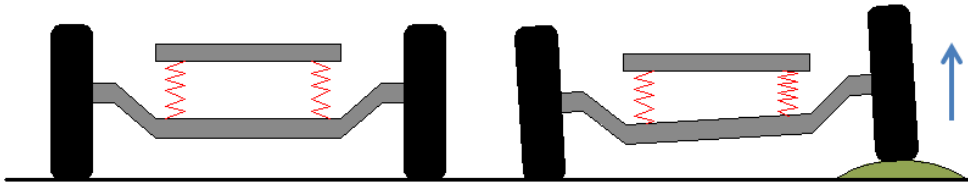
Tekerleklerin araç gövdesine birbirinden bağımsız olarak salıncak ve amortisör – yay bağlantısıyla bir araya geldiği sistemlerdir. Tekerleklerin hareketi birbirini etkilemez bu nedenle bağımsız süspansiyon adı verilmiştir. (Şekil 2.1) Bağımsız süspansiyon sistemleri yol tutuş ve sürüş açısından daha iyi performansa sahiptirler.



Şekil 2.1. Bağımsız süspansiyon sistemi

2.1.2. Sabit süspansiyon sistemleri

Sağ ve sol tekerleklerin birbirine bir aks ile bağlı olduğu sistemlerdir. Bu sistemlerde bir tekerleğin hareketi diğer tekerleğe aktarılır ve birbirini etkiler. Sürüş konforu açısından daha az tercih edilen sistemlerdir. Basit bir yapıya sahip olmaları nedeni ile bu süspansiyon türü daha dayanıklı ve uzun ömürlü olarak kabul edilmektedir. Bu nedenle daha çok yük taşıyan ağır vasıta araçlarında tercih edilmektedir.



Şekil 2.2. Sabit süspansiyon sistemi

2.2. Süspansiyon Sistemi Elemanları

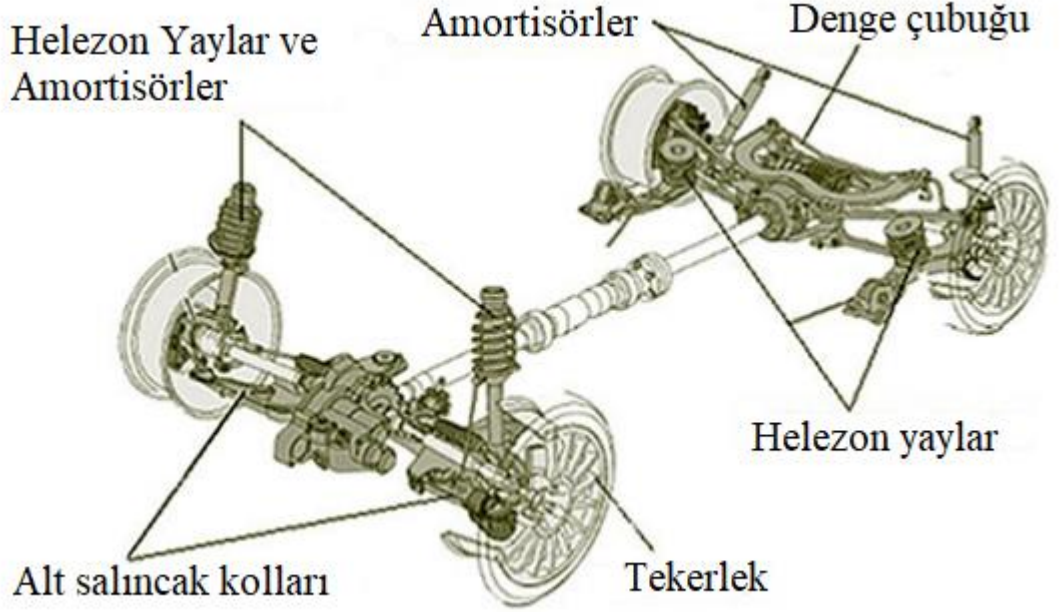
Süspansiyon sistemlerinin temel elemanları; yaylar, amortisörler, bağlantı elemanları ve denge çubuğudur. (Şekil 2.3)

Amortisörler, sürüş esnasında yoldaki düzensizlikler nedeni ile meydana gelen sarsıntıların şiddetini ve etkisini azaltmak için kullanılırlar. Yaylar, yol yüzeyinden gelen sarsıntıları ve darbeleri sönmümler. Süspansiyon sistemi tipine göre; metal yaylar (yaprak yaylar, helisel yaylar, burulma (torsiyon) yayları veya hidro-pnömatik yaylar şeklinde kullanılabilir.

Helisel yaylar çoğunlukla hafif araçlarda kullanılırlar. Davranışları doğrusal olup burulmaya zorlanırlar. Farklı tasarımlar ile progresif karakteristikte olabilirler. Helisel yaylara farklı yaylar veya amortisörler montajlanabilmektedir.

$$\text{Helisel yay katsayısı } k = \frac{G.d^4}{8.D_m^3.l_f} \quad (2.1)$$

Denge çubuğu; aracın dönüş esnasında yana yatması ile meydana gelen merkezkaç kuvvetine karşı olarak aracın savrulmasını önlemek için kullanılan süspansiyon sistemi elemanıdır. Bağlantı elemanları ise süspansiyon sisteminin tüm parçalarını birbirine düzenli bir şekilde bağlayarak, tekerleklerin boylamasına ve yanlamasına hareketlerini kontrol altında tutar.



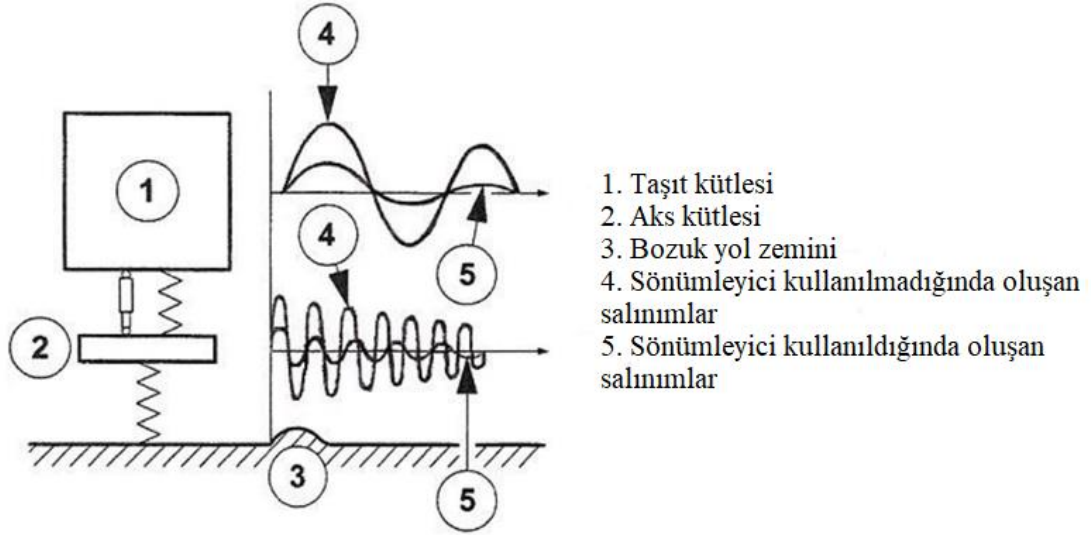
Şekil 2.3. Süspansiyon sistemi elemanları

2.2.1. Amortisörler

Basit olarak amortisörler titreşim sönmüleyici hidrolik pompalardır. Amortisörler araçların hareket yönüyle ters, aracın hızı ile paralel bir direnç gösteren titreşim sönmüleyici elemanlarıdır. Sarsıntı ve titreşim esnasında ortaya çıkan kinetik enerjiyi ısıya dönüştürerek emerler.

Araç yol yüzeyindeki darbelerle maruz kaldığında süspansiyon yayları uzayarak veya kısalarak bu darbeleri karşılar. Darbeleri karşılamaları esnasında da bir süre salınım hareketi yaparlar. Bu salınım hareketinin kısa sürede sönmülenmeye ihtiyacı vardır. Aksi halde araçta aşırı sarsıntılara yol açarak sürüş emniyetini ve konforunu riske sokacaktır. Yayların bu salınımını kontrol altına alarak sönmüleyen süspansiyon sistemi elemanı

şekil 2.4’de gösterilen amortisörlerdir. Şekil 2.4. üzerinde amortisörlü ve amortisörsüz durumda kütlelerin yay salınım eğrileri görülmektedir. Amortisörsüz yay salınımı daha yüksek frekanslardan sonra ve daha uzun bir periyotta sönümlenmektedir. Amortisörlü yay salınımları ise daha düşük frekanslarla ve daha kısa zamanda sönümlenmektedir.



Şekil 2.4. Amortisörlü ve amortisörsüz araçlarda gövde ile akslarda oluşan titreşimler (Demircan 2012’den değiştirilerek alınmıştır)

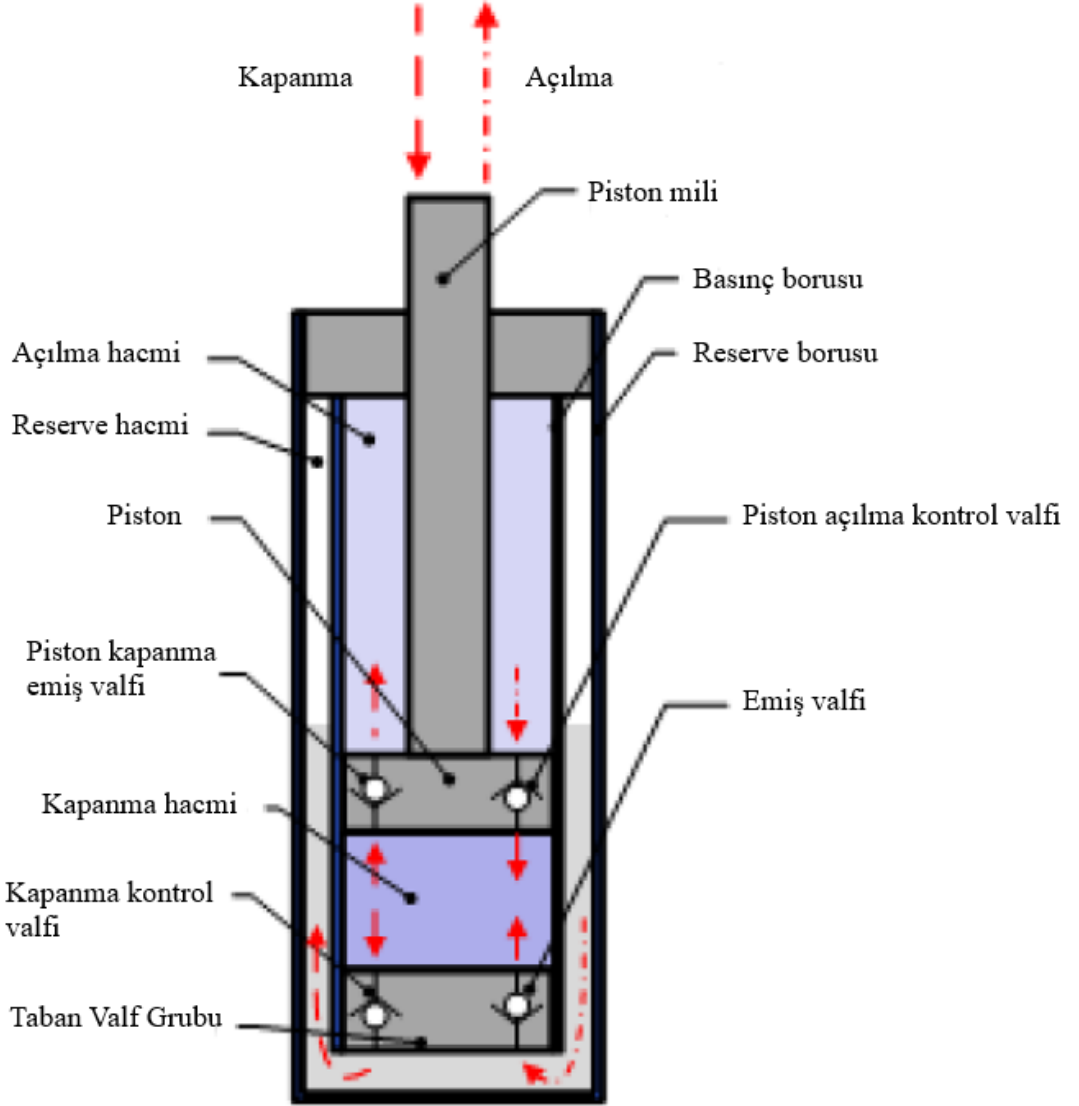
Amortisörlerin görevleri;

- Salınım süresini kısaltır,
- Lastiklerin sürekli yol ile temasını sağlayarak sürüş güvenliğini sağlar,
- Daha iyi yol tutuşu sağlayarak direksiyon kontrolünü ve hakimiyetini kolaylaştırır,
- Savrulmayı, yatmayı, öne veya arkaya kaymayı, tümseklerden geçerken zıplamayı, frenleme esnasında dalmayı ve hızlanma esnasında ön tarafın yükselmesini arka tarafın çökmesini azaltarak sürüş konforunun artırılması,

şeklinde özetlenebilir.

Amortisörler çalışma esnasında açılma ve kapanma şeklinde aşağı ve yukarı yönlü hareket ederek sönümleme kuvveti oluştururlar. Bu sönümleme kuvveti amortisör tipine

bağlı olarak farklı şekillerde oluşmakla birlikte temel olarak amortisör içerisinde bulunan hidrolik akışkanın sıkıştırılması ve valflerden geçerken direnç ile karşılaşması neticesinde meydana gelir. (Şekil 2.5)



Şekil 2.5. Amortisörün çalışma şekli (Piotr ve ark. 2012'den değiştirilerek alınmıştır.)

Beyer ve ark. (2002) tek borulu bir amortisörün piston valfindeki hidrolik davranışı inceledikleri çalışmalarında valf parçalarını modellemişlerdir. Gerçekleştirdikleri simülasyon sonuçları ile deneysel sonuçları karşılaştırmalı olarak ortaya koymuşlardır.

Laboratuvarında test makinelerinde gerçekleştirilen çalışmalar tekrar edilebilirlik açısından yol testlerine kıyasla daha avantajlıdır. Bunun yanında daha hızlı sonuç alma ve maliyet avantajının olması da amortisör performans testlerinin laboratuvarında test makineleri üzerinde yapılmasını önceliklendirmiştir. Dabrowski ve ark. (2002) makalelerinde araç süspansiyon sisteminin doğrusal olmayan davranışını incelemişlerdir.

Literatürde geniş olarak yer alan basitleştirilmiş analitik yaklaşımlar valf sistemlerinin geometrik özelliklerinin optimizasyonu için yeterli değildir. Bunun için ileri simülasyon metodlarının uygulanması gereklidir. Talbot ve Starkey (2002) yüksek performanslı tek borulu amortisör fiziksel modeli üzerinde elde ettikleri sonuçları deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

Martins ve ark. (2005) makalelerinde amortisör valf sisteminde meydana gelen akışın hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) modelini geliştirmiş ve doğrulamışlardır.

Dixon (2007) amortisör tekniğini teorik ve deneysel olarak farklı amortisör türleri ile birlikte ele almış ve pazardaki son teknolojileri aktif ve yarı aktif amortisörler üzerinde değerlendirmiştir.

Amortisörlerin karakteristik sönümleme kuvveti değerleri amortisörün temel bileşenlerinden birisi olan ayarlanabilir valf sistemleri tarafından belirlenir. Taban valf grubu ve piston valf grubu elemanları arasında doğru çalışma basıncının oluşması için, piston valfi üzerinde oluşan basınç farkının taban valfi ile rezerv hacmindeki gaz basıncı toplamından fazla olması gereklidir. Bunun sağlanması için amortisörün kapanma stroğu esnasında meydana gelen basınç-akış karakteristiklerinin piston ve taban valfinde ayarlanması gereklidir. Valf sisteminde basınç dengesizliği olduğunda, açılma hacminde atmosfer basıncının altında negatif basınç oluşur. Bu negatif basınç çalışma esnasında gaz-yağ karışımından gaz baloncuklarının çıkışı veya kavitasyona sebep olur. (Czop ve ark. 2012).

Dong ve ark. (2018), makalelerinde deney ve simülasyon sonuçlarını ortaya koyarak, hıza bağlı olarak kuvvet - deplasman grafikleri üzerinde kavitasyon oluşumunu

incelemişlerdir. Buna göre amortisörün çalışma hızının artması ile kavitasyon miktarı da artmaktadır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Bu tez çalışmasında binek araçlarda kullanılan teleskobik tipte çift borulu pasif yapıda bir amortisör üzerinde çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Çalışmada kullanılan amortisörün teknik özellikleri şu şekildedir:

- a. Bağlantı Noktası: Araç arka aks,
- b. Tip: Teleskobik çift borulu pasif yapıya sahip,
- c. Valf sistemi: Düşük hız kontrollü disk tipi valf sistemi,
- d. Piston mili çap: 12,5 mm,
- e. Basınç borusu çap: 30 mm,
- f. Dış boru çap: 45 mm,
- g. Araç bağlantı noktaları: Alt Yüzük – Yüzük içerisinde burçlu lastiğe sahip olan ve Üst – Saplama.

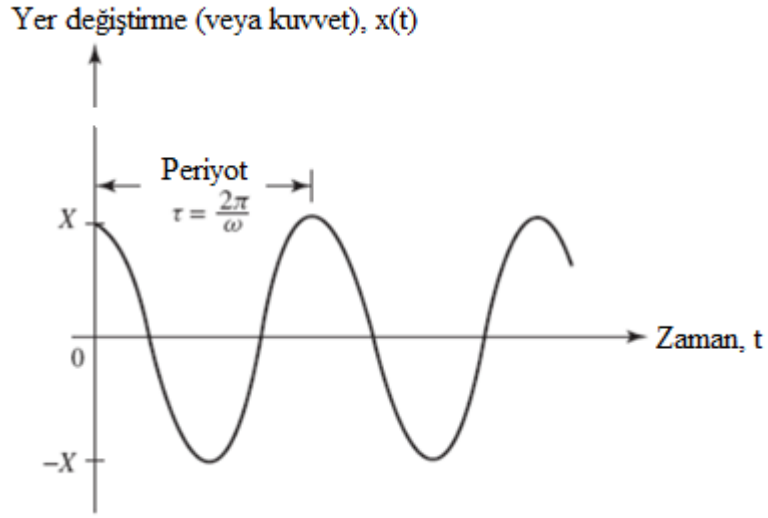
Çalışmada kullanılan çift borulu amortisör binek araç arka aksında yaygın şekilde kullanılan tipte bir amortisördür. Çift borulu amortisörler piston milinin dış etkenler tarafından tahrik edilmesi sonucu amortisörün kapanma ve açılma hareketi suretiyle çalışır. Amortisörler hareketin tersi yönde sönümlenme kuvveti yaratır ve elde edilen sönümlenme kuvveti piston mili hızının bir fonksiyonudur. Hızın artması ile sönümlenme kuvveti de artmaktadır.

Bu çalışmada teleskobik tip çift borulu amortisöre ait piston ve taban valf grubu parçalarının tasarımları değiştirilerek sönümlenme kuvvetindeki değişim incelenmiştir. Dokuz farklı parça tasarımı üzerinden alt deney grupları oluşturulmuştur. Sönümlenme kuvveti testleri gerçekleştirilerek, referans alınan amortisöre ait sönümlenme kuvveti değerleri ile testlerden elde edilen değerler karşılaştırılmıştır.

3.2. Titreşim Teorisi

Titreşim, cisimlerin nominal bir pozisyona (denge konumu) göre tekrarlanan hareketi olarak ifade edilir. Titreşim karakteristikleri tasarım parametrelerinin belirlenmesinde önemli bir faktördür. Titreşim bazen zararlı olabilir ve kaçınılmalıdır, bazen de oldukça yararlıdır ve istenilir. Her iki durumda da titreşimin nasıl analiz edileceği, ölçüleceği ve kontrol edileceği önemli bir bilgidir.

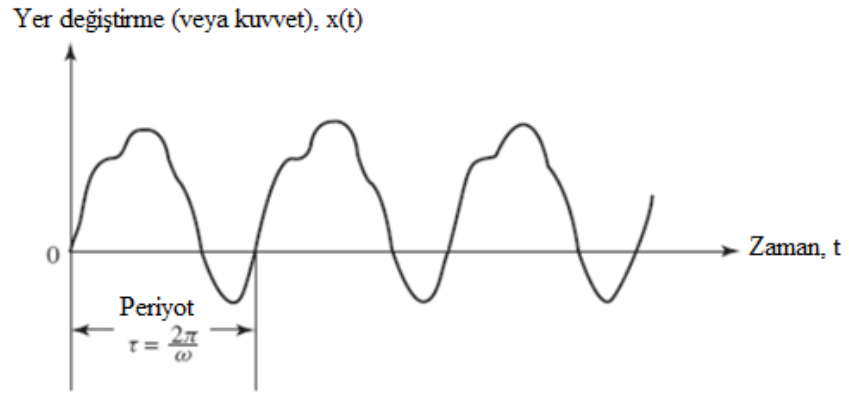
Titreşim teorisi cisimlerin ve ilgili kuvvetlerin salınımlı hareketleri ile ilgilenir. Şekilde 3.1' de görülen salınımlı hareket harmonik hareket olarak adlandırılır ve aşağıdaki formül ile ifade edilir.



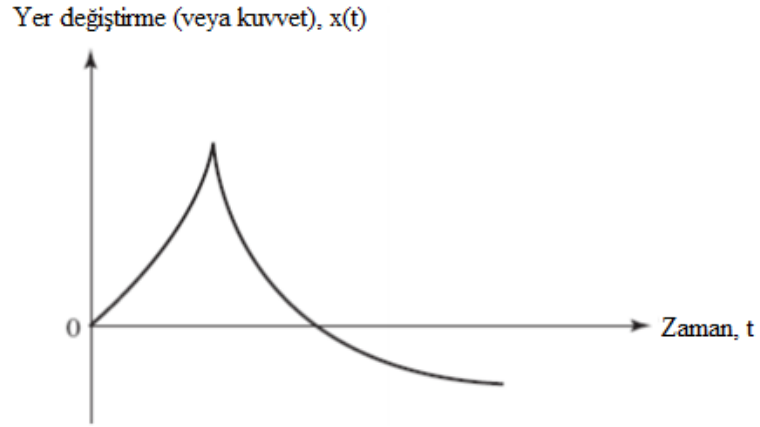
Şekil 3.1. Basit harmonik hareket

$$x(t) = X \cos \omega t \quad (3.1)$$

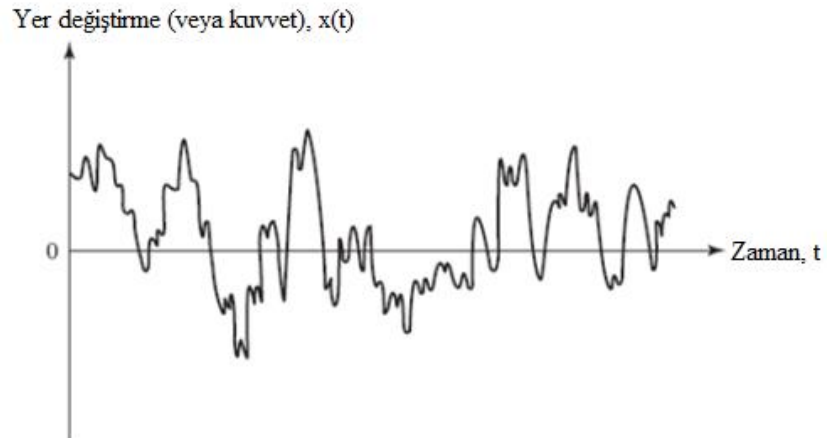
X hareketin genliği, ω hareketin frekansı ve t zamandır. Şekil 3.2' de periyodik hareket, Şekil 3.3' de periyodik olmayan veya geçici (transient) hareket, Şekilde 3.4'de ise gelişigüzel veya uzun zamanlı periyodik olmayan hareket eğrileri gösterilmiştir.



şekil 3.2. Periyodik hareket



şekil 3.3. Periyodik olmayan hareket

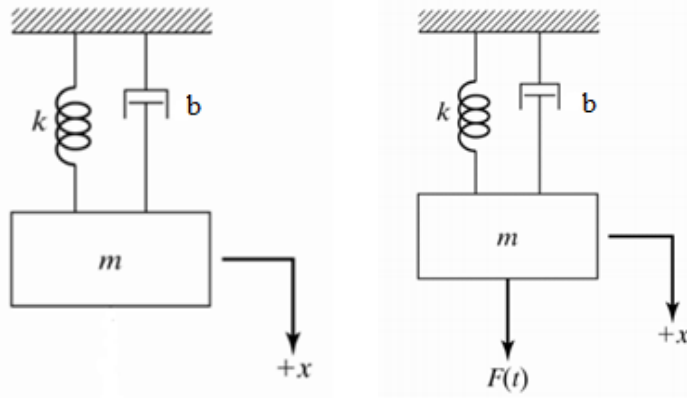


şekil 3.4. Gelişigüzel (random) hareket

3.2.1. Serbest ve zorlanmış titreşim

Serbest titreşim salınım süresi boyunca toplam enerjinin zaman içinde değişmediği titreşimlerdir. Titreşim genliği aynı kalır. Ancak teorik olarak mümkün olan bu durum gerçek sistemlerde enerjinin zamanla ortama yayılması ile genlik azalır ve sıfıra düşer. Enerjinin bu yayılımına sönümlenme denir.

Zorlanmış titreşim, dışarıdan zorlayıcı bir kuvvet altında titreşim gerçekleştiren sistemlerdir. Örnek olarak araçların yoldan gelen etkiler veya düzensizlikler nedeni ile maruz kaldığı titreşimler bu şekildedir.



a. Sönümlü serbest titreşim

b. Sönümlü zorlanmış titreşim

Şekil 3.5. a. Sönümlü serbest titreşim ve b. sönümlü zorlanmış titreşim

Bu tez çalışmasında amortisörde sönümlenme kuvvetinin oluşmasını sağlayan valf sisteminin alt elemanlarına ait dokuz adet tasarım parametresi değiştirilerek amortisör sönümlenme kuvveti testleri yapılacaktır. Bu deneysel çalışmada sönümlenme kuvveti ölçümlerinde sisteme uygulanacak sinyal periyodik sinüs sinyalidir.

3.3. Amortisör Çeşitleri

Amortisörlerin günümüzde titreşim sönümleyici olarak kullanıldıkları pek çok alan vardır. Amortisör çeşidini belirleyen parametreler uygulama alanı, kullanılma şekli, çevre parçalar ile oluşan bağlantı ve etkileşim biçimleridir. Yoğun olarak otomotiv sektöründe

kullanılan amortisörler, araç tipine göre farklı özelliklere sahiptirler. Binek, hafif ve ağır ticari araçlarda, motosikletlerde, trenlerde ve askeri araçlarda kullanıldıkları gibi sürücü koltuğu gibi ekipmanlar ile birlikte de kullanılabilirler.

Amortisörler temel olarak pasif, yarı-aktif ve aktif olmak üzere çalışma şekline göre üçe ayrılırlar. Yapılarına göre ise çift borulu ve tek borulu amortisörler olarak ikiye ayrılırlar. Çift borulu amortisörler de kendi içinde teleskobik tip amortisörler ve strut tip amortisörler olmak üzere iki şekildedir. Şekil 3.6' da teleskobik tip ve Şekil 3.7' de strut tip amortisör örnekleri gösterilmiştir.



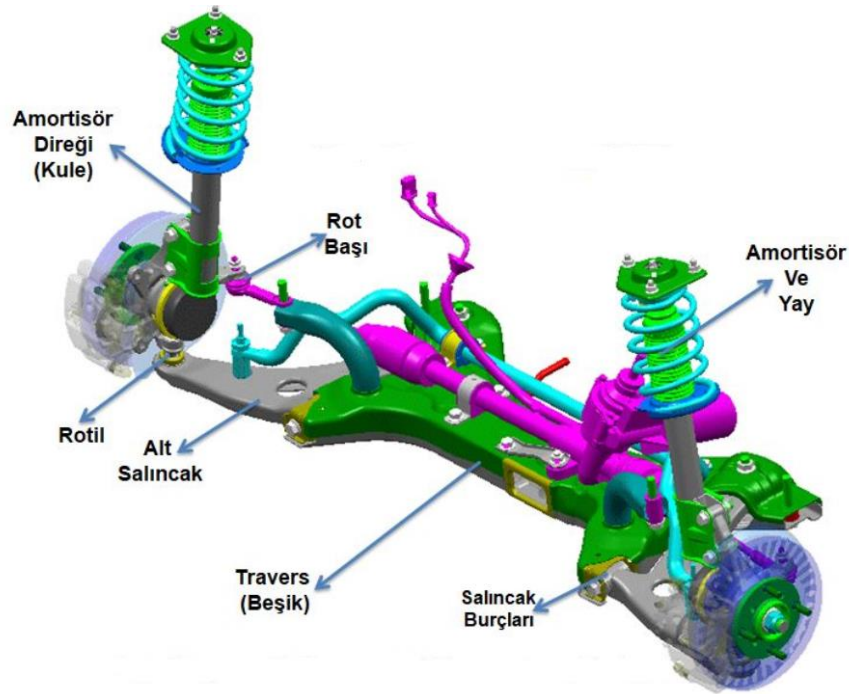
Şekil 3.6. Teleskobik tip amortisör



Şekil 3.7. Strut tip amortisör

Strut tip amortisörler binek ve bazı ticari araçların çoğunlukla ön aksında yer alırlar. Bu amortisör tipinde araca alt noktadan bağlantısını sağlayan bağlantı braketleri ayrıca burulma mili ve sensör gibi komponentlerin üzerine monte edilmesini sağlayan özel tasarlanmış braket parçaları bulunur. Emniyet parçası olma özelliklerinden dolayı tasarım esnasında uygun malzeme ve geometri seçiminin yapılması bu tip amortisörler için son derece önemlidir.

Bu tip amortisörler çoğunlukla MacPherson bağımsız süspansiyon sisteminde kullanılırlar. MacPherson bağımsız süspansiyon çeşidi binek ve hafif ticari araçların ön süspansiyonlarında en yaygın kullanılan sistemdir. Önden çekişli araçlarda motor yan pozisyonda olduğundan, süspansiyon sistemi için az yer bulunmaktadır. Bu nedenle amortisör üzerine helezon yay yerleştirilmiştir. Yay ve amortisör kompakt yapıdadır. Direksiyon mafsalı amortisöre bağlanmıştır, amortisör ise üstten araç gövdesine bağlıdır. Direksiyon mafsalının alt kısmı, rotil ile alt salıncağa bağlıdır. Bu sayede aşağı ve yukarı yönde serbestçe hareket edebilir. Helezon yay, alt salıncak tarafından çalıştırılır ve yayın üst kısmı üst bağlantı takozları ile gövdeye sabitlenmiştir.



Şekil 3.8. MacPherson bağımsız ön süspansiyon sistemi

3.4. Teleskobik Amortisörler

Bu tez çalışmasında valf sistemindeki parçaların tasarım parametrelerinin performansa etkisi incelenecek olan amortisör çeşidi teleskobik tipte binek araç arka aks amortisörüdür. Teleskobik amortisörler tasarım olarak ikiye ayrılırlar;

- a. Tek borulu teleskobik amortisörler
- b. Çift borulu teleskobik amortisörler

Teleskobik amortisörler araç bağlantı şekline göre alt ve üst kısımlarında özel bağlantı geometrilerine sahiptirler. Bu geometriler şasiye bağlanma şekline göre yüzük veya saplama biçiminde tercih edilirler. Teleskobik amortisörlerin kullanılacağı aracın ağırlığına, bağlantı şekline, araca bağlantı pozisyonuna göre tasarım parametreleri değişmektedir.

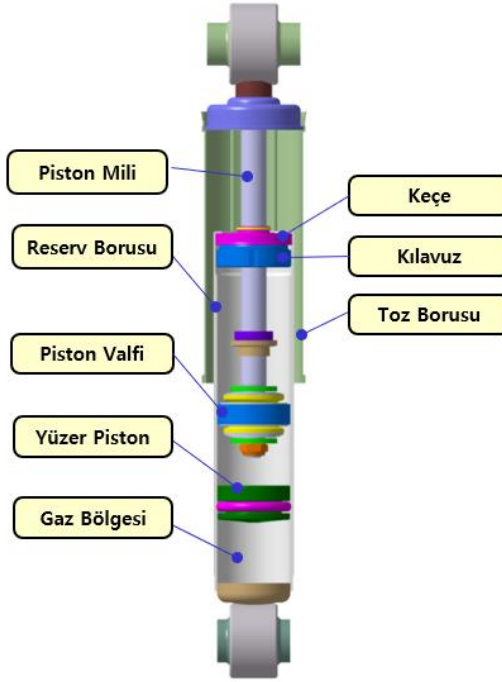
Teleskobik amortisör temel tasarım parametreleri:

- Rezerv borusu dış çapı
- Basınç borusu (silindir borusu) iç çapı
- Piston mili çapı
- Piston çapı
- Alt Kapak Formu
- Alt ve Üst bağlantı şekli
 - Yüzük (alt) – Yüzük (üst)
 - Yüzük (alt) – Saplama (üst) veya Saplama (alt)– Yüzük (üst)
 - Saplama (alt) – Saplama (üst)
- Valf sistemi (pullu tip, helezon yaylı disk tipi)
- Çalışma sıcaklığına bağlı olarak keçe ve kılavuz sistemi
- Toz borusu

Amortisörlerin tasarım parametreleri belirlendikten sonra amortisörün araç bağlantı noktasında dizayn boyu, tam açık ve tam kapalı boy verilerine göre amortisör tasarlanır. Geometrik tasarımın yanında performans tasarımı da önemlidir. Araç dinamiğine göre öngörülen sönümlenme kuvvetlerinin yakalanabileceği uygun valf tipi seçilerek, valf performans tasarımı gerçekleştirilir. Valf performans tasarımında hıza bağlı olarak sıkıştırma (kapanma) çevriminde ve zıplama (açılma) çevriminde üretilen sönümlenme kuvvetleri belirlenir. Buna göre valf grupları ve alt parçalarının seçimi yapılır.

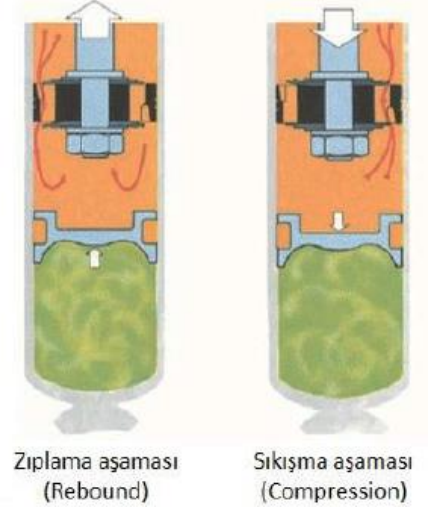
3.4.1. Tek borulu amortisör ve çalışma prensibi

Tek borulu amortisörler ayrıca basınç borusu bulundurmayan, çalışma bölümü ile rezerv bölümünün aynı silindirde bulunduğu amortisörlerdir. Piston milinin aşağı ve yukarı yönlü hareketi esnasında amortisörün davranışı çift borulu gibidir. Piston kolunun amortisörün içine giren hacminin dengelenmesi için alt kısımda özel bir piston (yüzer piston) ile ayrılmış gaz hacmi bulunur. Tek borulu amortisörlerde sönümleme kuvveti üreten tek bir valf bulunur. Piston milinin aşağı doğru hareketinde sıkışan amortisör yağı gezer pistonu aşağı yönde iterek basıncı dengeler. Ters durumda açılma anında yüzer piston yukarı yönde hareket eder. (Demirsoy 1997)



Şekil 3.9. Teleskobik tip tek borulu amortisör alt parçaları

Tek borulu amortisörün çalışması esnasında meydana gelen amortisör yağı geçişleri Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Tek borulu amortisörün açılma ve kapanma hareketi esnasında amortisör yağının valften akışı ve yüzer pistonun hareket yönleri (Heißing 2011 den değiştirilerek alınmıştır)

3.4.2. Tek borulu amortisörün avantajları

- Bağlantı açısından bağımsız olarak, bütün çalışma biçimlerinde kararlı sönümleme kuvveti üretir.
- Daha az parçanın kullanılması nedeni ile daha hafiftir.
- Kavitasyonsuz çalışma gerçekleşir.
- Gürültü seviyesi düşüktür.
- Başlangıç anındaki yüksek basınç nedeni ile düşük ya da yüksek frekanslardaki aks hareketlerinde dahi hassas tepkiler verir.

3.4.3. Çift borulu amortisör ve çalışma prensibi

Bu tip amortisörler oldukça yaygın kullanım alanına sahiptir. Çift borulu gazlı ve gazsız olarak iki tipte üretilirler. Dışta rezerv borusu (gövde borusu) ve iç kısımda basınç borusu (silindir borusu) bulunur. Basınç borusu içerisinde aşağı ve yukarı yönde hareket eden ve üzerinde valf grubu elemanları bulunan piston mili vardır. Amortisör açılırken piston milindeki piston valfi sönümleme kuvveti üretirken, kapanma durumunda ise silindirin alt kısmında bulunan taban valfi sönümleme kuvvetini oluşturur.

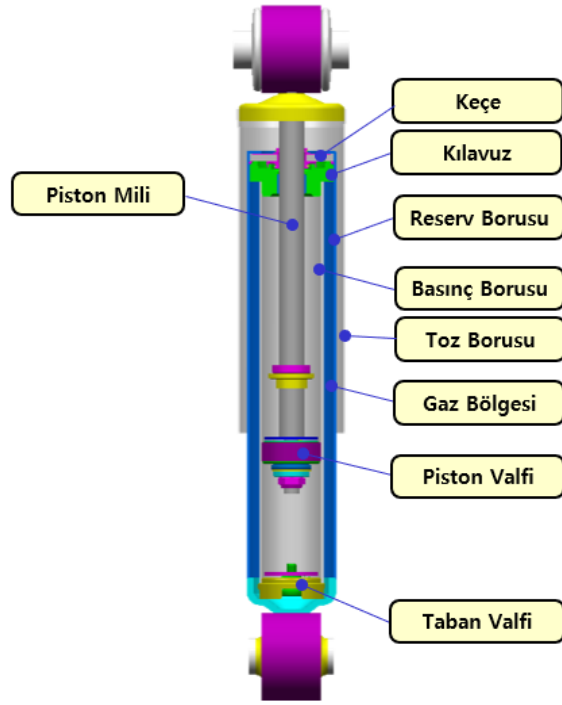
Sönümlenme kuvveti akışkanın her iki valf sistemi içerisindeki akış geçiş alanlarından geçişi esnasında meydana gelen direnç ile oluşur.

Şekilde 3.11’de çift borulu gazlı tip bir amortisöre ait alt parçalar gösterilmektedir. Çift borulu amortisörler temel olarak, piston mili, iç basınç borusu, rezerv borusu, piston mili, keçe, kılavuz, toz borusu ve valf gruplarından oluşurlar.

Çift borulu amortisörler uygulama alanına, elde edilmek istenen sönümlenme kuvvetine göre farklı ebatlarda tasarlanabilmektedir. Temel tasarım standardı piston mili ve basınç borusu iç çapına göre belirlenir. Çizelge 3.1’de farklı çaplarda standart çift borulu amortisör ebatları gösterilmiştir. Bu ebatlar üreticiler arasında küçük farklılıklar gösterebilir.

Çizelge 3.1. Standart teleskobik tip amortisör basınç borusu ve piston mil çap ölçüleri

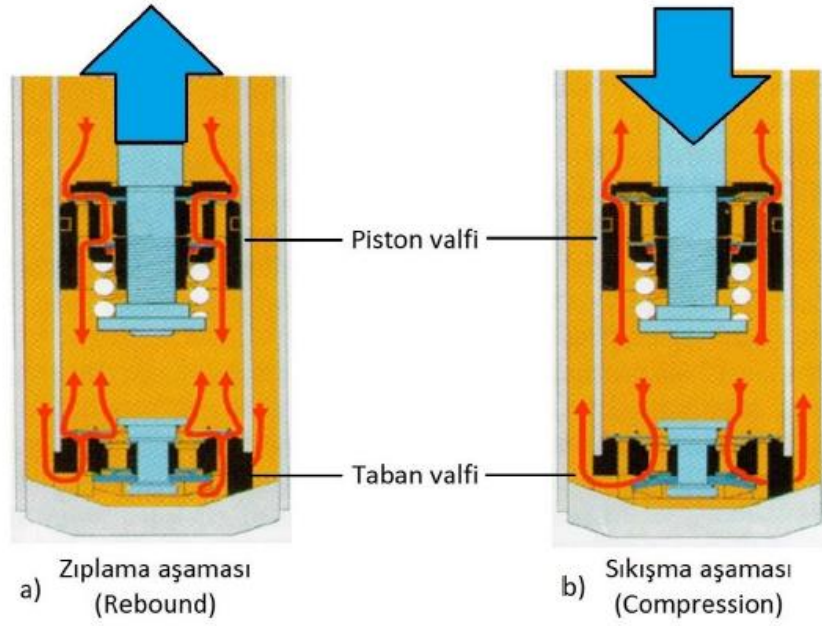
Basınç Borusu (Ø mm)	Piston mili çapı (Ø mm)				
	12,5	16	20	22	25
25	•				
30	•				
35		•			
45			•		
50				•	•



Şekil 3.11. Teleskobik tip çift borulu amortisör alt parçaları

Bu tip amortisörlerde iki valf grubu bulunmaktadır; piston valfi ve taban valfi. Bu valfler valf tipine bağlı olarak pek çok alt parçanın bir araya gelmesi ile oluşur. Bu çalışmada pullu tasarım düşük hız kontrollü valf sistemi kullanılmıştır. Bu valfi oluşturan parçalar; pullar, sinter piston, ayar pulları, parmak yay pulu, geçiş pulları, valf pulu, taban valf gövdesi vb. parçalardır.

Amortisörün açılma yönünde hareketi esnasında piston mili amortisörün dışına çıkarak yukarı yönde hareket eder. (Şekil 3.12 a). Açılma stroğunda amortisör yağı pistonun üst hacminden alt hacmine doğru geçmeye çalışır. Bu esnada piston valfi üzerinde bir direnç ile karşılaşır. Bununla beraber, rezerv hacminde bulunan yağ da taban valfinden pistonun alt hacmine doğru geçmeye çalışır. Bu direnç piston milinin hareketini yavalaştırır ve sönümlenme kuvveti oluşturur. Kapanma stroğunda ise piston mili aşağı doğru hareket eder. (Şekil 3.12 b). Bu esnada taban valf grubu sönümlenme kuvveti üretir. Piston milinin amortisör içerisine girmesi ile birlikte piston milinin kapladığı hacim kadarlık bir hacmin rezerv hacmine geçmesi gerekir. Taban valf grubu bu esnada akışkanın geçişine direnç göstererek sönümlenme kuvvetini oluşturur.



Şekil 3.12. Çift borulu amortisör çalışma prensibi

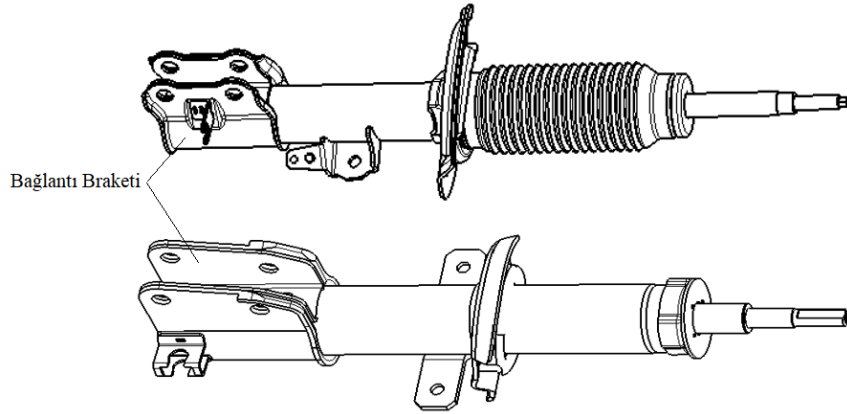
Açılma ve kapanma çevrimlerinde oluşan sönümlenme kuvveti valf gruplarının yarattığı direnç neticesinde meydana gelir. Bu direnç ve sönümlenme kuvveti valf parçalarının tasarım parametrelerinde yapılan değişiklikler ile ayarlanabilir. Böylece hıza bağlı olarak istenilen sönümlenme kuvveti değerleri elde edilebilir.

İstenilen sönümlenme kuvveti değerlerinin elde edilmesi için valf performans tasarımı ile farklı valf alt parçaları kullanılarak testler gerçekleştirilir. Her ne kadar simulasyon programları ile elde edilmek istenen sönümlenme kuvvetine bağlı olarak valf dizaynı belirli ölçüde gerçekleştirilebilir olsada nihai performans tasarımı için tuning çalışması adı verilen valf performans tasarım çalışması gerçekleştirilir. Bu çalışmalarda özel olarak tasarlanmış açılır amortisörler (tuning kit) kullanılarak farklı valf kombinasyonları ve tasarım parametreleri amortisör performans testine tabi tutulur. Test sonucunda elde edilen sönümlenme kuvveti değerlerinin araç üzerinde yarattığı hissiyat, yol tutuşu performansı, viraj alma ve frenleme davranışı ile gürültü performansı yapılan araç testleri ile belirlenir.

3.5. Bağlantı Elemanları

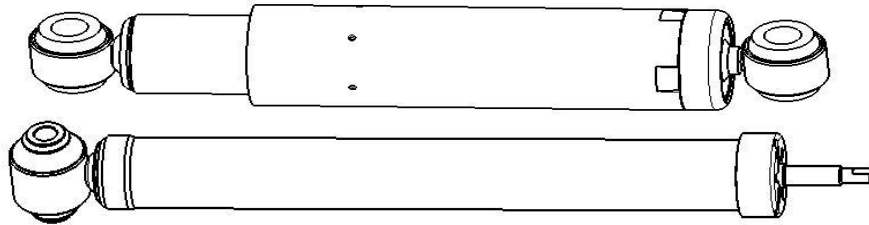
Amortisörlerin araca bağlantı noktasında bulunan parçaların tasarımı taşıt bağlantı noktalarına ve aks tipine göre değişmektedir. Strut tip ve teleskobik tip amortisörlerde farklı bağlantı şekilleri bulunmaktadır.

Strut tip amortisörler çoğunlukla iki tip bağlantı şekline sahiptir. Bunlar alt bağlantı braketini veya kovan tipi bağlantılardır. Şekil 3.13’de Strut tip amortisörlere ait bağlantı braketine örnek alt bağlantı braketleri gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Farklı tip strut amortisörlere ait örnek bağlantı braketleri

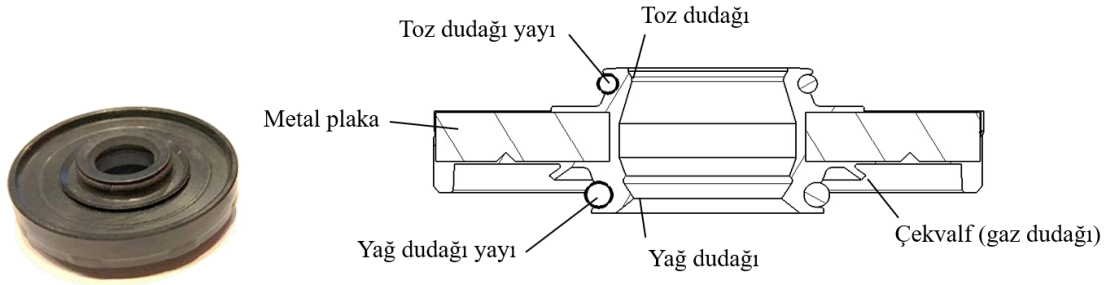
Teleskobik tip amortisörlerde genel olarak alt bağlantı için yüzük şeklinde veya saplamalı bağlantılar kullanılmaktadır. Bu iki bağlantı tipi araç tasarımına bağlı olarak farklı kombinasyonlar ile biraraya gelebilirler. Yüzük bağlantılarının iç kısmında kauçuk ve burçtan oluşan burçlu lastik parçaları kullanılmaktadır. Burçlu lastik parçaları amortisörün çalışması esnasında yoldan gelen titreşimleri sönmüleyerek araca aktarmaktadır. Şekil 3.14’de teleskobik tip amortisör alt ve üst bağlantılarına ait örnekler gösterilmektedir.



Şekil 3.14. Yüzük/Yüzük ve Yüzük/Saplama bağlantılarına sahip teleskobik tip amortisör örnekleri

3.6. Sızdırmazlık Elemanları

Amortisör içerisinde bulunan hidrolik yağ ve gazın çalışma ömrü boyunca sızdırmazlığının sağlanması sönümlenme kuvveti performansının sürekliliği için en önemli koşuldur. Piston milinin yoldan gelen titreşimler karşısında sürekli olarak aşağı ve yukarı yönde yaptığı gelişigüzel hareketler esnasında sızdırmazlık elemanı olarak keçe kullanılır. Keçe tasarımı amortisör dizaynına bağlı olarak değişkenlik gösterir. Yaygın olarak alt ve üst kısmında sızdırmazlık sağlayan yapılara sahip keçeler çoğunlukla kauçuk malzemeden üretilirler. Üst kısımda dış ortamda bulunan toz ve diğer partiküllerin amortisörün içerisine girmesini engelleyen toz dudağı bulunur. Alt kısımda ise yağ süpüren ve yağ dudağı bulunur. Bu keçelerin sürekli çalışma sıcaklıkları genel olarak $-30^{\circ}\text{C}/+120^{\circ}\text{C}$ aralığındadır. Yüksek sıcaklık dayanımı istenen uygulamalar da ($+160^{\circ}\text{C}$ maks.) ise viton malzemelere sahip keçeler kullanılmaktadır. Şekil 3.15’de örnek iki boğumlu (dudaklı) keçe tasarımı gösterilmiştir.



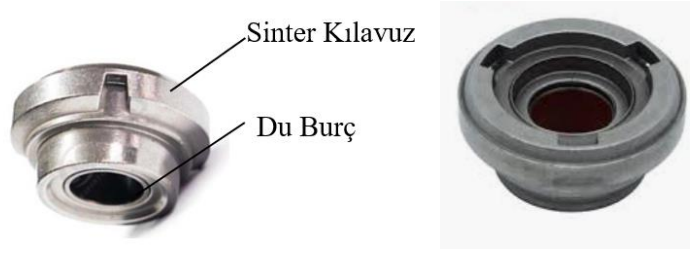
Şekil 3.15. Örnek iki boğumlu (dudaklı) amortisör keçesi ve kesit görünüşü

3.7. Yataklama Elemanları

Amortisörler araç üzerinde bağlantı pozisyonlarına ve çalışma şartlarına bağlı olarak çeşitli yanal yüklere maruz kalırlar. Temel olarak amortisör piston mili iki noktadan yataklanır. Bu yataklama elemanları; piston mili üzerinde bulunan piston valfi ve kılavuz parçasıdır.

Kılavuz parçası, üzerinde konumlandırılan keçe ile uyumlu bir şekilde çalışarak, piston miline yataklama görevi görür. Aynı zamanda amortisör basınç borusu ile rezerv borusunun da eş merkezliliklerini sağlar. Kılavuz parçasının bir diğer fonksiyonu da amortisör milinin yukarı yönde çalışması esnasında keçe tarafından süpürülen yağın geri

kazanılması ve rezerv borusuna aktarılmasını sağlamaktır. Bu amaçla kılavuz parçasının üzerinde rezerv borusuna yağ geçişi sağlayan kanallar bulunur. Amortisör kılavuzları sinter tozundan, toz metalurjisi yöntemi ile üretilirler. Yüksek ölçüsel tolerans hassasiyeti gerektirmesinden dolayı toz metalurjisi yöntemi tercih edilir. Bazı uygulamalarda buhar meneviş ile yüzey sertlikleri artırılır. Bununla birlikte bazı amortisör uygulamalarında ise iç kısımda du burcu adı verilen iç yüzeyi teflon kaplı burçlar da kullanılır.



Şekil 3.16. Örnek amortisör sinter kılavuz parçası

3.8. Toz Borusu

Amortisörler araç üzerinde dış ortama açık şekilde çalışan sönümlenme elemanlarıdır. Seyir halindeyken yoldan veya dış ortam gelebilecek parçalar, toz, çamur, taş, yağ, yakıt vb. yabancı maddeler amortisöre zarar verebilir. Amortisör parçalarını bu etkenlere karşı koruyan parçalardan birisi toz borusudur.

Toz borularının genel amacı amortisörün piston milini dışarıdan gelebilecek hasarlara karşı korumaktır. Üzeri sert krom kaplanmış piston milinin çizilmesi veya hasar görmesi amortisörün içerisinde bulunan yağın sızdırmazlığını sağlayan keçenin hasar görmesine veya yırtılmasına ve amortisörün gaz ve yağ kaçırmasına sebep olur. Bunun sonucunda amortisör işlevini yitirerek sönümlenme kuvveti üretmez hale gelir.

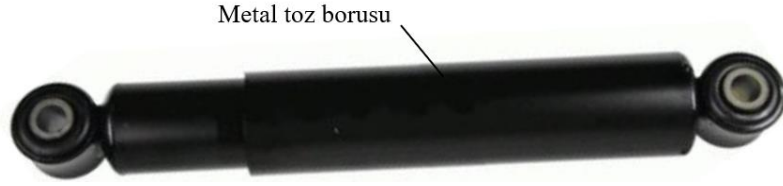
Toz borusu tasarımı yapılırken iki önemli kriter vardır. Birinci kriter malzeme seçimidir. Yaygın olarak toz boruları malzeme tipine göre metal ve plastik toz boruları olarak ikiye ayrılırlar. Bunun yanında toz borusu uzunluğu bir diğer önemli tasarım kriteridir. Amortisörün tam açık konuma geldiği noktada piston milinin ve keçenin tamamen korunuyor olmasına tasarımda dikkat edilmelidir. Amortisöre montaj şekline göre

kaynaklı veya sıkı geçme olarak tasarlanan toz boruları punta, dikiş veya gazaltı kaynak ile toz borusu kapağı adı verilen parçalara sabitlenirler.

Binek otomobillerde çoğunlukla plastik toz boruları kullanılırken, hafif ve ağır ticari araçlarda ise çoğunlukla metal toz boruları kullanılır. Yüksek sıcaklık altında çalışan araçlarda yüksek sıcaklığa dayanıklı plastik malzemeler tercih edilir. Bazı binek araç toz boruları aynı zamanda sıkıştırma tamponu ile birlikte montajlanarak amortisöre takılırlar. Şekil 3.17’de binek araçlarda kullanılan plastik toz borusu örnekleri gösterilmiştir. Şekil 3.18’de ise ticari araçlarda kullanılan metal toz borusu örnekleri gösterilmiştir.



Şekil 3.17. Plastik toz borusu ve sıkıştırma tamponuna sahip amortisör örneği



Şekil 3.18. Metal toz borusuna sahip örnek amortisör görseli

3.9. Amortisör Hidrolik Yağı

Amortisörler temel olarak hidrolik pompalardır ve içerisinde hidrolik yağ bulunur. Bu yağın özellikleri amortisörün çalışma performansına etki eder ve yağ parametreleri amortisör performans isteklerine uygun olarak çeşitli testler sonucunda belirlenir.

Amortisör hidrolik yağları baz yağ ve katkı maddelerinden oluşur. Kullanılan baz yağın yanında eklenen katkılar yağın yoğunluk, viskozite, parlama noktası, erime ve donma noktası, viskozite indeksi ve köpürme davranışı gibi parametrelerini etkiler. Amortisör hidrolik yağının önemli parametrelerinden birisi viskozite endeksidir. Boyutsuz olan viskozite indeksi hidrolik yağın sıcaklık değişimleri karşısındaki viskozite değişimini gösterir. Viskozite endeksinin büyük olması hidrolik yağın sıcaklık değişimleri karşısında

daha düşük vizkozite değişimi göstermesi anlamına gelir. Tersı durumda düşük viskozite endeksi ise sıcaklık değişimleri altında yüksek viskozite değişimi anlamına gelir. Viskozite endeksinin hesaplanabilmesi için standart metodlar vardır. ISO 2909 kinematik viskotizeden viskozite endeksinin hesaplanması standartı yaygın şekilde kullanılan standarttır. Örnek bir amortisör yağına ait özellikler Çizelge 3.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2. Örnek amortisör yağı özellikleri (Dixon 2007)

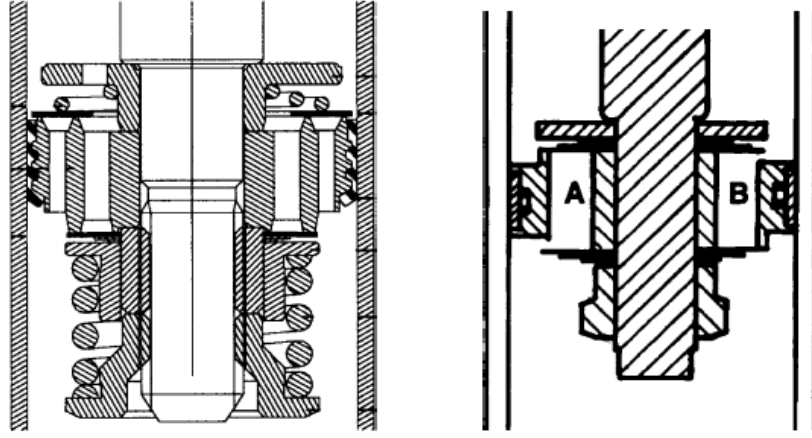
Yoğunluk 15°C	ρ	≈ 860	kg/m ³
Kinematik Viskozite 15°C	ν	≈ 23	mm ² /s
Sıcaklık aralığı	T	$\approx - 40 / +130$	°C
Basınç aralığı	P	$\approx 0 - 20$	MPa
Alev alma sıcaklığı	k	min 140	°C
Viskozite Endeksi	-	min 154	-

3.10. Valf Sistemleri

Amortisörlerde sönümlleme kuvveti üreten parçalardan oluşan gruba valf grubu denir. Bu parçalar amortisörde buldukları konuma göre taban valfi grubu veya piston valfi grubu olarak adlandırılırlar.

Valflerin oluşturdukları direnç, amortisörün çalışma hızına, hidrolik yağın sıcaklığına, valf tipine göre değişkenlik gösterir. Pekçok valf alt parçası belirli kombinasyonlar ile biraraya gelerek valf gruplarını oluştururlar. Pek çok farklı valf kombinasyonu mümkün olmak ile birlikte temel olarak iki tip valf vardır (Dixon 2007) :

- a. Helezon yay destekli disk tipi valfler (Şekil 3.19.a)
- b. Pullu tip valfler (Şekil 3.19.b)

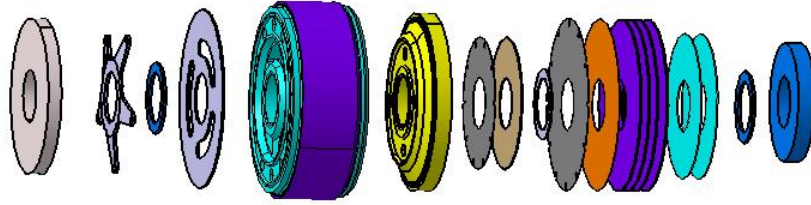


a. Helezon yaylı disk tipi valf

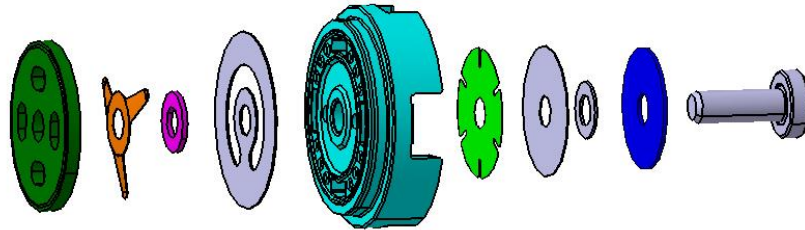
b. Pullu tip valf

Şekil 3.19. a. Helezon yaylı disk tipi valf ve b. pullu tip valf

Bu çalışmada düşük hız kontrollü pullu tip valf sistemi kullanılmıştır. Şekil 3.20’de pullu tip piston valf grubu ve Şekil 3.21’de pullu tip taban valf grubu elemanları gösterilmiştir.



Şekil 3.20. Pullu tip piston valf grubu



Şekil 3.21. Pullu tip taban valf grubu

Piston valf grubu piston milin uç kısmında özel olarak işlenmiş olan fatura ve pul parçalarının oturduğu düğün bir yüzeye montajlanır. Düzgün yüzeyin uç kısmında metrik diş açılmış bir kısım bulunur. Piston valfi elemanları piston miline dizildikten sonra bir somun ile belirli bir tork değerinde torklanarak paketlenirler.

Taban valf grubu sinter taban valf gövdesi alt ve üst bölümünde farklı pul parçalarının dizilimi ile meydana gelir. Altta yer alan pim valf elemanlarının üzerine perçinlenerek valf grubu paketlenir.

3.10.1 Piston valf grubu parçaları ve çalışma prensibi

Piston valf grubu Şekil 3.20’de gösterilen alt parçalardan oluşur. Bu parçalar belirli bir sıra ile dizilerek amortisör yağına karşı direnç oluştururlar. Piston valfinin piston mili faturasına oturduğu yüzeyde giriş pulu bulunur. Giriş pulunun üzerinde çekvalf şeklinde çalışan parmak yay parçası ve bu parçanın altında ise sırası ile ara pul ve geçiş pulu parçaları bulunur. Geçiş pulu sinter malzemedен üretilen ve hassas ölçü toleranslarına sahip sinter piston parçasının üzerinde bulunur. Amortisörün kapanma çevriminde sinter pistonun üst yüzeyinde bulunan bu parçalarda çalışır.

Sinter pistonun altında ikinci bir sinter eleman daha bulunur. Bu eleman zıplama valf gövdesidir. Zıplama valf gövdesi üzerinde bulunan delikler, piston valfinden geçen amortisör yağının ikinci bir kısılmaya maruz kalmasını sağlar. Sönümlenme kuvvetinin artırılıp azaltılması bu delikler vasıtası ile gerçekleştirilir.

Zıplama valf gövdesinin altında ise sırası ile birinci kademe ayar pulu ve birinci kademe pul grubu ile ikinci kademe ayar pulu ve ikinci kademe pul grubu bulunur. Son eleman ise valf puludur. Valf pulu üzerine somun parçası ile tüm valf elemanları torklanarak paketlenir.



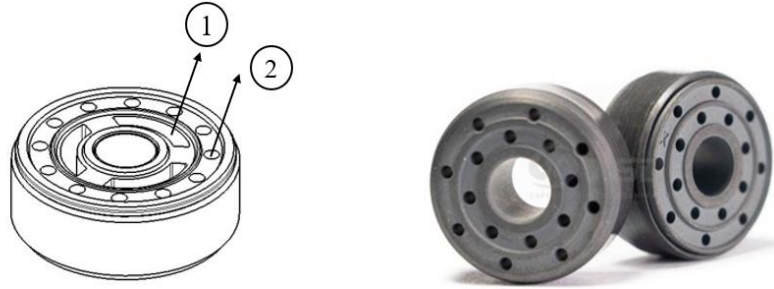
Şekil 3.22. Piston valf grubu parçaları

Performans tasarımında piston valfi ve taban valfi grubu elemanları hıza bağlı olarak elde edilmek istenilen sönümlenme kuvveti değerine göre belirlenir. Amortisör sönümlenme kuvveti karakteristikleri normal yol şartlarında ortaya çıkan hız değerlerine göre belirlenirler. Normal yol şartlarında etkili olan olan hız değerleri 0,05 m/s – 0,95 m/s arasında değişkenlik gösterir. Bu değerler amortisöre ait üretim ve teknik resim kontrol hız değerleridir. Bunun yanında seri üretim şartlarında amortisör karakteristiğini en iyi şekilde ortaya çıkaran iki hız sönümlenme kuvveti testinde kullanılır.

Piston valfinde açılma çevriminde düşük hız değerlerinde (0,02 m/sn , 0,05 m/sn – 0,1 m/sn) birinci ve ikinci kademe ayar pulu parçaları sönümlenme kuvvetine etki etmektedir. Ayar pulları üzerinde çentikler bulunan farklı çap ve kalınlıklara sahip parçalardır. Bu parçaların üzerindeki çentiklerin kesit alanı değiştirilerek akış alanı değiştirilir. Orta hız değerlerinde (0,2 m/s-0,5 m/s) ise açılma çevriminde birinci ve ikinci kademe pul grubu sönümlenme kuvvetine etki etmektedir. Yüksek hız değerlerinde (>0,5 m/s) sinter piston ve zıplama valf gövdesi parçaları sönümlenme kuvvetine etki etmektedir. Bu parçaların

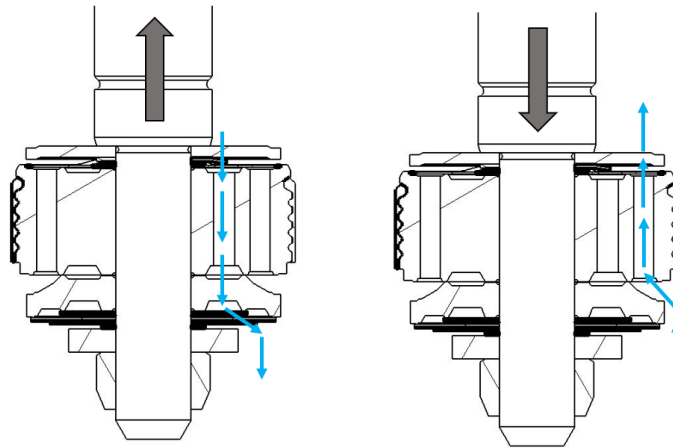
üzerinde bulunan kanal ve slot deliklerin kesit alanları değiştirilerek farklı sönümlenme kuvvetleri elde edilebilmektedir.

Piston valf grubunun en önemli parçası sinter malzemeden üretilen piston parçasıdır. Piston üzerinde delik veya slot şeklinde açıklıklar bulunur. Bu açıklıklar amortisör yağının iki yönlü geçişini sağlamaktadır. Sinter piston parçasının iç taraftaki delikleri amortisörün açılma çevriminde ve dışta bulunan delikleri ise kapanma çevriminde yağın geçiş yapmasını sağlar. Şekil 3.23’de binek araç arka aksında kullanılan teleskobik tip amortisöre ait piston parçasındaki açılma ve kapanma çevriminde yağ geçişini sağlayan delikler gösterilmiştir.



Şekil 3.23. 1: Açılma çevriminde yağ geçişini sağlayan delikler, 2: Kapanma çevriminde yağ geçişini sağlayan delikler

Şekil 3.24’de piston valf grubunun kesit görüntüsü üzerinde yağ geçişi gösterilmiştir.



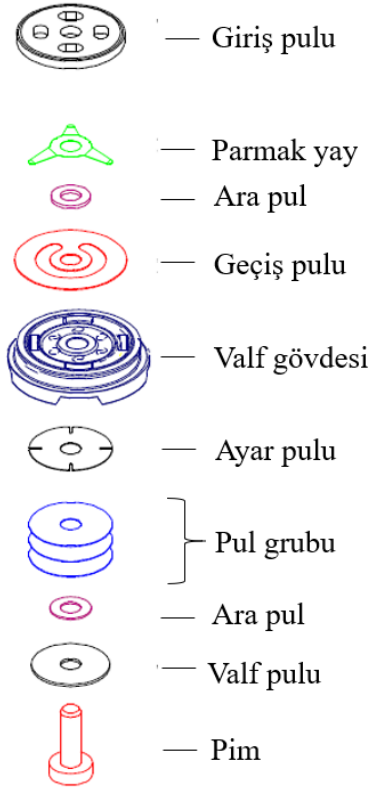
Şekil 3.24. Açılma ve kapanma çevriminde piston mili ve akışkan hareket yönleri

Amortisör piston mili yukarı yönde hareket ederken, pistonun üzerinde bulunan yağ sinter pistonun iç tarafındaki deliklerden geçerek zıplama valf göndesi deliklerinden 1. Kademe ayar pulu ve pul grubu ile 2. Kademe ayar pulu ve pul grubunun yarattığı direnci yenmeye çalışır. Pulların büküldüğü noktada sönümlenme kuvveti eğrisinin eğimi değişir. Amortisör kapanma durumunda piston mili aşağı yönde hareket eder ve pistonun dış deliklerinden yağ pistonun üst hacmine geçiş yapar.

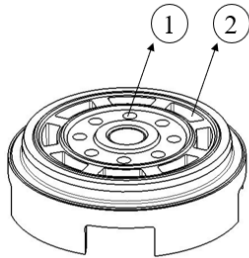
3.10.2 Taban valf grubu parçaları ve çalışma prensibi

Taban valf grubu Şekil 3.21’de gösterilmiş olan parçalardan oluşur. Taban valfinden ana gövde sinter malzemeden üretilen taban valf gövdesi ile oluşur. Bu parçanın üst ve alt bölümünde farklı geometrilere sahip valf parçaları vardır. Bu parçalar valf gövdesinin üzerinde bulunan delikleri kapatarak akışkan geçişi için bir direnç oluştururlar. En altta bulunan taban valf pimi tüm valf elemanlarının bir arada belirli bir ön gerilme kuvveti altında bulunmasını sağlar. Valf piminin üzerinde valf pulu ve sırası ile ara pul ve pul grubu parçaları bulunur.

Taban valfi amortisör milinin aşağı yönde hareketi yani kapanma çevriminde piston milinin altında bulunan yağın geçişini zorlaştırarak bir direnç oluşturur. Oluşan bu direnç sönümlenme kuvvetini meydana getirir. Taban valfinden geçen amortisör yağı rezerv hacmine dolar. Ters durumda ise amortisörün açılma çevriminde rezerv hacminde bulunan yağ taban valfinin üstünde bulunan parmak yay, ara pul ve geçiş pulu parçalarının oluşturduğu direnci yenerek taban valfinin üstüne geçer. Şekil 3.25’ de teleskobik tip binek araç arka aks amortisörüne ait taban valfi elemanları gösterilmiştir.



Şekil 3.25. Taban valf grubu parçaları



- 1: Kapanma çevriminde yağ geçişi delikleri
 2: Açılma çevriminde rezerv hacminden yağ geçiş delikleri

Şekil 3.26. Taban valfi yağ geçiş alanları

3.11 Amortisör Performans Testi

Amortisörlerin ürettiği sönümlenme kuvvetinin belirlenebilmesi için özel test makinelerinde performans testi adı verilen testler gerçekleştirilir. Performans testi aynı zamanda sönümlenme kuvveti testi olarak da bilinir.

Sönümlenme değeri ölçümü için amortisör belirli bir strokta ve farklı hızlarda çalıştırılır. Amortisör tipine bağlı olarak ölçüm hızı değişkenlik göstermekle birlikte genel olarak kabul görmüş standart ölçüm hızları da mevcuttur. Bu hızlar amortisör sönümlenme karakteristik eğrisini en iyi şekilde yansıtacak hızlar olarak belirlenir. Performans testi sırasında dikkat edilmesi gereken birtakım koşullar vardır:

- a. Amortisör test edilecek ortam oda sıcaklığında bulunmalıdır.
- b. Test edilecek amortisör sıcaklığı $20^{\circ}\text{C} \pm 3^{\circ}\text{C}$ olmalıdır.
- c. Amortisör araç bağlantı şekline uygun olarak orta strokta test makinesine bağlanmalıdır.
- d. Amortisör bağlantısı esnasında herhangi bir yan yüke maruz kalmamalıdır.
- e. Ölçüm öncesinde hidrolik yağın amortisör hacmine homojen şekilde dağılması için ön çevrim işleminin uygulanması gerekir.

Bu çalışmada amortisör alt ve üst noktalardan bağlandıktan sonra priming adı verilen ön çevrim işlemine tabi tutulmuştur. Amaç yağın amortisör içinde homojen şekilde dağılmasıdır. Bu işlem 1,5 Hz frekansta ± 25 mm strokta 8 çevrim olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada sönümlenme kuvveti sekiz farklı hızda ölçülmüştür. Bu hızlar sırasıyla; 0,05 m/s , 0,1 m/s , 0,2 m/s , 0,3 m/s , 0,4 m/s , 0,55 m/s , 0,75 m/s , 0,95 m/s dir.

3.12. Karakteristik Performans Eğrileri

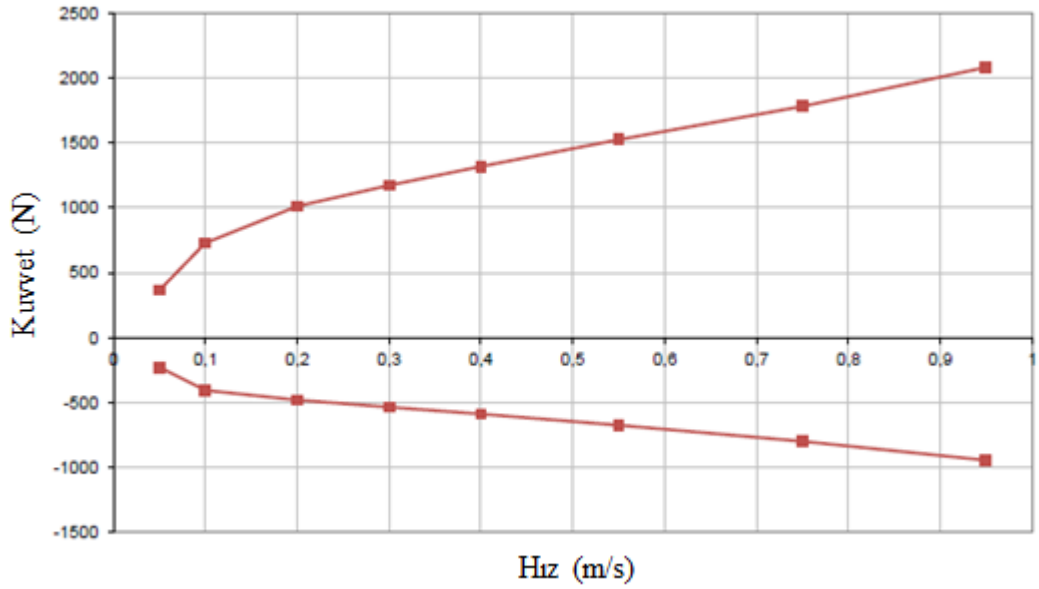
Amortisör performans testleri gerçekleştirildikten sonra elde edilen sönümlenme kuvveti değerleri Newton veya kgf. kuvvet birimi olarak elde edilir. Elde edilen sayısal değerler amortisörün hıza bağlı olarak ne kadar sönümlenme kuvveti ürettiğini söylemektedir. Test makinesine sinüs sinyali uygulanarak istenen hız ve genlikte sürülür.

Frekansa bağlı olarak belirlenen hızlar, sinüs dalgası içerisindeki maksimum hızlar olup stroğa bağlı olarak aşağıdaki formül ile hesaplanır;

$$V_{max} = \pi * \frac{L}{1000} * f \quad (3.2)$$

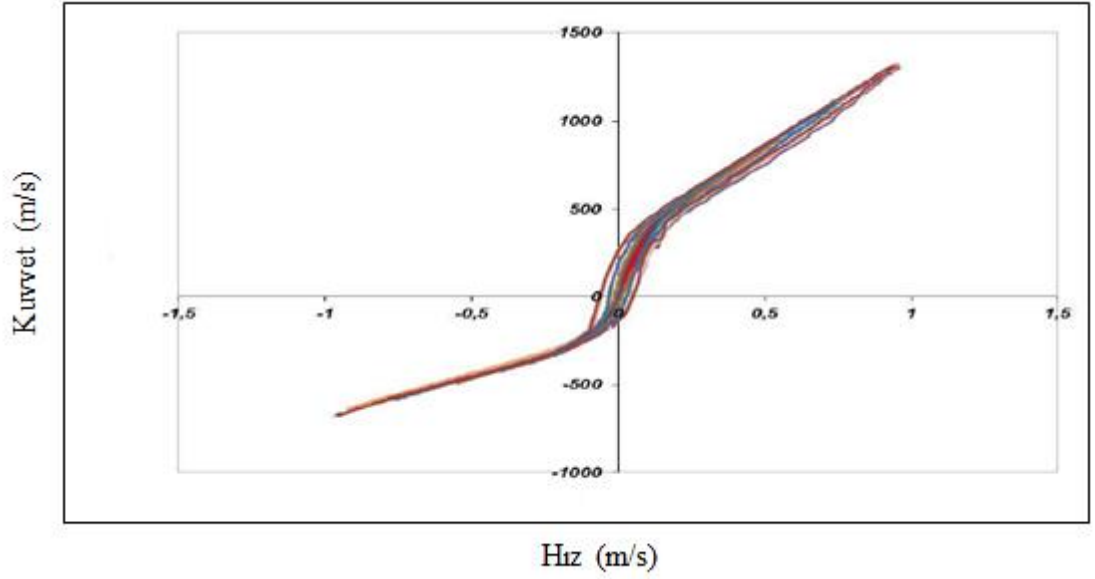
Bu formülde 'f' değeri frekansı ifade etmektedir ve birimi Hz 'dir. ' L ' değeri toplam stroğu ifade etmekte olup birimi mm ' dir. Dolayısı ile bu denklemden elde edilen Vmax. Hız değeri (m/s) birimindedir.

Amortisör performans testi sonucunda elde edilen sonuçlardan ilki kuvvet-hız grafiği ile değerlendirilir. Önceden belirlenmiş olan hızlarda amortisör sinüs sinyali ile hareket ettirilir ve bu hızlarda amortisörün oluşturduğu sönümlenme kuvvetleri ile kuvvet-hız grafiği oluşturulur. Kuvvet hız grafiği, maksimum (peak) kuvvet-hız ve test esnasındaki hareket boyunca sürekli kuvvet-hız durumları için iki şekildedir.



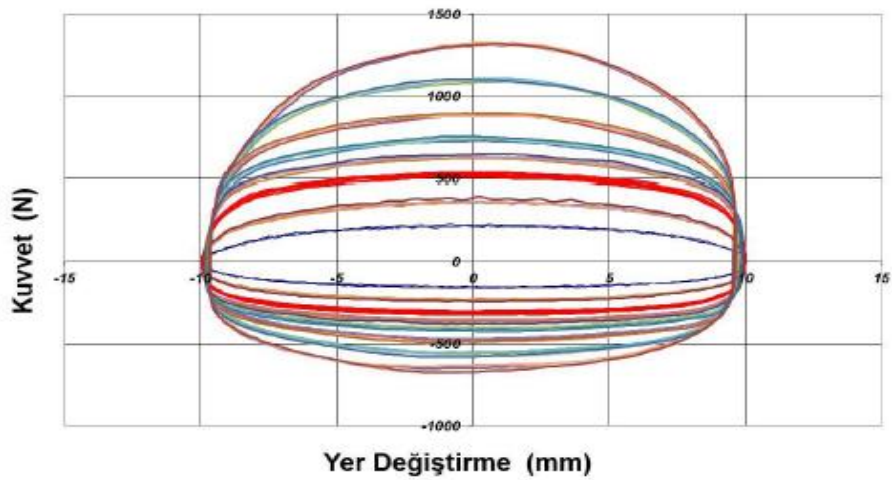
Şekil 3.27. Maksimum hız – maksimum kuvvet eğrisi örneği (Çetin ve ark. 2016'dan değiştirilerek alınmıştır)

Şekil 3.27'de örnek bir amortisör için sönümlenme kuvveti testi sonunda elde edilmiş maksimum kuvvet – maksimum hız grafiği gösterilmiştir. Buna göre amortisörün 0,1 m/s de sönümlenme kuvveti grafiğinde görüldüğü üzere sönüm karakteristiği (eğrinin eğimi) değişmiştir.



Şekil 3.28. Sürekli kuvvet – hız grafiği örneği (Çetin ve ark. 2016)

Amortisör testlerinde stroğa bağlı olarak amortisörün ürettiği sönümlenme kuvvetinin değerlendirilebilmesi için kuvvet – deplasman grafiği kullanılmaktadır. Konuma bağlı olarak oluşan sönümlenme kuvveti test sonucunda incelenerek test çevrimi esnasında amortisörün doğru çalışıp çalışmadığı, kavitasyon oluşumu ve sönümlenme gecikmesi gözlenmektedir. Şekil 3.29' da örnek olarak yapılan bir test için oluşturulmuş kuvvet-yer değiştirme grafiği görülmektedir.



Şekil 3.29 Örnek bir kuvvet- yer değiştirme grafiği (Çetin ve ark. 2016)

Amortisör karakteristik eğrileri kuvvet/hız (F-v) veya kuvvet/deplasman (F-s) olarak gösterilebilir. Amortisörler bu eğrilere göre azalan, artan veya doğrusal karakteristiklerde sönümleme kuvvetleri oluştururlar.

3.12.1 Azalan oranlı karakteristik eğri

Azalan oranlı sönümleme eğrileri daha fazla ortalama sönümleme etkisi gösterirler.

Bu sönümleme eğrilerinin başlıca avantajları;

- Düşük hızlarda daha yüksek seviyede sönümleme kuvveti üretirler.
- Yükselip alçalma kararlılığı daha fazladır.
- Yüksek hız bölgesinde, maksimum sönümleme kuvvetinin engellenmesi
- Daha iyi sürüş konforu sağlanmasıdır.

3.12.2 Doğrusal oranlı karakteristik eğri

Avantajları aşağıdaki şekilde özetlenebilir;

- Daha düşük gürültü seviyesi,
- Hıza bağlı sönümleme kuvveti artışı daha sabit,
- Daha iyi sürüş dinamiği eldesidir.

3.13 Amortisör Performans Test Makinesi

Amortisörler performans ve ömür dayanımı amacı ile özel makinelerde test edilirler. Bunun yanında amortisörler gerçek yol koşulları altında araç testlerine de tabi tutularak, performans, ömür dayanımı, gürültü davranışı gibi özellikleri kontrol edilir.

Performans test makineleri elektro-mekanik ve hidrolik makineler olmak üzere ikiye ayrılırlar. Elektro-mekanik test makinelerinde sürülebilecek sinyal dalgaları sınırlı olduğu için çoğunlukla günümüzde servo hidrolik test makineleri kullanılmaktadır. Sinüs, üçgen, kare veya random titreşim sinyalleri bu test makinelerinde rahatlıkla sürülebilmektedir. Frekans ve genlik istenilen değerde ayarlanabilir. Test esnasında amortisörün deplasmanı, hızı, ivmelenmesi, ürettiği sönümleme kuvveti ve sıcaklığı sensörler ile gözlemlenebilir.

Servo hidrolik test makineleri, hidrolik pompa, servo valf, basınç regülatörü, yük hücresi (load cell) ve kontrol ünitesi elemanlarından oluşur. Amortisör performans testi esnasında amortisörün yer değiştirmesi çok yüksek hassasiyet ile kontrol edilir. Hıza bağlı olarak değişen sönümlenme kuvvetinin doğru şekilde ölçülebilmesi için hız değerleri, test frekans ve genliği makineye özel bir arayüz ile tanımlanır. Aynı zamanda bu arayüz programı ile farklı sinyallerin sürülmesi de mümkündür.

Tez çalışmasında servo hidrolik test makinesi kullanılmıştır. Makine özellikleri şu şekildedir:

Yük kapasitesi: 25 kN

Hız kapasitesi: 4 m/s

Toplam yer değiştirme: 250 mm



Şekil 3.30. MTS servo-hidrolik performans test makinesi

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada binek araç arka akslarında yaygın şekilde kullanılan teleskobik tip çift borulu bir amortisörde valf parçalarının tasarım parametrelerinde meydana gelen değişikliklerin sönümlenme kuvveti ve performansa olan etkileri deneysel olarak incelenmiştir.

4.1. Tasarım Parametrelerinin ve Test Koşullarının Belirlenmesi

Arka aks amortisörleri arka süspansiyon sisteminin en önemli parçalarından birisidir. Özellikle engebeli yollarda veya viraj alırken aracın yol tutuş, savrulma, sallanma vb. gibi davranışları üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Arka aksta amortisörlerin meydana getirdiği sönümlenme kuvvetini üreten valf sistemleri ve bu sistemlere ait alt parçaların tasarım parametrelerinin sönümlenme kuvvetine olan etkilerinin anlaşılması bu nedenle son derece önemlidir.

Pullu tasarıma sahip valf sistemi elemanlarının sönümlenme kuvveti üzerinde meydana getirdiği değişikliklerin analiz edilmesi için gerçekleştirilecek test metodu şu şekildedir;

Çizelge 4.1. Test hızları

Frekans (Hz)	Hız (m/s)					
1,5	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	-
12	-	-	-	0,55	0,75	0,95

Çizelge 4.1' de verilen hızlarda sinüs sinyali sekiz çevrim uygulanacak ve yedinci çevrim sonunda ölçüm alınacaktır. Bunun yanında testlerin gerçekleştirileceği test makinesinin özellikleri şu şekildedir;

Yük kapasitesi: 25 kN

Hız kapasitesi: 4 m/s maksimum

Strok kapasitesi: ± 125 mm

Her bir tasarım parametresi için açılır amortisör üzerinde valf sistemi elemanları bir araya getirilerek amortisör montajı gerçekleştirilmiş ve sönümlenme kuvveti ölçümleri gerçekleştirilmiştir.

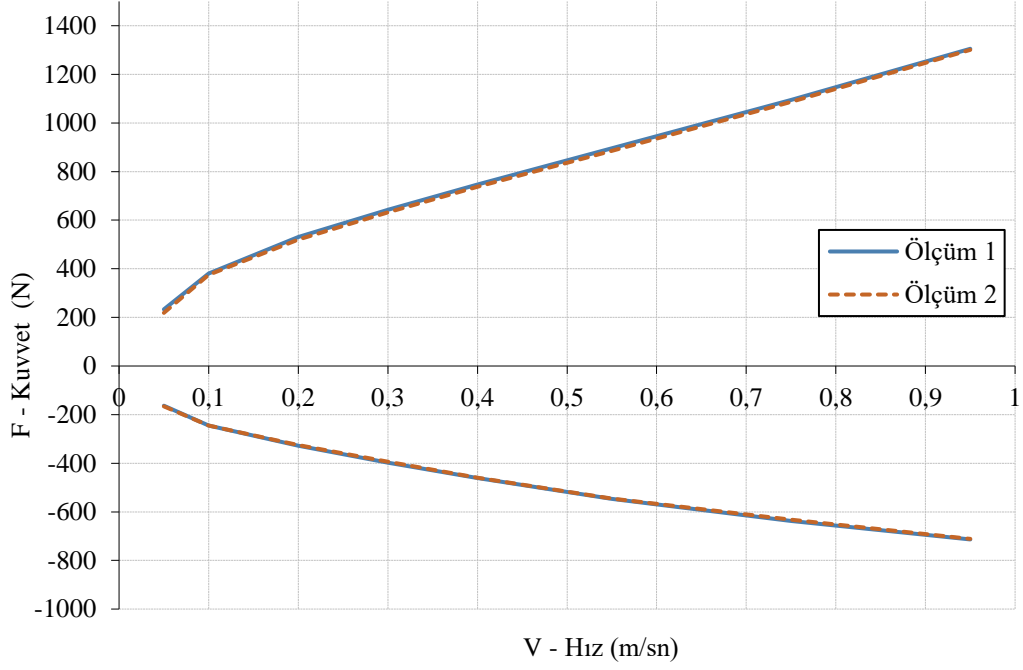
4.2. Referans Valf Tasarımı Sönümleme Performansı

Çalışmanın başlangıcında referans olarak seçilen binek araç arka aks amortisörünün sönümleme kuvveti sekiz farklı hızda ölçülmüştür. Tüm taban valfi ve tüm piston valfi alt parçalarına ait tasarım parametrelerinin ortaya çıkardığı sönümleme kuvveti performansı ortaya konulmuştur. Ölçüm iki sefer arka arka gerçekleştirilerek tekrar edilebilirliği kontrol edilmiştir. Tez çalışmasında referans olarak birinci ölçüm sonucu baz alınmıştır.

Çizelge 4.2. Referans amortisöre ait sönümleme kuvveti değerleri

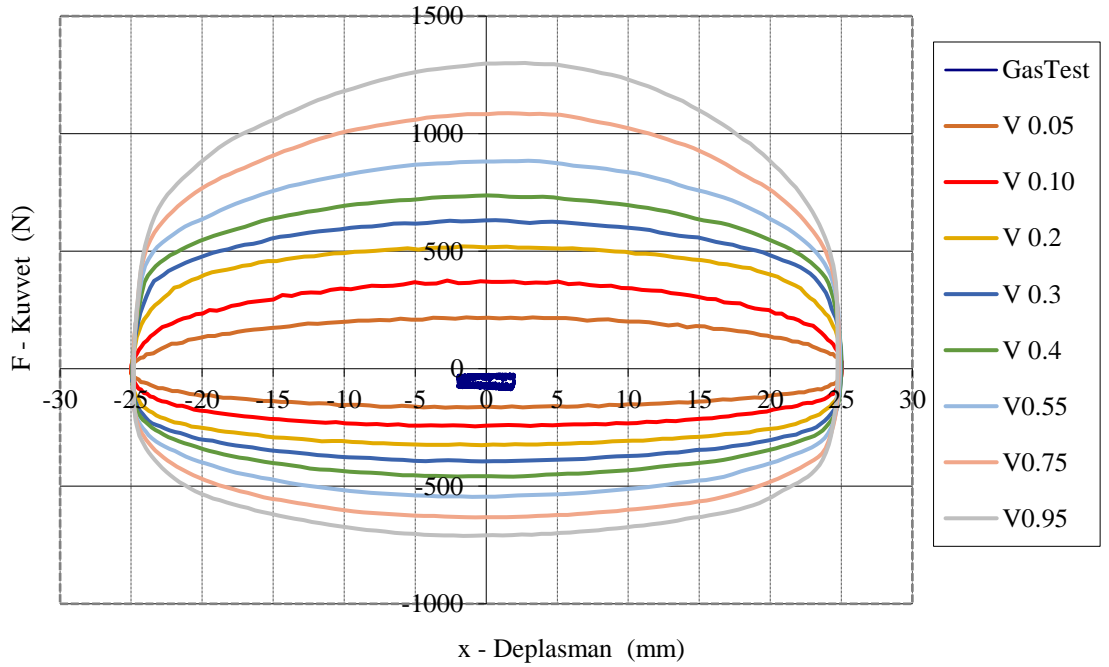
	Hız (m/sn)	Ölçüm 1	Ölçüm 2
Açılma	0,05	234	218
	0,1	381	375
	0,2	530	520
	0,3	643	632
	0,4	746	737
	0,55	895	885
	0,8	1094	1087
	0,95	1305	1301
Kapanma	0,05	-163	-165
	0,1	-244	-245
	0,2	-328	-325
	0,3	-397	-394
	0,4	-461	-459
	0,55	-547	-545
	0,8	-638	-632
	0,95	-714	-711

Sönümlenme Kuvveti Maks. F-V Grafiği

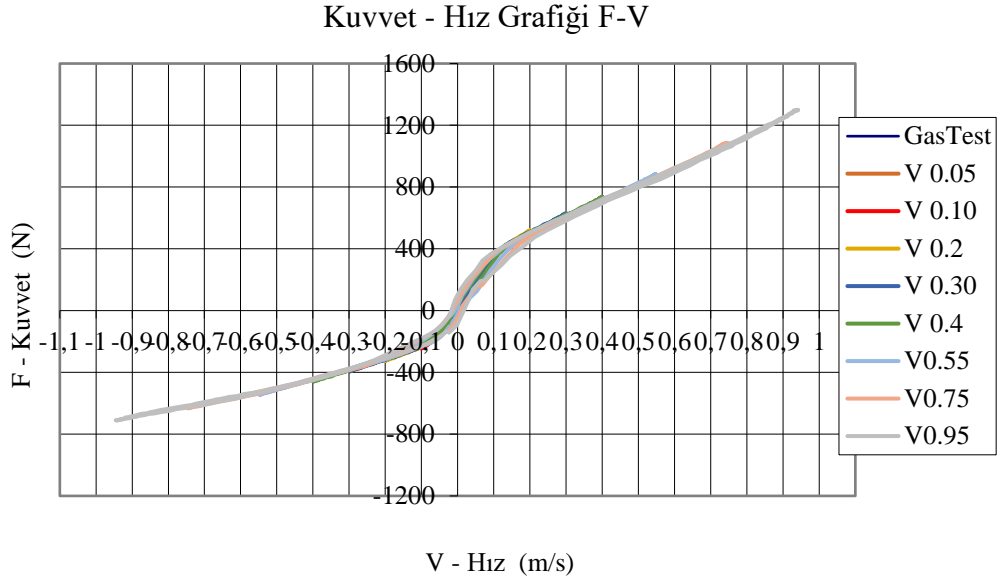


Şekil 4.1. Referans amortisöre ait maksimum kuvvet – hız grafiği

Kuvvet - Deplasman F-x Grafiği



Şekil 4.2. Referans amortisöre ait kuvvet – deplasman grafiği



Şekil 4.3. Referans amortisöre ait sürekli kuvvet – hız grafiği

Çizelge 4.2’ de elde edilen sönümleme kuvveti değerleri bu çalışmada gerçekleştirilen test sonuçlarının kıyaslanmasında referans değerler olarak kullanılacaktır. Şekil 4.2’ de referans amortisöre ait kuvvet – deplasman değerleri grafik üzerinde gösterilmiştir. Şekil 4.3’ de referans amortisör kuvvet – hız grafiği (sürekli) gösterilmiştir.

Referans valf tasarımında gerçekleştirilecek tasarım değişiklikleri:

a. Piston Valfi

- a.1. Birinci kademe ayar pulu kesit alanı
- a.2. İkinci kademe ayar pulu kesit alanı
- a.3. İkinci kademe toplam pul kalınlığı – Ø26
- a.4. İkinci kademe toplam pul kalınlığı – Ø22
- a.5. Sinter piston akış alanı
- a.6. Zıplama valf gövdesi akış alanı
- a.7. Parmak yay et kalınlığı – 5 bacaklı tasarım & 6 bacaklı tasarım

b. Taban Valfi

- b.1. Taban valf gövdesi akış kesit alanı
- b.2. Taban valfi pul kalınlığı

4.3. Piston Valfi Parçalarının Tasarım Parametrelerinin Amortisör Performansına Etkileri

Çift borulu teleskobik tip amortisörlerde piston valfi ortalama 15-20 parçanın biraraya gelmesi ile oluşur. Bu parçalar hıza bağlı olarak arzu edilen sönümlenme kuvvetinin oluşturulması için belirli kombinasyonlar ile biraraya getirilirler. Bu kombinasyonların oluşmasında temel etken alt parçaların kalınlık, akış alanı, geometri, çap vb. gibi tasarım parametreleridir.

Bu çalışmada 4.2. nolu ‘ Referans Valf Tasarımı Sönümlenme Performansı ‘ bölümünde belirtilen piston ve taban valfi parçalarının tasarım parametrelerinde değişiklikler yapılarak sönümlenme kuvvetine olan etkileri incelenmiştir.

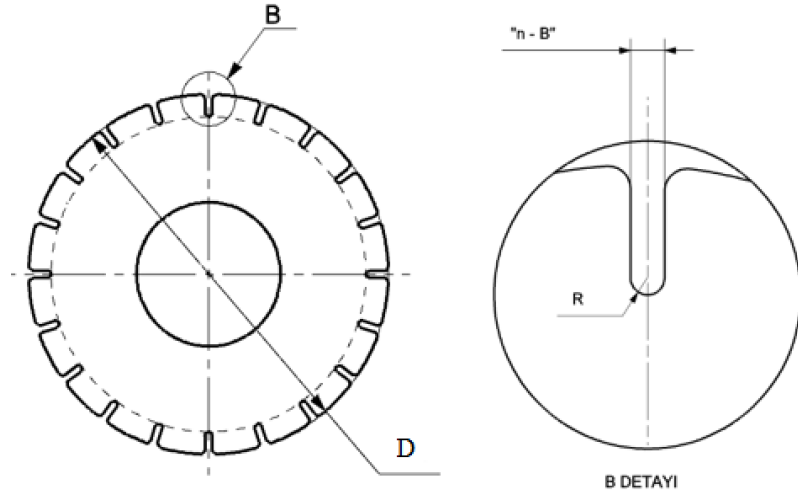
4.3.1. Birinci kademe ayar pulu tasarımının etkisi

Amortisörün açılma hareketi esnasında piston valfi alt yüzeyi üzerinde bulunan pullar, akış hızına bağlı olarak akışkanın geçişine belli oranlarda izin verirler. Bu esnada pullar kıvrılarak akışkanın geçişi için geçiş alanı oluşturur. Pullar çok düşük hızlarda bükülmeden üzerinde bulunan akış kanallarından akışa izin verirler. Bu akış ayar pulu adı verilen parçanın üzerinde pulun çentiklerden sızıntı şeklinde meydana gelir. Çok düşük ve düşük hızlarda (0,02 m/sn , 0,05 m/sn – 0,1 m/sn) oluşan sönümlenme performansı değişimi için farklı ayar pulu akış kesit alanları ile ölçümler gerçekleştirilmiştir.

Ayar pulu parçası üzerinde akışın geçişi için bulunan çentiklerin adeti ve pul kalınlığı performansa etki eden parametrelerdir. Toplam akış alanındaki değişimin sönümlenme kuvvetine etkisi yapılan ölçümler ile belirlenmiştir.

Çizelge 4.3. Birinci kademe ayar pulu toplam akış alanları

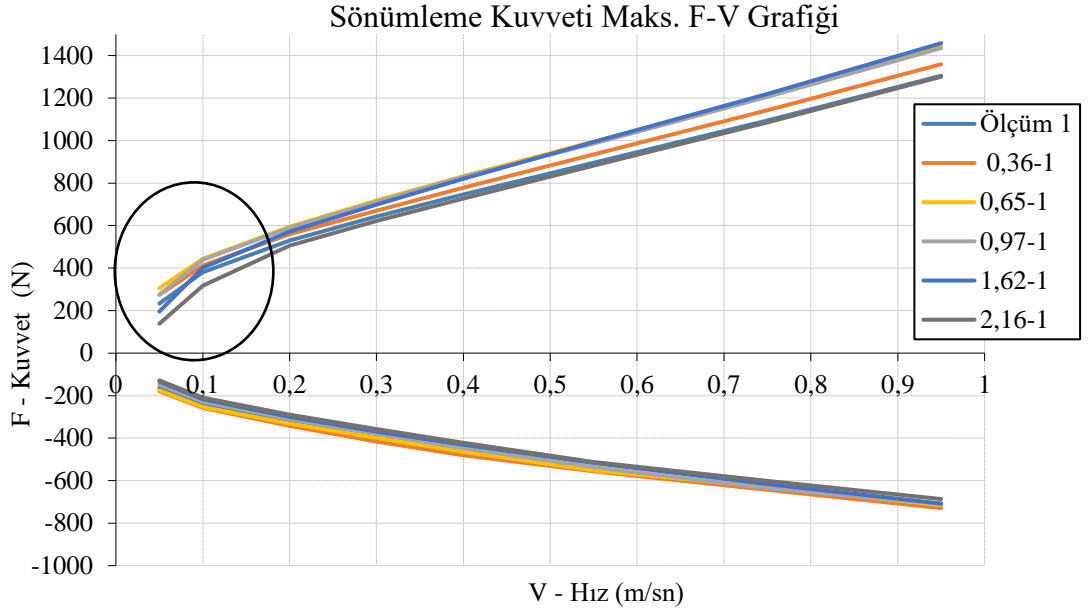
	Toplam akış alanı (mm²)
Referans amortisör 1. Kademe ayar pulu	1,20
Deney 1	0,36
Deney 2	0,65
Deney 3	0,97
Deney 4	1,62
Deney 5	2,16



Şekil 4.4. Birinci kademe ayar pulu teknik resim kesit görünüşü

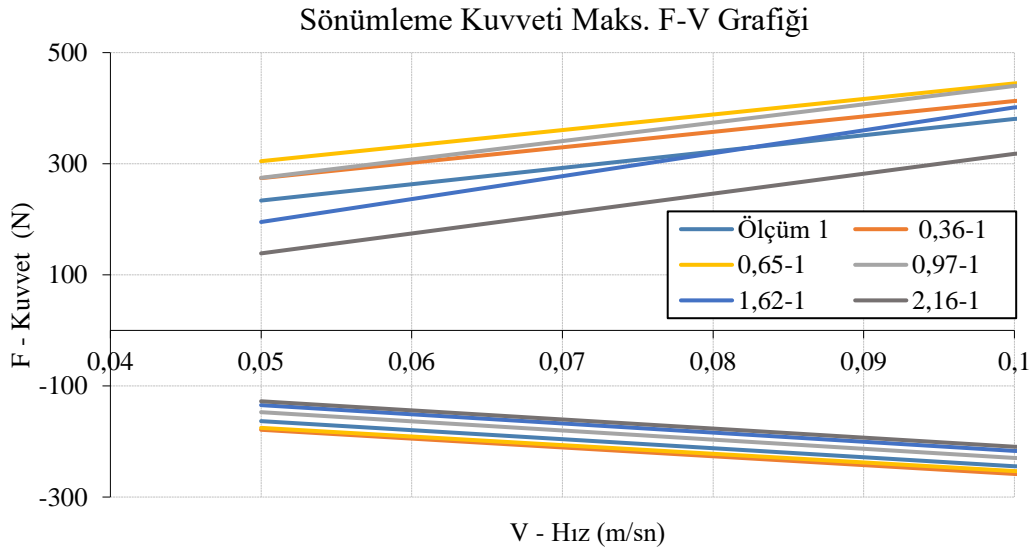
Şekil 4.4’de gösterilen birinci kademe ayar pulu parçası, üzerinde yağın geçişine izin veren çentiklerin bulunduğu pul şeklinde bir parçadır. D ayar pulunun dış çapını, B detayında yer alan B çentik genişliğini ve n ise çentik adetini göstermektedir.

Şekil 4.5’de farklı toplam akış alanlarına sahip birinci kademe ayar pulu parçaları ile gerçekleştirilen sönümlenme kuvveti test sonuçlarına ait kuvvet – hız grafiği gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Farklı akış alanlarına sahip birinci kademe ayar pulu tasarımları ile elde edilen sönümlenme kuvveti – hız eğrileri

Test sonuçlarına göre Şekil 4.5’de görüldüğü üzere ayar pulu parçasının özellikle 0,05 m/sn ve 0,1 m/sn hızlarında açılma yönünde sönümlenme kuvvetine etki ettiği görülmüştür. Toplam akış alanının artması durumunda sönümlenme kuvveti düşmekte, akış alanının azalması durumunda ise sönümlenme kuvvetinin arttığı gözlenmiştir.



Şekil 4.6. Birinci kademe ayar pulu akış alanı değışikliği eğrileri düşük hız bölgesi

Çizelge 4.4. Piston valfi birinci kademe ayar pulu akış alanı değişimi sonucu oluşan sönümlenme kuvvetleri ve referans amortisör değerleri ile karşılaştırması

Sönümlenme Kuvveti (N)							
	Hız (m/s)	Referans 1.20mm ²	Deney 1 0,36 mm ²	Deney 2 0,65 mm ²	Deney 3 0,97 mm ²	Deney 4 1,62 mm ²	Deney 5 2,16 mm ²
Açılma Çevrimi	0,05	234	274	305	275	195	138
	0,1	381	413	445	440	402	318
	0,2	530	560	595	590	571	506
	0,3	643	669	718	712	698	621
	0,4	746	778	832	829	820	728
	0,55	895	935	996	986	994	882
	0,75	1094	1142	1210	1205	1220	1086
	0,95	1305	1359	1442	1435	1458	1300
Kapanma Çevrimi	0,05	-163	-179	-176	-147	-134	-128
	0,1	-244	-258	-253	-230	-217	-209
	0,2	-328	-343	-331	-311	-300	-290
	0,3	-397	-415	-399	-378	-369	-357
	0,4	-461	-480	-464	-448	-431	-422
	0,55	-547	-556	-552	-536	-516	-512
	0,75	-638	-644	-629	-635	-616	-601
	0,95	-714	-729	-715	-709	-708	-687
Değişim (%)							
	Hız (m/s)	Referans 1.20mm ²	Deney 1 0,36 mm ²	Deney 2 0,65 mm ²	Deney 3 0,97 mm ²	Deney 4 1,62 mm ²	Deney 5 2,16 mm ²
Açılma Çevrimi	0,05	0%	15%	23%	15%	-20%	-69%
	0,1	0%	8%	14%	13%	5%	-20%
	0,2	0%	5%	11%	10%	7%	-5%
	0,3	0%	4%	10%	10%	8%	-4%
	0,4	0%	4%	10%	10%	9%	-3%
	0,55	0%	4%	10%	9%	10%	-1%
	0,75	0%	4%	10%	9%	10%	-1%
	0,95	0%	4%	9%	9%	10%	0%
Kapanma Çevrimi	0,05	0%	9%	7%	-11%	-22%	-28%
	0,1	0%	5%	4%	-6%	-13%	-17%
	0,2	0%	4%	1%	-5%	-9%	-13%
	0,3	0%	4%	0%	-5%	-8%	-11%
	0,4	0%	4%	1%	-3%	-7%	-9%
	0,55	0%	2%	1%	-2%	-6%	-7%
	0,75	0%	1%	-1%	0%	-4%	-6%
	0,95	0%	2%	0%	-1%	-1%	-4%

Akış alanının 1.8 kat artması sonucu sönümlenme kuvvetinin %69 düşüş gösterdiği görülmüştür. Bunun yanında akış alanının 4 kat azalması sonucunda ise sönümlenme

kuvveti %15 artış göstermiştir. En düşük sönümlenme kuvveti değerleri kesit alanının en büyük olduğu 2,16 mm² ayar pulu ile elde edilmiştir. Test sonuçları incelendiğinde alan azaldıkça sönümlenme kuvvetinin genel olarak arttığı ancak alan arttıkça da azaldığı görülmektedir. Bunun yanında düşük hızlarda ayar pullarındaki akış alanı değişikliği gerçekleşen sönümlenme kuvveti değerlerinin de kararsız olduğunu göstermiştir. 0,97 mm² akış alanına sahip ayar pulu ile 0,36 mm² akış alanına sahip ayar pulları 0,05 m/s hızında aynı sönümlenme kuvveti değerlerini üretmiştir.

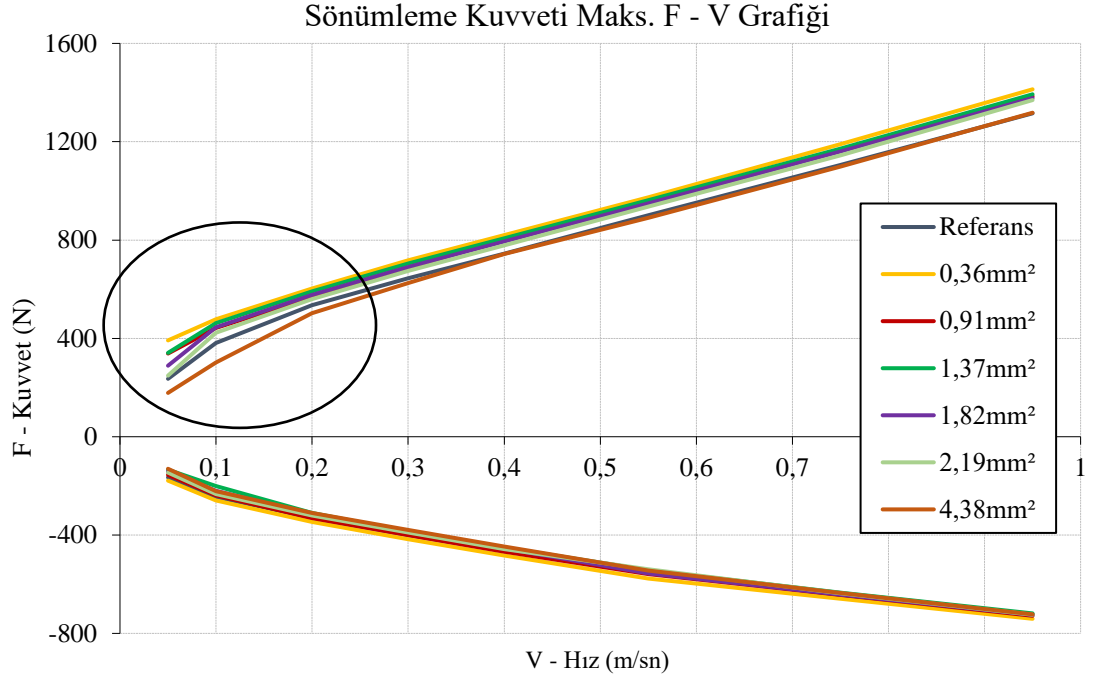
4.3.2. İkinci kademe ayar pulu tasarımının etkisi

Bu çalışmada seçilen piston valf sistemi düşük hız kontrollü pullu tasarıma sahip valf sistemidir. Düşük ve çok düşük hızlarda sönümlenme kuvveti kontrolünün sağlanabilmesi için iki ayrı ayar pulu parçası kullanılmaktadır. Ayar pulu parçası bölüm 4.3.1’de aktarıldığı şekilde üzerinde bulunan çentiklerden akışa izin vererek pullar bükülmeden sönümlenme kuvvetinin oluşmasına izin verir. Birinci kademe ayar pulu daha küçük çapa sahip olmakla birlikte ikinci kademe ayar pulu daha büyük çapa sahiptir. Akışkan önce birinci kademe ayar pulundan sonra da ikinci kademe ayar pulundan geçerek sönümlenme kuvveti oluşturur.

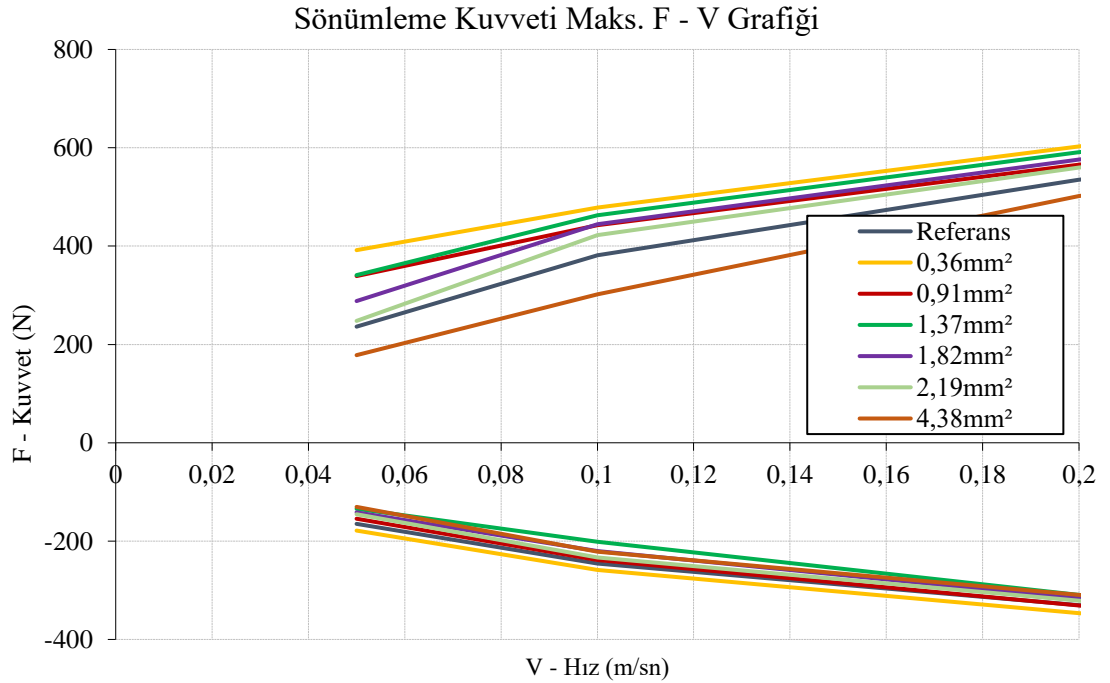
Çizelge 4.5’de çalışmada sönümlenme kuvveti etkisi incelenen ikinci kademe ayar pullarının toplam akış alanları verilmiştir.

Çizelge 4.5. İkinci kademe ayar pulu toplam akış alanları

	Toplam akış alanı (mm²)
Referans amortisör ikinci kademe ayar pulu	3,28
Deney 1	0,36
Deney 2	0,91
Deney 3	1,37
Deney 4	1,82
Deney 5	2,19
Deney 6	4.38



Şekil 4.7. Farklı akış alanlarına sahip ikinci kademe ayar pulu tasarımları ile elde edilen sönümlenme kuvveti – hız eğrileri



Şekil 4.8. İkinci kademe ayar pulunun düşük hızlardaki sönümlenme kuvveti performansına olan etkisinin detay grafiği

Çizelge 4.6. Piston valfi ikinci kademe ayar pulu akış alanı değişimi sonucu oluşan sönümleme kuvvetleri ve referans amortisör değerleri ile karşılaştırması

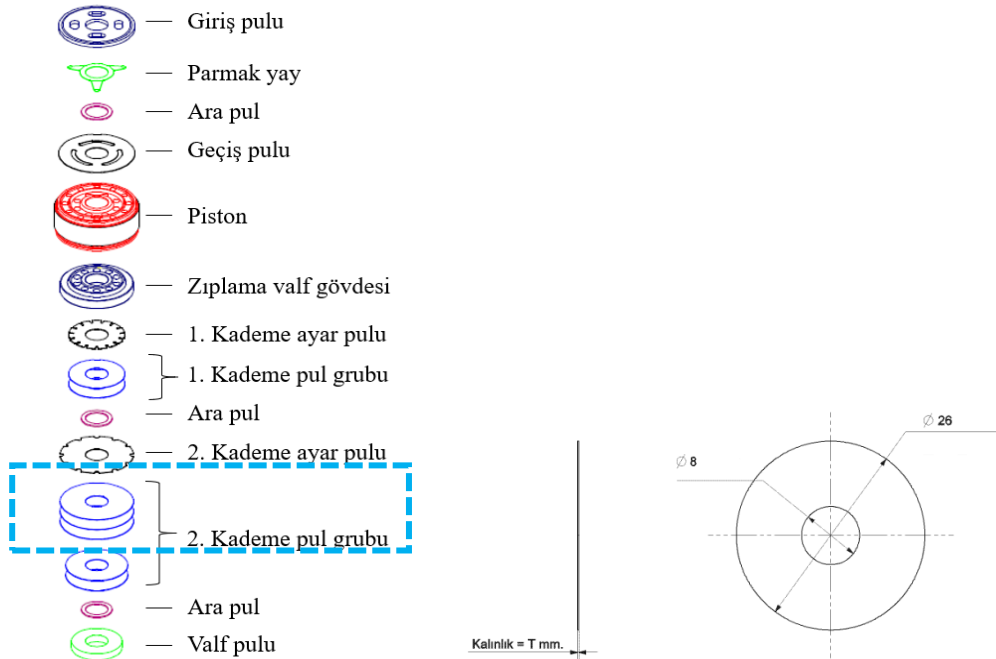
Sönümleme Kuvveti (N)								
	Hız (m/s)	Referans 3,28mm²	Deney 1 0,36 mm²	Deney 2 0,91 mm²	Deney 3 1,37 mm²	Deney 4 1,82 mm²	Deney 5 2,19 mm²	Deney 6 4,38 mm²
Açılma Çevrimi	0,05	234	392	339	341	288	248	178
	0,1	381	478	443	463	445	423	302
	0,2	530	603	566	591	576	560	502
	0,3	643	718	687	705	690	674	625
	0,4	746	821	803	807	794	779	744
	0,55	895	974	955	962	949	936	891
	0,75	1094	1190	1165	1171	1161	1145	1099
	0,95	1305	1413	1413	1385	1393	1378	1370
Kapanma Çevrimi	0,05	-163	-179	-154	-134	-142	-145	-130
	0,1	-244	-259	-239	-201	-220	-233	-222
	0,2	-328	-347	-331	-310	-317	-321	-310
	0,3	-397	-417	-400	-385	-387	-390	-379
	0,4	-461	-483	-468	-450	-454	-457	-446
	0,55	-547	-577	-559	-543	-556	-539	-544
	0,75	-638	-659	-643	-634	-642	-636	-636
	0,95	-714	-741	-741	-728	-719	-725	-724
Değişim (%)								
	Hız (m/s)	Referans 3,28mm²	Deney 1 0,36 mm²	Deney 2 0,91 mm²	Deney 3 1,37 mm²	Deney 4 1,82 mm²	Deney 5 2,19 mm²	Deney 6 4,38 mm²
Açılma Çevrimi	0,05	0%	40%	31%	32%	19%	6%	-120%
	0,1	0%	20%	14%	18%	14%	10%	-58%
	0,2	0%	12%	6%	10%	8%	5%	-20%
	0,3	0%	10%	6%	9%	7%	5%	-15%
	0,4	0%	9%	7%	7%	6%	4%	-10%
	0,55	0%	8%	6%	7%	6%	4%	-9%
	0,75	0%	8%	6%	7%	6%	4%	-8%
	0,95	0%	8%	6%	6%	5%	5%	-7%
Kapanma Çevrimi	0,05	0%	9%	-6%	-22%	-15%	-12%	-37%
	0,1	0%	6%	-2%	-21%	-11%	-5%	-17%
	0,2	0%	5%	1%	-6%	-3%	-2%	-12%
	0,3	0%	5%	1%	-3%	-3%	-2%	-10%
	0,4	0%	5%	2%	-2%	-1%	-1%	-8%
	0,55	0%	5%	2%	-1%	2%	-1%	-6%
	0,75	0%	3%	1%	-1%	1%	0%	-4%
	0,95	0%	4%	2%	1%	2%	1%	-2%

Piston valfi ikinci kademe ayar pulu referans amortisör akış alanı $3,28\text{mm}^2$ olarak seçilmiştir. Buna göre 6 farklı kesit alanına sahip ayar pulu parçaları ile amortisör montajı gerçekleştirilerek sönümlenme kuvvetleri ölçüldüğünde, kesit alanındaki daralmaya bağlı olarak akışkan geçişi için direnç artmış ve sönümlenme kuvveti yükselmiştir. Bunun yanında kesit alanının artması ile direnç azalmış ve sönümlenme kuvveti düşmüştür.

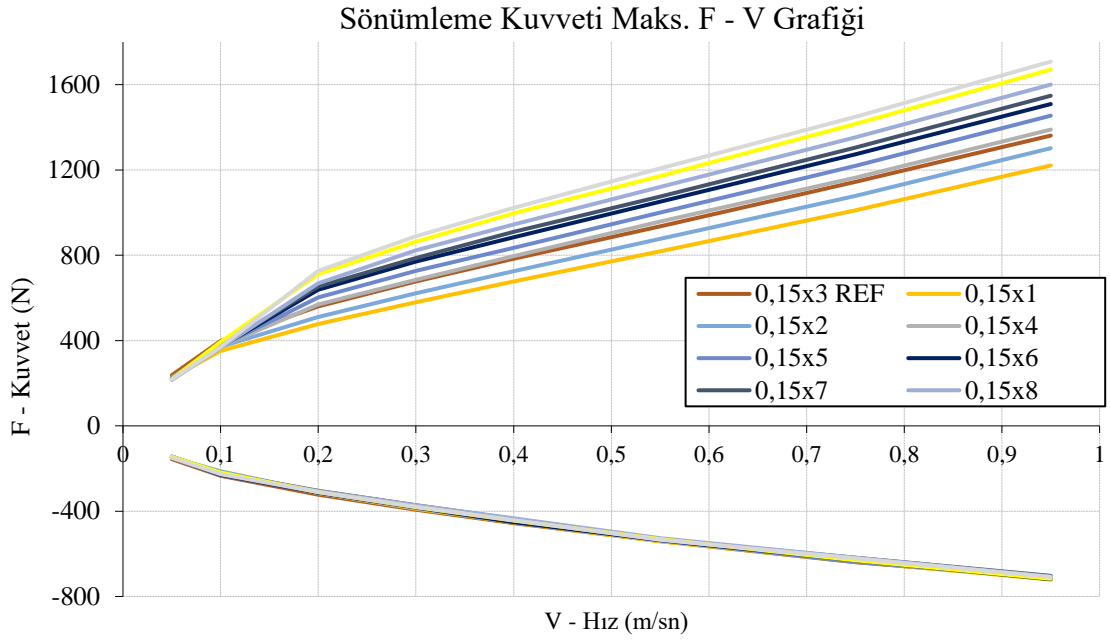
4.3.3. İkinci kademe pul kalınlığının etkisi – Ø26

Piston valfi üzerinde ikinci kademe ayar pulunun arkasında ikinci kademe pul grubu yer alır. Bu pullar büyük çaptan küçük çapa doğru farklı kalınlıklarda dizilerek sönümlenme kuvveti değiştirilebilir. Pulların kalınlıklarındaki değişim sönümlenme kuvvetini değiştirmektedir. Tek ve kalın bir pulun akışkan direnci ile bükülmesi zor olduğundan ve ayar yapabilmeye elverişli olmadığından bu kademedeki pullar düşük kalınlıklarda ve farklı adetlerde üst üste konularak valf sisteminde konumlandırılır.

Referans alınan amortisör piston valfinden $0,15\text{ mm}$ kalınlığa dış çapı $\text{Ø}26\text{ mm}$ olan 3 adet birinci kademe pul bulunmaktadır. Pul kalınlığı $t=0,15\text{ mm}$ sabit tutularak pul adeti artırılmış ve 1-10 adet pulun amortisör sönümlenme kuvveti performansına etkisi incelenmiştir.



Şekil 4.9. İkinci kademe $\text{Ø}26\text{mm}$ pul grubunun piston valfindeki konumu



Şekil 4.10. İkinci kademe Ø26mm pul kalınlığı değiştirilerek elde edilen sönümlenme kuvveti – hız eğrileri

Çizelge 4.7. Piston valfi ikinci kademe Ø26mm toplam pul kalınlığı değişimi sonucu oluşan sönümlenme kuvvetleri ve referans amortisör ile karşılaştırması

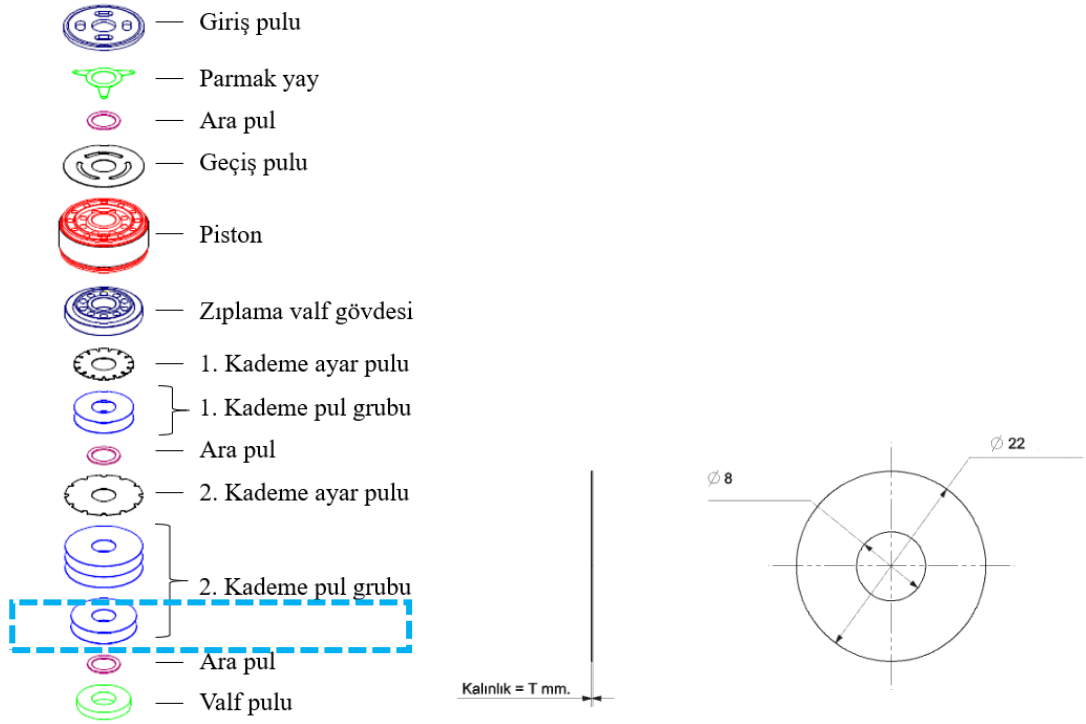
Sönümlenme Kuvveti (N)											
	Hız (m/s)	Ref. 0,15x3	Deney 1 0,15x1	Deney 2 0,15x2	Deney 3 0,15x4	Deney 4 0,15x5	Deney 5 0,15x6	Deney 6 0,15x7	Deney 7 0,15x8	Deney 8 0,15x9	Deney 9 0,15x10
Açılma Çevrimi	0,05	234	226	226	222	224	220	217	215	220	217
	0,1	381	351	371	373	374	372	374	366	393	369
	0,2	530	478	511	570	602	638	653	669	712	726
	0,3	643	580	621	685	727	770	787	823	864	889
	0,4	746	677	725	797	835	884	910	945	997	1022
	0,55	895	818	877	958	1000	1052	1076	1120	1170	1207
	0,75	1094	1010	1079	1164	1219	1274	1305	1353	1415	1449
	0,95	1305	1221	1302	1389	1455	1509	1548	1600	1670	1708
Kapanma Çevrimi											-149
	0,05	-163	-150	-148	-149	-150	-149	-144	-144	-145	-149
	0,1	-244	-218	-213	-220	-230	-230	-222	-223	-219	-226
	0,2	-328	-316	-310	-314	-312	-313	-305	-305	-310	-311
	0,3	-397	-389	-384	-386	-381	-382	-372	-372	-381	-380
	0,4	-461	-453	-451	-451	-445	-451	-437	-434	-444	-443
	0,55	-547	-542	-534	-538	-538	-536	-533	-527	-530	-534
	0,75	-638	-636	-626	-628	-638	-630	-619	-618	-630	-621
0,95	-714	-721	-709	-713	-712	-719	-703	-707	-717	-709	

Değişim (%)											
	Hız (m/s)	Referans 0,15x3	Deney 1 0,15x1	Deney 2 0,15x2	Deney 3 0,15x4	Deney 4 0,15x5	Deney 5 0,15x6	Deney 6 0,15x7	Deney 7 0,15x8	Deney 8 0,15x9	Deney 9 0,15x10
Açılma Çevrimi	0,05	0%	-3%	-3%	-5%	-4%	-6%	-8%	-9%	-6%	-8%
	0,1	0%	-9%	-3%	-2%	-2%	-2%	-2%	-4%	3%	-3%
	0,2	0%	-11%	-4%	7%	12%	17%	19%	21%	26%	27%
	0,3	0%	-11%	-4%	6%	12%	17%	18%	22%	26%	28%
	0,4	0%	-10%	-3%	6%	11%	16%	18%	21%	25%	27%
	0,55	0%	-9%	-2%	7%	10%	15%	17%	20%	23%	26%
	0,75	0%	-8%	-1%	6%	10%	14%	16%	19%	23%	24%
	0,95	0%	-7%	0%	6%	10%	14%	16%	18%	22%	24%
		0%									
Kapanma Çevrimi	0,05	0%	-9%	-10%	-10%	-9%	-10%	-14%	-14%	-13%	-10%
	0,1	0%	-12%	-15%	-11%	-6%	-6%	-10%	-10%	-12%	-8%
	0,2	0%	-4%	-6%	-4%	-5%	-5%	-7%	-7%	-6%	-5%
	0,3	0%	-2%	-3%	-3%	-4%	-4%	-7%	-7%	-4%	-5%
	0,4	0%	-2%	-2%	-2%	-3%	-2%	-5%	-6%	-4%	-4%
	0,55	0%	-1%	-2%	-2%	-2%	-2%	-3%	-4%	-3%	-2%
	0,75	0%	0%	-2%	-2%	0%	-1%	-3%	-3%	-1%	-3%
	0,95	0%	1%	-1%	0%	0%	1%	-2%	-1%	0%	-1%

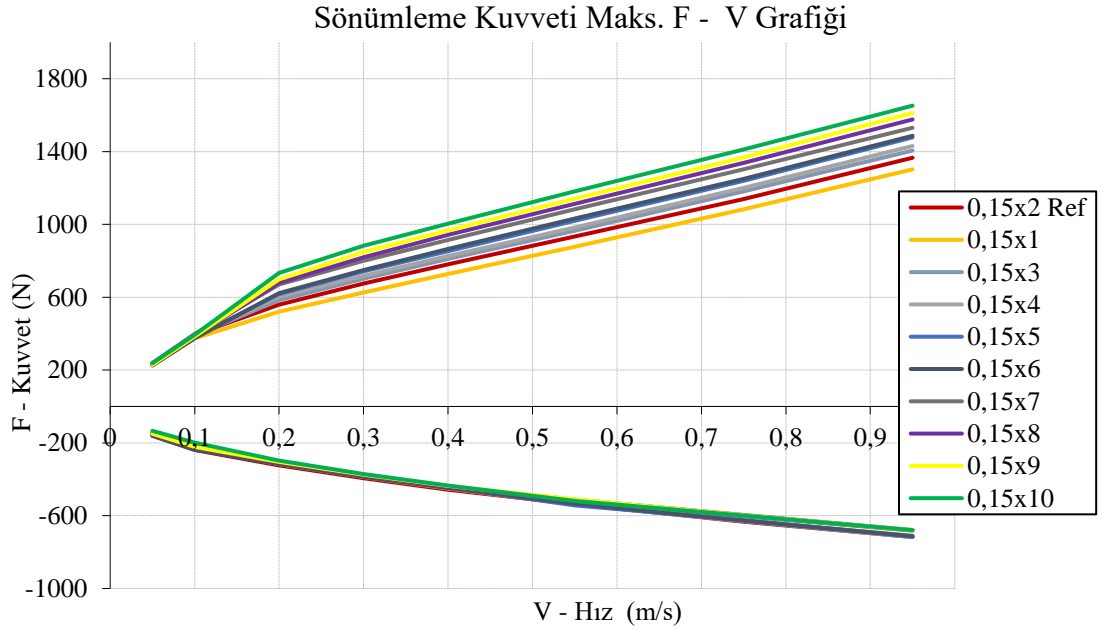
Ölçüm sonuçlarına göre ikinci kademe Ø26 mm büyük çaplı pul adeti arttıkça sönümlenme kuvveti sıkıştırma çevriminde belirgin şekilde değişmemektedir. Ancak açılma çevriminde orta ve yüksek hızlarda (>0,1 m/s) sönümlenme kuvvetinin arttığı görülmüştür. Buna göre pul kalınlığının iki katına çıkarılması (Deney 5) orta hızlarda (0,3 m/s – 0,4 m/s) %15 artış sağlamıştır. Pul kalınlığının üç katına çıkarılması (Deney 8) orta hızlarda %25 sönümlenme kuvveti artışı meydana getirmiştir.

4.3.4 İkinci kademe pul kalınlığının etkisi – Ø22

Piston valfi üzerinde ikinci kademe ayar pulunun üzerinde ikinci kademe pullar bulunur. Bu pullar farklı kalınlıklarda ve adetlerde kullanılarak arzu edilen sönümlenme kuvveti değerleri elde edilir. Bu pullar farklı çaplarda da kullanılabilir. 4.3.3’de küçük çaplı (Ø22 mm) ikinci kademe pul sabit tutularak büyük çaplı (Ø26 mm) pul kalınlığı değiştirilmiştir. Bu bölümde büyük çaplı pul kalınlığı sabit tutularak küçük çaplı pul adeti ve bunun sonucunda toplam pul kalınlığı değiştirilerek sönümlenme kuvvetine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Farklı çaplarda pullar kullanılarak pulların bükülme davranışı değiştirilebilir.



Şekil 4.11. İkinci kademe Ø22 mm pul grubunun piston valfindeki konumu



Şekil 4.12. İkinci kademe Ø22 mm pul kalınlığı değiştirilerek elde edilen sönümlenme kuvveti – hız eğrileri

Çizelge 4.8. Piston valfi ikinci kademe Ø22 mm toplam pul kalınlığı değişimi sonucu oluşan sönümlene kuvvetleri ve referans amortisör ile karşılaştırması

Sönümlene Kuvveti (N)											
	Hız (m/s)	Ref 0,15x2	Deney 1 0,15x1	Deney 2 0,15x3	Deney 3 0,15x4	Deney 4 0,15x5	Deney 5 0,15x6	Deney 6 0,15x7	Deney 7 0,15x8	Deney 8 0,15x9	Deney 9 0,15x10
Açılma Çevrimi	0,05	234	225	232	232	228	225	239	228	228	238
	0,1	381	375	388	388	383	375	399	388	386	394
	0,2	530	520	583	603	617	623	670	678	699	733
	0,3	643	626	701	717	742	749	800	820	848	883
	0,4	746	728	811	827	853	864	914	942	966	1004
	0,55	895	877	965	983	1019	1033	1083	1113	1142	1182
	0,75	1094	1082	1182	1201	1239	1250	1303	1338	1368	1412
	0,95	1305	1302	1405	1430	1478	1486	1531	1576	1612	1652
Kapanma Çevrimi	0,05	-163	-153	-151	-152	-148	-161	-150	-144	-149	-134
	0,1	-244	-230	-228	-229	-227	-237	-223	-218	-221	-200
	0,2	-328	-316	-311	-310	-310	-317	-307	-308	-305	-297
	0,3	-397	-386	-379	-379	-379	-386	-377	-378	-374	-371
	0,4	-461	-450	-443	-443	-444	-449	-439	-441	-436	-435
	0,55	-547	-538	-534	-537	-543	-535	-519	-512	-510	-518
	0,75	-638	-628	-627	-629	-624	-627	-603	-596	-598	-601
	0,95	-714	-709	-712	-717	-716	-712	-682	-679	-680	-679
Değişim (%)											
	Hız (m/s)	Ref 0,15x2	Deney 1 0,15x1	Deney 2 0,15x3	Deney 3 0,15x4	Deney 4 0,15x5	Deney 5 0,15x6	Deney 6 0,15x7	Deney 7 0,15x8	Deney 8 0,15x9	Deney 9 0,15x10
Açılma Çevrimi	0,05	0%	-4%	-1%	0%	-3%	-4%	2%	-2%	-2%	2%
	0,1	0%	-2%	2%	2%	1%	-2%	5%	2%	1%	3%
	0,2	0%	-2%	9%	12%	14%	15%	21%	22%	24%	28%
	0,3	0%	-3%	8%	10%	13%	14%	20%	22%	24%	27%
	0,4	0%	-2%	8%	10%	13%	14%	18%	21%	23%	26%
	0,55	0%	-2%	7%	9%	12%	13%	17%	20%	22%	24%
	0,75	0%	-1%	7%	9%	12%	12%	16%	18%	20%	22%
	0,95	0%	0%	7%	9%	12%	12%	15%	17%	19%	21%
Kapanma Çevrimi	0,05	0%	-7%	-8%	-7%	-10%	-2%	-9%	-14%	-10%	-22%
	0,1	0%	-6%	-7%	-7%	-8%	-3%	-9%	-12%	-10%	-22%
	0,2	0%	-4%	-5%	-6%	-6%	-3%	-7%	-6%	-8%	-10%
	0,3	0%	-3%	-5%	-5%	-5%	-3%	-5%	-5%	-6%	-7%
	0,4	0%	-2%	-4%	-4%	-4%	-3%	-5%	-4%	-6%	-6%
	0,55	0%	-2%	-3%	-2%	-1%	-2%	-5%	-7%	-7%	-6%
	0,75	0%	-2%	-2%	-1%	-2%	-2%	-6%	-7%	-7%	-6%
	0,95	0%	-1%	0%	1%	0%	0%	-5%	-5%	-5%	-5%

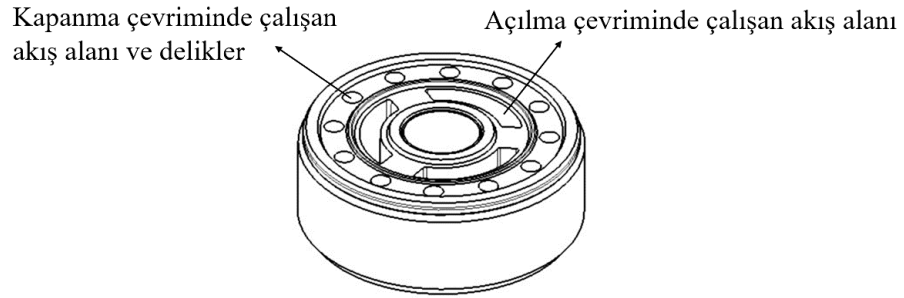
Toplam pul kalınlığı artırıldığında açılma çevriminde sönümlene kuvveti artmaktadır.

Bunun yanında kapanma çevriminde sönümlene kuvvetinin azaldığı gözlenmiştir.

4.3.5 Sinter piston tasarımının etkisi

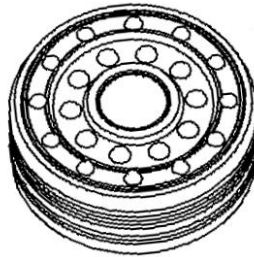
Piston valfinin en önemli performans elemanı sinter malzemeden üretilen piston parçasıdır. Piston üzerinde bulunan delikler her iki çalışma yönünde sönümlenme kuvveti elde edilmesinde etkilidir. Bu yönüyle sinter piston çift yönlü etkiye sahip bir parçadır. Buna göre açılma ve kapanma çevrimlerinde akışkanın geçişine izin veren farklı çaplarda ve adetlerde delikler veya kanallar bulunur.

Tez çalışmasında birinci adımda, referans alınan amortisör piston valfinden açılma yönünde akışkan geçişine izin veren deliklerin tasarımı sabit tutularak, amortisörün kapanma çevriminde akışkanın geçtiği deliklerin toplam kesit alanı değiştirilmiştir. Referans alınan piston kapanma çevrimi toplam akış alanı 41,5 mm² dir. Ölçümler için iki farklı alternatif piston parçası hazırlanmıştır. Bu pistonların delik kesit alanları sırası ile 25,1 mm² ve 31,2 mm² dir.

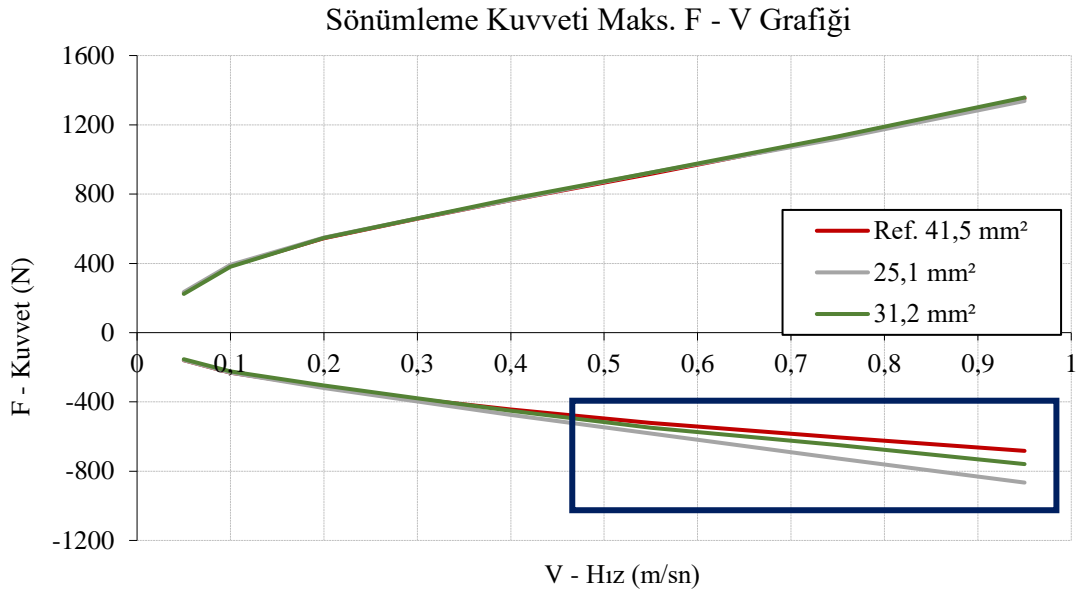


Şekil 4.13. Sinter piston ve akış alanları (içte koza delikli)

İkinci adımda ise, kapanma çevrimindeki toplam akış alanı sabit tutularak, açılma çevrimindeki akış alanı değiştirilerek test edilmiştir. Açılma çevriminde pistonda bulunan üç adet koza deliği yerine toplam kesit alanı 49,1 mm² olan 2,5 mm çapında 10 adet deliğe sahip piston kullanılmıştır.

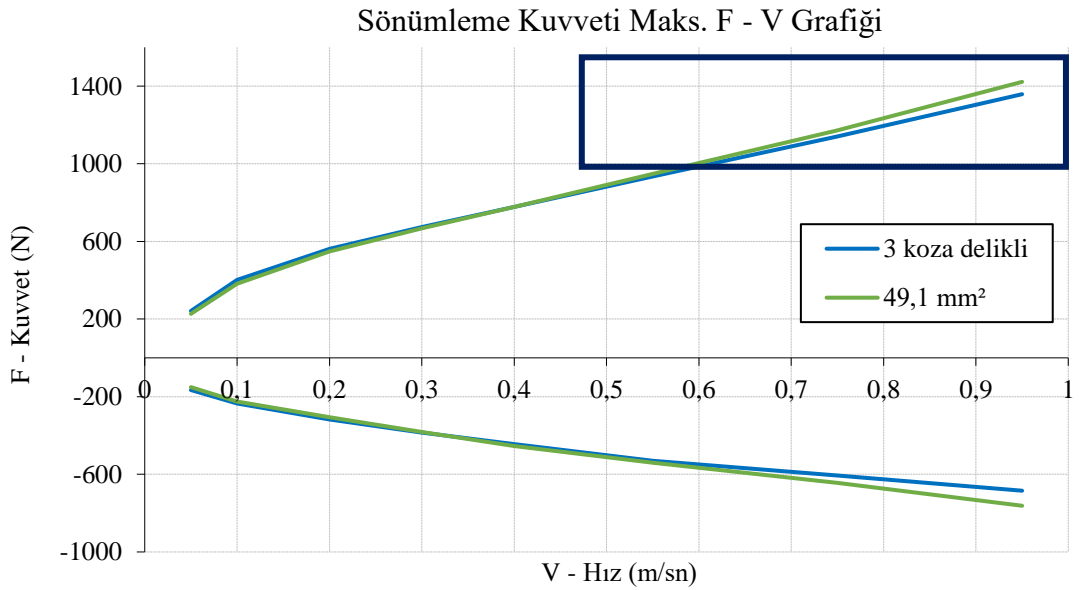


Şekil 4.14. Sinter piston (İçte 10 adet Ø2,5 mm delikli)



Şekil 4.15. Kapanma çevriminde akış alanları değiştirilmiş piston kuvvet – hız grafiği

Şekil 4.15’de üç farklı piston geometrisi ile gerçekteştirilen amortisör sönümlenme kuvveti test sonuçları gösterilmiştir. Buna göre pistonun kapanma çevriminde yağın geçtiği deliklerin toplam kesit alanı azaldıkça 0,5 m/sn üzerindeki hızlarda sönümlenme kuvveti arttığı gözlenmiştir. 0,05 m/sn ile 0,5 m/sn hız aralığında sönümlenme kuvvetinde herhangi bir değişiklik meydana gelmemiştir.

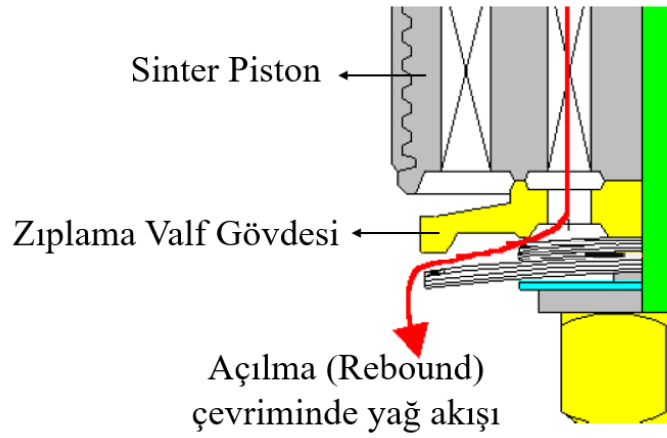


Şekil 4.16 Açılma çevrimindeki akış alanları değiştirilmiş piston kuvvet – hız grafiği

Şekil 4.16’de koza delik yerine aynı alana sahip dairesel kesite sahip delikli piston kullanıldığında meydana gelen sönümlenme kuvveti değişimi incelenmiştir.

4.3.6 Zıplama valf gövdesi tasarımının etkisi

Piston valfinde sinter piston dışında ikinci bir sinter parça daha bulunmaktadır. Bu parça zıplama valf gövdesi olup üzerinde bulunan delikler pistonun açılma çevriminde ikincil bir kısma valfi olarak çalışmasını sağlar.



Şekil 4.17. Piston ve zıplama valf gövdesi üzerinde yağ akışı

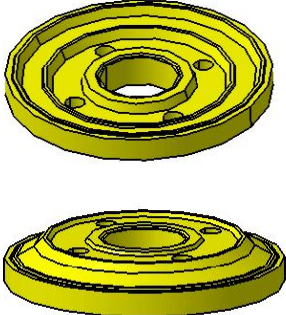
Zıplama valf gövdesi açılma çevriminde düşük hızların kontrol edilmesini sağlayan ayar pulları, birinci ve ikinci kademe pul gruplarına ön gerilme kuvveti oluşturacak geometriye sahiptir. Bu geometrik tasarım pulların zıplama valf gövdesine oturma yüzeylerinde kot farkı şeklinde olup, kot farkının artması veya azalması pulların orta ve uç noktalarının temas ettiği bölgelerdeki ön gerilme kuvvetini değiştirmektedir. Açılma çevriminde amortisör yağı sinter pistonun iç deliklerinden geçtikten sonra zıplama valf gövdesi parçasının deliklerinden geçer. Bu noktada pulların delikleri kapatması nedeni ile bir direnç ile karşılaşır. İlk olarak küçük çapa sahip birinci kademe ayar pulu ve pul grubu bükülerek akışkan geçişi gerçekleşir. İkinci olarak ise ikinci kademe ayar pulu ve pul grubu bükülür ve oluşan boşluklardan yağ geçişi gerçekleşir. Zıplama valf gövdesi parçasının kot yüzeyleri arasında toplam ölçü toleransı 15-20 mikron seviyesindedir. Kot

yüksekliindeki mikron mertebesindeki değişiklikler amortisör açılma çevriminde sönümlene kuvveti değerlerini değiştirmektedir.

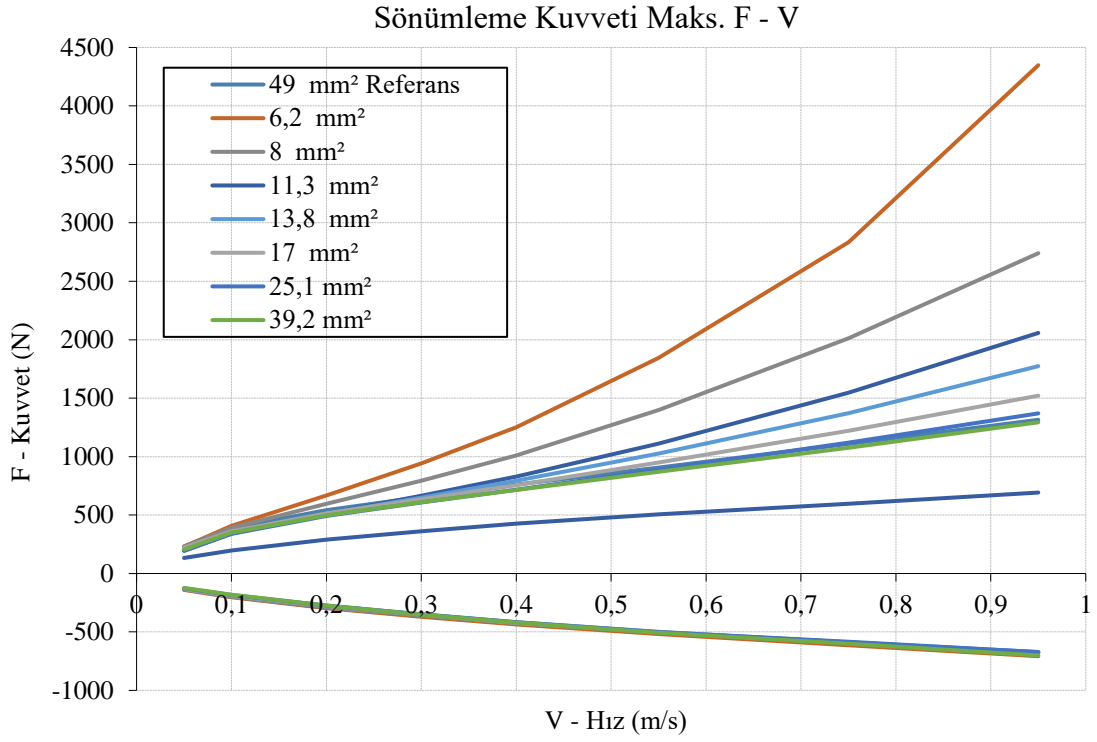
Zıplama valf gövde akış alanı tasarımı yapılırken sinter piston toplam akış alanından daha küçük bir akış alanı seçilmelidir. Aksi halde tüm kısılma pistonda gerçekleşir ve zıplama valf gövdesi görevini yapamaz.

Referans amortisör ile karşılaştırmalı olarak yedi farklı toplam akış alanına sahip piston parçası ile deneyler gerçekleştirilmiştir. Çizelge 4.9'da bu toplam akış alanları sunulmuştur.

Çizelge 4.9. Zıplama valf gövdesi görseli ve test edilen toplam akış alanları

	Toplam akış alanı (mm²)	
Referans Zıplama Valf Gövdesi	49,0	
Deney 1	6,2	
Deney 2	8,0	
Deney 3	11,3	
Deney 4	13,8	
Deney 5	17,0	
Deney 6	25,1	
Deney 7	39,2	

Referans olarak seçilen amortisörde maksimum zıplama valf gövdesi toplam akış alanına sahip parça kullanılmıştır. Akış alanları minimum 6,2 mm² - 49,0 mm² arasında olacak şekilde belirlenmiştir.



Şekil 4.18. Zıplama valf gövdesi akış alanlarına göre sönümlenme kuvveti – hız grafiği

Çizelge 4.10. Zıplama valf gövdesi toplam akış alanı değişimi sonucu oluşan sönümlenme kuvvetleri ve referans amortisör değerleri ile karşılaştırması

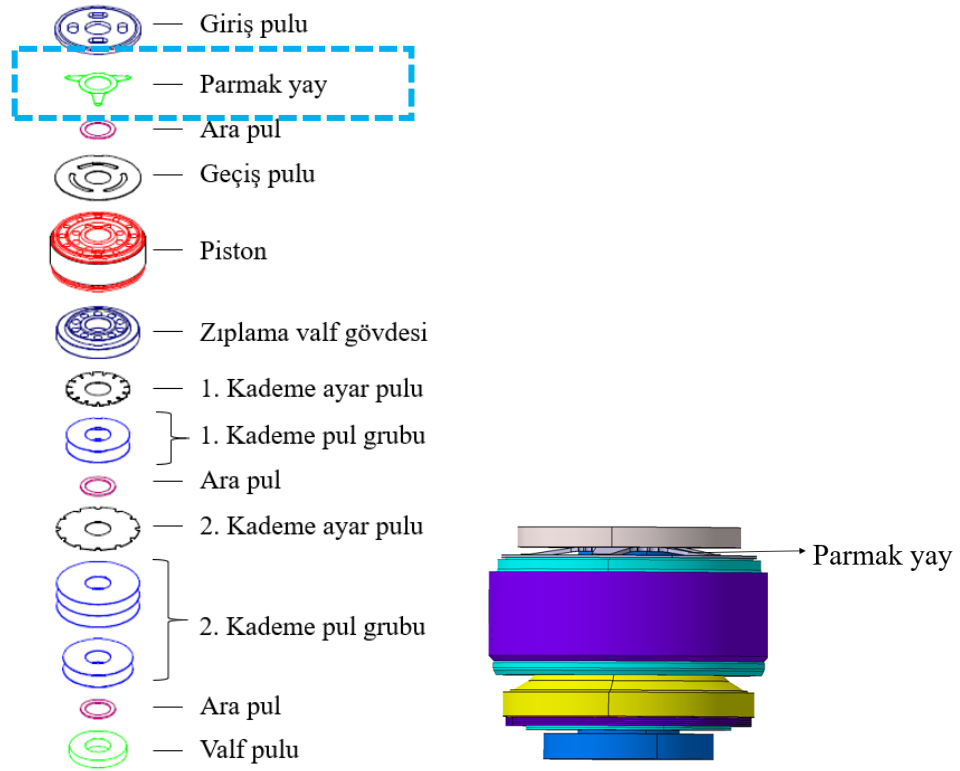
Sönümlenme Kuvveti (N)									
	Hız (m/s)	Ref. 49mm²	Deney 1 6,2mm²	Deney 2 8 mm²	Deney 3 11,3mm²	Deney 4 13,8mm²	Deney 5 17mm²	Deney 6 25,1mm²	Deney 7 39,2mm²
Açılma Çevrimi	0,05	234	229	227	197	193	221	194	205
	0,1	381	407	392	342	342	361	338	352
	0,2	530	667	597	510	512	515	492	499
	0,3	643	941	793	664	650	636	608	611
	0,4	746	1251	1011	830	794	756	718	715
	0,55	895	1846	1400	1111	1026	949	887	869
	0,75	1094	2835	2013	1548	1373	1220	1121	1075
	0,95	1305	4349	2740	2058	1774	1521	1370	1294
Kapanma Çevrimi	0,05	-163	-141	-136	133	-130	-132	-127	-124
	0,1	-244	-202	-198	196	-190	-189	-185	-180
	0,2	-328	-297	-290	290	-280	-277	-274	-273
	0,3	-397	-370	-360	362	-352	-352	-349	-351
	0,4	-461	-436	-426	427	-417	-423	-417	-421
	0,55	-547	-518	-504	506	-500	-502	-503	-508
	0,75	-638	-614	-594	595	-591	-591	-585	-601
	0,95	-714	-708	-675	692	-678	-678	-673	-701

Değişim (%)									
	Hız (m/s)	Ref. 49mm ²	Deney 1 6,2mm ²	Deney 2 8 mm ²	Deney 3 11,3mm ²	Deney 4 13,8mm ²	Deney 5 17mm ²	Deney 6 25,1mm ²	Deney 7 39,2mm ²
Açılma Çevrimi	0,05	0%	-2%	-3%	-18%	-21%	-6%	-20%	-14%
	0,1	0%	7%	3%	-11%	-11%	-5%	-13%	-8%
	0,2	0%	21%	11%	-4%	-4%	-3%	-8%	-6%
	0,3	0%	32%	19%	3%	1%	-1%	-6%	-5%
	0,4	0%	40%	26%	10%	6%	1%	-4%	-4%
	0,55	0%	52%	36%	19%	13%	6%	-1%	-3%
	0,75	0%	61%	46%	29%	20%	10%	2%	-2%
	0,95	0%	70%	52%	37%	26%	14%	5%	-1%
Kapanma Çevrimi	0,05	0%	-16%	-20%	223%	-25%	-24%	-29%	-31%
	0,1	0%	-21%	-23%	225%	-29%	-29%	-32%	-36%
	0,2	0%	-10%	-13%	213%	-17%	-18%	-20%	-20%
	0,3	0%	-7%	-10%	210%	-13%	-13%	-14%	-13%
	0,4	0%	-6%	-8%	208%	-11%	-9%	-10%	-10%
	0,55	0%	-6%	-9%	208%	-9%	-9%	-9%	-8%
	0,75	0%	-4%	-7%	207%	-8%	-8%	-9%	-6%
	0,95	0%	-1%	-6%	203%	-5%	-5%	-6%	-2%

Test sonuçlarına göre, zıplama valf gövdesi akış alanı daraldığında orta ve yüksek hızlardaki sönümlenme kuvveti arttığı gözlenmiştir. Yüksek hızlardaki değişim orta hızlara göre fazla olmakla birlikte düşük hızlarda kesit alanı değişikliğinin sönümlenme kuvvetine etki etmediği görülmüştür. 49 mm² ve 39,2 mm² kesit alanlarına ait sonuçlar incelendiğinde sonuçların birbirine yakın olduğu ve maksimum %5-%6 aralığında bir değişikliğin olduğu görülmüştür.

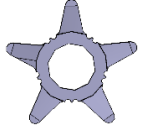

4.3.7 Parmak yay tasarımının etkisi

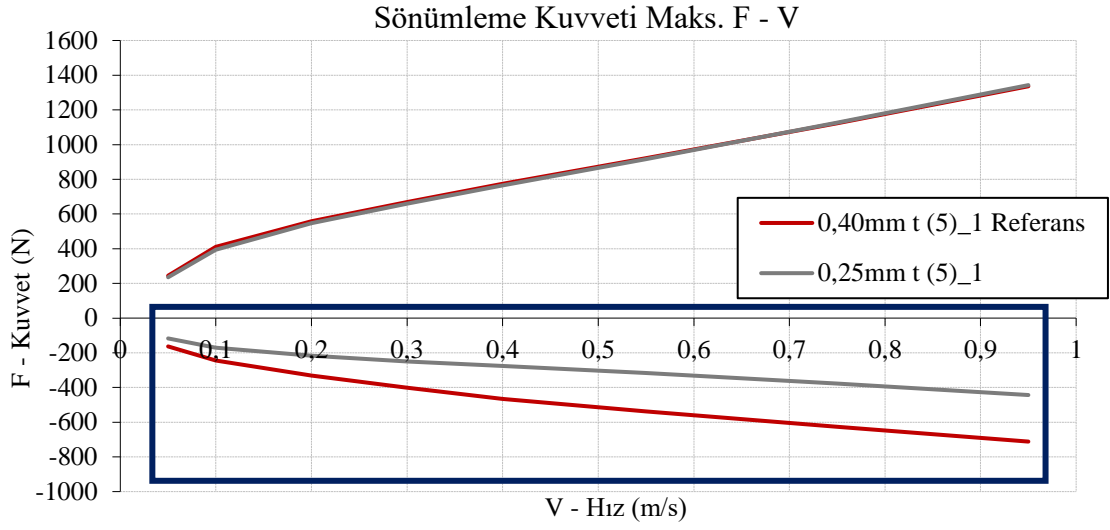
Parmak yay parçası piston valfinde çekvalf şeklinde çalışarak, pistonun üzerinde bulunan geçiş pulundaki ön gerilmeyi değiştirir. Şekilde 4.18' de parmak yay parçasının piston valfindeki konumu gösterilmiştir. Amortisörün kapanma çevriminde parmak yay parçası pistonun deliklerinin önünde bulunan geçiş pulu parçasının üzerinde bir ön gerilme kuvveti uygulayarak yağ geçişini zorlaştırır ve sönümlenme kuvvetini değiştirir. Bu adımda iki farklı parmak yay tasarımı için farklı et kalınlıklarında deney setleri hazırlanarak testler gerçekleştirilmiştir.



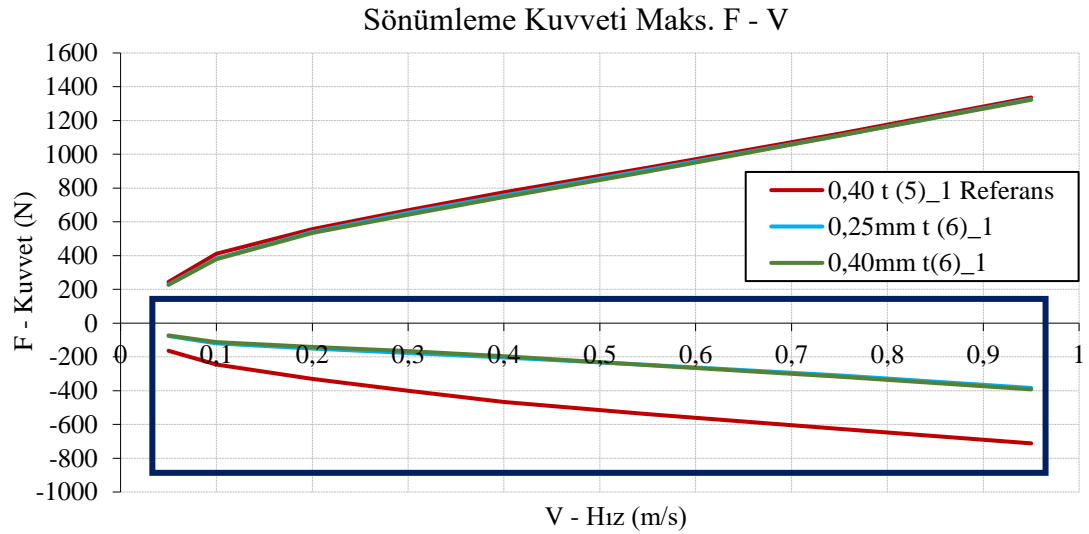
Şekil 4.19. Parmak yay parçasının piston valfindeki konumu

Çizelge 4.11. Parmak yay dizayn değişiklikleri

Set	Parmak Yay	Kalınlık (t mm)	
Deney 1	5 bacaklı	0,40 mm	
Deney 2	5 bacaklı	0,25 mm	
Deney 3	6 bacaklı	0,25 m	
Deney 4	6 bacaklı	0,40 mm	



Şekil 4.20. Beş bacaklı parmak yay parçasının kalınlık değişimi sonucu meydana gelen sönümlenme kuvveti – hız grafiği



Şekil 4.21. Altı bacaklı parmak yay parçasının kalınlık değişimi sonucu meydana gelen sönümlenme kuvveti – hız grafiği

Şekil 4.20' de aynı sayıda uzantıya sahip ancak kalınlıkları farklı iki farklı parmak yay ile gerçekleştirilen sönümlenme kuvveti test sonuçları gösterilmiştir. Buna göre et kalınlığının 0,40mm den 0,25mm ye düşmesi ile kapanma çevriminde tüm hız bölgelerinde sönümlenme kuvvetinin azaldığı görülmüştür. Şekil 4.21' de ise altı uzantılı iki farklı kalınlığa sahip parmak yay parçası ile sönümlenme kuvveti testleri

gerçekleştirilmiştir. Altı uzantılı parmak yay parçasının et kalınlığının değişmesi sönümleme kuvvetini değiştirmemiştir. Çizelge 4.12’de elde edilen sönümleme kuvveti değerleri ve karşılaştırmalı % değişim tablosu verilmiştir.

Çizelge 4.12. Parmak yay parçası uzantı sayısı ve kalınlık değişiminin sönümleme kuvvetleri ve referans amortisör değerleri ile karşılaştırması

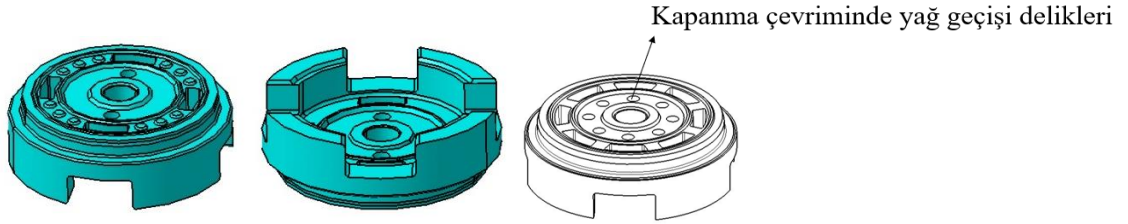
Sönümleme Kuvveti (N)						Değişim (%)					
	Hız (m/s)	Ref. 0,40 (t5)	Deney 1 0,25 (t5)	Deney 3 0,25 (t6)	Deney 4 0,40 (t6)		Hız (m/s)	Ref. 0,40 (t5)	Deney 1 0,25 (t5)	Deney 3 0,25 (t6)	Deney 4 0,40 (t6)
Açılma Çevrimi	0,05	234	235	228	227	Açılma Çevrimi	0,05	0%	1%	-2%	-3%
	0,1	381	393	383	379		0,1	0%	3%	1%	0%
	0,2	530	546	539	535		0,2	0%	3%	2%	1%
	0,3	643	660	653	643		0,3	0%	3%	2%	0%
	0,4	746	764	756	747		0,4	0%	2%	1%	0%
	0,55	895	917	907	898		0,55	0%	2%	1%	0%
	0,75	1094	1126	1110	1110		0,75	0%	3%	1%	1%
	0,95	1305	1343	1327	1322		0,95	0%	3%	2%	1%
Kapanma Çevrimi	0,05	-163	-117	-76	-72	Kapanma Çevrimi	0,05	0%	-39%	-116%	-127%
	0,1	-244	-170	-120	-112		0,1	0%	-43%	-104%	-118%
	0,2	-328	-217	-151	-140		0,2	0%	-51%	-117%	-134%
	0,3	-397	-250	-177	-166		0,3	0%	-59%	-124%	-139%
	0,4	-461	-276	-203	-195		0,4	0%	-67%	-127%	-136%
	0,55	-547	-316	-246	-249		0,55	0%	-73%	-122%	-120%
	0,75	-638	-377	-310	-317		0,75	0%	-69%	-106%	-101%
	0,95	-714	-443	-384	-392		0,95	0%	-61%	-86%	-82%

4.4. Taban Valfi Parçalarının Tasarım Parametrelerinin Amortisör Performansına Etkileri

Çift borulu amortisörlerde sönümleme kuvvetini üreten iki farklı valf bulunmaktadır. Alt kısımda basınç borusuna montajlı şekilde bulunan taban valfi amortisörün kapanma çevriminde sönümleme kuvveti üretmektedir. Amortisör kapanma çevriminde iken pistonun altında kalan yağ taban valfinden rezerv hacmine doğru zorlanır. Bu zorlanma neticesinde sönümleme kuvveti meydana gelir. Taban valfinden genel olarak 10-15 adet alt komponent bulunur. Her bir alt komponent sönümleme kuvvetinde farklı etkilere sahiptir. Çalışmada taban valfinden ana performans elemanı olan sinter taban valf gövdesi ve taban valfi pul grubunun tasarım parametreleri değiştirilmiştir. Taban valf gövdesi üzerinde bulunan deliklerin toplam kesit alanı ile pul grubu kalınlıkları üzerinde çalışılan tasarım parametreleridir.

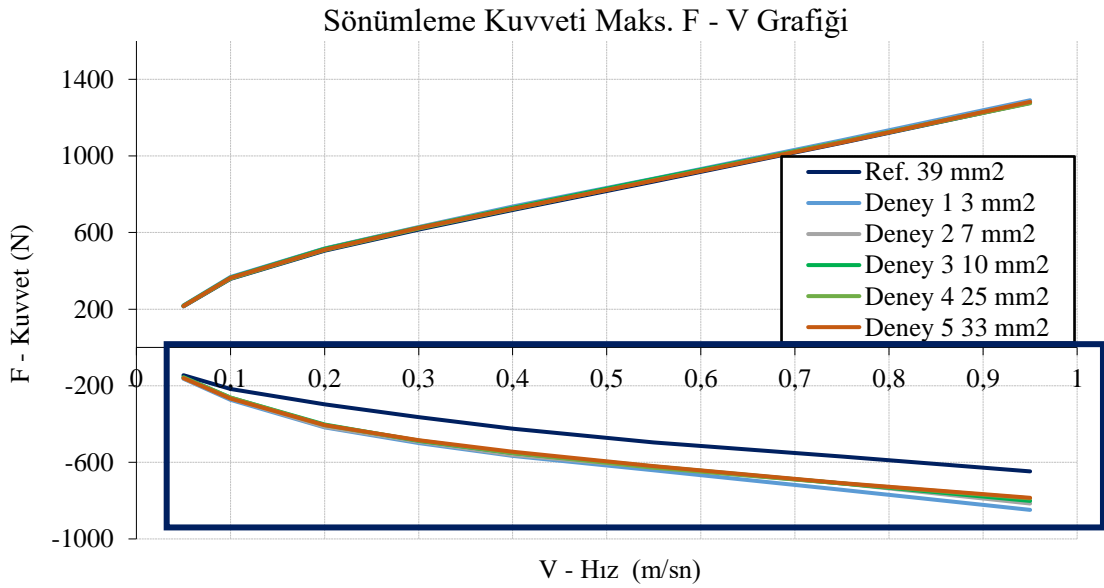
4.4.1 Taban valf gövdesi tasarımının etkisi

Taban valfinin en önemli parçası sinter malzemeden üretilen taban valf gövdesidir. Bu parça amortisörün basınç borusuna montajlanarak amortisörün alt kısmında bulunur. Üzerinde bulunan delikler akışkan geçişinin kontrol edilmesini sağlar.



Şekil 4.22. Örnek taban valf gövdesi parçası üst ve alt görünüş ve yağ geçiş delikleri

Taban valf gövdesinin basınç borusu ile montajı sıkı geçme prensibine göre yapılır. Amortisörün çalışması esnasında özellikle sıkıştırma çevriminde basınç borusu ile taban valf gövdesi arasından yağ sızıntısının olmaması gerekir. İki parça arasındaki sızdırmazlığın doğru sağlanamadığı durumlarda parçalar arasından amortisör yağı sızarak kaçak oluşturur. Bu durumda sönümlenme kuvveti düşer ve arzu edilen değerler yakalanamaz.



Şekil 4.23. Taban valf gövdesi delik kesit alanlarının sönümlenme kuvvetine etkisi

Şekil 4.23’ de taban valf gövdesinde bulunan deliklerin kesit alanı değiştirildiğinde kapanma çevriminde sönümlenme kuvvetinin değiştiği görülmüştür. Delik kesit alanı daraldığında meydana gelen değişim kesit alanındaki değişim ile orantılıdır. En sert sönümlenme kuvveti değerleri kesit alanının en düşük olduğu deney setinde elde edilmiştir. En yumuşak sönüm değerleri ise kesit alanının en büyük olduğu durumda görülmüştür.

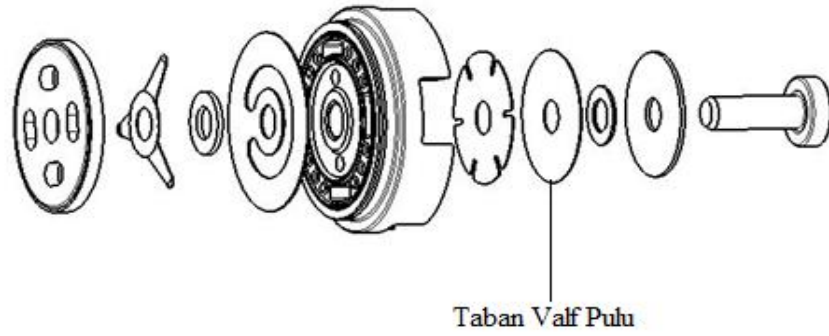
Çizelge 4.13. Taban valf gövdesi parçasının delik kesit alanı değişiminin sönümlenme kuvvetleri ve referans amortisör değerleri ile karşılaştırması

Sönümlenme Kuvveti (N)							
	Hız (m/s)	Ref. 39mm ²	Deney 1 3mm ²	Deney 2 7mm ²	Deney 3 10mm ²	Deney 4 25mm ²	Deney 5 33mm ²
Açılma Çevrimi	0,05	234	219	218	217	217	217
	0,1	381	368	363	365	360	363
	0,2	530	517	515	516	508	510
	0,3	643	628	626	626	620	623
	0,4	746	736	729	729	722	724
	0,55	895	881	877	879	873	871
	0,75	1094	1081	1074	1074	1074	1070
	0,95	1305	1291	1282	1279	1275	1282
Kapanma Çevrimi	0,05	-163	-164	-162	-155	-157	-159
	0,1	-244	-274	-267	-261	-262	-268
	0,2	-328	-417	-414	-403	-406	-405
	0,3	-397	-499	-493	-487	-486	-484
	0,4	-461	-566	-561	-552	-552	-545
	0,55	-547	-642	-627	-622	-628	-620
	0,75	-638	-744	-710	-711	-710	-708
	0,95	-714	-848	-815	-801	-788	-785
Değişim (%)							
	Hız (m/s)	Ref. 39mm ²	Deney 1 3mm ²	Deney 2 7mm ²	Deney 3 10mm ²	Deney 4 25mm ²	Deney 5 33mm ²
Açılma Çevrimi	0,05	0%	-6%	-7%	-8%	-8%	-8%
	0,1	0%	-3%	-5%	-4%	-6%	-5%
	0,2	0%	-3%	-3%	-3%	-4%	-4%
	0,3	0%	-2%	-3%	-3%	-4%	-3%
	0,4	0%	-1%	-2%	-2%	-3%	-3%
	0,55	0%	-2%	-2%	-2%	-3%	-3%
	0,75	0%	-1%	-2%	-2%	-2%	-2%
	0,95	0%	-1%	-2%	-2%	-2%	-2%
Kapanma Çevrimi	0,05	0%	0%	-1%	-5%	-4%	-3%
	0,1	0%	11%	8%	7%	7%	9%
	0,2	0%	21%	21%	19%	19%	19%
	0,3	0%	20%	19%	18%	18%	18%
	0,4	0%	19%	18%	17%	17%	15%
	0,55	0%	15%	13%	12%	13%	12%
	0,75	0%	14%	10%	10%	10%	10%
	0,95	0%	16%	12%	11%	9%	9%

4.4.2 Taban valfi pul tasarımı etkisi

Taban valfinde taban valf gövdesinin altında bulunan pullar kapanma çevriminde bükülerek akışkan geçişini sağlar ve sönümleme kuvveti oluştururlar. Burada bulunan pulların kalınlığı ve adeti amortisörün üreteceği sönümleme kuvvetini etkiler. Taban valf pulunun altında bulunan ayar pulu kaldıraç görevi görerek üzerinde bulunan pulların bükülmesini sağlar. Amortisör valf grubunun performans karakteristiği kadar ömür dayanımı da önemlidir. Bu nedenle taban valfinde pul seçimi yapılırken ömür dayanımı gereksinimleri de göz önünde bulundurulur.

Bunun yanında taban valfi rezerv hacmine yağın geçişinin olduğu bölümdür. Piston Valfi ile taban valfi arasında kurulan balans sağlanamaz ise amortisörde kaviteasyon meydana gelir.



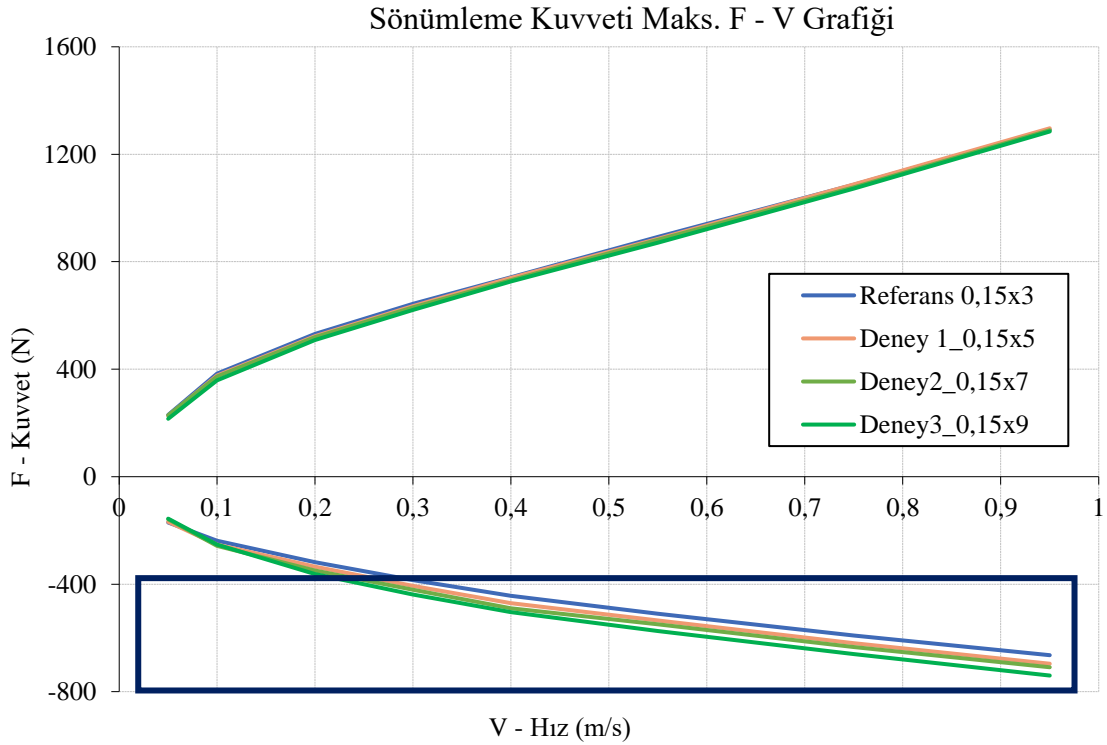
Şekil 4.24. Taban Valf Grubu Elemanları ve Taban Valf Pulu

Şekilde 4.24'de taban valf grubu elemanları ve taban valf pulu gösterilmiştir. Tez çalışmasında referans alınan amortisörün taban valf grubunda üç adet 0,15 mm kalınlıkta pul kullanılmıştır. Bu pulların sayısı değiştirilerek aşağıdaki testler gerçekleştirilmiştir;

Çizelge 4.14. Taban Valf Pulu Tasarım Parametreleri

	Taban Valfi Pulu x adet
Referans amortisör	0,15 x3
Deney 1	0,15 x5
Deney 2	0,15 x7
Deney 3	0,15 x9

Şekil 4.24’de taban valfinde bulunan pul sayılarının değiştirilmesine bağlı olarak pul toplam pul kalınlığındaki değişikliklerin sönümlenme kuvveti üzerinde meydana getirdiği değişiklikler kuvvet – hız grafiği ile gösterilmiştir. Buna göre pul adetinin ve toplam pul kalınlığının artması ile kapanma çevriminde oluşan sönümlenme kuvveti artmaktadır. Özellikle orta ve yüksek hız bölgesinde amortisör sönümlenme kuvvetinin pul kalınlığı arttığı durumda yükseldiği görülmüştür. Toplam pul kalınlığının amortisör açılma çevriminde oluşan sönümlenme kuvvetine herhangi bir etkisi olmadığı görülmüştür.



Şekil 4.25. Taban valfi pul kalınlığının sönümlenme kuvvetine etkisi

Çizelge 4.15’de taban valfi pul kalınlığındaki değişimin sönümlenme kuvveti değişimine olan etkisine ait sönümlenme kuvveti ölçüm sonuçları gösterilmiştir. Sönümlenme kuvveti kapanma çevriminde pul adetinin ve toplam pul kalınlığının artışı ile 0,2 m/s – 0,55 m/s aralığında arttığı gözlenmiştir.

Çizelge 4.15. Taban valfi pul kalınlığı değişiminin sönümlleme kuvvetleri ve referans amortisör değerleri ile karşılaştırması

Sönümlleme Kuvveti (N)						Değişim (%)					
	Hız (m/s)	Ref. 0,15x3	Deney 1 0,15x5	Deney 2 0,15x5	Deney 3 0,15x5		Hız (m/s)	Ref. 0,15x3	Deney 1 0,15x5	Deney 2 0,15x5	Deney 3 0,15x5
Açılma Çevrimi	0,05	234	226	228	215	Açılma Çevrimi	0,05	0%	-3%	-2%	-9%
	0,1	381	376	373	359		0,1	0%	-1%	-2%	-6%
	0,2	530	523	519	509		0,2	0%	-1%	-2%	-4%
	0,3	643	635	630	620		0,3	0%	-1%	-2%	-4%
	0,4	746	740	732	727		0,4	0%	-1%	-2%	-3%
	0,55	895	885	882	871		0,55	0%	-1%	-2%	-3%
	0,75	1094	1087	1077	1072		0,75	0%	-1%	-2%	-2%
	0,95	1305	1297	1290	1285		0,95	0%	-1%	-1%	-2%
Kapanma Çevrimi	0,05	-163	-168	-158	-156	Kapanma Çevrimi	0,05	0%	2%	-3%	-5%
	0,1	-244	-252	-258	-253		0,1	0%	3%	5%	3%
	0,2	-328	-335	-349	-362		0,2	0%	2%	6%	10%
	0,3	-397	-407	-421	-439		0,3	0%	2%	6%	9%
	0,4	-461	-470	-490	-504		0,4	0%	2%	6%	9%
	0,55	-547	-535	-549	-574		0,55	0%	-2%	0%	5%
	0,75	-638	-620	-634	-660		0,75	0%	-3%	-1%	3%
	0,95	-714	-696	-709	-740		0,95	0%	-3%	-1%	4%

5. SONUÇ

Bu tez çalışmasında amortisör sönümlenme performansına özellikle valf alt parçalarının tasarım parametrelerinin etkisi incelenmiştir. Binek araç arka akslarında yoğun şekilde kullanılan teleskobik tipte bir amortisör referans olarak seçilmiştir.

Referans amortisörün piston ve taban valf gruplarında bulunan alt parçaların sönümlenme kuvvetine olan etkileri incelendiğinde farklı alt parçaların farklı çevrimlerde ve hızlarda sönümlenme kuvvetine etki ettiği görülmüştür.

Açılma çevriminde ve kapanma çevriminde amortisörün sönümlenme performansı üç hız bölgesinde ele alındığında yapılan test sonuçları, her hız bölgesinde farklı parçaların etkili olduğunu ortaya koymuştur.

Piston valfinde düşük ve çok düşük hızlarda ayar pulu parçalarının üzerinde bulunan yağ sızıntısını sağlayan çentiklerin meydana getirdiği toplam kesit alanı sönümlenme kuvvetinde etkilidir. Çentik adetinin artması dolayısı ile kesit alanının artması daha çok akışkanın rahat bir şekilde akmasını sağladığı için sönümlenme kuvveti azalmaktadır. Ters durumda ise sönümlenme kuvveti artmaktadır.

Piston valfinde ikinci kademe pul grubunda farklı çaplarda pullar kullanılmaktadır. Bunun amacı pulların farklı hızlardaki bükülme davranışlarını kontrol edebilmektir. Pul grubundaki büyük çaplı ve küçük çaplı pullardan birisinin çapı sabit tutulup diğerinin sayısı artırıldığı durumda sönümlenme kuvvetindeki değişim hıza bağlı olarak gözlenmiştir. Büyük çaplı pul kalınlığı sabit tutulup, üzerindeki pul kalınlığı artırıldığında açılma çevriminde 0,2 m/s – 0,55 m/s hız aralığında sönümlenme kuvvetinin arttığı görülmüştür. Bunun yanında kapanma çevriminde düşük hızlarda 0,05 m/s – 0,1 m/s sönümlenme kuvvetinin azaldığı gözlenmiştir. Amortisör kuvvet-hız grafiklerine bakıldığında bu amortisörlerde açılma çevriminde yeterli miktarda yağ rezerv hacminden pistonun alt hacmine doldurulamadığı için kapanma çevriminde amortisörün geç tepki vermesi ve sönümlenme kuvveti kaybı yarattığı anlaşılmıştır. Sonuç olarak pul kalınlığının

optimum bir seviyede tutulması amortisörün sönümlenme gecikmesi yaşatmasını engellemek için gereklidir.

Sinter piston parçası üzerinde bulunan delikler her iki yönde sönümlenme kuvveti oluşturmaya katkı sağlar. Yapılan test sonuçlarından anlaşılmıştır ki düşük hızlarda sönümlenme kuvveti değiştirilmek istendiğinde piston parçası tasarımı üzerinde zaman harcanılmamalıdır. Test sonuçlarına göre sinter piston parçası orta ve yüksek hız değerlerinde sönümlenme kuvvetini değiştirmektedir.

Taban valfi amortisörün açılma ve kapanma çevrimlerinde balansının sağlanmasında önemli bir elemandır. Bu grubun en önemli elemanı taban valf gövdesidir. Kapanma çevriminde doğru balans sağlanmaz ise amortisör rezerv hacmine yeterli miktarda yağ geçiremez veya rezerv hacminden yeterli miktarda yağ çekemez. Her iki durumda da amortisör doğru biçimde çalışmaz ve oluşan negatif basınç nedeniyle çalışma esnasında kavitasyon ve sönümlenme gecikmesi meydana gelir.

Taban valfinde kapanma çevriminde sönümlenme kuvvetinin orta ve yüksek hızlarda değiştirilmesi için kullanılan elemanlardan birisi de valf gövdesinin üzerinde bulunan pul grubudur. Bu pulların kalınlıkları veya adeti değiştirilerek sönümlenme kuvveti artırılır veya azaltılır. Test sonuçlarından pul grubunun kalınlığının artırılmasının rezerv hacmine geçen yağın taban valfindeki deliklerden geçişini zorlaştırdığı ve sönümlenme kuvvetini artırdığı anlaşılmıştır.

Amortisör performans tasarımı iteratif yöntemler ile hassas bir şekilde gerçekleştirilen bir çalışmadır. Amortisörler seri üretim şartlarında tamamen kapatılarak gaz ve yağ sızdırmazlıkları kalıcı olarak sağlanmaktadır. İteratif şekilde laboratuvar ortamında yapılan valf performans tasarımında açılır yapıda özel tasarlanmış kitler kullanılır. Laboratuvar ortamında test makineleri kullanılarak yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen sönümlenme kuvvetleri farklı valf grubu kombinasyonları ile elde edilebilir. Ancak araçtaki hissiyat aynı olmamaktadır. Bunun nedeni akışkanın valf parçaları içerisinde geçiş davranışının farklı olmasıdır. Bu nedenle performans tasarımı ile belirlenen sönümlenme kuvveti değerleri araç testleri ile kontrol edilir.

Bu çalışma neticesinde elde edilen veriler araç testleri esnasında gerçekleştirilen ayar çalışmalarında iterasyon sayısının azaltılmasına imkan sağlayacaktır. Araçtan beklenen performansın elde edilmesi için sönümlleme kuvvetinin açılma ve kapanma çevrimlerinde belirli bir yüzde ile değiştirilmesi gerektiği durumlarda bu çalışmada elde edilen deneysel veriler referans olarak alınabilecektir.

Bunun yanında çalışmada ele alınan parametre sayısı daha da artırılabilir. Özellikle değişken sayısının sabit tutulduğu bu çalışma ileride değişken sayısının çoğaltıldığı farklı çalışmalara kaynak olarak kullanılabilir. Aynı zamanda amortisör içerisinde bulunan hidrolik yağın viskozitesi sıcaklık ile değişmektedir. Gelecekte yapılacak çalışmalarda valf tasarım parametrelerindeki değişimin sönümlleme kuvvetine olan etkisi farklı amortisör çalışma sıcaklıkları altında yapılacak çalışmalar ile gözlemlenebilir.

KAYNAKLAR

- Anonoim, 2019.** Active suspension. http://en.wikipedia.org/wiki/Active_suspension- (Erişim tarihi 04.09.2019).
- Beyer, O., Becher, B., Stuwing, M., Zimmermann, G., 2002.** Measurement and simulation of the hydraulic behaviour of the piston valve in a monotube shock absorber. 7th International Conference ATA, 2002, Italy.
- Czop, P., Gasiorek, D., Gnilka, J., Slawik, D., Wszolek, G. 2012.** Fluid-structure simulation of a valve system used in hydraulic dampers. *Modelling in Engineering, Polish Society of Mechanics, 14(45)*.
- 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.
- Çetin, H. 2019.** Bir Ağır Vasıta İçin Kullanılan Amortisör Valf Parametrelerinin Sönümlleme Kuvvetine Olan Etkilerinin İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Dabrowski, Z., Pankiewicz, J. 2002.** Diagnosing a vehicle's suspension system on the basis of the non-linear effects of the dynamic response. *Machine Dynamics Problems*, 26: 27-41.
- Demircan, K. 2012.** Süspansiyon Tasarımında Amortisör Bağlantı Takozlarının Optimizasyonu Ve İyileştirilmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Balıkesir.
- Demirsoy, M. 1997.** Motorlu Araçlar Cilt 3. İstanbul, 307 s.
- Dixon, J. C., 2007.** The shock absorber handbook (second edition). John Wiley & sons Ltd., England, 427 pp.
- Dong, G., Xingjian, J., Hui, S., Li, J., Jungie, G., 2018.** Test and simulation the failure characteristics of twin tube shock absorber. *Mechanical Systems and Signal Processing*.
- Heişing, B., 2011.** Chasis Components: Chassis Handbook, Editörler: Schmitt, E., Lange, E., Vieweg+Teubner Verlag, Germany, pp: 149-381.
- Martins, F. P., Siqueira, C., Spogis, N. 2005.** Development and validation of a CFD model to investigate the oil flow in a shock absorber. SAE Brasil Congress, 2005, *Brasil*.
- Piotr, C., Damien, G., Jacek, G., Damian, S., Grzegorz, W., 2012.** Fluid-structure simulation of a valve system used in hydraulic dampers.

Talbot, M.S., Starkey, J., 2002. An experimentally validated physical model of a high-performance mono-tube damper. SAE Conference Proceedings, 505 – 522.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Cem GÜNERİ
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa / 22.06.1985
Yabancı Dil : İngilizce (İleri)
Almanca (Orta)

Eğitim Durumu

Lise : Ulubatlı Hasan Anadolu Lisesi
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,
Makine Mühendisliği ABD, Makine Teorisi ve Dinamiği

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Maysan Mando A.Ş. (2010 -2011)
Robert Bosch GmbH (2011-2015)
Maysan Mando A.Ş. (2015-...)

İletişim (e-posta) : cem.guneri@hotmail.com

Yayımları

:

Kurtuluş, O., Ulu, E., Güneri, C., 2016. Amortisör Üst Bağlantı Noktalarında Bulunan Kauçuk Parçaların Gürültü Davranışına Etkisinin İncelenmesi ve Burçlu Lastik Tasarımı. 1st International dMediterranean Science and Engineering Congress, 26-28 Ekim, Çukurova Üniversitesi, Adana.

Tüfekçi, M., Ulu, E., Güneri, C., 2016. Amortisörün Eş Merkezli Parçalarının Gürültü Davranışının İncelenmesi ve İyileştirilmesi. 1st International Mediterranean Science and Engineering Congress, 26-28 Ekim, Çukurova Üniversitesi, Adana.

Şahin, İ., Parlak, Z., Güneri, C., 2018. Koltuk Süspansiyon Sistemleri İçin Çift Borulu Manyeto-Reolojik Amortisör Tasarımı ve Akış Analizleri. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi.

BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
TEZ ÇOĞALTMA VE ELEKTRONİK YAYIMLAMA İZİN FORMU

Yazar Adı Soyadı	Cem Güneri
Tez Adı	Valf Grubu Tasarım Parametrelerindeki Değişikliklerin Araçlarda Kullanılan Amortisörlerin Çalışma Performansına Olan Etkilerinin İncelenmesi
Enstitü	Fen Bilimleri
Anabilim Dalı	Makine Mühendisliği
Tez Türü	Yüksek Lisans
Tez Danışman(lar)ı	<i>Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT</i>
Çoğaltma (Fotokopi Çekim) izni	<input type="checkbox"/> Tezinden fotokopi çekilmesine izin veriyorum <input checked="" type="checkbox"/> Tezimin sadece içindekiler, özet, kaynakça ve içeriğinin % 10 bölümünün fotokopi çekilmesine izin veriyorum <input type="checkbox"/> Tezinden fotokopi çekilmesine izin vermiyorum
Yayımlama izni	<input checked="" type="checkbox"/> Tezimin elektronik ortamda yayımlanmasına izin veriyorum

Hazırlamış olduğum tezin belirttiğim hususlar dikkate alınarak, fikri mülkiyet haklarım saklı kalmak üzere Bursa Uludağ Üniversitesi Kütüphane ve Dokümantasyon Daire Başkanlığı tarafından hizmete sunulmasına izin verdiğimi beyan ederim.

Tarih : 11.11.2019

İmza :

