



T. C.

**SİVAS CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAREKET HALİNDEKİ TAŞITLARIN SÜSPANSİYON
SİSTEMİNDEN KİNETİK ENERJİ GERİ KAZANIMININ
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**İlyas GÜLDEŞ
(201492181174)**

Enerji Bilimi ve Teknoloji Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. İbrahim CAN

SİVAS

ARALIK 2018

İlyas GÜLDEŞ'in hazırladığı ve “**HAREKET HALİNDEKİ TAŞITLARIN SÜSPANSİYON SİSTEMİNDEN KİNETİK ENERJİ GERİ KAZANIMININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **ENERJİ BİLİMİ ve TEKNOLOJİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı: **Doç. Dr. İbrahim CAN**
Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Jüri Üyesi **Prof. Dr. Cengiz ÖNER**
Elazığ Fırat Üniversitesi

Jüri Üyesi **Dr. Öğr. Üyesi Tahsin YÜKSEL**
Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. İsmail ÇELİK
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 20.08.2014 tarihli ve 7 sayılı kararı ile kabul edilen Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırlanmıştır.



Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (CÜBAP) Komisyonu tarafından Tekno 013 Nolu proje kapsamında desteklenmiştir.



Bütün hakları saklıdır.
Kaynak göstermek koşuluyla alıntı ve gönderme yapılabilir.

© İlyas GÜLDEŞ, 2018

Bu tezimi aileme ve eşim Hatice GÜLDEŞ'e ithaf ediyorum...

ETİK

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- ✓ 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 ve atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- ✓ Bütün bilgilerin doğru ve tam olduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- ✓ Tezin herhangi bir bölümünü, Cumhuriyet Üniversitesi veya bir başka üniversitede, bir başka tez çalışması olarak sunmadığımı; beyan ederim.

21.12.2018

İlyas GÜLDEŞ

KATKI BELİRTME VE TEŞEKKÜR

Bilgi ve deneyimlerinden sürekli yararlandığım, tezin her aşamasında yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Doç. Dr. İbrahim CAN'a çok teşekkür ederim.

İhtiyaç duyduğum her an yanımda olan meslektaşım sayın Süleyman YEŞİLMURAT'a, akademik alanda bilgilerini esirgemeyen Öğr. Gör. Feyyaz ALPSALAZ'a ve Arş. Gör. Ferhat KOCA'ya ve elektrikle ilgili konularda yardımını esirgemeyen öğretmen arkadaşım Adem KAPLAN'a çok teşekkür ederim.

Özellikle Dr. Öğr. Üyesi Ergün PEHLİVAN'ı rahmet ve minnetle anıyorum.



ÖZET
HAREKET HALİNDEKİ TAŞITLARIN SÜSPANSİYON SİSTEMİNDEN
KİNETİK ENERJİ GERİ KAZANIMININ DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ

İlyas GÜLDEŞ

Yüksek Lisans Tezi

Enerji Bilimi ve Teknoloji Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. İbrahim CAN

2018, 57+xviii sayfa

Taşıtlarda enerji verimliliklerinin artırılması için yapılan çalışmalar incelendiğinde Kinetik Enerji Geri Kazanımı (KERS) sistemlerinin önem kazandığı gözlenmektedir. KERS için pek çok yenilikçi yöntem geliştirilmiş ve geliştirilmeye devam etmektedir. Yapılan bu çalışmada hareket halindeki taşıtların süspansiyon sisteminden kinetik enerji geri kazanımının deneysel olarak incelenmesi yapılmıştır. Çalışmada hareket halindeki taşıtlarda yol ve sürüş şartlarına bağlı düşey doğrultuda meydana gelen kinetik enerjinin sönmelenmesi esnasında kayıp olan kinetik enerjinin geri kazanımı amaçlanmaktadır. Bu amaç doğrultusunda deneyler için çeyrek taşıt modeline uygun deney düzeneği hazırlanmıştır. Taşıta ait süspansiyon sisteminde kullanılan amortisörün yerine pnömatik silindir bağlanarak yol yüzeyinden gelen etkilerle tekerleğin düşey eksenindeki salınım hareketinden basınçlı hava elde edilmekte ve elde edilen basınçlı hava bir türbin içerisinden geçirilerek türbinin döndürülmesi sağlanmaktadır. Hareket halindeki türbin bağlı bulunduğu jeneratörü tahrik ederek elektrik enerjisi elde edilmiştir. Deneyler farklı hız ve yol şartları için tekrarlanmış, kasisli yol modeli üzerinde hareket eden tekerleğin zamana bağlı düşey hareketlerinin değişimi grafik üzerine aktarılarak taşıtta kullanılan amortisörün titreşimleri ve enerjisi sönmleme yeteneği grafik olarak elde edilmiştir. Tekerleğin düşey eksenindeki hareket grafiği amortisör yerine kullanılan pnömatik silindir için de oluşturulmuştur. Elde edilen amortisörlü ve pnömatik silindirli grafikler mukayese edilerek süspansiyon sistemlerinin kararlılığı ve enerji geri kazanım performansı incelenmiştir. Yapılan deneyler ve ölçümler sonucunda düşük hızlarda taşıt gövdesinin zıplama hareketini amortisörün pnömatik silindirlerden daha iyi sönmlediğini, ancak hız arttıkça pnömatik silindirlerle benzer şekilde zıplama hareketi gözlenmiştir. Pnömatik silindirlerin sönmleme kararlılığının artırılması için hava giriş çıkış valfleri ile

ayarlar yapılabilmektedir. Pnömatik sistemli süspansiyon sistemlerinden daha iyi sonuçlar almak için sistemin tarım arazileri veya şantiye alanları gibi daha pürüzlü ortamlarda çalışan taşıtlarda denenmesi ile daha iyi sonuçlar elde edilebileceği sonucuna varılmıştır.

Anahtar kelimeler: Taşıtlarda Enerji Geri Kazanımı, Süspansiyon Sistemi, Pnömatik



ABSTRACT
EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF KINETIC ENERGY RECOVERY
FROM THE SUSPENSION SYSTEM OF VEHICLES

İlyas GÜLDEŞ

Master of Science Thesis

Department of Energy Science and Technology Engineering

Supervisor: Doç. Dr. İbrahim CAN

2018, 57+xviii pages

When studies of improving energy efficiency in vehicles lately are examined, Kinetic Energy Recovery Systems (KERS) as increasing importance of information has been observed. Many innovative methods have been developed for KERS and will continue to be developed. In this study, an experimental investigation of kinetic energy recovery from the suspension system of moving vehicles has been done. It has been aimed in the working path of the moving vehicle and the kinetic energy formed in the vertical direction depending on driving conditions, the intended recover of the kinetic energy lost during damping. For this purpose, a test device suitable for the quarter vehicle model was prepared for the experiments. Rotation of the turbine vehicle suspension system used in the damper instead of the pneumatic cylinder connecting road wheel with effect from the surface of the oscillating movement in the vertical axis of compressed air was obtained and transferring the compressed air turbine obtained was provided. Electric energy was obtained by driving a turbine generator in motion. Experiments repeated for different speed and load conditions, pot-holed roads vertical motion model function of time, the wheel running on changes chart vibration and energy of the shock absorber used in the transferring means on the damping graph was obtained. The movement graph of the wheel on the vertical axis was formed in the pneumatic cylinder used instead of the damper. The shock absorber and pneumatic cylinders were compared and the stability of the suspension systems was examined. As a result of the experiments and measurements carried out at low speeds, the bouncing motion of the vehicle body is damped better than the shocker's pneumatic cylinders, but as the speed increased, the bouncing motion was observed similar to the pneumatic cylinders. Air inlet outlet valves can be adjusted to increase the damping stability of pneumatic cylinders. For getting better results from pneumatic suspension

systems, better results can be achieved by testing the system on vehicles running in rougher environments such as farmland or construction site areas.

Key words: Energy Recovery Systems at the vehicle, Suspension System, Pneumatic



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	viii
ABSTRACT	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiv
TABLolar DİZİNİ	xvi
SİMGELER DİZİNİ	xvii
KISALTMALAR DİZİNİ	xviii
1. GİRİŞ	1
2. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ	6
2.1 Süspansiyon Sisteminin Görevleri	10
2.2 Süspansiyon Sisteminin Parçaları	10
2.2.1 Amortisörler.....	10
2.2.2 Yaylar.....	11
2.2.3 Denge çubuğu	11
2.2.4 Salıncak kolları	12
2.2.5 Bağlantı elemanları	12
2.3 Süspansiyon Sistemi Çeşitleri	12
2.3.1 Sabit süspansiyon sistemleri	12
2.3.2 Serbest (Bağımsız) süspansiyon sistemleri.....	13
2.3.2.1 Serbest süspansiyon sisteminin genel yapısı ve parçaları.....	14
2.3.2.2 Serbest süspansiyon sisteminin genel özellikleri.....	15
2.4 Havalı Süspansiyon Sistemi	16
2.4.1 Yapısı ve parçaları	16
2.4.2 Havalı süspansiyon sisteminin özellikleri	17
2.5 Aktif (Elektronik Kontrollü) Süspansiyon Sistemi	18
2.5.1 Aktif kontrollü süspansiyon sisteminin elemanları	19
2.5.2 Aktif kontrollü süspansiyon sisteminin özellikleri	19
3. MOTORLU TAŞITLARDA UYGULANAN ENERJİ GERİ KAZANIMI ÇALIŞMALARI	20
3.1 Kinetik Enerji Geri Kazanım Sistemleri (KERS).....	21
3.2 Süspansiyon Sisteminden Enerji Geri Kazanımı.....	22
4. TEST MATERYALLERİ VE METODLAR	23
4.1 Deney Setinin Tasarlanması	23
4.2 Deney Setinin Hazırlanması	26
4.3 Deney Setiyle İlgili Hesaplamalar ve Tablolar	30
4.3.1 Tekerlek hızlarına göre motor devri ve motor sürücüsü çıkış frekanslarının hesaplanması	30
5. DENEYSEL BULGULAR VE TARTIŞMA	35
5.1 Kullanılan Yöntemler ve Deneysel Bulgular	35
5.1.1 40 km/h Hızda amortisör ve pnömatik silindirlerin ölçüm sonuçları	36
5.1.2 50 km/h Hızda amortisör ve pnömatik silindirlerin ölçüm sonuçları	37
5.1.3 60 km/h Hızda amortisör ve pnömatik silindirlerin ölçüm sonuçları	39
5.1.4 70 km/h Hızda amortisör ve pnömatik silindirlerin ölçüm sonuçları	41
5.1.5 80 km/h Hızda amortisör ve pnömatik silindirlerin ölçüm sonuçları	42

5.1.6 90 km/h Hızda amortisör ve pnömatik silindirlerin ölçüm sonuçları	44
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	50
KAYNAKÇA	52
ÖZGEÇMİŞ	56



ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. KERS sistemi prensip şeması [44]	21
Şekil 4.1. Enerji geri kazanımı sağlayan süspansiyon tasarımı	24
Şekil 4.2. Yeni tasarlanan KERS deney düzeneği görünüşü	24
Şekil 4.3. Pnömatik sistem şeması	25
Şekil 4.4. Mevcut süspansiyon sisteminin görünüşü	26
Şekil 4.5. Deney seti şasisi	27
Şekil 4.6. Süspansiyon sisteminin gövde üzerine montajı	27
Şekil 4.7. Motor ve devir ayarlayıcının montajı	28
Şekil 4.8. Pnömatik silindirin amortisör yerine montajı	29
Şekil 4.9. Deney seti pnömatik aksamı ve jeneratör	29
Şekil 4.10. Lastik ölçüleri [49]	30
Şekil 4.11. Gerilim ölçüm devresi	32
Şekil 4.12. Vibrometre ve Anemometre	33
Şekil 4.13. Deney setinin görünüşü	33
Şekil 5.1. Amortisörün 40 km/h hızda salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	36
Şekil 5.2. Ø50 mm Pnömatik silindirli sistem 40 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	36
Şekil 5.3. Ø75 mm Pnömatik silindirli sistem 40 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	36
Şekil 5.4. Ø100 mm Pnömatik silindirli sistem 40 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	37
Şekil 5.5. Amortisörün 50 km/h hızda salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	38
Şekil 5.6. Ø50 mm Pnömatik silindirli sistem 50 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	38
Şekil 5.7. Ø75 mm Pnömatik silindirli sistem 50 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	38
Şekil 5.8. Ø100 mm Pnömatik silindirli sistem 50 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	39
Şekil 5.9. Amortisörün 60 km/h hızda salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	39
Şekil 5.10. Ø50 mm Pnömatik silindirli sistem 60 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	40
Şekil 5.11. Ø75 mm Pnömatik silindirli sistem 60 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	40
Şekil 5.12. Ø100 mm Pnömatik silindirli sistem 60 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	40
Şekil 5.13. Amortisörün 70 km/h hızda salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	41
Şekil 5.14. Ø50 mm Pnömatik silindirli sistem 70 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	41
Şekil 5.15. Ø75 mm Pnömatik silindirli sistem 70 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	42
Şekil 5.16. Ø100 mm Pnömatik silindirli sistem 70 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	42
Şekil 5.17. Amortisörün 80 km/h hızda salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	43
Şekil 5.18. Ø50 mm Pnömatik silindirli sistem 80 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	43
Şekil 5.19. Ø75 mm Pnömatik silindirli sistem 80 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	43

Şekil 5.20. Ø100 mm Pnömatik silindirli sistem 80 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	44
Şekil 5.21. Amortisörün 90 km/h hızda salınımı ve taşıt gövdesine etkisi.....	44
Şekil 5.22. Ø50 mm Pnömatik silindirli sistem 90 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	45
Şekil 5.23. Ø75 mm Pnömatik silindirli sistem 90 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi	45
Şekil 5.24. Ø100 mm Pnömatik silindirli sistem 90 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi.	45



TABLULAR DİZİNİ

Sayfa

Tablo 4.1. Tekerlek hızına göre motor devri ve motor sürücüsü çıkış frekansı.....	31
Tablo 5.1. Taşıt gövdesinin düşey ekseninde zıplama (azami yer değiştirme) tablosu	46
Tablo 5.2. Pnömatik silindirlere ürettiği basınçlı havanın hız ve sıcaklık ölçümleri	47
Tablo 5.3. Deney setinden elde edilen gerilim ve güç tablosu.....	48



SİMGELER DİZİNİ

Ø	Çap
dev/dak	Devir/dakika
km/h	Kilometre/saat
m/s	Metre/saniye
mm	Milimetre
mV	Milivolt
V	Volt
I	Elektrik Akımı
µW	Mikrowatt
mW	Miliwatt
W	Watt
°C	Santigrad derece
HP	Beygir gücü
Ω	Ohm

KISALTMALAR DİZİNİ

SCÜ	: Sivas Cumhuriyet Üniversitesi
KERS	: Kinetic Energy Recovery System (Kinetic Enerji Geri Kazanım Sistemi)
ADS	: Aktif Kontrollü Süspansiyon Sistemi
İYM	: İçten Yanmalı Motorlar
DC	: Doğru Akım
AC	: Alternatif Akım
CVT	: Continuously Variable Transmission
R	: Direnç



1. GİRİŞ

Otomobil imalatçıları ve kullanıcılarının bir otomobilden beklentileri listelendiğinde güvenlik, konfor ve performans listenin üst sıralarında yer almaktadır. Taşıtlarda konforu sağlamak için geliştirilen süspansiyon sistemlerinden beklenti, yoldan gelen darbeleri taşıt gövdesine iletmeden üzerine alan ve süspansiyon sistemi üzerinde biriken enerjiyi taşıt gövdesini sarsmadan sönümleyen bir süspansiyon düzeneği oluşturmaktır. Son yıllarda yol şartlarına ve sürüş özelliklerine göre kendini ayarlayabilen aktif (Elektronik) kontrollü süspansiyon sistemlerine odaklanılmaktadır. Konfor ve güvenlik sistemlerinin yanı sıra taşıt üreticileri ve araştırmacıları, günümüzde çevre bilincinin artması, fosil yakıt kaynaklı atmosfere salınan kirletici emisyonlara getirilen sınırlandırmalar ve bu yakıtlara ulaşmanın gittikçe zorlaşmasından dolayı elektrikle çalışan taşıtlar yapmaya yönelmişlerdir. Ancak elektrikli taşıtların yaygınlaşması ile ilgili pek çok problem vardır. Elektrikli taşıtların yaygınlaşmasının önündeki en büyük engellerin başında yeterli elektrik enerjisinin depolanamaması ve şarj süresi yer almaktadır. Karşılaşılan problemlerin çözümü için yapılan çalışmalar incelendiğinde, literatürde taşıtların yavaşlaması veya durması sırasında açığa çıkan frenleme enerjisi, otomobilin ataletinden kaynaklı kinetik enerji ve süspansiyon sisteminde oluşan kinetik enerji gibi atıl enerji çeşitlerinin geri kazanılması ve faydalı enerjiye dönüştürülmesi için çalışmalar oldukça fazladır.

Frenleme enerjisinin geri kazanımıyla ilgili ilk çalışmalar formula 1 taşıtları üzerinde uygulanmıştır. Bu uygulamada frenleme esnasında oluşan kinetik enerji bir mil vasıtasıyla doğru akım jeneratörüne iletilerek elektrik enerjisi elde edilmiştir. Bu enerji depolanarak sürücünün ihtiyaç hissettiği durumlarda direksiyonda bulunan tetikleme butonu vasıtasıyla sisteme geri yüklenerek jeneratör bir motor gibi çalıştırılıp aynı mil üzerinden tekerleklere mekanik enerji olarak itme kuvveti sağlamıştır. Formula 1 taşıtlarına uygulanan bu yöntem Kinetik Enerji Geri Kazanım Sistemleri (Kinetic Energy Recovery System - KERS) olarak adlandırılmış ve taşıtların hareketi esnasında mevcut sistemlerden kaybolan enerjilerin geri kazanımı ile faydalı hale getirilmesi fikrini doğurmuştur.

Bunlardan kinetik enerjinin geri kazanımı ile ilgili yapılan çalışmalardan öne çıkanlar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Taşıt süspansiyon sisteminde yer alan amortisör sıvısında oluşan basınçtan elektrik enerjisi elde edilmesi,
- Süspansiyon sisteminde yer alan amortisör üzerine doğal mıknatıslar ve bobin sargıları yerleştirilerek aracın düşey salınımından faydalanıp elektrik enerjisi elde edilmesi,
- Frenleme enerjisinden faydalanılarak elektrik enerjisi elde edilmesi,
- İş makinalarının kule dönüş sisteminde oluşan atıl atalet kuvvetlerinden faydalanılarak elektrik enerjisi elde edilmesi,

Kara taşıtlarındaki kütleler, süspansiyonlu kütleler (tahrik sistemi, yürür aksam ile birlikte üst yapı elemanları) ve süspansiyonsuz kütleler (fren sistemi, tekerlekler ile birlikte aks milleri) olmak üzere ikiye ayrılmaktadır [1]. Düzgün olmayan yollarda, taşıtlar hareket halindeyken; üst yapı elemanları hız, yük ve yol koşullarına bağlı olarak ve yerçekimi kuvvetlerinin de etkisiyle, aracın ağırlık merkezine göre ön ve arkası aşağı/yukarı (sarsıntı) ve aracın gövdesi tümüyle aşağı/yukarı (zıplama) hareket etmektedir. Ancak bu hareketler, taşıtın güvenliğini ve konforunu olumsuz etkilemekte ve taşıt yapı elemanlarının aşırı zorlanmasına neden olmaktadır. Bu sebeple taşıtlarda süspansiyon ve titreşim sönümlenme sistemleri kullanılmaktadır. Süspansiyon ve titreşim sönümlenme sistemleri düşey doğrultuda var olan kinetik enerjiyi ortadan kaldırarak aracın hareketlerini sabitleştirir [2]. Son dönemlerde taşıtlardan konfor ve güvenlik beklentileri yükselince süspansiyon sistemleri konusunda literatürde çok sayıda çalışmaya rastlanmaktadır. Bu çalışmalar teorik, deneysel ve bilgisayar benzeştirmeleri şeklinde sınıflandırılabilir. Ancak bu çalışmalar incelendiğinde anlaşıldığı üzere, günümüze kadar süspansiyon sistemlerinin konfor ve güvenlik açısından geliştirilmesi için çaba sarf edilmiştir. Literatürde süspansiyon ve titreşim sönümleyici sistemlerden enerji geri kazanımı konusunu inceleyen çok az sayıda çalışmaya rastlanılmıştır.

Sektör kaynaklı yapılan araştırmalar incelendiğinde otomobillerde oluşan gerek çevre kaynaklı gerekse otomobil sürüşünden ve trafikten kaynaklanan etkenlerden enerji kayıplarının geri kazanımıyla ilgili çeşitli araştırmalar ve çalışmalar mevcuttur.

Y. Zhang ve arkadaşları, süspansiyon sisteminde kullanılan hidrolik amortisördeki sıvı üzerinde meydana gelen basınçtan elektrik enerjisi elde etmişlerdir [3].

G. Zhang ve arkadaşları, yapmış oldukları deneysel çalışmada DC motor actüatör prototipini süspansiyon sistemine monte ederek bozuk yol yüzeyinden gelen dikey salınım hareketinin elektrik enerjisine dönüştürülebileceğini laboratuvar ortamında kanıtlamışlar ve simülasyon sistemlerinin matematiksel modellemesini oluşturmuşlardır [4].

T.P.J.V. Sande ve arkadaşları, tasarladıkları paralel borulu sabit mıknatıslı elektromanyetik aktif süspansiyon sistemini çeyrek araba modeli üzerinde simüle etmişler ve sürüş konforunun artırılabilceğini belirlemişlerdir [5].

B. Huang ve arkadaşları, enerji elde edebilme yeteneğine sahip DC motor jeneratörlü bir süspansiyon sistemi geliştirmiş ve geliştirdikleri modeli çeyrek araba modelinde deneyerek sistemin optimum tasarımı için bir analitik yöntem önermiştir. Test sonuçlarının sistem performansının optimalitesinin belirlenmesinde güvenilir olduğunu göstermiştir [6].

D. Shi ve arkadaşları, hibrit elektrikli taşıtlarda yakıt ekonomisi ve enerji geri kazanımı ile aktif süspansiyonun etkilerini araştırdıkları çalışmalarında süspansiyon sisteminden elde edilen enerji geri kazanımının, hibrit taşıtlarda enerji tasarrufu sağlamak için yeni yöntemlerden biri olduğunu belirtmiştir [7].

K.V. Reddy ve arkadaşları, çift salıncaklı Mac Pherson süspansiyon sistemlerinin kapsamlı kinematik analizini yaptıkları çalışmalarında yol düzensizliğinden tekerlek ve süspansiyon sistemine gelen hareketlere karşı süspansiyon mekanizmasının kinematik tepkisini formüle ederek hesaplamışlardır [8].

M. Montazeri ve M. Mahmoodi, hibrit taşıtlar ve yeni bir güç yönetimi stratejisi üzerine yaptıkları araştırmada, sera gazı emisyonu ve yakıt tüketimini azaltmak için geliştirilen hibrit taşıtlarda enerji yönetim sistemi ve kontrol stratejilerinin performans üzerine etkilerini belirlemişlerdir [9].

A. Casavola ve F.D. Iorio, rejeneratif süspansiyon sistemlerinde enerji geri kazanımının artırılması üzerine yaptıkları çalışma sonucunda, elektrikli ve hibrit

taşıtlarda kilometre performansını artırmak için birçok çözüm önerildiğini ve bu önerilerden birinin de rejeneratif süspansiyon sistemleri olduğunu, bu sistemlerin taşıt üzerine indüklenen mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürebileceğini ve elde edilen gücün maksimize edilebileceğini belirtmişlerdir [10].

Y. Zhang ve arkadaşları, enerji dönüştürme mekanizması ve süspansiyon sisteminin rejeneratif potansiyeli üzerine yaptıkları çalışmada; süspansiyon sisteminin enerji dönüşümü ve enerji elde etme potansiyelini, geleneksel ve rejeneratif süspansiyon sistemlerinin enerji akış analizini, amortisör yağındaki sıcaklık artışının sönümleme karakterindeki değişimlere etkisini, farklı tipteki taşıtlardan enerji geri kazanımının karşılaştırılmasını incelemişlerdir. Taşıt tipi, sürüş hızı ve yol pürüzlülük seviyesinin süspansiyondan geri kazanılan enerjinin gücünü etkileyen faktörler olduğunu göstermişlerdir [11].

I.M. Ryabov ve arkadaşları, taşıt süspansiyon sisteminin salınım döngüsü enerji analizini yaptıkları araştırmalarında salınım döngüsü ve enerji akış özelliklerinin matematik modellemesini yapmışlardır. Araştırmalarının sonucunda süspansiyonun titreşimden koruma özelliklerinin iyileştirilmesi ve enerji dönüşümlü amortisörler kullanmanın bozuk yüzeyli alanlarda daha verimli olacağını belirtmişlerdir [12].

X. D. Xie ve Q. Wang, bir aracın süspansiyon sisteminden piezo elektrik enerjisi elde etmek ve elde edilen enerjinin gücünü hesaplayabilecek matematik modelinin oluşturulması için yaptıkları çalışmada, geliştirdikleri piezo elektrik toplayıcısının elde edebileceği gücü hesaplamışlar ve araca monte edilerek yardımcı enerji kaynağı olarak kullanılabileceğini belirtmişlerdir [13].

S. Yan ve W. Sun, yaptıkları araştırmada bir süspansiyon sisteminin enerji üretebilme yeteneğini değerlendirmişler ve süspansiyon sisteminin enerji üretiminin gerçekleşmesi için bir uygulama şeması önermişlerdir [14].

Y. Zhang ve arkadaşları, enerji toplama süspansiyonu için elektro hidrolik sönümleyici; Modelleme, Prototipleme ve deneysel doğrulama başlıklı çalışmalarında off-road taşıtları yakıt verimliliğini daha da artırmak amacıyla süspansiyon kinetik enerjisini toplayacak bir elektro hidrolik damper modeli sunmuşlardır. Bu rejeneratif

sönümleyicinin titreşimlerini jeneratörle elektrik enerjisine çevirmişler ve önerilen sönümleyicinin dinamik modelini matematiksel olarak türetmişlerdir [15].

C. Wei ve H. Taghavifer, taşıt süspansiyon sisteminden enerji elde etmek için, yeni bir yaklaşım yarım taşıt modeli adlı çalışmalarında titreşimden kaynaklanan enerji kaybının süspansiyon sisteminden tekrar elde edilmesini incelemişlerdir. Yol yüzeyine bağlı olarak gelen uyarılar altında taşıt süspansiyonunun enerji elde etme potansiyelinin ortalama 13 km/s hızda 57,84 W olduğu sonucuna varmışlardır [16].

J. Cibulka, yaptığı deneysel çalışmada Enerji depolayan volanları incelemiştir. Sonuç olarak Formula taşıtlarında ve hibrit taşıtlarda kinetik enerjinin volan üzerinde özel bir şekilde depolanmasının taşıt performansı ve yakıt tüketimi üzerine olumlu etkilerinin olduğunu, hibrit taşıtlarda volan üzerine depolanan enerjinin, elektrik enerjisine dönüştürülerek hibrit taşıtların şarj süresini uzattığını belirtmiştir [17].

Y. Suda ve arkadaşları, yaptığı deneysel çalışmada; aktif süspansiyon sistemlerinde sönümleyici olarak kullanılabilen elektrik motorlarından aynı zamanda jeneratör olarak da faydalanmanın mümkün olduğunu belirtmişlerdir. Rotorun dönme ya da öteleme hareketinin motor dışındaki başka bir hareket kaynağından (Bu harici hareket kaynağı ise yoldan gelen bozucu etkiler olarak tanımlanmıştır) öteleme oluşması sonucu manyetik alandaki değişimler yüzünden sarımlar üzerinde bir gerilim indüklenebildiğini belirtmişlerdir [18].

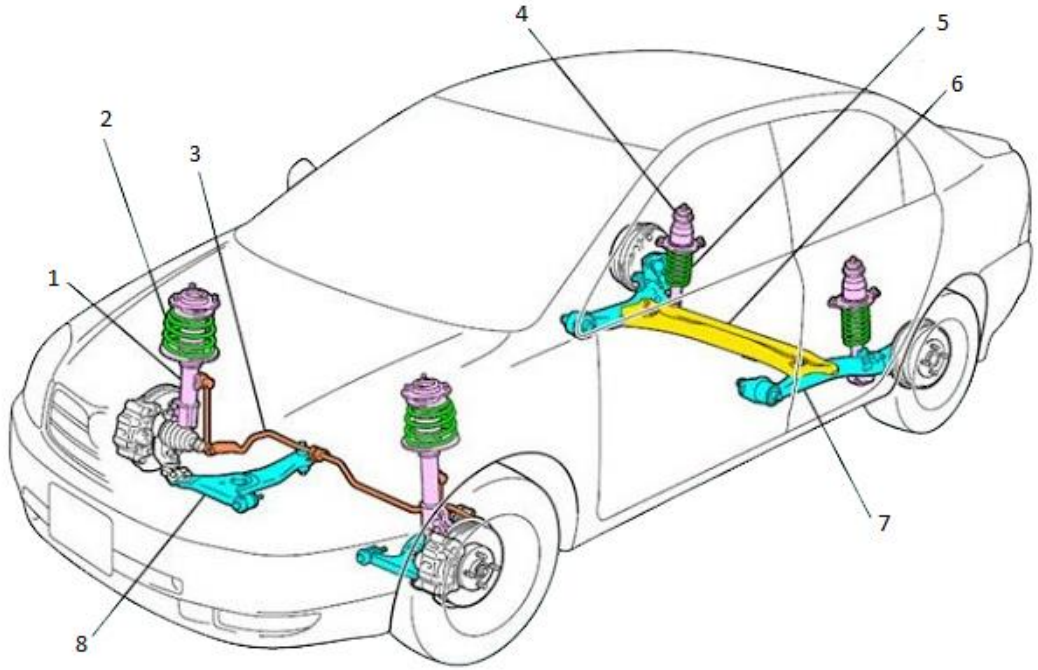
Benzer şekilde J. Nakano ve arkadaşları, süspansiyon sisteminde bir yerine iki adet motor kullanmış, bunlardan birisini sönümleyici diğerini ise jeneratör olarak çalıştırmışlardır. Böylelikle üretilen elektrik enerjisinde artış olduğunu gözlemlemişlerdir [19].

B. Demirkale ve F. Güven, KERS'de frenleme sayısı ve süresinin yüksek olduğu şehir içi trafiğinde, bu durumun enerji geri kazanımı sağladığı ve bunun elektrikli taşıtların menzilini artırma da etkili olduğunu yaptıkları simülasyonda göstermişlerdir [20].

Literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde hareket halindeki taşıtlardan enerji geri kazanımının farklı uygulamalarla mümkün olduğunu göstermektedir.

2. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Tekerlekleri araca bağlayan parçaların tamamına birden süspansiyon sistemi denir [21]. Ön tekerlekleri araca bağlayan parçaların tamamına ön süspansiyon, arka tekerlekleri araca bağlayan parçaların tamamına arka süspansiyon sistemi denilmektedir. Şekil 2.1’de süspansiyon sisteminin taşıt üzerindeki yerleşimi görülmektedir.



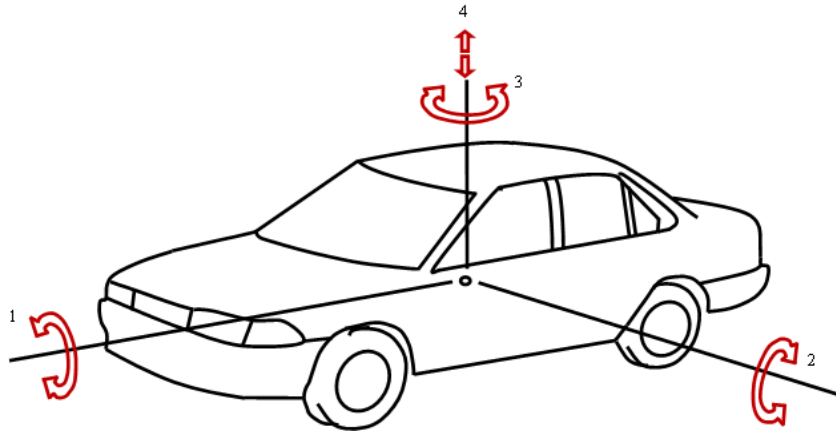
1-Amortisör, 2-Yay, 3-Denge Çubuğu, 4-Amortisör, 5-Yay, 6-Burulma Kirişi, 7-Süspansiyon Kolu, 8-Alt Salıncak Kolu

Şekil 2.1. Süspansiyon sisteminin taşıt üzerindeki yerleşimi [22]

Süspansiyon sistemi aracın ağırlığını taşımakla birlikte aracın yerle olan tutunmasını da sağlamaktadır. Aracın yol tutuşu konforu ve sürüş güvenliğini sağladığı için hayati önem taşımaktadır. Bunun için süspansiyon sistemini oluşturan parçaların uyumlu şekilde birlikte çalışmaları gerekmektedir.

Hareket halindeki araca yol yüzeyinden ve havanın direncinden dolayı farklı yönlerde ve değerlerde kuvvetlerin etkisinin olduğu bilinmektedir. Bu kuvvetler Şekil 2.2’de

gösterildiği gibi aracın salınım, zıplama ve gezme hareketleri yapmasına sebep olmaktadır.



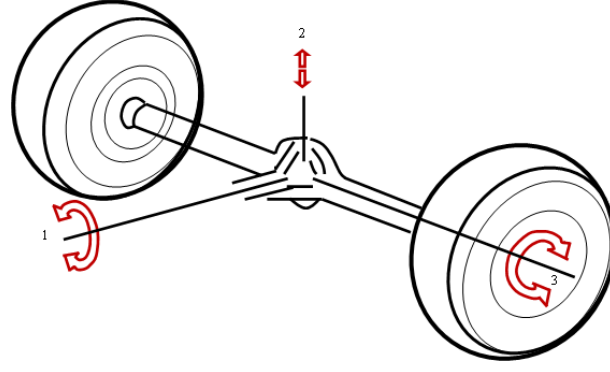
1-Yan yatma, 2-Sallantı, 3-Gezme, 4-Zıplama

Şekil 2.2. Araca etki eden kuvvetlerin taşıtta meydana getirdiği etkiler[23]

- Sallantı: Aracın ön ve arka tarafının ağırlık merkezi eksenine göre Şekil 2.2’de görüldüğü gibi 2 yönünde yukarı ve aşağı yönlü hareketidir [23].
- Zıplama: Aracın gövdesinin tamamının düşey eksen boyunca Şekil 2.2’de görüldüğü gibi 4 yönünde yukarı aşağı hareketi sonucunda meydana gelir. Daha çok bozuk satırlı yollarda yüksek hızlarda meydana gelir, yayların yumuşak olması zıplamayı artırır [23].
- Yan yatma: Taşıt virajı alırken veya yolun bozuk olmasından dolayı aracın boyuna ekseni etrafında Şekil 2.2’de görüldüğü gibi 1 yönünde aracın sağ ve sol tarafının zıt yönlü hareket etmesidir [23].
- Gezme: Aracın düşey ekseni etrafında Şekil 2.2’de görüldüğü gibi 3 yönünde sağa veya sola hareketidir [23].

Taşıtlı gövdesinde meydana gelen bu hareketler haricinde birde süspansiyonsuz kütlede meydana gelen hareketler vardır ki bunlar da kesinlikle göz ardı edilmemelidir.

Aracın tekerlek, aksları ve bağlı diğer elemanları yaylı kütlelerin etkisinde bazı hareketlere maruz kalırlar. Bu hareketler Şekil 2.3’te gösterilmiştir



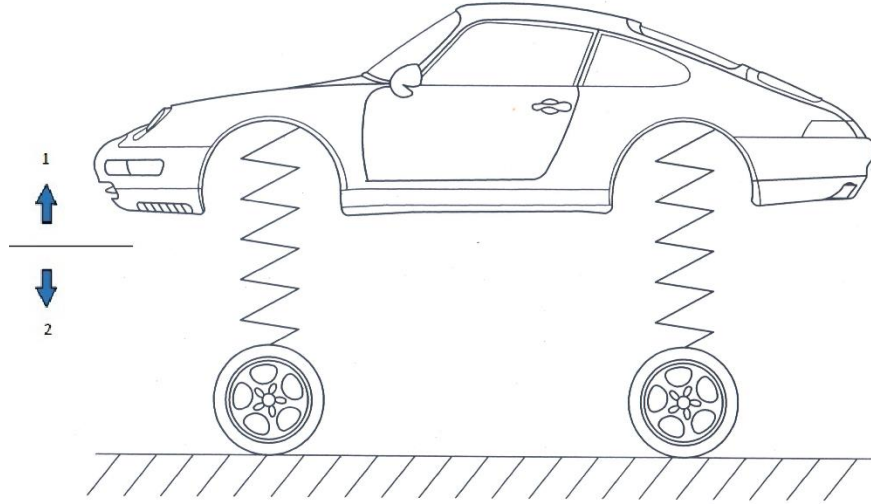
1-Eksenel salınım, 2-Düşey salınım, 3- Dairesel salınım

Şekil 2.3. Süspansiyonsuz kütlelerin salınım hareketleri [23]

- Düşey salınım: Yollardaki kasislerden ve taşıt hızından kaynaklı tekerleklerin her ikisinin birlikte Şekil 2.3’de görüldüğü gibi 2 yönünde yukarı aşağı zıplama hareketi yapmasıyla oluşur.
- Eksenel salınım: Aracın sağ ve sol tekerleklerinin Şekil 2.3’de görüldüğü gibi 1 yönünde düşey ekseninde zıt yönlü hareketlerinden kaynaklanır.
- Dairesel salınım: Hareket halinde motor torkuna bağlı olarak Şekil 2.3’de görüldüğü gibi 3 yönünde yaprak yayların aksın eksenini etrafında dönmeye çalışmasıyla oluşur.

Taşıtta meydana gelen bu salınım hareketlerini bertaraf ederek direksiyon kararlılığını sağlamak ve sürüş konforunu artırmak için pek çok özellik geliştirilmiştir. Aracın kütlesi yaylı kütle ve tekerlek ile bağlantı elemanlarını temsil eden yaysız kütleden oluşmaktadır [24].

Şekil 2.4’de görüldüğü gibi taşıtlarda pratik olarak yayların üstünde kalan kütle (gövde tahrik organları ve sabit bağlantılı sistemler vb.) süspansiyonlu kütle, altında kalan kütle de (tekerlekler, kaliperler, aks milleri, rulmanlar vb.) süspansiyonsuz kütle denilmektedir.



1-Süspansiyonlu kütle, 2-Süspansiyonsuz kütle

Şekil 2.4. Süspansiyonlu ve süspansiyonsuz kütle

Süspansiyonlu kütle ile süspansiyonsuz kütlelerin ağırlıkları aracın salınım hareketlerini etkileyen en önemli faktörlerdendir [25]. Süspansiyonlu kütlelerin ağır, süspansiyonsuz kütlelerin hafif olduğu durumlarda sürüş konforu artar [21]. Bundan dolayı süspansiyonlu kütlelerin ağırlığı artırılırken süspansiyonsuz kütlelerin ağırlığı azaltılmaya çalışılmaktadır.

Süspansiyonsuz kütlelerin ağırlığını azaltmak için uygulanan yöntemlerden bazıları şunlardır;

- Hafif alaşımli metaller kullanmak,
- Hafif metalden oluşan yürüyen aksam parçaları,
- Jantların içlerini boşaltarak hafifletmek.

Taşıt gövdesi ile tekerlekler arasına yerleştirilen süspansiyon sistemi, yolun yapısından kaynaklanan titreşimleri sönmölemek üzere tasarlanmıştır [23].

Süspansiyon teknolojisinde yapılan yenilikler, tüketicilerin konforunu ve güvenliğini, otomobillerin ise yol tutuş özelliklerini ve dengesini arttırmayı hedeflemiştir [26].

Süspansiyon sistemi; araca yön veren direksiyon sistemi, ön düzen açıları ve tekerleklerle uyum içerisinde çalışmalıdır.

2.1 Süspansiyon Sisteminin Görevleri

Taşıt üzerindeki süspansiyon sisteminin görevlerini kısaca şu şekilde sıralayabiliriz;

- Tekerlekleri, tahrik millerini ve fren mekanizmalarını üzerinde taşıyarak gövdeye bağlamak.
- Seyir halinde lastikler ile birlikte çalışarak, yolcuları ve yükü korumak. Yoldan gelen titreşimleri, salınımları ve şokları sönmüleyerek yumuşatmak.
- Direksiyon hâkimiyetini ve sürüş güvenliğini sağlamak için ön düzen geometrisini korumak ve tekerleğin uygun açılarını sağlamak.

2.2 Süspansiyon Sisteminin Parçaları

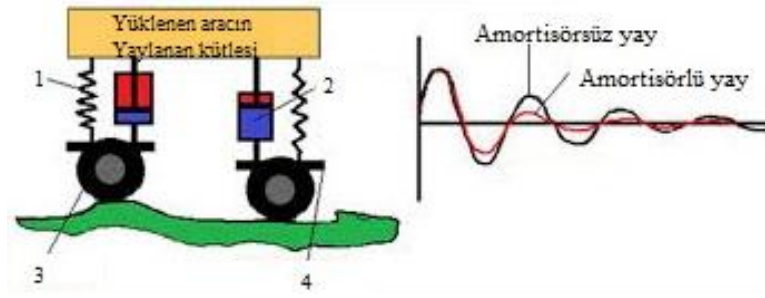
Taşıt üzerinde bulunan standart bir süspansiyon sistemi Şekil 2.5'te görüldüğü gibi amortisörler, yaylar, denge çubuğu, salıncak kolları, bağlantı elemanlarından oluşmaktadır.



Şekil 2.5. Süspansiyon sistemi elemanları [27]

2.2.1 Amortisörler

Yayların salınım ve titreşimlerini kontrol altında tutar ve sönmüler. Böylece sürüş konforunu sağlar. Amortisörler sıvıların sıkıştırılmaması sonucunda meydana gelen basıncın etkisiyle yer değiştirmeleri özelliğinden yararlanılarak dizayn edilirler. Amortisör sıvısı yer değiştirirken dar bir kesitten geçirilerek akışa karşı direnç oluşturulur böylece Şekil 2.6'da görüldüğü üzere yayın salınımı kontrol altına alınmış olur.



1-Yay, 2-Amortisör, 3-Tekerlek, 4-Süspansiyon bağlantı aksı

Şekil 2.6. Amortisörlü ve amortisörsüz kütlenin salınımı [23]

Amortisörlerin tek tesirli, çift tesirli, tek borulu, çift borulu, hidrolik ve gazlı olmak üzere değişik çeşitleri mevcuttur [28].

2.2.2 Yaylar

Yol yüzeyinden taşıt gövdesine gelen darbeleri ve titreşimleri sönmeler. Bunun yanında taşıt gövdesindeki titreşimler de en aza indirgenmiş olmaktadır [29]. Yaylar enerjii depolayan elemanlardır. Hareket halindeki araca yoldan gelen darbeler ve titreşimler tekerlekler vasıtasıyla yaylara kinetik enerji olarak iletilir. Yaylar bu enerjii sıkışarak potansiyel enerjiye çevirir ve üzerinde depolar. Sonrasında yaylar yavaş salınım hareketleri ile üzerindeki bu potansiyel enerjiyi kinetik enerjiye çevirerek bırakır. Tekrarlanan bu hareket dizisine yay salınımı adı verilir. Yayların salınımı kontrol altına alınmazsa sürüş konforu bozulur. Direksiyon hâkimiyeti azalır. Yayların salınımlarının kontrol altına alınabilmesi için bu sisteme titreşim sönmüleyici olarak amortisörler dâhil edilmektedir [30]. Böylece yoldan gelen titreşim ve darbeler taşıt şasisine iletilmeden sönmülmüş olur.

Yayların kullanılan süspansiyon sistemine göre değişik çeşitleri mevcuttur. Helezon yay, yaprak yay, burulma çubuklu yay gibi çeşitleri vardır [30]. Ağır ticari taşıtlarda binek taşıtlara oranla taşınacak yükün daha fazla olmasından dolayı helisel yaylara oranla daha fazla yük taşıma kapasitesine sahip olan yaprak yaylar ve hava yayları kullanılmaktadır [31].

2.2.3 Denge çubuğu

Virajlarda ve dönüşlerde aracın dışa doğru yatmasından dolayı aracın savrulmasını engellemek için, dış tekerleğe bağlı olarak iç tekerleği de düşey ekseninde yukarı doğru hareket ettirerek aracın ağırlık merkezinin yere yaklaşmasını sağlayarak, aracın

savrulmasını engelleyen süspansiyon sistemi parçasıdır. Şekil 2.7’de denge çubuğu görülmektedir.



Şekil 2.7. Denge çubuğu [32]

2.2.4 Salıncak kolları

Süspansiyon sistemi parçalarının gövdeye mafsallı bir şekilde bağlanmasını sağlayarak süspansiyon sisteminin çalışmasını sağlayan elemandır.

2.2.5 Bağlantı elemanları

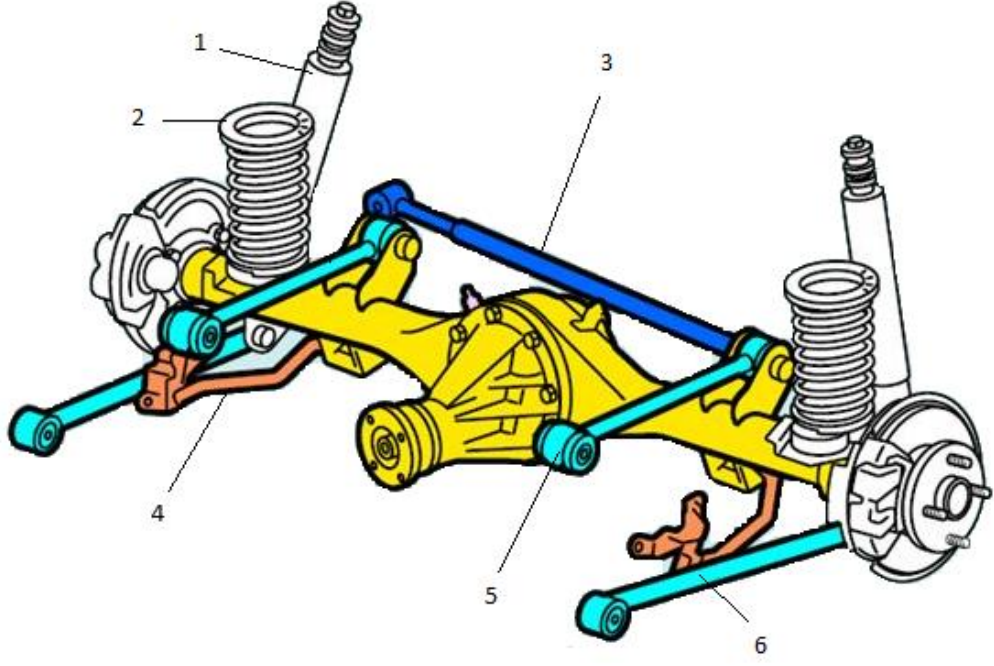
Süspansiyon sisteminin birbirine ve taşıt şasisine bağlantısını sağlayan elemanlardır. Bunlar; U bağlantı civataları, küpeler, burçlar, lastik takozlar, rulmanlar ve bağlantı civatalarıdır. Yoldan gelen darbeler porya aracılığı ile direksiyon koluna, alt salıncak koluna ve yay-amortisör sistemine dağılmaktadır. Bu nedenle bağlantı elemanlarının titreşim ve darbeleri en aza indirecek şekilde tasarlanması gerekmektedir.

2.3 Süspansiyon Sistemi Çeşitleri

Süspansiyon sistemleri yapılarına göre sabit ve serbest (bağımsız) olmak üzere ikiye ayrılırlar.

2.3.1 Sabit süspansiyon sistemleri

Sabit süspansiyon sistemi, yaprak yaylarla birlikte taşıtların önemli bir bölümünde halen uygulanmaktadır [33]. Sabit süspansiyon sistemlerinde sağ ve sol tekerlek aks muhafazası veya dingil ile bir bütün olarak birbirine bağlıdır. Şekil 2.8’de her iki tekerlek ve aks birlikte hareket ettiği için tekerleklerden birinin hareketinin bir diğerini etkilediği görülmektedir.



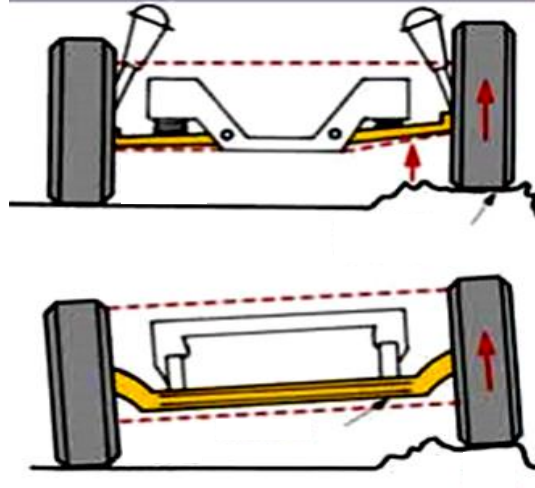
1-Amortisör, 2-Yay, 3-Yatay kontrol kolu, 4- Denge çubuğu, 5- Üst kontrol kolu, 6- Alt kontrol kolu

Şekil 2.8. Sabit süspansiyon sistemi [23]

Sabit süspansiyon sistemleri kamyon, kamyonet, otobüs, treyler ve römork gibi ağır vasıtalarda oldukça geniş bir uygulama alanına sahiptir, ancak otomobil gibi hafif taşıtlarda yeterli konfor sağlayamadığı için pek tercih edilmemektedir.

2.3.2 Serbest (bağımsız) süspansiyon sistemleri

Serbest süspansiyon sistemlerinde, her bir tekerlek ayrı bir sistem ile kontrol edilmektedir. Bunun sonucunda da yol yüzeyindeki kasislere rağmen daha konforlu bir sürüş elde edilebilmektedir [34]. Böylece tekerleklerin hareketi bir diğerini etkilemez ve taşıt konforunu artırmış olur. Şekil 2.9’da serbest ve sabit süspansiyon sistemlerinin çalışması görülmektedir.



Şekil 2.9. Serbest ve sabit süspansiyon sisteminin çalışması [35]

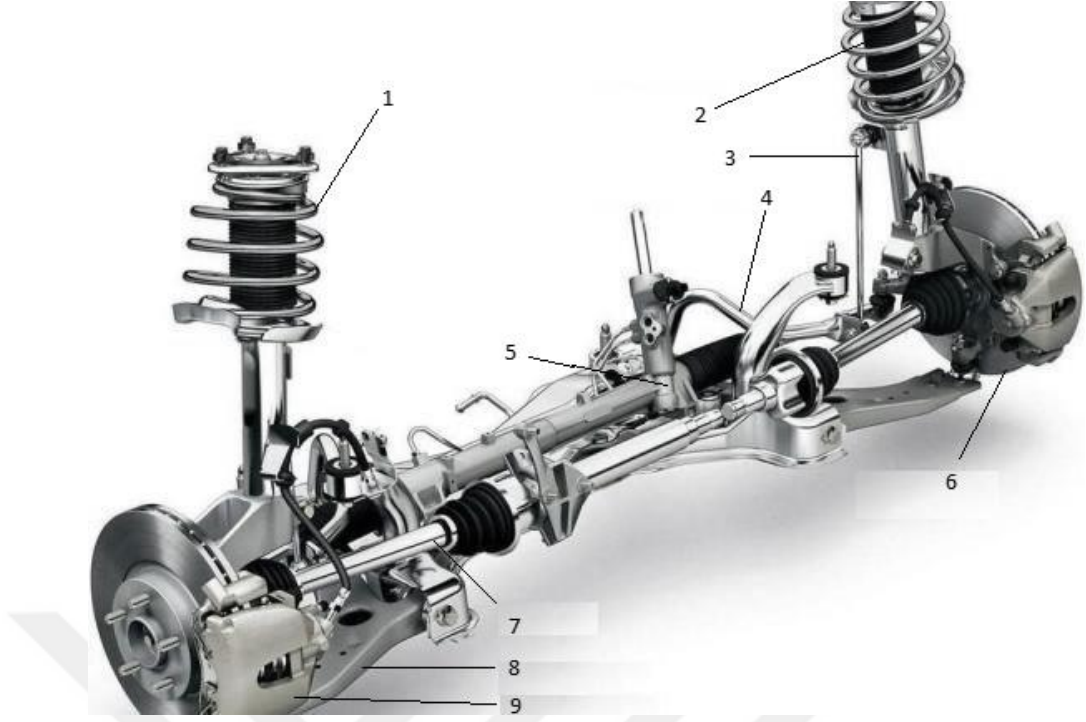
Her tekerlek taşıt gövdesine bağımsız bir yay ve salıncak kolu vasıtasıyla bağlanmıştır. Böylece her teker bağımsız olarak yukarı, aşağı, sağa ve sola hareket edebilir. Bu sistem sayesinde gövdenin hareketi sınırlandırılarak yerden gelen titreşimler etkin bir şekilde sönmülmüş olur. Böylece sürüş konforu kararlı hale getirilmiş olur.

Serbest süspansiyon sisteminde yaysız kütle azaltılırken sistem biraz daha fazla parçadan oluşarak karmaşıklaşmıştır. Bu durum yol tutuşunu artırırken lastik aşınmalarını artırmış ve maliyeti yükseltmiştir.

Çift salıncaklı bağımsız süspansiyonların sağladıkları avantajlar nedeniyle binek taşıtlarda ön süspansiyon sistemi serbest tipte yapılmaktadır [30]. Bazı taşıtlarda ise ön ve arka serbest süspansiyon sistemi yapılmaktadır.

2.3.2.1 Serbest süspansiyon sisteminin genel yapısı ve parçaları

Günümüz ticari taşıtlarında kafa vurma (taşıtın ön tarafının yukarı aşağı hareket etmesi) ve yalpalama (taşıtın sağ ve sol taraflarının zıt yönlü yukarı aşağı hareket etmesi) şeklindeki hareketler için olduğu kadar, taşıtın düşey hareketine dair dinamikleri kontrol etmek için de süspansiyon sistemi kullanılmaktadır [35,36]. Şekil 2.10'da serbest süspansiyon sisteminin parçaları görülmektedir.



1-Yay, 2-Amortisör, 3-Z rot, 4-Denge çubuğu, 5-Direksiyon kutusu, 6-Fren diski, 7-Aks mili, 8-Salıncağ tablası, 9-Fren kaliperi

Şekil 2.10. Serbest süspansiyon sistemi parçaları [37],

Serbest süspansiyon sistemleri bağlantılarına göre yapısal bazı farklılıklar göstermektedir. Bu farklılıklara göre serbest süspansiyon sistemleri şöyle sınıflandırılırlar.

- Mc-Pherson gergi çubuklu tip serbest süspansiyon sistemi
- Çift salıncaklı (Double Wishbone) serbest süspansiyon sistemi
- Burulma çubuklu (Double Wishbone) serbest süspansiyon sistemi
- Yarı çeki salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi

2.3.2.2 Serbest süspansiyon sisteminin genel özellikleri

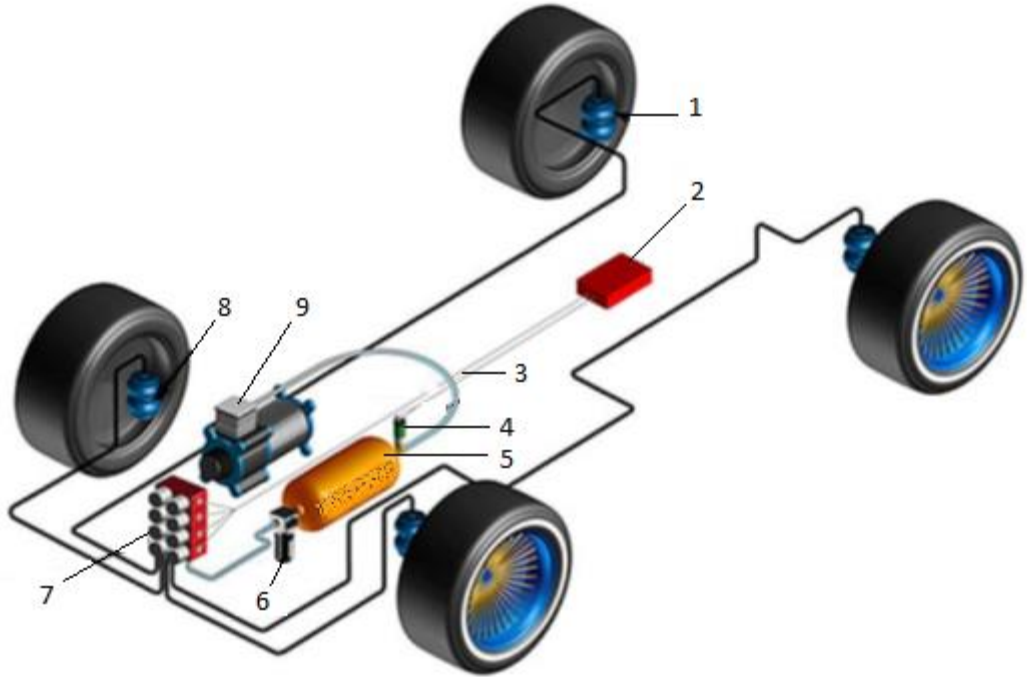
Serbest süspansiyon sisteminin genel özellikleri şunlardır;

- Süspansiyonsuz kütleyi aşağıda tuttuğu için tekerleğin yol tutuşu daha iyidir. Böylece sürüş hâkimiyeti de daha iyi hale gelir.
- Serbest süspansiyon sistemlerinde yay sadece gövdeyi taşıdığı için daha yumuşak yaylar kullanılabilir.

- Tekerlerin aks bağlantısı basit olduğundan şasinin ve motorun bağlantı noktaları daha aşağıda olabilir.
- Tekerleklerin dikey ekseninde hareketiyle temas yüzeyi ve lastiklerin ayarları değiştirilebilir.

2.4 Havalı Süspansiyon Sistemi

Havalı süspansiyon sistemleri otobüs, kamyon ve yüksek konfor istenen lüks binek taşıtlarında kullanılmaktadır. Şekil 2.11 de havalı süspansiyon sisteminin parçaları görülmektedir.



1-Ön hava körükleri, 2-Hava basınç göstergesi, 3-Gösterge kablosu, 4-Basınç valfi, 5-Hava tankı, 6-Filtre, 7-Selenoid valf, 8-Arka hava körükleri, 9-Kompresör

Şekil 2.11. Havalı süspansiyon sistemi [38]

2.4.1 Yapısı ve parçaları

Pnömatik yaylar, havalı askı sistemlerinde kullanılır. Her tekerde yay yerine hava yastığı bulunur. Genellikle yolcu otobüsleri, kamyon gibi basınçlı hava sistemi bulunan ağır taşıma taşıtlarında kullanılır [38]. Süspansiyon sistemindeki hava yastığı, muhafaza kabı içerisinde hava ile şişirilmiş olan lastik körükten yapılmıştır. Aracın ağırlığının tamamını bu hava yastıkları taşır. Hava yastıkları, taşıtta bulunan hava kompresöründen alınan basınçlı hava ile şişirilmektedir. Sistemin yüksekliğini ayarlayan seviye ayar supabı, taşıt kasasıyla dingil arasındaki mesafenin her şartta aynı

kalmasını temin eder. Seviye ayar supabına komuta eden kol dingiller ile bağlantılıdır. Aracın aşırı yüklenmesi halinde kasa hava yastıkları üzerine oturup dingillere yaklaşmak ister. Yastığın seviyesinin düşmesiyle komuta kolu, seviye ayar supabını açarak yastıklara giden havanın basıncını artırır. Hava yastıkları, kasa ile dingil arasındaki mesafe istenen seviyeye gelinceye kadar şişer. Taşıt yükünün azalması durumunda hava yastıkları serbest kalarak dingil ile kasa arasındaki mesafeyi artırmak ister. Bu durumda komuta kolu, seviye ayar supabını ters yönde çalıştırarak yastık hava basınçlarını istenilen mesafe sağlanıncaya kadar düşürür. Hava basıncı düşürülen yastıklar, kasa ile dingil arasındaki mesafenin sabit kalmasını sağlamış olur. Sonuç olarak taşıt dingili ile kasası arasındaki mesafe her durumda sabit tutulur. Şekil 2.12’de havalı süspansiyon sisteminde kullanılan hava yastıklı yaylar ve bağlantı elemanları birlikte görülmektedir.



Şekil 2.12 Pnömatik (hava yastıklı) yaylar [38]

Havalı süspansiyon sistemi için gerekli olan basınçlı hava kompresör sistemi ile sağlanır. Havalı süspansiyon sisteminin en kritik bileşeni körüklerdir. Sonuç olarak, yorulma ömrü genellikle körüklerin dayanma kabiliyetine bağlıdır [39].

2.4.2 Havalı süspansiyon sisteminin özellikleri

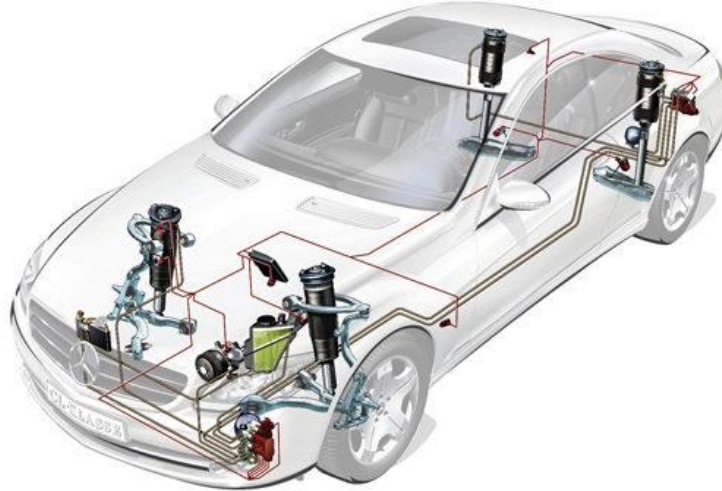
- Aracın yüksekliği yük miktarı değişse bile havanın basıncı ayarlanarak sabit tutulabilir.
- Taşıt yüklü ve yüksüzken ideal olan sürüş konforunu sağlar.
- Hava kompresörüne ihtiyaç olduğu için genellikle kamyon, otobüs gibi ağır vasıtalarda kullanılır.

- Kompresör, kontrol mekanizması ve havalı yaylar gibi sistem parçaları kullanıldığı için sistem karmaşık ve pahalıdır.

2.5 Aktif (Elektronik Kontrollü) Süspansiyon Sistemi

Aktif süspansiyon sistemleri bilgisayar tarafından kontrol edilen, ayarlanabilir titreşim sönümleyicilerle birlikte tasarlanan, kumanda edilebilen bir süspansiyon sistemidir. Aracın süspansiyon kontrol sistemi, yol şartlarını ve sürüş koşullarını dikkate alarak otomatik olarak devreye girip süspansiyon sisteminin davranışını sürücü ve yolcu konforunu en üst seviyede tutmak için birkaç milisaniyede ayarlamaktadır. Bilgisayarlı sistem tüm tekerleklerin amortisörlerini farklı seviyelerde ayarlayabilmektedir. Süspansiyon sistemlerinin geliştirilmesi için yapılan çalışmalar, taşıtın seyir performansını artırırken, taşıtın yol tutuşunda da aynı performansın sağlanabilmesini amaçlamaktadır [40]. Böylece yol ve yük şartlarına göre konforlu bir sürüş sağlar.

Şekil 2.13'te aktif kontrollü süspansiyon sisteminin parçaları görülmektedir. Aktif kontrollü süspansiyon sisteminin en önemli parçası hidrolik pompadır. Sistemde yer alan elektronik kontrol ünitesi sensörlerden gelen bilgilere göre sistemi kontrol etmektedir. Aktif kontrollü süspansiyon sistemleri yapısı itibari ile geleneksel süspansiyon sistemlerine göre maliyeti yüksektir.



Şekil 2.13. Aktif kontrollü süspansiyon sistemi [35]

2.5.1 Aktif kontrollü süspansiyon sisteminin elemanları

Aktif kontrollü süspansiyon sisteminde sürüş konforu ve rahatlığı sağlayan eleman Aktif kontrollü süspansiyon sistemi (ADS) işlemcisidir. ADS işlemcisi aracın frenleme durumu, direksiyon hareketleri, seçici anahtardan gelen bilgileri, aracın yükünü ve hızını değerlendirir. Direksiyon pozisyon sensörü ADS işlemcisine, direksiyonun dönüş açısı ve direksiyon dönüş yönünü bildiren iki farklı sinyal gönderir. Sistemde bulunan diğer bir sensör ise fren sensörüdür. Fren sensörü fren pedalına yakın bir noktaya montajlanmıştır ve ani fren ihtimaline karşı amortisörlerin sert kalmasını sağlar.

İvmelenme sensörü aracın ani hızlanmasını ADS işlemcisine bildirerek amortisörlerin belirli bir süre sertleşmesini sağlamaktadır. Düşey ivme sensörü aracın düşey ivmelenmesini ölçer. Bazı taşıtlarda ön ve arka taraf için iki adet düşey ivme sensörü bulunur. Sistemdeki seçici anahtarla aracın süspansiyon sistemi spor veya otomatik seçeneklerinden birine ayarlanabilmektedir.

2.5.2 Aktif kontrollü süspansiyon sisteminin özellikleri

Aktif kontrollü süspansiyon sisteminin avantajları şu şekilde sıralanabilir.

- Aracın güvenliği ve sürüş konforu daha fazladır,
- Otomatik seviye ayarı sayesinde yer ile taşıt gövdesi arasındaki mesafe sürekli aynı kalır,
- Aktif sönümlenme sisteminin kontrolü ile taşıt konforlu bir yaylanma yapar,
- Virajlarda, frenlemede ve hızlanma esnasında taşıt karoserisinin yana yatması kontrol edilebilir,
- Değişen yükler altında ön düzen açılarında değişimler meydana gelmez,
- Taşıtların yüksekliği şehir içi yollar, şehir dışı yollar, bozuk sathlı yollar ve karayollarının dışında arazi şartları ile hız şartlarına bağlı olarak otomatik veya manuel olarak ayarlanabilirler.
- Yüksek maliyetli ve karmaşık bir yapıdadırlar.

3. MOTORLU TAŞITLARDA UYGULANAN ENERJİ GERİ KAZANIMI ÇALIŞMALARI

Motorlu taşıtlarda meydana gelen enerji kayıpları yaklaşık olarak yaklaşık %75 seviyelerindedir. Bu kayıpların önemli bir kısmı motorda meydana gelen sürtünme kayıpları, ısı kayıpları ve yanma kayıpları olarak ortaya çıkmaktadır.

Motorlu bir taşıtın hareket ettirilmesi ve idare edilebilmesi için gerekli olan enerji miktarı harcanan toplam enerjinin yaklaşık %22,5'ini oluşturmaktadır [41]. Motorlu taşıtlarda meydana gelen kayıp miktarlarının yüzdesel olarak fazla olması, yakıt ekonomisi ve çevre kirliliğini önlemek için yapılan emisyon iyileştirme çalışmalarına verilen önemin yanı sıra meydana gelen kayıp enerjilerin geri kazanımı çalışmalarına da hız verilmiştir.

Enerji geri kazanımı; bir enerji kaynağından güç olarak çalışan mekanik sistemlerde meydana gelen enerji kayıplarının özel tasarlanan cihazlar aracılığı ile kullanılabilir enerji formuna dönüştürülerek depolanması ve tekrar kullanılması olarak tanımlanabilir [42]. Motorlu taşıtlarda meydana gelen titreşim ve salınımdan enerji elde edilebileceği gözlenmiştir [43]. Motorlu taşıtlarda enerji geri kazanımıyla ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde genel olarak iki başlık altında toplandığı gözlenmiştir. Bunlar;

- Frenleme esnasında açığa çıkan sönümlenme enerjisinin geri kazanımı,
- Süspansiyon sisteminden enerji geri kazanımı,

olarak sıralanabilir.

Taşıtı durdurmak veya yavaşlatmak için uygulanan fren kuvveti ile taşıtın sahip olduğu hareket enerjisinin büyük bir kısmı fren sistemi ile yola aktarılmakta ve geri kalan kısmı ise fren sistemine ait balatalarda, disklerde ve kampanalar arasında meydana gelen sürtünmeden dolayı ısı enerjisine dönüşmektedir. Taşıtların frenlenmesi esnasında salınan bu enerjinin geri kazanılması için literatürde farklı yöntemler bulunmaktadır. Bunların yanı sıra elde edilen enerjinin depolanması içinde farklı yöntemler bulunmakta ve genel olarak dört farklı başlıkta toplanmıştır.

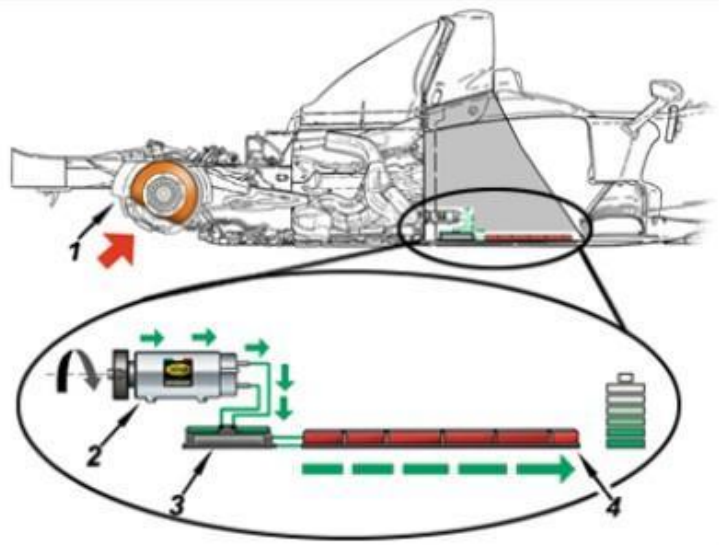
- Enerji depolama birimi olarak batarya kullanımı,
- Enerji depolama birimi olarak volan kullanımı,

- Enerji depolama birimi olarak yay kullanımı,
- Enerji depolama birimi olarak hidrolik akümülatör kullanımı

Elde edilen enerjinin depolanmasında kullanılan yöntemlere göre uygulanan geri kazanım sistemleri de farklılıklar arz etmektedir.

3.1 Kinetik Enerji Geri Kazanım Sistemleri (KERS)

Kinetik Enerji Geri Kazanım Sistemleri (Kinetic Energy Recovery System KERS) Formula 1’de 2009 sezonunda kullanmaya başlanan en büyük yenilik olmuştur. Kinetic Energy Recovery System kelimelerinin kısaltılmış hali olan KERS, Türkçe’ye “Kinetik Enerji Geri Kazanım Sistemi” olarak çevrilmiştir [44]. KERS sistemi motordan bağımsız olarak aracın tekerleklerine ekstra itme gücü sağlayan bir sistemdir. Sistem temelde frenleme zamanlarında kaybedilen momentumun bir volan yardımıyla elektrik olarak depolanması ve frenleme sonrasında tekrar taşıtın harekete geçmesi için depolanan enerjinin kullanılması mantığıyla çalışmaktadır.



Şekil 3.1. KERS sistemi prensip şeması [44]

Şekil 3.1’de gösterilen KERS sisteminin şematik resminde belirtilen 1 numaralı bölümde arka tekerlekleri birbirine bağlayan ana milin ortasına yerleştirilen volan frenleme anında sağladığı dönme enerjisini CVT adı verilen özel bir dişli sistemi ile devrini artırarak bir mil vasıtasıyla 2 numaralı bölümdeki dinamoya iletir. Sürücü koltuğunun altına konumlandırılan dinamonun ürettiği enerji 4 numaralı bölümde yer alan bataryalara depo edilir. Sürücü bu enerjiyi kullanmak istediği zaman direksiyonda

bulunan KERS butonuna basar ve 3 numaralı bölümdeki bilgisayar işlemcisini tetikler. Dinamo bu sefer depoladığı enerjiyi kullanarak kendisi hareket enerjisi üretir. Taşıt motorundan bağımsız olan mil yardımıyla tekerleklere 82 HP kadar bağımsız bir güç iletir.

Günlük kullanılan otomobillerde elde edilen frenleme enerjisi aküde depolanır. Taşıt daha sonra hızlandığında veya sabit hızlarda sürüldüğünde bu enerji, alternatör üzerindeki yükü rahatlamak üzere kullanılır ve böylece sürüş çevrimine bağlı olarak %3'e varan oranda yakıt tasarrufuna olanak verir [45-46].

Formula 1 taşıtlarında ilk uygulaması yapılan KERS sisteminden esinlenerek kinetik enerjinin geri kazanımı konusunda değişik yöntemler ve uygulamalar gerçekleştirilerek pek çok bilimsel çalışma yapılmakta ve her geçen gün bu çalışmalar geliştirilmekte ve bu çalışmalara yenileri eklenmektedir.

3.2 Süspansiyon Sisteminden Enerji Geri Kazanımı

Taşıt süspansiyonları en yaygın enerji toplama sistemleridir [47]. Süspansiyon sistemine uygulanan enerji geri kazanım sistemi ile harcanan enerjinin bir kısmının tekrar depolanabileceği gösterilmiştir [48]. Enerji toplama yöntemi olarak kinetik enerjinin elektrik enerjisine dönüştürülmesi şeklinde kullanılmaktadır. Kinetik enerji, elektrik enerjisine çevrilirken uygulanan yöntemler şunlardır.

- Salınım hareketinin jeneratöre hareket vermesi.
- Salınım hareketinden oluşan hidrolik basınçtan elektrik enerjisi elde edilmesi.
- Oluşan mekanik basınçtan piezo elektrik elde edilmesi

4. TEST MATERYALLERİ VE METODLAR

Yapılan bu çalışmada hareket halindeki taşıtların süspansiyon sisteminden kinetik enerji geri kazanımının deneysel olarak incelenmesi yapılmıştır. Bu kapsamda araştırmacıların çoğunun çeyrek taşıt modeli üzerinde araştırmalarını yaptıkları belirlenmiş olup, deneylerde laboratuvar ortamında araştırma yapılmasına ve deneysel çalışmanın pratikleştirilmesine olanak sağlayacak olan çeyrek araç modeli kullanılması planlanmıştır.

Bugüne kadar yapılan araştırmaların çoğunda taşıt, simetrik düşünülüp dörtte bir modellenmiştir. Elde edilen model çeyrek taşıt modeli olarak ele alınır. Bu model çok basit olması ve taşıt titreşimleri konusunda yeterli bilgi vermesi açısından taşıt titreşimlerinin incelenmesinde önemli bir yere sahiptir [49]. Deney setinde aracın yaklaşık dörtte bir ağırlığını taşıyacak bir sistem tasarlanmıştır. Oluşturulan deney setinde kasisli yol modeli oluşturulmuş ve kasisli yol modeli üzerinde hareket eden tekerleğin zamana bağlı düşey hareketlerinin değişimi grafik üzerine aktararak taşıtta kullanılan amortisörün titreşimleri ve enerjiyi sönmleme grafikleri elde edilmiştir.

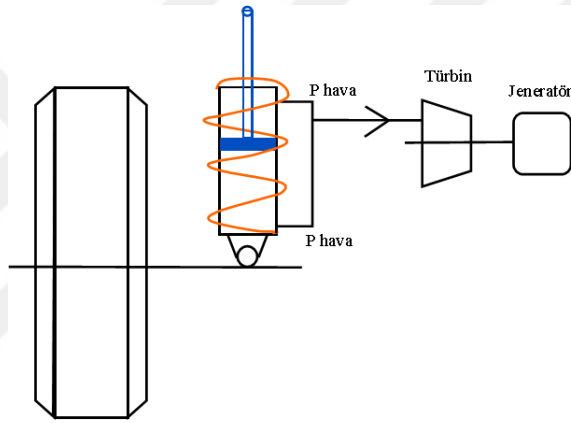
Daha sonra süspansiyon sisteminde kullanılan amortisörün yerine pnömatik silindir bağlanarak yol yüzeyinden gelen etkilerle tekerleğin düşey eksenindeki salınım hareketinden basınçlı hava elde edilmiştir. Elde edilen basınçlı hava bir türbin kanatlarına çaptırılarak türbin milini harekete geçirmektedir. Türbin miline bağlı olan jeneratör ile elektrik enerjisi elde edilmiştir. Pnömatik silindirlerin amortisör etkisi ve tekerleğin düşey eksenindeki hareketlerinin zamana bağlı değişimleri ölçülerek pnömatik silindir titreşimleri sönmleme kabiliyetinin amortisörle kıyaslaması yapılmıştır. Yapılan bu ölçme işlemi Ø 50, Ø 75, Ø 100 ebatlarındaki pnömatik silindirler için farklı tekerlek hızlarında tekrarlanarak kıyaslama işlemleri yapılmıştır.

4.1 Deney Setinin Tasarlanması

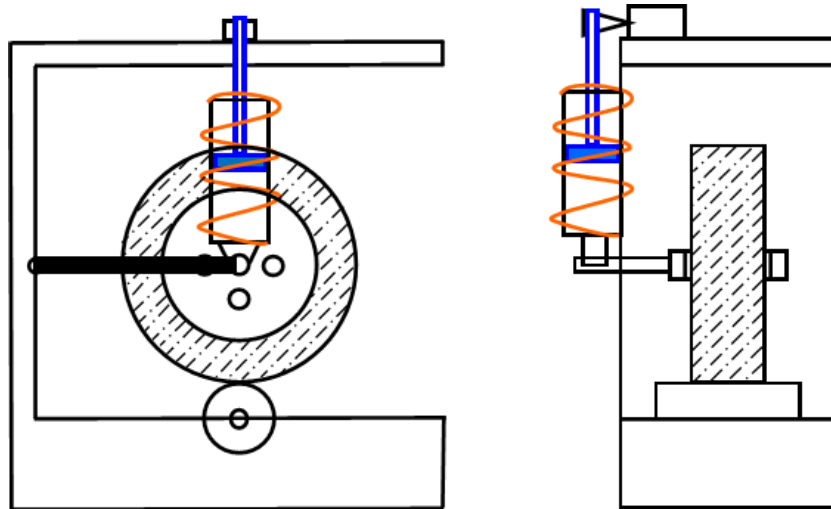
Deneysel çalışma pek çok temel araştırma ve ürün geliştirmede gerekli olan ve belirli bir sistematığe dayanan bir metottur. Deneysel çalışmada ölçülen fiziksel parametrelerin hedeflenen amaca etkisi önem arz etmektedir [50]. Yapılan çalışmada varılması istenilen nihai hedef, gittikçe yaygınlaşan ve gelecekte etkin olarak kullanılacak olan elektrikli taşıtlar ile içten yanmalı motorlara (İYM) sahip olan

taşıtların elektrik ihtiyaçlarının bir kısmının kayıp enerjilerden karşılanması ile taşıtların enerji verimliliğini arttırmaktır. Bu amaç doğrultusunda hazırlanacak olan süspansiyon sisteminden enerji geri kazanım sisteminin titreşim kontrolü tarafımızdan geliştirilen ve Şekil 4.1’de görülen deney düzeneği kullanılarak gerçekleştirilecektir. Planlanan bu çalışma sonuçlandığında, süspansiyon sistemlerinden enerji geri kazanımının mümkün olabilirdiği tespit edilebilecektir.

Yapılan çalışma ile hareket halindeki taşıtların yol koşullarından kaynaklanan ve dikey yönde süspansiyon sisteminde açığa çıkan kinetik enerjinin; Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de gösterilen yeni tasarlanmış kinetik enerji geri kazanım sistemi ile farklı taşıt hızlarında (30, 40, 50, 60, 70, 80 ve 90 km/h) meydana gelen kayıp enerjilerin faydalı hale dönüştürülmesini amaçlamaktadır.

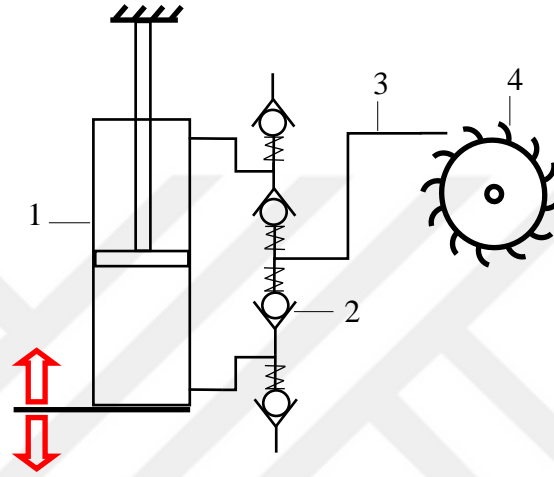


Şekil 4.1. Enerji geri kazanımı sağlayan süspansiyon tasarımı



Şekil 4.2. Yeni tasarlanan KERS deney düzeneği görünüşü

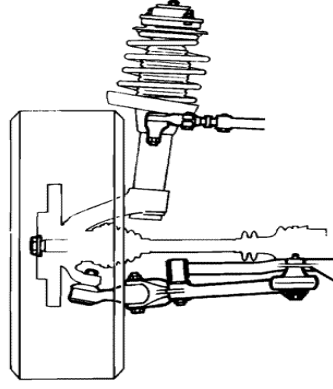
Deney setinden basınçlı hava üretmek için kullanılacak olan pnömatik sistemin şeması Şekil 4.3’ te görülmektedir. Sistemde amortisör yerine çift etkili bir pnömatik silindir kullanılmıştır. Elde edilen basınçlı havayı yönlendirmek için 4 adet yaylı çek valften oluşan çek valf grubu oluşturulmuştur. Pnömatik silindirin her çıkışına iki adet çek valf bağlanmıştır. Bu çek valfler basınçlı havayı türbine hareket vermek için hava akış hattına yönlendirirken, piston emme hareketi yaptığıında sisteme atmosferik basınçta hava girişi yapılmasını da sağlamaktadır.



1- Çift etkili silindir, 2- Yaylı çek valf, 3- Hava akış hattı, 4- Türbin

Şekil 4.3. Pnömatik sistem şeması

Şekil 4.4’de gösterilen süspansiyon sistemi taşıtın hareket halinde iken dış etkilerden kaynaklanan (yoldaki çukur ve tümsekler) dikey yöndeki enerjii sönmölemek için hâlihazırda kullanılan efektif bir sistemdir. Buna karşın Şekil 4.1’de gösterilen mevcut sistem üzerinde değışiklikler yapılarak hazırlanan süspansiyon sisteminden kinetik enerji geri kazanımını gerçekleştirecek olan sistemdir.



Şekil 4.4. Mevcut süspansiyon sisteminin görünüşü

Yukarıda gerçekleştirilmesi hedeflenen amaçlara ulaşmak için, şu ana kadar literatürde hiç çalışılmamış bir konu olan, pnömomatik sistemlerden faydalanılarak süspansiyon sistemi üzerinden enerji geri kazanımını, taşıt sarsıntılarının yok edilmesini, gerekse oluşturulacak olan sistemin enerji verimliliğini detaylı olarak incelemek çalışmanın özgün yanını güçlendirmektedir.

4.2 Deney Setinin Hazırlanması

Deney seti SCÜ Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği laboratuvarları ve Sivas Mesleki Teknik Anadolu Lisesi Motorlu Araçlar Teknolojisi Alanı imkânları kullanılarak hazırlanmıştır. Hazırlanan deney düzeneğinde yapılan ölçümlerin gerçeğe en yakın sonuçları verebilmesi için günümüzde kullanılmakta olan bir aracın süspansiyon sisteminin parçaları değerlendirilerek gerçek benzeşim modeli ile deney düzeneği hazırlanmıştır. Hazırlanan deney düzeneğinde salıncak kolu, aks taşıyıcı, amortisör ve yaydan oluşan bağımsız serbest süspansiyon sistemi kullanılmıştır. Böylelikle sistem elemanlarının gerçek çalışma şartları laboratuvar ortamında simüle edilebilme olanağı vermektedir. Böylelikle kurgulanan deney düzeneği ile elde edilecek sonuçların gerçek taşıtlara uygulanabilirliği mümkün olacaktır.

Deney düzeneğinin şasisi Şekil 4.5’de görüldüğü gibi 65 mm U profilli demir malzeme kullanılarak kaynaklı birleştirme yöntemiyle imal edilmiştir.



Şekil 4.5. Deney seti şasisi

Bunlara ek olarak, Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’de görüldüğü gibi süspansiyon sistemi (amortisör, helezon yay, salıncak tablası, aks poryası, rot kolu) montajı yapılarak tekerlerin salınım hareketleri yapması sağlanmıştır.



Şekil 4.6. Süspansiyon sisteminin gövde üzerine montajı

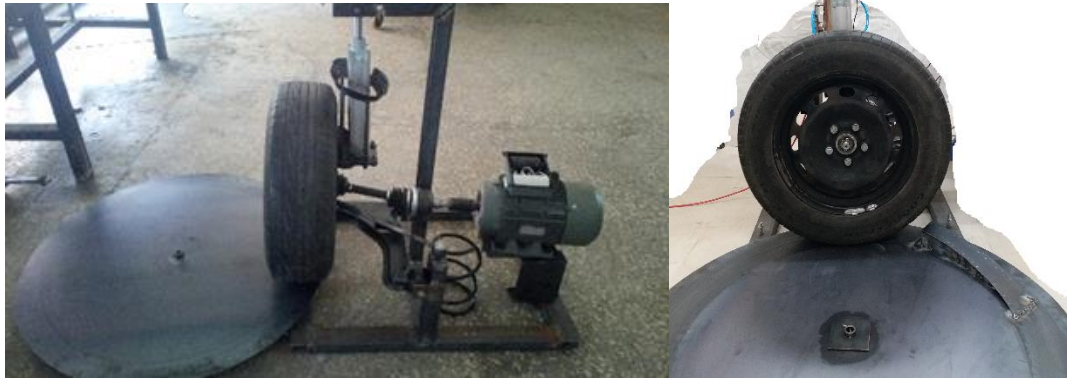
Gövde üzerine montajı tamamlanan süspansiyon sistemine hareket vermek, tekerleğin düşey eksenindeki hareketlerini kısıtlamamak ve gerçek çalışma koşullarına yakın sonuçlar elde etmek için Şekil 4.7’de görüldüğü gibi elektrik motoru ile tekerlek arasında taşıtın diferansiyeli ile çekici tekerlekleri arasında kullanılan mil kullanılmıştır. Şasi üzerine süspansiyon sistemi ve tekerlekten oluşan sisteme hareket vermek için 1420 dev/dak da 2,2 kW güç veren GAMAK marka AC Elektrik motoru ve motor devrini ayarlamak için motor sürücüsü sisteme entegre edilmiştir. Deney

kurulumuna uygun olarak tekerlek hızlarını ayarlamak için Schneider marka ATV312 2,2KW 240V devir ayarlayıcı motor sürücüsü kullanılmıştır. Motor sürücüsü 1 faz 220 volt gerilimdeki elektriği alarak, çıkışta 3 faz ve istenilen frekansa ayarlayarak vermektedir. Frekans ayarlaması dijital olarak yapılmaktadır.



Şekil 4.7. Motor ve devir ayarlayıcının montajı

Çeyrek taşıt modeli tamamlanan deney setinde yol yüzeyinden gelen darbeleri simüle edecek kasisli yol modelinin oluşturulması için döner bir dairesel tabla kullanılmıştır. Belirtilen tabla Şekil 4.8 A'da görüldüğü gibi 2 mm kalınlığındaki sacdan 1000 mm çapında bir parça kesilerek hazırlanmıştır ve belirlenen ekseninde rahat hareket edebilmesi için merkezinden rulmanla yaltaklandırılmıştır. Ayrıca deneylerde kullanılacak kasis de 2 mm lik sacdan Şekil 4.8 B'de görüldüğü gibi imal edilmiştir. Deneylerde taşıt yolu olarak kullanılacak tabla üzerine tekerleğin seyir güzergâhına yerleştirilmiştir.



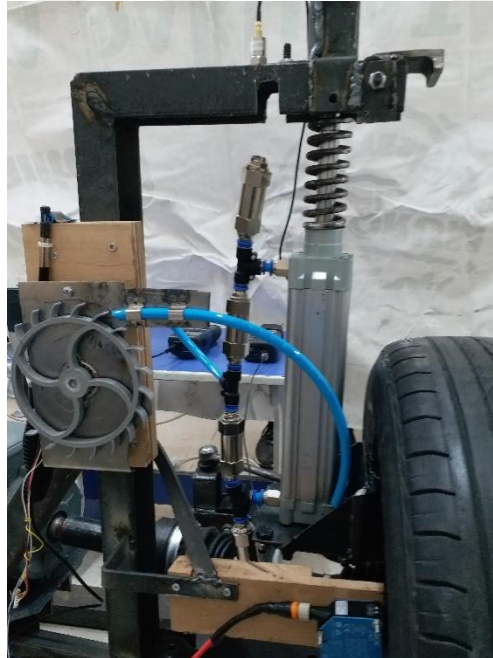
A

B

Şekil 4.8. Pnömatik silindirin amortisör yerine montajı

Şekil 4.9’da görüldüğü gibi deneysel çalışmanın temelini oluşturan amortisör yerine kullanılacak pnömatik silindirlerin deney düzeneğine bağlanabilmesi için uygun aparatların imalatı yapıp pnömatik silindirlerin montajı yapılmıştır.

Pnömatik silindirden elde edilen basınçlı havanın hareket enerjisine dönüştürülmesi için Şekil 4.9’da görüldüğü gibi çift tesirli pnömatik silindirler (çapları; 50 mm, 75 mm ve 100 mm) çek valf, hız ayar valfi, bağlantı rekorları ve hortumları ile bir türbin kullanılmıştır.



Şekil 4.9. Deney seti pnömatik aksamı ve jeneratör

Pnömatik sistemden elde edilen hareket enerjisini elektrik enerjisine dönüştürmek için ise jeneratör gibi çalışabilen 12V DC motor kullanılmıştır. Türbin ve DC motor mekanik bağlantısı yapılarak mekanik enerjinin elektrik enerjisine dönüşümü sağlanmıştır.

4.3 Deney Setiyle İlgili Hesaplamalar ve Tablolar

Deney setinde kullanılan tekerlek ebadına göre tekerleğin hızının ayarlanması motor sürücüsünün çıkış frekansının değiştirilmesi suretiyle yapılmaktadır. Bunun için tekerlek çevresine ve motor devir bilgilerine ihtiyaç duyulmaktadır.

4.3.1 Tekerlek hızlarına göre motor devri ve motor sürücüsü çıkış frekanslarının hesaplanması

Deney setinde kullanılan tekerleğin lastik ebat ölçüleri 195/65 R 15 tir. Şekil 4.9’da lastik ölçüleri gösterilmiştir. Bu ölçülendirmede;

A: Lastik genişliği: Yanaktan yanağa ölçülen milimetre cinsinden lastik genişliğidir [51].

B: En boy oranı: Lastiğin kesitinin, genişliğine yüzde olarak oranıdır. Örneğin 65 ölçüsü lastik yüksekliğinin, lastik genişliğinin %65’i kadar olduğu anlamına gelir.

C: Lastik çapı: Lastiğin çapını inç olarak belirtir.

D: Yük endeksi: Lastiğin azami taşıma kapasitesini kg olarak belirtir.



Şekil 4.10. Lastik ölçüleri [51]

Tekerlek bir tur döndüğünde 1999 mm yol almaktadır [52]. Tekerleğin 10 km/h hız artırımı ile oluşacak hızları aşağıda belirtilen (1) nolu denklem ile hesaplanmaktadır.

$$\text{Hız} = \text{Yol} / \text{Zaman} \quad (1)$$

Örnek olarak (2) nolu hesaplamada 1 nolu denklemdeki değişkenler kullanılarak tekerleğin 30 km/h hızla yol alabilmesi için

$$30000 \text{ m} = 1,999 \times 60 \times \text{Devir} \quad (2)$$

Devir sayısı 250,75 dev/dak olarak hesaplanmıştır.

Deneyleerde kullanılacak tekerlek hızları (1) nolu denklem kullanılarak tekerleğin 40 km/h, 50 km/h, 60 km/h, 70 km/h, 80 km/h, 90 km/h hızlardaki devir sayıları ayrı ayrı hesaplanmıştır elde edilen değerler Tablo 4.1’de görüldüğü gibi düzenlenmiştir.

Deney setinde tekerleğe hareket vermek için kullanılan elektrik motoru sargıları üçgen bağlantı şeklinde bağlanması planlanarak motorun çıkış mili 230 V 50 Hz gerilimde, 1420 dev/dak ile dönmesi sağlanmıştır. Devir ayarlamak için kullanılan motor sürücüsü 230 V gerilimi 3 faza ayırıp frekansı artırıp azaltılmak suretiyle devir ayarlaması yapmaktadır. Motor devri ve gerilim frekansı birbiri ile doğru orantılıdır. Bu bilgiler ışığında;

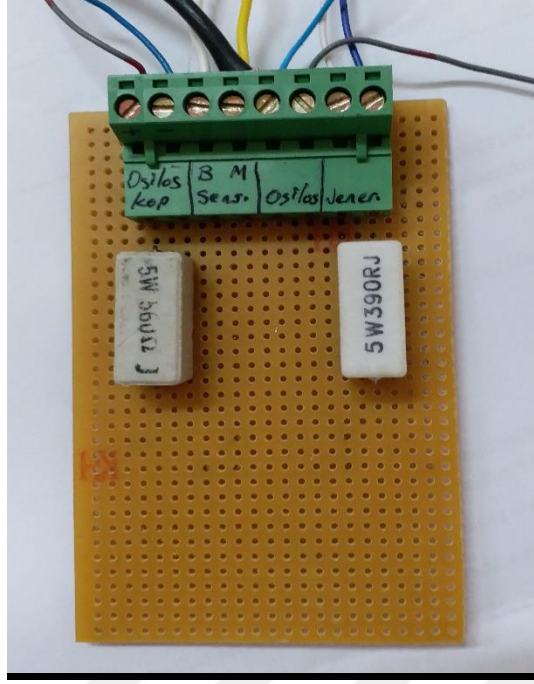
$$\text{Frekans} = 50 \times \text{Devir sayısı} / 1420 \quad (3)$$

(3) Nolu denklem kullanılarak her bir tekerlek hızı için motor sürücüsü çıkış frekansı bulunmaktadır.

Tablo 4.1. Tekerlek hızına göre motor devri ve motor sürücüsü çıkış frekansı

Motor sürücüsü hız-frekans ilişkisi		
Tekerlek Hızı (km/h)	Motor Devri dev/dak	Motor Sürücüsü Çıkış Frekansı (Hz)
30	250,752	8,83
40	334,336	11,77
50	417,92	14,72
60	501,505	17,66
70	585,089	20,60
80	668,673	23,54
90	752,257	26,49
100	835,841	29,43

Ölçümlerin yapılması sırasında tekerlek salınıminin ve elde edilen enerjinin ölçülmesinde dijital osiloskop kullanılmıştır. Tekerlek salınıminin ölçmek için SICK marka DT20-P254B, M12 pin soket kablolu lazerli mesafe ölçüm sensörü kullanılmıştır. Kullanılan mesafe ölçüm sensörü 10 cm mesafede ölçüm aralığına sahip olup, akım şiddeti esasına göre çalışmaktadır. Gerilim ölçümü yapabilmek için Şekil 4.11’de görülen basit bir devre tasarlanmıştır. Yapılan devre ile elde edilen enerjinin gerilim değerinin ölçülebilmesi de sağlanmıştır.



Şekil 4.11. Gerilim ölçüm devresi

Lazer mesafe ölçüm sensöründen gelen sinyaller tasarlanan devreden geçtikten sonra AA-TECH marka ADS-3072B model çift kanallı dijital osiloskopa aktarılmaktadır. Dijital osiloskop sistemden gelen sinyalleri grafiğe aktarıp kayıt yapma özelliğine sahiptir.

Geri kazanılan elektrik enerjisinin gücünün hesaplanabilmesi için devrede 390 Ω taş direnç kullanılmıştır. Elektrik enerjisi taş dirençten geçirilerek her iki ucundan gerilim değeri osiloskopta kayıt altına alınmıştır. Gücün hesaplanmasında;

$$V = I \times R \quad (4)$$

$$I = V / R \quad (5)$$

$$W = V \times I \quad (6)$$

(5) nolu formül (6) nolu formüle yerleştirildiğinde;

$$W = V \times V / R \quad (7)$$

$$W = V^2 / R \quad (8)$$

8 nolu formül kullanılarak deney setinin her bir hız kademesi için elde edilen enerjinin gücü hesaplanmış ve elde edilen değerler Tablo 5.3'te görüldüğü gibi düzenlenmiştir.

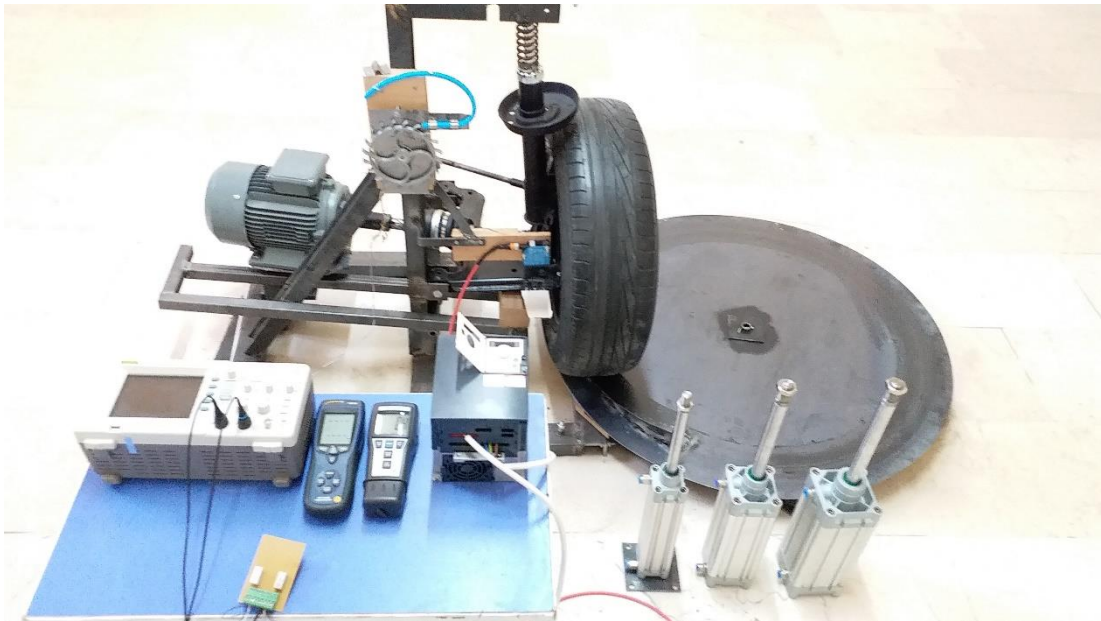
Çeyrek taşıt modeli gövdesindeki düşey hareketlenmeyi ölçmek için PCE marka VT204 model vibrometre kullanılmıştır. Şekil 4.12'de kullanılan vibrometre ivmelenme, titreşim ve yer değiştirme ölçümleri ile hız ve yol ölçümü

yapabilmektedir. Taşıt gövdesine gelen darbelerde gövdenin yer değiştirme miktarını ölçebilmek için yer değiştirme konumunda anlık ölçüm yapılmış ve elde edilen ölçüm sonuçları grafiğe dönüştürülmüştür.

Pnömatik sistemli süspansiyon sisteminde kullanılan pnömatik silindirlerle elde edilen havanın ölçümünde PCE-423 marka anemometre kullanılmıştır. Şekil 4.12’de görülen anemometre ortam sıcaklığını, basınçlı havanın hızını ve sıcaklığını ölçme özelliklerine sahiptir. Deneyler esnasında havanın bütün özellikleri anlık ölçümlerle kayıt altına alınmıştır. Tablo 5.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.12. Vibrometre ve Anemometre



Şekil 4.13. Deney setinin görünüşü

Şekil 4.13'te deney setinin tamamlanmış hali görülmektedir. Deney setinde çapları 50 mm, 75 mm, ve 100 mm olan üç adet pnömatik silindir bulunmaktadır.



5. DENEYSEL BULGULAR VE TARTIŞMA


5.1. Kullanılan Yöntemler ve Deneysel Bulgular


Yapılan deneylerin her birisi 30 km/h tekerlek hızından başlayarak 90 km/h kadar 10 km/h arttırılarak amortisör ve pnömatik silindirler için ayrı ayrı tekrarlanmıştır. Yapılan denemelerde 90 km/h hızın üzerine çıkılmasının deney düzeneğinin güvenlik açısından sakıncalar doğurabileceği ön görüldüğünden 90 km/h son hız kademesi olarak sınırlandırılmıştır.


Deneysel yapılarırken tekerlek hızları ve motor sürücüsünün frekans değerleri Tablo 4.1’de belirtilen değere getirilerek istenilen hıza ayarlanmıştır. Tekerlek hızları stabil hale geldiğinde tekerlek set üzerinde hazırlanmış yapay kasisten geçerken süspansiyon sisteminin çalışması sağlanmıştır. Bu şekilde çalışmanın esasını oluşturan dikey yöndeki kinetik enerji oluşumu sağlanmış ve elde edilen bu enerjinin konforlu bir şekilde sönmüleme yeteneğinin yanı sıra sönmülenen enerjinin geri kazanımı performansı incelenmiştir. Çalışma esnasında osiloskopa tekerleğin salınım hareketi grafiğe dönüştürülmüş ve aynı zamanda elde edilen elektriksel değerler ölçülerek kayıt altına alınmıştır. Bunların yanı sıra vibrometre ile sistemin kararlı çalışması esnasında deney setinin şasisinde meydana gelen yer değiştirme miktarı tespit edilerek kayıt altına alınmıştır. Pnömatik silindirlerin ürettiği havanın hızı ve ısı ile ortam ısı anemometre ile ölçülerek kayıt altına alınmıştır.

Deneysel her biri yapılarırken kasisli yol modeli başlangıç noktasına getirilerek, mesafe ölçüm sensörünün aynı konumdan ölçüm yapmaya başlaması sağlanmıştır.

Ölçüm sonuçlarının grafiğe aktarılmasında

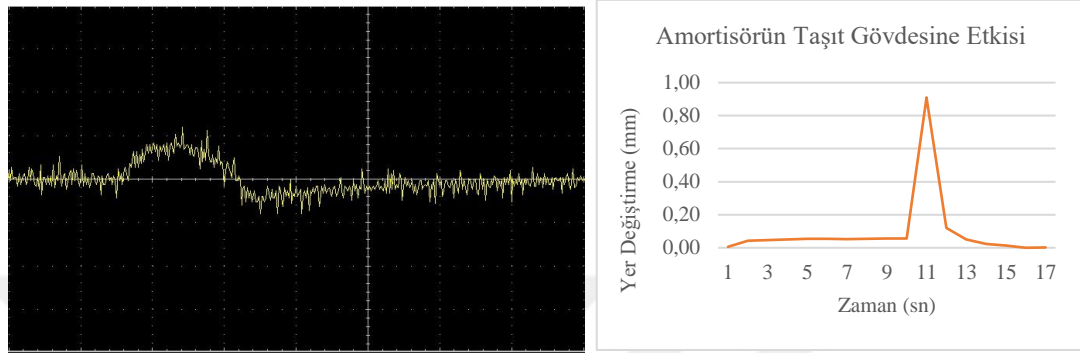
Tekerleğin yaptığı salınım grafiği sarı () renkle,

Elde edilen enerji mavi () renkle,

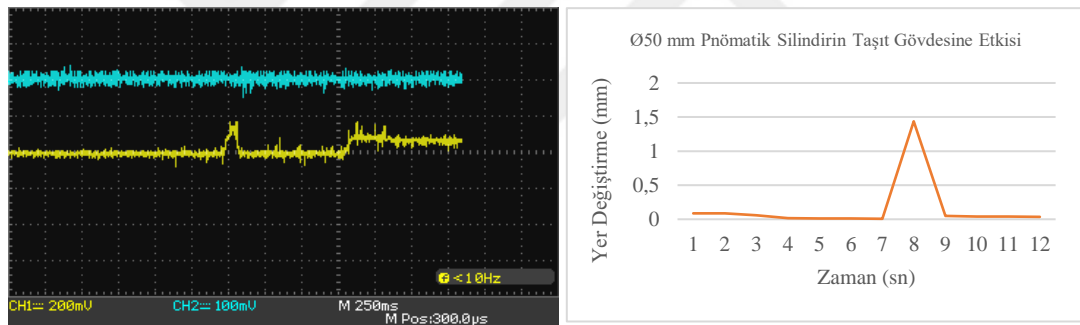
Süspansiyon sisteminin taşıt gövdesine olan etkisi ise kırmızı () renkle ifade edilmiştir.

40 km/h Hızda amortisör ve pnömatik silindirlerin ölçüm sonuçları

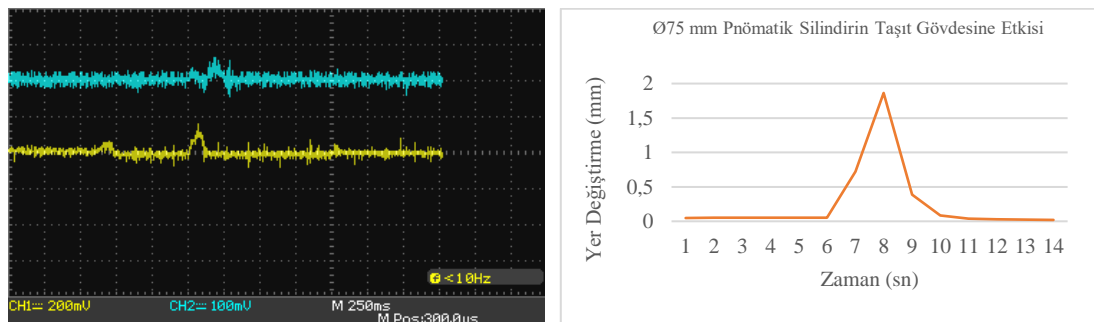
40 km/h Hızda amortisörlü ve Ø50 mm, Ø75 mm, Ø100 mm pnömatik silindirli sistemlerle yapılan deneyler sonucunda elde edilen salınım, enerji geri kazanımı ve taşıt gövdesinin sarsıntı verileri orijinal amortisör ve kullanılan pnömatik silindir çaplarına göre sırasıyla Şekil 5.1, 5.2, 5.3, ve 5.4'te grafik halinde gösterilmiştir.



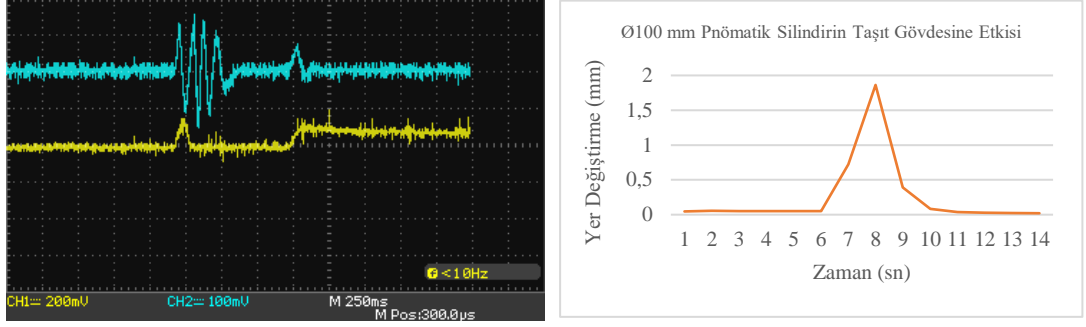
Şekil 5.1. Amortisörün 40 km/h hızda salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



Şekil 5.2. Ø50 mm pnömatik silindirli sistem 40 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



Şekil 5.3. Ø75 mm pnömatik silindirli sistem 40 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi

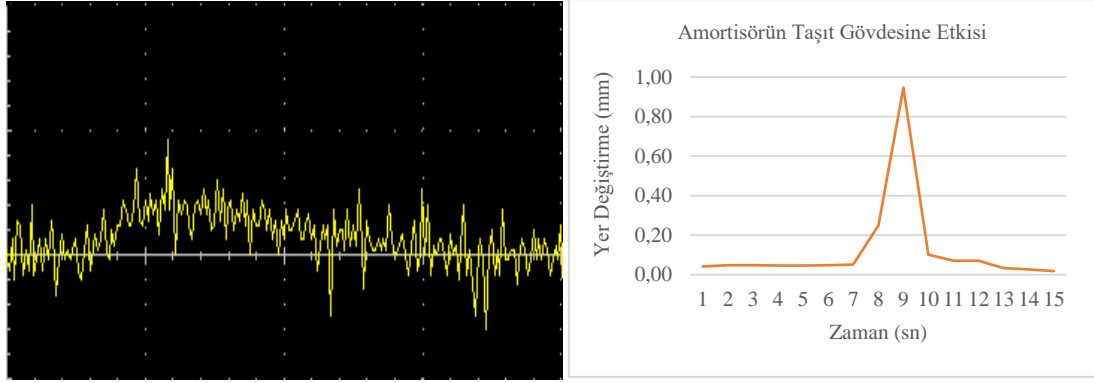


Şekil 5.4. Ø100 mm pnömatik silindirli sistem 40 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi

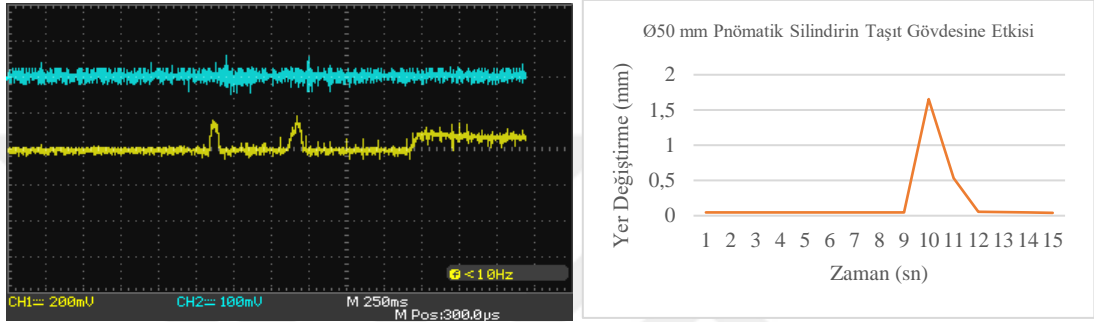
Bu grafikler incelendiğinde amortisördeki zıplama miktarı, pnömatik silindirlere göre daha düşük çıkmıştır. Ancak bu durum pnömatik silindirlerde enerji geri kazanımı için alt limit olarak belirlenen valf sertliği ile ilişkilidir. Buradan 40 km/h ve altındaki hızların seçilen araç ağırlığı için enerji geri kazanımının mümkün olmadığı ifade edilebilir. Konfor parametrelerinin eşitlenmesi için pnömatik silindirlerde kullanılan çek valflerin açılma basınçlarının artırılması gerekmektedir. Bu şekilde amortisörlerle aynı sonuçları almak mümkündür. Enerji geri kazanımları karşılaştırıldığında pnömatik silindir çapı arttıkça enerji kazanımı artmıştır. 40 km/h Hızla yapılan deneyler sonucunda elektrik üretiminde ve tekerlek salınımında Ø100 mm silindirli sistemin diğerlerinden daha iyi sonuç verdiği gözlenmiştir.

50 km/h Hızda amortisör ve pnömatik silindirlerin ölçüm sonuçları

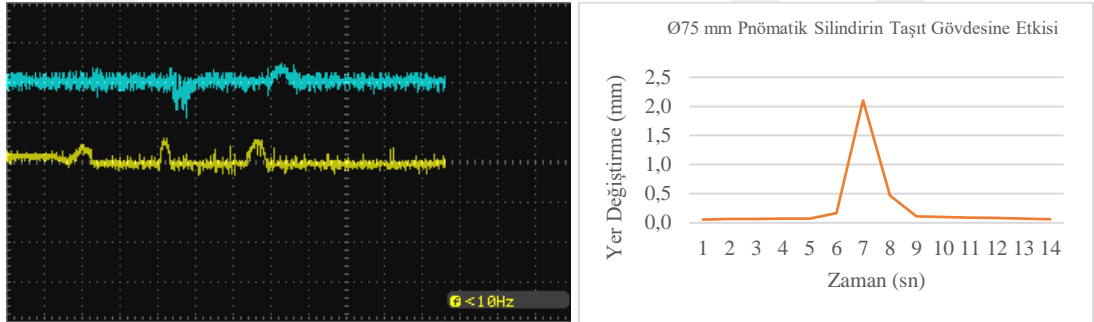
50 km/h Hızda amortisörlü ve Ø50 mm, Ø75 mm, Ø100 mm pnömatik silindirli sistemlerle yapılan deneyler sonucunda elde edilen salınım, enerji geri kazanımı ve taşıt gövdesinin sarsıntı verileri orijinal amortisör ve kullanılan pnömatik silindir çaplarına göre sırasıyla Şekil 5.5, 5.6, 5.7, ve 5.8'de grafik halinde gösterilmiştir.



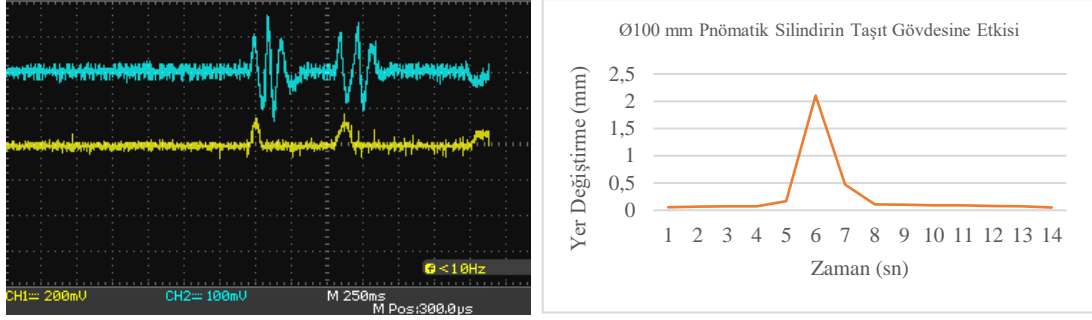
Şekil 5.5. Amortisörün 50 km/h hızda salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



Şekil 5.6. Ø50 mm pnömatik silindirli sistem 50 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



Şekil 5.7. Ø75 mm pnömatik silindirli sistem 50 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



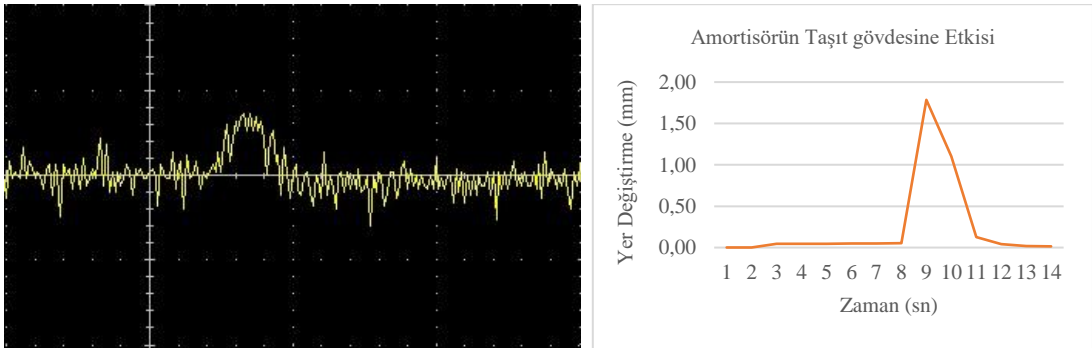
Şekil 5.8. Ø100 mm pnömatik silindirli sistem 50 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi

Yapılan deneyde amortisör; tekerlek kasisten indikten sonraki salınımını 109,55 cm sonra tamamlayıp normal boyutuna dönmüştür. Pnömatik silindirli sistemlerde ise tekerlek kasisten indikten sonra salınım hareketi amortisörlü sisteme nispeten daha az olup, sistem salınımını tamamlayıp düzgün hareketine devam etmiştir.

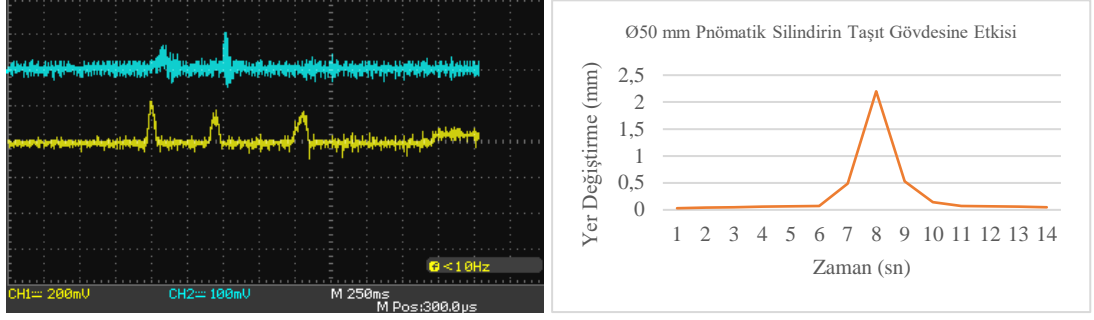
Şekil 5.5, 5.6, 5.7 ve 5.8’de verilen grafikler incelendiğinde; 50 km/h Hızla yapılan deneyler sonucunda elektrik üretiminde ve tekerlek salınımında Ø100 mm silindirli sistemin Ø 50 mm ve Ø 75 mm silindirli sistemlerden daha iyi sonuç verdiği gözlenmiştir.

60 km/h Hızda amortisör ve pnömatik silindirlerin ölçüm sonuçları

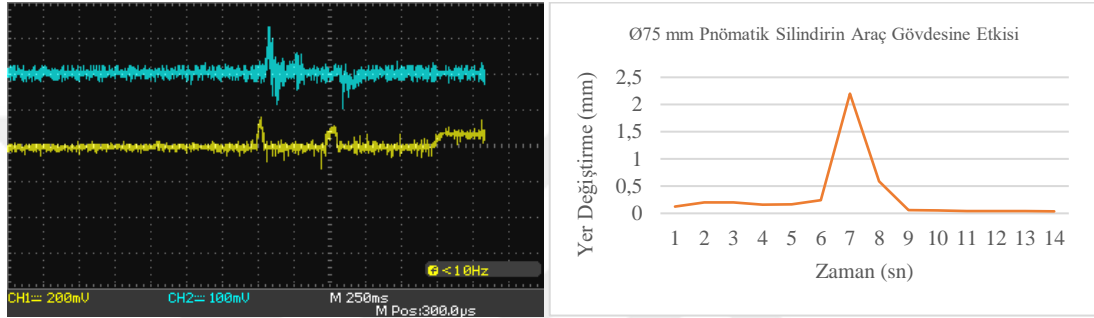
60 km/h Hızda amortisörlü ve Ø50 mm, Ø75 mm, Ø100 mm pnömatik silindirli sistemlerle yapılan deneyler sonucunda elde edilen salınım, enerji geri kazanımı ve taşıt gövdesinin sarsıntı verileri orijinal amortisör ve kullanılan pnömatik silindir çaplarına göre sırasıyla Şekil 5.9, 5.10, 5.11, ve 5.12’de grafik halinde gösterilmiştir.



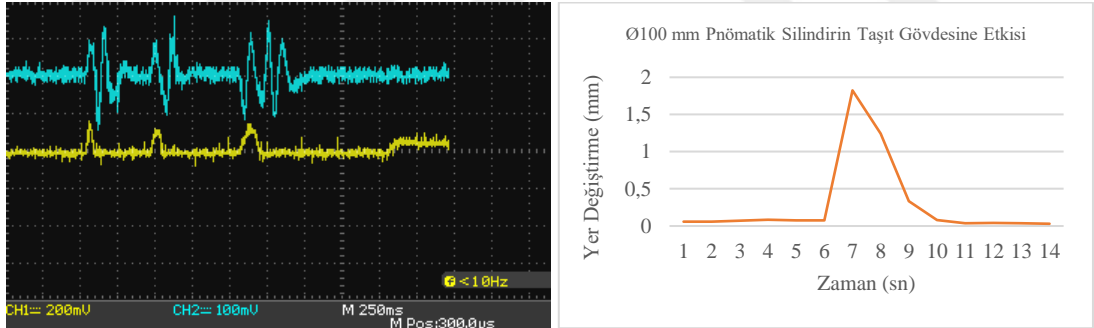
Şekil 5.9. Amortisörün 60 km/h hızda salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



Şekil 5.10. Ø50 mm pnömatik silindirli sistem 60 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



Şekil 5.11. Ø75 mm pnömatik silindirli sistem 60 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi

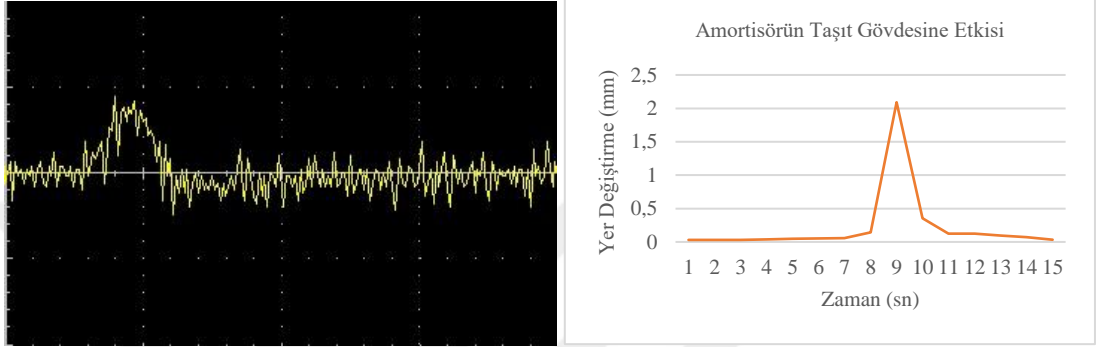


Şekil 5.12. Ø100 mm pnömatik silindirli sistem 60 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi

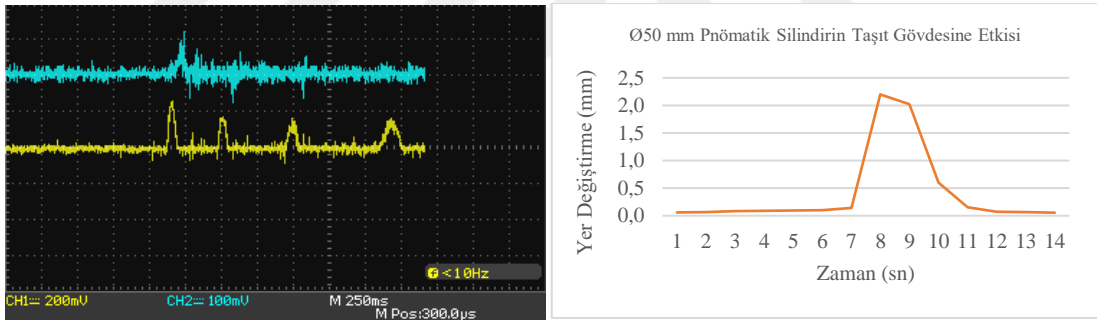
Şekil 5.9, 5.10, 5.11 ve 5.12’de verilen grafikler incelendiğinde; 60 km/h Hızla yapılan deneyler sonucunda elektrik üretiminde ve tekerlek salınımında Ø100 mm silindirli sistemin Ø 50 mm ve Ø 75 mm silindirli sistemlerden daha iyi sonuç verdiği gözlenmiştir. Taşıt hızı arttıkça pnömatik silindirlerin taşıt gövdesine olan zıplama etkileri de amortisörle benzerlik göstermeye başlamıştır.

70 km/h Hızda amortisör ve pnömatik silindirlerin ölçüm sonuçları

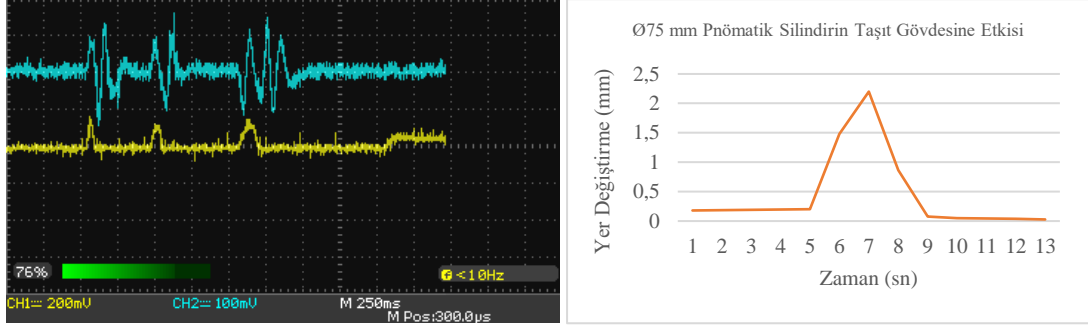
70 km/h Hızda amortisörlü ve Ø50 mm, Ø75 mm, Ø100 mm pnömatik silindirli süspansiyon sistemleriyle yapılan deneyler sonucunda elde edilen salınım, enerji geri kazanımı ve taşıt gövdesinin sarsıntı verileri orijinal amortisör ve kullanılan pnömatik silindir çaplarına göre sırasıyla Şekil 5.13, 5.14, 5.15, ve 5.16'da grafik halinde gösterilmiştir.



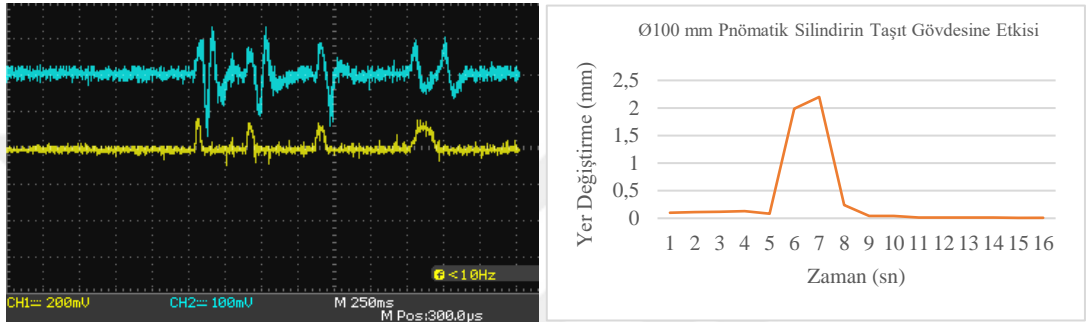
Şekil 5.13. Amortisörün 70 km/h hızda salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



Şekil 5.14. Ø50 mm pnömatik silindirli sistem 70 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



Şekil 5.15. Ø75 mm pnömatik silindirli sistem 70 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



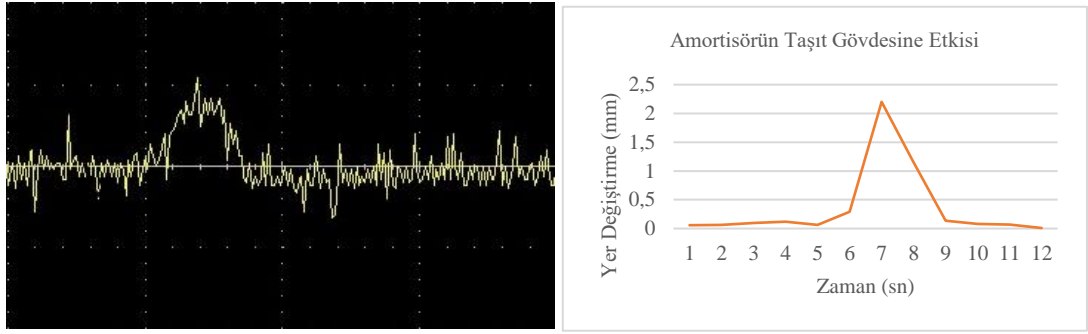
Şekil 5.16. Ø100 mm pnömatik silindirli sistem 70 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi

Yapılan ölçümlerde 70 km hızda tekerlek kasisten düz zemine indikten sonra amortisör salınımına devam etmiştir. Salınım hareketini tekerleğin 104,33 cm yol alması sonunda tamamlayarak normal boyutuna gelmiştir.

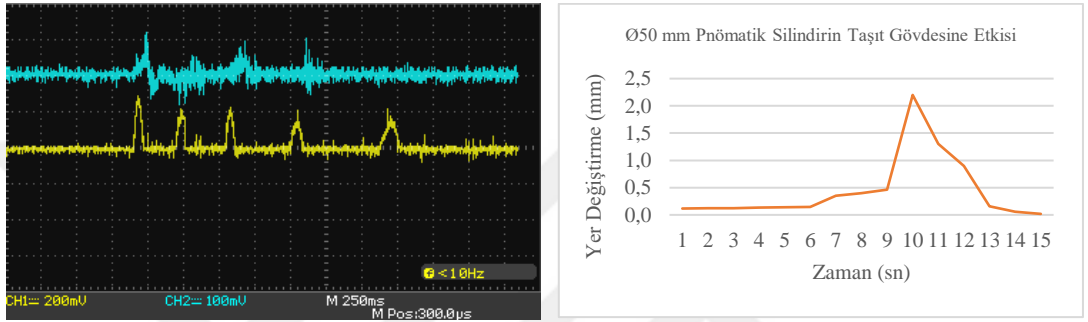
Şekil 5.13, 5.14, 5.15 ve 5.16'da verilen grafikler incelendiğinde; 70 km/h Hızla yapılan deneyler sonucunda elektrik üretiminde ve tekerlek salınımında Ø100 mm silindirli sistemin Ø 50 mm ve Ø 75 mm silindirli sistemlere kıyasla daha iyi sonuç verdiği gözlenmiştir. Taşıt hızı 70 km/h iken pnömatik silindirlerin taşıt gövdesine olan zıplama etkileri de amortisörle yakın değerlerde olduğu gözlenmiştir.

80 km/h Hızda amortisör ve pnömatik silindirlerin ölçüm sonuçları

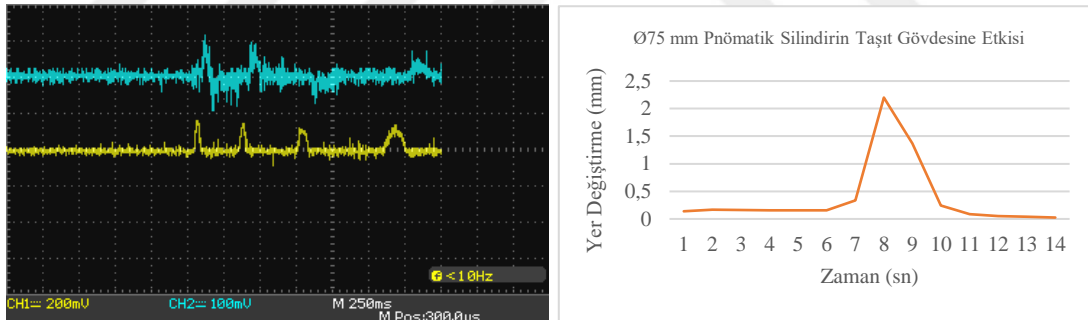
80 km/h Hızda amortisörlü ve Ø50 mm, Ø75 mm, Ø100 mm pnömatik silindirli süspansiyon sistemleriyle yapılan deneyler sonucunda elde edilen salınım, enerji geri kazanımı ve taşıt gövdesinin sarsıntı verileri orijinal amortisör ve kullanılan pnömatik silindir çaplarına göre sırasıyla Şekil 5.17, 5.18, 5.19, ve 5.20'de grafik halinde gösterilmiştir.



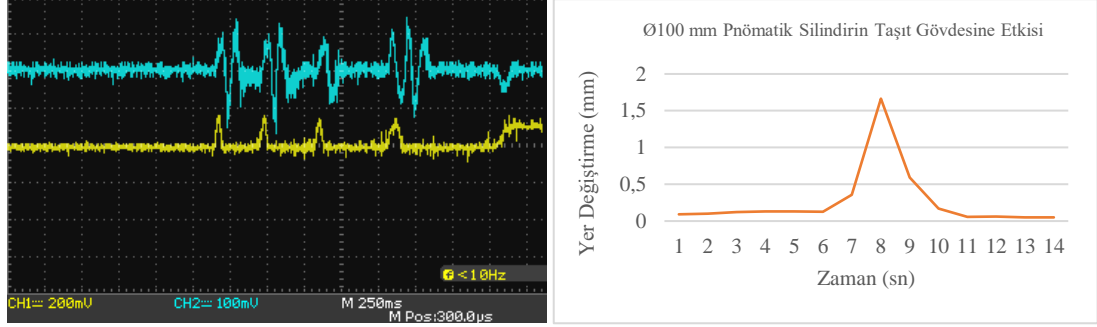
Şekil 5.17. Amortisörün 80 km/h hızda salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



Şekil 5.18. Ø50 mm pnömatik silindirli sistem 80 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



Şekil 5.19. Ø75 mm pnömatik silindirli sistem 80 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



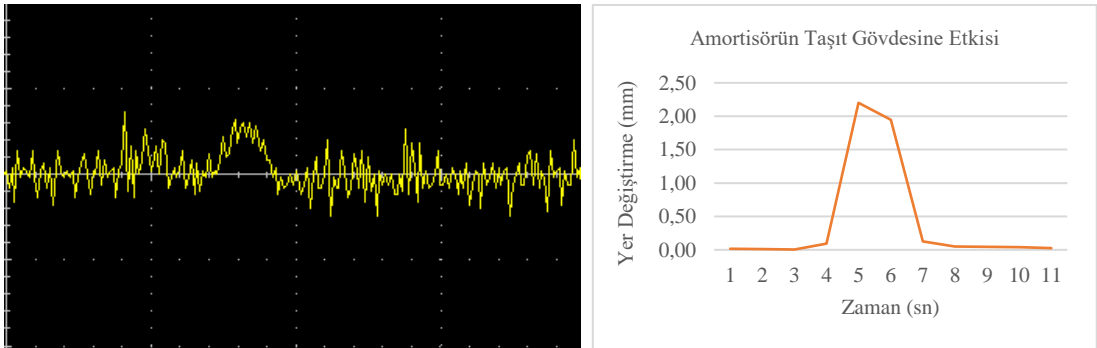
Şekil 5.20. Ø100 mm pnömatik silindiri sistem 80 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi

80 km/h Hızla yapılan deneyler sonucunda tekerleğin kasisten inmesinden sonra yol aldığı 89,42 cm boyunca amortisörün salınımını yaparak normal boyuna geldiği gözlemlenmiştir.

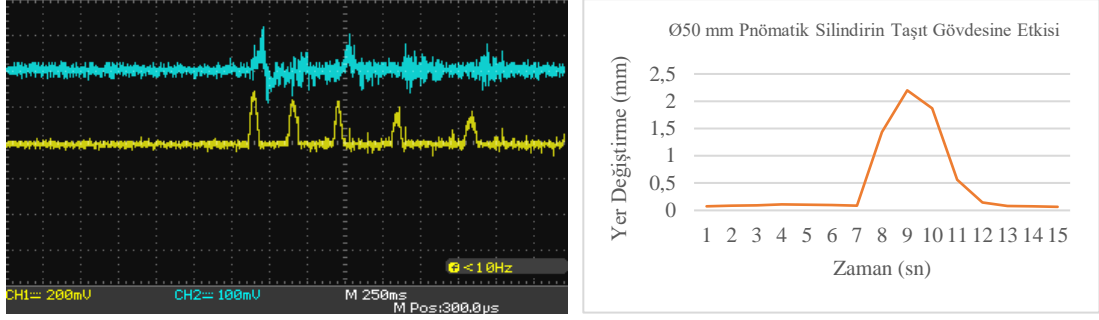
Şekil 5.17, 5.18, 5.19 ve 5.20'de verilen grafikler incelendiğinde; Elektrik üretiminde ve tekerlek salınımında Ø100 mm silindiri sistemin Ø 50 mm ve Ø 75 mm silindiri sistemlere kıyasla daha iyi sonuç verdiği gözlemlenmiştir. Araç gövdesinin zıplamasına bütün sistemlerin biri birine yakın değerlerde etki ettiği saptanmıştır.

90 km/h Hızda amortisör ve pnömatik silindirlerin ölçüm sonuçları

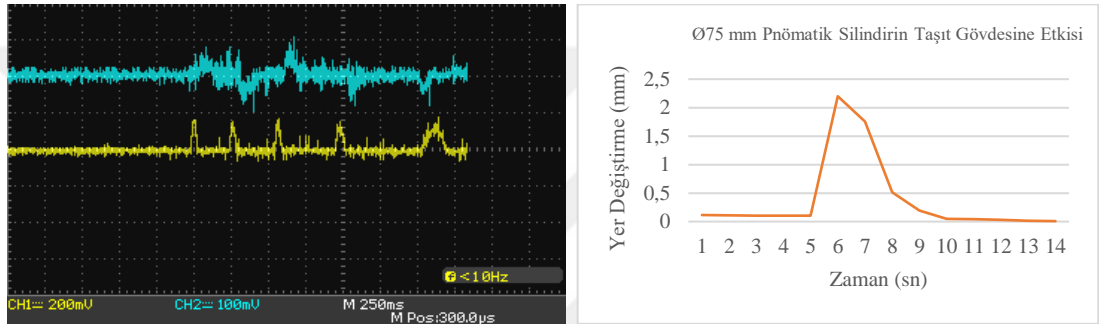
90 km/h Hızda amortisörlü ve Ø50 mm, Ø75 mm, Ø100 mm pnömatik silindiri süspansiyon sistemleriyle yapılan deneyler sonucunda elde edilen salınım, enerji geri kazanımı ve taşıt gövdesinin sarsıntı verileri orijinal amortisör ve kullanılan pnömatik silindir çaplarına göre sırasıyla Şekil 5.21, 5.22, 5.23, ve 5.24'te grafik halinde gösterilmiştir.



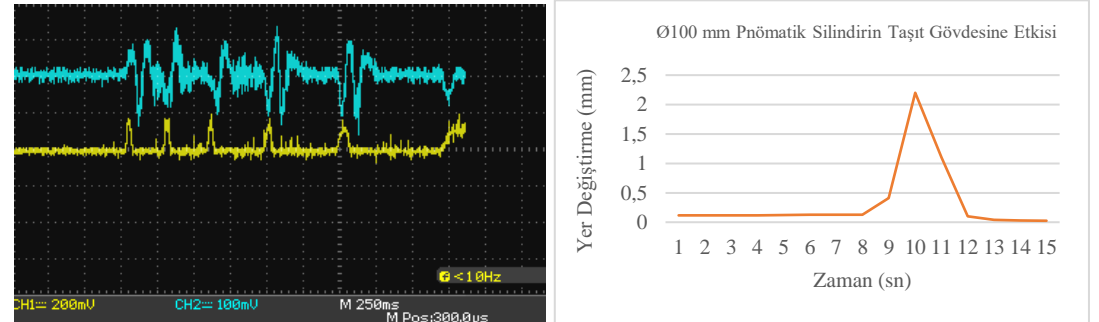
Şekil 5.21. Amortisörün 90 km/h hızda salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



Şekil 5.22. Ø50 mm pnömatik silindirli sistem 90 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



Şekil 5.23. Ø75 mm pnömatik silindirli sistem 90 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi



Şekil 5.24. Ø100 mm pnömatik silindirli sistem 90 km/h hızda elektrik kazanımı, tekerlek salınımı ve taşıt gövdesine etkisi.

90 km/h hızda yapılan deneyde tekerlek kasisten indikten sonraki amortisör salınım hareketi tekerleğin yol aldığı 83,46 cm sonunda durmuş ve amortisör normal boyuna ulaşmıştır. Tekerleğin yaptığı salınım hareketi taşıt hızı arttıkça azalmakta ve tekerlek daha kısa mesafede kararlı hale gelmektedir.

Şekil 5.21, 5.22, 5.23 ve 5.24’te verilen grafikler incelendiğinde; Elektrik üretiminde ve tekerlek salınımında Ø100 mm silindirli sistemin Ø 50 mm ve Ø 75 mm silindirli sistemlere kıyasla daha iyi sonuç verdiği gözlenmiştir. Araç gövdesinin zıplamasına bütün sistemlerin biri birine yakın değerlerde etki ettiği görülmüştür.

Deney setinde tekerlek kasise çıkmaya başladığı nokta ile kasisten inip düz zemine bastığı nokta arasında 62,6 cm yol almaktadır. Amortisör salınım deneyinde tekerlek kasisten indikten sonra tekerlek 132,15 cm yol kat edene kadar amortisör salınım yapmış ve bu mesafe sonunda amortisör normal boyutuna dönmüştür. Amortisörün salınım yapmasının sebebi içerisindeki sıvıyı dar bir kesitten geçmeye zorlaması prensibine göre çalışmasındandır. Sıvının akmaya zorlanması esnasında karşı basınç oluşmakta ve bu basınç amortisörü her defasında ters yönlü çalışmaya zorlayarak yayın salınımını sönmüştür. Pnömatik silindirli sistemlerde ise tekerlek kasisten indikten sonra salınımı kullanılan silindir çapına ve çek valfin çalışma basıncına bağlı olarak süspansiyona yakın bir mesafede salınım yaptırılmıştır. Sonrasında pnömatik silindir normal boyutunda çalışmaya devam etmiştir. Pnömatik silindirli sistemde oluşan basınçlı havanın önünde çek valf kuvvetinden başka engel bulunmadığı için sistemin ikinci hareketi için önünde ters basınç kuvveti oluşmamaktadır. Bu durum sistemin serbest salınım yapmasını önlemektedir.

Tablo 5.1. Taşıt gövdesinin düşey eksende zıplama (azami yer değiştirme) tablosu

Değişen hızlara göre kullanılan sistemin taşıt gövdesini zıplama etkisi						
Kullanılan sistem	40 km/h Hızda	50 km/h Hızda	60 km/h Hızda	70 km/h Hızda	80 km/h Hızda	90 km/h Hızda
Amortisör	0,910mm	0,946mm	1,785mm	2,091mm	2,201mm	2,201mm
Ø 50 mm Silindir	1,437mm	1,654mm	2,2mm	2,2mm	2,2mm	2,2mm
Ø 75 mm Silindir	1,863mm	2,103mm	2,2mm	2,2mm	2,2mm	2,2mm
Ø 100 mm Silindir	1,863mm	2,103mm	1,824mm	2,2mm	1,7mm	2,2mm

Osiloskop grafikleri ve Tablo 5.1’deki veriler incelendiğinde tüm hız rejimlerinde ve farklı pnömatik silindirlerde, taşıtın kasisten indikten sonraki salınımın kontrol altına alınması orijinal süspansiyonun kullanımına benzer karakterde olmuştur. Bu sebeple hangi çapta silindir kullanılması gerektiği elde edilen enerji geri kazanımları ile kararlaştırılacaktır. Tablo 5.1’de görüldüğü gibi sistemin hızı arttıkça kazanılan elektrik gücü artmaktadır. Sistemde kullanılan silindirin çapının artması da elektrik

geri kazanımını olumlu yönde etkileyen diğer bir faktördür. Tekerlek hızının artması taşıt hızı olarak değerlendirildiğinde taşıtın yüksek hızlarda kasisten geçmesi durumunda aracın dikey dinamik dengesi daha fazla bozulacaktır. Bu bozulmaların etkisiyle taşıtın güvenliğini etkileyecek parametrelerin etkilerinin azaltılması için kullanılan süspansiyon sistemine ait dikey yönde meydana gelen kinetik enerjilerin sönmülmesi anında elde edilen enerji geri kazanımı miktarlarındaki artışlar beklenen olağan sonuçlardır.

Tablo 5.2. Pnömatik silindirlerin ürettiği basınçlı havanın hız ve sıcaklık ölçümleri

<i>Üretilen havanın özellikleri</i>				
Silindir Çapı	Tekerlek Hızı (km/h)	Hava Hızı (m/sn)	Havanın Sıcaklığı (°C)	Ölçüm Yapılan Ortam Sıcaklığı (°C)
Ø 50 mm Silindir	30	0,37	22,7	22,7
	40	1,58	22,9	22,9
	50	4,17	23	23,1
	60	4,99	23,1	23,2
	70	6,25	23,2	23,2
	80	6,79	23,2	23,3
	90	8,87	23,3	23,3
Ø 75 mm Silindir	30	0,51	24,2	24,3
	40	5,56	24,2	24,3
	50	9,62	24,1	24,2
	60	10,09	24,1	24,2
	70	14,5	24	24,1
	80	11,51	24	24,1
	90	9,55	23,9	24
Ø 100 mm Silindir	30	1,32	22,8	22,7
	40	7,11	22,9	22,8
	50	14,22	22,9	23
	60	15,14	23	23,1
	70	16,38	23	23,1
	80	24,56	23	23,1
	90	25,79	23	23,2

Deneyler sonucunda elde edilen sistem çalışma parametreleri Tablo 5.2’de verilmiştir. Deneyler hep aynı şartlarda tekrarlanmıştır, ortam sıcaklığı tüm deneyler esnasında yaklaşık olarak oda sıcaklıklarında sabit tutulmuştur. Sistemde dolaşan havanın sıcaklığında da önemli değişimler olmamıştır. Bu da sistemdeki havanın

yoğunluğunun değişmemesi anlamına gelir ki bu durum sistemin stabil çalışmasına imkân vermiştir. Bu durum kullanılan çek valflerin çalışma basınçlarının konfor parametrelerine göre seçilmesi ile elde edilmiştir. Bunun yanı sıra tekerlek hızlarına bağlı olarak havanın akış hızı değiştiği görülmektedir. Bu durum tekerlek hızlarının artışı ile birlikte taşıtın kasislerden daha hızlı geçtiği anlamına gelmektedir. Taşıtın kasislerden hızlı geçmesi aracın dinamik dengesini bozmaktadır, ancak kullanılan süspansiyon sistemi ve tez çalışmasında geliştirilen pnömatik sistem benzer şekillerde dinamik dengenin kararlı hale gelmesini sağlamakta başarı göstermiştir. Hava hızlarının artması taşıt hızına bağlı olarak silindir içi piston hızının artmasına bağlıdır.

Tablo 5.3. Deney setinden elde edilen gerilim ve güç tablosu

<i>Geri kazanılan elektrik enerjisinin özellikleri</i>				
Hız	Kullanılan Silindir	Elde edilen gerilim mV	Elde edilen gerilim V	Elde edilen güç mW
40 km/h	Ø 50 Silindir	80	0,08	0,016
	Ø 75 Silindir	120	0,12	0,037
	Ø 100 Silindir	300	0,3	0,231
50 km/h	Ø 50 Silindir	120	0,12	0,037
	Ø 75 Silindir	120	0,12	0,037
	Ø 100 Silindir	300	0,3	0,231
60 km/h	Ø 50 Silindir	140	0,14	0,050
	Ø 75 Silindir	220	0,22	0,124
	Ø 100 Silindir	280	0,28	0,201
70 km/h	Ø 50 Silindir	180	0,18	0,083
	Ø 75 Silindir	280	0,28	0,201
	Ø 100 Silindir	300	0,3	0,231
80 km/h	Ø 50 Silindir	200	0,2	0,103
	Ø 75 Silindir	220	0,22	0,124
	Ø 100 Silindir	300	0,3	0,231
90 km/h	Ø 50 Silindir	120	0,12	0,037
	Ø 75 Silindir	220	0,22	0,124
	Ø 100 Silindir	240	0,24	0,148

Hava hızlarının artışı konfor parametrelerini olumsuz etkilemektedir, ancak hava hız artışları çekvalfler ile kontrol edilerek konfor ve güvenlik parametreleri optimize edilebilmektedir. Tablo 5.3’de taşıt hızlarına ve silindir çaplarına göre enerji geri

kazanımı değerleri elde edilmiştir. Bu tablodaki veriler akış hızları ile ilişkilendirildiğinde akış hızı arttıka elde edilen gerilim ve gúc değeri de armaktadır. Tablodan da anlaşılacağı gibi en y¼ksek gerilim ve gúc değeri 100 mm çapındaki silindirlerin kullanımından elde edilmiştir. Bu durumun silindir içi hacmin artışıyla pompalanan hava debisinin artışına bağlı olduğu s¼ylenebilir. Bu netice akışkan hızı ve debi ilişkisinde olağan bir sonuçtur. Aynı zamanda taşıtın dikey y¼ndeki hareketlerinin miktarı incelendiğinde deneylerde elde edilen Ø 100 mm lik silindirlerin zıplama miktarı ile daha k¼c¼kleri arasında anlamlı bir fark olmadığı tespit edilmiştir. Aynı zamanda s¼n¼mlenme grafiklerindedede anlamlı bir fark tespit edilmemiştir. Ancak d¼ř¼k hızlarda zıplama miktarları amaortis¼r kullanımından biraz fazladır. Bu durum aslında enerji eldesi için ekvalflerin açılma basınçlarının d¼ř¼r¼lmesi ile ilişkilidir. Konfor parametrelerinin ideal kontrol¼ için sistemin aktif kontroll¼ yapılması gerekmektedir. Tabloların t¼m¼ incelendiğinde enerji geri kazanımında bir miktar konfor kayıpları s¼z konusudur. Bu sebeple tez çalışmasında hazırlanan sistem d¼ř¼k devirlerde enerji geri kazanımı konusunda zayıf kalmaktadır.

Tablo 5.3'te g¼r¼ld¼ę¼ gibi sistemin hızı arttıka kazanılan elektrik g¼c¼ artmaktadır. Sistemde kullanılan silindirin çapının artması da elektrik geri kazanımını olumlu y¼nde etkileyen diğer bir faktörd¼r. Tekerlek hızının artması taşıt hızı olarak değerlendirildiğinde taşıtın y¼ksek hızlarda kasisten geçmesi durumunda aracın dikey dinamik dengesi daha fazla bozulacaktır. Bu bozulmaların etkisiyle taşıtın g¼venlięini etkileyecek parametrelerin etkilerinin azaltılması için kullanılan s¼spansiyon sistemine ait dikey y¼nde meydana gelen kinetik enerjilerin s¼n¼mlenmesi anında elde edilen enerji geri kazanımı miktarlarındaki artışlar beklenen olağan sonuçlardır. Elde edilen sonuçlar literat¼r ile karşılaştırıldığında enerji geri kazanımında taşıtın hızının, yol p¼r¼zl¼l¼ę¼n¼n, taşıt ağırlığının ve kullanılan sistemin elde edilen enerjinin miktarı ile doğrudan orantılı olduğu s¼ylenebilir.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen bulgular tablo haline getirilmiş, elde edilen sonuçlar göreceli sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Ayrıca deney sonuçları literatür sonuçlarıyla da karşılaştırılmış, yapılan kıyaslamada elde edilen bulguların literatürle uyumlu olduğu görülmüştür.

Yapılan deneyler sonucunda en başarılı enerji geri kazanımının Ø100 mm silindirli süspansiyon sisteminden elde edildiği gözlenmiştir. (Bkz. Tablo 5.3)

Yapılan deneyler ve ölçümler 80 km/h hıza kadar taşıt gövdesinin zıplama hareketini amortisörün pnömatik silindirlere daha iyi sönümlediğini, ancak 80 km/h ve üzeri hızda pnömatik silindirlere benzer şekilde zıplama hareketi gözlenmiştir. (Bkz. Tablo 5.1)

Pnömatik silindir çapının büyümesiyle enerji verimliliğinin artmasının yanı sıra aracın kararlılığı da artmaktadır. Ancak silindir çapının artması süspansiyon sisteminde silindirin kapladığı alanın artmasına da neden olmaktadır. Bu ise istenmeyen bir durumdur.

Tasarlanmış olan pnömatik silindirli süspansiyon sistemine entegre edilecek basınç ayar valfleri, hava kompresörü ve bir elektronik devre ile sistemi kontrollü ve yükseklik ayarı yapılabilen bir süspansiyon sistemine dönüştürmek mümkün olacaktır. Böylece otonom teknolojisine uyumlu aktif bir süspansiyon sistemi olarak kullanımı mümkün olacaktır.

Pnömatik sistemli süspansiyon sistemlerinden daha iyi sonuçlar almak için sistemin tarım arazileri veya şantiye alanları gibi daha engebeli ortamlarda çalışan taşıtlara uygulanması ile dikey yöndeki sarsıntıların fazla olduğu bir ortamda çalışma sağlayacağı için daha fazla kinetik enerji açığa çıkacaktır. Bu durum ise sistemin daha fazla çalışmasını sağlayarak enerji geri kazanımında verimi artırır.

Enerji geri kazanım jeneratörünün sürtünme ve çalışma kayıplarının azaltılması ile jeneratör verimliliği artırılabilir. Bunun yanı sıra havalı fren sistemi ve havalı süspansiyon sistemi kullanan taşıtların hava tahliye çıkışı olarak kullandıkları basınçlı

hava tahliyeleri de geri dönüşüm sistemine entegre edilerek sistem verimliliği artırılabilir.



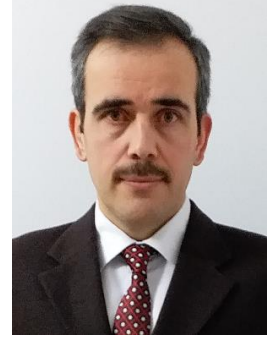
KAYNAKÇA

- [1] **Url-1** < [http://www.audi.com.tr/tr/brand/tr /Efficiency/efficiency_technologies.recuperation.html](http://www.audi.com.tr/tr/brand/tr/Efficiency/efficiency_technologies.recuperation.html) >, alındığı tarih: 29.06.2017.
- [2] **Url-2** < <http://www.skf.com/group/investors/press-releases/skf-cooperates-volvo-evaluate-industrialization-flywheel-systems>>, alındığı tarih: 30.06.2017.
- [3] **Zhang, Y., Zhang, X., Zhan, M., Guo, K., Zhao, F., & Liu, Z.** (2015). Study on a novel hydraulic pumping regenerative suspension for vehicles. *Journal of the Franklin Institute*, 352(2), 485-499.
- [4] **Zhang, G., Cao, J., & Yu, F.** (2012). Design of active and energy-regenerative controllers for DC-motor-based suspension. *Mechatronics*, 22(8), 1124-1134.
- [5] **Van der Sande, T. P. J., Gysen, B. L. J., Besselink, I. J. M., Paulides, J. J. H., Lomonova, E. A., & Nijmeijer, H.** (2013). Robust control of an electromagnetic active suspension system: Simulations and measurements. *Mechatronics*, 23(2), 204-212.
- [6] **Huang, B., Hsieh, C. Y., Golnaraghi, F., & Moallem, M.** (2015). Development and optimization of an energy-regenerative suspension system under stochastic road excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 357, 16-34.
- [7] **Shi, D., Pisu, P., Chen, L., Wang, S., & Wang, R.** (2016). Control design and fuel economy investigation of power split HEV with energy regeneration of suspension. *Applied Energy*, 182, 576-589.
- [8] **Reddy, K. V., Kodati, M., Chatra, K., & Bandyopadhyay, S.** (2016). A comprehensive kinematic analysis of the double wishbone and MacPherson strut suspension systems. *Mechanism and Machine Theory*, 105, 441-470.
- [9] **Montazeri-Gh, M., & Mahmoodi-k, M.** (2015). Development a new power management strategy for power split hybrid electric vehicles. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 37, 79-96.
- [10] **Casavola, A., & Di Iorio, F.** (2012). Increasing Energy Harvesting in Regenerative Suspension Systems via Multiobjective Ec Control.
- [11] **Zhang, Y., Guo, K., Wang, D., Chen, C., & Li, X.** (2017). Energy conversion mechanism and regenerative potential of vehicle suspensions. *Energy*, 119, 961-970.
- [12] **Ryabov, I. M., Chernyshov, K. V., & Pozdeev, A. V.** (2016). Energy Analysis of Vehicle Suspension Oscillation Cycle. *Procedia Engineering*, 150, 384-392.
- [13] **Xie, X. D., & Wang, Q.** (2015). Energy harvesting from a vehicle suspension system. *Energy*, 86, 385-392.
- [14] **Yan, S., & Sun, W.** (2017). Self-powered suspension criterion and energy regeneration implementation scheme of motor-driven active suspension. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 94, 297-311.

- [15] **Zhang, Y., Chen, H., Guo, K., Zhang, X., & Li, S. E.** (2017). Electro-hydraulic damper for energy harvesting suspension: Modeling, prototyping and experimental validation. *Applied energy*, 199, 1-12.
- [16] **Wei, C., & Taghavifar, H.** (2017). A novel approach to energy harvesting from vehicle suspension system: Half-vehicle model. *Energy*, 134, 279-288.
- [17] **Cibulka, J.** (2009). Kinetic energy recovery system by means of flywheel energy storage. *Advanced Engineering*, 3(1), 27-38.
- [18] **Suda, Y., Nakadai, S., & Nakano, K.** (1998). Study on the self-powered active vibration control. *ratio*, 10, 9.
- [19] **Nakano, K., Suda, Y., & Nakadai, S.** (2000). Self-powered active vibration control using continuous control input. *JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, 43(3), 726-731.
- [20] **Demirkale, B., & Güven, F.** (2018). Kinetik enerji geri kazanım sistemlerinin elektrikli araçlarda kullanımının incelenmesi. *Sakarya University Journal of Science*, 21(6), 1550-1557.
- [21] **Gürgeç, T., Tanyeri, B., & Öner, C.** (2016). Tekerlek İçi Anahtarlamalı Relüktans Motoruyla Tahrik Edilen Elektrikli Aracın Yol Tutuş ve Konfor Analizi. *Fırat Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 28(1), 79-85.
- [22] **Url-3** <<https://otomobilteknoloji.blogspot.com/2016/02/suspansiyon-sistemi-gorevi-parcalari.html>>, alındığı tarih: 18.09.2017
- [23] **D. Altıparmak** (2013). Motorlu araçlar teknolojisi süspansiyon sistemleri.
- [24] **Çakan, A.** (2013). Karayolu taşıtları süspansiyon sisteminde aktif titreşim kontrolü (Doctoral dissertation, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- [25] **Url-4** <<http://www.otoguncel.com/teknik-bilgiler/araclarda-askiya-alinmis-suspansiyonlu-ve-askiya-alinmamis-suspansiyonsuz-kutleler-hangileridir/>>, alındığı tarih: 22.01.2018.
- [26] **Karaokay, Ö.** (2014). Bir Yarış Otomobilinde Hidrolik Sönümleyici Karakteristiklerinin Çekiş Performansına Etkileri. *İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Ankara.
- [27] **Url-5** <<https://www.otoshops.com/suspansiyon-sistemi-ve-cesitleri-haber-263/>>, alındığı tarih: 03.11.2018.
- [28] **Satrovic, A. P. D. E.** (2018). The Human Development Relies On Renewable Energy: Evidence From Turkey.
- [29] **Turgay E.** (2006). Otomotiv Amortisörlerinin Etkinlik ve Sönümleme Kabiliyetlerinin İncelenmesi. *GÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Ankara.
- [30] **Ger, K. O.** (2014). *M3 sınıfı bir taşıtta arka süspansiyon tasarımı .TÜ* (Yüksek Lisans Tezi), Edirne
- [31] **Topaç, M. M., & Bahar, E.** (2016). Design Process and Experimental Fatigue Strength Investigation of the Independent front suspension for...

- [32] **Url-6** < <https://www.bilus.com.tr/blog/42/kaucuk-burc-takoz-conta-ve-koruk-cesitleri> // >, alındığı tarih: 15.06.2018.
- [33] **Url-7** < <https://www.bilus.com.tr/blog/42/kaucuk-burc-takoz-conta-ve-koruk-cesitleri/>>,alındığı tarih 17.10.2018.
- [34] **Topaç, M., & Bahar, İ.** (2019) Bir Askeri Hizmet Taşıtıında Kullanılan Parabolik Yaprak Yayın Yay Karakteristiğinin Doğrusal Olmayan Sonlu Elemanlar Analizi Yardımıyla Belirlenmesi. *Politeknik Dergisi.*(proses)
- [35] **Topçu, M., Çakmak U.,Uğurlu B., Can, F & Atabay O.** (2014).DörtTekerlekli GüneEnerjiliElektrikli TaşıtılaÇin Gövde ,TahriSistemi Ve Yürüyen Aksam Tasarımı,
- [36] **Uygur, A. F.** (2011). *Süspansiyon sistemlerinin dışbükeyoptimizasyon tabanlı" L2" kontrolü* (Doctoral dissertation, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü).
- [37] **Url-7** < <https://tumarabamarkalari.com/suspansiyon/>>,alındığı tarih 29.06.2017.
- [38] **Url-8** < <https://www.bilgiustam.com/suspansiyon-sistemi-nedir-nasil-calisir> > , alındığı tarih: 27.10.2017.
- [39] **Turna, E., Kafkas, F., Şeker, U., & Yücesu, H. S.** (2018). Kauçuk hava süspansiyon körüklerinin üretim yöntemi ve yorulma ömrünün ürün kalitesi üzerine etkisinin belirlenmesi. *Politeknik Dergisi*, 21(4), 759-764.
- [40] **Özbek, C., Burkan, R., & Özgüney, Ö. C.** (2014). Taşııt Aktif Süspansiyon Sistemlerinin Adaptif Kontrolü.
- [41] **Aksu, U., & Halicioğlu, R.** (2017). Energy Harvesting Systems for Vehicles: Suspension and Braking. In *International Advanced Researches & Engineering Congress 2017 Proceeding Book* (Vol. 16, p. 26). Dr. R. HALICIOĞLU.
- [42] **Aksu, U. & Halicioğlu, R.** (2017, December). Energy Harvesting Systems for Vehicles: Suspension and Braking. In *International Advanced Researches & Engineering Congress 2017 Proceeding Book* (Vol. 16, p. 26). Dr. R. HALICIOĞLU.
- [43] **Gatti, G., Brennan, M. J., Tehrani, M. G., & Thompson, D. J.** (2016). Harvesting energy from the vibration of a passing train using a single-degree-of-freedom oscillator. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 66, 785-792.
- [44] **Url-9** < <https://www.bilgiustam.com/kers-nedir-nasil-calisir> > , alındığı tarih: 02.06.2017.>
- [45] **Url-10** < <https://www.audi.com.tr/tr/web/tr/modeller/layer/teknoloji/enerji-geri-kazanimi.html>. > alındığı tarih: 29.06.2017.>
- [46] **Alpsalaz F.** (2018) . Hibrit ve Elektrikli Araçlarda Süperkapasitör ve Lityum İyon Bataryaların Kontrol Edilerek Güç Sistemlerinde Kullanılması. *CÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Sivas.

- [47] **Abdelkareem, M. A., Xu, L., Ali, M. K. A., Elagouz, A., Mi, J., Guo, S., ... & Zuo, L.** (2018). Vibration energy harvesting in automotive suspension system: A detailed review. *Applied energy*, 229, 672-699.
- [48] **Yan, S., & Sun, W.** (2017). Self-powered suspension criterion and energy regeneration implementation scheme of motor-driven active suspension. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 94, 297-311.
- [49] **Özbek, C.** (2013) Taşıt Süspansiyon Sistemlerinin Uyarlamalı Kontrolü. *İ.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul
- [50] **Can İ.** (2009). Lpg ile Çalışan Benzinli Bir Motora Kademeli Dolgu Yapılmasının Performans Üzerindeki Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi. *FÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü* (Doktora Lisans Tezi), Elazığ.
- [51] **Url-10** < <https://www.audi.com.tr/tr/web/tr/modeller/layer/teknoloji/enerji-geri-kazanimi.html>. > alındığı tarih: 29.06.2017.>
- [52] **Proffitt, D. R., Kaiser, M. K., & Whelan, S. M.** (1990). Understanding wheel dynamics. *Cognitive Psychology*, 22(3), 342-373.



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel bilgiler

Adı Soyadı	İlyas GÜLDEŞ
Doğum Yeri ve Tarihi	Sivas, 09.08.1973
Medeni Hali	Evli
Yabancı Dil	İngilizce
İletişim Adresi	Sivas Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi Sivas
E-posta Adresi	ilyasguldes@hotmail.com

Eğitim ve Akademik Durumu

Lise	Sivas Teknik Lise ve Endüstri Meslek Lisesi, 1991
Lisans	Marmara Üniversitesi, 1996
Yüksek Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 2018

İş Tecrübesi

Burdur Teknik Lise ve Endüstri Meslek Lisesi	Motor Bölümü Öğretmeni, 1996
Sivas Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi	Motor Bölümü Dal Şefi, 2015
Sivas Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi	Müdür Yardımcısı, 2017

Yayımlar

Ulusal
Uluslararası

Kongreler ve Bildiriler

Ulusal

Uluslararası İğdır International Hareket Halindeki Taşıtların Süspansiyon
Congress On Multidisciplinary Studies Sisteminden Kinetik Enerji Geri
Kazanımının Deneysel Olarak
İncelenmesi

Ödüller, Teşvikler ve Üyelikler

