**T.C.**

**SELÇUK ÜNİVERSİTESİ**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

# HAREKET HALİNDEKİ TAŞITLARIN TEKERLEK BASKI KUVVETLERİNDEN ALTERNATİF ENERJİ ELDE EDİLMESİ

Omari Mashi KHALFAN

**DOKTORA**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**Temmuz–2015**
**KONYA**
**Her Hakkı Saklıdır**

# ÖZET

## DOKTORA TEZİ

## HAREKET HALİNDEKİ TAŞITLARIN TEKERLEK BASKI KUVVETLERİNDEN ALTERNATİF ENERJİ ELDE EDİLMESİ

**Omari Mashi KHALFAN**

**Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**
**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Danışman: Doç. Dr. Hüseyin İMREK**

**2015, 107 Sayfa**

**Jüri**

**Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR**
**Prof. Dr. Kazım ÇARMAN**
**Doç. Dr. Hüseyin İMREK**
**Doç. Dr. Mete KALYONCU**
**Doç. Dr. Ali KAHRAMAN**

Enerji, insanoğlunun hayatında vazgeçilmez ihtiyaçlarından biridir. İnsanoğlu, enerjinin ham ve basit hallerini (odun yakmak gibi) yüzyıllar önce kullanmaya başlamış olup günümüzde de daha modern ve kullanımı daha kolay olan şekillerini kullanmaya devam ediyor ve edecektir. Nüfus artışı, Şehirleşmenin gelişmesi ve teknolojinin ilerlemesiyle birlikte enerji ihtiyacı daha fazla artmakta ve enerji maliyeti giderek yükselmektedir. Enerji maliyetlerinin artmasından ziyade, birçok araştırmacının da belirtikleri gibi şu anda dünyada var olan enerji kaynaklarının yakın bir gelecekte tükeneceği göz önüne alınarak yeni ve alternatif enerji kaynaklarını araştırmak ve ortaya çıkarmak gerekmektedir. Bu tez çalışması da alternatif enerji kaynakları üzerinde yapılan bir çalışmadır. Bilindiği üzere otoyollar üzerinde hareket etmekte olan araçlar keskin viraj gibi tehlike arz eden bölgelerde hızlarını azaltarak yavaş seyretmeleri gerekmektedir. Araç hızlarının düşürülmesini sağlamak için bu bölgelere değişik tarzda setler yerleştirilmektedir. Bu çalışmada bu setler altına yerleştirilecek hidrolik bir düzenekle, araçların tekerleklerinden bu setler üzerine uygulanan teker baskı kuvvetlerinin mekanik enerjiye dönüştürülebilmesi araştırılmıştır. Bu amaçla ileride yapılacak araştırmalara ışık tutacak bir deney seti hazırlanarak bu set üzerinde enerji eldesinin verimliliği araştırılmıştır. Araştırma sonucunda oluşturulan sistemle araç ağırlıklarından enerji elde edilebileceği görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Araç ağırlığı, alternatif enerji, enerji dönüşüm, hidrolik sistemler

## ABSTRACT

### Ph.D THESIS

### ALTERNATIVE ENERGY GENERATION FROM THE WEIGHTS OF MOVING VEHICLES

**Omari Mashi KHALFAN**

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY**
**THE DEGREE OF DOCTOR OF PHILOSOPHY**
**IN MECHANICAL ENGINEERING**

**Advisor: Assoc. Prof. Dr. Hüseyin İMREK**

**2015, 107 Pages**

**Jury**
**Assoc. Prof. Dr. Hüseyin İMREK**
**Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR**
**Prof. Dr. Kazım ÇARMAN**
**Assoc. Prof. Mete KALYONCU**
**Assoc. Prof. Ali KAHRAMAN**

Energy is one of indispensable needs of a human being. Man started to use energy in its primitive and basic forms (like burning straws, firewood e.t.c) hundreds of years ago and he still uses energy nowadays in its modern and sophisticated forms like electricity, nuclear energy e.t.c. The consumption of energy by human beings will go on as long as life exists. However; experience shows that as human life standard rises particularly in terms of developments in urbanization and technological progresses, together with the increase in human population, the energy needs, consumptions and energy costs tend to increase too. Besides the increasing energy costs, some researchers have also predicted that the fossil energy resources currently found on the earth will likely go out of their stocks in near future. By taking this concern into account, it is necessary that new and alternative energy resources be sought and put into applications. Vehicles moving along the roads are forced to slow down their speeds when they approach dangerous areas such as corners. Various warning sets and signs like bumps are located on these areas to warn the drivers to slow down their speeds. In this study, a hydraulic experimental set to be placed under the road bumps for the purpose of converting the weights of the vehicles passing over the road bumps into mechanical energy was designed and used to investigate the efficiency of that energy. The experimental set which makes use of the pressing forces (weights) of vehicle tyres to accomplish the energy conversion is expected to shade lights into future studies in this aspect of alternative energy generation. With the proposed system, it was found that energy is likely to be generated from weights of moving vehicles.



**Keywords:** Vehicle weights, alternative energy, energy conversion, hydraulic systems.

# ÖNSÖZ

Öncellikle, deney seti imalatını gerçekleştirmek için finansal desteği sağlayan Selçuk Üniversitesinin Bilimsel Araştırma Projesi Başkanlığına; tezimi başarıyla tamamlamak adına çaba gösteren ve maddi manevi desteğini kesmeyen danışman hocam, Doç. Dr. Hüseyin İMREK'e; deney cihazımın imalatını yapan SİMYA HİDROLİK şirketine; bu şirkette proje mühendisi olarak çalışan ve cihazla ilgili teknik desteği veren Makine Mühendisi İsmail ŞAHİN beye, bilimsel ve standartlara uygun bir tezi ortaya çıkarmak için yapıcı önerilerini sunan jüri üyelerine ve bana çalışma boyunca destek olan sevgili eşime ve aileme teşekkürlerimi sunarım.

Omari Mashi KHALFAN
KONYA–2015

# İÇİNDEKİLER

**ÖZET** ..... **vii**

**ABSTRACT** ..... **viii**

**ÖNSÖZ** ..... **ix**

**İÇİNDEKİLER** ..... **x**

**SİMGELER VE KISALTMALAR** ..... **xii**

**1. GİRİŞ** ..... **1**

1.1. Genel Bilgiler ..... 2
1.2. Çalışmanın Hedefi ve Kapsamı ..... 3
1.2.2. Enerji Dönüşüm Sistemleri ..... 5
1.2.3. Hidrolik Sistemlerin Çalışma Prensipleri ve Etki Eden Faktörler ..... 6
1.3. Hidrolik Sistemdeki Kayıplar ..... 9
1.4. Hidrolik Gücün Uygulama Alanları ..... 10
1.5. Sistemi Etkileyen Parametreler ..... 11
1.6. Sistemden Elde Edilen Mekanik Enerji Miktarı ..... 11

**2. KAYNAK ARAŞTIRMASI** ..... **12**

2.1. Hız Kesiciler ..... 15
2.2. Hız kesici üretimi ..... 16
2.3. Yenilenebilir Enerji ve Kaynakları ..... 18

**3. MATERYAL VE YÖNTEM** ..... **26**

3.1. Deney seti Tanıtımı ..... 26
3.2. Sistemin Ana Elemanları ve Çalışması ..... 27
3.3. Akümülatörler ..... 31
3.4. Hidrolik Sistemdeki Valfler ..... 36

3.5. Akü Dolum Silindiri ..... 44
3.6. Hidrolik Yağ Deposu ..... 45
3.7. Deney Setinde Bulunan Boru ve Dirsekler ..... 46
3.8. Hidrolik Motor ..... 48
3.9 Deney Setine Ait Hidrolik Devre Şeması ..... 50
3.10. Boru ve Hortum Kayıpları ..... 53
3.11. Deneylerdeki Sistem Parametreleri ..... 59
3.12. Akümülatörlerin Dolma Sürelerinin Analizi ..... 63
3.13. Sistemin Modellenmesi ..... 73

**3.13.3.1 Yayın Özellikleri ..... 82**

**3.13.3.2 Yayın Kuvvet ve Gerilme Analizi ..... 83**

3.14. Akümülatör Modeli ve Elde Edilen Enerji: ..... 87

**4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA ..... 95**

**5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER ..... 100**

5.1 Sonuçlar ..... 100
5.2 Öneriler ..... 101

**KAYNAKLAR ..... 102**

**ÖZGEÇMİŞ ..... 106**

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

| | | |
|---|---|---|
| P | : Hidrolik sistem basıncı | ($N/m^2$) |
| F | : Baskı silindir kuvveti | (N) |
| A | : Kesit alanı | ($m^2$) |
| $K$ | : Maddenin sıkıştırılabilirliği | ($N/m^2$) |
| $\Delta P$ | : Diferansiyel basınç farkı | ($N/m^2$) |
| $\Delta V$ | : Diferansiyel hacım farkı | ($m^3$) |
| $V$ | : Hacım | ($m^3$) |
| t | : süre | (s) |
| $t_d$ | : Akümülatörün yağ dolma süresi | (s) |
| $t_b$ | : Akümülatörün yağ boşaltma süresi | (s) |
| $PL_t$ | : Sistemin toplam güç kaybı | (W) |
| $PL_p$ | : Pompadaki kayıplar | (W) |
| $PL_v$ | : Valflerdeki kayıplar | (W) |
| $PL_f$ | : Boru ve dirseklerdeki kayıplar | (W) |
| $PL_a$ | : Silindir veya hidrolik motorlardaki kayıplar | (W) |
| $H_{out}$ | : Sistemden dışarıya atılan ısı miktarı, | (W) |
| Q | : Akışkan debisi, | ($m^3/s$) |
| $\Delta T$ | : Sıcaklık farkı | ($^oC$) |
| $m_a$ | : Araç kütlesi | (kg) |
| $m_t$ | : Her tekere düşen kütle | (kg) |
| d | : Piston çapı | (m) |
| r | : Piston yarı çapı | (m) |

| | |
|---|---|
| $P_1$ : Akümülatördeki azot gazının minimum çalışma basıncı | ($N/m^2$) |
| $V_1$ : Minimum çalışma basıncındaki azot gaz hacmi | ($m^3$) |
| $P_2$ : Akümülatördeki azot gazının maksimum basıncı | ($N/m^2$) |
| $V_2$ : Maksimum basınçtaki azot gaz hacmi | ($m^3$) |
| $V_{yağ}$: Akümülatörün maksimum basınçta toplam akışkan hacmi | ($m^3$) |
| $P_0$ : Akümülatördeki azot gazının şarj basıncı | (Bar) |
| $V_0$ : Akümülatörün toplam azot gaz hacmi | ($m^3$) |
| $V_w$ : Akümülatörün kullanılabilir hidrolik yağ hacmi | ($m^3$) |
| n : Politropik sabiti | - |
| $\rho$ : Yoğunluk | ($kg/m^3$) |
| m : Kütle | (kg) |
| a : İvme | ($m/s^2$) |
| $C_d$ : Tahliye (valf ) katsayısı | - |
| $\vartheta$ : Hız | (m/s) |
| $Re$ : Reynolds Sayısı | - |
| $L$ : Boru veya hortum uzunluğu | (m) |
| $D$ : Boru veya hortumun iç çapı | (m) |
| k : Yay sabiti | (N/m) |
| $x$ : Akü dolum silindirinin piston deplasmanı | (m) |
| $K_k$ : Dirseğe ait boyutsuz kayıp katsayısı | - |
| ν : Hidrolik yağın kinematik viskozitesi | (cSt) |
| $f'$ : Sürtünme faktörü | - |
| $Q_1$ : Baskı silindirin hidrolik akışkan debisi | ($m^3/s$) |
| $Q_2$ : Akümülatörden çıkan hidrolik akışkan debisi | ($m^3/s$) |
| $\Delta P_1$: Yağ deposundan baskı silindirine kadar olan basınç kaybı | ($N/m^2$) |

| | | |
|---|---|---|
| $\Delta P_2$: Akümülatörlerden yağ deposuna kadar olan basınç kaybı | | ($N/m^2$) |
| $\Delta P_{Toplam}$: Boru ve dirseklerin toplam basınç kaybı | | ($N/m^2$) |
| $P_{gir}$ | : Giriş gücü | (W) |
| $P_{çık}$ | : Çıkış gücü | (W) |
| $P_m$ | : Hidrolik motor gücü | (W) |
| $\eta$ | : Akümülatör verim | - |
| $\eta_m$ | : Mekanik verim | - |
| $\eta_{hm}$ | : Hidro-mekanik verim | - |
| $\eta_t$ | : Toplam verim | - |
| $F_{yay}$ | :Yay kuvveti | (N) |
| $P_{yağ}$ | : Akü dolum silindirinde oluşan yağ basıncı | ($N/m^2$) |
| $F_{yağ}$ | : Akü dolum silindiri basınç kuvveti | (N) |
| $v_m$ | : Akışkanın maksimum hızı | (m/s) |
| $\mu$ | : Akışkanın dinamik viskozitesi | (kg/ms) |
| $R$ | : Silindirin yarıçapı | (m) |
| E | : Enerji | (J) |
| $\tau$ | : Kesme gerilmesi | ($N/m^2$) |
| $F$ | : Baskı kuvveti | (N) |
| $\tau_{max}$ | : Maksimum kesme gerilmesi | ($N/m^2$) |
| $T$ | : Yayda oluşan burulma momenti | (Nm) |
| $r$ | : Yay telinin yarı çapı | (m) |
| $J$ | : Polar eylemsizlik momenti | ($m^4$) |
| D | : Yay ortalama çapı | (m) |
| d | : Yayın tel çapı | (m) |
| $K_s$ | : Kesme gerilmesi düzeltme faktörü | - |
| C | : Yay indeksi | - |

$P_a$ : Akümülatör gücü (W)

$P_{m.max}$ : Hidrolik motorun maksimum gücü (W)

**Kısaltmalar**

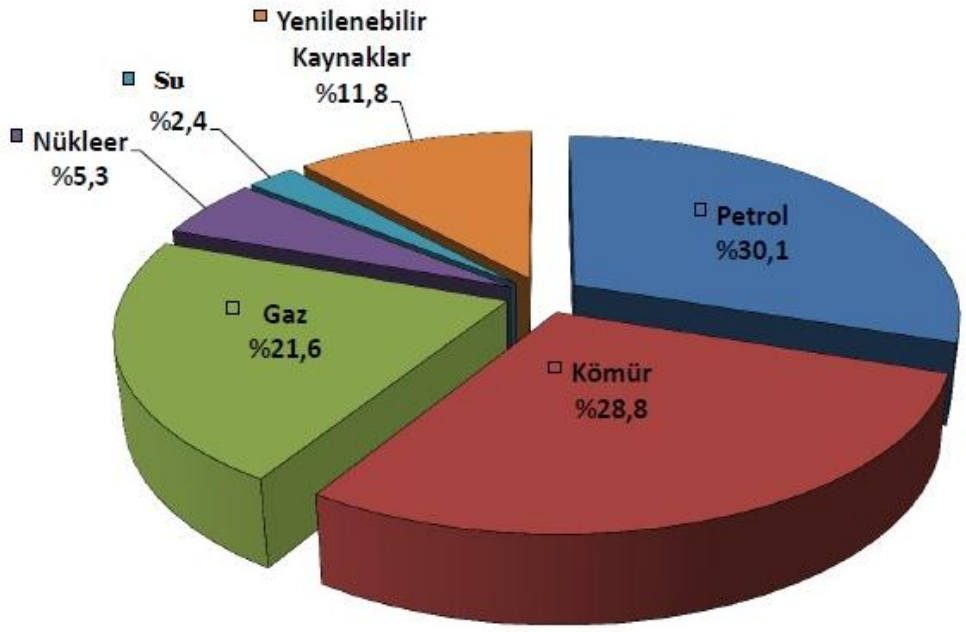
Akü : Akümülatör
LED : (Light Emitting Diode)- Işık yayan diyot
MÖ : Milattan Önce

# 1. GİRİŞ

İnsanoğlu günlük yaşamında enerjiye vazgeçilmez bir şekilde bağlıdır. Toplumun hayat standartlarının yükselişinde, kaliteli ve huzurlu bir yaşam tarzına ulaşmasında, enerjinin önemli bir rolü vardır. Özellikle enerjinin en yaygın formlarından olan elektriği, modern hayatın neredeyse her yerinde görmek mümkündür. Elektrik enerjisi, temel ihtiyaç olan aydınlatma, ısınma v.b kullanımları haricinde, endüstri ve sanayi gibi sayılamayacak kadar çok alanda kullanılmaktadır. Yaşam standardı seviyesi yükseldikçe, insanların daha rahat bir şekilde yaşam istekleri arttıkça daha da çok enerji harcanır. Elektriğin kullanımı insan nüfusuna paralel olarak artmaktadır. Dolaysıyla enerji sarfiyatı ve maliyeti de artmaktadır. Elektriğin elde edilmesinde de genelde doğal gaz ve petrol gibi fosil yakıtlar kullanılır. Fosil yakıtların toplamı (kömür, petrol, doğal gaz ve bu fosillerin türevleri) şu anda dünyada kullanılan enerjinin toplamının % 85'ını karşılamakta olup bu fosil yakıt rezervlerinin de yakın bir gelecekte biteceği öngörülmektedir (Anonymous 2009). Uluslararası Enerji Ajansı verilerine göre, şu anda dünyada 1,3 milyar insan elektriksiz bir hayat sürdürmektedir (Anonymous, 2010). Bu insanların %95'i Sahara bölgesinin güneyinde yaşamaktadır. Buna rağmen gelişmiş ülkelerde elektriği kullanımı gün gittikçe artmaktadır. Enerji maliyeti hem gelişmekte olan ülkelerde hem de gelişmiş ülkelerde de oldukça yüksektir. Bu maliyetleri azaltmak için ya enerji harcamasının kısılması gerekir veya fosil yakıtlar haricinde alternatif enerji kaynaklarının araştırılıp uygulamaya sokulması gerekir. Bunun için son zamanlarda birçok araştırmacı yenilenebilir enerji kaynaklarını ve kullanımı hakkında çalışmalar yapmaktadırlar. Bu yenilenebilir enerji kaynakları şu anda Hidroelektrik, Güneş, Rüzgâr, Biokütle ve Jeotermal enerji kaynaklarıdır Anonymous (2009). Alternatif enerji kaynaklarının kullanımı fosil yakıtlara nazaran çok az olmasına rağmen, gelecekte kullanımları geniş bir çapta olacağı öngörülmektedir (Şekil 1.1). Bunun için mümkün olduğunca yeni ve alternatif olabilecek enerji kaynakları araştırılıp kullanım potansiyelinin incelenmesi gerekir.

Bu çalışmada kara yollarında hareket eden araçların yolların yavaş gidilmesi gereken kısımlarında teker baskı kuvvetlerinin alternatif enerjiye dönüştürülmesi amaçlanmıştır. Bunu gerçekleştirmek için bir deney seti tasarlanıp imal edilerek bu deney seti üzerinde araçların karayollarındaki hareketleri simüle edilmiştir. Bu tarzda elde edilecek enerjinin ölçülmesi ve dönüşüm sistemin verimliliğinin araştırılması konuları oluşturulan bir deney seti üzerinde incelenmiştir.

Yapılan çalışmaların sonuçları alternatif enerji üretimi açısından olumlu olarak ortaya koyulmuştur. Çalışma sonuçları tez içinde sunulmuştur.




Şekil 1.1 Gelecekte dünyada enerji kaynakları kullanım dağılımı (2030 yılı) Anonim, (2014)

## 1.1. Genel Bilgiler

Enerjiden bahsedildiğinde genelde elektrik enerji akla gelmektedir. Aslında, dünyada kullanılan birçok enerji türünün kaynağı güneştir. Güneşten alınan bu enerji, yıllar önce ölüp bozulan hayvanların ve bitkilerin topluca oluşturduğu fosillerde depolanmaktadır. Bu enerji depolarına yakıt adı verilir. Enerji Teorisine göre kapalı bir sistemde enerji yaratılamaz ve yok edilemez, Çengel Y and Boles M, (2014). Yani dünya, kapalı bir sistem olarak düşünüldüğünde gerçekte enerji sorunu yoktur, çünkü enerji miktarı sabittir. Ancak enerji depolama sorunu vardır. Elektrik enerjisi üretiminde fosil yakıtlar, yakıtın yakılmasıyla elde edilen ısıl enerjinin buhar türbinleri vasıtasıyla elektrik enerjisine dönüştürülmesi için kullanılır. Bu bir enerji dönüşüm örneğidir. Yani güneşten alınan enerji, fosillerde muhafaza edilir, fosil yakıtlar yakılarak enerjisi ısıl enerji olarak ortaya çıkar. Isıl enerji suyu ısıtarak buhar oluşturur ve türbinleri döndürerek mekanik enerji ortaya çıkarır. Jeneratörde de türbinlerden gelen mekanik enerji elektrik enerjisine dönüşür ve son haliyle bu enerji yaygın olarak kullanılır. Enerji konusunda elektrik enerjisi son hedef gibi görünse de elektrik dışında da enerjiden farklı bir şekilde faydalanılabilir. Araçlar ve endüstriyel sistemlerin çoğu, petrol

ve doğal gazı yakarak çalışmaktadır. Benzer bir şekilde, değişik uygulamalarda da enerji itme, çekme, kaldırma veya döndürme gibi sadece mekanik enerji formunda kullanılmaktadır. Bu çalışmada ise uygun bir enerji dönüşüm mekanizması tasarlanarak enerjinin mekanik formlarından birisi araştırılarak yeni bir enerji kullanım sahası ortaya çıkarılmıştır. Bu deneysel çalışmada kasis bölgelerinde kayıp bir enerji olan araçların tekerlek basma kuvvetleri yeniden kazanılmaya çalışılmıştır. Bu enerji dönüşüm sistemi, hidrolik bir sistem olup deneyler atölye ortamında gerçekleştirilmiştir.

## 1.2. Çalışmanın Hedefi ve Kapsamı

Bu doktora tez çalışmasında aşağıda verilen konular ele alınmıştır:

(a) Kasis üzerinden geçen ve hareket halinde olan araçların ağırlığından enerji üretebilme potansiyelini araştırmak,

(b) Bir deney seti kurarak enerji dönüşüm sistemini uygulamak,

(c) Sistemin çalışma prensiplerini ve sistem verimini etkileyen faktörleri bulmak,

(d) Parametrelerin (araç hızı, araç ağırlığı, araç geçiş sıklığı) sisteme etkisini incelemek,

(e) Sistemden elde edilen faydalı enerji miktarını bulmak,

### 1.2.1Araç Ağırlıklarının Enerji Potansiyeli

Enerji iş yapabilme kabiliyetidir. Buna göre, araçlar insan ve yük taşımakla birlikte, hareket halinde bu araçların kendi ağırlıkları ve taşıdığı yüklerin toplam ağırlığı kullanılarak ayrı ve faydalı bir iş yapılabilir. Normal şartlarda, araçların yoldan geçme esnasında ağırlıkları yüzünden yola uyguladıkları kuvvet bir iş yapmamaktadır. Bu kuvvet yol yüzeyinden zemine dağılmaktadır. Ancak bazı özel bölgelerde (virajların bulunduğu yerler, aşağıya doğru eğimli ve yavaş seyredilen yollar vs.) yola döşenen uygun bir hidrolik enerji dönüşüm sistemiyle, bu sistemde bulunan baskı pabuç sayısına ve araç geçiş sıklığına bağlı olarak bir miktar enerji depolanma imkânı doğabilir. Depolanan bu hidrolik enerji ise mekanik enerjiye dönüştürülüp kullanılabilir. Söz konusu enerji dönüşüm sistemi otoyollar üzerine döşenen kasislerin altına yerleştirilir. Böylelikle araçlar kasis üzerinden geçerken kasise uyguladığı ağırlıkları kasisin altındaki enerji dönüşüm sistemine aktarılmış olur ve orada enerji dönüşümü gerçekleştirilir. Araç ağılıkları incelenecek olursa, normal taksi türünde bir aracın ağırlığı yaklaşık 1000 kg (1 ton) dır. Yapılan bu çalışmada, en düşük araç

ağırlığını temsil eden taksiden başlayıp en ağır araca kadar değerlendirilmiştir. Bu ağırlıklardan oluşan basma kuvvetinin uygun matematiksel modeli oluşturularak bu çalışmaya uyarlanmıştır. Çalışmada araç ağırlığı potansiyel bir alternatif enerji kaynağı olarak değerlendirilmiştir.

Benzer çalışma yapan bazı araştırmacılar, gündüz saatlerinde kasislerde depolanan enerji ile gece vakti kasis aydınlatma ve ışıklarını yakmada kullanılacak şekilde sistemler geliştirmişlerdir. (Şekil 1.2)




Şekil 1.2. Enerji üreten kasis sistemi uygulaması. Hughes P. (2013)

### 1.2.2. Enerji Dönüşüm Sistemleri

Enerji dönüşümü, enerjinin bir formundan diğer bir formuna değişmesi anlamına gelmektedir. Bu dönüşümü sağlayan cihaza veya sisteme enerji dönüştürücü denir. Enerji, farklı formlarında değişik fiziksel işlemleri yapabilir. Bu işlemler çeşitli makineleri çalıştırabildiği gibi, insanlara hizmet verme şeklinde de kullanılabilir. Örneğin, ısınma, aydınlatma ve ulaşım. Ancak enerji dönüşüm sistemlerinin tümü, gerçek uygulamalarda yüzde yüz verimle çalışmamaktadır. Sistemdeki sürtünme ardından ısınma, sızıntı ve basınç kaybı, sistem elemanlarının imalatı, montaj hataları ve çalışma ortamlarından kaynaklan değişik dış faktörlerden dolayı enerji dönüşüm sistemlerinin verimi genelde oldukça düşüktür. Enerji dönüşüm süreci, başlangıçtaki enerji formuna bağlı olarak birkaç adımdan oluşmaktadır (Şekil 1.3). Örneğin; elektrik üretimi yaygın olarak kullanılan kömür, termik santrallerinde aşağıdaki dönüşüm aşamalarından geçerek gerçekleştirilmektedir:

i) Kömürde muhafaza edilen kimyasal enerji ısıl enerjisine dönüştürülür.

ii) Isıl enerji buhar ile kinetik enerjiye dönüştürülür.

iii) Kinetik enerji türbinlerde mekanik enerjiye dönüştürülür.

iv) Mekanik enerji ise jeneratörlerde elektrik enerjisine dönüştürülür.




Şekil 1.3. Kömür enerji santralinde enerji dönüşüm adımları

Bu enerji santrallerinin şu anda en verimlisi doğal gazla çalışanları olup dönüşüm verimleri ancak % 50 civarındadır. Anonymous (2012).

Diğer enerji dönüşüm sistemleri şunlardır:

i) Termo-elektrik sistemdir. Isıl enerji elektrik enerjisine dönüştürülür.

ii) Jeotermal Santrallerdir. Yer altındaki ısıl enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürür

iii) Isıl motorlardır. İçten yanmalı motorlar gibi, ısıyı harekete dönüştürür.

iv) Dalga enerji santralleridir. Dalgaların mekanik enerjisini elektrik enerjisine dönüştürürler.

v) Rüzgâr enerji santralleridir. Rüzgâr enerjisini mekanik ve elektrik enerjisine dönüştürürler.

vi) Hidro-Pnömatik Enerji sistemleridir. Gazın sıkıştırılabilir özelliğinden ve sıvıların yüksek hacimsel (Bulk Modulus) modülünden faydalanılarak bu sistemlerden çıkan enerji mekanik enerjiye dönüştürülür.

vii) Yayların Potansiyel Enerji Sistemleridir. Yayların esneme özelliğinden dolayı dış kuvvetlere maruz kaldıklarında kuvvetin neden olduğu uzama veya sıkışma miktarına bağlı olarak depoladıkları potansiyel enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürülebilir.

### 1.2.3. Hidrolik Sistemlerin Çalışma Prensipleri ve Etki Eden Faktörler

Hidrolik sistem, aslında kelime manası olarak, su ile çalışan bir sistemdir. Ancak, bu çalışmadaki endüstriyel hidrolik sistem ise basınçlı bir sıvı (genelde mineral yağı) kullanılarak bir hidrolik silindiri veya bir hidrolik motoru çalıştıran ve faydalı işler yapan bir sistemdir. Hidrolik sistemin yaptığı temel işlere, herhangi bir parçanın veya yükün sıkılması, tutulması, kaldırılması, indirilmesi, döndürülmesi, itilmesi ve çekilmesi gibi bazı örnekler verilebilir. Bir hidrolik sistem yaptığı işlere nazaran çok basit görünmesine rağmen çok ağır ve büyük kuvvetleri gerektiren işleri yapması iki temel kavrama dayalıdır:

(i) Pascal Kanunu

(ii) Sıvıların Sıkıştırılamazlık Kavramı

### 1.2.3.1 Pascal Kanunu

Pascal Kanunu: *'Kapalı bir ortamda bulunan bir sıvının herhangi bir noktasında basınç artışı oluşursa, sıvının diğer her bir noktasında da aynı miktarda bir basınç artışı oluşacaktır'* ifadesi ile açıklanır. Cundiff J. (2002).

Bu kanun hidrostatik sıvı basınçları ve kuvvet arttırma ile ilgili olup hidrolik preslerin çalışma mantığı buradan çıkmıştır. Matematiksel bir ifadeyle Pascal Kanunu şu şekilde de verilebilir:

$$P = F / A \qquad (1.1)$$

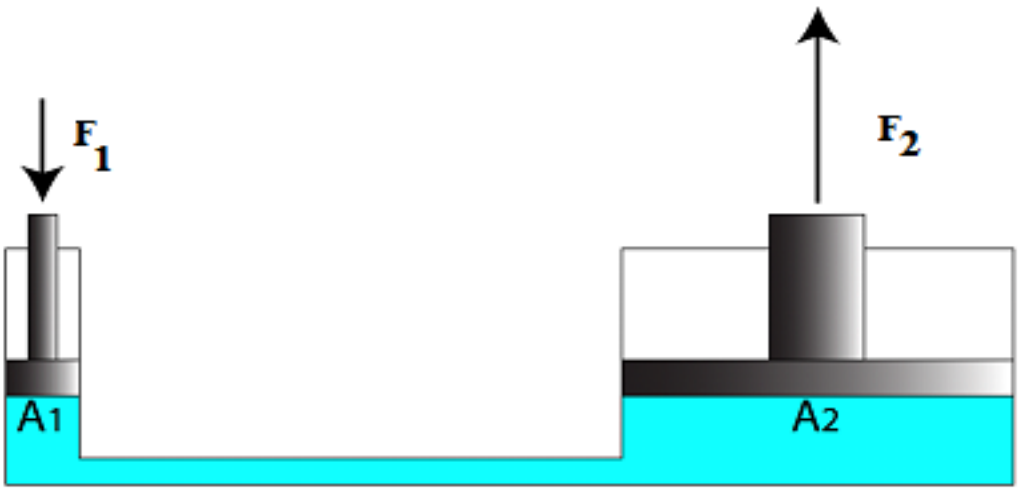
Burada;

P : Sistem basıncı (Pascal veya $N/m^2$)

F : Sıvı basıncından dolayı oluşan kuvvet (N)

A: Kuvvetin etki ettiği alan ($m^2$)

Yani, sıvıyla doldurulmuş bir kabın içerisine basınç farkı oluştuğunda, yani belirli bir kuvvet uygulandığında, bu kaba bağlanan başka bir yerde geniş bir alan söz konusu ise daha büyük kuvvetler elde edilebilmektedir. Şekil 1.4' te gösterildiği gibi, sol tarafta uygulanan küçük bir $F_1$ kuvvet, sistemin içindeki akışkan basıncın eşit dağıldığı için ve sağ taraftaki alan büyük olduğundan sağ tarafta büyük bir $F_2$ kuvvet olarak yansımaktadır.




Şekil 1.4. Paskal kanunun gösterimi.

1.2.3.2. Sıvının Sıkıştırılamazlık Kavramı

Sıkıştırılamazlık, bir maddenin basınca karşı koyduğu sıkışmazlık durumu olarak ifade edilebilir. Sıvıların çoğu pratik anlamda sıkıştırılamaz olarak varsayıldığından bu özellikleri sayesinde hidrolik sistemlerdeki sıvılar, kuvvet iletiminde yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Aslında her madde belirli bir basınca maruz kaldığında hacminde bir azalma meydana gelmektedir. Bu azalma malzemenin sıkıştırılabilirliğini gösterir. Matematiksel bir şekilde akışkanın sıkıştırılabilirliği aşağıdaki ifade ile verilir:

$$K = -\frac{\Delta P}{\Delta V/V} \qquad (1.2)$$

Burada

$K$: Maddenin sıkıştırılabilirligi ($N/m^2$)
$\Delta P$: Diferansiyel basınç farkı ($N/m^2$)
$\Delta V$: Diferansiyel hacım farkı ($m^3$)
$V$: İlk hacım ($m^3$)

Bir maddenin sıkıştırılabilirliği ne kadar yüksek olursa o maddenin sıkıştırması o kadar zor olur. Mineral yağın sıkıştırılabilirliği yaklaşık olarak 15 000 x $10^5$ $N/m^2$ havanın ki ise adiyabatik durumlarda 1.45 x $10^5$ $N/m^2$ dir Anonymous, (2014-1). Mukayese yapıldığında mineral yağın havaya göre neredeyse sıkıştırılamaz gibi kaldığını görülmektedir. Bundan dolayıdır ki hidrolik sistemlerde yağ sıkıştırılamaz olarak kabul edilmektedir. Hidrolik sistemlerde, su enerji iletim elemanı olarak da kullanılabilmektedir. Ancak suyun korozyon etkisinin olması, düşük viskoziteye sahip olması, yüksek çalışma sıcaklıklarında sızdırmazlığı sağlayamaması ve su kullanan hidrolik sistemlerde kullanılan malzemelerin genelde daha pahalı olmasından şimdiye kadar hidrolik sistemlerde suyun kullanımının sınırlı olmasına neden olmuştur. Samland.U, Hollingnworth B., (1995) Lim G.H., Chua P.S.K, and He Y.B. (2003),

Basit haliyle hidrolik sistemlerin ana elemanları hidrolik tank, pompa ve motor, kontrol valfleri, hortum ve silindirden oluşmaktadır. Enerji iletim akışı pompadan başlar. Pompa, faydalı bir iş yapmak üzere sıvıyı hareket ettiren bir cihaz veya mekanizma olarak tanımlanabilir Meier J. (2011). Pompayı çalıştıran ise, mekanik bir dönme hareketi oluşturabilen herhangi bir uzuv veya mekanizmadır. Genelde, elektrik motoru veya içten yanmalı motorlardır. Burada, pompa girişinde düşük basıncı oluşturarak pompa depodan

hidrolik yağı emerek boru ve dirsekler vasıtasıyla sisteme iletir. Sistemdeki kontrol valfleri (yön denetim valfleri) sayesinde, yağ istenilen elemana veya yöne yönlendirilir. Orada da silindirdeki pistonu iterek veya hidrolik motoru döndürerek hedeflenen iş yapılır. Yapılan çalışmada pompa görevini yapan eleman, düşey konumunda yerleştirilen yay dönüşlü piston-silindir mekanizması olup aynı zamanda araç tekerlerinin basma hareketlerini simüle etmektedir. Hidrolik sistemlerin çalışması esnasında basınçlı akışkanın valflerden, boru veya dirseklerden geçmesiyle sürtünme sonucunda ısı meydana gelmektedir. Ortaya çıkan bu ısı, kontrol altına alınmazsa sisteme kayıp olarak yansıyacaktır.

### 1.3. Hidrolik Sistemdeki Kayıplar

Hidrolik sistemlerde ısınma kaçınılmaz olup aşırı derecede ısınma söz konusu olduğunda da sistemde güç kaybı meydana gelmektedir. Bilindiği gibi gerçek uygulamalarda sistem veriminin yüzde yüz olamayacağına göre hidrolik sistemlerdeki verimsizlik sistemin ısınmasının ana nedenidir. Isınmadan doğan termal yük hidrolik sistemin toplam güç kaybına eşittir. Şöyle ki,

$$PL_t = PL_p + PL_v + PL_f + PL_a \quad (1.3)$$

Burada,

$PL_t$ : Sistemin toplam güç kaybı,
$PL_p$: Pompadaki kayıplar,
$PL_v$: Valflerdeki kayıplar,
$PL_f$ : Boru ve dirseklerdeki kayıplar,
$PL_a$: Silindir veya hidrolik motorlardaki kayıplardır.

Sistemin aşırı ısınmasına karşı bu güç kaybı olabildiğince düşük tutulması gerekir. Fan, ısı değiştiricisi gibi bir soğutma sistemi hidrolik sisteme eklenerek güç kaybı engellenebilir. Ancak dışarıya atılan ısı miktarı sistemin toplam güç kaybından düşük ise aşırı ısınma ve sonrasında güç kaybı kaçınılmaz olacaktır. Hidrolik sistemlere eklenen soğutucu kapasitesi, hidrolik sisteminin toplam gücünün % 25 ile % 40 civarındadır, Brenden C, (2010).

Soğutucunun ısı atma kapasitesi, soğutucudan geçen yağ debisine ve soğutucuda oluşan sıcaklık farkına bağlı olup aşağıdaki eşitlikle hesaplanmaktadır:

$$H_{out} = \frac{Q \times \Delta T}{34.5}$$
(1.4)

Burada,

$H_{out}$ : Sistemden dışarıya atılan ısı miktarı, (kW)

Q : Soğutucudan geçen akışkan debisi, (l /dak)

$\Delta T$ : Soğutucuda oluşan sıcaklık farkıdır (ºC)

Hidrolik sistemlerin ısınmasına neden olan başka bir faktör ise basınç düşüşüdür. Sızdırmazlık elemanlarından veya herhangi bir yerden basınçlı yağ sızıntısı varsa, basınç düşümü ve ardından ısınma meydana gelir. Sızıntı haricinde, akış sınırlandırmaları da basınç düşüşüne sebep olmaktadır. Dolayısıyla hidrolik akışkanın akış kontrol valflerinden veya emniyet valflerinden geçişi esnasında valflerin hassasiyetine bağlı olarak basınç kaybı meydana gelmektedir.

### 1.4. Hidrolik Gücün Uygulama Alanları

Hidrolik sistemler faydalı işlerin yapılmasında eskiden olduğu gibi bugün de önemli rol oynamaktadır. Teknolojinin henüz gelişmediği zamanlarda insanlar nehirlerden akan suyun (hidrolik) gücünü faydalı işlerinde kullanabileceğini keşfetmişlerdi. MÖ 220 yılında Yunan fizikçi Arşimet, hidrolik kuralı ortaya koyup Arşimet Vidasını icat etmiştir, Stephanie D, Oleson J.P. (2003). Su değirmenleri, ilk su pompası MÖ 200 yıllarında, hidroliğin en yaygın uygulama alanlarındandı. Gelişen teknolojiyle paralel olarak hidrolik gücün uygulama alanları ve hidrolikle çalışan yeni sistemler geliştirilmiştir. Demirden yapılan bir piston, bir borunun (silindir) içerisine yerleştirilip pistonun arkasından su basıldığında insanlar pistonun hareket ettiğini fark etmişlerdir. Pistona bir mil takıp itme ve kaldırma gibi farklı işleri yapabilmiştir. Bu şekilde su ile çalışan ilk hidrolik pres ortaya çıkmıştır. Bu pres Bramah tarafından icat edilip 1795'te İngiliz patentine sahip olmuştur Lim G.H., Chua P.S.K, and He Y.B. (2003). Suyun sızmasıyla düşük verimde çalışan bu tip hidrolik sistemlerde, sızıntıyı önlemek ve verimi arttırmak amacıyla piston keçeleri icat edilmiştir. Hidrolik sistemler çalıştıkça uygulamada yaşanan olumsuzluklar da ortaya çıkmaya başlamıştır. Örneğin, suyun özelliğinden dolayı, demirin suyla teması halinde ortamda havanın da mevcut olması sonucu korozyon meydana gelmiştir. Bunun gibi problemlerle başa çıkmak için insanoğlunun su içerisine yağ gibi farklı sıvılar katmaları gerekirdi veya sistemde sudan tamamen farklı

sıvıları kullanmalıydılar. 1906'da Williams ve Janney, hidrolik sistemlerde su esaslı sıvı yerine mineral yağı kullanmaya başlamışlardır Lim G.H., Chua P.S.K, and He Y.B. (2003),. Bugün hidrolik sistemlerde yüksek verim, yüksek basınç, yağlama ve sızdırmazlık gibi avantajlarından dolayı mineral yağlar kullanılmaktadır. Gerçi yapılan yeni araştırmalarda, hidrolik güç sistemlerinde, yeniden su esaslı sistemlerin canlandırılmasına çalışılmaktadır Lim G.H., Chua P.S.K, and He Y.B. (2003). Ayrıca, hidrolik sistemin önemli elemanlarından akümülatörler, deney setinde önemli bir rol almış ve alternatif enerji araştırılması olan bu çalışmanın "Materyal ve Metot" bölümde ayrıntılı olarak anlatılmıştır.

### 1.5. Sistemi Etkileyen Parametreler

Çalışmanın kapsadığı başka önemli husus, deney setinin çalışmasını etkileyen sistem parametrelerdir. Bu parametreler; araçların ağırlıkları, geçiş hızları ve geçiş sıklıkları olup her biri ayrı olarak incelenmiş olup sistemin verimliliği de bunları temel alarak hesaplanmıştır. Bu konu çalışmanın "Materyal ve Yöntem" bölümünde ele alınmıştır.

### 1.6. Sistemden Elde Edilen Mekanik Enerji Miktarı

Çalışmanın ana hedefi karayollarında hareket eden araçların ağırlıklarının belli bölgelerde enerjiye dönüştürülerek mekanik bir işte kullanılabilecek durumda olup olmadığını araştırmaktır. Dolaysıyla, çalışmanın en önemli kısmı olan bu bölüm deneyler neticesinde elde edilen verilerle 3. bölümde yer almıştır.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatürde alternatif enerji elde etme konusunda çalışma yapan birçok araştırmacı mevcuttur.

Leponiemi A., (2011), yaptığı doktora tez çalışmasında buğday samanının alternatif enerji elde etme üzerinde çalışma yapmış ve samandan hem bir miktar alternatif enerji elde edilebileceğini hem de kâğıt üretiminde kullanımının uygun olduğunu göstermiştir.

Bram S., Ruicky J.De. ve Lavric D. (2009) çalışmalarında biokütlenin otomotiv sektöründeki kullanım potansiyelini analiz etmişlerdir. Aynı zamanda enerji üretiminde ve ısınma işlemlerindeki kullanımını da incelemişler. İncelemiş oldukları tüm biokütle enerji çeşitlerinden enerji elde edilebildiğini göstermişlerdir. Analiz ettikleri biokütle enerji kaynaklarından en verimlisinin karbondioksit gaz oluşumunun azlığı açısından odun olduğunu göstermişlerdir.

Amogpai A. (2011) yaptığı doktora tez çalışmasında, ışık yayan diyotlar ile güneş enerjisini birlikte kullanıp bir alternatif enerji sistemi geliştirmiştir. Bu sistemden elektrik enerjisi eldesi sağlanmıştır. Çalışmada gelişmekte olan ülkelerdeki elektrik enerjisi ihtiyacına çözüm hedeflenmiştir.

Varınca K.B. ve Varank G. (2013) yaptıkları çalışmada, alternatif enerji kaynaklarından olan rüzgâr enerjisinin çevresel etkisini incelemişlerdir. Dünyadaki petrol esaslı enerjinin yakın bir gelecekte sonlanacağı tahminiyle ve devletlerin çevreyi korumak adına çıkardıkları enerji yasalarını göz önüne alarak rüzgâr enerjinin çevrede oluşturduğu etkileri ele almışlardır. İnceledikleri çevresel alanlar; arazi kullanımı, gürültü, doğal görüntü ve doğal hayat gibi konulardır.

Bram S., Ruyck J. De. ve Lavric D. (2009), Karbondioksiti azaltmaya yönelik alternatif enerji konularında çalışmışlardır Çalışmalarında, Belçika'da sınırlı bulunan ama faydalı bir şekilde kullanılabileceğini düşündükleri biokütle enerji konusunu analiz etmişlerdir. Analizlerinde sistematik karşılaştırma yapılabilmesi için SPA (System Pertubation Analysis) diye adlandırdıkları yeni bir analiz sistemi geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri SPA analiz sistemi ile sınırlı kaynakların en iyi bir şekilde kullanılabilirliği raporlamışlardır.

Akdeniz F., Çağlar A. ve Güllün D. **(**2002) yaptıkları çalışmada, Türkiye'de fosil esaslı ve fosil olmayan enerji kaynaklarını ele almışlardır. Ülkenin on yıllık (2000–2010) enerji planını ve yapılan yatırımları incelemişlerdir. Çalışmada, alternatif enerji kaynaklarından biokütlenin Türkiye'deki kullanım ve potansiyeli hakkında inceleme

yapılmıştır. Elektrik ve LNG gibi temiz enerji türlerinin haricinde, biokütlenin de özellikle kırsal ve küçük gelirli şehirlerin kısımlarında yaygın olarak kullanıldığı bahsedilmiştir.

Deng Y., G. ve Liu J.'nin (2009) çalışmalarında, güneş ışığını direkt termal güç ve ardından da elektriğe çeviren metotları incelemişlerdir. Bu çalışmada, termo-elektrik, termionik ve magneto-hidrodinamik gibi termal güç üretim teknolojileri ele alınmıştır. Söz konusu metotlardan güneş ışığından temiz ve ucuz alternatif enerji elde edilebileceği gösterilmiştir.

Kiira H.'nin (2011), yaptığı çalışmada kurutulmuş kereste taneciklerinin üretimini ve bunların alternatif enerji kaynağı olarak kullanılmasını araştırmıştır. Ayrıca, çalışmada kereste parçacıklarının çevreye olan etkisi de incelenmiştir. Sonuç olarak, kereste parçacıkları kömürle aynı anda yakılması durumunda sadece kömürün kullanımına nazaran çevreye daha az sera gazının salındığın bulunmuştur.

Hughes P. (2013), "Enerji Üreten Kasis" konulu bir çalışma yapmıştır. Kasislerin İngiltere'deki kara yollarında gündüzleri araçların geçişi esnasında enerji üretmede kullanılabileceğini ve üretilen bu enerjinin geceleri LED lambalarla yolların ışıklandırılabileceğini göstermiştir. Söz konusu çalışma otoyolların bir bölümü (petrol istasyonlar veya dinlenme tesisleri girişleri gibi) kazılarak enerji dönüşüm sistemi yerleştirilmiştir. Sistem mafsallı baskı kanatları, volan, bağlantılar ve jeneratörden oluşmaktadır. Baskı kanatları arabaların üzerlerinden rahat geçebilecek şekilde kazılan bölgenin üst kısmına yerleştirilir ve altına volan, jeneratör mil ve beton plakaların alt yüzeyine bağlanan diğer bağlantılar konumlanır. Beton plakaları mafsallı olduğundan birinci plaka, araba tekeri tarafından bastırılıp aşağı çöktüğünde mafsaldaki diğer plaka üste çıkıyor ve altındaki mekanizmanın dönmesine neden olur. Dönen volanın hareketi jeneratöre aktarılır ve orada elektrik üretilir. Benzer bir sistem, alışveriş merkezlerindeki otoparklarda kurulabileceğini ve araçların geçişlerinde marketlerin maliyeti düşük olan bu enerjiden faydalanabileceklerinden bahsetmiştir.

İmrek H. (2008)'nin Türk Patent Enstitüsünden aldığı 2008 04055 B numaralı patentiyle hareket halindeki araçların ağırlıklarından hidrolik sistemle enerji üretilebileceğini göstermiştir. Bu patent çalışmamızın temelini teşkil etmektedir.

Simkin L. (2012)'nin çalışmasında hidrolik akümülatörün dış kuvvetlere karşı davranışını incelemiştir. Çalışmada akümülatör sistem modellenmiş ve sayısal bir analiz sistemi kullanılarak hidrolik sistemde oluşan ani basınç artışlarının akümülatörde oluşturduğu tepki ve akümülatörün davranışı sunulmuştur.

Gökpınar N.'nin (2010) çalışmasında yenilenebilir enerji kaynaklarının ileriye dönük kullanılmasında Türkiye'nin ekonomisine katkısı incelenmiştir. Ayrıca; enerji modellenmesi yapılıp güneş enerjisinden elektrik enerjisine dönüşüm maliyeti hesaplanmıştır.

Bujac F, (2011)'nin çalışmasında, Romanya'daki yenilenebilir enerji potansiyelini araştırmıştır. Çalışmasında ele alınan yenilenebilir enerji kaynakları olan güneş, rüzgâr ve biokütle tiplerine çalışmada ağırlık verilmiştir. Bu tür enerji kaynakları 2020 yılına kadar Romanya için artan bir kullanım potansiyeline sahip oldukları bulunmuştur.

Martinot E. (1998) yaptığı doktora tez çalışmasında Rusya'daki alternatif enerji kaynaklarını ve enerji verimliliğini araştırmıştır. Çalışmada, karbondioksit gaz emisyonlarının azaltılmasına yönelik yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması ve mevcut enerjinin verimli kullanılması tavsiye edilmektedir.

Zeng X. (2009)'in çalışmasında, hidrolik hibrid aracının enerji yoğunluk performansını incelemiş. Çalışmada enerji depolayıcı olan akümülatör modeli, hidrolik pompa ve motor modelleri oluşturulmuş ve MATLAB/SIMULINK yazılımında simüle edilmiştir. Simülasyon sonuçlarına göre sistemin enerjinin iyileştirmesine yönelik öneriler verilmiştir.

Hansen H.B., ve Rasmusen P.W.'in (2013) çalışmalarında hidrolik akümülatörlerin modellemesini yapmışlardır. Söz konusu akümülatörler rüzgâr türbinlerindeki acil durumlarda gerekli enerjiyi sağlamak için kullanılacak şeklide yapılmıştır. Hedeflenen akümülatörler 10 saniyeden az süre içerisinde rüzgâr türbin sistemine 10 ile 25 litre hidrolik akışkanı sağlaması için tasarlanmıştır. Modelleme işlemi gerçekleştirmek için termodinamiğin birinci kanunu esas alınmıştır. Matlab-Simulink programı kullanılarak matematik modelinden elde edilen simülasyon sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılarak en uygun sonuçlar çalışmaya sunulmuştur.

Pirisi A., Mussetta M., Grimaccia F. ve Zich R. E.'nin (2013) çalışmalarında enerji üretebilen kasislerin tasarımını ve optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir. Söz konusu çalışma, araçların kinetik enerjisini esas almıştır. Çalışmalarında araç hızlarını düşürmede kullanılan fren, enerjinin kaybolmasına neden olduğunu, bunun yerine uygun kasislerin yerleştirmesini ve kasislerin altına enerji dönüşüm mekanizmasının yerleştirilirse enerji kazanım olacağını göstermişlerdir. Ayrıca, çalışmanın numerik modelini geliştirmişlerdir.

Dmitriev V.'nin (2014) US 20130193692 A1 numaralı patentinde otoyollarda kasisler üzerinden geçen araçların kinetik enerjisi ve ağırlıklarından faydalanılarak elektrik enerjisi üretilebileceğinden bahsetmiştir.

Ravivarma K., Divya B., Prajith C.P., Sivamurugan A. ve Vengatesan K.'in (2013) çalışmalarında kasis üzerinden geçen araçların enerji üretimini teorik olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında bir hidrolik mekanizmayı tasarlayıp, teorik olarak hidrolik akışkandan üretilebilecek enerjiyi bir türbin vasıtasıyla elektrik enerjisine dönüşümü incelemişlerdir.

Srivastava S. ve Asthana A.'nın (2011) yayınladıkları çalışmada, otoyolların kasislerinden elektrik enerjisi üretilme potansiyelinden bahsedilmiştir. Çalışmada önerilen mekanizmada 1 ton ağırlığındaki aracın 10 cm'lik bir rampa üzerinden geçtiğinde yaklaşık 0.98 kW gücü elde edildiği gösterilmiştir. Ancak çalışmada elde edilen enerjinin depolama ihtiyacının gerekli olduğu da bahsedilmiştir.

Puddu P. ve Paderi M., (2013)'nin çalışmalarında araçların kinetik enerjisinin akümülatörlerde depolanmasını incelmişlerdir. Akümülatör içindeki gazın sıkıştırılabilirliği ve termal kayıpların enerji depolama üzerine etkisini incelemişlerdir. Çalışmada, araçların frenleme esnasında kaybolan enerjiyi geri kazanmak için bir enerji geri kazanım mekanizması geliştirilmiştir. Ayrıca sistemde kullanılan gaz şarjlı akümülatörün matematik modeli hazırlanmış olup ideal ve gerçek gazların genişleme ve sıkışma prosesleri analiz edilmiştir.

Ho T. H., Ahn K.K'nın (2012) yaptıkları çalışmada hidrolik bir enerji geri kazanım sistemi modellenip kontrol analizi gerçekleştirilmiştir. Kapalı döngü bir hidrostatik iletim sisteme dayalı olan bu çalışmada hidrolik akümülatörler enerji geri kazanımın depolama elemanları olarak kullanılmıştır. Bulanık mantık teorisi kullanılarak çalışmanın kontrol sistemi geliştirilmiştir.

## 2.1. Hız Kesiciler

Hız kesiciler yollardan geçen araçların hızlarını düşürmek için yerleştirilen bariyerlerdir. Amacı, şehir içinde trafik yoğunluğunun düşük ve hız yapmaya elverişli olduğu yerlerde, okul, hastane, alışveriş merkezleri ve yaya geçişlerin yoğun olduğu bölgelerde muhtemel trafik kazalarını önlemektir. Kara yolları kurallarına bağlı olarak hız kesiciler belirli boyutlarda (uzunluk, genişlik, rampa açısı v.s) ve aralıklarda olması gerekmektedir. Genel olarak iki çeşit hız kesici vardır. Bunlar, küçük boylu hız kesiciler ve uzun boylu hız kesicilerdir. Küçük boylu olanların üzerlerinde sadece hafif bir rampa olup araçların hızlarını az bir şekilde düşürmek suretiyle üzerinden geçmeleri mümkündür. Uzun boylu tümsekler ise, uzunlukları 3,6 m-3,8 m civarında olup boyları 10 cm'e kadar ulaşabilen tümseklerdir. Kasislerin önden görünüşleri dairesel, parabolik, konik veya sinüzoidal şeklinde olurlar

Kaygısız Ö, Salau T ve ark (2014). Geçen arabaların, zarar görmemesi için hız kesicilerden çok yavaş geçmeleri gerekir. Türk standart enstitüsüne göre hız kesiciler 50 m-150 m ara ile birden çok sayıda ve yolun en fazla 800 m'lik kesiminde uygulanabilir. Aracın hızını ayarlayabilmesi için yola girişten itibaren en az 20 m uzakta olmalıdır. Araç hızlarının düşürülmesinde etkin olan hız kesici faktörleri:

i) Hız kesici boyları
ii) Hız kesici genişlikleri
iii) Hız kesici arasındaki mesafedir.

## 2.2. Hız kesici üretimi

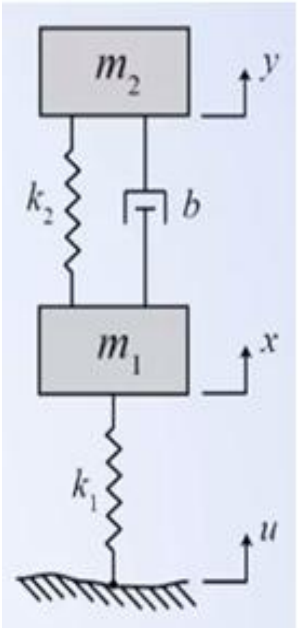
Şekil 2,1'de gösterilen hız kesiciler geri dönüşümlü kauçuk, poliüretan, prepolimer kompozit veya plastik malzemelerden yapılmaktadır. Yapımı kalıplarda presleme yöntemiyle gerçekleştirilmektedir. Bazı hız kesiciler ise beton veya asfalt ile yapılmaktadır. Plastik ve kauçuk malzemelerden yapılan hız kesiciler kış aylarında yollardan kar temizlemek için yerlerinden sökülüp tekrar monte edilebilir. Bu konuda bu hız kesiciler diğerlerine göre bir avantaj sağlarlar.



Şekil 2.1. Hız kesicinin fotoğraf görüntüsü

2.2.3. Hız kesicinin modellenmesi

Aracın hız kesicisi üzerindeki hareketi farklı değişkenler kullanılarak ve çeyrek araç süspansiyon modeli (Şekil 2.2) yardımıyla modellenmesi yapılabilir.




Şekil 2.2. Çeyrek araba süspansiyon modeli

Çeyrek araç modelinin denklemi şu şekilde oluşturulabilir:

Aracın bir tekere düşen ağırlığı $m_2$, ve teker ağırlığı $m_1$ olarak alınıp, Newton'un ikinci kanununun uygulanmasıyla modelin denklemi ortaya çıkmaktadır. Şöyle ki:

$$\sum F = ma \tag{2.1}$$

Bir tekere düşen araç ağılığı için:

$$\sum F = -F_{s2} - F_d = m_2 \frac{d^2y}{dt^2} \tag{2.2}$$

$$\sum F = -k_2(y - x) - b(\frac{dy}{dt} - \frac{dx}{dt}) = m_2 \frac{d^2y}{dt^2} \tag{2.3}$$

Burada; $F_{s2}$: Aracın bir tekere düşen yaylama kuvveti

$F_d$: Sönümleme elemanında oluşan kuvvet

Tekerin ağırlığı için:

$$\sum F = F_{s2} + F_d - F_{s1} = m_1 \frac{d^2x}{dt^2}$$

(2.4)

$$= k_2(y - x) + b(\frac{dy}{dt} - \frac{dx}{dt}) - k_1(x - u) = m_1 \frac{d^2x}{dt^2} \quad (2.5)$$

Benzer terimler bir araya getirildiğinde, araba süspansiyonun hareket denklemi:

$$m_1 \frac{d^2x}{dt^2} + b\frac{dx}{dt} + (k_1 + k_2)x = b\frac{dy}{dt} + k_2y + k_1u$$

(2.6)

$$m_2 \frac{d^2y}{dt^2} + b\frac{dy}{dt} + k_2y = b\frac{dx}{dt} + k_2x \quad (2.7)$$

olarak çıkmaktadır**.**

Burada; $F_{s1}$: Tekerin yaylama kuvveti

b : Sönümleme elemanı sabiti

$k_1$ : Tekerin yaylama sabiti

$k_2$ : Aracın yaylama sabiti

x : Tekerin dikey mesafesi

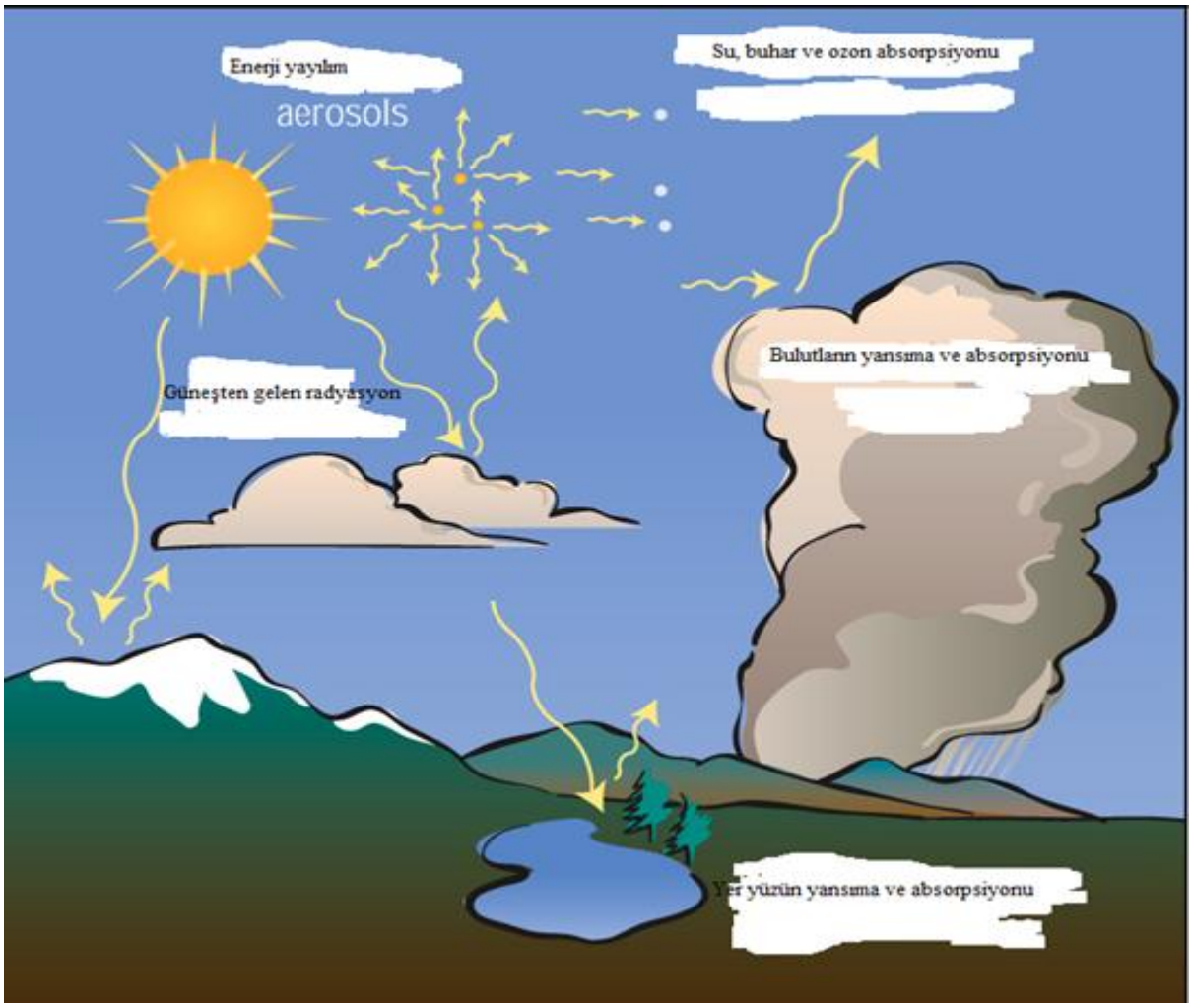
y : Aracın dikey mesafesi

### 2.3. Yenilenebilir Enerji ve Kaynakları

Yenilenebilir enerji, fosil yakıta bağlı olmayan ve dünyanın var olduğu sürece kaynağı tükenmesi beklenmeyen bir enerji türüdür. Literatürde yenilenebilir enerji kaynaklarından bahsedildiğinde güneş, rüzgâr, jeotermal, hidrojen, biokütle ve dalgalardan kaynaklanan enerji türleri anlaşılmaktadır. Fosil yakıtlı enerji kaynaklarına göre yenilenebilir enerji kaynaklarının çevreye olumsuz etkileri azdır. Dolayısıyla, çevre dostu bir enerji türü olduğundan, araştırılması ve kullanımı ülkeler ve çevre kurumları tarafından tavsiye edilmektedir. Yenilenebilir enerjinin başka avantajları da mevcuttur. Bunlar, işletme ve bakım masrafların az olması ve güvenilir enerji olmasıdır. Kulekçi Ö.C (2015)

### 2.3.1 Güneş Enerjisi

Yenilenebilir enerji kaynaklarından olup dünyadaki birçok enerji türlerinin asıl kaynağıdır. Güneşin enerji yaymasının sebebi, içinde sürekli hidrojen elementinin helyum elementine dönüşmesiyle açıklanmaktadır. Hidrojen-helyum dönüşümü esnasında füzyon reaksiyonları meydana gelmektedir. Reaksiyonlar sonucu kütle farkı ortaya çıkmaktadır. Bu kütle farkı ısıl enerjisi olarak açığa çıkarak uzaya ve diğer bölgelere yayılmaktadır. Şekil 2.3, güneş enerjisinin dünyaya oluşum şeklini göstermektedir. Güneşten dünyaya gelen güç miktarı yaklaşık 1.8 x 1011 MW olarak tahmin edilmektedir. Külekçi Ö.C (2015)

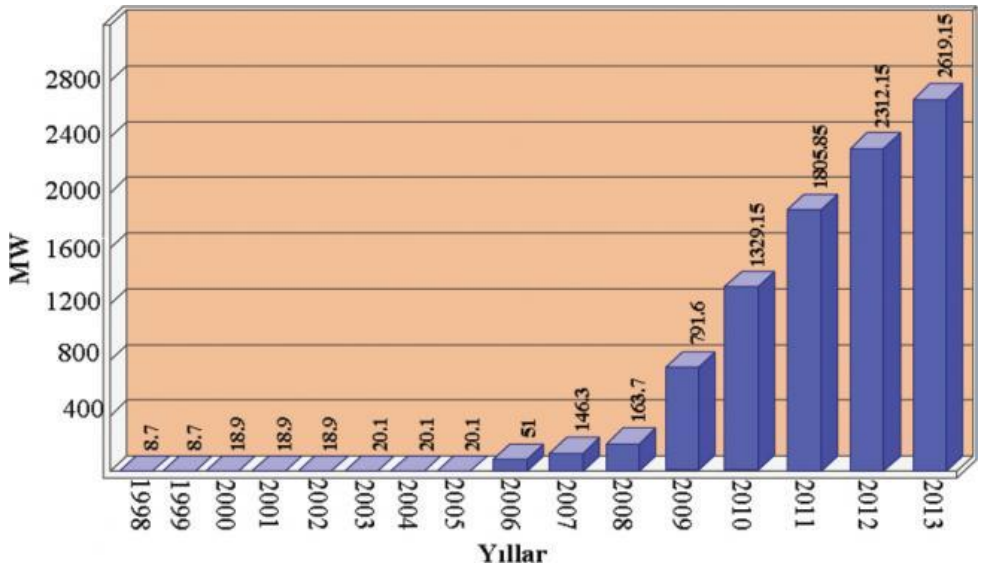



Şekil 2.3. Güneş enerjisinin oluşumu (Anonim 2015-1)

### 2.3.2 Rüzgâr enerjisi

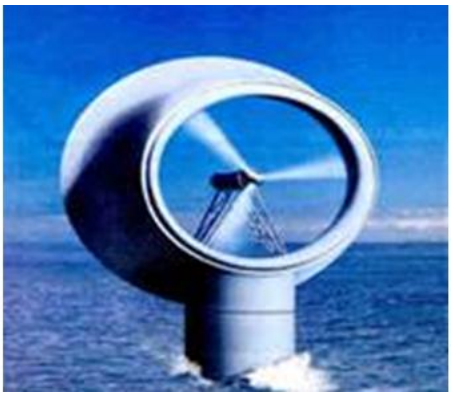
Güneş enerjisinin bir bölümü rüzgar enerjisine dönüşür. Yerden olan yükseklik arttıkça rüzgar hızı da artmaktadır. Rüzgârdan kaynaklanan gücün ise rüzgar hızının küpü ile orantılı olarak arttığı bilinmektedir. Rüzgar enerjisi, rüzgar hızına ve estiği süreye bağlıdır(Külekçi Ö-2015). Türkiye 48 GW'lık rüzgar enerji potansiyeline sahiptir (38 GW kara ve 10 GW denizden) (Özerdem B., 2015). Rüzgar enerjisi teknolojisi 1970 enerji krizinden sonra

gelişmeye başlamış olup 1990 sonlarında yenilenebilir enerji kaynaklarından en önemlilerinden birisi olmuştur (Çetin N, 2015 ). Şekil 2.4, yıllara göre rüzgar kurulu güç miktarları göstermektedir. Literatürde bulunan bilgilere göre, 1996'dan beri kümülatif rüzgar kurulu gücü, logaritmik olarak artış göstermektedir. (T.C Tabii Kaynaklar Bakanlığı Enerji raporu 2013 )




Şekil 2.4: Küresel kümülatif rüzgar kurulu gücü (Anonim-2015)

Türkiye'de ilk rüzgâr enerjisinden elektrik üretimi, 55kW güç kapasitesi ile 1986 yılında İzmir Çeşme'deki turistik bir tesiste başlamıştır (Anonim-2015). Şekil 2.5'te rüzgar türbini gösterilmektedir.



Şekil 2.5 Difüzörlü deniz-üstü rüzgâr türbini (Utanır Ö. 2015)

### 2.3.3. Jeotermal enerji

Jeotermal enerji yerkürenin iç ısısından kaynaklanan enerji türüdür. Söz konusu ısı merkezden yeryüzüne doğru yayılarak ısıl enerji başka bölgelere ulaşmaktadır.

Jeotermal kaynakların üç önemli bileşeni vardır:

1. Isı kaynağı,
2. Isıyı yeraltından yüzeye taşıyan akışkan,
3. Suyun dolaşımını sağlamaya yeterli kayaç geçirgenliği. (Anonim, 2015-1)

Jeotermal alanlarda sıcak kayaç ve yüksek yeraltı suyu sıcaklığı normal alanlara göre daha sığ yerlerde bulunur. Bunun başlıca nedenleri arasında

- Magmanın kabuğa doğru yükselmesi ve dolayısıyla ısıyı taşıması,
- Kabuğun inceldiği yerlerde yüksek sıcaklık farkı sonucunda oluşan ısı akışı,
- Yeraltı suyunun birkaç kilometre derine inip ısındıktan sonra yüzeye doğru yükselmesi.

Şekil 2.6, jeotermal enerji santralı görüntüsü göstermektedir.



Şekil 2.6. Jeotermal enerji kaynaklı elektrik üretim santralı (Anonim 2015-1)

### 2.3.4. Dalga Enerjisi

Dalga enerjisi, deniz dalgaların basıncından kaynaklanan yenilenebilir enerji türüdür. Denizden esen rüzgârdan oluşan dalgalar, dalga direkt jeneratöre çarparak veya dalga basıncından dolayı elektrik enerjisine dönüştürülebilmektedir (Şekil 2.7 ve 2.8). Bu dönüşümü sağlayan eleman dalga jeneratörüdür.



Şekil. 2.7 Deniz dalga jeneratörü (Utanır Ö. 2015)




Şekil 2.8. Deniz akıntı jeneratörü (Utanır Ö. 2015)

Dalga enerji teknolojileri kıyıda, kıyıdan biraz uzakta ve açık denizde kurulmak için tasarlanmıştır. Denizden biraz uzakta kurulacak sistemler suyun 40 metreden fazla derinine yerleştirilir.

Bütün dalga enerjisi teknolojileri su yüzeyinde veya su yüzeyinin yakınında kurulmak için tasarlanmış olsa da, etkileştikleri, uyum sağladıkları dalgaya ve çevirdikleri enerjiye göre farklılık gösterirler. (Anonim 2015-1)

### 2.3.5. Hidrolik enerji

Hidrolik enerji, akan sudan elde edilen enerji olup yenilenebilir enerji türlerindendir. Söz konusu su, büyük nehirlerden veya belli bir yükseklikten aşağıya yönlendirilerek hareket kazandırılır (Şekil 2.9). Hedef, suyun kinetik veya potansiyel enerjisini kullanarak türbinleri döndürmek ve oradan da elektrik enerjisi üretmektir. Sudan elektrik üretimi yapan tesise hidroelektrik santralı denir.

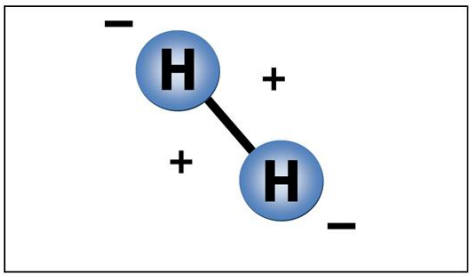
Akan su içindeki enerji miktarını suyun akış veya düşüş hızı tayin eder. Büyük bir nehirde akan su büyük miktarda enerji taşımaktadır. Ya da su çok yüksek bir noktadan düşürüldüğünde de yine yüksek miktarda enerji elde edilir. Her iki yolla da kanal yada borular içine alınan su, türbinlere doğru akar, elektrik üretimi için pervane gibi kolları olan türbinlerin dönmesini sağlar. Türbinler jeneratörlere bağlıdır ve mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürürler.



Şekil 2.9 Hidroelektrik enerji santrali (Anonim 2015-1)

### 2.3.6 Hidrojen Enerji

Hidrojen, evrenin en basit ve en çok bulunan elementi olup, renksiz, kokusuz, havadan 14.4 kez daha hafif ve zehirsiz olarak kabul edilen bir gazdır. Güneş ve diğer yıldızların termonükleer tepkimeye vermiş olduğu ısının yakıtı hidrojen olup, evrenin temel enerji kaynağıdır. Hidrojen ($H_2$) gazı tipik olarak yaklaşık -253°C'de (-423°F veya 20 K) sıvılaştırılarak depolanmaktadır. (Anonim 2015-1). Şekil 2.10 hidrojen molekülü yapısını göstermektedir.




Şekil 2.10 Hidrojen molekülü

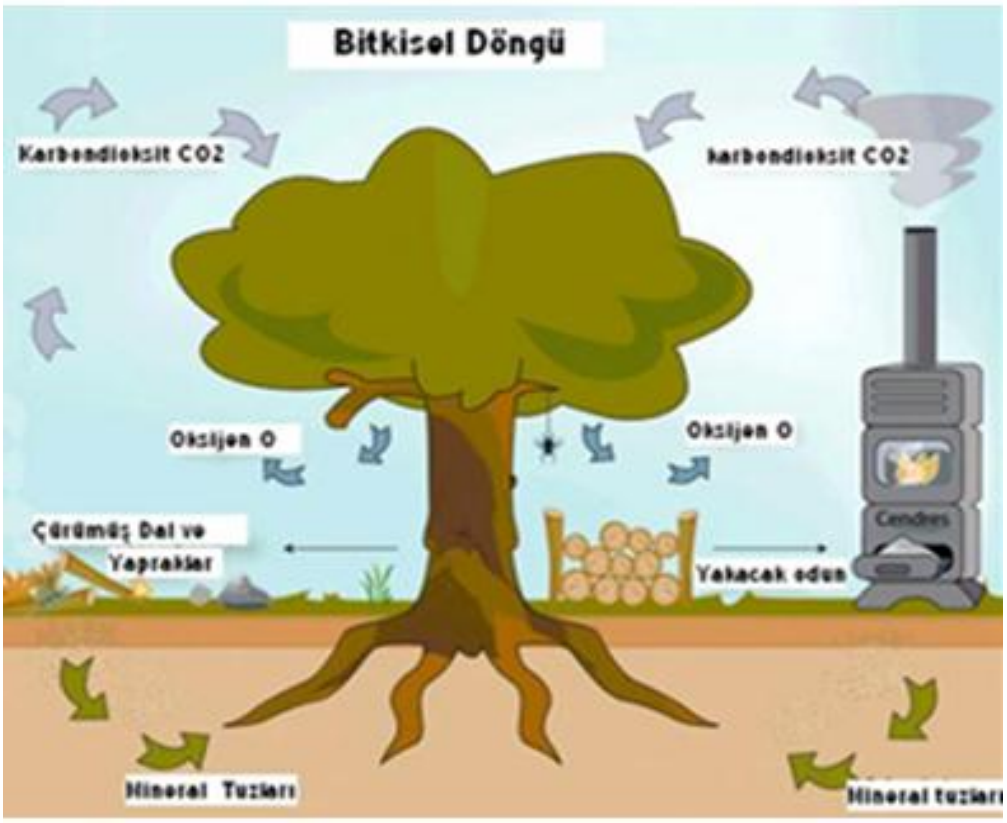
Hidrojen bilinen tüm yakıtlar içerisinde birim kütle başına en yüksek enerji içeriğine sahiptir (Üst ısıl değeri 140.9 MJ/kg, alt ısıl değeri 120,7 MJ/kg). 1 kg hidrojen 2.1 kg doğal gaz veya 2.8 kg petrolün sahip olduğu enerjiye sahiptir. Ancak birim enerji başına hacmi yüksektir. Hidrojen doğada serbest halde bulunmaz, bileşikler halinde bulunur. En çok bilinen bileşiği ise sudur. Hidrojenin genelde yakıt hücrelerinde (yakıt pili) yakıt olarak kullanılmaktadır.

Isı ve patlama enerjisi gerektiren her alanda kullanımı temiz ve kolay olan hidrojenin yakıt olarak kullanıldığı enerji sistemlerinde, atmosfere atılan ürün sadece su ve/veya su buharı olmaktadır. Hidrojen petrol yakıtlarına göre ortalama 1.33 kat daha verimli bir yakıttır. Hidrojenden enerji elde edilmesi esnasında çevreye zararlı maddeler akıtılmaz sadece su buharı açığa çıkmaktadır. Bu da hidrojeni çevre dostu bir enerji kaynağı kılar. Araştırmalar, mevcut koşullarda hidrojenin diğer yakıtlardan yaklaşık üç kat pahalı olduğunu ve yaygın bir enerji kaynağı olarak kullanımının hidrojen üretiminde maliyet düşürücü teknolojik gelişmelere bağlı olacağını göstermektedir. Hidrojen içten yanmalı motorlarda doğrudan kullanımının yanı sıra katalitik yüzeylerde alevsiz yanmaya da uygun bir yakıttır. Ancak dünyadaki gelişim hidrojeninin yakıt olarak kullanıldığı yakıt pili teknolojisi doğrultusundadır (Anonim 2015-1).

### 2.3.7 Biokütle Enerjisi.

Biokütle, yasayan varlıklardan (hayvanlar ve bitkiler) çıkan tüm maddeler olarak tanımlanabilir. Başka bir deyişle, bitkilerin ve canlı organizmaların kökeni olarak ortaya çıkan biokütle, genelde güneş enerjisini fotosentez yardımıyla depolayan bitkisel organizmalar olarak adlandırılır. Tüm yaşayan organizmalarda karbon bileşkesi içerdikleri için biokütlenin içerisinde kimyasal halinde enerji depolamaktadır.

Fotosentez yoluyla enerji kaynağı olan organik maddeler sentezleşirken tüm canlıların solunumu için gerekli olan oksijeni de atmosfere verir. Üretilen organik maddelerin yakılması sonucu ortaya çıkan karbondioksit ise, daha önce bu maddelerin oluşması sırasında atmosferden alınmış olduğundan, biokütleden enerji elde edilmesi sırasında çevre, $CO_2$ salımı açısından korunmuş olacaktır. Bitkiler yalnız besin kaynağı değil, aynı zamanda çevre dostu tükenmez enerji kaynaklarıdır. Şekil 2.11'de biokütle enerji döngüsü gösterilmektedir.



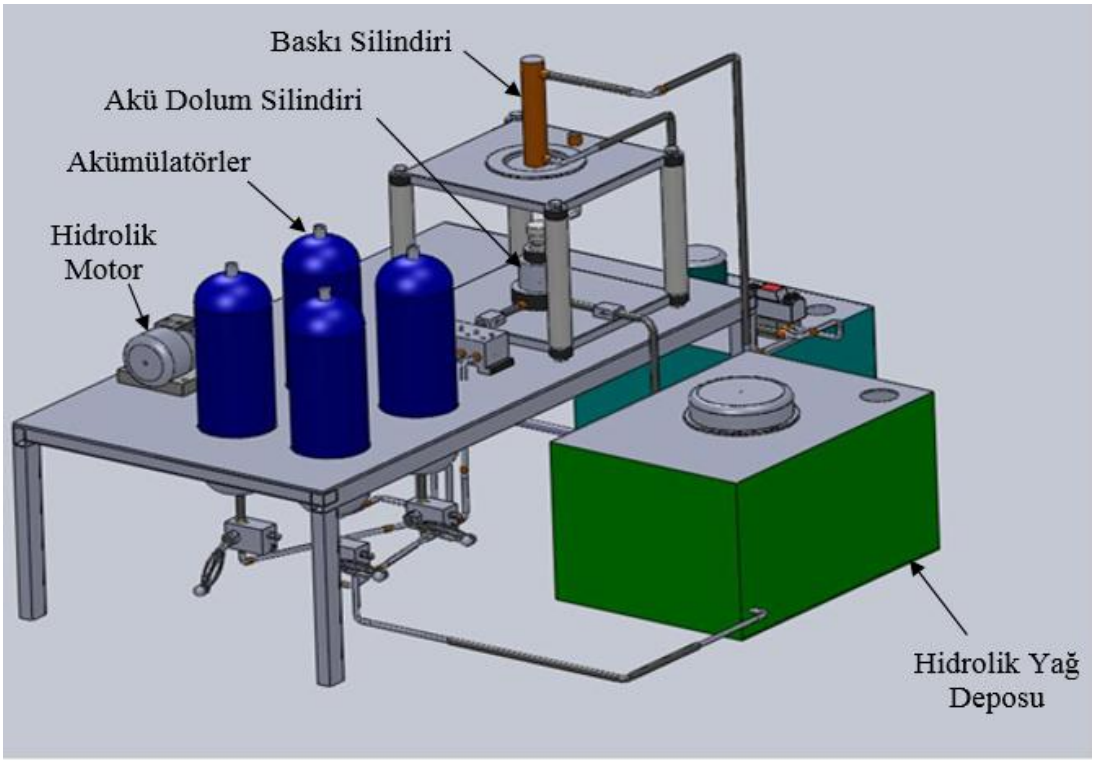

Şekil 2.11. Biokütle enerji döngüsü

# 3. MATERYAL VE YÖNTEM

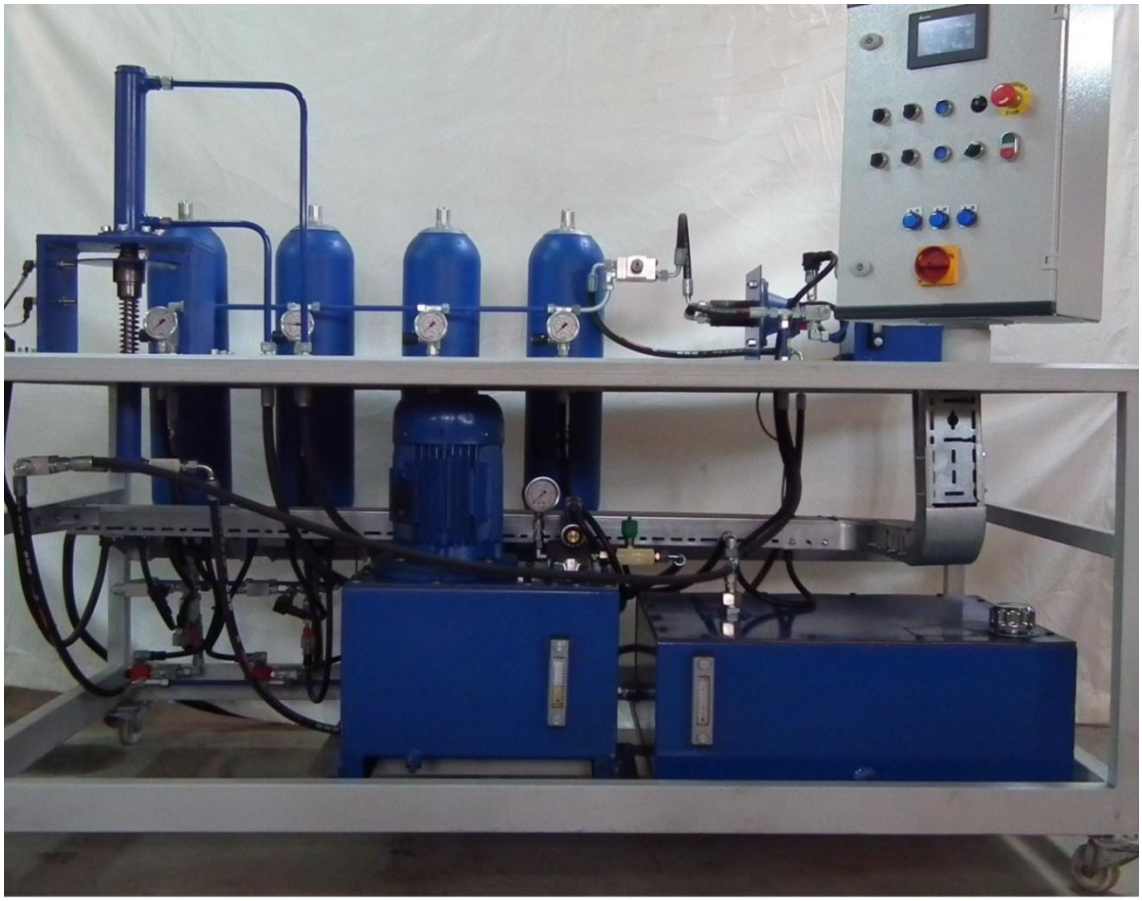
## 3.1. Deney seti Tanıtımı

Bu tez çalışmasında Şekil 3.1'de gösterilen deney seti tasarlanıp imal edilmiştir. Deneyler ise bu deney seti üzerinde yapılmıştır. Şekil 3.1 a ve b, sırasıyla deney setinin şeması ve fotoğraf görüsünü göstermektedirler. Deney seti aşağıdaki ana elemanlardan oluşmaktadır:

1) Baskı Silindiri
2) Akümülatör Dolum Silindiri
3) Akümülatörler
4) Baskı Silindirinin Hidrolik Ünitesi
5) Hidrolik Yağ Deposu
6) Hidrolik Motor




Şekil 3.1 a. Deney setinin katı model görünümü



Şekil 3.1 b. Deney seti fotoğraf görünümü

## 3.2. Sistemin Ana Elemanları ve Çalışması

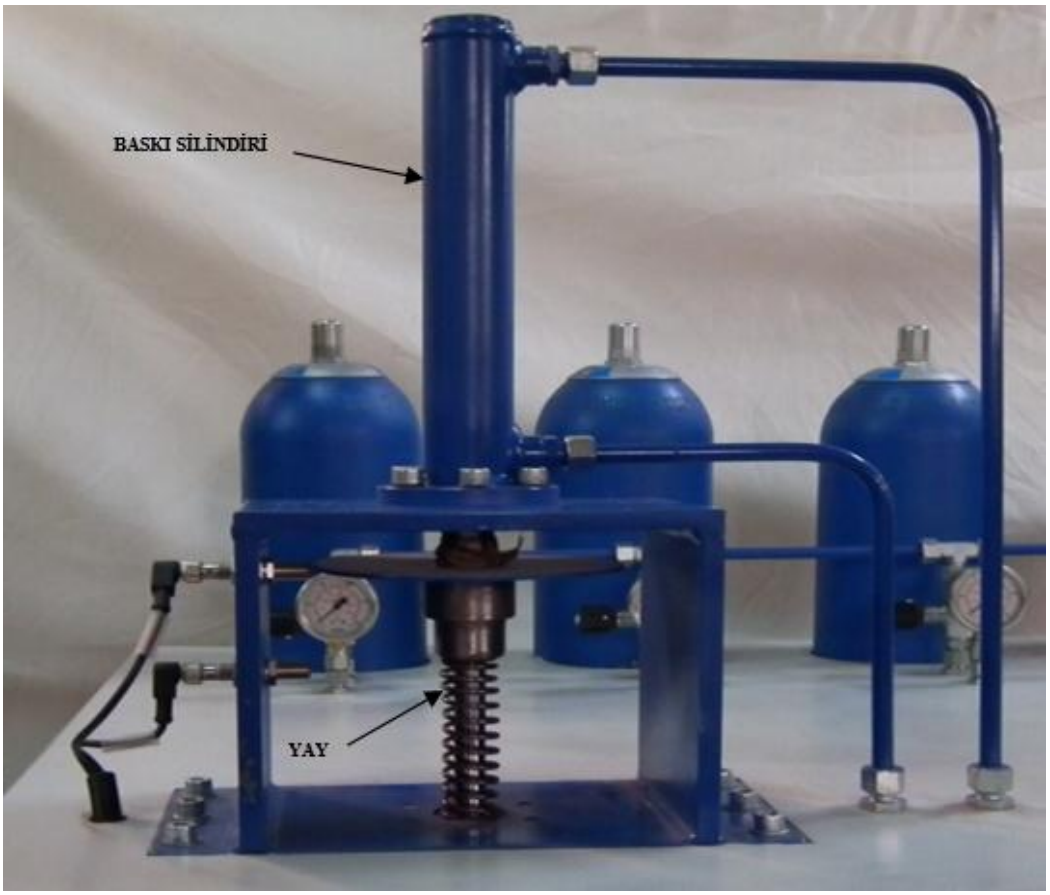
### 3.2.1. Araçların Teker Baskı Kuvvetlerini Temsil Eden Baskı Silindiri

Bu tezinin ana hedefi oto yollar üzerinde hareket eden araçların, özellikle bu yolların yavaş gidilmesi lazım gelen yerlerinde (keskin virajlar, eğimli inişler gibi) ve aynı zamanda aracın dur-kalk yaptığı yerlerde araç tekerlek ağırlıklarından istifade ile enerji elde etmektir. Bu uygulamanın pozitif ve negatif yönlerini görebilmek, verimli olup olmayacağı yönünde fikir sahibi olmak, sistemin verimini arttırmanın yollarını araştırmak, verime etki eden faktörleri incelemek için çalışmayı simüle eden bir deney seti tasarlanmıştır. Çalışmanın daha uygun bir hale getirilmesi için bazı kabuller yapılmıştır. Şöyle ki:

- Araçların toplam ağırlığı tekerlere ve teker gruplarına eşit bir şekilde dağılmaktadır.

- Araçlar düz bir zemin üzerinde hareket etmektedirler, böylelikle ağırlıklarının sadece düşey bileşenleri göz önüne alınacaktır.
- Araçların kasis üzerine basmaları esnasında çok düşük hızlara sahip olduğu, yani bariyer üzerinde zıplama olmadığı ve bir tekerin her geçişte kasise bir defa bastığı varsayılır.

Şekil 3.2'de görülen baskı silindiri, altında bulunan ve geri dönüşü silindirik helisel bir yay ile sağlanan akü dolum silindirine baskı uygulamak için kullanılmıştır. Yani, bu silindir araçların oto yol üzerindeki kasisten geçişi esnasında tekerlerin kasise uyguladığı baskı kuvvetlerini temsil etmektedir. Baskı silindiri harici bir hidrolik ünite tarafından çalıştırılmaktadır. Bu silindirin basma kuvveti değeri ise bir araç tekerinin uygulayabileceği ortalama kuvvet hesaplanıp alınmıştır. Bu hidrolik sistem, elektrik motoru, hidrolik pompa, silindir ve silindir hareketlerini kontrol eden limit siviçlerinden oluşmaktadır.




Şekil 3.2. Baskı silindirinin fotoğraf görüntüsü

3.2.2. Baskı Silindirinin Uyguladığı Kuvvet ve Basınç Ayarı

Baskı silindirinin uyguladığı kuvvet, piston çapına ve araç teker ağırlıklarına karşılık gelen çalışma basıncına göre hesaplanmaktadır. Bu çalışmada, en düşük araç ağırlığı 1 ton (1000 kg) olarak baz alınmıştır. Buna göre, aracın toplam ağırlığı dingil sayısına bölünerek her dingil ve teker grubuna düşen ağırlık basma kuvvetini oluşturmuştur. Baskı silindirinin boyutları belli olduğundan burada değişken parametre çalışma basıncıdır. Yani tekerin uyguladığı kuvveti elde etmek için ayarlanan çalışma basıncı ile piston alanı çarpılır. Bu çalışmadaki sistemin yerleştirildiği yerde arabanın her bir tekerinin kasis üzerinden geçmesi durumu için, şu hesaplamalar yapılabilir:

*Çalışma Basıncının Hesaplanması*:
Veriler: Kabul edilen minimum araç kütlesi, $m_a$ = 1000 kg
Deney setindeki baskı silindirinin piston çapı, d = 40 mm

*Çözüm*:
Araç teker sayısı 4 olduğuna göre,
Baskı silindirin temsil edeceği ve her bir tekere düşen kütle,

$$\mathbf{m_t} = \frac{\mathbf{m_a}}{\mathbf{4}}$$
(3.1)

= 1000 / 4 = 250 kg.

Elde edilen teker kütlesi kuvvete dönüştürülürse;

$$F = mg$$
(3.2)

= 250 x 9.81

= 2 452,5 N olur.

Baskı silindirin piston alanı:

$$A = \pi r^2$$
(3.3)

= π x $(20 \times 10^{-3})^2$ = 1,2566 x $10^{-3}$ $m^2$

Elde edilen kuvvet ve alandan Denklem (1.1)'den baskı silindirin çalışma basıncı, P,

P = F/A

P = 2 452,5 / 1,2566 x $10^{-3}$ = 1 951 637,49 N/$m^2$ = 19,52 Bar.

Otoyoldan geçmesi düşünülen en hafif araç yoldan geçtiğinde, tekerin baskısıyla elde edilecek çalışma basıncı, 20 bar civarındadır.

Deney esnasında dikkate alınan diğer araçlar ise ağır vasıtalar olup dingil ağırlıkları göz önüne alınarak seçilmiştir. Öngörülen ağırlıklar 2 ton, 3,5 ton, 5 ton ve 7 ton şeklindedir. Deney seti, Karayolları Trafik Yönetmenliğine, (Anonim 2011) göre yollardan geçişine izin verilen maksimum araç ağırlığı olan 18 tona karşılık gelen çalışma basıncında çalışabilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu kütlenin altı tekere (iki dingilli aracın teker sayısı) bölünmesiyle ortalama her teker grubuna 3 ton düşmektedir. Buna göre, Denklem (3.2)'den

$F = mg$

= 3000 x 9.81

= 29 430 N

Buradan; en ağır araç için karşısında direnç görmesi durumunda edilecek çalışma basıncı, P, hesaplanırsa Denklem (1.1)'den

$P = F/A$

= 29 430 / 1,2566 x $10^{-3}$ = 23 420 340,6 N/$m^2$ = 234,2 bar

olarak elde edilir.

Yani, teorik olarak en ağır araç sistemden geçerse baskı silindirinde ayarlanması gereken maksimum çalışma basıncı, P = 234 bardır.

Ancak çalışmada ağırlıkları maksimum 10 tona karşılık gelen çalışma basıncı dikkate alınmıştır. Bu tonaj 130 bara denk gelmektedir. Yani, araç tekerlerinin bariyer üzerine basma işlemini temsil eden hidrolik silindirin çalışma basıncı, P = 130 bar olarak ayarlanmıştır.

Deneyde kullanılan diğer araçların ağırlığı ve karşılık gelen çalışma basınçları aynı şekilde hesaplanarak sonuçları Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Baskı kuvvetlerine gelen karşılık gelen baskı silindiri basınç değerleri

| *Toplam Araç Ağırlığı (kg)* | *Bir Tekere Düşen Baskı Kuvveti (N)* | *Bir Tekerin Baskı Kuvvetine Karşılık Gelen Basınç Değeri (Bar)* |
|---|---|---|
| *1000* | 2 452,5 | 19,52 |
| *2000* | 4 905,0 | 39,03 |
| *3500* | 5 722,5 | 45,54 |
| *5000* | 8 175,0 | 65,05 |
| 7000 | 11 445,0 | 91,08 |

## 3.3. Akümülatörler

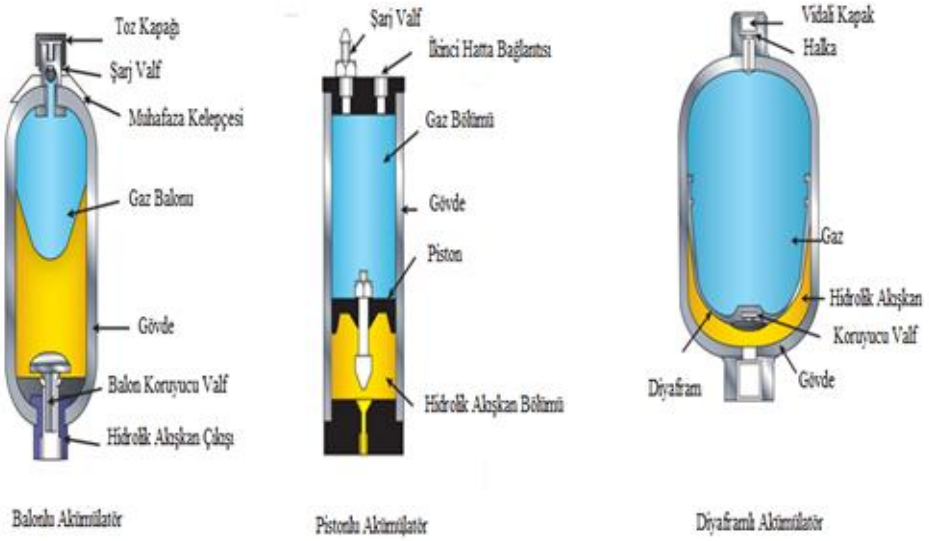
Hidrolik akümülatörler, basınçlı hidrolik akışkanı depolayarak gerektiğinde depoladıkları bu basınçlı akışkanı sisteme aktarıp iş yapılmasını sağlarlar. Başka bir deyişle hidrolik sistemlerde, akümülatörler enerji depolayan elemanlardır. Yani, kuru bir soy gazın (genelde azot) bir basınçlı kap içerisinde hidrolik yağ ile sıkıştırılmasıyla potansiyel enerji depolarlar.

### 3.3.1. Akümülatör Çeşitleri

Azot gazı ile hidrolik akışkan arasına yerleştirilen ayırıcı elemanına göre, akümülatörler üç temel gruba ayırılır; bunlar:

1) Pistonlu akümülatörler
2) Balonlu akümülatörler
3) Diyaframlı akümülatörlerdir.

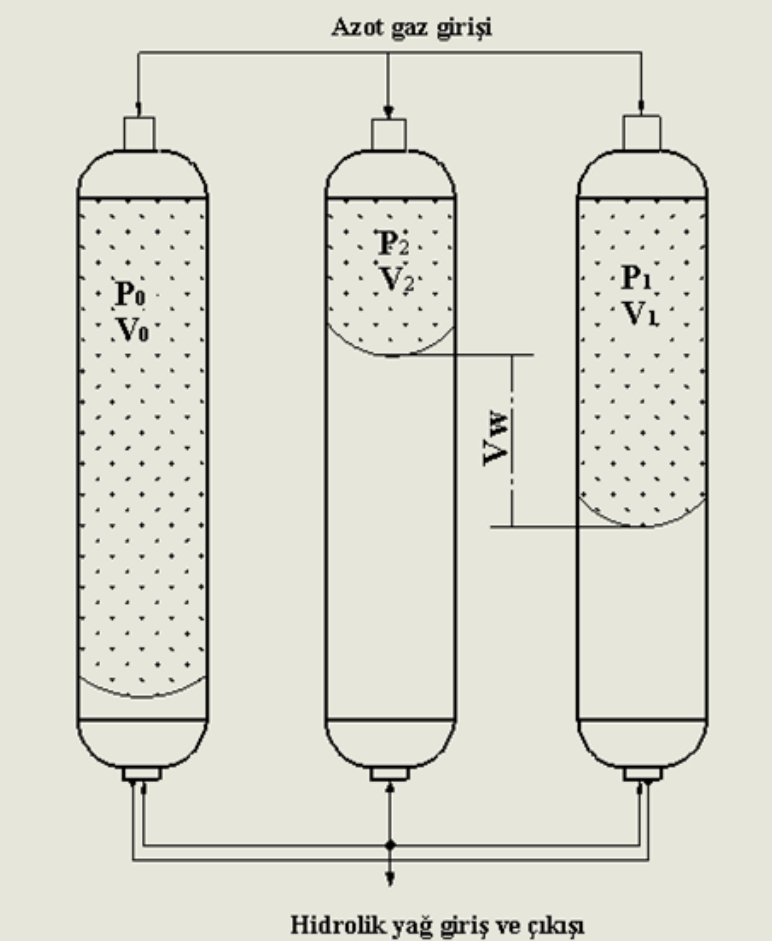
Pistonlu akümülatörlerde gövde içindeki azot gazı ve hidrolik akışkan bölümü bir piston tarafından ayırılır. Pistonlu tipi akümülatörler ikiye ayrılır; bunlar ağırlık tipi pistonlu akümülatörler ve yay tipi pistonlu akümülatörlerdir. Balonlu akümülatörlerde ise gaz ve hidrolik akışkanı ayıran eleman elastik bir balondur. Benzer şekilde, diyaframlı akümülatörlerde balon yerine gaz ve hidrolik akışkanı arasına bir diyafram yerleştirilir. Şekil 3.3 balonlu, pistonlu ve diyaframlı akümülatör şekilleri göstermektedir.




Şekil 3.3 Hidrolik akümülatör tipleri.

### 3.3.2. Akümülatörlerin Çalışma Şekli

Balonlu akümülatörlerin çalışma şekli gazların sıkıştırılabilirlik, sıvıların ise sıkıştırılamaz (kabul edilen) özelliklerine dayanır. Şöyle ki; akümülatörün gövdesi iki kısımdan oluşur. Birinci kısım gaz kısmı, ikinci kısım ise hidrolik yağ kısmıdır. Gaz kısmında içinde azot gazı barındıran ve hidrolik akışkanla karışmasını engelleyen esnek bir balon bulunmaktadır. İstenilen çalışma basıncına göre doldurulan azot balonu, başlangıçta akümülatör içini (tüpün) neredeyse tamamen doldurmuş vaziyettedir. Hidrolik sistemin çalışmaya başlamasıyla, tüpün altında bulunan yağ girişinde gaz basıncından daha büyük basınçta olan hidrolik yağ, tüpün içine dolmaya başlar. Balon içerisindeki azot gazı, sıkıştırılabilirliği sayesinde akümülatör içerisine basılan yağ sayesinden sıkışır. Ayarlanan maksimum basınç değerine ulaşıldığında akümülatöre yağın girişi durdurulur. Bu arada balon içinde sıkıştırılmış vaziyette bulunan azot gazı, balon dışındaki yağı dışarıya atmaya çalışacaktır. Ancak, akümülatörün çıkışında bulunan çek valf o anda kapalı olduğundan, yağ çıkışı olmayacaktır. Hidrolik sistemde basınç azaldığında veya yön denetim valfi açılarak ve hidrolik akışkan istenen bir yere sevk edildiğinde azot gazı genişleyerek tüpteki yağı sisteme gönderip basınçlı yağın iş yapmasını sağlar.




Şekil 3.4 Akümülatördeki azot gazının basınç ve hacım durumları

Şekil 3.4'te görüldüğü gibi akümülatör, ilk önce üst kısmından $P_0$ basıncındaki azot gazıyla $V_0$ hacmine kadar doldurulur. Bu vaziyette iken akümülatör hidrolik sisteme bağlanmaya ve çalışmaya hazır demektir. Sonra, hidrolik akışkana akümülatörün alt kısmından giriş sağlanır. Hidrolik akışkanın girmesiyle balondaki azot gazı maksimum çalışma basıncına ($P_2$) kadar yükselir ve hacmi, $V_2$'ye kadar düşer. Hidrolik sistemde basınç düşüşü olduğunda veya akümülatörün basınçlı yağı aktarması istendiğinde, azot gazı genişler yani hacmi $V_1$'e kadar yükselir ve basıncı minimum çalışma değeri, $P_1$'e düşer.

Maksimum ve minimum çalışma basınçları arasında oluşan hacim farkı, Vw, hidrolik akışkanın çalışma hacmini verir. Yani, akümülatörden istenen yağ miktarıdır.

Hidrolik akümülatörlerin görevleri şöyle sıralanabilir:

- Yardımcı güç kaynağı olması
- Sistemdeki sızıntıyı telafi etmesi
- Acil durumlarında güç kaynağı olarak kullanılması
- Hidrolik amortisör elemanı olarak kullanılması

Endüstriyel uygulamaların çoğunda akümülatörler ek enerji kaynağı olarak kullanılmaktadır. Ancak; deneysel çalışmadaki sistemde hidrolik akümülatörler ana enerji kaynağı olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada dört adet azot gazlı balonlu hidrolik akümülatör kullanılmış olup her biri 10 litrelik bir hacme sahiptir. Baskı silindirinden gelen hidrolik yağ, sırayla akümülatörlere girer. Yağ basıncı istenilen değere ulaşınca akümülatörden basınçlı bir şekilde hidrolik motora gönderilir ve orada hedeflenen iş gerçekleştirilir.

Bu çalışmada akümülatörler, hidrolik pompa görevini üstlenmişlerdir. Çünkü bu çalışmadaki tek enerji kaynağı, yol üzerinden geçen araçların teker baskı kuvvetidir. Bu yüzden, akümülatörler hem enerji depolar, hem de çalışma esnasında biriktirdiği yağı sisteme gönderdiği için pompa vazifesi yapmış olmaktadır. Düzgün bir yağ akışı sağlanması için akümülatörlerin yağ dolumu sırayla yapılmaktadır. Şöyle ki, hidrolik motor devreye girmeden önce, ilk üç akümülatör hidrolik akışkanla tam olarak doldurulmaktadır. Dolduktan sonra, çalışmaya başladığında dördüncü akümülatör dolmaya devam etmektedir. Bunu sağlamak için sisteme dolum sıralama ve basınç valfleri eklenmiştir. Dolum sıralama valflerinin görevi, birinci akümülatör dolmadan ikinci akümülatöre hidrolik yağın gitmesini engellemektir. Aynı şekilde, ikinci akümülatörün dolumu tamamlanmadan üçüncüsüne yağ göndermemektir. Basınç valfleri ise, sistem istenilen basınca ulaştırıldıktan sonra akümülatörlerin boşalmasına izin vermektedir.

Çalışmada kullanılan akümülatör özellikleri çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2 Deneyde kullanılan akümülatör özellikleri

| *İmalatçı firma* | *Tipi* | *Gaz hacim kapasitesi* | *Boy* | *Dış çapı* |
|---|---|---|---|---|
| ***Fox S.r.l*** | HB 10 | 10 litre | 775 mm | 168 mm |
| ***Maksimum basınç*** | Maksimum debi | Maksimum gaz basıncı | Yağ giriş deliği | Ağırlık |
| ***350 bar*** | 300 litre/dk. | 230 bar | 1¼" BSP | 19,5 kg |

Akümülatörlerin azot gazı genişleme ve sıkışma süreçleri Genel gaz kanunuyla kontrol edilmektedir.

Genel gaz kanunu şöyledir:

$$P_0 \times {V_0}^n = P_1 \times {V_1}^n = P_2 \times {V_2}^n$$
(3.4a)

Adiyabatik durumda, bir akümülatörün azot gazı hacim kapasitesi, $V_0$ şu şekilde hesaplanır:

$$V_0 = \frac{V_w}{\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{1/n} - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{1/n}} \qquad (3.4b)$$

Deneylerde, akümülatörlerin dolma süreleri kaydedilip, sabit sıcaklıkta (izotermal durumda, n=1) gerçekleştirildiği varsayılarak akümülatörün toplam hacim kapasitesi genel gaz kanunundan faydalanarak aşağıdaki ifade ile hesaplanır:

$$V_0 = \frac{Vw}{\left(\frac{P_0}{P_1}\right) - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)}$$
(3.4c)

Burada;

$P_1$: Akümülatörün minimum çalışma basıncı (Bar)

$V_1$: Minimum çalışma basıncındaki azot gaz hacmi ( Litre )

$P_2$: Akümülatörün maksimum çalışma basıncı (Bar)

$V_2$: Maksimum basınçtaki akümülatör azot gaz hacmi ( Litre )

$P_0$: Akümülatördeki azot gaz basıncı (Bar)

$V_0$: Akümülatörün toplam azot gaz hacmi ( Litre )

$V_w$: Akümülatörün kullanılabilir hidrolik yağ hacmi (Litre)

n : Politropik sabiti (azot gazı için, n = 1.4). Çengel Y and Boles M, (2014)

Ayrıca bir akümülatörün kullanılabilir hidrolik yağ hacmi aşağıdaki formülle de elde edilebilir;

$$V_w = V_1 - V_2 \qquad (3.5)$$

Burada,

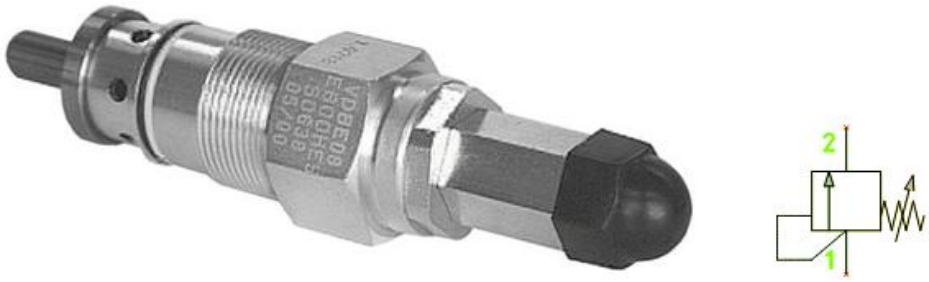
$V_w$ her bir akümülatörün kullanılabilir hacmidir.

Deney setinde akış sürekliliğini sağlamak için ilk üç akümülatördeki basınçlı yağ, sisteme gönderilirken dördüncü akümülatörün dolum işlemi devam ettirilmektedir.

## 3.4. Hidrolik Sistemdeki Valfler

### 3.4.1 Basınç Emniyet Valfleri

Hidrolik sistemlerde aşırı basınçlara karşı mutlaka bir basınç kontrol mekanizması eklenmelidir. Bu mekanizma tek bir yerden basit bir tahliye veya açma kapama valfi olabileceği gibi sistemin ihtiyaçlarına ve tasarımına göre birçok yerinde basınç emniyet valfi veya mekanizmaları olabilir. Genel anlamda basınç emniyet valfinin görevi hidrolik sistemde meydana gelebilecek aşırı basınca karşı valf içindeki tahliye yolunu açarak sistemdeki yağın bir miktarını ayarlanan maksimum basınçta depoya göndererek sistemi korumaktır. Normalde kapalı valf türündendir. İstenilen maksimum çalışma basıncı yaylı bir ayar vidasıyla ayarlanır ve hidrolik sistemdeki basınç ayarlanan maksimum değere ulaşmadıkça kapalı kalmaya devam eder. Yani Şekil 3.5' te verilen simge gösterimde normalde 1 numaralı ve 2 numaralı yol arasında akışkan akışı oluşmamaktadır. Ancak maksimum basıncı aşıldığı anda yollar arasında geçiş sağlanır ve sistemdeki yağ 2 numaralı yoldan geçerek depoya gönderilir.




Şekil 3.5. Basınç emniyet valfi ve simgesi

Çizelge 3.3. Deney setinde kullanılan basınç emniyet valfinin teknik özellikleri

| *İmalatçı firma* | *Tipi* | Maksimum debi | Maksimum basınç | *Delik Ölçüsü* |
|---|---|---|---|---|
| ***Hoerbiger*** | BE-08 katrij | 60 litre/dk | 350 bar | ½' NPT |
| ***Basınç ayarı*** | 6-ayar Manüel | | | |

### 3.4.2 Akış Kontrol Valfleri

Akış kontrol valfleri sistemin yağ akış miktarını dolayısıyla hidrolik silindirin veya motorun hızını kontrol etmektedirler. Deney cihazında da bu tür valfler, akümülatörlerden çıkan yağı dolayısıyla hidrolik motor dönme hızını ve baskı silindirinin hızlarını kontrol etmek için yer almaktadırlar. Böylece akümülatörden çıkan hidrolik akışkan hem çalışma basıncını hem de çalıştırılacak elemanın hızını istenen değere ayarlamış olur. Aynı zamanda, bu kontrol valfleri deney parametrelerinin değiştirilmesi hususunda önemli roller oynamaktadırlar. Örneğin, sistemin çalışma basıncı değiştirilerek yapılan işin büyüklüğü veya verimliliğinin ne şekilde değiştiği bulunabilir. Benzer bir şekilde akışkan miktarı değiştirilip meydana gelen etki izlenebilmektedir. Şekil 3.6' da, 1 numaralı yönden 2 numaralı yöne geçen hidrolik akışkan akış valfinin kapasitesine bağlı olarak istenilen miktarda ayarlanır. Dolayısıyla bu hatta bağlanan hidrolik silindirin veya motorun hızı kontrol edilmiş olur. Çizelge 3.4'te çalışmada kullanılan akış valf özellikleri verilmiştir.




Şekil 3.6. Akış denetim valfi ve simgesi

Çizelge 3.4. Deneyde kullanılan akış denetim valfinin teknik özellikleri

| *İmalatçı firma* | *Tipi* | **Maksimum debi** | **Maksimum basınç** | *Delik Ölçüsü* |
|---|---|---|---|---|
| ***GMS Hydraulic*** | QO8H0+C | 60 litre/dk | 350 bar | ½' NPT |
| ***Akış ayarı*** | 7-ayar Manüel | | | |

### 3.4.3 Yön Denetim Valfleri

Yön denetim valfleri hidrolik sistemde silindirlerin ve motorların hareket yönünü değiştirmek için kullanılmaktadır. Deney setinde iki çeşit yön denetim valfi kullanılmıştır;

i) 4/3 olarak adlandırılan dört yollu üç konumlu valfler
ii) 2/2 olarak bilinen iki yollu iki konumlu yön denetim valfleri.

Şekil 3.7' de verilen deney setindeki 4/3' lük yön denetim valfi baskı silindirinin iniş kalkış hareketlerini kontrol etmek için kullanılmıştır. Bu valfin özellikleri Çizelge 3.5'te ve deney setindeki konumu Şekil 3.8'de verilmiştir.

Çizelge 3.5. Çalışmada kullanılan yön denetim valfinin teknik özellikleri

| *İmalatçı firma* | *Tipi* | Maksimum debi | Maksimum basınç | *Delik Ölçüsü* |
|---|---|---|---|---|
| ***Rexroth*** | NG-6 Tandem | 60 litre/dk | 350 bar | ½' NPT |
| ***Solenoid sayısı*** | 2 | | | |



Şekil 3.7. 4/3 Yön denetim valfi ve simgesi




Şekil 3. 8 Yön denetim valfi ve akış kontrol valfinin deney setindeki konumları

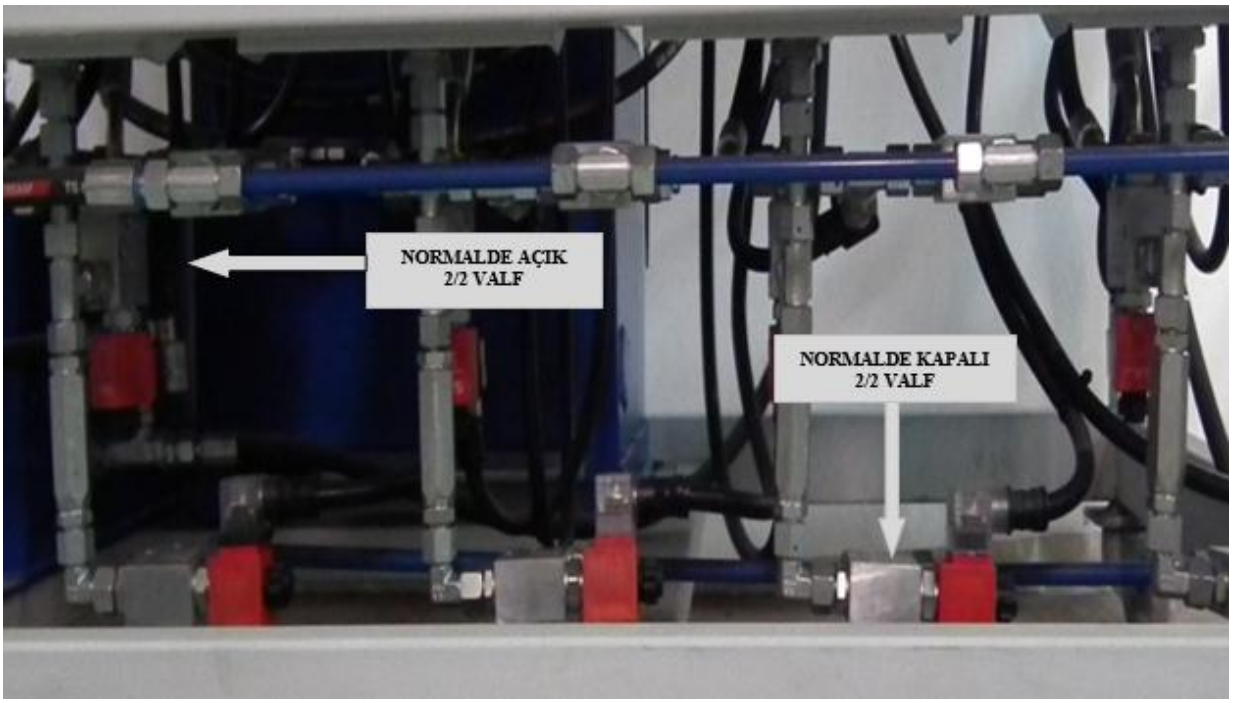
2/2 yön denetim valfleri (Şekil 3.9) ise akümülatöre giren ve çıkan hidrolik akışkanı kontrol etmek için kullanılmıştır. Akümülatör girişinde kullanılan 2/2 valfler normalde açık valflerdir. Akümülatör çıkışında olanlar ise normalde kapalı türdendir. Çizelge 3.6 bu valfin teknik özelliklerini, Şekil 3.10 da deney setindeki yerini göstermektedir.

Çizelge 3.6. 2/2 Yön denetim valfinin özellikleri

| *İmalatçı firma* | *Tipi* | Maksimum debi | Maksimum basınç | *Delik Ölçüsü* |
|---|---|---|---|---|
| *Rexroth* | M-SED 6 1x-serisi | 25 litre/dk | 350 bar | ½’ NPT |
| *Solenoid sayısı* | 1 | | | |




Şekil 3.9. 2/2 yön denetim valfi ve simgesi




Şekil 3.10 Normalde açık ve normalde kapalı 2/2 valfler

### 3.4.4 Çek Valfler

Çek valfler hidrolik sistemdeki akışkanın tek yönde hareket etmesini sağlayan ters yönde ise akışkanın hareketini engelleyen valflerdir. (Şekil 3.11 a)

Deney setindeki çek valfler akü dolum silindirinin emiş ve çıkış kısmına yerleştirilmiş olup emilen ve basılan yağın sadece istenilen yöne akmasını sağlamaktadırlar.(Şekil 3.11 b) Ayrıca; akümülatörlerdeki akışkanın kontrolsüz hareketini engellemek için yine çek valfler kullanılmıştır. Deneyde kullanılan çek valfin özellikleri Çizelge 3,7'de verilmiştir.

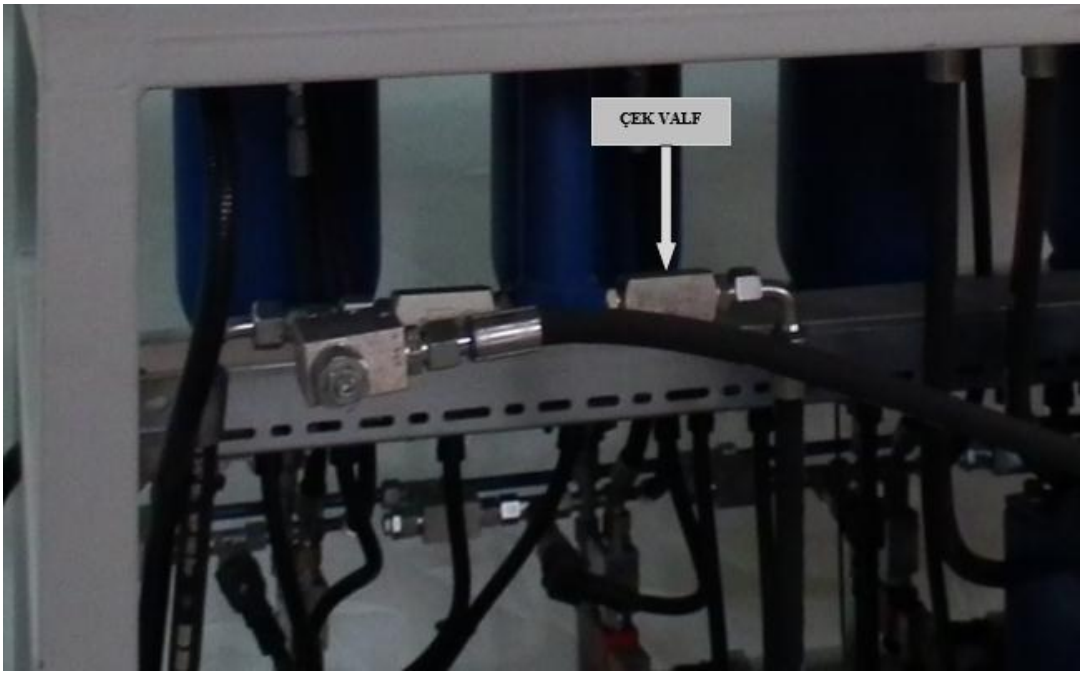
Çizelge 3.7. Deney setinde kullanılan çek valfin özellikleri

| *İmalatçı firma* | *Tipi* | Maksimum debi | Maksimum basınç | *Delik Ölçüsü* |
|---|---|---|---|---|
| ***Parker*** | CPIFF-4P-25 | 25 litre/dk | 345 bar | ½' NPT |
| ***Bağlama şekli*** | Hata paralel | | | |




Şekil 3.11 a. Çek valfi ve simgesi

Şekil 3.11 (a)' da görülen çek valfi simgesi akışkanın sadece 1 hattından 2 hattına akabileceğini göstermektedir.




Şekil 3.11 b. Akü dolum silindiri girişinde ve çıkışındaki çek valfler

### 3.4.5 Basınç Düşürücü Valfler

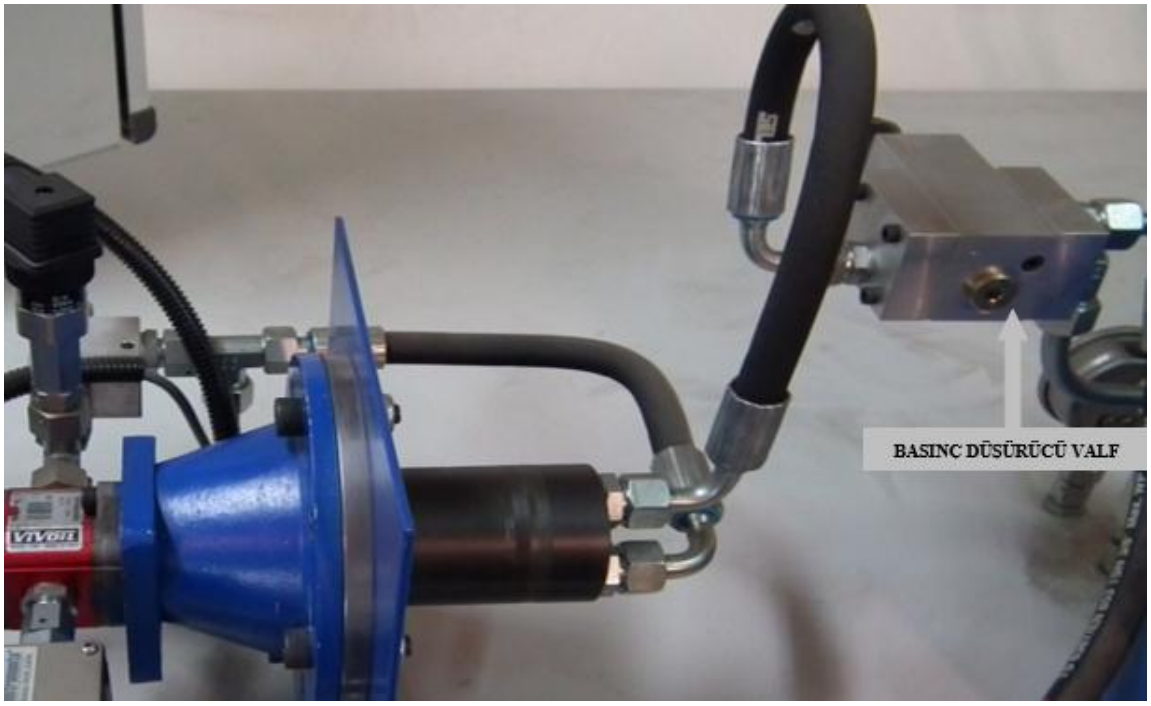
Hidrolik sistemde, basınç düşürücü valfler dış etkilerden kaynaklan basınç artışlarını düşürmek için kullanılmaktadır (Şekil 3.12 a). Bu valfler, normalde açık olup valfe giren değil de, valften çıkan yağın oluşturduğu geri basıncı hissedip basıncı ayarlanan seviyeye düşürürler. Deney setinde, hidrolik motor girişinde bir adet basınç düşürücü valf kullanılmıştır (Şekil 3.12 b). Amaç, motorun çalışma esnasındaki ani basınçlarını istenilen seviyeye düşürmektir. Deneyde kullanılan basınç düşürücü valfin özellikleri Çizelge 3,8'de verilmiştir

Çizelge 3.8. Deney setinde kullanılan basınç düşürücü valfin özellikleri

| *İmalatçı firma* | *Tipi* | **Maksimum debi** | **Maksimum basınç** | *Delik Ölçüsü* |
|---|---|---|---|---|
| ***Rexroth*** | DRC-452x-serisi | 25 litre/dk | 350 bar | ½' G |
| ***Basın ayarı*** | Manüel | | | |




Şekil 3.12 a. Basınç düşürücü valf ve simgesi




Şekil 3.12 b. Basınç düşürücü valf fotoğrafı

Valfler, hidrolik sistemin enerji kayıp yerlerinden biridir. Bu yüzden sistemde kullanılan valf sayısı arttıkça kümülatif olarak da sistem kayıpları artmaktadır. Bu kayıplar aşağıda verilen analitik eşitlikle hesaplanabilmektedir.

$$\Delta P = \frac{\rho Q^2}{2A^2 {C_d}^2} \tag{3.6}$$

Burada;

$\Delta P$: Basınç düşüşü (N/m$^2$)

$\rho$ : Hidrolik akışkanın yoğunluğu (kg/m$^3$)

$Q$: Akışkan debisi (m$^3$/s)

$A$: Valf deliğinin (orifis) kesit alanı (m$^2$)

$C_d$: Tahliye katsayısı olup ortalama değeri ise *0.62* olarak alınabilir. Durfee W., Sun Z. (2009).

### 3.5. Akü Dolum Silindiri

Akü dolum silindiri,(Şekil 3.13) sistemde özel olarak tasarlanmış ve görevi hidrolik yağ deposundan yağı emip akümülatörlere göndermektir. Baskı silindirinden gelen kuvvet, akü dolum silindiri içinde bulunan hidrolik akışkanına iletilip yağın akümülatörlere basılmasını sağlamaktadır. Bu silindirin özellikleri Çizelge 3.9 a'da üzerine uygulanan kuvvetlere karşı oluşturduğu basınçları da Çizelge 3.9 b' de gösterilmiştir.

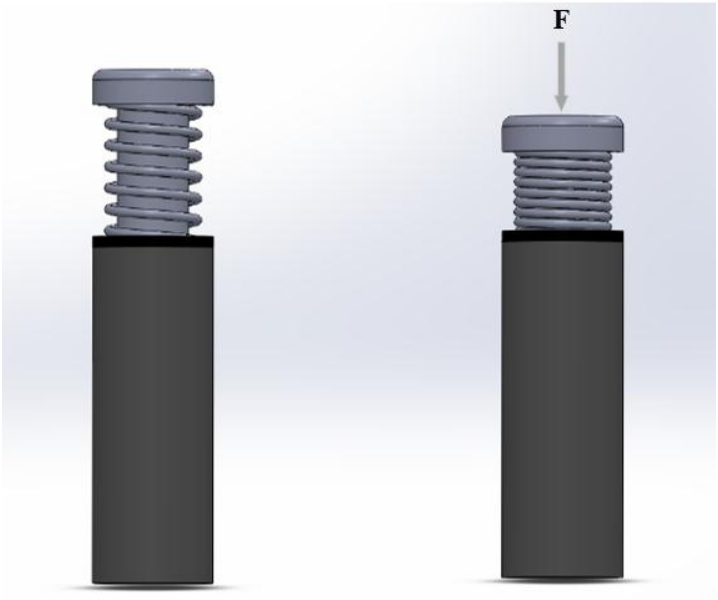
Çizelge 3.9 a. Akü dolum silindirinin özellikleri

| *Çap (mm)* | *Strok (mm)* | *Piston alanı (m$^2$)* |
|---|---|---|
| *32* | 100 | 8,04 x 10$^{-4}$ |

Çizelge 3.9 b. Akü dolum silindirinin etki eden kuvvetlerle basınç değişimleri

| *Toplam Araç Ağırlığı (kg)* | Akü dolum silindirine *Düşen Baskı Kuvveti (N)* | *Karşılık Gelen Basınç Değeri (Bar)* |
|---|---|---|
| *1000* | 2 452,5 | 30,5 |
| *2000* | 4 905,0 | 61,0 |
| *3500* | 5 722,5 | 71,2 |
| *5000* | 8 175,0 | 101,7 |
| 7000 | 11 445,0 | 142,4 |

Deney çalışmasında kullanılan akü dolum silindirinin perspektif görünüşü ve kesiti Şekil 3.13' te verilmiştir.

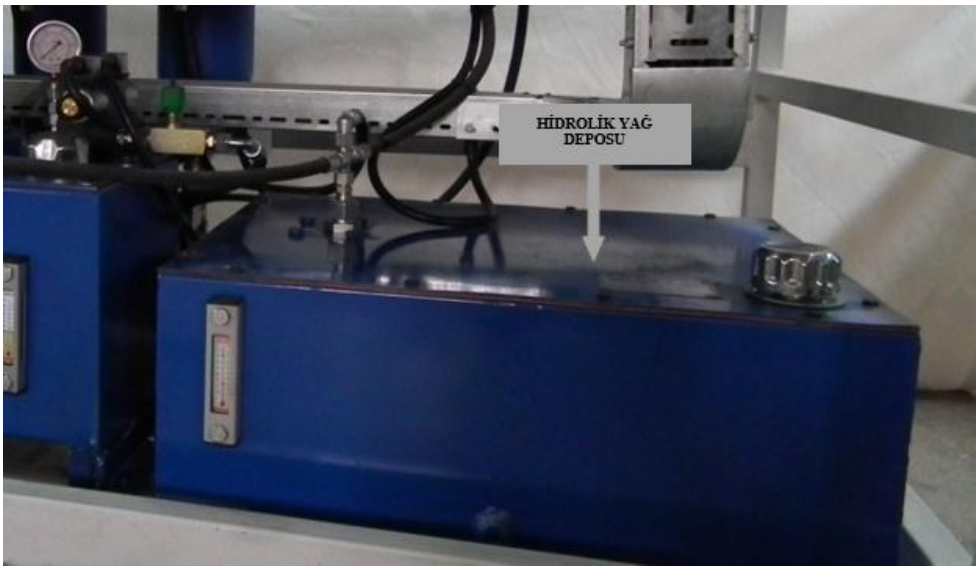



Şekil 3.13. Akü dolum silindirinin çalışma durumundaki görünümü

Sistemin çalışması esnasında akü dolum silindirine baskı silindirinin uyguladığı baskı kuvveti kalktığında, depodan tekrar yağ emilebilmesi için akü dolum silindirinin içindeki pistonun en aşağı konumundan silindirin üst kısmına taşınması gerekir. Bunu sağlamak için helisel bir bası yayı, silindir dışında piston kolu üzerine yerleştirilmiştir. Yayın helis iç çapı piston kolu üzerine rahat oturabilecek şekilde olup yay malzemesi sarım sayısı ve tel çapı sistemdeki yüklere göre hesaplanıp seçilmiştir. Bu özel silindir, bir nevi normal yay dönüşlü, tek etkili bir hidrolik silindir şeklindedir. Silindir içerisindeki pistonun toplam hareket mesafesi (strok) Türkiye'deki kara yollarında geçerli olan kasis standartlarının maksimum yüksekliğine göre ayarlanmış olup bu yükseklik 10 cm'dir. Kaygısız Ö. (2014).

### 3.6. Hidrolik Yağ Deposu

Deney setindeki en önemli elemanlarından biri de sistemde dolaşan hidrolik akışkanı muhafaza eden hidrolik yağ deposudur. Hidrolik akümülatörlerin aksine yağ deposu hidrolik akışkanı atmosferik basınçta muhafaza eder ve sisteme tekrar gönderilmeden önce yağın soğumasını sağlar. Bu çalışmada kullanılan deney setindeki hidrolik yağ deposu da bu iki amacı yerine getirebilmesi için uygun bir şekilde tasarlanmıştır (Şekil 3.14). Hidrolik yağ deposundan yağın emilebilmesi için akü dolum silindirinde düşük basınç oluşması gerekir. Bu da baskı silindirinin inip kalkmasıyla gerçekleştirilmektedir. Emilen yağın depoya geri dönmemesi için, depo çıkışına bir çek valf yerleştirilmiştir. Sistemden gelen yağ deponun başka bir girişinden depoya girip soğumaya alınmaktadır.




Şekil 3.14. Deney setindeki hidrolik yağ deposunun fotoğraf görüntüsü

### 3.7. Deney Setinde Bulunan Boru ve Dirsekler

Bir hidrolik sistemde olmazsa olmazlardandır. Hidrolik akışkanı kullanım yerlerine taşıyan hidrolik boru, hortum ve dirseklerdir. Boru, hortum ve dirseklerin seçiminde sistemin ısınması ile ilgili hususların göz önüne alınması gerekir. Zira yüzeyleri pürüzlü ve gerektiğinden fazla kavis ve köşeleri olan boru ve dirsekler sistemin aşırı ısınmasına neden olmaktadır. Bu ise hidrolik sistemin verimliliğini düşürmektedir. Düz boru ve hortumlardaki basınç kayıpları Darcy Weisbach denklemiyle tahmini olarak elde edilebilmektedir, şöyle ki;

$$\Delta P = \frac{\vartheta^2 f L \rho}{2D} \quad (3.7)$$

Burada;

$\Delta P$ : Basınç düşüşü ($N/m^2$)

$\vartheta$ : Hidrolik akışkan hızı (m/s)

$L$ : Boru veya hortum uzunluğu (m)

$\rho$ : Hidrolik akışkanın yoğunluğu ($kg/m^3$)

$D$ : Boru veya hortumun iç çapı (m)

$f$ : Sürtünme faktörü

Ayrıca; laminar akış için boyutsuz olan sürtünme faktörü,

$f = 64 / Re$ (3.8)

ifadesi ile hesaplanmaktadır.

Burada

*Re* : Reynolds sayısıdır

Ancak, hidrolik sistemlerin gerçek uygulamalarında çoğu zaman sadece düz boru veya hortumlar kullanılmadığı görülür. Sistemde çok sayıda dirsek ve kavisli eleman bulunur. Bu dirseklerin sayısı ve cinsine göre sisteme verdiği ısı ve dolayısıyla ortaya çıkan verimsizliğin ihmal edilemeyecek kadar büyük boyutlara ulaşması söz konusudur. Bu yüzden deney setinde kullanılan dirseklerin basınç kayıpları detaylı bir şekilde hesaplanmıştır. Her bir dirsekte oluşan basınç düşüşü aşağıdaki formülle hesaplanabilir:

$$\Delta P = \frac{K_k \rho v^2}{2} = \frac{K_k \rho Q^2}{2A^2} \quad (3.9)$$

Burada;

$\Delta P$ : Basınç düşüşü ($N/m^2$)

$K_k$ : Her bir çeşit dirseğe ait boyutsuz kayıp katsayısı

$K_k$ : *0.2* olarak alınır (90º dirsekler için)

$K_k$ : *0.15* olarak alınır (45º dirsekler için)

$K_k$ : *0.9* olarak alınır T: dirsekler için, Durfee W., Sun Z. (2009)

$\rho$ : Hidrolik akışkanın yoğunluğu ($kg/m^3$)

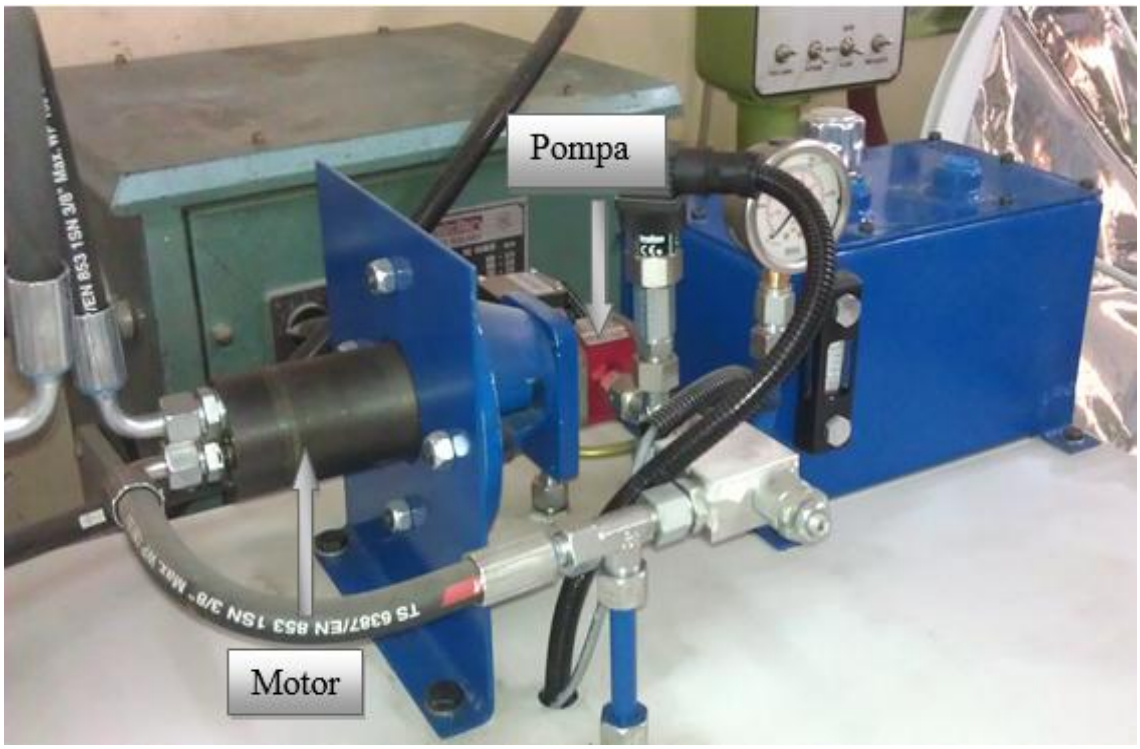
$\vartheta$ : Hidrolik akışkan hızı (m/s)

$Q$ : Akışkan debisi ( $m^3/s$)

$A$ : Dirsek alanı ($m^2$)

### 3.8. Hidrolik Motor

Hidrolik motor, elektrik motoruna benzer işlevleri yapan ancak elektrik enerjisi yerine basınçlı hidrolik akışkan kullanan önemli bir hidrolik ekipmandır. Deney setinde de akümülatördeki basınçlı yağ hidrolik motorun giriş bölümüne girip motor milini döndürür ve çıkış deliğinden düşük basınçlı yağ olarak depoya boşalır. Motor milini döndürerek tork oluşturur ve mile bağlanan bir mekanizma veya makine elemanı bu tork sayesinde hedeflenen işi gerçekleştirilir. Yapılan işin boyutu yağın basıncına, debisine ve motorun büyüklüğüne bağlıdır. Dönme momenti sayesinde mekanik iş yapılır. Mesela çıkışa bir dişli çark bağlanabilir ve hareket istenilen başka bir yere iletebilir. Benzer bir şekilde, kayış kasnak mekanizması bağlanıp çalıştırılabilir. Veya bu çalışmada yapıldığı gibi, hidrolik motor miline bir hidrolik pompa bağlanır ve burada oluşan moment ile bu pompa çalıştırılır. Sistemde kullanılan hidrolik motor ve pompanın fotoğraf görüntüsü Şekil 3.15, teknik özellikleri ise Çizelge 3.10 (a) ve (b)' de verilmiştir:




Şekil 3.15. Hidrolik motor-pompa bağlantısının fotoğraf görünümü

Çizelge 3.10 a. Çalışmada kullanılan hidrolik motor özellikleri

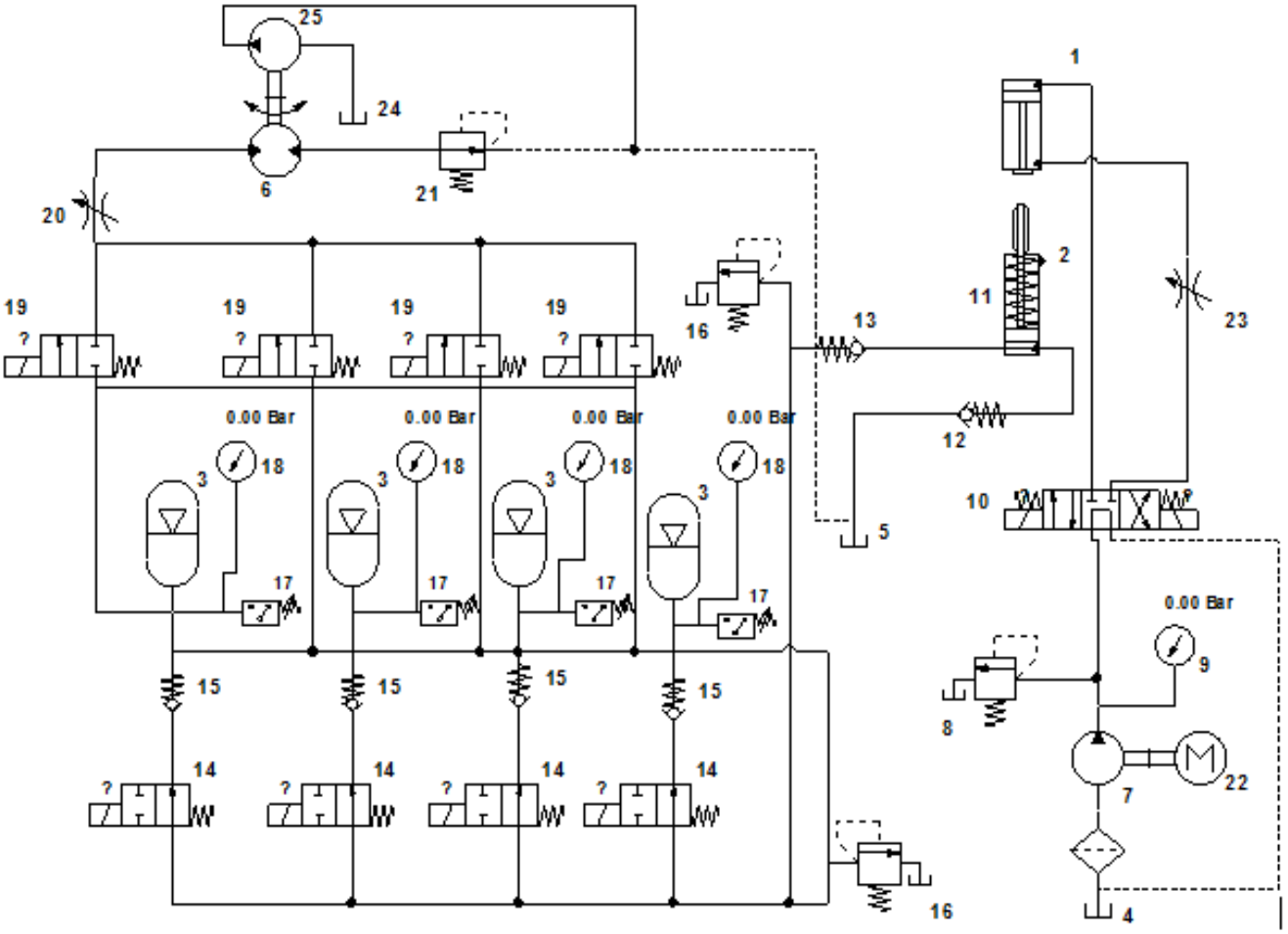
| *No* | *Hidrolik Motor* | *Özellik* |
|---|---|---|
| *1* | Dişli gerotor tip | MM 8 İç |
| *2* | Deplasman | 8.2 cc/dev |
| *3* | Max. hız (sürekli) | 1950 dev/dk |
| *4* | Max. Tork (sürekli) | 15 Nm |
| *5* | Max. Çıkış gücü | 1.8 kW |
| *6* | Maksimum basınç düşüşü | 140 bar |
| *7* | Maksimum debi | 16 litre/dk |
| *8* | Motor giriş potu çapı | G 3/8” |
| *9* | Motor çıkış potu çapı | G 3/8” |
| *10* | Mil çapı | 16 mm |

Çizelge 3. 10 b. Çalışmada kullanılan hidrolik pompa özellikleri

| *No* | *Hidrolik Pompa* | *Özellik* |
|---|---|---|
| *1* | Dişli tip | Sağ dönüşlü |
| *2* | Deplasman | 0,56 cc/dev |
| *3* | Çalışma basıncı | 220 bar |
| *4* | Maksimum basınç | 280 bar |
| *5* | Pompa giriş potu çapı | ¼” BSPP |
| *6* | Pompa çıkış potu çapı | ¼” BSPP |
| *7* | Flanş çapı | 22 mm |
| *8* | Mil çapı | 7 mm |

### 3.9 Deney Setine Ait Hidrolik Devre Şeması

Hidrolik sistemin devre şeması Şekil 3.16’ da verilmiştir.




Şekil 3.16. Deney seti hidrolik devre şeması

Şekildeki hidrolik sistem elemanları şu şekilde sıralanabilir:

1. Baskı Silindiri
2. Akü Dolum Silindiri
3. Akümülatörler
4. Baskı Silindiri Hidrolik Ünitesi
5. Hidrolik Yağ Deposu (Akü dolum için)
6. Hidrolik Motor
7. Baskı Silindiri Hidrolik Ünitesinin Hidrolik Pompası
8. Baskı Silindiri Hidrolik Ünitesinin Emniyet Valfi
9. Baskı Silindiri Hidrolik Ünitesinin Manometresi
10. Baskı Silindiri Hidrolik Ünitesinin 4/3 Yön Denetim Valfi
11. Akü Dolum Silindiri Bası Yayı
12. Akü Dolum Silindirinin Emme Tarafı Çek Valfi
13. Akü Dolum Silindirinin Basma Tarafı Çek Valfi
14. 2/2 Normalde Açık Yön Valfi
15. Akümülatör Çek Valfi
16. Akümülatör Basınç Emniyet Valfi
17. Akümülatör Basınç Şalteri
18. Akümülatör Manometresi
19. 2/2 Normalde Kapalı Yön Valfi
20. Akış Denetim Valfi
21. Basınç Düşürücü Valfi
22. Elektrik Motoru
23. Akış Denetim Valfi
24. Hidrolik Yağ Tankı
25. Hidrolik Pompa

### 3.9.1. Hidrolik Devrenin Açıklaması

Şekil 3.16' da devre şeması verilen hidrolik devrenin çalışma şu şekildedir:
Sistem ilk çalıştırıldığında **22** numaralı elektrik motoru ve onunla mekanik olarak bağlı olan 7 numaralı hidrolik pompa çalışmaya başlar. Pompa **4** numaralı tankta bulunan hidrolik yağı emerek sisteme gönderir. Buradan çıkan yağın basıncı, **8** numaralı emniyet valfi ile ayarlanır. Hidrolik yağ basıncı **9** numaralı manometreden okunur. **1** numaralı baskı silindirini hareket ettirmek için **10** numaralı yön denetim valfinin bobinlerine elektriksel uyarı verilir. Baskı silindirinin iniş hızı **23** numaralı akış kontrol valfinden ayarlanır. **1** numaralı baskı silindirinin hareketiyle **2** numaralı akü dolum silindirinin pistonu harekete geçer. Bu piston aşağı inerek akümülatöre yağı basar. 1 numaralı silindirin pistonu tekrar yukarı kalktığında 2 numaralı akü dolum silindir pistonu **11** numaralı bası yayı sayesinde tekrar yukarı kalkar. Piston yukarı kalktığı sırada hidrolik yağ **5** numaralı depodan emilir. Emilen yağın tekrar depoya geri gitmemesi için **12** numaralı çek valf kullanılır. **1** numaralı silindirin tekrar aşağı inmesiyle emilen yağ **13** numaralı çek valften geçerek **3** numaralı akümülatörlere gönderilir. **13** numaralı çek valf basılan yağın tekrar akü dolum silindirine kaçmasını engeller. Akümülatörlere basılan yağ **14** numaralı normalde açık valften geçerek akümülatöre girer. Dolum sırasını ayarlamak için bu valflerde bulunan solenoidleri elektrik panosundan seçilerek istenilen valfe elektrik sinyali verilir. Basınçlı yağın kontrolsüz bir şekilde geriye kaçmasını engellemek için **15** numaralı çek valf kullanılır. Akümülatördeki yağın maksimum ve minimum basınçları elektrik panosundan ayarlanır. Ayarlanan maksimum basınç aşıldığı takdirde **16** numaralı emniyet valfi otomatik olarak açılır ve sistemi aşırı basınçtan korumuş olur. Akümülatörlerin dolum işlemi esnasında hidrolik akışkanın basıncı **18** numaralı manometreden okunabilir. Ayarlanan çalışma basıncına ulaşıldığında **17** numaralı basınç sivici uyarı vererek akümülatördeki yağın çıkışına izin verilir. **14, 17** ve **19** numaralı elemanların mevcut konumları ortak bir elektrik sinyali ile değiştirilir, normalde kapalı olan **19** numaralı valf sinyal aldıktan sonra açık konuma gelir ve akümülatörlerden çıkan basınçlı yağın **6** numaralı hidrolik motora gitmesine izin verir. İstenilen yağ debisinin ayarı ise **20** numaralı kısma valfinden yapılır. **6** numaralı hidrolik motor aldığı hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye çevirir ve bu motor **25** numaralı hidrolik pompaya bağlandığı için pompanın dönmesine ve söz konusu mekanik enerjinin pompada tekrar hidrolik enerjiye dönüştürülmesi sağlanır. Pompa çalışırken **24** numaralı tanktan hidrolik yağ emmektedir. Pompadan çıkan yağ ise düşük basınçta tanka boşalır. Pompada elde edilen güç burada hesaplanır. Hidrolik motorda oluşabilecek aşırı yük **21** numaralı basınç düşürücü valf ile kontrol altına alınır.

## 3.10. Boru ve Hortum Kayıpları

### 3.10.1 Hortumlardan Kaynaklanan Kayıplar

Akışkanın hortum ve dirseklerden geçişinde sürtünmeden ve keskin dönüşlerden kaynaklanan kayıpları kaçınılmazdır. Bu kayıpların miktarına bağlı olarak sistemin verimi önemli oranda düşebilir. Hortum uzunlukları ve dirsek sayısı artıkça bu kayıplar da artmaktadır. Deney setindeki hortum/boru ve dirseklerden doğan kayıpları kolayca hesaplamak için, sistemdeki toplam hortum/boru uzunluğu ve dirsek sayısı tespit edilerek Çizelge 3. 11' de verilmiştir.

Çizelge 3. 11. Deney Setinde Kullanılan Hortum Uzunlukları

| *Sıra No* | *Hortumun / Borunun Bağlandığı Yer* | *İç Çap (mm)* | *Hortum Uzunluğu (cm)* |
|---|---|---|---|
| *1* | Yağ deposu ile akü dolum silindir arası | 10 | 120 x 2= 240 |
| *2* | Akü dolum silindir ile akümülatörler arası | 10 | 120 |
| *3* | Akümülatörler ile hidrolik motor arası | 10 | 120 |
| *4* | Hidrolik motor ile yağ deposu arası | 10 | 74 |
| *5* | Hidrolik ünite baskı silindir arası | 10 | 74 x 2 |
| *6* | Baskı silindirinin A hattı ile hidrolik ünite arası | 10 | 64 +60=124 |
| *7* | Baskı silindirinin B hattı ile hidrolik ünite arası | 10 | 30+25= 55 |
| *8* | Hidrolik motor ile yağ deposu arası | 10 | 70 |
| *9* | Hidrolik motor ile basınç düşürücü valf arası | 10 | 20 |
| *Toplam hortum uzunluğu* | | | **971cm = 9.71 m** |

Deney setinde akü dolum silindiri ile akümülatörler arası hortum uzunluğu 120 cm dir. Bu aralıkta akışkan sürekli hareket etmemekte ve sadece akü dolum silindirinin inip kalkması esnasında 10 cm lik bir strokta emilen yağ hortuma basılmaktadır. Benzer şekilde, 5 numaralı yağ tankının akü dolum silindirine olan hortum uzunluğunun bir bölümünde (120 cm lik), emiş esnasında az miktarda akışkan emilir. Dolayısıyla, hortumun bu bölümlerinde ihmal edilebilecek kadar küçük bir basınç düşüşünün meydana geldiği kabul edilebilir. İhmal edilmesi gereken başka bir bölüm de, akümülatörler ile hidrolik motor arasındaki 120 cm lik kısım ve hidrolik motor ile 5 numaralı tank arasındaki 74 cm lik olan hortum uzunluklarıdır. Bu kısımlarda oluşan sürtünme kaybı akümülatörlerden çıkan akışkandan kaynaklanmaktadır. Bu yüzden ayrı olarak hesaplanması gerekir. Çünkü akümülatörden çıkan akışkanın debisi,

$Q_2$ ve hızı $\vartheta_2$, hidrolik ünitedekinden farklıdır. Buna göre, hidrolik akışkanın geçtiği etkili hortum uzunluğu

$L$ = 971–(120+120)-(120+74) = 537 cm dir.

Aşağıdaki bilinenler ve varsayımlarla (3.7) numaralı denklemi kullanılarak,

$\Delta P = \frac{v^2 f L \rho}{2D}$ borulardaki basınç kaybı hesaplanabilir;

Varsayımlar;

- Hidrolik yağın kinematik viskozitesi 31,8 cSt (40 °C sıcaklıkta) ve yoğunluğu 850 kg/m$^3$ (ISO 32 sınıf yağ)

3.10.2 Hidrolik Üniteye Bağlanan Boru ve Hortum Kayıpları

Baskı silindiri hidrolik ünitesinde, dönüş hatlarındaki akışkan hızı 1,8 m/s olup ayarlanan basınca göre (130 bar) kalan tüm hortumlardaki akışkan hızı yaklaşık 3.25 m/s olarak tavsiye edilir. Cundiff. J (2002). Dolayısıyla sistemin bu bölümünde ortalama akışkan hızı,

$\vartheta$ = (3,25 + 1,8)/2 = 2.53 m/s dir.

Reynolds sayısı,

$Re = \frac{\vartheta D}{\nu}$
(3.10)

$= 2.53 \times 10 \times 10^{-3} / 31.8 \times 10^{-6}$
$= 794$

Burada;
D: boru/hortum iç çapı (m)
ν : hidrolik yağın kinematik viskozitesi (cSt)

Elde edilen bu Reynolds sayısı akışının laminar olduğunu göstermektedir. Sürtünme faktörü, *f*' ise; Denklem (3.8)'den hesaplanarak,

$f = 64 / Re$
$= 64/794$
$= 0.0806$ olarak bulunur.

Bulunan bu değerler yardımıyla (3.7) numaralı denklemden ΔP hesaplanabilir:

$$\Delta P = \frac{v^2 f L \rho}{2D}$$

*= 2.53² x 0,0806 x 5.37 x 850/ 2 x 10 x $10^{-3}$*

*= 117,744 N/$m^2$(= 1.20 Bar)*

Burada, $\rho$ hidrolik yağın yoğunluğudur.

3.10.3 Akümülatörler ile Depo Arasındaki Boru/Hortum Kayıplar

Akümülatör ile motor arası ve motor ile depo arasındaki hortum/boru toplam uzunluğu 120+74 = 194 cm olarak ölçülmüştür (Çizelge 3.11). Akümülatörlerden çıkan akışkan miktarı, $V_w$ ve ilgili debi $Q_2$, bulunduktan sonra akışkan hızı $\vartheta_2$, hesaplanıp sürtünme kayıpları bulunabilir.

Birinci akümülatör için debi hesabı:

Debi,

$$Q = \frac{V}{t} \qquad (3.11)$$

ifadesiyle hesaplanır.

Buradaki Q akümülatör debisine ($Q_2$) eşittir.

V ise yağ miktarı olup bu durumda akümülatörden çıkan ve kullanılabilir hidrolik yağ miktarı, $V_w$ 'ye eşittir. Bu değer birinci akümülatör için Bölüm 3.12.2'de hesaplanmıştır.

t ise boşaltma süresidir. 50 bar'da boşaltma süresi 9 saniye olarak kaydedilmiştir. (Çizelge 3. 16). Buradan denklem (3.11) kullanılarak;

$$Q = Q_2 = \frac{V_w}{t}$$

$Q_2$ = 1.38 / 9 = 0,153 litre /s = 1.53 x $10^{-4}$ $m^3$/s

Bu değer yardımıyla akümülatörlere bağlanan borulardaki akışkan hızı, $\vartheta_2$ hesaplanabilir;

$$\vartheta_2 = \frac{Q_2}{A} \qquad (3.12)$$

Burada, A boru kesit alanıdır. Denklem (3.3) ile

$A = (\pi r^2) = \pi (5 \times 10^{-3})^2 = 7.854 \times 10^{-5}\ m^2$.

Dolayısıyla,

$\vartheta_2 = 1.53 \times 10^{-4} / 7.854 \times 10^{-5} = 1.95$ m/s.

Bulunan bu hız değeri, Denklem (3.10)'den Reynolds sayısının hesaplanmasında kullanılır.

$$Re = \frac{\vartheta D}{\nu}$$

$= 1.95 \times 10 \times 10^{-3} / 31{,}8 \times 10^{-6}$

$= 612.6$

Sistemin bu bölümde de akışın laminer olduğu görülmektedir. Sürtünme faktörü denklem (3.8)'den,

$$f = 64 / Re$$

$= 64/612.6 = 0{,}1045$

Akümülatör borularındaki basınç kaybı, (3.7) numaralı denklemden:

$$\Delta P = \frac{v^2 f L \rho}{2D}$$

$= 1.95^2 \times 0.1045 \times 1.94 \times 850 / 2 \times 10 \times 10^{-3}$

$= 32{,}762.44\ N/m^2$ *0.33 Bar* olarak bulunur.

3.10.4 Dirseklerden Kaynaklanan Kayıplar

Sistemde toplam 29 adet dirsek bulunmaktadır. Bunlardan 8 tanesi T dirsek olup kalan 21 tanesi 90° dirseklerdir.

Bu dirseklerden kaynaklanan basınç düşüşleri bu bölümde hesaplanmıştır. Hesaplamaların yapılabilmesi için literatürde verilen hidrolik akışkan basıncının ve müsaade edilen akışkan hızlarının ilişkisi göz önüne alınmalıdır. Bunun için Çizelge 3.12' te verilen hidrolik akışkan basıncı ve hız ilişkisi değerleri esas alınmıştır.

Çizelge 3.12. Hidrolik sistemlerde çalışma basınçlarına karşı tavsiye edilen akışkan hızları

| *Sistem Basıncı* | *İstenilen Akışkan Hızı* |
|---|---|
| *100 Bar'a kadar* | 3,25 m /s |
| *150 Bar'a kadar* | 3,5 – 5,0 m/s |
| *200 Bar'a kadar* | 5,25- 7,0 m/s |
| *350 Bar'a kadar* | 7,25 – 9,0 m/s |

Baskı silindirinin çalışma basıncı 130 bar olarak ayarlanmıştır (Bölüm 3.2.2). Basma hattında kabul edilen akışkan hızı 3,5 m/s dir. Literatürlerde, hidrolik sistemlerin emme hattında istenilen akışkan hızları 0.5 ile 1.0 m/s dir. Dönüş hattındaki akışkan hızının ise 1.25 m/s ile 3 m/s arasında olması tavsiye edilir. Cundiff J. (2002). Basınç hattındaki akışkan hızları sistemin çalışma basıncına bağlı olup Çizelge 3.3' teki gibi değişmektedir. Dirseklerin iç çapları 10 mm olarak imalatçı kataloğundan seçilmiştir. Dirseklerdeki basınç düşümü (3.9) numaralı denklemle hesaplanabilir;

$$\Delta P = \frac{K_k \rho v^2}{2} = \frac{K_k \rho Q^2}{2A^2}$$

Burada denklem (3.3) kullanarak;

$\boldsymbol{A} = (\pi r^2) = \pi\,(5 \times 10^{-3})^2 = 7.854 \times 10^{-5}\ m^2$

Denklem (3.9)'daki Q, baskı silindirin hidrolik akışkan debisi, $Q_1$ olup değeri aşağıdaki ifade ile hesaplanır;

$$Q_1 = \vartheta \times A \quad (3.13)$$

$Q_1 = 3{,}5 \times 7.854 \times 10^{-5} = 2{,}75 \times 10^{-4}\ m^3/s$

Denklem (3.9)'dan

$$\Delta P = \frac{K_k \rho v^2}{2} = \frac{K_k \rho Q^2}{2A^2}$$

Burada,

$K_k = 0{,}9$ (T dirsekler için).

Hidrolik yağ yoğunluğu, $\rho = 850\ kg/m^3$

Buradan dirsekteki basınç düşüşü,

$\Delta P = 0{,}9 \times 850 \times 3{,}5^2/2$

$= 4685.625\ N/m^2$

*8* adet T dirsek için oluşan basınç kaybı,

$\Delta P = 4685.625 \times 8 = 37{,}485\ N/m^2 = (0.37\ Bar)$

90°’ lık dirseklerin basınç kaybı:

$K_k = 0{,}2$ ($90^0$’lık dirsekler için)

$$\Delta P = \frac{K_k \rho v^2}{2} = \frac{K_k \rho Q^2}{2A^2}$$

$= 0.2 \times 850 \times 3.5^2 / 2$

$= 1041{,}25\ N/m^2$

21 adet 90 derecelik dirsek için, basınç kaybı,

$\Delta P = 21 \times 1041{,}25 = 21{,}866.25\ N/m^2 = 0.22\ Bar$

olarak bulunur.

Böylece, boru ve dirseklerden oluşan toplam basınç kaybı,

$$\Delta P_{Toplam} = \Delta P_1 + \Delta P_2 \qquad (3.14)$$

$= (37{,}485 + 21{,}866.25 + 117{,}744) + (32{,}762.44)$

$= (177{,}095.25) + (32{,}762.44)$

$= 209{,}857.69\ N/m^2 = 2.09\ Bar$ olarak hesaplanır.

Burada,

$\Delta P_1$: Yağ deposundan baskı silindirine kadar olan basınç kaybı ( $N/m^2$ )

$\Delta P_2$: Akümülatörlerden yağ deposuna kadar olan basınç kaybı ( $N/m^2$ )

Hortum, valfler ve dirseklerdeki toplam güç kaybı, $PL_t$ ise, güç formülünden hesaplanabilir;

Güç = Debi x Basınç (3.15)

yani,

$PL_t = Q_1\Delta P_1 + Q_2\Delta P_2$

= (2,75 x $10^{-4}$ $m^3$/s x *177,095.25N/$m^2$)* +*(*1.53 x $10^{-4}$ $m^3$/s x *32,762.44 N/$m^2$)*

= *48.7 +5.01*

$PL_t$ =*53,7 W* olarak bulunur.

### 3.11. Deneylerdeki Sistem Parametreleri

Deney esnasında sistemin verimliliği veya çalışmasını etkileyen bazı parametreler göz önüne alınmıştır. Bir hidrolik sistemdeki ısınma, basınçlı akışkanın sistemde dolaşması esnasında oluşan sızıntı, basınç düşüşü, sistemin gürültülü çalışması gibi genel olarak verimsiz çalışmaya neden olabilecek parametreler bu çalışmada dikkate alınmıştır. Ayrıca, deney setindeki baskı silindiri, gerçek uygulamadaki araçların basma yükünü temsil ettiği için çalışmada sistem parametrelerinden biri olarak alınmıştır.

İlk olarak, bir hidrolik sistemin muhtemel ısınma nedenleri analiz edilip değişen çalışma şartlarına bağlı olarak elde edilen sonuçlar incelenmiştir. Değiştirilen sistem parametreleri bu bölümün alt bölümlerinde açıklanmıştır. Deneyler iki ayrı kısıma ayrılmıştır. Birinci kısım baskı silindiri-akümülatör arası olan kısımdır. İkinci kısım ise akümülatör-hidrolik motor arası olan kısımdır. Birinci kısım enerji üretme görevini üstlenirken, ikinci kısım enerji dönüşüm ve mekanik iş yapılan kısımdır. Enerji üreten kısmın deney parametreleri baskı silindirinin uyguladığı kuvvet (F) ve silindirin iniş hızları ($\vartheta$) dir. Bu kısmın çıktı değerleri ise akümülatör içindeki ani basınç artışları ve akümülatör dolum süreleri $t_d$ dir. Ayrıca, akümülatör içindeki azot gazının sıcaklık artışları başka bir çıktı olarak değerlendirilmiştir.

Deneyin enerji dönüşüm kısmında ise akümülatörlerin maksimum ve minimum basınçları deney girdi parametreleri olarak alınmıştır. Çıktılar ise hidrolik motorun maksimum dönme hızlarıdır. Motorun dönüş süresi de kayıt edilmiştir.

#### 3.11.1. Basma Yükleri ve Sistemin Çalışmasına Etkisi

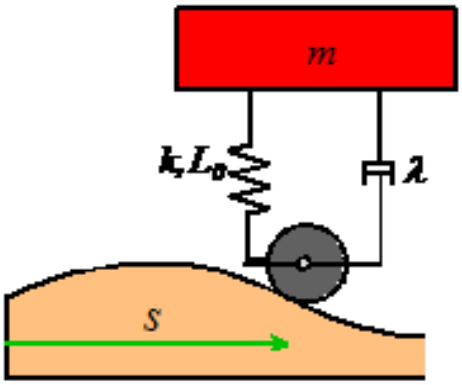
Sistemdeki basma yükü, araçların bir tekerleğinin kasis üzerine uyguladığı ağırlığı temsil etmektedir. Bilindiği gibi otoyollardan geçen araçlar toplam ağırlıklarına göre yola farklı kuvvetler uygulamaktadırlar. Deneysel çalışmada da bu durum dikkate alınarak basma yükü

değişken bir parametre olarak alınmıştır. Deney için minimum 1000 kg maksimum 7000 kg olmak üzere 5 adet değişik yük kullanılmıştır.

Basma yükleri, baskı silindirindeki çalışma basınçları değiştirilerek ayarlanmıştır. Basınç ayarları basınç emniyet valfinden yapıldığı için sistemdeki hidrolik akışkan bu valften geçtikçe akışkanın ısınma miktarları da artmaktadır.

### 3.11.2. Baskı Silindirinin İniş Hızı Değişiminin Sistemin Çalışmasına Etkisi

Araçların kasis üzerinden geçme hızları farklı olduğundan bu olayı temsil eden basma silindirinin hızı da bir başka değişken parametre olarak göz önüne alınmıştır. Söz konusu silindirin iniş hızı akış kontrol valfinden ayarlanarak beş farklı hız için deney yapılmıştır. Bu hızlar karşısında sistemdeki yağ debileri tespit edilip değişimleri çizelgede hazırlanmıştır. Araç hızları ile kasiste oluşan akü dolum silindirinin iniş hızları arasında sinüzoidal bir ilişki söz konusudur. Şekil 3.17 araç tekerin kasis üzerinden geçerken temsili bir görüntü vermektedir.




Şekil 3.17. Aracın kasis üzerindeki benzetim modeli (Bower A., Franck J. ve Kim K-S 2015)

Kasis boyunun zamana bağlı y(t), değişimi şu şekilde modellenmektedir:

$$y = H \sin\left(\frac{2\pi s}{L}\right). \tag{3.16}$$

Burada H yol tümsek genliği olup çalışmada değeri 50 mm dir (hız kesici yüksekliği 100 mm).

Yol eşittir hız çarpı zaman (s = Vt) olduğuna göre;

$$y(t) = H \sin\left(\frac{2\pi V}{L} t\right) \tag{3.17}$$

Burada,

y(t): Araç tekerinin zamana bağlı tümsek üzerinden olan yüksekliği (m) .

V : Araç hızı (m/s)

L : Yol tümseğin dalga boyu (m)

t : Tümsek geçişinde geçen süre (s)

Bu demektir ki araç tekeri dikey yönde harmonik bir hareket yapmaktadır. Bu hareketin frekansı

$$\omega = \frac{2\pi V}{L} \tag{3.18}$$

olarak verilmektedir.

Hafif sönümleme durumlarında, maksimum vibrasyon genliği doğal frekansta gerçekleştiği bilinmektedir. (Bower A., Franck J. ve Kim K-S 2015)

Böylece;

$$\omega = \frac{2\pi V}{L} = \omega_n \tag{3.19}$$

olarak yazılır.

Burada, $\omega_n$ sistemin doğal frekansıdır. Doğal frekansı ise şu eşitlikle hesaplanmaktadır:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{3.20}$$

Burada k sistemin yaylama sabiti ve m sistem kütlesidir. Ayrıca, yaylama sabiti şu ifade ile verilmektedir:

$$k = \frac{m+m_0}{m_0} \tag{3.21}$$

Burada m, araç kütlesi ve $m_0$ teker kütlesidir. Araç kütlesi 1000 kg, teker kütlesi ise 30 kg alınmıştır.

Denklem (3.17)'den

$$y(t) = H \sin\left(\frac{2\pi V}{L} t\right)$$

Ayrıca, tümsek genişliği, s =Vt ifadeyle hesaplanır.

Tümsek genişliği ve araç hızı bilinen değerler olduğundan aracın tümsek üzerinden geçiş süresi hesaplanabilmektedir.

Tümseğin yaklaşık genişliği 250 mm ise, saatte 10 km hızla tümsek üzerinden geçen bir aracın geçiş süresi, t = s/V = 250/10 x 1000/3600 = 0,09 saniye olur. Benzer bir şekilde, diğer araç hızlarında elde edilen süre 3.13 numaralı çizelgede verilmiştir.

Araç hızlarına karşı oluşan dikey yöndeki akü dolum silindirinin iniş hızları denklem (3.17)'nin türevi alınarak elde edilmektedir. Şöyle ki,

$$\vartheta = \frac{d}{dt}\left( y(t) = H \sin\left(\frac{2\pi V}{L} t\right)\right) \tag{3.22}$$

$$\vartheta = \frac{2HV}{L} \cos\left(\frac{2\pi V}{L} t\right) \tag{3.23}$$

Dalga boyu, L, doğal frekans denklemi (denklem 3.19) ve araç hızları kullanılarak hesaplanabilmektedir. Dolayısıyla, denklem 3.23 kullanılarak araç hızlarına karşı oluşan akü dolum silindir hızları hesaplanarak çizelge 3.13' te verilmiştir.

Çizelge 3.13. Araç hızlarına karşı oluşan akü dolum silindirinin iniş hızları

| Araç Hızları (km/h) | Kasis geçişinde geçen süre (s) | Kasis iniş hızları (m /s) |
|---|---|---|
| 10 | 0,090 | 0,003 |
| 15 | 0,060 | 0,003 |
| 20 | 0,045 | 0,003 |
| 25 | 0,036 | 0,003 |
| 30 | 0,030 | 0,003 |

Ancak formülden elde edilen akü dolum silindirinin iniş hızları, pratik olarak deneyde uygulanması uygun olmadığından, bu hızlar hidrolik silindirin standart piston hızları esas alınarak uyarlanmıştır. Çalışmada kullanılan silindirin piston çapına karşılık gelen maksimum piston hızı 0.31 m/s olarak tavsiye edilmektedir. Anonymous, (2014-3).

Buna göre hız ayarları çizelge 3.14'te verilmiş olup bu hızlara karşı sistemde oluşan debi değişimleri de çizelgeye eklenmiştir.

Çizelge 3.14. Akü dolum silindirinin iniş hızları ile debi değişimi arasındaki ilişki

| *Silindirin İniş Hızları (m/s)* | *Silindir içindeki Debi Değerleri (litre/dk)* | *Hortum içindeki Akışkan hızı(m/s)* |
|---|---|---|
| *0,05* | 2,41 | 0,51 |
| *0,10* | 4,83 | 1,02 |
| *0,15* | 7,24 | 1,54 |
| *0,20* | 9,65 | 2,05 |
| *0,25* | 12,06 | 2,56 |

### 3.12. Akümülatörlerin Dolma Sürelerinin Analizi

3.12.1. Dolum Süresi

Sistemin çalışması esnasında akü dolum silindiri tarafından basılan yağ hacmi V, bu silindirin piston alanına ve strok mesafesine bağlıdır. Silindir çıkışını akümülatör girişine bağlayan hortum aynı çapta olduğundan (10 mm), yağ keçelerinden kaynaklanan az miktardaki kayıp haricindeki akışkan akümülatörlere aktarılır. Yani akümülatörlerin dolumu esnasında akü dolum silindirinin her inişinde

$$V = Adx \tag{3.24}$$

kadar akışkan akümülatörlere basılır.

Deney esnasında akümülatörlerde ayarlanan maksimum basınçlara göre kaydedilen akümülatör dolum süreleri Çizelge 3.15'te verilmiştir:

Çizelge 3.15. Akümülatörlerin ayarlanan $P_2$ ve $P_1$ basınçlara göre dolma süreleri

| *Akümülatör No.* | *Maksimum Ayar Basınç (Bar)* | *Minimum Ayar Basınç (Bar)* | *Dolma Süresi (dk)* |
|---|---|---|---|
| *1. Akümülatör* | 50 | 45 | 3,5 |
| | 50 | 45 | 3,5 |
| | 50 | 45 | 3,5 |
| | | | |
| *2. Akümülatör* | 55 | 45 | 5 |
| | 55 | 45 | 5 |
| | 55 | 45 | 5 |
| | | | |
| *3. Akümülatör* | 65 | 45 | 7 |
| | 65 | 45 | 7 |
| | 65 | 45 | 7 |
| | | | |

Çizelgede görüldüğü gibi, 1. Akümülatör 50 Bar basınçta ayarlanmışken ortalama dolum süresi

$$t_d = \sum \frac{t_1+t_2+t_3}{3} \qquad (3.25)$$

$$t_d = \sum \frac{3,5+3,5+3,5}{3}$$

= 3,5 dakika olarak bulunur.

Basınç 55 bar iken ikinci akümülatörün ortalama dolum süresi aynı formül ile (Denklem3.25)

$$t_d = \sum \frac{5+5+5}{3}$$

= 5,0 dakika

Benzer şekilde, basınç 65 bar iken, üçüncü akümülatörün ortalama dolum süresi

$$t_d = \sum \frac{7+7+7}{3}$$

= 7 dakika olarak hesaplanır.

### 3.12.2 Maksimum Basınçtaki Akışkan Miktarları

Baskı silindirinin bir kez inip kalkması yaklaşık 5 saniyelik bir süre içerisinde gerçekleşmektedir. Her bir baskıda akümülatöre gönderilen yağ miktarı, Denklem (3.24) ile

$$V = Adx$$

ifadesi ile verilir. Şöyle ki;

Bir akümülatör için ($P_2$ =55 Bar)
Baskı silindirinin bir baskısında akü dolum silindirine bastığı yağ miktarı denklem 3.24 kullanarak:

$$V = Adx = \pi r^2 dx$$

$= \pi\ (16 \times 10^{-3})^{2} \times 100 \times 10^{-3}$
$= 8.042$ x 10-5 m3
$= 0.080$ litre dir.

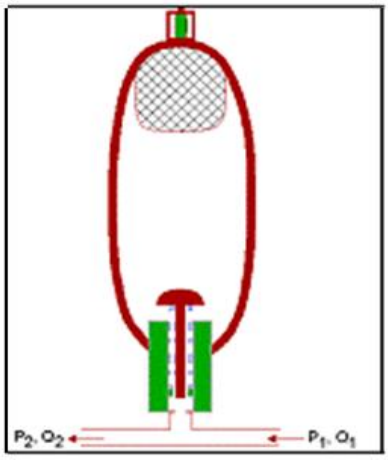
Akümülatör basıncı 55 bar iken toplam dolma süresi 5 dakika olarak bulunmuştur (Bölüm 3.12.1). Baskı silindirin de bir baskı 5 saniye olduğuna göre, akümülatör dolana kadar yani t = 5 dakikaya ulaşana kadar toplam baskı sayısı 56 olarak elde edilmektedir. Bu sürede akümülatörde biriken toplam yağ miktarı da;
$V_{yağ} = 0.080 \times 56/1 = 4.48$ litre olarak bulunur.

Bu miktar, akümülatör maksimum basınçta iken akümülatör içindeki toplam hidrolik yağ miktarıdır**.** Kullanılabilir yağ miktarı $V_w$' yi bulmak için önce $V_2'$ yi bulmak gerekir. $V_2$ akümülatör maksimum basınçta iken azot gazının hacmidir. Sonrasında bu değerden minimum çalışma basıncındaki azot gazı hacmi $V_1$ in çıkartılması gerekir. Çalışmada kullanılan akümülatörlerin hacimsel kapasiteleri $V_0$, imalatçı kataloğunda 10 litre olarak verilmiştir. Buradan;

$$V_0 - V_{yağ} = V_2 \qquad (3.26)$$

$V_2 = 10 - 4{,}48 = 5.52$ litre olarak hesaplanır.

Şekil 3.18 a ve 3.18 b, sırasıyla akümülatörün maksimum ve minimum basınçtaki gaz hacimleri gösterir.




Şekil 3.18 a. Maksimum basınçta akümülatörün yağ ve gaz hacimleri

(3.5) numaralı $V_w = V_1 - V_2$ denklemden kullanılabilir yağ miktarı elde edilebilir.

Ancak öncellikle akümülatörün minimum basınçtaki hacmi $V_1$ in bulunması gerekir. Bunu bulmak için (3.4a) numaralı denklemden faydalanılabilir. Şöyle ki;

$$P_0 \times {V_0}^n = P_1 \times {V_1}^n = P_2 \times {V_2}^n .$$

İzotermal durumu için n=1

Çizelge 3.8'den:

$P_1$ = 45 Bar,

$P_2$ = 55 Bar,

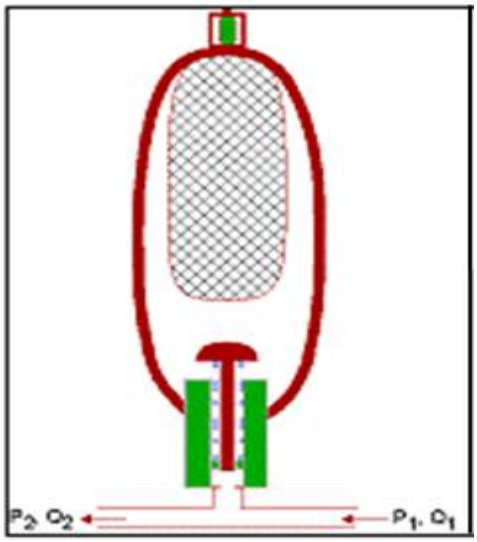
$V_2$ = 5,52 litre

Buradan;

$$V_1 = P_2 \times \frac{V_2}{P_1} \qquad (3.27)$$

= 55 x 5,52 / 45

= 6,75 litre




Şekil 3.18 b. Minimum basınçta akümülatörün yağ ve gaz hacimleri

Elde edilen bu değer ile akümülatörün kullanılabilir yağ miktarı (Denklem 3.5) ile;

$V_w = V_1 - V_2.$

$V_w = 6.75 - 5.52$

$= 1{,}23$ litre olarak hesaplanır.

Akümülatörlerin dolum işleminin adiyabatik mi yoksa izotermal mı olduğunu bulmak için (3.4b) ve (3.4c) denklemleri kullanılır. Her iki denklemden elde edilen kullanılabilir yağ hacmi $V_w$, yukarıdaki hesapta bulunan değerle (1,23 litre) karşılaştırılır.

Adiyabatik durumu için, denklem (3.4b)'den,

$$V_0 = \frac{V_w}{\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{1/n} - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{1/n}}$$

$$10 = \frac{V_w}{\left(\frac{40}{45}\right)^{1/1,4} - \left(\frac{40}{55}\right)^{\frac{1}{1,4}}}$$

$$V_w = 1{,}23\ litre$$

Azot gazı için, n = 1,4 tür. Bu formülden bulunan kullanılabilir yağ hacmi $V_w$, değeri hesapta bulunan değerle aynı olup Vw= 1,23 litredir. İzotermal durum için de Denklem (3.4c) kullanılır,

$$V_0 = \frac{Vw}{\left(\frac{P_0}{P_1}\right) - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)}$$

$$10 = \frac{V_w}{\left(\frac{40}{45}\right) - \left(\frac{40}{55}\right)}$$

$$V_w = 1{,}62\ litre$$

Akümülatörün kullanılabilir yağ hacmi $V_w$ değeri 1,62 litre olarak bulunur.

Bu iki değerden hesaplanan değere en yakın olanı adiyabatik durumdakidir. Yani akümülatörün dolumu esnasında azot gazının hızlı bir şekilde sıkıştırıldığını gösterir.

### 3.12.3. Akümülatörlerin Boşaltma Süresi ve Debi Hesabı

### 3.12.4 Akışkan Boşaltma Süresi

Maksimum ve minimum basınçlara göre akümülatörler boşalma sürelerinde değişiklik gösterirler. Buna göre tüm akümülatörlerin boşalma hızları sabit tutularak basınçları farklı değerlerde ayarlanmıştır. Aynı zamanda boşalma süreleri tespit edilmiştir. Deneyler üçer kez tekrarlanıp ortalama değerleri alınmıştır. Yapılan deneylerde akümülatör basınçları ve boşalma süreleri Çizelge 3.16, 3.17 ve 3.18' de verilmiştir.

Çizelge 3.16. Minimum çalışma basıncı 45 bar iken akümülatörlerin boşalma süreleri

| *Akümülatör No* | *Maksimum Basınç (Bar)* | *Minimum Basınç (Bar)* | *Boşalma Süresi (s)* |
|---|---|---|---|
| *1. Akümülatör* | 50 | 45 | 9 |
| | 50 | 45 | 10 |
| | 50 | 45 | 10 |
| | | | |
| *2. Akümülatör* | 55 | 45 | 13 |
| | 55 | 45 | 14 |
| | 55 | 45 | 14 |
| | | | |
| *3. Akümülatör* | 65 | 45 | 24 |
| | 65 | 45 | 24 |
| | 65 | 45 | 24 |

Çizelge 3.16'ya bakıldığı zaman, maksimum ve minimum basınçlar arasındaki fark arttıkça akümülatörlerin boşalma sürelerinin arttığı görülmektedir. Söz konusu sonuçlar akış denetim valflerinden debi ayarı yapılarak elde edilmiştir.

Akümülatörlerin maksimum basınç değerleri aynı kalarak minimum basınç değeri 50 bar ayarlandığında Çizelge 3.17'da verilen sonuçlar elde edilmiştir.

Çizelge 3.17. Minimum çalışma basıncı 50 bar iken akümülatörlerin boşalma süreleri

| Akümülatör No | Maksimum Basınç (Bar) | Minimum Basınç (Bar) | Boşalma Süresi (s) |
|---|---|---|---|
| 1. Akümülatör | 60 | 50 | 8 |
| | 60 | 50 | 7 |
| | 60 | 50 | 8 |
| | | | |
| 2. Akümülatör | 65 | 50 | 9 |
| | 65 | 50 | 9 |
| | 65 | 50 | 9 |
| | | | |
| 3. Akümülatör | 70 | 50 | 17 |
| | 70 | 50 | 18 |
| | 70 | 50 | 18 |

Tüm akümülatörlerin maksimum basınçları 85 bar'a ve minimum çalışma basınçları 55 bar olarak ayarlandığında aşağıdaki boşaltma süreleri elde edilmiştir. Bu basınçlar, çizelge 3.18'de verilmiştir.

Çizelge 3.18. Minimum çalışma basıncı 55 bar iken akümülatörlerin boşalma süreleri

| Akümülatör | Maksimum Basınç (Bar) | Minimum Basınç (Bar) | Boşalma Süresi (s) |
|---|---|---|---|
| 1. Akümülatör | 70 | 55 | 16 |
| | 70 | 55 | 17 |
| | 70 | 55 | 16 |
| | | | |
| 2. Akümülatör | 75 | 55 | 19 |
| | 75 | 55 | 19 |
| | 75 | 55 | 19 |
| | | | |
| 3. Akümülatör | 85 | 55 | 22 |
| | 85 | 55 | 23 |
| | 85 | 55 | 24 |

Maksimum 85 Bar ve minimum 55 Bar basınç değerinde,

1. akümülatörün ortalama boşaltma süresi denklem (3.25) ile hesaplanmakta olup;

$t_b = \sum \frac{t_1+t_2+t_3}{3}$

$t_b$ = (16 + 17 + 16) / 3

= 16.3 s

Maksimum 75 Bar ve minimum 55 Bar basınç değerlerinde,

2. Akümülatörün ortalama boşalma süresi;

$t_b$ = (19 + 19 + 19) / 3

= 19 s

Maksimum 85 Bar ve minimum 55 Bar basınç değerlerinde,

3. Akümülatörün ortalama boşalma süresi;

$t_b$ = (22 + 23 + 24) / 3

= 23 s

Yani 55 bar minimum çalışma basıncında akümülatörlerin her birinin ortalama boşaltma süresi, yaklaşık 19 saniyedir.

Tüm akümülatörler bu şartlarda arka arkaya çalıştırıldığında toplam yağ boşalma süresi;

t = 19 + 19 + 19 = 57 s

olarak hesaplanır.

### 3.12.5 Akışkan Debisi

Akümülatörlerin yağ debisi, kullanılabilir yağ hacminin yağın boşaltma süresine bölümü ile elde edilmektedir. Yani denklem (3.11)'i kullanarak:

$$Q_2 = \frac{V_w}{t}$$

1. akümülatör için debi hesaplanacak olursa
$V_w$ = 1.38 litre, süre ise t = 17 saniye. Buradan,
$Q_2$ = 1.38 litre/ 17s x 60 = 4.87 litre /dk
olarak elde edilir.

### 3.12.6 Akümülatör Verimi

İçerisinde akümülatör bulunan hidrolik sistemlerde, pompa, Q debisi ile hidrolik akışkanı akümülatöre doldurur. Akümülatör içindeki basınç minimum $P_1$ çalışma basıncından maksimum $P_2$ basıncına kadar yükselir. Dolaysıyla, sistemin giriş gücü denklem (3.15) ile hesaplanır; şöyle ki,

$P_{gir}$ = Debi x Ortalama basınç

$$P_{gir} = Q \times \frac{P_1 + P_2}{2}$$

Akümülatörün çıkış gücü ise, $P_{çık}$ gene denklem (3.15) ile aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$P_{çık} = Q \times P_1$$

Dolayısıyla, akümülatör verimi, η şu şekilde ifade edilir:

$$\eta = \frac{P_{çık}}{P_{gir}} = \frac{Q \times P_1}{Q\left(\frac{P_1+P_2}{2}\right)} \quad (3.28)$$

Sadeleştirilerek bu denklem aşağıdaki haline dönüşmektedir

$$\eta = \frac{2P1}{P1+P2} \quad (3.29)$$

Literatürlerde hidrolik akümülatörlerin verimi %70 olarak verilmektedir. Majumdar S.R. (2002). Ayrıca, akümülatör içindeki azot gaz basıncı, çalışma basıncının ¼'ünden az olmaması gerekir.

Deney seti üzerinde farklı çalışma basınçlarında deneyler yapılmıştır. Tavsiye edilen akümülatör verimine yaklaşmak için aşağıdaki çalışma basınçları kullanılarak maksimum verim hedeflenmiştir.

Çalışma basınçları;

$P_1$ (Minimum Basınç): 45 Bar

$P_2$ (Maksimum Basıncı): 85 Bar.

Buna göre, akümülatör verimi, η, denklem (3.29) kullanılarak;

$$\eta = \frac{2P1}{P1 + P2}$$

= 2 x 45 / (45 + 85)

= 88 / 130 = 0.69 = % 69 olarak bulunur**.**

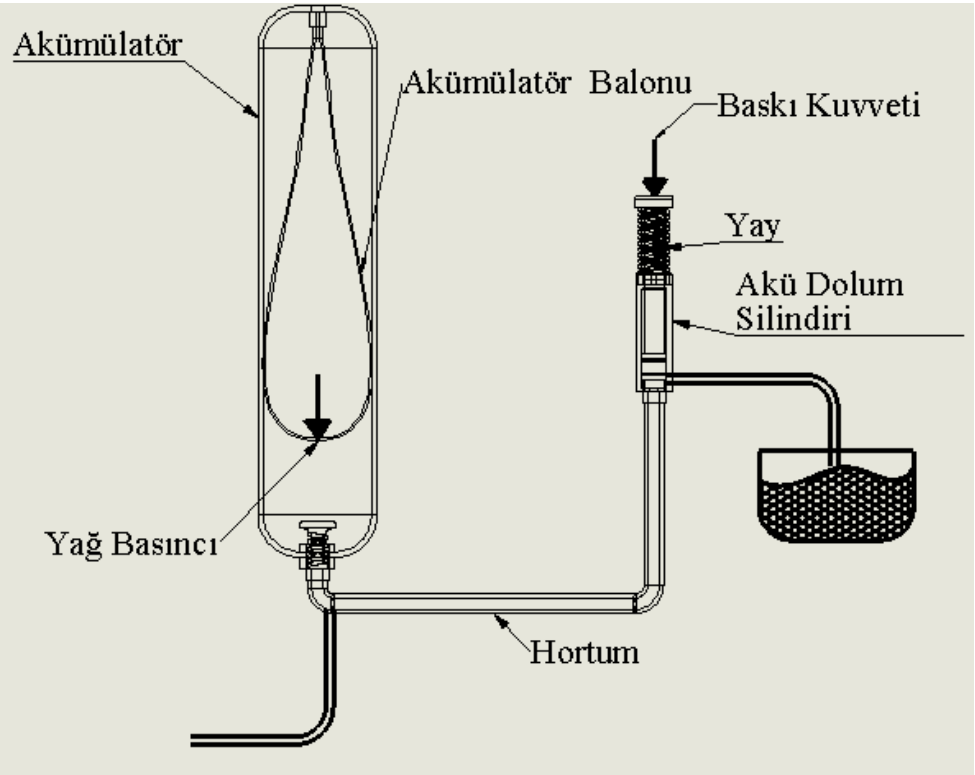
## 3.13. Sistemin Modellenmesi

Deney setinin kuvvet ve basınç analizlerinin yapılabilmesi için sistemi daha önce yapıldığı gibi iki bölüme ayırmak daha uygun olacaktır.

Birinci kısım, araç tekerlerinin kasis üzerine basma hareketini temsil eden mekanizmadır. İkinci kısım ise hedeflenen mekanik işi gerçekleştiren akümülatör ve hidrolik motor kısmıdır. Bu ikinci kısımda, akümülatörlerden çıkan basınçlı yağ hidrolik motoru çalıştırır ve mekanik güç elde edilir. Balonlu akümülatörlerin enerji depolama imkânı balon içindeki gazın sıkıştırılıp genişleyebilme özelliğine dayalıdır. Bu tip akümülatörlerde genelde azot gazı kullanılmaktadır. Hidrolik akümülatörlerin çalışma basınçları 100 bar'ı geçmeyecek şekilde olursa, içindeki gazın termodinamik özellikleri ideal bir gazın özelliğine sahip olduğu düşünülmektedir. Puddu P. ve Paderi M., (2013)

### 3.13.1 Akü Dolum Silindiri ve Akümülatör Mekanizması

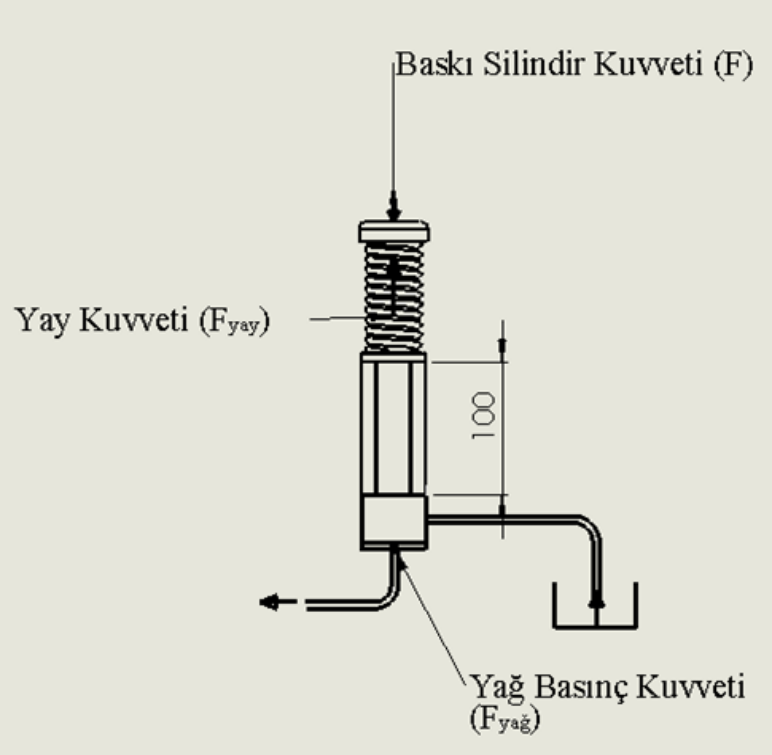
Bu kısmın çalışma mekanizması Şekil 3.19' te gösterilmiştir. Burada hidrolik akışkan yağ deposundan emildikten sonra, pistonun aşağı inmesiyle akümülatöre basılır.




Şekil 3.19 . Akü dolum silindir mekanizması

3.13.2. Baskı silindir kuvvetinin (F) modellenmesi

Gerçek uygulamada, baskı silindiri $t_0$' lık bir süre içerisinde akü dolum silindirinin pistonu üzerine F kuvveti uygular (Şekil 3.20). Bu kuvvet $t_1$ zamanına kadar etki eder. Kuvvetin etkisiyle aşağıya inen piston, ***x*** mesafesi kadar yol almış olacaktır. Buna karşı, piston kolu üzerindeki yay, basma kuvvetine karşı $F_{yay}$ kuvveti uygulayacaktır. Silindir içerisinde hapsedilen hidrolik yağ ise, $P_{yağ}$ değerinde bir basınca sahip olacaktır.




Şekil 3.20. Akü dolum silindiri üzerinde etkili kuvvetler

Pascal Kanununa göre $P_{yağ}$ değerindeki silindir basıncı akümülatöre iletilecektir. Ayrıca, akü dolum silindirinin A piston alanı üzerinde, *dx* miktarında bir yağ sütunu oluşur. Yağ ρ yoğunluğuna sahip ise, basılan yağ kütlesi (*m)* şu şekilde hesaplanır;

$$m = \rho V = \rho A dx \tag{3.30}$$

Burada V yağ hacmidir**.** Söz konusu *dx'* lik bir mesafede silindir içinde $dP$ basınç farkı oluşturulmuş olacaktır**.**

Aynı zamanda pistonun iniş hızı $\vartheta$, pistonun $dt$ zamanda aldığı $dx$ yolu olarak verilir. Şöyledir,

$$\vartheta = \frac{dx}{dt} \tag{3.31}$$

Silindirde oluşturulan $P_{yağ}$ silindir basıncı, $F_{yağ}$ gibi bir karşı kuvvet oluşturacaktır. Yani tekerin F basma kuvvetine iki kuvvet, $F_{yağ}$ ve $F_{yay}$ karşı koyacaktır.

Burada silindir keçesinden kaynaklanan sürtünme kuvveti ihmal edilmiştir.
Newton'un İkinci Kanununa göre (denklem 2.1), akü dolum silindirinin modeli şu şekilde kurulabilir:

$$\sum F = ma$$

$$F - F_{yağ} - F_{yay} = ma$$

$$F - AdP - kx = m\frac{dv}{dt} = \rho Adx\frac{dv}{dt}$$

$$F - kx = \rho Adx\frac{dv}{dt} + AdP$$

$$= A\left(\rho dx\frac{dv}{dt} + dP\right)$$

$$= A\left(\rho dx\frac{dv}{dx}\frac{dx}{dt} + dP\right)$$

$$= A\left(\rho dx\frac{dv}{dx}v + dP\right)$$

$$= A\left(\rho dx\frac{d}{dx}(v^2/2) + dP\right)$$

$$= Adx\left(\rho\frac{d}{dx}(v^2/2) + \frac{dP}{dx}\right)$$

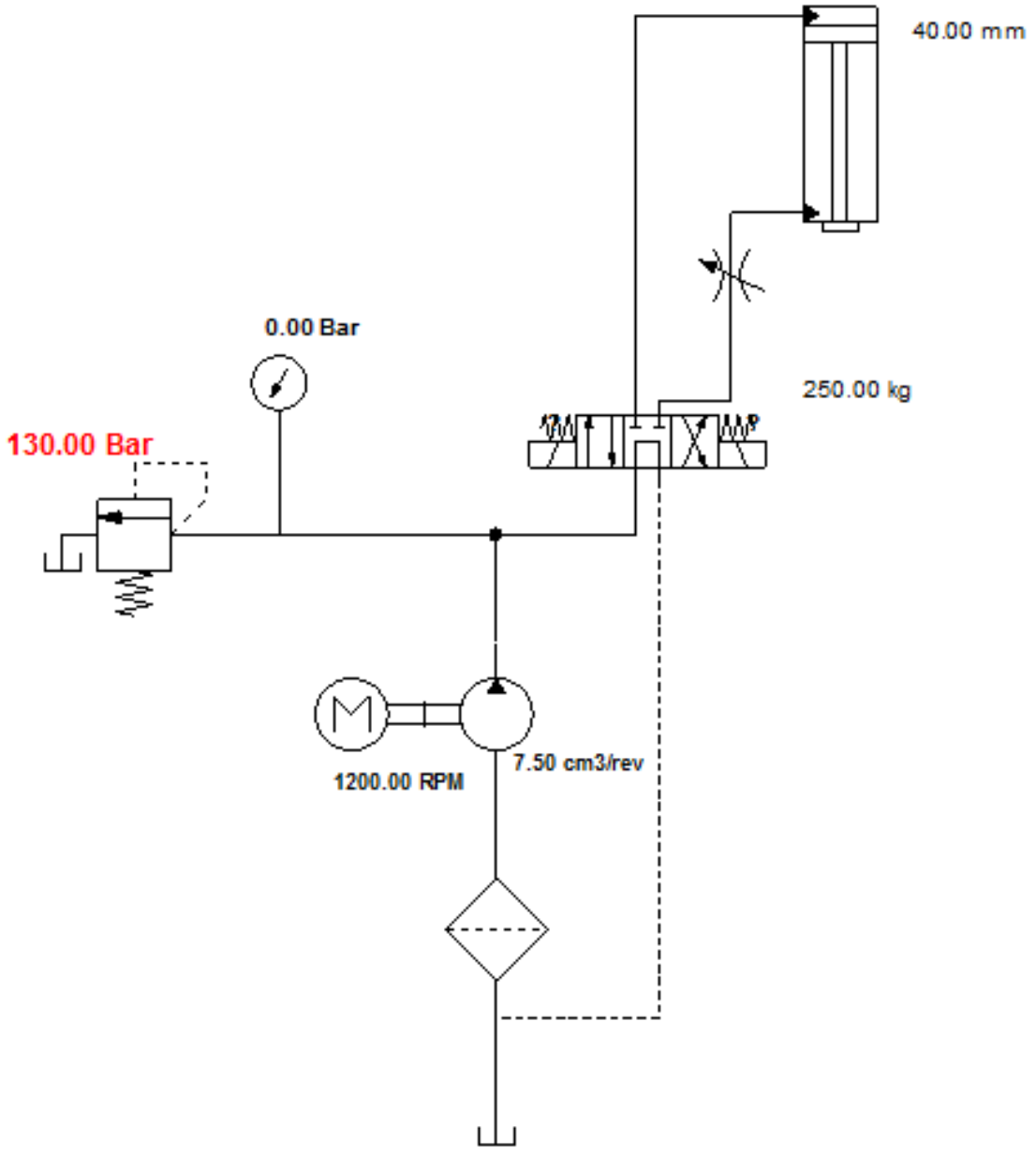
$$F - kx - Adx\left(\rho\frac{d}{dx}(v^2/2) + \frac{dP}{dx}\right) = 0 \tag{3.32}$$

Yani sistemde enerji oluşturabilmesi için aracın gereken anlık tekerlek kuvveti, F şu şekilde hesaplanır:

$$F = kx + Adx\left(\rho\frac{d}{dx}(v^2/2) + \frac{dP}{dx}\right) \tag{3.33}$$

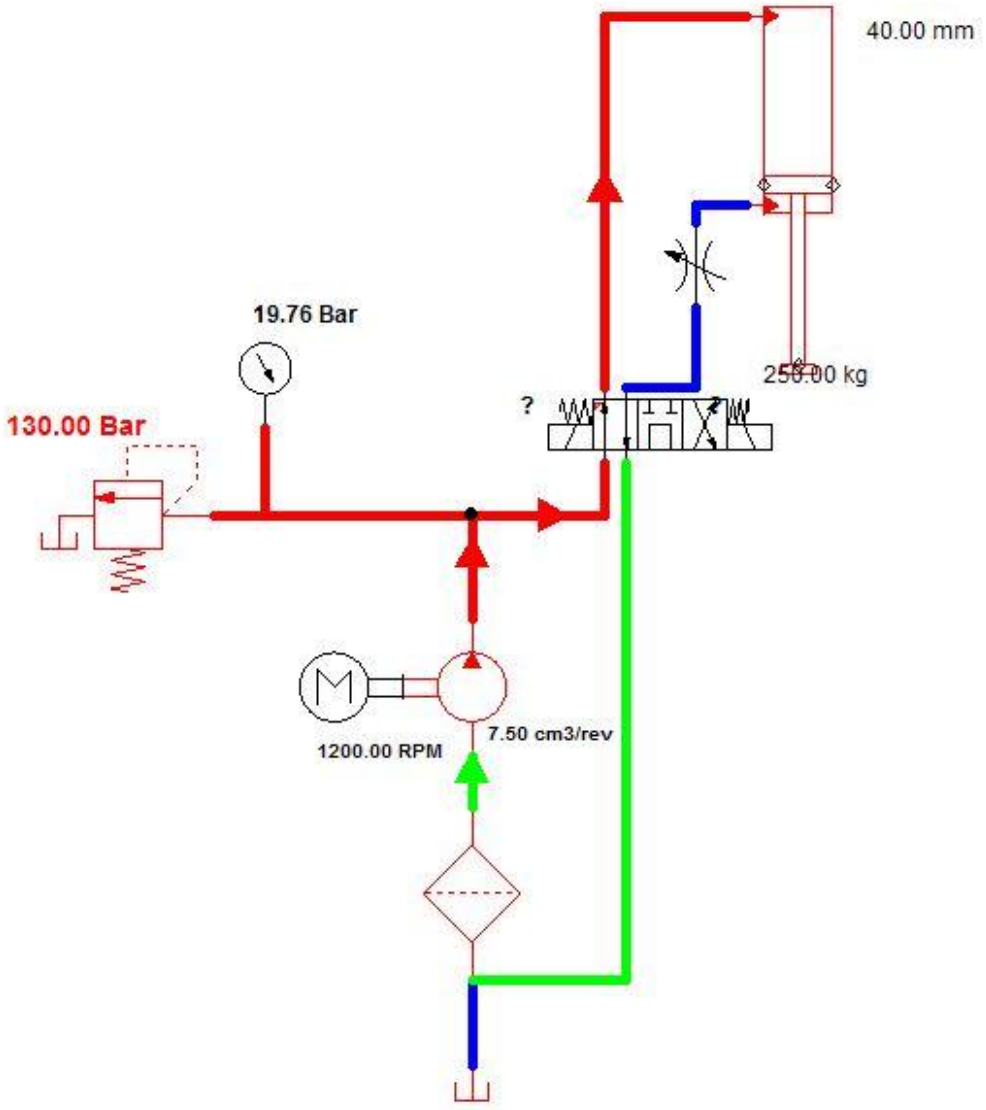
Bu modele göre, tekerlek kuvveti sistemdeki birkaç parametreye bağlıdır. Bunlar yay sabiti (k), pistonun hareket mesafesi (x), silindir alanı (A), kullanılan akışkan yoğunluğu (ρ), piston

ve akışkan hızı (υ) ve akümülatörde oluşturulan akışkan basınç gradyanıdır. Elde edilen sonuçlara göre basma kuvvetinin en büyük katkısı (3.24) numaralı denklemin birinci teriminden gelmektedir. Burada pistonun iniş mesafesi müsaade edilen maksimum kasis deplasmanı kadar olup 100 mm dir. Buna göre elde edilen nihai basma kuvveti için yay sabitinin büyük katkısı olduğu aşikârdır. Deney sırasında kaydedilen basınç gradyan değerleri ve piston iniş hızları da oldukça düşük olduğundan denklemin ikinci terimi ancak piston alanının büyütülmesiyle kayda değer bir kuvvet katkısı oluşturulabilmektedir.

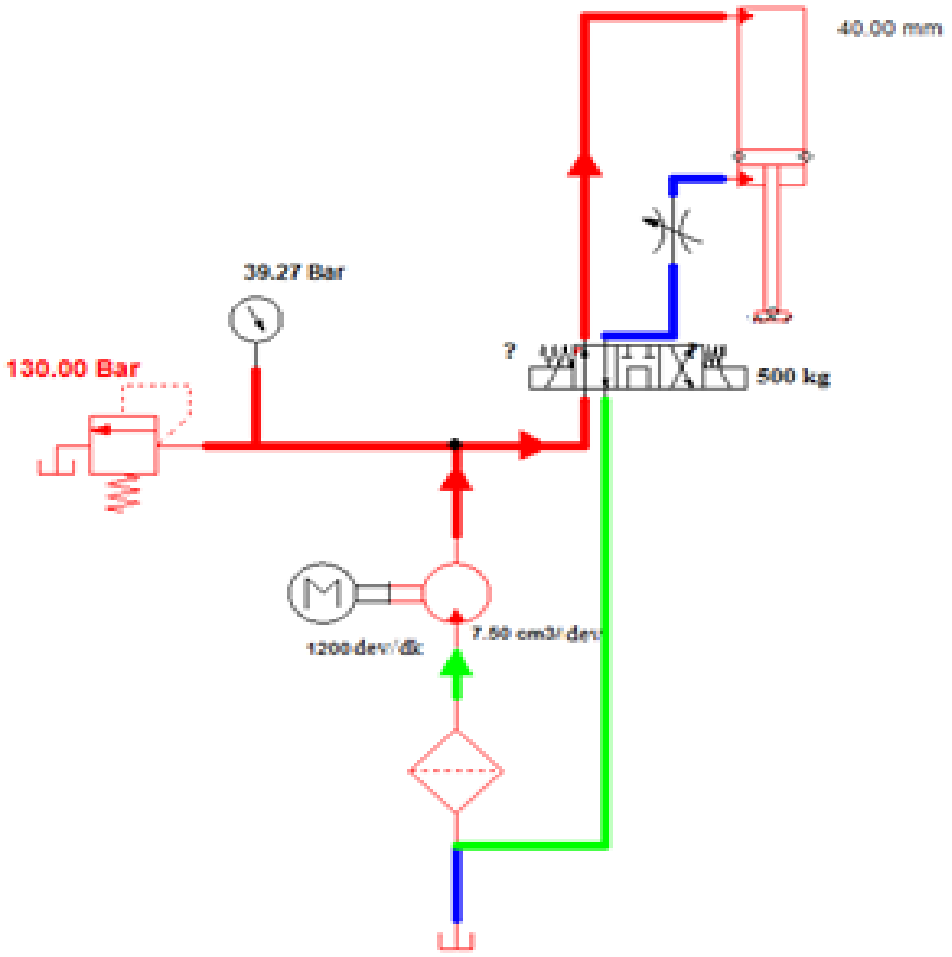



Şekil 3.21 a . Baskı silindirinin hidrolik devresi

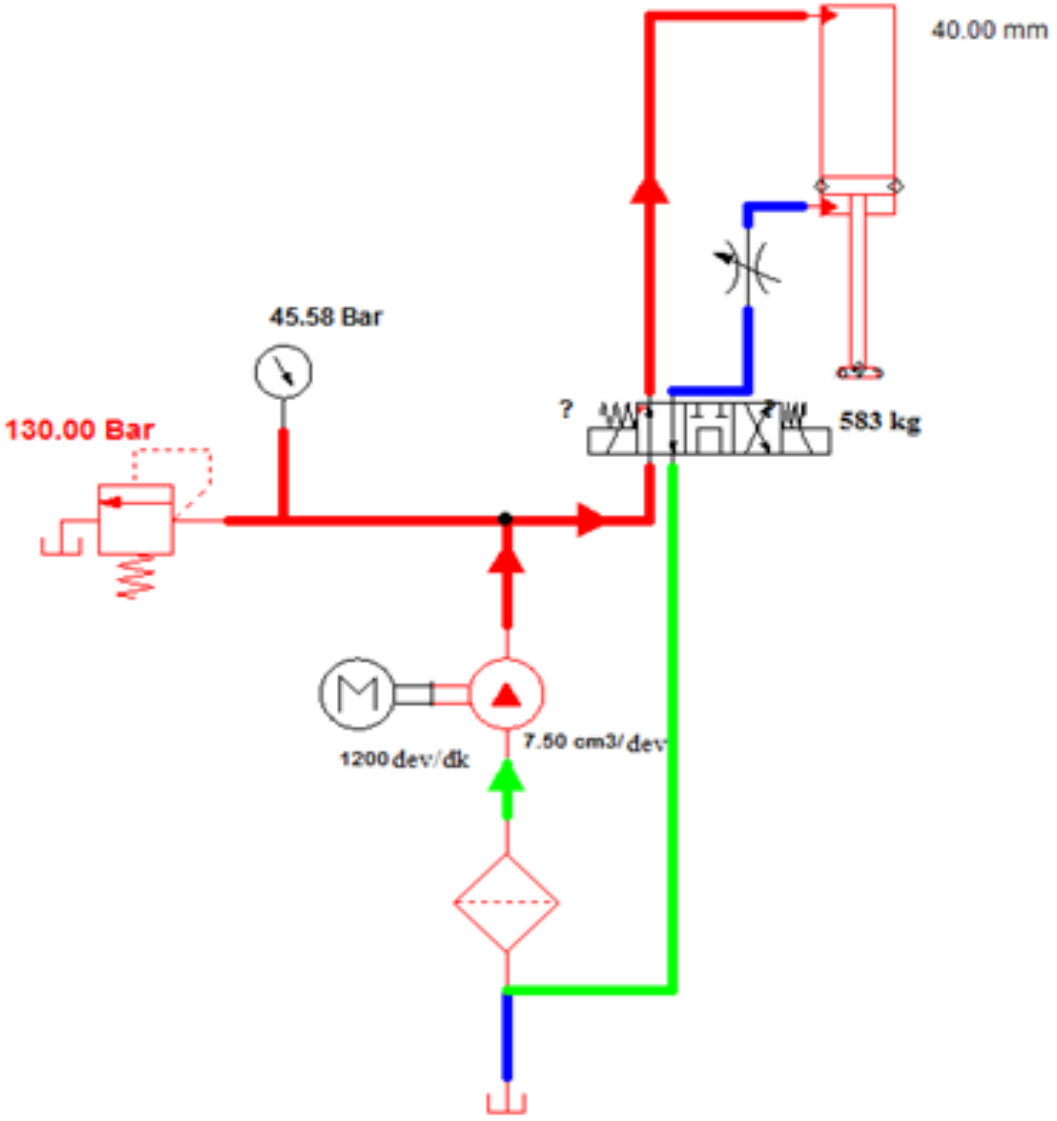
Baskı silindirinin hidrolik devre şeması Şekil 3.21 (a) ve Automation Studio yazılım programında yapılan simülasyon görüntüsü Şekil 3.21 (b)' de verilmiştir. Şekil 3.21 (b)'de verilen simülasyon görüntüsü 1 tonluk bir aracın tekerlek baskı kuvvetini oluşturmak için hazırlanmıştır. Çalışmada yer alan diğer araç ağırlıklarına karşılık gelen simülasyon görüntüleri sırasıyla Şekil 3.21 (c) (d) (e) ve (f) 'de verilmiştir.



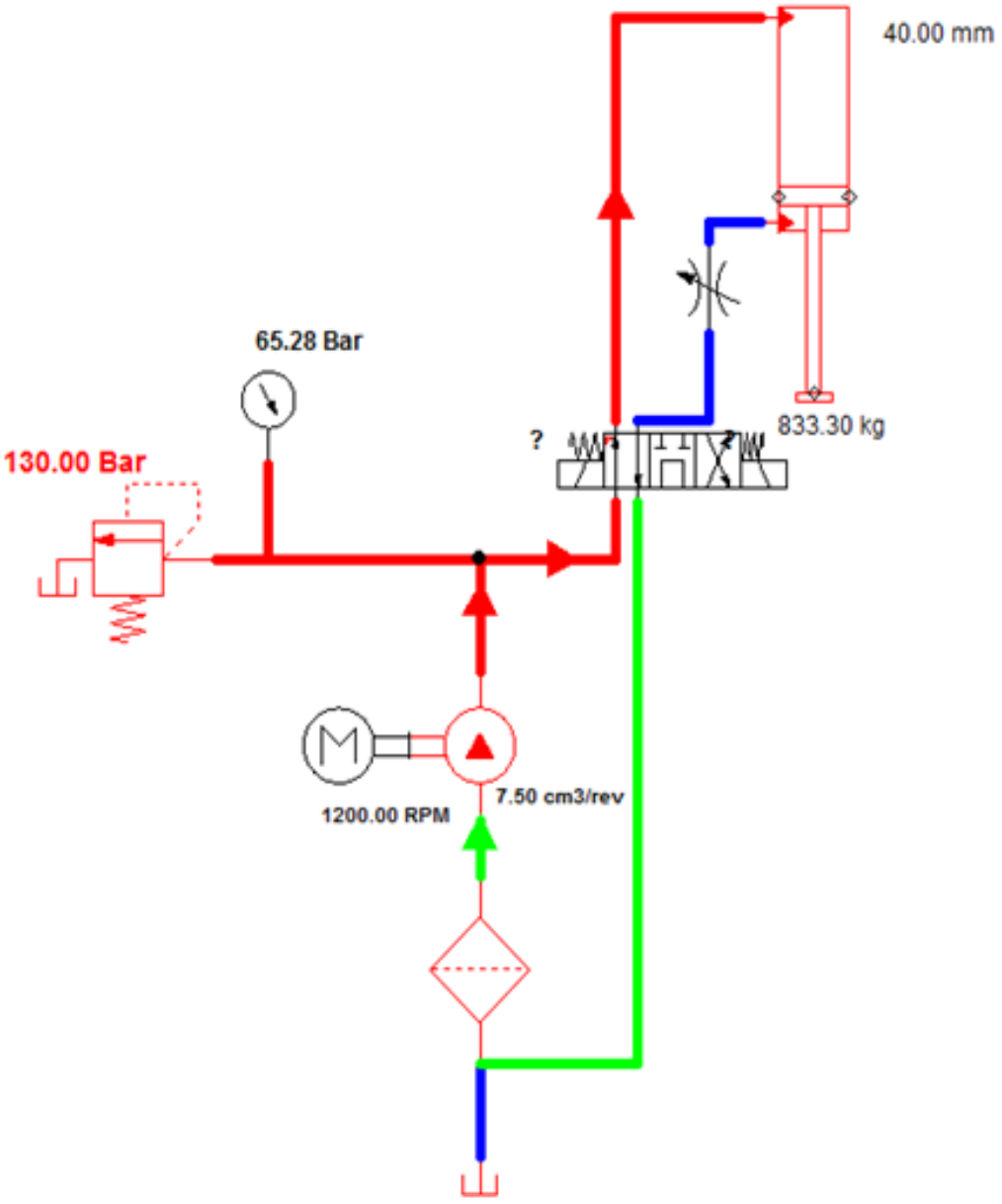

Şekil 3.21 b. Baskı silindir devresinin 250 kg'lık baskı kuvveti için simülasyon görüntüsü



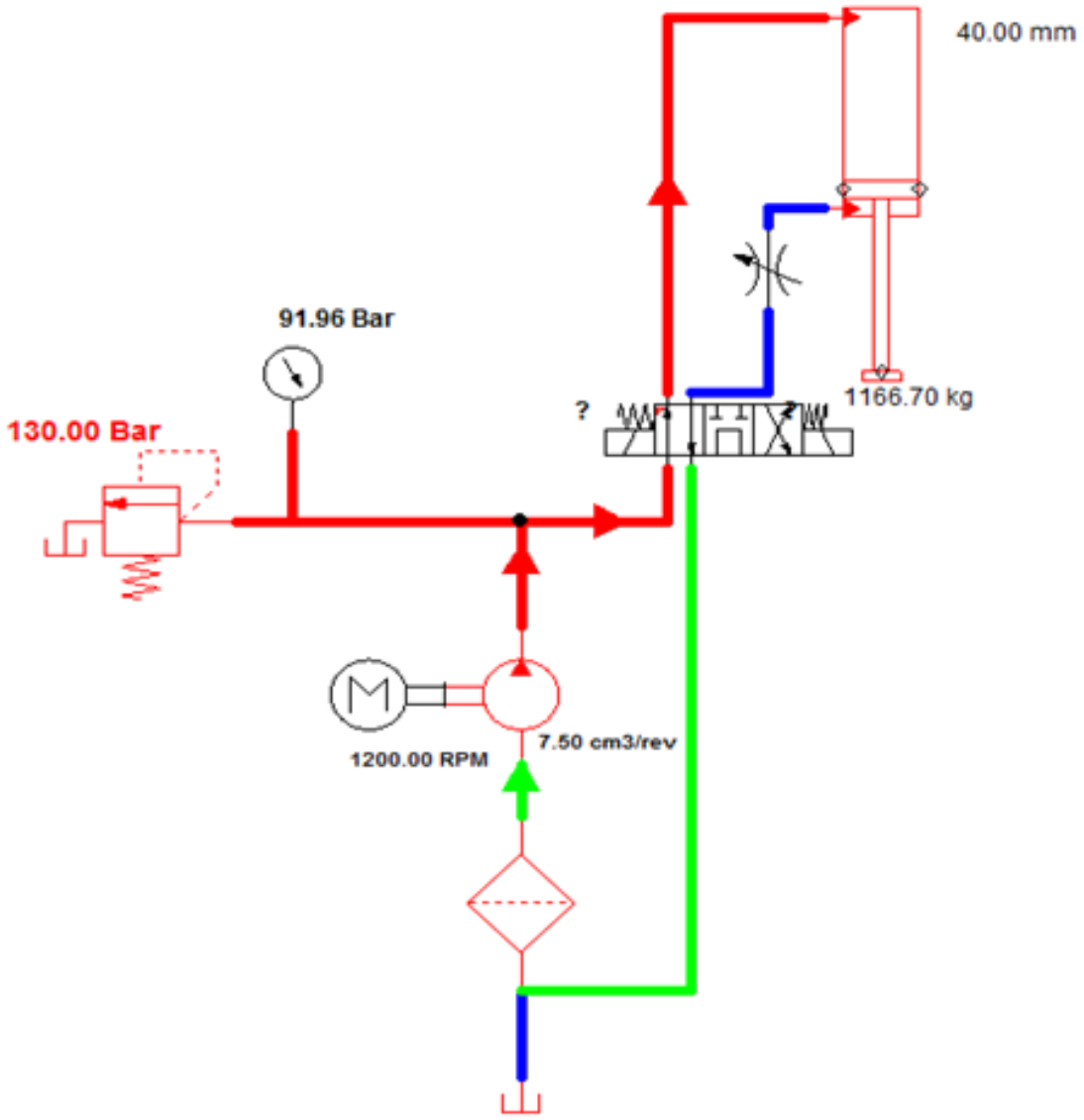

Şekil 3.21 c. Baskı silindir devresinin 500 kg'lık baskı kuvveti için simülasyon görüntüsü




Şekil 3.21 d Baskı silindir devresinin 583 kg'lık baskı kuvveti için simülasyon görüntüsü




Şekil 3.21 (e) Baskı silindir devresinin 833 kg'lık baskı kuvveti için simülasyon görüntüsü




Şekil 3.21. (f) Baskı silindir devresinin 1166.7 kg'lık baskı kuvveti için simülasyon görüntüsü

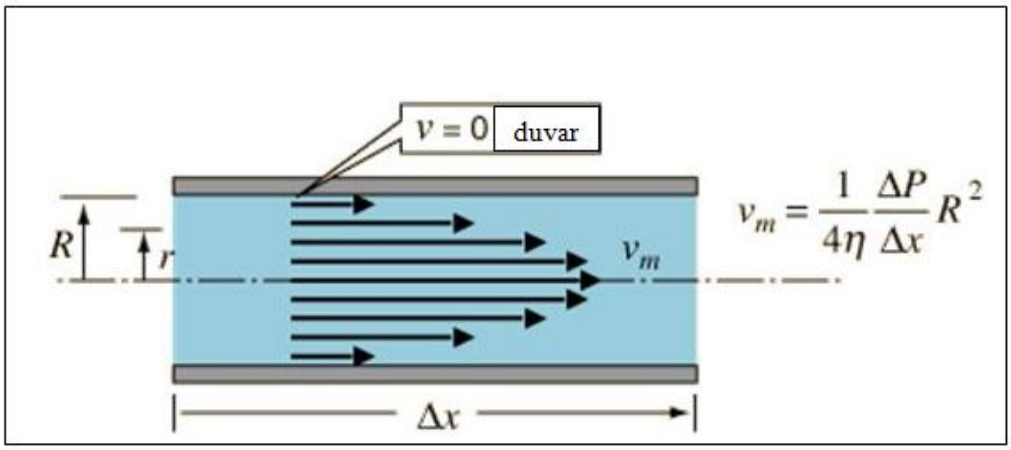
Maksimum akışkan hızında, basınç gradyanı ile hız arasındaki ilişki (3.34) numaralı denklemle verilebilir. Şekil 3.22 boru içi akışlarda hız profilini göstermektedir.

$$v_m = \frac{1}{4\mu}\frac{dP}{dx}R^2 \qquad (3.34)$$

Burada, $v_m$ laminar akış için akışkanın maksimum hızı (m/s)

μ Akışkanın dinamik viskozitesi (kg/ms)

$R$ Silindirin yarıçapıdır (m)




Şekil 3.22. Borulardaki akışın hız profili ve basınç gradyan ilişkisi. Anonymous, (2012-2)

(3.33) ve (3.34) numaralı denklemler birleştirildiğinde ve silindir içindeki akışkan hızının maksimum olduğu durumda, ( $v = v_m$) tekerleklerin modeli (3.35) numaralı denklem ile oluşturulabilmektedir:

$$F = kx + Adx\left(\rho\frac{d}{dx}\left(\frac{v^2}{2}\right) + \frac{4\mu v}{R^2}\right) \quad (3.35)$$

### 3.13.3 Silindirik Bası Yayının Modellenmesi

#### 3.13.3.1 Yayın Özellikleri

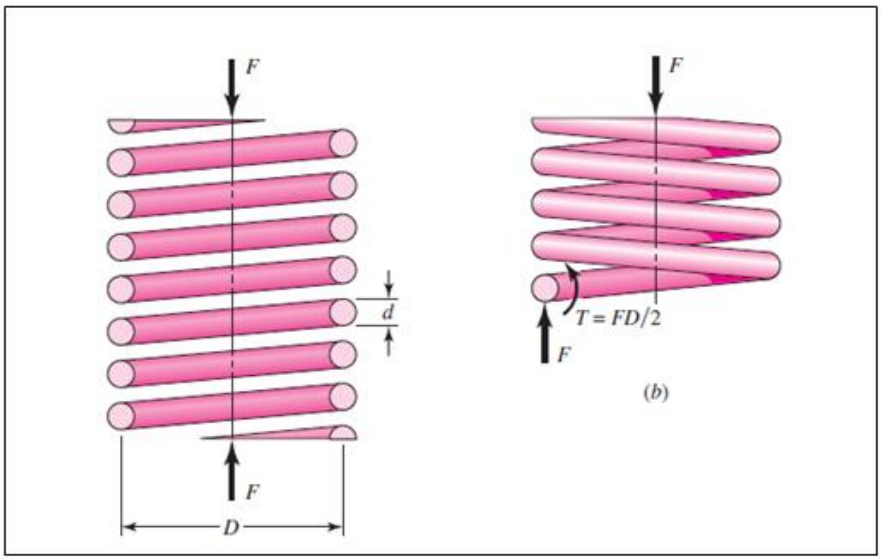
Denklem (3.35)' e bakıldığında enerji kaynağı olan teker baskı kuvveti F, sistemde kullanılan yay sabitine ve sıkışma mesafesine bağlıdır. Bu yüzden deney setinde kullanılan yayın özellikleri ve hesabı oldukça önemlidir. Çizelge 3.19' da deney setinde kullanılan yayın özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.19. Deneyde Kullanılan Yayın Özellikleri

| *Cihazda Kullanılan Eleman* | *Özelliği* |
|---|---|
| *Yay tipi* | Silindirik helisel bası yayı |
| *Yay malzemesi* | Silisyum yay çeliği (66 Si 7), |
| *Yay malzemesinin çekme/burkulma mukavemeti* | 1300 MPa / G=79 GPa |
| *Yay Sabiti (k)* | 208 090 N/m |
| *Yayın iç çapı ($D_i$)* | 25 mm |
| *Yayın dış çapı ($D_o$)* | 35 mm |
| *Yayın tel çapı (d)* | 5 mm |
| *Aktif sarım sayısı (N)* | 11 adet |
| *Sabit boyu, ($l_0$)* | 90 mm |
| *Sıkıştırılmış boyu, ( l )* | 35 mm |

### 3.13.3.2 Yayın Kuvvet ve Gerilme Analizi

Baskı silindirinin üzerine eksenel F kuvveti uyguladığında yay $F_{yay}$ kuvveti ile karşı koymaktadır. Baskı yayı statik dengede kalabilmesi için $F_{yay}$ kuvveti uygulanan F kuvvetine eşit olmalıdır. (Newton 3. Kanunu). Yayın gerilme analizinin yapılabilmesi için baskı kuvvetinin yay üzerine uygulanması esnasında yayın bir noktadan kesildiği varsayılarak aşağıdaki denklemler ortaya çıkarılabilir. Kesilen yayın statik dengede kalabilmesi için iç kuvvet ve tork meydana gelecektir. (Şekil 3.23)




Şekil 3.23: Helisel baskı yayı ve serbest cismi üzerinde oluşan yükler

Kesilen kısmında eksenel F kuvvetinden kaynaklan kesme gerilmesi ve torktan dolayı oluşan kesme gerilmesi ortaya çıkacaktır. Şöyle ki:

Eksenel kuvvetten kaynaklanan kesme gerilmesi;

$$\tau = \frac{F}{A} \tag{3.36}$$

eşitliği ile verilmektedir.

Burada

$\tau$ : Kesme gerilmesi ($N/m^2$)

$F$ : Baskı kuvveti (N)

A : Yayın kesit alanı ($m^2$)

Torktan dolayı oluşan gerilme aşağıdaki formül ile elde edilir;

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} \tag{3.37}$$

Burada;

$\tau_{max}$: Maksimum kesme gerilmesi ($N/m^2$)

$T$ : Yayda oluşan burkulma torku (Nm)

$r$ : Yay telinin yarı çapı (m)

$J$ : Polar eylemsizlik momentidir ($m^4$)

Süperpozisyon yöntemiyle denklem (3.27) ve (3.28) birleştirilip yay telindeki maksimum gerilme oluşturacaklardır. Bu gerilme aşağıdaki denklemle verilir;

$$\tau_{max} = \pm\frac{Tr}{J} + \frac{F}{A} \tag{3.38}$$

Tork değeri (T = FD/2) ve tel çapının yarıçapı cinsinden (d = 2r) şeklinde yazılarak polar eylemsizlik momenti açılımı aşağıdaki şekliyle dikkate alınırsa

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \tag{3.39}$$

Alan formülünden

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

Denklem (3.38) şu şekilde yazılabilir:

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^{\ 3}} + \frac{4F}{\pi d^{\ 2}} = K_s \frac{8FD}{\pi d^{\ 3}} \qquad (3.40)$$

Burada;

D : Yayın ortalama çapı (m)

d : Yayın tel çapı (m)

$K_s$ : Kesme gerilmesi düzeltme faktörüdür

Kesme gerilmesi düzeltme faktörü $K_s$, yay indeksine bağlı olup aşağıda eşitlikle hesaplanır;

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} \qquad (3.41)$$

ifadede bulunan C yay indeksi olup C = D/d ile elde edilmektedir. Yay indeksi değeri genelde 6 ile 12 arasında seçilir. Gaikwad S. S., Kachare P. S.,( 2013).

Çalışmada kullanılan yayın özellikleri (Çizelge 3.12) dikkate alınarak aşağıdaki değerler elde edilmiştir:

Yayın ortalama çapı, D

$$D = \frac{D_i + D_o}{2} \qquad (3.42)$$

D = (25 +35)/2 = 30 mm.

Yay indeksi, C = D/d = 30/5 = 6.

Kesme gerilmesi düzeltme faktörü, Ks ise, (3.41) denkleminden

$K_s = 1 + \frac{0.5}{C}$,

*K*s = 1+(0,5/6) = 1,083 olarak çıkmaktadır.

Deneylerde uygulanan maksimum baskı kuvvetine karşı yayda oluşan kesme gerilmesi (3.40) denkleminden :

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^{\ 3}}$$

$\boldsymbol{\tau}$ = 1,083 x 8x (11,445) x (30 x$10^{-3}$)/π x (5 x 10-3)³ = 7,575 GPa olarak elde edilmiştir.

Bu kuvvette oluşan deformasyon ise;

$$\delta = \frac{8FD^3N}{Gd^4} \quad (3.43)$$

Formülünden

$$\delta = \frac{8 \times 11\,445 \times (30/1000)^3 \times 11}{79 \times 10^9 \times 5 \times 10^{-3^4}}$$

= 55 mm olarak hesaplanabilir.

Deney esnasında uygulanan kuvvetler ve yayda oluşan gerilmeler ve deformasyonlar arasındaki değişim Çizelge 3.20 a ve b' de verilmiştir:

Çizelge 3.20 a. Baskı kuvveti kesme gerilmesi arasındaki değişim

| *Kuvvet (N)* | *Kesme Gerilmesi (GPa)* |
|---|---|
| *2 452,5* | 1,62 |
| *4 905* | 3,25 |
| *5 722,5* | 3,79 |
| *8 175* | 5,41 |
| *11 445* | 7,57 |

Çizelge 3.20 b. Baskı kuvveti yay deformasyonu arasındaki değişim

| *Kuvvet (N)* | *Deformasyon (mm)* |
|---|---|
| *2 452,5* | 11,80 |
| *4 905* | 23,60 |
| *5 722,5* | 27,53 |
| *8 175* | 39,34 |
| *11 445* | 55,00 |

## 3.14. Akümülatör Modeli ve Elde Edilen Enerji:

3.14.1 Akümülatör

Balonlu akümülatörlerin enerji depolayabilmeleri için içinde barındırdıkları gazın sıkışıp genişleyebilmesi gerekir. Akümülatör sistemlerinde çalışma basınçları 100 barı geçmediği sürece balonda kullanılan gazın ideal bir gaz özelliğine sahip olduğu düşünülmektedir. Puddu P. ve Paderi M., (2013).

Balonlu akümülatörlerin çalışmasında üç çeşit basınç ve hacim söz konusudur. Bunlar;

i) Minimum gaz basıncı, $P_0$

ii) Minimum çalışma basıncı, $P_1$

iii) Maksimum çalışma basıncı, $P_2$

Bu basınçlar, balon içindeki azot gazının doldurulmasıyla veya sıkıştırılmasıyla oluşan basınçlardır. Buna karşılık gazın kapsadığı hacimler sırasıyla;

i) Gazın toplam hacmi, $V_0$

ii) Minimum çalışma hacmi, $V_2$

iii) Maksimum çalışma hacmi, $V_1$ dir.

Gazın en düşük hacimdeki basıncı, yani akümülatörün şarj basıncı $P_0$, belirlenen çalışma kriterlerine göre özel gaz doldurma takımlarıyla, azot gazının akümülatörün üst kısmından doldurulmasıyla oluşturulur. Akümülatörün maksimum çalışma basıncı $P_2$ akümülatöre giren hidrolik yağ basıncından oluşur. İstenilen minimum çalışma basıncı $P_1$ ise akümülatör içindeki yağın tekrar dışarıya atılmasıyla ve azot gaz basıncının azalmasıyla oluşturulmaktadır.

Hidrolik akışkanın akümülatöre girmesiyle balon içindeki gaz sıkışır ve gaz molekülerinin kinetik enerjisi artar. Hidrolik akışkan çıkışı sağlandığında da sıkışan gaz genişler ve termodinamiğin birinci kanununa göre gazın kinetik enerji işe çevrilmiş olur.

Adiyabatik bir gaz sıkıştırma işlemi için 1. durumdan 2. duruma kadar gereken enerji miktarı E, Denklem (3.33) ile verilmektedir;

$$E = -\int_1^2 PdV \tag{3.44}$$

Ayrıca,

$P_0 \times {V_0}^n = P_1 \times {V_1}^n = P_2 \times {V_2}^n$

olduğundan, bu değerler Denklem 3.44'e konulursa ve integral işlem gerçekleşirse Denklem (3.45)' i elde edilir.

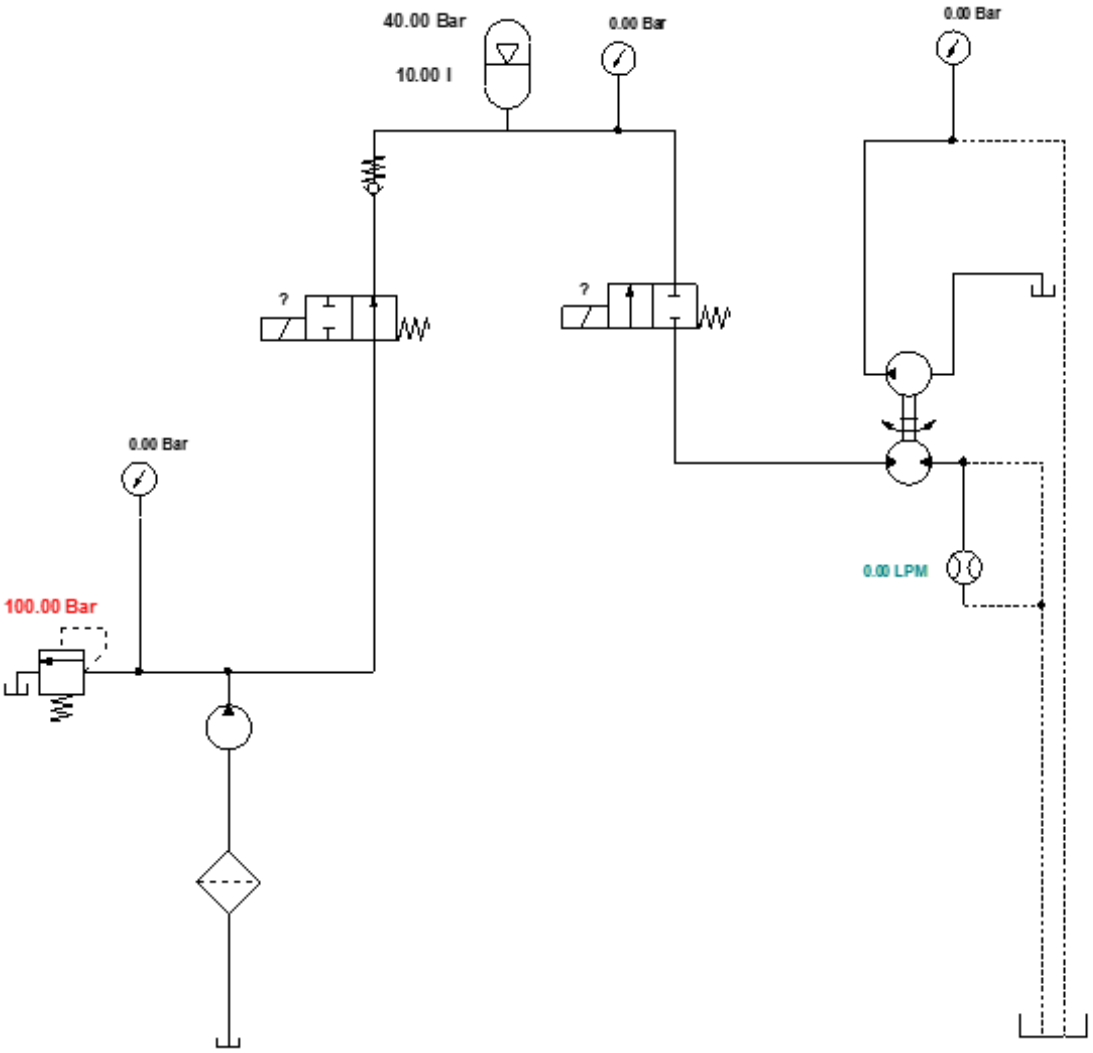
Şöyle ki;

$$E = \frac{P_1 V_1}{n-1}\left[\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1} - 1\right] = \frac{P_1 V_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \quad (3.45)$$

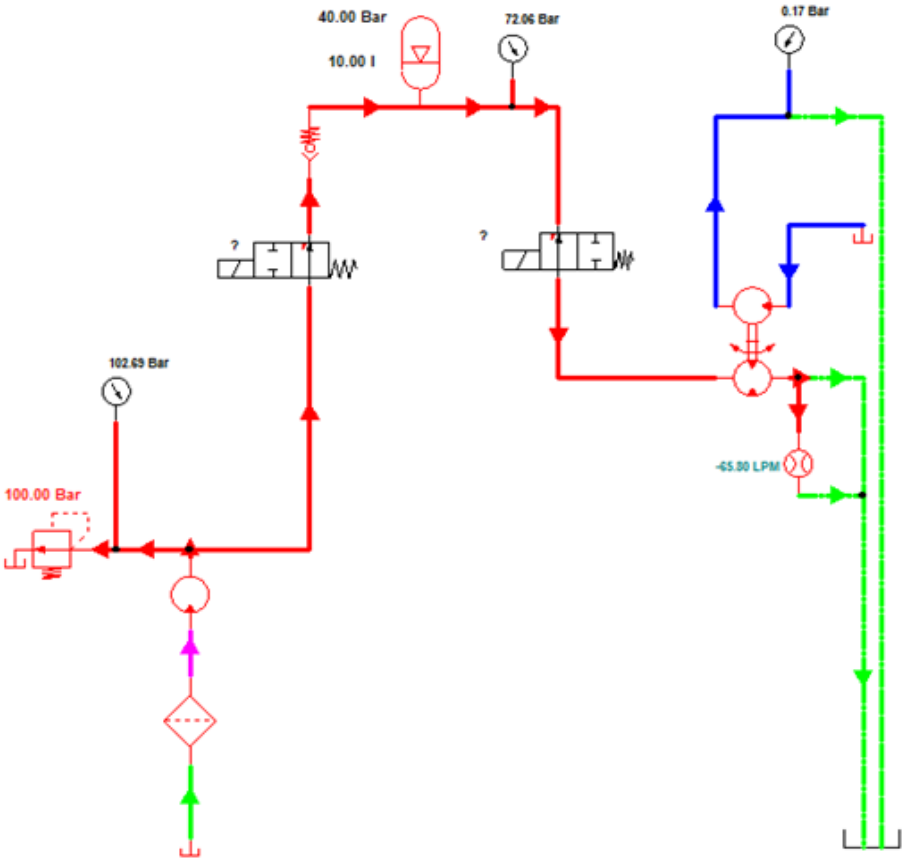
Akümülatörün şarj basıncında iken gazın $V_0$ hacmine kadar tüpü doldurduğu için, bu hacmi enerji denkleminde hesaba katıldığında, yukarıdaki denklem (Denklem 3.45) şu hali alır:

$$\frac{E}{P_2 V_0} = \frac{1}{n-1}\left(\frac{P_1}{P_2}\right)\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{1/n}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \quad (3.46)$$

Akümülatörlerden elde edilen enerjiyi tespit etmek için deney girdi ve çıktıları hazırlanmıştır. Akümülatör için kullanılan parametreler maksimum $P_2$ ve minimum $P_1$ basınçlarıdır. Şarj basıcı $P_0$, ve akümülatör kapasitesini temsil eden maksimum azot gazı hacmi $V_0$, ise sabit değerde kalmıştır. Verilen akümülatör çalışma basınçlarına karşı hidrolik motordaki dönme hızı deney çıktısı olarak değerlendirilmiştir. Çalışmada kullanılan akümülatör devresi ve simülasyon görüntüsü sırasıyla Şekil 3.24 (a) ve (b)'de verilmiştir.




Şekil 3.24 a. Hidrolik akümülatör devresi




Şekil 3.24 b. Akümülatör devresinin simülasyon görüntüsü

Deneylerde kullanılan girdiler ve elde edilen optimum çıktılar Çizelge 3.21' de verilmiştir.

Çizelge 3.21. Akümülatör parametreleri ve hidrolik motorda oluşan dönme hızları

| *Deney No* | *Kullanılan Deney Parametreleri ($P_1$,$P_2$)* | | *Elde edilen Maksimum Dönme Hızı, ($\omega$)* | *Motorun Dönme Süresi ($t_b$)* |
|---|---|---|---|---|
| *1* | $P_1$ = 44 bar | $P_0$ = 40 bar | 600 dk | 9 s |
| | $P_2$ = 55 bar | $V_0$ = 10 litre | | |
| | | | | |
| *2* | $P_1$ = 44 bar | $P_0$ = 40 bar | 680 dk | 24 s |
| | $P_2$ = 65 bar | $V_0$ = 10 litre | | |
| | | | | |
| *3* | $P_1$ = 44 bar | $P_0$ = 40 bar | 720 dk | 22 s |
| | $P_2$ = 85 bar | $V_0$ = 10 litre | | |

Çizelgeye göre, çalışılan değer aralığında optimum sonucu üçüncü deney şartlarında elde edildiği görülmektedir. Hem akümülatörün hesaplanan verime (% 69) uygun hem de elde edilen motor dönme hızı yeterince yüksek çıkmıştır. Bu çizelgede verilen deney verileri ve denklem (3.46)'ü kullanarak akümülatör sisteminden elde edilen enerji rahatlıkla hesaplanabilmektedir. Çizelge 3.21'deki 3 numaralı deney verileri kullanılarak,

$$\frac{E}{P_2 V_0} = \frac{1}{n-1}\left(\frac{P_1}{P_2}\right)\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{1/n}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$$

$$\frac{E}{85 \times 10} = \frac{1}{1{,}4-1}\left(\frac{45}{85}\right)\left(\frac{40}{45}\right)^{\frac{1}{1{,}4}}\left[\left(\frac{85}{45}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 1\right]$$

$E$ = 20 607 J

Akümülatör sisteminden elde edilen enerji miktarı *E*, 20 607 J olarak bulunur.

Enerji ve güç ilişkisinden:

$$P_a = \frac{E}{t} \qquad (3.47)$$

Burada;

$P_a$ : Akümülatör gücü (W)

$t$ : zaman (s)

$E$ : enerji (J)

Akümülatörlerden elde edilen enerji ve bu enerjinin oluşmasında geçen zaman dikkate alınarak (Çizelge 3.12) ve denklem (3.47) ile,

$$P_a = \frac{E}{t} = \frac{20\ 607}{22} = 936.7\ W$$

Yaklaşık 1 kW bir güç ortaya çıkmaktadır. Sistemdeki güç kaybı dikkate alındığında (Bölüm 3.10.4),

Akümülatör gücü,

$P_a = 936{,}7\text{-}53{,}7 = 882{,}9$ W= 0,9 kW tır.

### 3.14.2 Hidrolik Motordan Elde Edilen Güç

Çalışmada kullanılan hidrolik motor, akümülatörden çıkan hidrolik yağın basınç enerjisini mekanik enerjiye dönüştürmek için kullanılmıştır. Hidrolik motordan elde edilen güç o motorun devir sayısına ve motordan elde edilen tork'a bağlıdır. Bu ilişki (3.48) numaralı denklem ile verilmektedir:

$$\mathrm{M} = 9549 \times \frac{\mathrm{P_m}}{\mathrm{n}} \tag{3.48}$$

Burada;

$M$ : Hidrolik motor torku (Nm)
$P_m$: Hidrolik motor gücü (kW)
$n$ : Hidrolik motor devir sayısı (d/dk)

Aynı zamanda, hidrolik sistemlerde hidrolik motorun torku sistemin çalışma basıncı ve motor deplasmanından da hesaplanabilir. Şöyle ki:

$$\mathrm{M} = \frac{\mathrm{P_{avg}} \times \mathrm{V_g}}{20 \times \pi \times \eta} \tag{3.49}$$

Burada;

$P_{avg}$: Ortalama çalışma basıncı (bar)

$V_g$ : Motor deplasmanı (cc/dev)

$\eta$ : Motor imalatçısı tarafından verilen motor verimi

Çizelge 3.10 (a)' da verilen hidrolik motor özelliklerinde, motor deplasmanı 8,2 cc/dev olarak verilmektedir. Ortalama çalışma basıncı da akümülatörün maksimum ve minimum çalışma basınçlarından elde edilmektedir. Yani;

$$P_{avg} = \frac{P_1 + P_2}{2} \tag{3.50}$$

Çizelge (3.21)' de verilen 3 numaralı deney verileri olan, $P_1$ = 45 bar, $P_2$ = 85 bar dikkate alınacak olursa ortalama çalışma basıncı;

$$P_{avg} = \frac{P_1 + P_2}{2} = \frac{45 + 85}{2} = 65 \text{ bar}$$

Bu veriler (3.49) numaralı denklemde kullanılarak, motor torku bulunacak olursa;

$$M = \frac{P_{avg} \times V_g}{20 \times \pi \times \eta} = \frac{65 \times 8{,}2}{20 \times \pi \times 0{,}70} = 12\ Nm$$

elde edilir.

Elde edilen bu değer (3.48) numaralı denklemde yerine yazılırsa, sistemdeki motor gücü

$$P_m = n \times \frac{M}{9549} = 670 \times \frac{12}{9549} = 0{,}84 \text{ kW}$$

olarak elde edilir.

Deney setinde kullanılan motor özellikleri kullanarak, deney şartlarında elde edilen motor gücü dikkate alındığında, motorun %47 mekanik verim sağladığı ortaya çıkmaktadır. Şöyle ki:

$$\eta_m = \frac{P_m}{P_{m.Max}} = \frac{0{,}84}{1{,}8} = 0{,}47 = \%47 \qquad (3.51)$$

Burada;

$P_{m.\ max}$; Hidrolik motorunun maksimum gücü olup Çizelge 3.1a'da motor özelliklerinden biri olarak verilmiştir.

$\eta_m$; Hidrolik motorun mekanik verimi

Deney setindeki akümülatörler hidrolik yağın basınç enerjisini oluştururken hidrolik motor bu enerjinin mekanik bir işe dönüştürülmesini sağlayan bir elemandır. Yani akümülatörde oluşan güç, kombine sisteminin giriş gücü, motorda elde edilen güç ise bu sistemin çıkış gücü olarak düşünülebilir. Dolayısıyla bu kombine sistemin hidro-mekanik verimi ($\eta_{hm}$);

$$\eta_{hm} = \frac{P_{çık}}{P_{gir}} = \frac{Motor\ gücü}{Akümülatör\ gücü} = \frac{P_m}{P_a} \qquad (3.52)$$

$$= 0{,}84\ /0{,}91 = 0{,}92$$

$$= \%\ 92 \text{ olarak çıkmaktadır.}$$

Dolayısıyla motorun toplam verimi bu iki verimin çarpımıyla elde edilmektedir. Şöyle ki,

$\eta_t = \eta_m \eta_{hm}$ (3.53)

= 0,47 x 0,92

= 0,43

$\eta_t$ = % 43

# 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Yapılan bu deneysel çalışma, yolların yavaş gidilmesi zorunlu olan bölgelerine yerleştirilecek özel düzenekle hareketli araç ağırlıklarından alternatif enerji elde edilmesiyle ilgilidir. Yani, bu bölgelerde bulunan kasislerin altına hidrolik bir enerji dönüşüm düzeneği yerleştirilip kasislerin üzerinden araçlar geçtikçe enerji üretilmesi şeklindedir. Çalışmada kullanılan deney setinde araçların ağırlıkları ve hızları girdi parametreleri olacak şekilde ayarlanmıştır. Buradaki amaç, bir aracın ağırlığının ve hızının alternatif enerji üretmedeki etkisini tespit edebilmektir.

## 4.1. Girdi parametreleri

### 4.1.1 Baskı kuvvetlerin etkisi

Aracın teker baskı kuvveti deney setinde silindir baskı kuvveti şeklinde temsil edilmiştir. Çalışmada 5 ayrı araç ağırlığı kullanılmıştır. Bunlar 1000 kg, 2000, 3500 kg, 5000 kg ve 7000 kg. Aşağıdaki çizelgede çalışmada kullanılan ağırlıklar ve akü dolum silindirinde oluşturduğu basınç değerleri gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. Akü dolum silindirinin etki eden kuvvetlerle basınç değişimleri

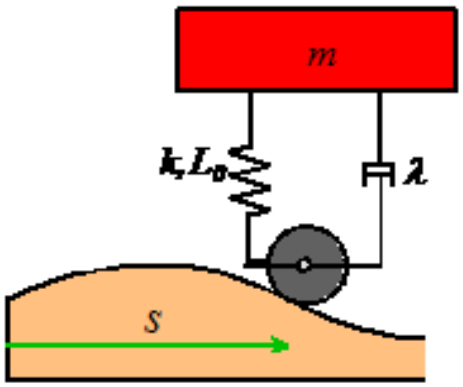
| *Toplam Araç Ağırlığı (kg)* | Akü dolum silindirine *Düşen Baskı Kuvveti (N)* | *Karşılık Gelen Basınç Değeri (Bar)* |
|---|---|---|
| *1000* | 2 452,5 | 30,5 |
| *2000* | 4 905,0 | 61,0 |
| *3500* | 5 722,5 | 71,2 |
| *5000* | 8 175,0 | 101,7 |
| 7000 | 11 445,0 | 142,4 |

Bu ağırlıkları deney sistemine uyarlamak için araç ağırlığını simüle eden bir baskı silindiri kullanılmıştır. Silindirin uyguladığı kuvvet silindirin çalışma basıncı ayarlanarak yapılmıştır. Giriş parametreleri olan ağırlık ve basma hızına karşılık, sistemin çıkış değerleri hidrolik akümülatörlerin yağ basıncı, hidrolik motorunun dönme hızı ve dönme süresi olarak alınmıştır.

Bu çizelgede görüldüğü gibi, baskı kuvveti artıkça hidrolik akümülatörlerde oluşan hidrolik yağ basınçları da artmaktadır. Dolayısıyla, yüksek çalışma basınçları için daha yüksek tonajlı araçlara ihtiyaç vardır.

4.1.2. Silindirin iniş hızların etkisi

Silindir iniş hız akümülatörlerin dolma sürelerini etkilediğinden, çalışmada, baskı silindirinin iniş-kalkış aralıkları ve hızları bir diğer girdi parametre olarak alınmıştır. Gerçek uygulamada silindirin baskı aralığı araçların kasis üzerinden geçiş frekansını temsil eder. İniş hızları ise araçların kasis üzerinden geçtikleri hızları yansıtmaktadır. Aslında, yollardan geçen araçların hareketleri sinüzoidal bir izlenim sergilemektedir. Dolayısıyla, araçların konum ve hareketlerinin analizinde değişken bir yapıya sahip bir hareket denklemi kullanılması gerekir. Şekil 4.1'de görüldüğü gibi bir araç tekerin kasis üzerinden geçtiği düşünülürse,




Şekil 4.1. Aracın kasis üzerindeki benzetim modeli

Kasis boyunun zamana bağlı y(t), değişimi şu şekilde modellenebilir:

$y = H \sin\left(\frac{2\pi s}{L}\right)$.

Burada H yol tümsek genliği olup çalışmada değeri 50 mm dir (hız kesici yüksekliği 100 mm).

Kasisin genişliği (s) geçen aracının hızı cinsinden yazılırsa (s = Vt) ile

$y(t) = H \sin\left(\frac{2\pi V}{L} t\right)$

elde edilir.

Burada,

y(t): Araç tekerinin zamana bağlı tümsek üzerinden olan yüksekliği (m) .

V : Araç hızı (m/s)

L : Yol tümseğin dalga boyu (m)

t : Tümsek geçişinde geçen süre (s) dir.

Bu demektir ki araç tekeri dikey yönde harmonik bir hareket yapmaktadır. Bu hareketin frekansı

$$\omega = \frac{2\pi V}{L}$$

olarak yazılabilir.

Hafif sönümleme durumlarında, maksimum vibrasyon genliği doğal frekansta gerçekleştiği kabul edildiğinden,

$$\omega = \frac{2\pi V}{L} = \omega_n$$

olarak yazılır.

Burada, $\omega_n$ sistemin doğal frekansıdır. Doğal frekansı ise

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$ eşitlikle verilir.

Burada k sistemin yaylama sabiti ve m sistem kütlesidir. Yaylama sabiti

$$k = \frac{m+m_0}{m_0}$$

şeklindedir.

Burada m, araç kütlesi ve $m_0$ teker kütlesidir. Bir araba için araç kütlesi 1000 kg, teker kütlesi ise 30 kg alınmıştır. Yani, yaylama sabiti, k= 34,3. Diğer ağırlıklar için de ayrı yaylama sabiti söz konusudur.

Böylece;

$$y(t) = H \sin\left(\frac{2\pi V}{L} t\right)$$

yazılır.

Tümsek genişliği, s =Vt ifadeyle hesaplanır.

Tümsek genişliği ve araç hızı bilinen değerler olduğundan aracın tümsek üzerinden geçiş süresi hesaplanabilmektedir.

Tümseğin yaklaşık genişliği 250 mm ise, saatte 10 km hızla tümsek üzerinden geçen bir aracın geçiş süresi, t = s/V = 250/10 x 1000/3600 = 0,09 saniye olur. Benzer bir şekilde, diğer araç hızlarında elde edilen süre aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 4.2. 1000kg'lık araç için araç hızlarına karşı oluşan akü dolum silindirinin iniş hızları (k=34,3)

| Araç Hızları (km/h) | Kasis geçişinde geçen süre (s) | Kasis iniş hızları (m /s) |
|---|---|---|
| 10 | 0,090 | 0,003 |
| 15 | 0,060 | 0,003 |
| 20 | 0,045 | 0,003 |
| 25 | 0,036 | 0,003 |
| 30 | 0,030 | 0,003 |

Araç hızlarına karşı oluşan dikey yöndeki akü dolum silindirinin iniş hızları

$y(t) = H \sin\left(\frac{2\pi V}{L} t\right)$ denkleminin türevi alınarak bulunur. Bu ise,

$$\vartheta = \frac{d}{dt}\left( y(t) = H \sin\left(\frac{2\pi V}{L} t\right)\right)$$

$$\vartheta = \frac{2HV}{L} \cos\left(\frac{2\pi V}{L} t\right)$$

Şeklindedir.

Dalga boyu L, doğal frekans denklemi ve araç hızları kullanılarak hesaplanabilmektedir. Dolayısıyla bu denklemler kullanılarak araç hızlarına karşı oluşan akü dolum silindir hızları hesaplanarak çizelge 4.2' de verilmiştir.

Benzer şekilde 2000 kg'lık bir araç için de iniş hızları hesaplandığında benzer bir eylem sergilenmektedir. Yani, iniş hızları çok küçük ve hemen hemen verilen yatay araç hızları için (10, 15, 20, 25 ve 30 km/h) aynı değerlerde dikey hızları vermektedir. Dolayısıyla, bu değer uygun görülmemektedir. Bu yüzden, dikey hızları (tekerin kasis üzerinden iniş hızları) standart hidrolik piston hızları esas alınarak analizler yapılmıştır. Bu hızlar ve akü dolum silindirinde oluşturduğu debi değişimi ve hortumlardaki hidrolik akışkanın hız değişimleri de aşağıdaki çizelge verilmiştir.

Çizelge 4.3. Akü dolum silindirinin iniş hızları ile debi değişimi arasındaki ilişki

| *Silindirin İniş Hızları (m/s)* | *Silindir içindeki Debi Değerleri (litre/dk)* | *Hortum içindeki Akışkan hızı(m/s)* |
|---|---|---|
| *0,05* | 2,41 | 0,51 |
| *0,10* | 4,83 | 1,02 |
| *0,15* | 7,24 | 1,54 |
| *0,20* | 9,65 | 2,05 |
| *0,25* | 12,06 | 2,56 |

## 4.2. Çıktı parametreleri

Çalışmadaki çıktı parametreleri, hidrolik akümülatörlerin yağ basıncı, motorun dönüş hızı ve süresidir. 2000 kg'lık bir araç ağırlığı için elde edilen giriş ve çıkış parametreleri de aşağıdaki çizelgede verilmektedir.

Çizelge 4.4. Akümülatör parametreleri ve hidrolik motorda oluşan dönme hızları

| *Deney No* | *Kullanılan Deney Parametreleri ($P_1$,$P_2$)* | | *Elde edilen Maksimum Dönme Hızı, ($\omega$)* | *Motorun Dönme Süresi ($t_b$)* |
|---|---|---|---|---|
| *1* | $P_1$ = 44 bar | $P_0$ = 40 bar | 600 dk | 9 s |
| | $P_2$ = 55 bar | $V_0$ = 10 litre | | |
| *2* | $P_1$ = 44 bar | $P_0$ = 40 bar | 680 dk | 24 s |
| | $P_2$ = 65 bar | $V_0$ = 10 litre | | |
| *3* | $P_1$ = 44 bar | $P_0$ = 40 bar | 720 dk | 22 s |
| | $P_2$ = 85 bar | $V_0$ = 10 litre | | |

Bu silindirin ortalama iniş-kalkış süresi (yani bir iş döngüsü için) 5 saniye olarak tespit edilmiştir. Bir akümülatörün ortalama dolma süresi de 5 dakika olarak bulunmuştur. Akü dolum silindirinin oluşturacağı güç (kuvvet x hız formülünden) ile akümülatörlerde elde edilen güç arasında sistemin verimi % 57 civarında çıkmaktadır.

# 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

## 5.1 Sonuçlar

Çalışmada ele alınan araç ağırlıkları 1 ton, 2 ton, 3,5 ton, 5 ton ve 7 ton şeklindedir. Bu çalışmada dikkate alınan araç baskı ağırlıkları sırayla deneylere tabi tutulup izlenimler ve sonuçlar aşağıda verilmiştir.

Deneylerdeki en düşük basma kuvveti 1 ton ağırlığındaki bir araç tekerinin uygulayabileceği değere denk gelmektedir. Bu kuvvet 2452,5 N dur. Bu kuvvetin akü dolum silindirinde oluşturduğu yağ basıncı yaklaşık 30,5 bardır. Akü dolum silindirinde oluşan bu basınç akümülatörlerin şarj basıncı olan 40 bar'dan düşük olduğundan bir tonluk aracın bir tekerleği verilen deney şartlarında akümülatöre yağı gönderemediği ortaya çıkmıştır. Başka bir deyişle, yapılan çalışmada 1 tonluk bir aracın ağırlığından enerji elde edilmesi için, akümülatörlerin şarj basıncı 30 bar'ın altında set edilmesi gerekmektedir. Literatür taramasında rastlanan en düşük akümülatör şarj basıncı 16 bar dır. Anonymous, 2012-3. Buna göre deney şartları değiştirildiğinde bir tonluk aracının ağırlığından istifade edilebileceği mümkün görülmektedir.

Yapılan hesaplamalarda 2 ton ağırlığında bir aracın tekerleğinde oluşturduğu kuvvet 4905 N olarak hesaplanmıştır. Bu baskı kuvvetine karşı akü dolum silindirinde oluşan hidrolik yağ basıncı 60 bar civarındadır. Bu basınç akümülatörlerin şarj basıncından büyük olduğundan akümülatörlere yağ girişi sağlanmıştır. Benzer şekilde, 3,5 ton, 5 ton ve 7 ton ağırlığındaki araç tekerlek baskılarına denk gelen baskı kuvvetleri için de akümülatörlere hidrolik akışkan gönderilip basınç enerjisi oluşturularak mekanik enerji dönüşümü sağlanmıştır. Dizayn edilen deney seti üzerinde yapılan deneylerde en iyi şartların akümülatörlerin maksimum basıncının 85 bar ve minimum basıncının 45 bar olduğu durumlardır. Bu aralıkta sistemden hem dikkate değer yüksek bir hidrolik motor dönme hızı elde edilmiş hem de akümülatörlerin boşalma süresi optimum seviyede tutulmuştur. Bu deney setinde önerilen enerji dönüşüm sistemi için araç ağırlıklarından alternatif enerji elde edilebilmesi için kullanılması gereken araç ağırlıklarının 2 ton, 3,5 ton, 5 ton ve 7 ton olduğu görülmüştür. Ayrıca, araç ağırlığı artıkça akümülatörlerde daha yüksek çalışma basınçları elde edildiği gözlenmiştir. Ancak, akümülatör içindeki gazın ideal gaz kabulüne girebilmesi için içindeki basıncın 100 bar ile sınırlandırılması önerilmektedir. Dolayısıyla, aşırı büyük baskı kuvvetlerinin sisteme uygulanması sisteme faydadan çok zarar verebileceği düşünülmektedir. Çalışmanın giriş parametrelerinden olan baskı silindirin iniş hızının sisteme etkisi incelendiğinde

akümülatörlerin dolum süresinde etkisi olduğu görülmüştür. Akü dolum silindirinin iniş aralığı artıkça (yani araç geçiş sıklığı artıkça) akümülatörlerin dolma süreleri azaldığı, silindirin iniş hızları arttıkça akümülatörlerin dolma süresinin yükseldiği gözlenmiştir. Demek ki iniş hızları artığında akümülatörlere gönderilen yağ miktarı azaltmakta, dolayısıyla dolum süresi artmaktadır.

Sıcaklık artışının sisteme etkisi ihmal edilebilecek kadar küçük çıkmıştır. Uygulamada, geçişlerde aralıklı bir şekilde gerçekleşeceği, yine, akümülatörlerin boşalma sürelerinin çok kısa olması dikkate alındığında (ortalama 20 saniye), sistem basınçları artırılırsa bile sıcaklık artışının olmayacağı beklenen bir sonuçtur.

## 5.2 Öneriler

Bu çalışmada hareket halindeki araç tekerlerinin ağırlığından alternatif enerji elde edilmeye çalışılmıştır. Kurulan deney seti ve kullanılan deney parametreleri bu sistemde enerji elde etme olanağının olduğunu göstermiştir. Mevcut deney şartlarında hidrolik motorun %43 civarında bir verimle araç ağırlığından mekanik enerjisine dönüştürebileceği ortaya çıkmıştır. Ayrıca, sistemin enerji giriş ve çıkış arasında elde edilen verilere bakıldığında sistemin toplam verimi %57 civarında çıkmıştır. Deney seti iyileştirilerek, akümülatör ve pompa kapasiteleri attırılarak sistemde daha uzun sürede enerji dönüştürme işlemi gerçekleştirilebilir ve hidrolik motorda daha büyük mekanik enerji elde edilebilir.

**KAYNAKLAR**

Akdeniz F., Çağlar A. ve Güllün D (2002), Recent energy investigations on fossil and nonfossil resources in Turkey, *Energy Conversion and Management*, 43 (2002) 575-589.

Amogpai A. **(**2011) LED light Combined with solar panels in developing countries", *Aalto University Publication Series 110*

Anonim, 2014, *Mühendislik ve Teknoloji* [online], http://www.gurselgunacar.com/category/genel/feed, [Ziyaret Tarihi: 25 Şubat 2014]

Anonim, 2011, Alo haber – Mevzuat ve ekonomi *01 Eylül 2010 Tarihli Resmi Gazete / Sayı:27689*[online], http://www.alomaliye.com/2010/karayollari_trafik_yonetmeliginde_0109.htm [Ziyaret Tarihi: 11 Şubat 2011]

Anonim, 2015, [online], http://www.otomasyondergisi.com.tr/arsiv/yazi/72-dunyada-ve-turkiyede-ruzgar-enerjisi, [Ziyaret Tarihi: 15 Mart 2015]

Anonim, 2015-1 [online], Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı

www.eie.gov.tr/ yenilenebilir/jeoenerjinedir.aspx, Ziyaret Tarihi: 15 Mart 2015]

Anonymous, 2009, *Energy Matters-Oracle think quest*, [online], www.library.thinkquest.org, [Ziyaret Tarihi: 13 Mayıs 2009]

Anonymous, 2010, *International Energy Agency* [online], www.iea.org , [Ziyaret Tarihi: 13 Mayıs 2010]

Anonymous, 2012, *Bright Hub* [online], www.brighthub.com [Ziyaret Tarihi: 8 Ağustos 2012]

Anonymous, 2014-1, *Enginering Tool Box* [online], www.engineeringtoolbox.com [Ziyaret Tarihi: 19 Şubat 2014]

Anonymous,2012-2,Hyperphysics, http://hyperphysics.phyastr.gsu.edu/hbase/pfric2.html#vrel [Ziyaret Tarihi: 16 Aralık 2012]

Anonymous, 2012-3, HYDAC firma kataloğu, [online] http://www.hydac.com/de-en/products/hydraulic-accumulators.html [Ziyaret Tarihi: 19 Aralık 2012]

Anonymous, 2014-3, Parka company catalogue, [online] http://www.parker.com/literature/Industrial%20Cylinder/cylinder/cat/english/0106c002.pdf ) [Ziyaret Tarihi: 12.11.2014]

Bower A., Franck J ve Kim K-S, Brown University-School of Engineering, [online],http://www.brown.edu/Departments/Engineering/Courses/En4/Notes/vibrations_forced/vibrations_forced.htm [Ziyaret Tarihi: 20 Mart 2015]

Bram S., Ruicky J.De. ve Lavric D. (2009), Using Biomass: A system Pertubation Analysis, *Applied Energy Journal* 86194–201

Bram S., Ruyck J. De. ve Lavric D. (2009) Using biomass: A system perturbation analysis, *Applied Energy 86 (2009)* 194–201

Brenden C. 2010, Preventing overheating problems in hydraulic systems, *Hydraulic süpermarket* [online] http:/www.hydraulicsupermarket.com/hydraulic-system-overheating.html, [Ziyaret Tarihi: 27 Eylül 2010]

Bujac F, 2011, Sustainable Energy Planning and Management (Yüksek lisans tezi) Aalboarg University,[online] http://projekter.aau.dk/projekter/files/43947478/Master_thesis_Florin_Bujac.pdf [Ziyaret Tarihi: 27 Eylül 2012]

Çengel Y. ve Boles M., (2014) Thermodynamics-Engineering Approach Sixth Edition (*kitap*)

Çetin N. (2015) "Şebeke bağlantısız PM Jeneratörlü Rüzgar Türbinlerinin YSA ile Sistem Optimizasyonu", Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 2006, İzmir.

Cundiff. J (2002) Fluid Power Circuits and Controls-Fundamentals and Applications (kitap)

Deng Y., G. ve Liu J, 2009, Recent advances in direct solar thermal power generation, *Journal of Renewable and Sustainable Energy 1 052701 (2009*)

Durfee W., Sun Z. (2009) Fluid Power System Dynamics Mini Book, *Center for Compact and Efficient Fluid Power*, Department of Mechanical Engineering-University of Minnesota, 2009

Dmitriev V. (2014), Patent No: 20130193692 A1, US Patent and TradeMark Office

Gaikwad S. S., Kachare P. S., 2013, Static analysis of helical compression spring used in two-wheeler horn, *International Journal of Engineering and Advanced Technology* (IJEAT) ISSN: 2249 – 8958, Volume-2, Issue-3 February 2013

Gökpınar N. 2010, Yenilenebilir Enerji Ekonomisi (Yüksek Lisans Tezi) –*Çukurova Üniversitesi*-2010

Hansen H.B., ve Rasmusen P.W, 2013, *The 13th Scandinavian international conference on fluid power (SICFP2013*, June 3-5, 2013 Linkoping, Sweden)

Ho T. H., Ahn K.K., 2012, "Design and control of a closed-loop hydraulic energy-regenerative system", *Automation in Construction* 22 (2012) 444–458

Hughes P. (2013), Energy generating road bumps [online], www.blog.japhethlim.com [Ziyaret Tarihi: 15 Eylül 2013]

İmrek H. (2008) Hareket Halindeki Araçların Ağırlıklarından Tahrik Alan Bir Hidrolik Sistemle Enerji Üretme Yöntemi", Patent No: 2008 04055 B., TC Türk Patent Enstitüsü http://www.makina.selcuk.edu.tr/akademik/huseyin_imrek/51

Kaygısız Ö., Salau T ve ark. (2014) T.C. Emniyet Genel Müdürlüğü Trafik Araştırma Merkez Müdürlüğü (TS 6283 Şehir İçi Hız Kesici Standardı) [online],

http://www.trafik.gov.tr/SiteAssets/Yayinlar/Kitaplar/1_Trafigi_sakinlestime.pdf [Ziyaret Tarihi: 27 Kasım 2014]

Kiira H., 2011**,** Torrefied wood pellets as an alternative fuel to coal: Climate benefits and social desirability of production and use (Yüksek lisans tezi), *University of Helsinki, Department of Economics and Management, Environmental Economics- December 2011*[online] https://helda.helsinki.fi/handle/10138/31435 [Ziyaret Tarihi: 11 Mayıs 2012]

Kulekçi Ö.C (2015), http://dergiler.ankara.edu.tr/dergiler/47/1155/13594.pdf [Ziyaret Tarihi: 15 Şubat 2015]

Leponiemi A. 2011, "Fibres and energy from wheat straw by simple practice", (Doktora tezi), *Aalto University, School of Chemical Technology*-Espoo Finland

Lim G.H., Chua P.S.K, and He Y.B. (2003), Modern water hydraulics-the new energy transmission technology in fluid power", *Applied Energy 76239-246*

Lu Y.X., 2001, Historical progress and prospects of fluid power transmission and control, *Proceedings of the 5th International Conference on Fluid Power Transmission and Control (ICFP2001)*, Hangzhou, China, 2001. p. 1–11.

Majumdar S.R. 2002, Oil hydraulic systems,principles and maintenance *McGraw-Hill Professional; 1 edition*

Martinot E., 1998, Energy efficiency and renewable energy in Russia, *Energy Policy*, Vol. 26 No. 11, 905-915, [online] http://www.martinot.info/Martinot_EP26.pdf

Meier J. (2011), A novel experimental study of a valveless impedance pump for applications at lab-on-chip, microfluidic and biomedical device size scales(Doktora tezi) *California Institute of Technology, Pasadena,* California

Özerdem B (2015), "Türkiye'de rüzgar enerjisi uygulamalarının gelişimi ve geleceği", Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi, Türkiye 9. Enerji Kongresi Kitapçığı, Cilt II, İstanbul, 167-175, 2003, [online] http: // www.otomasyondergisi.com.tr/arsiv/yazi/72-dunyada-ve-turkiyede-ruzgar-enerjisi#sthash.TaO0dUXm.dpuf

Pirisi A., Mussetta M., Grimaccia F. ve Zich R. E, 2013, *IEEE Transactions on Intellıgent Transportation Systems*, Vol. 14, no. 4, December 2013

Puddu P. ve Paderi M., 2013, "Hydro-pneumatic accumulators for vehicles kinetic energy storage:Influence of gas compressibility and thermal losses on storage capability", *Energy 57 (2013) 326e335*

Ravivarma K., Divya B., Prajith C.P., Sivamurugan A. ve Vengatesan K., 2013, Power generation using hydraulic mechanism at speed bumper, *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Volume 4, Issue 6, June-2013

Samland.U, Hollingnworth B., (1995), The use of new materials in water Hydraulics *The 4th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Tampare Finland *P 955-64* )

Simkin L., 2012, Analysis of accumulator response to an external force acting on a hydraulic actuator (Yüksek lisans tezi), Rensselaer Polytechnic Institute [online] http://www.ewp.rpi.edu/hartford/~ernesto/SPR/Simkin-FinalReport.pdf [Ziyaret Tarihi: 18 Eylül 2013]

Srivastava S. ve Asthana A., 2011, Produce electricity by the use of speed breakers, *Journal of Engineering Research and Studies JERS*/Vol.II/ Issue I/April-June, 2011/163-165

Stephanie D, Oleson J.P., 2003 Sennacherib, Archimedes, and the Water Screw: The Context of Invention in the Ancient World, *Technology and Culture, Volume 44, No.1, Jan 2003.*

T.C. Tabii Kaynaklar Bakanlığı Enerji raporu 2013 [online] (http://www.eie.gov.tr/yenilenebilir.aspx ), [Ziyaret Tarihi: 7 Mart 2015]

Utanır Ö. Yenilenebilir enerji, online (http://www.ressiad.org.tr/makaleler.php?ID=12 ) [Ziyaret Tarihi: 15 Şubat 2015]

Varınca K.B. ve Varank G. (2013), Rüzgâr kaynaklı enerji üretim sistemlerinde çevresel etkilerin değerlendirilmesi ve çözüm önerileri, *Yıldız Teknik Üniversitesi, Çevre Mühendisliği Bölümü* [online] http://www.yildiz.edu.tr/~kvarinca/Dosyalar/Yayinlar/yayin002.pdf [Ziyaret Tarihi: 3 Kasım 2013]

Zeng X., 2009 Improving the energy density of hydraulic hybrid vehicle (HHVs) and evaluating plug-in HHVs (Yüksek lisans tezi) University of Toledo. [online] https://etd.ohiolink.edu/ap/10?0::NO:10:P10_ACCESSION_NUM:toledo1239319863 [Ziyaret Tarihi: 27 Kasım 2014]

# ÖZGEÇMİŞ

## KİŞİSEL BİLGİLER




**Adı Soyadı** : Omari Mashi KHALFAN
**Uyruğu** : Tanzanyalı
**Doğum Yeri ve Tarihi** : Tanga-Tanzanya 31.01.1976
**Telefon** : 0090 536 670 2 56
**Faks** :
**e-mail** : omashi@hotmail.com , omkhalfan@mevlana.edu.tr


## EĞİTİM

| Derece | | Adı, İlçe, İl | Bitirme Yılı |
|---|---|---|---|
| Lise | : | **MZUMBE LİSESİ, MOROGORO** | **1998** |
| Üniversite | : | **SELÇUK ÜNİVERSİTESİ, SELÇUKLU KONYA** | **2004** |
| Yüksek Lisans | : | **SELÇUK ÜNİVERSİTESİ, SELÇUKLU KONYA** | **2008** |
| Doktora | : | **SELÇUK ÜNİVERSİTESİ, SELÇUKLU KONYA** | **2015** |

## İŞ DENEYİMLERİ

| Yıl | Kurum | Görevi |
|---|---|---|
| **2013** | **Mevlana Üniversitesi** | **Öğretim Görevlisi** |

**UZMANLIK ALANI: Akışkan gücü sistemler**

**YABANCI DİLLER: İngilizce, Türkçe**

**BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER**

**YAYINLAR**

Khalfan O.M. Imrek H, (2015) "Energy generation from weights of moving vehicles: A case study at Alaeddin Keykubad Campus-Konya/Turkey", *Energy, PII: S0360 5442 (15) 005253, DOI 10.1016/ j.energy. 2015.04070, 212-222*(Doktora tezinden yapılmıştır)

Khalfan O.M. Imrek H., Bagci M. (2009) "Experimental investigation of effects of external loads on erosive wear," *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering"* 32, 18–22 (Yüksek lisans tezinden yapılmıştır)

Imrek H., Firat V. ve Khalfan O.M (2006), "Using finite element method to investigate a spur gear whose width is modified," *International Conference on Modeling and Simulation*, 249-253, AMSE, Konya-Turkey

Imrek H., Firat V. ve Khalfan O.M (2006), "Investigation of stresses and strains on a hydraulic mobile crane by using finite element analysis method," *International Conference on Modeling and Simulation*, AMSE, Konya-Turkey, 245–248

Imrek H., Bagci M. ve Khalfan O.M. (2009), "Experimental investigation of effects of external loads on erosive wear," *12th International Materials Symposium*, Denizli-Turkey, 446–453,

Imrek H., Bagci M. ve Khalfan O.M. (2010), "Solid Particle Erosion of $SiO_2$ Reinforced Epoxy Composites", *13th International Materials Symposium*, (IMSP'2010), Denizli-Turkey page 187.

Bagci M., Imrek H. ve Khalfan O.M. (2011), "Effects of Silicon Oxide Filler Material and Fiber Orientation on Erosive Wear of GF/EP Composites" *World Academy of Science, Engineering and Technology*, World Academy of Science, Engineering and Technology, 78, Pages 765–769.

Imrek H., Bagci M. ve Khalfan O.M. (2011), Solid particle erosion as influenced by tensile axial loads", *Tribology Transactions*, Volume 54, Issue 5, pp 779-783

Bagci M., Imrek H. ve Khalfan O.M. (2012), "Optimization of test parameters that influence erosive wear behaviors of GF-reinforced epoxy composites by using the Taguchi method", *39th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Lyon Symposium on Tribology Great Challenges in Tribology

Imrek H., Bagci M. ve Khalfan O.M. (2014), Optimization of test parameters that influence erosive wear behaviours of GF-reinforced epoxy composites by using the Taguchi method, *Journal of Tribology-ASME* Volume 137 pg. 13-1254