



SIKIŞTIRILMIŞ HAVA İLE ENERJİ DEPOLAMA

MUSTAFA MUTLU



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SIKIŞTIRILMIŞ HAVA İLE ENERJİ DEPOLAMA

Mustafa MUTLU

Prof. Dr. Muhsin KILIÇ

(Danışman)

DOKTORA TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2015

TEZ ONAYI

Mustafa MUTLU tarafından hazırlanan ‘‘Sıkıştırılmış Hava ile Enerji Depolama’’ adlı tez çalışması jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’ nda DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Muhsin KILIÇ

Başkan: Prof. Dr. Muhsin KILIÇ İmza
Uludağ Ü. Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI İmza
Uludağ Ü. Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Doç. Dr. M. Ziya SÖĞÜT İmza
Orhangazi Ü. Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Yard. Doç. Dr. Erol SOLMAZ İmza
Uludağ Ü. Mühendislik Fak.
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Yard. Doç. Dr. Ümit ÜNVER İmza
Yalova Ü. Mühendislik Fak.
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ali Osman DEMİR
Enstitü Müdürü

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

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

beyan ederim.

07/09/2015

Mustafa MUTLU

ÖZET

Doktora Tezi

SIKIŞTIRILMIŞ HAVA İLE ENERJİ DEPOLAMA

Mustafa MUTLU

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Muhsin KILIÇ

Son yıllarda yenilenebilir enerji kaynaklarının enerji üretimindeki payının artması ile enerji depolama sistemlerinin de önemi artmıştır. Yenilenebilir enerji kaynaklarının tahmin edilemeyen karakteristiklerinden kaynaklı dezavantajlarını ortadan kaldırmanın yollarından biri enerji depolama sistemi kullanmaktır. Günümüzde çok çeşitli enerji depolama sistemleri bulunmakta ve bu sistemlerin daha da geliştirilmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada, mekanik depolama sistemlerinden biri olan sıkıştırılmış hava ile enerji depolama sistemleri ile ilgili bilgi verilmiş ve küçük ölçekli bir enerji depolama sisteminin tasarımı yapılmıştır. Bu tasarımda sıvı pistonlar kullanılarak havanın sıkıştırılması ve genişlemesi süreçlerinin izotermal koşullarda gerçekleşmesi amaçlanmıştır. Tasarımı yapılan sistemin matematiksel modeli oluşturularak sistemin çalışması hakkında bilgi edinilmiştir. Sıvı pistonlar içerisindeki havanın basıncı ve diğer özelliklerinin sıkıştırma sürecinde nasıl değiştiğini belirleyebilmek için sayısal çözüm yapılmıştır. Sayısal çözüm için sonlu hacimler metodunu kullanan paket yazılımlardan faydalanılmıştır. Tasarımı yapılan sistemin imalatı gerçekleştirilmiş ve laboratuvar koşullarında testler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar göstermiştir ki, bu tarz bir sistemde performansı etkileyen en önemli parametre sıkıştırma ve genişleme süreçlerindeki sıvı pistonun hızıdır. Değişken hızlar kullanılarak sistemin performansı iyileştirilebilmektedir. Sıkıştırma ve genişleme süreçlerinin veriminin, sıvı pistonların geometrisinin değiştirilmesi ile de geliştirilebileceği görülmüştür. Deney sistemi ile enerji depolama sisteminin farklı şartlarda sıkıştırma performansı incelenmiştir. Tasarımı ve imalatı yapılan sistemin, yenilenebilir enerji kaynakları ve diğer depolama uygulamalarında da kullanılabileceği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Enerji depolama, Sıkıştırılmış hava, Sıvı piston, Matematiksel modelleme, HAD, Hidro-pnömatik

2015, xv + 175 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

COMPRESSED AIR ENERGY STORAGE

Mustafa MUTLU

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Muhsin KILIÇ

In recent years, energy storage systems rise in importance associated with increase market share of renewable energy sources in energy production. One of the best option to remove disadvantages of renewable energy sources, originating from it characteristics is to use energy storage systems. Nowadays, there are various storage systems and needed to be developed further. In this study, compressed air storage systems which are mechanical storage system were introduced and a small scale compressed air storage system was designed. In this design, it is aimed to compress and expand air isothermally using liquid pistons. Information about designed system performance was obtained by a mathematical model. Numerical analyses were applied in order to determine the air pressure and other air properties during the compression process in liquid pistons. For numerical analyses, commercial packaged software which is based on finite volume method was used. The system was designed, manufactured and tested under laboratory conditions. It is found that, the most important parameter that effect the performance during compression and expansion processes in the system is the liquid piston speed. System performance can be improved by using variable piston speeds. It is seen that, compression and expansion efficiencies can be enhanced by changing the liquid piston geometry. The compression performance of the energy storage system for different conditions was investigated experimentally. It is seen that designed and manufactured system can be operated with renewable energy sources and other storage applications.

Key Words: Energy storage, Compressed air, Liquid piston, Mathematical modelling, CFD, Hydro-pneumatic

2015, xv + 175 pages.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın her aşamasında yardımlarını ve desteğini esirgemeyen, yaptığı yorumlar ve gösterdiği yolla bana her zaman destek olan danışmanım saygıdeğer hocam Prof. Dr. Muhsin KILIÇ' a teşekkürü bir borç bilirim.

111M015 numaralı “Sıvı Pistonlu Sıkıştırılmış Hava Sistemi ve Süperkapasitör Kullanan Küçük Ölçekli Hibrid Enerji Depolama Sistemi Tasarımı, Prototip İmalatı ve Performans Analizi” isimli Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TUBİTAK) araştırma projesi kapsamında tasarım, imalatı ve testi yapılan deney düzeneğinde önemli katkılarda bulunan saygı değer hocalarım Yrd. Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU' ya, Yrd. Doç. Dr. Zeliha KAMIŞ KOCABIÇAK' a, Öğr. Gör. Dr. İsmail TEKİN' e ve deneylerde beni yalnız bırakmayan Öğr. Gör. Fatih ÖZCAN' a teşekkür ederim.

Bu çalışma TUBİTAK tarafından MP1004 kodlu “Hybrid Energy Storage Devices and Systems for Mobile and Stationary Applications” isimli COST aksiyonu kapsamında desteklenen 111M015 no'lu COST projesi dahilinde gerçekleştirilmiştir. Desteğinden dolayı TUBİTAK' a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
2.1. Enerji Depolama Sistemleri	5
2.2. Kimyasal Enerji Depolama	6
2.2.1. ZnBr Piller.....	6
2.2.2. Vanadyum Redoks Piller	7
2.2.3. Sodyum Sülfür Piller.....	8
2.2.4. Metal-Hava Piller	8
2.2.5. Li-ion Piller	9
2.2.6. Kurşun-Asit Piller	9
2.3. Volan	10
2.4. Elektrokimyasal Kapasitörler.....	11
2.5. Pompalı Depolama	11
2.6. Sıkıştırılmış Hava ile Enerji Depolama (SHED)	12
2.7. SHED Sistemleri	13
2.7.1. Klasik SHED Sistemleri.....	14
2.7.2. Küçük Ölçekli SHED Sistemleri.....	16
2.7.3. Gözenekli Ortam SHED Sistemleri	17
2.7.4. Sabit Basınç SHED Sistemleri	17
2.7.5. Taşınabilir SHED Sistemleri.....	18
2.7.6. Adyabatik SHED Sistemleri	19
2.7.7. İzotermal SHED Sistemleri.....	20
3. MATERYAL VE YÖNTEM	24
3.1. Hava Hal Değişimlerinin Termodinamik Analizi	25
3.1.1. Sıkıştırılmış Havanın Termodinamiği.....	25

3.1.2. Sıkıştırma Çevrimi	31
3.2. Deneysel Çalışma.....	36
3.2.1. Deneysel Düzenek ve Çalışma Prensipleri	37
3.2.2. Ölçüm Aletleri ve Özellikleri.....	44
3.2.3. Sistemin Kontrolü ve Programlanması	47
3.2.4. Hava Motoru ile Enerji Üretimi	50
3.3. Sistemin Matematiksel Modellenmesi	52
3.4. Sıkıştırma Sürecinde Pistonlar İçerisindeki Havanın Sayısal Analizi.....	60
3.4.1. Problemin Modellenmesi ve Sınır Şartları.....	63
3.4.2. Modelin Doğrulanması ve Sistem Verimi	65
3.5. Hata Analizi	69
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	70
4.1. Deneysel Çalışmadan Elde Edilen Veriler.....	70
4.1.1. Sistemde Kullanılan Pompaların Etkisi	74
4.1.2. Valf Açıklığının Etkisi	81
4.1.3. Minimum Valf Açıklığının Sistem Performansına Etkisi.....	86
4.1.4. Sistem Parçalarının Performansı	92
4.1.5. Sıkıştırma Sürecinde Sıvı Pistonlardaki Sıcaklık Değişimi.....	93
4.1.6. Hava Motoru ile Elektrik Enerjisi Üretimi.....	96
4.2. Matematiksel Modellemeye Elde Edilen Bulgular	98
4.2.1. Hidrolik Yağ Debişiminin Etkisi.....	105
4.2.2. Farklı Kontrol Yaklaşımlarının Etkisi.....	113
4.2.3. Sıkıştırma Oranının Etkisi.....	121
4.3. Sayısal Analiz Yönteminden Elde Edilen Bulgular	122
4.3.1. Sıkıştırma Hızının Etkisi	122
4.3.2. Sıkıştırma Oranının Etkisi.....	127
4.3.3. Silindir Geometrisinin Etkisi.....	132
4.3.4. Sıvı Piston İçerisindeki Havanın Özellikleri.....	134
5. SONUÇ	140
KAYNAKLAR	143
EKLER.....	148
EK 1 C DİLİNDE YAZILAN HESAPLAMA PROGRAMI	149

EK 2 HAD ANALİZLERİNDE KULLANILAN UDF' LER.....	171
ÖZGEÇMİŞ	174



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
A_y	Isı transfer yüzey alanı, m^2
c_p	sabit basınçtaki özgül ısı, J/kgK
c_v	sabit hacimdeki özgül ısı, J/kgK
D_p	Pompanın deplasmanı, cm^3/dev
E	Enerji, J
h	Isı taşınım katsayısı, W/m^2K
k	özgül ısılar oranı
L	Piston içerisindeki sıvı yüksekliği, m
m	hava kütlesi, kg
n	politropik hal değişim katsayısı
n_{max}	Pompanın maksimum devri, dev/dak
n_{min}	Pompanın minimum devri, dev/dak
P	Basınç, Pa
\dot{Q}	Hidrolik yağ debisi, lt/s
Q	Isı Transferi, W
R	Evrensel gaz sabiti, $Pa \cdot m^3/kgK$
r	Sıkıştırma oranı
S	Sıvı piston hızı, m/s
T	Sıcaklık, K
U	iç enerji, J
V	Hacim, m^3
W	Yapılan iş, J

Simgeler	Açıklama
ϵ	hacimsel sıkıştırma oranı
η_i	Sıkıştırma verimi
η_m	Pompanın mekanik verimi
η_v	Pompanın volumetrik verimi
ρ	Yoğunluk, kg/m^3

Kısaltmalar	Açıklama
PED	Pompa Enerji Depolama
SHED	Sıkıştırılmış Hava ile Enerji Depolama
SMED	Süperiletken Manyetik Enerji Depolama
UPS	Kesintisiz Güç Kaynağı
EÇKK	Elektrikli Çift Katmanlı Kondansatör
GA- SHEDS	Gelişmiş Adyabatik Sıkıştırılmış Hava ile Enerji Depolama
KÖ- SHED	Küçük Ölçekli Sıkıştırılmış Hava ile Enerji Depolama
GO- SHED	Gözenekli Ortam Sıkıştırılmış Hava ile Enerji Depolama
SB- SHED	Sabit Basınç Sıkıştırılmış Hava ile Enerji Depolama
T- SHED	Taşınabilir Sıkıştırılmış Hava ile Enerji Depolama
D- SHED	Dağıtılabılır Sıkıştırılmış Hava ile Enerji Depolama
A-SHED	Adyabatik Sıkıştırılmış Hava ile Enerji Depolama
TED	Termal Enerji Depolama
RWE	Rheinisch-Westfälisches Elektrik Sağlayıcısı
PV- SHED	Fotovoltaik Sıkıştırılmış Hava ile Enerji Depolama
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
TUBİTAK	Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu

PLC

Programlanabilir Mantıksal Denetleyici



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Almanya’ da kurulu olan Huntorf enerji depolama santrali (Succar ve ark. 2011)	13
Şekil 2.2. Klasik SHED sisteminin elemanları	14
Şekil 2.3. Sabit basınçlı bir SHED sistemi	18
Şekil 2.4. Örnek izotermal CAES sistemi (Agrawal 2011)	21
Şekil 3.1. Farklı sıkıştırma hal değişimi süreçlerinde basıncın hacimle değişimi	25
Şekil 3.2. Sıkıştırma çevriminde basıncın hacimle değişimi	31
Şekil 3.3. Sıkıştırma çevriminde basıncın hacimle değişimi	32
Şekil 3.4. Farklı genişleme hal değişimi süreçlerinde basıncın hacimle değişimi.....	35
Şekil 3.5. Basınçlı hava depolama tankları	37
Şekil 3.6. Sıvı pistonlu sıkıştırılmış hava enerji depolama sistemi şematik gösterimi ...	39
Şekil 3.7. Hidrolik piston silindirleri	40
Şekil 3.8. Hidrolik Ünite (hidrolik pompa, elektrik motoru ve akış kontrol valfleri).....	41
Şekil 3.9. Basınç yükselticinin şematik gösterimi	43
Şekil 3.10. İmalatı yapılmış basınç yükseltici	43
Şekil 3.11. Sistem üzerindeki ölçüm aletlerinin yerleşimi	45
Şekil 3.12. Ölçümlerde kullanılan cihazlar	45
Şekil 3.13. Sistemdeki hidrolik ve pnömatik sistemlerin tesisat şeması.....	49
Şekil 3.14. Hava Motoru elektrik üretimi deney düzeneği.	50
Şekil 3.15. Hava motorunun karakteristik eğrileri.....	51
Şekil 3.16. Matematiksel modeli kurulan sistemin temel elemanları	53
Şekil 3.17. Matematiksel modelin hesaplama adımları	55
Şekil 3.18. Modelin Ağ Yapısı ve Sınır Şartları	63
Şekil 3.19. Farklı ağ yapılarından elde edilen basınç değerleri	66
Şekil 3.20. Silindir içindeki basıncın zamanla değişimi	67
Şekil 4.1. Yüksek sabit sıkıştırma hızında basıncın zamana göre değişimi.....	71
Şekil 4.2. Düşük sabit sıkıştırma hızında basıncın zamana göre değişimi	71
Şekil 4.3. Yüksek sabit sıkıştırma hızında sıcaklığın zamana göre değişimi	72
Şekil 4.4. Düşük sabit sıkıştırma hızında sıcaklığın zamana göre değişimi	72
Şekil 4.5. Tank sıcaklığının zamana göre değişimi	73
Şekil 4.6. Harcanan enerjinin tank basıncına göre değişimi	73

Şekil 4.7. Motor gücünün zamana göre değişimi	74
Şekil 4.8. Sistemde kullanılan pompaların debilerinin valf açıklığına göre değişimi	75
Şekil 4.9. Bir stroktaki basınç oranının zamanla değişimi.....	76
Şekil 4.10. Sıcaklık oranının bir stroktaki zamana göre değişimi	76
Şekil 4.11. Pompa gücünün bir stroktaki zamanla değişimi	77
Şekil 4.12. Kullanılan pompaların enerji tüketimlerinin tank basıncına göre değişimi..	78
Şekil 4.13. Değişken hız kullanılması durumunda bir stroktaki basınç oranlarının zamanla değişimi	79
Şekil 4.14. Değişken hız kullanılması durumunda bir stroktaki sıcaklık oranlarının zamanla değişimi	79
Şekil 4.15. Değişken hız kullanılması durumunda bir stroktaki motor gücünün zamanla değişimi.....	80
Şekil 4.16. Değişken hız kullanılması durumunda harcanan enerjinin tank basıncı ile değişimi.....	81
Şekil 4.17. Farklı hızlarda silindir içindeki sıcaklıkların bir stroktaki değişimi: Tank basıncı (a) 15 bar , (b) 20 bar.....	82
Şekil 4.18. Farklı hızlarda silindir içindeki basıncın bir stroktaki değişimi: Tank basıncı (a) 15 bar , (b) 20 bar	83
Şekil 4.19. Tank basıncının zamanla değişimi.....	84
Şekil 4.20. Enerji tüketiminin tank basıncına göre değişimi	84
Şekil 4.21. Sistemin farklı hızlardaki volumetrik verimi.....	85
Şekil 4.22. Farklı valf açıklık oranları için sistem veriminin değişimi.....	86
Şekil 4.23. Farklı valf açıklık oranlarında silindir içindeki sıcaklıkların bir stroktaki değişimi: Tank basıncı (a) 15 bar ; (b) 20 bar.....	87
Şekil 4.24. 20 bar tank basıncında bir strokta silindir içindeki hava basıncının zamanla değişimi.....	88
Şekil 4.25. Tank basıncının zamanla değişimi (a) ve Enerji tüketiminin tank basıncına göre değişimi (b).....	89
Şekil 4.26. Sıkıştırma hızının değişken olması durumunda sistem verimi ve volumetrik verimin değişimi	91
Şekil 4.27. Sıkıştırma prosesinde sıvı pistonlu hava sıkıştırma silindirleri yüzey sıcaklıkları.....	94
Şekil 4.28. Sıkıştırma sürecinde bir strok boyunca sıvı pistonlu hava sıkıştırma silindiri yüzey sıcaklıkları	95

Şekil 4.29. 3 Amper sabit yük altında tank basıncının ve jeneratörden elde edilen akım voltajının zamanla değişimi.	96
Şekil 4.30. 3 Amper sabit yük altında hava motoru devrinin ve jeneratörden elde edilen voltajın zamanla değişimi.	97
Şekil 4.31. 3 Amper sabit yük altında hava motoru ve jeneratörden oluşan sistemde sıcaklık dağılımı.	98
Şekil 4.32. Silindir içerisindeki hava basıncının zamanla değişimi	99
Şekil 4.33. Sıkıştırma sürecinde silindir içindeki hava basıncının zamanla değişimi ..	100
Şekil 4.34. Sıkıştırma sürecinde silindir içindeki havanın sıcaklığının zamanla değişimi	100
Şekil 4.35. Sıkıştırma sürecinde pompa gücünün zamanla değişimi.....	101
Şekil 4.36. Hava tanklarında depolanan enerjinin zamanla değişimi	102
Şekil 4.37. Genişleme sürecinde silindir içindeki hava basıncının zamanla değişimi..	103
Şekil 4.38. Genişleme sürecinde silindir içindeki havanın sıcaklığının zamanla değişimi	103
Şekil 4.39. Genişleme sürecinde jeneratörden elde edilen gücün zamanla değişimi....	104
Şekil 4.40. Genişleme süresince elde edilen enerjinin zamanla değişimi.....	105
Şekil 4.41. Sistemde depolanan enerjinin farklı sıkıştırma hızlarına göre zamanla değişimi.....	106
Şekil 4.42. Sıkıştırma sürecinde hava tankı içerisindeki havanın basıncının zamanla değişimi.....	107
Şekil 4.43. Sıkıştırma sürecinde hava tankı içerisindeki hava kütesinin zamanla değişimi.....	107
Şekil 4.44. Tek bir sıkıştırma stroku için silindir içerisindeki hava basıncının zamanla değişimi.....	108
Şekil 4.45. Tek bir sıkıştırma stroku için silindir içerisindeki hava sıcaklığının zamanla değişimi.....	109
Şekil 4.46. Sistemden üretilen enerjinin farklı sıkıştırma hızlarına göre zamanla değişimi.....	110
Şekil 4.47. Genişleme sürecinde hava tankı içerisindeki havanın basıncının zamanla değişimi.....	110
Şekil 4.48. Tek bir genişleme stroku için silindir içerisindeki hava basıncının zamanla değişimi.....	111
Şekil 4.49. Tek bir genişleme stroku için silindir içerisindeki hava sıcaklığının zamanla değişimi.....	112

Şekil 4.50. Sistem veriminin farklı sıkıştırma hızlarına göre değişimi	113
Şekil 4.51. Farklı kontrol yaklaşımlarında sıkıştırma süreci için tank basıncının zamanla değişimi.....	114
Şekil 4.52. Farklı kontrol yaklaşımlarında depolanan enerjinin zamanla değişimi.....	114
Şekil 4.53. Farklı kontrol yaklaşımlarında sıkıştırma süreci için bir stroktaki basınçların değişimi.....	115
Şekil 4.54. Farklı kontrol yaklaşımlarında sıkıştırma süreci için bir stroktaki sıcaklığın değişimi.....	116
Şekil 4.55. Farklı kontrol yaklaşımlarında sıkıştırma süreci için yağ debisinin zamanla değişimi.....	117
Şekil 4.56. Farklı kontrol yaklaşımlarında genişleme süreci için tank basıncının zamanla değişimi.....	118
Şekil 4.57. Farklı kontrol yaklaşımlarında üretilen enerjinin zamanla değişimi	118
Şekil 4.58. Farklı kontrol yaklaşımlarında genişleme süreci için bir stroktaki basınçların değişimi.....	119
Şekil 4.59. Farklı kontrol yaklaşımlarında genişleme süreci için bir stroktaki sıcaklığın değişimi.....	120
Şekil 4.60. Farklı kontrol yaklaşımlarında genişleme süreci için yağ debisinin zamanla değişimi.....	120
Şekil 4.61. Depolanan enerjinin sıkıştırma oranı ile değişimi	121
Şekil 4.62. Sıkıştırma oranının sistem verimi üzerindeki etkisi	122
Şekil 4.63. Sıvı piston veriminin ve pistonunda ihtiyaç duyulan gücün piston hızı ile değişimi.....	123
Şekil 4.64. Sıvı pistonunda yapılan iş ve ihtiyaç duyulan gücün piston hızı ile değişimi	124
Şekil 4.65. Piston hızının lineer (a) ya da 4. dereceden polinom (b) ile değişmesi durumunda sıvı pistonun sıkıştırma verimi	125
Şekil 4.66. Piston hızının silindir içerisindeki basınca göre değişimi	126
Şekil 4.67. Değişken sıkıştırma hızı kullanılması durumunda sıkıştırma işlemi için gerekli olan güç ve yapılan iş	127
Şekil 4.68. Sıkıştırma veriminin ve ihtiyaç duyulan gücün sıkıştırma oranı ile değişimi	128
Şekil 4.69. Sıkıştırma sürecinde pistonun yaptığı iş ve piston gücünün sıkıştırma oranı ile değişimi.....	129
Şekil 4.70. Sıkıştırma veriminin hız ve basınç oranına göre değişimi.....	130
Şekil 4.71. Piston işinin hız ve basınç oranına göre değişimi.....	131

Şekil 4.72. Sıkıştırma sürecinde basıncın hacim ile değişimi.....	131
Şekil 4.73. İhtiyaç duyulan gücün hız ve basınç oranına göre değişimi.....	132
Şekil 4.74. Gücün sıvı piston çapı ile değişimi.....	133
Şekil 4.75. Sıkıştırma veriminin değişimi	134
Şekil 4.76. Sıvı piston iç yüzeyindeki ısı taşınım katsayılarının basınç ile değişimi ...	135
Şekil 4.77. Yan yüzeydeki ısı taşınım katsayısının değişimi.....	136
Şekil 4.78. Sıkıştırma sürecindeki sıvı piston içerisindeki hız dağılımları.....	137
Şekil 4.79. 0.15 m/s sıkıştırma hızında ısı taşınım katsayılarının basınçla değişimi	138
Şekil 4.80. Yan (a) ve üst (b) yüzeydeki ısı taşınım katsayılarının farklı hızlardaki değişimi.....	139



ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Deneş düzeneğinde kullanılan hidrolik pompaların özellikleri.....	42
Çizelge 3.2. Basınç transmitterlerin özellikleri	46
Çizelge 3.3. Hidrolik silindirlerin konumunu belirleyen cetvellerin özellikleri.....	46
Çizelge 3.4. Güç analizörünün özellikleri.....	47
Çizelge 3.5. Hava motorunun özellikleri	51
Çizelge 3.6. Elektrik motorunun katalog bilgileri	52
Çizelge 3.7. Hesaplamalarda kullanılan pompanın teknik özellikleri	56
Çizelge 3.8. Farklı konfigürasyonlardaki minimum ve maksimum sıkıştırma hızları ...	65
Çizelge 3.9. Ağ yapıları oluşturulurken kullanılan eleman sayıları.....	65
Çizelge 4.1. Sistem parçalarının verimleri.....	92

1. GİRİŞ

Enerji depolama, bazı araçları veya fiziksel bir ortamı kullanarak enerjinin başka bir forma dönüştürülmesi ve daha sonraki bir zamanda daha yararlı bir iş için kullanılmasıdır. Enerjinin depolanması, evrenin tarihi kadar eski, doğada kendiliğinden olan bir süreç olarak ta düşünülebilir. Evrende bulunan enerji güneşimiz gibi yıldızlarda depolanmıştır. İnsanlar bu enerjiyi ya direk (solar ısıtma) ya da dolaylı olarak (bitkiler, güneş pillerinden elektrik üretimi vb.) kullanırlar. Eski çağlarda da insanlar, savunma taktiği olarak büyük taş ve ağaç kütüklerini yüksek bir tepeye ya da duvara taşıyarak bu malzemelere mekanik enerji depoluyorlardı. Daha sonra menzile giren düşmana saldırmak için depoladıkları enerjiyi kullanıyorlardı. Daha sonraları ortaya çıkan başka bir uygulama ise tahıl işlenmesi veya güç sistemlerinde kullanılmak üzere su değirmenlerinin inşa edilmesidir. Bu sistemlerin çalışması için karmaşık su depoları ve barajlar (suyun potansiyel enerjisinden faydalanmak için) inşa edilmiştir.

Enerjinin depolanması, elektrik kullanımının ve benzin, gazyağı, doğalgaz gibi rafineri yakıtlarının yaygınlaşmaya başlaması ile birlikte 19. yy.'ın sonlarına doğru önemli bir faktör olmuştur. Buna karşın 21. yy. a kadar önemli bir gelişme sağlanamamıştır. Özellikle son zamanlarda yenilenebilir enerji kaynaklarının efektif ve yatırım yapılabilir olması için enerji depolama sistemlerinin yenilenebilir enerji sistemlerine entegre edilmesi gerekmektedir. Buna örnek vermek gerekirse, rüzgârdan enerji elde etmek için kurulan sistemleri düşündüğümüzde, bu sistemler rüzgâr estiği sürece elektrik üreteceklerdir. Ama rüzgârın kesildiğinde ise duracakları aşikârdır. Böyle kesikli çalışmaları halinde arz talep dengesini karşılayamayacaklar ve sistemin kurulması ekonomik açıdan uygun olamayabilecektir. Enerji depolama sistemlerinin kurulması ise bu kesikli çalışmalarını ortadan kaldıracak ve üretilen enerjinin kaliteli olması dışında enerji güvenilirliğini de sağlamış olacaktır. Rüzgârın esip esmemesi, enerji talebini karşılamadaki etkinliği azalacaktır. Aynı durum diğer yenilenebilir enerji kaynakları için de geçerlidir.

Enerji birçok farklı formda depolanabilir: elektrik, mekanik, ısı ve hidrojen şeklinde sıralanabilir. Elektrik ve mekanik form hem verimlilikleri hem de kolay dönüşüm sağlamaları yönünden kullanışlıdır. Isıl depolama teknikleri ise genellikle sıcak enerji

kaynakları veya ısı uygulamalarda kullanılırlar. Elektrik ve mekanik depolama tekniklerinin çok geniş kullanım alanları vardır ancak elektrik depolama teknikleri mekanik tekniklerden daha çok tercih edilir çünkü kullanılması kolay, hızlı, verimli, kurulum süresi kısa ve maliyeti düşüktür.

Klasik sıkıştırılmış hava ile enerji depolama (SHED) sistemlerinde temel prensip, ortamdaki ya da belli bir basınçtaki havayı depolanacak olan enerjiyi kullanarak sıkıştırmak ve daha yüksek basınçtaki bu havayı mağaralarda veya özel depolama tanklarında depolamaktır. İhtiyaç olduğunda depolanmış olan basınçlı hava kullanılarak enerji üretimi sağlanmaktadır. Geleneksel SHED sistemlerinde enerji üretimi için sıkıştırılmış havanın enerjisi dışarıdan bir yakıt kullanılarak artırılır ve yüksek sıcaklık ve basınçtaki havadan gaz türbini ile enerji üretimi gerçekleştirilir. Bu sistemlerde kullanılan türbin diğer gaz türbinlerine göre %40 daha fazla elektrik üretebilir. Elektriğin ucuz olduğu, talebin az olduğu zamanlarda havayı sıkıştırırlar ve pik zamanlarda sıkıştırılan havadan elektrik üreterek şebekeye verirler. Sıkıştırılmış hava genellikle madenlerde, mağaralarda veya tuz kayalarında depolanır. Böyle bir deponun inşası 1.5 ila 2 yıl arasında sürebilir. 290 MW gücündeki ilk ticari SHED 1978 yılında Almanya'da kurulmuştur. İkinci ticari SHED 1991 yılında Alabama'da kurulmuştur ve gücü 110 MW'tır. İnşaat 30 ay sürmüş ve 65 milyon dolara mal olmuştur (yaklaşık \$591/kW). Bu sistem 14 dakikada devreye girebilmektedir.

Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının artması ile birlikte enerji depolama sistemlerine duyulan ihtiyaç ta artmakta, yeni depolama sistemleri geliştirilmekte ve mevcut sistemler daha kullanışlı hale getirilmeye çalışılmaktadır. Klasik SHED sistemlerinde enerji üretimi aşamasındaki yakıt girdisini ortadan kaldıran ve yenilenebilir enerji kaynakları ile birlikte çalışabilecek daha küçük kapasiteli sistemlerin tasarımları yapılmaktadır.

SHED sistemlerinde enerji depolama ve yeniden üretimi süreçlerinde en önemli aşama havanın sıkıştırılması ve genişlemesidir. Ne kadar verimli bir sıkıştırma veya genişleme yapılırsa sistemin performansı o kadar iyi olmaktadır. İdeal şartlarda sıkıştırma ve genişleme süreçlerinde havanın sıcaklığı değişmemekte, sabit kalmaktadır. Bu tez kapsamında küçük ölçekli bir SHED sisteminin tasarımı ve imalatı yapılmıştır. İmal edilen bu sistemde, havanın sıkışma ve genişleme süreci boyunca sıcaklığının çok fazla

değişmemesi ve mümkün olduğu kadar sürecin ideal şartlara yakın olması amaçlanmıştır. Bu tarz sistemlerin performansını etkileyen parametreler belirlenmeye amaçlanmış ve belirlenen bu parametrelerin etkileri incelenmiştir.

Bu tez kapsamında sıkıştırılmış havanın termodinamik analizi yapılmış ve enerji depolama esnasındaki sıkıştırma ve genişleme çevrimleri incelenmiştir. Tasarımı yapılan sistemin matematiksel modeli oluşturularak farklı şartlarda ve çalışma koşullarında sisteme etki eden parametreler belirlenmeye çalışılmıştır. HAD kullanılarak sıkıştırma süreci için havanın sıkıştırma ortamındaki davranışı incelenmiştir. Tasarımı yapılan sistemin imalatı yapılarak gerçek sistem üzerinden ölçümler alınmış ve sistem performansı değerlendirilmiştir.

Sistemin matematiksel modeli oluşturulurken, ortam ile sistem arasındaki enerji alışverişi, sistem içerisindeki parçaların birbiriyle etkileşimi ve havanın termodinamik özellikleri dikkate alınmıştır. Kurulan matematiksel model C dilinde yazılan bir program ile hesaplanmıştır. Matematiksel modelde, sistemin en önemli parametreleri olan hidrolik yağ debisi, sıkıştırma oranı ve farklı kontrol yaklaşımlarının etkisi incelenmiştir.

Havanın sıkıştırma ortamındaki özelliklerini belirlemek için sonlu hacimler metodunu kullanan Ansys Fluent programından faydalanılmıştır. Havanın sıkışma işlemini modelleyebilmek için dinamik ağ yapısı kullanılmış ve sıkıştırma hızı, kullanıcı tanımlı fonksiyonlar kullanılarak tanımlanmıştır. Bu yöntem ile sıkıştırma hızının, sıkıştırma oranının ve silindir geometrisinin etkisi incelenmiştir. Farklı şartlarda ve sıkıştırma sürecinin farklı zamanlarında yüzey üzerindeki ısı taşınım katsayıları da hesaplanmıştır.

Tez kapsamında yapılan deneylerde, sistemde farklı pompaların kullanımının etkisi incelenmiştir. Sistemin çalışma koşullarını etkileyen en önemli parametrelerden biri olan sıkıştırma hızı incelenmiş ve sistem üzerindeki etkileri belirlenmeye çalışılmıştır. Tasarımı yapılan sistemdeki parçaların tek tek enerji analizi yapılmış ve kayıpların en yüksek olduğu yerler ve süreçler belirlenmiştir. Sistem performansını en çok etkileyen parametrelerden biri olan havanın sıcaklığındaki değişim termal kamera kullanılarak belirlenmeye çalışılmıştır. Hidrolik sistemin yanı sıra hava motoru kullanılarak sıkıştırılmış havadan elektrik üretimi sağlanmıştır.

Yapılan bu çalışmada, küçük ölçekli SHED (KÖ-SHED) sisteminin tasarımı ve imalatı yapılmış ve bu sistemin çalışmasına etki eden parametreler sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Enerji depolama ve üretme süreçlerinde havanın sıcaklığının sabit kalmasını sağlayacak şekilde tasarımı yapılan bu sistem, küçük ölçekli depolama ihtiyaçlarını karşılayabileceği görülmüştür. Bununla birlikte, bu tarz sistemlerin gelişime açık olduğu görülmüştür.



2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Enerji Depolama Sistemleri

Teknolojik olarak çeşitli depolama sistemleri mevcuttur, genel olarak üç ana başlık altında sınıflandırılabilirler;

Teknolojisine göre;

- Mekanik: Pompalı sistemler (PHES), Sıkıştırılmış hava depolama sistemleri (SHED), Volanlar
- Süper İletken Manyetik Enerji Depolama (SMES)
- Kimyasal Piller, bataryalar
- Süper kapasitörler
- Hidrojen

Güç ve Enerji sınıflamasına göre;

- Büyük ölçekli
- Küçük ölçekli

Uygulama Alanlarına Göre;

- Kısa dönem arz güvenliği için,
- Enerji kalitesi ve güvenilirliği için,
- Şebeke uygulamaları için,
- Kaynakların verimli kullanılması için.

Yukarıdaki sınıflandırmalar ile birlikte depolama tekniklerinin değerlendirilmesinde aşağıdaki kavramlar depolama tekniğinin performansını tanımlamada kullanılmaktadır:

1-Güç Kapasitesi (MW)- Depolama tekniğinin şarj ve deşarj esnasındaki birim zamandaki maksimum enerji depolayabilme ve deşarj edebilme oranıdır.

2-Enerji Kapasitesi (MWh)-Depolama sisteminin depolayabileceği toplam enerji miktarıdır.

3-Güç yoğunluğu-Her birim hacim depolamanın enerji kapasitesidir.

Enerji depolama teknolojileri yukarıda da gösterildiği gibi birçok farklı form ve uygulamalara ayrılabilir. Ancak kullanıcılar için teknik ve ekonomik ölçütler en uygun teknoloji seçimi için çok önemlidir. Her bir teknoloji farklı uygulama alanları, cevap süreleri, fiyatlar gibi özellikleri ile birbirinden ayrılmaktadır. Örneğin depolanması gereken enerji miktarı çok fazla, uygun coğrafi koşullar mevcut ise hazneli pompalı sistemler kullanmak uygun olabilir. Yada çok kısa süreler (milisaniye (ms)) için büyük enerji ihtiyacı olabiliyorsa bu durumda süperkapasitörler kullanılabilir. Bunun yanında kimyasal batarya yada pillerin her durumda kullanılabilecek bir depolama sistemi olduğunu da belirtmek gerekir. PHES ve SHED' ler istenilen büyüklükte saatlik, günlük, haftalık veya mevsimlik depolamalar yapılabilmektedir. Bu santralardan 20 MW'ın üzerinde kurulu güce sahip olanlar genellikle kısa dönem arz güvenliği, sistem stabilitesinin sağlanması ve frekans kontrolü gibi amaçlar için kullanılırken, küçük ölçekli olanları kesintili enerji kaynaklarının sistemi bozucu etkilerini azaltmak, süreklilik kazandırmak verimliliklerini ve pazarda rekabet gücünü artırabilmek için birlikte planlanmaktadır. Kullanıcılar ihtiyaçlarına göre en uygun teknolojiyi seçmelidirler.

Elektrik enerjisinin depolanmasında ise en çok kullanılan yöntemler şunlardır: ZnBr piller, vanadyum redoks piller, pompalı depolama, sodyum sülfür piller, metal-hava piller, Li-ion piller, kurşun-asit piller, volan, elektrokimyasal kapasitörler ve sıkıştırılmış hava sistemleridir.

2.2. Kimyasal Enerji Depolama

2.2.1. ZnBr Piller

ZnBr pillerin her hücresinde, iki farklı elektrolit, mikro gözenekli poliolefin membran ile iki bölmeye ayrılmış karbon-plastik kompozit elektrotlara doğru akarlar. Deşarj esnasında Zn ve Br birleşerek çinko bromiti oluşturur ve her hücrede 1.8 volt üretilir.

Bu olgu her iki elektrolit tankındaki Zn^{+2} ve Br^- iyon yoğunluğunu arttıracaktır. Şarj esnasında ise çinko iyonları, karbon-plastik kompozit elektrotun bir tarafında ince bir film tabakası olarak birikir. Bu arada brom, membran diğer tarafında daha seyreltik hale gelir, ortamdaki diğer maddelerle etkileşime girer ve brom yağı oluşturarak tankın dibine çöker. Bu pillerin net verimleri %75 civarındadır. $ZnBr$ piller ilk olarak Exxon tarafından 1970'lerin başlarında geliştirildi. Bu tip enerji depolama sistemlerinin mevcut kullanımda iki kapasitesi vardır. Bunlardan biri 1MW/3MWh kapasiteli taşınabilir bir sistem olan ve daha çok küçük ölçekli kullanım için tasarlanmıştır. Gerekli olması halinde paralel bağlanarak kapasite artımı yapmak ta mümkün olmaktadır. Diğeri ise 5kW/20kWh gücünde, genellikle kamu uygulamalarında kullanılan daha büyük çaptaki bir sistemdir (Chen ve ark. 2009).

2.2.2. Vanadyum Redoks Piller

Vanadyum redoks piller vanadyum redoks çiftlerini (V^{2+}/V^{3+} negatif, V^{4+}/V^{5+} pozitif yarı hücrelerde) kullanarak enerji depolarlar. Bu çiftler yumuşak bir sülfürik asit çözeltisinde saklanır (elektrolitler). Şarj ve deşarj çevrimleri esnasında sadece hidrojen iyonlarının geçişini sağlayacak bir polimer membran kullanarak H^+ iyonların iki tank arasında geçişi sağlanır (Gonzalez ve ark. 2012). Hücrelerin voltajı 1.4–1.6 volt arasındadır. Bu pillerin verimleri en fazla %85 olabilmektedir (Chen ve ark. 2009). Diğeri akış pillerinde olduğu gibi vanadyum redoks pillerinde de güç ve enerji oranları birbirinden bağımsızdır. Vanadyum redoks piller, 1980'lerin başında Avustralya'daki New South Wales üniversitesinin öncülüğünde geliştirilmeye başlanılmıştır. 1998 yılında Avustralyalı Pinnacle firması ilk temel patentleri alarak kullanım haklarını Sumitomo Elektrik Endüstrisi (SEI) ve VRB Güç Sistemlerine verdi. SEI firması tarafından Japonya'da 500kW gücünde 10 saat depolama kapasiteli (5MWh) bir sistem kurmuştur. Vanadyum redoks piller aynı zamanda güç kalitesi uygulamalarında da kullanılmıştır.

2.2.3. Sodyum Sülfür Piller

Sodyum sülfür pillerin aktif metalleri pozitif elektrot olarak sıvı (erimiş) sülfür, negatif elektrot olarak da sıvı (erimiş) sodyumdur. Bu metaller beta alüminyum seramik elektrolitle birbirinden ayrılmıştır. Elektrolit sadece pozitif sodyum iyonlarının geçişine izin verir ve sülfür ile tepkimeye girerek sodyum polisülfür oluşur ($2\text{Na} + 4\text{S} = \text{Na}_2\text{S}_4$). Deşarj sırasında pozitif Na^+ iyonlar elektrolite doğru akar ve elektronlar dış bir devreye akarak 2 volt değerinde akım üretirler. Bu işlem aynı zamanda tersinirdir, şarj esnasında sodyum polisülfatlardan pozitif sodyum iyonları ayrılarak elektrolite geri döner ve sodyum elementini oluştururlar. Bu işlemin gerçekleşebilmesi için pilin sıcaklığı $300\text{ }^\circ\text{C}$ de tutulması gerekiyor (Hadjipaschalis ve ark. 2009). Bu pillerin verimleri %89 civarındadır. Sodyum sülfür pil teknolojisi Japonya'da 190dan fazla yerde 270 MW'tan fazla enerji depolama kapasitesi bulunmakta ve günlük 6 saatlik enerji depolayabilmektedir. Kurulu en büyük sodyum sülfür pil teknolojisi Japonya'nın kuzeyindeki 34MW/245MWh gücünde olan rüzgârdan elde edilen enerjinin depolanması ve stabilizasyonu için kullanılmaktadır.

2.2.4. Metal-Hava Piller

Metal-hava piller en kompakt ve en ekonomik olmalarının yanı sıra çevreci pillerdir. En önemli dezavantajları pillerin tekrar şarj edilmesinin güçlüğü ve verimlerinin düşük olmasıdır. Birçok üretici tekrar şarj edilebilme özelliği yerine harcanan metali değiştirmeyi tavsiye etmektedir. Tekrar şarj edilebilir metal-hava piller geliştirme sürecindedir ve şu anda birkaç yüz çevrimi geçememekte olup verimleri %50 civarındadır. Bu pillerin anotları çoğunlukla yüksek enerji yoğunluğu olan alüminyum ve ya çinko gibi metallerden oluşur. Bu metaller oksidize olduklarında elektronlarını salarlar. Katotlar veya hava elektrotları genellikle gözenekli karbon yapıda veya uygun katalizörler ile kaplanmış metal örgülerden yapılmıştır. Elektrolitler genellikle KOH gibi yüksek OH^- iyon iletkenliğine sahiptir (Chen ve ark. 2009).

2.2.5. Li-ion Piller

Bu pillerde katot, LiCoO₂, LiMO₂ gibi lityum bulunan metal oksitlerden, anot ise grafit karbondan yapılmıştır. Elektrolit de organik karbonatların içinde çözülmüş lityum tuzlardan yapılmıştır. Pil şarj edilmeye başlandığında katottaki lityum atomları iyon haline gelir, karbon anottan geçerek elektrolite doğru hareket eder. Buradaki serbest elektronlarla birleşerek tekrar lityum atomlarını oluştururlar ve karbon tabakalar arasında depolanır. Deşarj durumunda bu işlemin tersi olur. Li-ion pillerin diğer pillere göre avantajları şu şekilde sıralanabilir:

- Yüksek enerji yoğunluğu (300 – 400 kWh/m³, 130 kWh/ton)
- Yüksek verimlilik (yaklaşık 100%)
- Uzun çevrim ömrü (3000 çevrim)

Li-ion piller her ne kadar küçük taşınabilir uygulamalarda yaygın olarak kullanılmasına rağmen büyük oranlı pillerin yapılmasında zorluklar bulunmaktadır. En büyük sıkıntı, özel paketleme ve aşırı şarj korumasından dolayı yüksek maliyet olarak görülmektedir (\$600/kWh). Birçok firma büyük ölçekli pillerin üretim maliyetini düşürmek için çalışmalar yapmakta ve bu firmalara en büyük destek otomotiv sektöründen gelmektedir (Chen ve ark. 2009).

2.2.6. Kurşun-Asit Piller

Kurşun-asit piller en çok geliştirilmiş ve en eski pil teknolojisidir. Güç kalitesi, UPS ve bazı rezerv uygulamalarında oldukça popüler olması ile birlikte maliyeti düşüktür. Çevrim ömrünün kısa olması enerji yönetimi uygulamalarında kullanılmasını kısıtlamaktadır. Kurşun-asit pillerin sağladığı enerji miktarı genellikle deşarj oranına bağlı olarak değişmektedir. Buna rağmen kurşun-asit piller birkaç büyük çaplı enerji yönetimi uygulamalar vardır. Bunların e büyüğü 1988 yılında California'da kurulan 40MWh gücündeki sistemdir (Chen ve ark. 2009).

2.3. Volan

Volanlar, yakıt pilleri, süper kapasitörler gibi sistemler çok daha küçük ölçekli kW boyutunda depolama yapabilen sistemlerdir. Uzay araçlarında, meteoroloji istasyonlarında, büyük parklarda, kırsal alanlarda, bazı askeri uygulamalarda, dizüstü bilgisayarlarda, küçük elektronik cihazlar için portatif şarj istasyonu olarak, yerleşim alanlarından uzak bölgelerde güç kaynağı olarak, kullanılabilmekte, ulaşım ve haberleşme alanlarının yanında son yıllarda kesintili karaktere sahip yenilenebilir enerji kaynaklarından elektrik üretimi yapan santraller ile hibrit olarak planlanmaktadır. Teknik ve ticari anlamda henüz istenilen olgunluğa ulaşamamıştır. ABD ve Avrupa'da çok ciddi çalışmalar yapılmakta ve yakın gelecekte ticari olarak yaygınlaşabilecek düzeye geleceği düşünülmektedir. Bununla beraber elektrik enerji depolama teknolojilerinin gelecekte daha da gelişerek kullanım alanları daha fazla artırılarak şebeke içindeki yararlanma oranları yükseltilebilecektir.

En modern volan enerji depolama sistemlerinde, rulmanlardaki kayıpları azaltmak ve ömrünü uzatmak için büyük ölçüde manyetik rulmanlar ile desteklenmiş büyük dönen bir silindir kullanılır. Verimi arttırmak için volan sisteminin düşük vakum ortamında çalışması gerekmektedir. Volan enerji depolama sistemlerinde stator motor-jeneratör grubuna bağlıdır. Bu sistem gerektiğinde şebekeye de bağlanabilir. Az bakım gereksinimi, uzun çevrim ömrü (20 veya 10 yıl civarı) ve çevreyle uyumlu metallerin kullanımı bu sistemin önemli anahtar özellikleridir. Volan enerji depolama sistemleri kısa süreli depolama ile uzun süreli depolama sistemleri arasındaki boşlukları doldurabilecek çevrim ve yükleme özellikleri vardır. Sistemin maliyeti, ağırlığı, boyutu ve performansı, malzeme seçimi önemli bir etken olmaktadır. Düşük ağırlıklı malzemeler kullanılması yüksek hızlara çıkılmasını gerektirmektedir. İletilen enerji, volanın düşük hızlardaki enerji aktarım oranına bağlıdır. Örnek olarak 3:1 hız oranına sahip bir sistemin verimliliği %90 civarındadır. Her ne kadar bu tip sistemler uzay ve UPS uygulamaları için geliştirilmiş olsa da, günümüzde bu sistemleri kullanan düşük maliyetli ticari cihazlar üretilme çalışmaları devam etmektedir. Halen 2kW / 6kWh gücündeki sistemler telekom uygulamalarında kullanılmaktadır. Küçük güçlü volan

enerji depolama sistemleri birbirlerine bağlanarak büyük çaptaki sistemler de kurulabilir (Hadjipaschalis ve ark. 2009).

2.4. Elektrokimyasal Kapasitörler

Elektrokimyasal kapasitörler elektrik enerjisini her biri elektrolit ve elektrot iyonlarının arasında yerleştirilmiş iki seri elektriksel çift tabaka kapasitöründe (EDLC) depolar. Şarj işlemi sadece birkaç angströmlük bir mesafede gerçekleşir. Bu cihazların kapasitansı ve enerji yoğunluğu, elektrolitik kapasitörlerden binlerce kat fazladır. Elektrotlar genellikle gözenekli karbon malzemesinden yapılıdır. Elektrolit ise hem sulu hem de organik bir malzeme olabilmektedir. Sulu kapasitörler düşük hücre voltajından dolayı düşük enerji yoğunluğuna sahip olmalarına rağmen daha ekonomiktirler ve geniş bir sıcaklık aralığında çalışabilirler. Bir elektrot için metal kullanan asimetric kapasitörlerin enerji yoğunluğu, simetric olan kapasitörlere göre oldukça fazladır ve daha az kaçak akımları vardır. Kurşun-asit piller ile kıyaslandığında elektrokimyasal kapasitörlerin daha düşük enerji yoğunluğuna sahip olmalarına rağmen pillerden on bin kat daha fazla çevrim yapabilmektedirler. Küçük çaptaki elektrokimyasal kapasitörler çok iyi geliştirilmiş olmasına rağmen enerji yoğunluğu 20 kWh/m³' ün üzerindeki sistemlerin hala geliştirilmeye ihtiyacı vardır (Gonzalez ve ark. 2012).

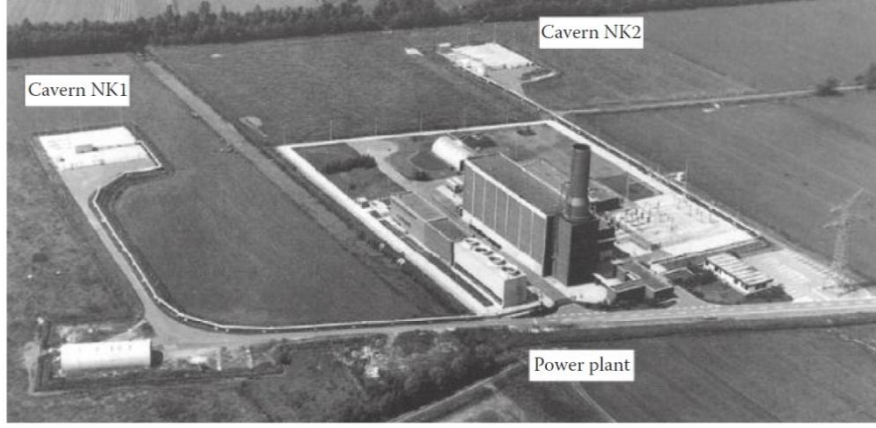
2.5. Pompalı Depolama

Klasik pompalı depolama sistemlerinde birbirleri arasında yükseklik farkı bulunan iki su deposu bulunur. Talebin az olduğu zamanlarda alt depodan su üst depoya basılır. İhtiyaç duyulmasında ise su ters yönde hareket ederek elektrik üretilmesi sağlanır. Bazı büyük barajlarda depolama sistemleri bulunmakta ve bu sistemler pompalı depolama olarak düşünülebilir. Aynı zamanda su basmış maden kuyularında ve diğer kuyular gibi yer altı pompalı depolama da teknik olarak mümkündür. Açık denizlerdeki sularda depo olarak kullanılabilir. 1999 yılında Japonya'da deniz suyunu kullanan bir pompalı

depolama sistemi inşa edilmiştir (Yanbaru, 30MW). Pompalı depolama sistemleri ilk kez 1890'ların başında İtalya'da ve İsviçre'de kullanılmıştır. 1933 yılına gelindiğinde ise iki yönlü motor-jeneratörlü türbinler kullanılmaya başlandı. Verimi arttırmak için günümüzde hızı ayarlanabilir makineler kullanılıyor. Pompalı depolama sistemleri neredeyse her boyutta yapılabilmekte ve deşarj zamanları birkaç saatten birkaç güne kadar değişebilmektedir. Verimleri %70 ila %85 arasında olmaktadır. Dünya genelinde 90 GW kapasiteli kurulu pompalı depolama sistemi bulunmakta bu kurulu güç dünya elektrik üretiminin %3'üne denk gelmektedir. Pompalı depolama sistemlerinin karakteristik özellikleri uzun inşaat zamanı ve yüksek ilk yatırım maliyetleridir (Chen ve ark. 2009).

2.6. Sıkıştırılmış Hava ile Enerji Depolama (SHED)

SHED sistemler diğer piller kadar basit bir enerji depolama sistemi değildir. Enerjiyi depolamak için önce hava yüksek basınçlara sıkıştırılır ardından depolanır. Bu yüksek basınçtaki hava türbin vasıtasıyla genişletilerek enerji üretilir. Bu sistemlerde kullanılan türbin diğer gaz türbinlerine göre %40 daha fazla elektrik üretebilir. Elektriğin ucuz olduğu, talebin az olduğu zamanlarda hava sıkıştırılır ve pik zamanlarda sıkıştırılan havadan elektrik üreterek şebekeye verilir. Sıkıştırılmış hava genellikle madenlerde, mağaralarda veya tuz kayalarında depolanır. Böyle bir deponun inşası 1.5 ila 2 yıl arasında sürebilir. 290 MW gücündeki ilk ticari SHED 1978 yılında Almanya'da kurulmuştur (Şekil 2.1).



Şekil 2.1. Almanya’ da kurulu olan Huntorf enerji depolama santrali (Succar ve ark. 2011)

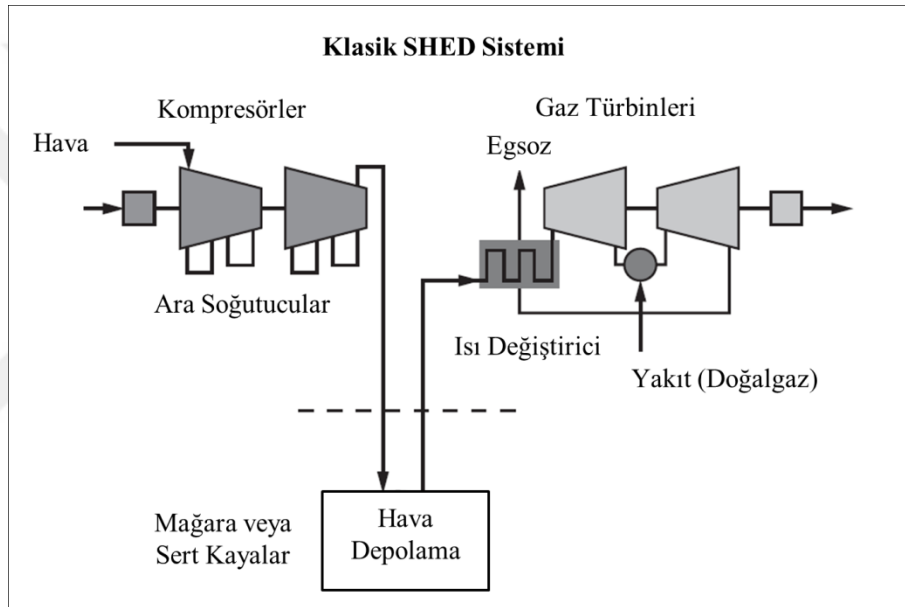
Bu santral, Kuzey Denizi’indeki nükleer birimlerin ilk devreye alınması sağlamak amacıyla kurulmuştur. Santralde 48 bar ile 66 bar arasında havanın depolandığı iki adet tuz mağarası bulunmaktadır. 1980’lerin başında gaz ve petrol fiyatlarının artmasıyla birlikte maksimum güç ihtiyaçlarında, SHED sistemler önemli bir kaynak olarak görülmüşlerdir. İkinci ticari SHED 1991 yılında Alabama’da kurulmuştur ve gücü 110 MW’dir. Bu santral tam kapasiteyle 26 saat çalışabilecek şekilde tasarlanmış ve 45 ila 74 bar basınçlar arasında çalışmaktadır (Succar ve ark. 2011). İnşaat 30 ay sürmüş ve 65 milyon dolara mal olmuştur (yaklaşık 591\$/kW). Bu sistem 14 dakikada devreye girebilmektedir.

2.7. SHED Sistemleri

SHED sistemleri ilk kullanılmaya başlanılmasından bu yana bu konu ile ilgili gerek farklı sistem tasarımları gerekse mevcut sistemlerin iyileştirilmesi üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Çalışmalarda genellikle sistem verimliliği üzerine durulmuştur.

2.7.1. Klasik SHED Sistemleri

İlk tasarlanan ve gerçek hayatta ticari olarak kullanılan SHED sistemleridir. Bu sistemde kompresörler tarafından sıkıştırılan hava mağaralarda saklanır ve enerji üretimi sırasında ise genişletilir (Şekil 2.2.). Bu sistemde, genişleme esnasında havanın sıcaklığı düştüğünden dolayı, türbinlere girmeden önce yakıt kullanılarak yanma sağlanmakta ve yüksek sıcaklık ve basınçtaki yanmış gazlar türbinden geçirilmektedir.



Şekil 2.2. Klasik SHED sisteminin elemanları

Yukarıda da bahsedildiği gibi bu tipte kullanımda olan iki SHED santrali bulunmakta ve bu santraller ile ilgili çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Raju ve ark. (2012) Huntorf santralini dinamik modelini yapmış ve mevcut veriler ile kıyaslamışlardır. Depolanan hava ile mağara duvarları arasındaki ısı transferinin önemli olduğu sonucuna varmışlar ve mağaranın davranışının izotermal veya adyabatik olarak düşünülmemeyeceğini söylemişlerdir. Khaitan ve ark. (2013) Matlab/Simulink ortamında santralin dinamik modelini oluşturmuşlar ve mevcut çalışma şartlarına yakın değerler elde etmişleridir. Kusnir ve ark. (2012), mağara malzemesi üzerinde daha detaylı bir ısı transferi analizi

yapmış ve mağara malzemesinin önemli bir parametre olduğunu göstermiştir. Enerji depolama konusunda önemli olan parametrelerden biri de depolamanın verimliliğidir. Bu nedenle mevcut kurulu olan santrallerin de verimi önem kazanmaktadır. Mevcut veriler kullanılarak yapılan bir çalışmada Huntorf santralının depolama verimi % 29, McIntosh santralının verimi ise % 36 olarak bulunmuştur. Gelişmiş adyabatik (AA - SHED) sistemlerin kullanılması ile verimin %70' lere kadar çıkabileceği öngörülmektedir (Elmegaard ve ark. 2010). Sıkıştırma ve genişleme proseslerinin izotermal olması durumunda depolama verimi %73' e kadar çıkabilmektedir (Kim ve ark. 2012). Konrad (2011)' ın McIntosh santralının verilerini kullanarak yaptığı ekserji analizinde genişleme sürecinde 2. Kanun veriminin çok düşük olduğunu hesaplamıştır. Yeni geliştirilen birçok SHED sistemin enerji ve ekserji analizleri yapılırken geleneksel SHED sistemlerinin çalışma prensibi referans alınır. Özellikle kurulu olan santrallerin verileri kullanılarak yeni geliştirilen sistemin ne kadar etkili olacağı belirlenmeye çalışılmıştır (Kim 2012, Elmegaard ve ark. 2010, Kim ve ark. 2012, Mohamadabadi ve ark. 2011).

Geleneksel SHED sistemlerini iyileştirmek için çeşitli fikirler sunulmaktadır. Bunlardan biri de genişleme sırasında havanın yanma odasında gönderilmeden önce nemlendirilmesidir. Bu sayede elde edilen gücün artacağı ve depolama gereksinimlerin düşürüleceği öngörülmektedir (Succar 2011). Linden (2006), yaptığı çalışmada, böyle bir sistemin kullanılmasıyla gerekli olan depolama kapasitesinin % 50 azalacağı ve çalışma kapasitesinin de % 50 artacağını öne sürmektedir. Najjar ve ark. (2006), geleneksel SHED sisteme göre nemlendirme işlemi ile çıkış gücünde % 14 artış, enerji oranında % 14 azalma ve verimde % 9 artış elde edilebileceğini göstermişlerdir. Nakhamkin ve ark. (2004), çıkış gücünde % 25 artış elde edilebileceğini söylemişlerdir.

Geleneksel SHED sistemlerinde karşılaşılan bir diğer problem de genişleme esnasında mağaralarda depolanan enerjinin tamamının kullanılamamasıdır. Yani mağarada sürekli belli bir basınçta hava bulunması gerekmektedir. Mağaralara alternatif olarak, özellikle yenilenebilir enerji kaynakları kullanan sistemlerde deniz veya okyanusun altında depolama tanklarının kullanılması önerilmiştir. Böyle bir sistemin veriminin % 65.9' a kadar çıkabileceği hesaplanmıştır (Park ve ark. 2012, Lim ve ark. 2012). Bazı firmaların verilerine göre verim % 95' e kadar çıkabilmektedir (Agrawal 2011).

Mevcut kurulu olan enerji depolama santrallerinin çevreye ve insanlara olan etkisi Wänn ve ark. (2012) tarafından incelenmiş ve Huntorf santralının çevreye olan zararının az olduğu ve CO₂ emisyonlarına olumlu etkisi olduğu gösterilmiştir. Bununla birlikte SHED sisteminin, enerji piyasasındaki arz talep dengesini düzenleyebileceği ve üreticilerin gelirlerinin arttırılabileceği de öngörülmektedir. Enerji piyasasındaki bu etkilerinin yanı sıra CO₂ emisyonlarında % 3 azalma olacağı hesaplanmıştır (Foley ve ark 2013). Drury ve ark. (2011), adyabatik SHED sistemlerinin getirisinin klasik SHED sistemlerine göre daha fazla olduğunu göstermiştir. Bununla birlikte adyabatik SHED için kullanılan komponentlerin maliyetlerinden dolayı geleneksel SHED sistemleri birçok piyasa için daha karlı olmaktadır. SHED sisteminin tasarımında kullanılan parçaların seçimi ve sistemin çalışma koşulları çok farklı şekilde olabilmektedir. Buradaki seçimler depolama gelirlerini direk olarak etkilerken, arbitraj gelirleri üzerine pek bir etkisi yoktur.

2.7.2. Küçük Ölçekli SHED Sistemleri

Depolamanın yapılacağı yere başka bir alternatif ise mağaralardaki hacme göre daha küçük hacimlerde tanklar imal edip havayı bu tankların içerisinde sıkıştırmaktır. Depolama kapasiteleri düşük olduğu için geleneksel SHED sistemlerine göre sistemin gücü de düşüktür (<10 MW). Bu tarz sistemlere küçük ölçekli SHED (KÖ-SHED) veya mikro SHED denilmektedir ve 20 yıl gibi bir çalışma ömürleri vardır (Chen ve ark. 2013). Yüksek basınçta (300 bar) havayı muhafaza etmek için karbon fiber yapıdaki tanklar kullanılabilir. Çevrim oranları oldukça yüksek olmakla birlikte verimleri % 50 ile kimyasal pillerin verimlerine yakın değerdedir (İbrahim ve ark. 2008). Kim ve ark. (2012) yaptıkları çalışmada verimi %73 hesaplamışlardır. Farklı SS-SHED sistem tasarımları için yapılan bir diğer çalışmada ise sistem verimleri % 44.7 ila % 74.4 arasında hesaplanmıştır. İzotermal hal değişiminin, adyabatik hal değişimine göre daha verimli olduğu gösterilmiştir (Kim 2012). Depolama hava tanklarında olduğundan dolayı bu tankların tasarımı da önem kazanmaktadır. Proczka ve ark. (2013), optimum tank tasımı için tankın uzunluğunun, çapının 3 katı ve dizayn basıncının genişleme ünitesinin minimum basıncının 3 katı olması gerektiğini söylemişlerdir.

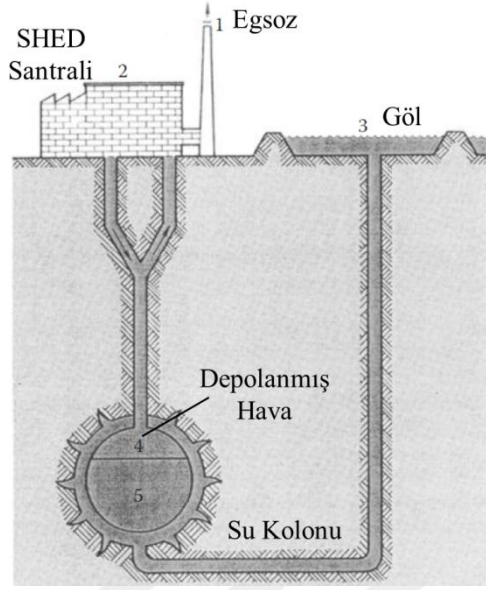
2.7.3. Gözenekli Ortam SHED Sistemleri

Sıkıştırılmış havayı, mağaralarda depolamaya alternatif olarak yeraltı su havzalarındaki veya tükenmiş hidrokarbon yataklarındaki gözenekli yapılarda depolama fikri ortaya atılmıştır. Hava gözenekli yapılarda depolandığı için gözenekli ortam SHED sistemi (PM-SHED) olarak adlandırılmaktadır. Bu tarz depolama seçeneğinin efektif bir depolama yöntemi olduğu hesaplanmıştır (Oldenburg 2013).

Sıkıştırılmış havayı, kimyasal adsorbentlerde depolama düşünülmüş, böylece ihtiyaç duyulan depolama hacmi önemli ölçüde azalacağı hesaplanmıştır. Adsorbent olarak genellikle zeolit kullanılmaktadır. Teorik olarak genişleme sürecinde ekstra bir enerjiye ihtiyaç duyulmamaktadır. Şarj esnasında zeolit ısınmakta, deşarj esnasında ise soğumaktadır. Bu özelliğini kullanarak sıcak ve soğuk ısı kaynakları kullanılarak tasarımlar yapmak mümkündür (Agrawal ve ark. 2011, Havel 2013).

2.7.4. Sabit Basınç SHED Sistemleri

Havanın genişlemesi esnasında, havanın depolandığı mağara veya tanklarda basınç düşmekte ve türbine giren havanın basıncı zamanla değişmektedir. Bunun etkilerini azaltmak için kısılma vanası kullanılarak hava akışını kontrol etmek olduğu düşünülmüştür. Böyle bir kısma işleminin yapılması ise kısılma esnasında kayıpların oluşmasına sebep olur ve sistem performansını etkiler. Depolanan yerdeki havanın basıncını, genişleme esnasında sabit kalmasını sağlayacak sistemler geliştirilmiştir. Bu tarz sistemlere sabit basınçlı SHED (SB-SHED) sistemleri denir. Basıncı sabit tutmak için hacim değişikliği gerekir, bunu sağlamak için de su kaynağından yararlanılır (Şekil 2.3).



Şekil 2.3. Sabit basınçlı bir SHED sistemi

Hava deposunun basıncı arttıkça depoya bağlı olan bir kanaldaki suyu da yukarıya doğru itecek ve deponun hacmi artacaktır. Genişleme esnasında ise depodan hava çıktıkça kanaldaki su depoya doğru hareket edecek ve depo içindeki basınç sabit kalacaktır (Succar 2011). Bu çalışma prensibi ile çeşitli tasarımlar yapılabilir (Kim 2012, Kim ve ark. 2011, Kim ve ark. 2012).

2.7.5. Taşınabilir SHED Sistemleri

Basınçlı havanın depolanması için bir diğer fikir de büyük çaplı ve uzun borular içinde havanın saklanmasıdır. Bu sayede çeşitli kaynaklardan (Güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, nükleer enerji vb.) elde edilen sıkıştırılmış hava borular vasıtasıyla kullanıcılara ulaştırılabilecektir. Genellikle sanayi bölgeleri ve üniversiteler gibi yerel bölgelerde bu sistemin kullanılması düşünülmektedir. Her alıcı kendi tesisinde bir türbin bulundurarak sıkıştırılmış havanın enerjisinden faydalanabilecektir. Bu sistemin bir diğer avantajı, havanın genişleme sırasında soğumasından faydalanarak binaların soğutma yükü karşılanabilecek olmasıdır. Genişleme sisteminde çeşitli tasarımlar yapılarak ısıtma

ihtiyacının da karşılanması mümkündür (Agrawal 2011, Mohamadabadi 2011). Bu tip sistemlere taşınabilir ya da dağıtımlı SHED (T-SHED, D-SHED) ismi verilir.

2.7.6. Adyabatik SHED Sistemleri

Hava, yüksek basınçtan ortam basıncına genişlerken sıcaklığı oldukça düşmekte ve hava içerisinde bulunan nem türbin kanatları üzerinde donmakta ve hem türbin zarar görmekte hem de genişleme prosesi verimsiz gerçekleşmektedir. Bu nedenle geleneksel SHED sistemlerinde hava, gaz türbinine girmeden önce ısıtılmaktadır. Bu ısıtma aşaması, enerji depolama için ekstra bir enerji ihtiyacı doğurmakta ve sistemin verimini düşürmekle birlikte CO₂ salınımlarından dolayı çevreye zarar vererek sürdürülebilir bir enerji depolama sistemi olmamaktadır. Genişleme sürecindeki bu gerekli ısıyı, sıkıştırma sürecinde havanın ısınmasından karşılanması düşünülmüş ve adyabatik tasarımlar (A-SHED) geliştirilmiştir (Succar 2011). Bu tarz sistemlerin verimlerinin % 70' in üzerinde olduğu hesaplanmaktadır (Agrawal ve ark. 2011, Elmegaard ve ark. 2010). Grazzini ve ark. (2008) termal enerji depolama (TED) ile SHED sistemlerini birlikte ele alıp termodinamik analizlerini yapmıştır. Bu tarz beş kademeli bir depolama sisteminin veriminin % 72' ye kadar çıkabileceğini hesaplamıştır. Kim ve ark. (2012) A-SHED sistemi için depolama verimlerini tek kademeli sistem için % 68, iki kademeli sistem için % 67 olarak hesaplamışlardır. Jubeh ve ark. (2012), iki kademeli A-SHED için verim, sıkıştırma oranı ile değiştiğini göstermişler ve düşük sıkıştırma oranlarında verimin daha yüksek olduğunu hesaplamışlardır. Bunun nedeninin sıkıştırma oranı arttıkça kompresör işinin, türbinden elde edilen işe göre daha fazla artması olduğunu söylemişlerdir. Yapılan hesaplamalara göre verim % 78' e kadar çıkabilmektedir. Hartmann ve ark. (2012), değişik A-SHED sistem konfigürasyonları üzerine yaptıkları simülasyon çalışmasında politropik hal değişimi olması durumunda verimin % 60 civarında olduğunu hesaplamışlardır. % 70 depolama verimine ancak izantropik kabuller altında ulaşabileceğini göstermişlerdir. En verimli konfigürasyonun iki kademeli A-SHED olduğunu hesaplamışlar ve verimi % 62'dir. Lim ve ark. (2012) daha basit bir termodinamik analiz yapmış ve verimi % 65.9 olarak hesaplamışlardır. Bu

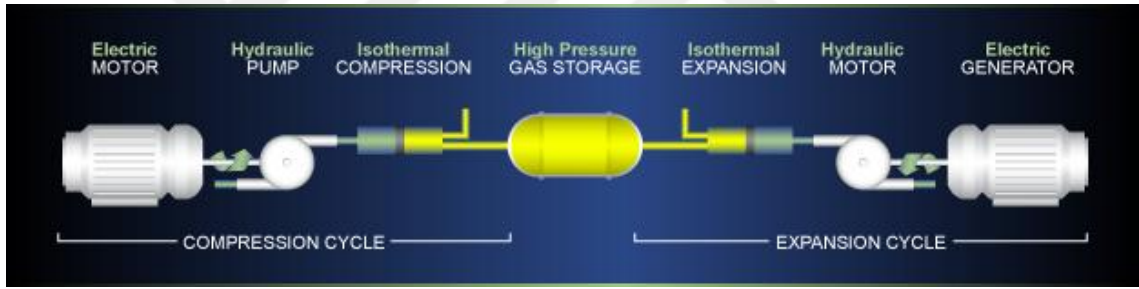
verimin, daha iyi kompresör ve türbin ve daha verimli ısı değiştircilerin tasarımıyla iyileştirilebileceğini belirtmişlerdir. Grazzini ve ark. (2012), kademe sayısının sistem performansına olan etkisini incelemişlerdir ve kademe sayısı arttıka verimin yükseldiğini göstermişlerdir.

Avrupa Birliği, kendi koyduğu çevresel ve enerji politika hedeflerine ulaşabilmek için enerji depolama sistemlerinin önemini görmüş ve A-SHED sistemini daha geliştirecek bir projeyi tamamlamıştır. Bu proje, A-SHED sisteminin önemli parçaları olan kompresör, türbin ve termal enerji depolama sistemlerinin ticari boyutta üretebilecek şekilde tasarımının ve testlerinin yapılması hedeflenmiştir. Yeni geliştirilen sistem ise “gelişmiş adyabatik” (GA-SHED) olarak isimlendirilmiştir (Anonim 2005). Bu proje ilk meyvelerini vermiş ve Almanya’ nın en büyük enerji üreticisi RWE, GA-SHED sistemi ile çalışan bir enerji depolama santrali kurmak için ADELE projesini başlatmıştır. Bullough ve ark. (2004) yaptığı çalışmada, GA-SHED sisteminin kullanılması ile Avrupa’ da en çok fayda sağlayacak olan ülkenin Hollanda olduğunu söylemiştir. Steta (2010), Avrupa elektrik piyasasındaki verileri kullanarak farklı sistem işletme senaryoları için sistem optimizasyonunu incelemiştir. Pickard ve ark. (2009), GA-SHED sistemlerinin verimlerinin %50’ den yüksek olması durumunda ekonomik olarak uygulanabilir olduğunu göstermiştir. Bununla birlikte bu tarz sistemlerin, pompalı enerji depolama (PED) sistemlerinden daha fazla ekonomik olmadığını söylemiştir. White (2011), GA-SHED sisteminin termal depolama kısmındaki termal ve basınç kayıplarını incelemiştir. Tek şarj veya deşarj durumunda, sürekli çalışma durumuna göre daha fazla kayıp olduğunu belirtmiştir. Isı transferi ve basınç kayıpları yüzey alanına bağlı olduğu için geometrik optimizasyonun yapılması gerekliliğini göstermiştir. Termal kayıpların, çalışma sıcaklıkları ile büyük bir ilişkisi olduğundan çalışma şartlarının da optimizasyonunun yapılması gerektiğini söylemiştir.

2.7.7. İzotermal SHED Sistemleri

Havanın genişlemesi esnasında ekstra bir yakıtı ihtiyaç duymayan bir başka enerji depolama sistemi de izotermal SHED sistemidir. Bu tip tasarlanan sistemlerde

sıkıştırma ve genişleme proseslerinde havanın sıcaklığı sabit kalmaktadır. Sabit sıcaklıkta hal değişimini elde etmek için sıkıştırma ve genişleme süreçleri yavaş bir şekilde yapılmakta, böylelikle havanın etrafıyla ısı alışverişi için yeterli zamanı olmaktadır. Böylelikle sıkıştırma için minimum iş gerekecek, genişleme sırasında ise maksimum iş elde edilebilir (Kim 2012, Agrawal 2011). İzotermal hal değişimi sağlamak için hava, bir pompa vasıtasıyla basılan bir akışkan tarafından sıkıştırılır (Şekil 2.2). Bu sıkışma işleminin gerçekleştiği pistonu “sıvı piston” ismi verilir. Isı transferini artırma için piston içine çubuklar da yerleştirilebilir (Li ve ark. 2011). Bu teknolojiyi kullanan sistemleri ticarileştirmek için çeşitli firmalar kurulmuş ve tasarımlar yapılmıştır. Tasarlanan bu sistemlerin verimleri %70 ile % 95 arasında değişmektedir (Agrawal 2011). Kim ve ark. (2012) yaptıkları çalışmada izotermal SHED sisteminin verimini %73 olarak hesaplamışlardır.



Şekil 2.4. Örnek izotermal SHED sistemi (Agrawal 2011)

Sıkıştırılmış hava elde etmek ve havayı genişletmek için kompresör veya gaz türbini kullanmak yerine, suyu bir mağaraya gönderecek olan bir pompa kullanmanın daha avantajlı olacağı öne sürülmüştür. Su bir pompa ile mağaraya gönderilir ve mağaradaki havanın hacmi düşürülerek basıncının artması sağlanır. Deşarj durumunda ise pompa bir türbin olarak çalışır ve sıkıştırılmış havanın ittiği sudan faydalanarak enerji üretilir (Petersen ve ark. 2013).

SHED sistemlerinin kullanılması, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını, projelendirilmesini ve fizibilitesini olumlu yönde etkileyecektir. Ekonomik açıdan yenilenebilir enerji açısından uygun olmayan bölgeler SHED sistemlerinin kullanılması

ile ekonomik duruma gelecektir. Bunun yanında, düzensiz yapıda olan yenilenebilir enerji kaynaklarının (rüzgar ve güneş gibi) daha kararlı çalışmalar sağlanabilmektedir. Bullough ve ark. (2004), AA-SHED sistemlerinin rüzgar enerjisinin dengelenmesinde ve pik yüklerin karşılanmasında önemli rol oynayacağını ve rüzgar enerjisinin kullanılmasını da arttıracığını söylemektedir. Rüzgar enerjisinin SHED sistemler ile birlikte kullanımı genelde bilgisayar programları ile termodinamik ve ekonomik analizleri yapılarak incelenmektedir. Dahraie ve ark. (2012), Matlab programını kullanılarak yaptıkları hesaplamalarda, rüzgar enerjisindeki düzensizliği SHED sistem ile giderilebileceği sonucuna varmışlardır. Manchester ve Swan (2013), bir rüzgar santralının verilerini kullanarak SHED sistemin faydalarını incelemiştir. Elektrik ihtiyacının az olduğu zamanlarda depolanması ve ihtiyaç halinde kullanılması şeklinde çalışan bir SHED sisteminin rüzgar santralının gelirini % 30 arttıracaklarını Matlab – Simulink programı yardımıyla hesaplamışlardır. Greenblatt ve ark. (2007) SHED sisteminin kullanılmasının rüzgar santrallerinin kapasite faktörünü % 90'a kadar arttırabileceğini hesaplamışlardır. Buna karşın Salgi ve Lund (2006, 2008), EnergyPlan bilgisayar modelini kullanarak yaptıkları çalışmada, Huntorf ve Alabama' daki SHED sistemlerinin rüzgar enerjisinin yaygınlaşmasına bir katkısı olmadığını ve SHED sistemlerin tek başına rüzgar santrallerindeki fazla üretimin etkisini ortadan kaldıramayacağını öne sürmüşlerdir. SHED sistemin kapasitesi için de optimizasyon yapmışlar ve rüzgar santrali gücünün % 55'i kadar olması gerektiğinin söylemişlerdir. SHED sistemi ile birlikte çalışan bir doğalgaz santrali (iki modlu SHED) ile elektrik talebinin daha etkin karşılanabileceği düşünülmüş ve bunun üzerine simülasyon çalışmaları yapılmıştır. Zafirakis ve Kaldellis (2010) ve Zafirakis ve Chalvatzis (2014) Crete adasındaki rüzgar türbinlerindeki verileri kullanarak yaptıkları çalışmada iki modlu SHED sistem için 2 önemli parametre olduğunu söylemişlerdir: pik yükte talep edilen enerji ve depolama kapasitesi. Ayrıca bu tarz bir depolama sisteminin rüzgar santrallerindeki elektrik üretim fiyatlarının düşürdüğünü ve santralin daha fisibıl olduğunu göstermişlerdir. Mason ve Archer (2012), iki modlu SHED ile konvansiyonel SHED sistemlerini karşılaştırmış ve doğalgaz ile çalışan iki modlu SHED sisteminin daha ekonomik olduğunu buna karşın konvansiyonel SHED sistemindeki CO₂ salınımlarının daha düşük olduğunu hesaplamışlardır. Marcogiannakis ve ark (2012), farklı rüzgar potansiyellerine göre iki modlu SHED sistemlerini karşılaştırmışlar ve

rüzgar potansiyeli arttıkça yakıt tüketiminin azaldığını bulmuşlardır. Sedighnejad ve ark. (2011), Matlab programı kullanarak dizel jeneratörü ve SHED sistemin birlikte çalıştığı hibrid bir sistem için hesaplamalar yapmıştır. SHED sisteminin doğru boyutlandırılması ve uygun çalışma basıncının seçimi ile rüzgar enerjisi kullanımının artacağını bulmuşlardır. Kompresör basıncı artırılarak enerji ihtiyacındaki açık kapatılabileceğini söylemişlerdir.

SHED sistemlerin güneş enerjisi ile birlikte kullanılması ile ilgili çalışmalar rüzgar enerjisi kadar yaygın değildir. Mason ve ark. (2008), SHED sistemlerin fotovoltaik sistemler ile kullanımı hakkında detaylı çalışma yapmışlardır. Temel yükte ve pik yükte olmak üzere iki farklı durum için sistemin ekonomik değerlendirmesini yapmışlardır. Fthenakis ve ark. (2009), ABD için PV-SHED sistemlerinin potansiyellerini incelemişler ve 2050 yılında toplam elektrik ihtiyacının % 69' unu ve toplam enerji ihtiyacının % 35' ini bu tarz sistemlerden karşılayabileceğini hesaplamışlardır. Marano ve ark. (2012), rüzgar enerjisi, güneş enerjisi ve SHED sistemlerinin bir arada kullanıldığı hibrid bir sistemin modellemesini yapmışlardır. Bu çalışmanın sonucuna göre SHED sistemler yenilenebilir enerji kaynaklarının ekonomik varlığını arttırmakta ve CO₂ emisyonlarını düşürmektedir. Bununla birlikte maliyetler % 80' e kadar azalmaktadır.

Bu çalışmada, sıvı piston ile çalışan bir sıkıştırılmış hava ile enerji depolama sisteminin tasarımı, imalatı yapılmış, sisteme etki eden parametreler deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Sistemin çalışma durumundaki kontrollü için algoritma oluşturulmuş ve otomasyon programları yardımıyla kontrol edilmiştir. Çalışmanın önemli bir kısmı sıkıştırmanın daha verimli olabilmesi üzerine olmuştur. Sıkıştırılmış hava ile enerji depolama sistemlerinde, sıkıştırma işlemi ne kadar verimli olursa sistem verimi de o kadar yüksek olmaktadır. Deneysel çalışmalar kapsamında sistemde kullanılan her bir parçanın verimleri hesaplanmaya çalışılmış ve toplam sıkıştırma verimi bulunmuştur.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Sıvı piston ile havanın sıkıştırılması, 3 farklı şekilde incelenmiştir. Deneysel sistemin tasarımı sürecinde, sistemin işleyişini ve etkili olan parametreleri belirleyebilmek amacıyla C programlama dili kullanılarak sistemin modellenmesi yapılmıştır. Daha sonra 111M015 nolu TUBİTAK projesi kapsamında imal edilen deney düzeneği kullanılarak laboratuvar ortamında deneyler yapılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), kullanılarak farklı şartlar ve farklı silindir geometrileri için sıkıştırma performansı incelenmiştir. Sıkıştırılmış havadan enerji üretmek için hava motoru kullanılan bir deney düzeneği tasarlanmış ve üzerinde çalışmalar yapılmıştır.

111M015 nolu TUBİTAK projesi kapsamında, 1.5 kW depolama kapasitesine sahip özgün bir sıvı piston kullanan SHED sisteminin tasarımı ve imalatı yapılmıştır. Tasarım ve üretim esnasında mümkün olduğu kadar yerli malzemeler kullanılmaya çalışılmıştır. Sıvı pistonlarının ve hava depolama tanklarının boyutlandırılması ve imalatı Türkiye’de yapılmıştır. Laboratuvar ortamında testler yapılmış ve birçok noktadan sıcaklık, basınç ve konum bilgileri kaydedilmiştir. Sistemde bulunan sensörlerin ve pnömatik ve hidrolik akış kontrol valflerin kontrolü programlanabilir mantıksal denetleyici (PLC) ile yapılmış ve bütün veriler anlık olarak bilgisayar üzerinden takip ve kayıt edilebilmektedir. Farklı çalışma koşullarında sistem oluşan basınçlar ve sıcaklıklar takip edilmiş ve böyle bir sistem üzerine etki eden parametreler belirlenmeye çalışılmıştır. Elektrik motoru ve hidrolik pompanın etkisinin çok fazla olduğu görülmüştür. Sistemdeki gerek kaçaklar gerekse borular ve valflerdeki basınç kayıplarının da önemli ölçüde sistem performansını etkilediği söylenebilir.

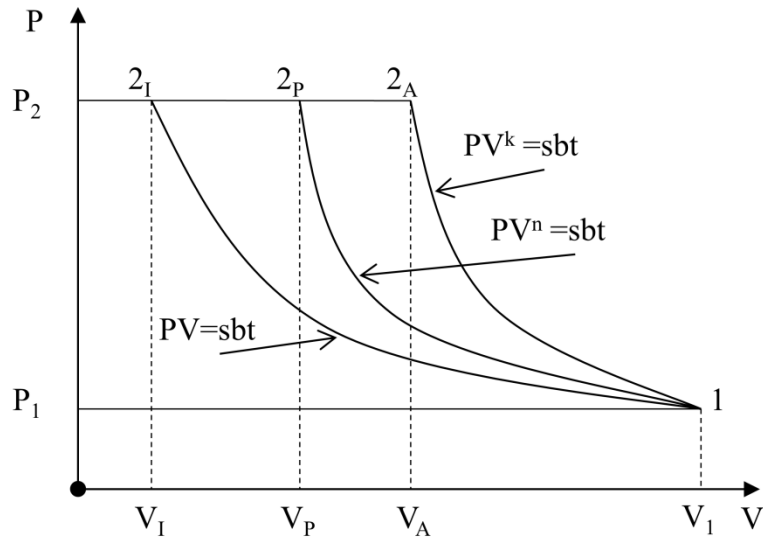
Matematiksel model oluşturularak sisteme etki eden parametrelerin ve çalışma koşullarının etkisinin belirlenmesini amaçlanmıştır. Hesaplamalarda, temel izantropik hal değişim denklemleri, ideal gaz yasası ve temel ısı transferi denklemlerinden faydalanılmıştır. Hesaplamalar her bir zaman adımı için yapılmış ve sıvı piston ve hava tankları içerisindeki havanın özellikleri belirlenmiştir. Zaman adımı olarak 0.001 s gibi çok ufak bir zaman seçilmiştir. Sistem verimi, havanın özellikleri hesaplanmış ve farklı kontrol yaklaşımlarının sistem üzerindeki etkisi incelenmiştir.

HAD, analizlerinde sınırlardan biri hareket ettiği için dinamik ağ yapısı kullanılmış ve bu hareket tanımlayabilmek için kullanıcı tanımlı fonksiyonlardan faydalanılmıştır. Havanın pistonlar içerisindeki davranışı belirlenmiş ve piston iç yüzeyi üzerindeki ısı taşınım katsayıları hesaplanmıştır.

3.1. Hava Hal Değişimlerinin Termodinamik Analizi

3.1.1. Sıkıştırılmış Havanın Termodinamiği

İdeal bir gazın, 1 halinden, daha yüksek bir basınç değerine (2 haline) sıkıştırılması işlemi Şekil 3.1' de gösterilmiştir. Bu şekilde 1 – 2I, hal değişiminin sabit sıcaklıkta yani izotermik olmasını, 1 – 2A, sistemin çevresiyle herhangi bir ısı alışverişinde bulunmadığı tersinir-adyabatik yani izentropik sıkıştırma olmasını ve 1 – 2P, hem sıcaklık değişimi hem de ısı alışverişinin olduğu politropik hal değişimlerini göstermektedir.



Şekil 3.1. Farklı sıkıştırma hal değişimi süreçlerinde basıncın hacimle değişimi

İzotermik sıkıştırımda hava sıcaklığı sabit kalır. $T = T_1 = T_2 = \text{sabit}$ olduğundan

$$PV = mRT = \text{sabit} \quad (3.1)$$

veya

$$\frac{P_1}{\rho_1} = \frac{P_2}{\rho_2} = RT = \text{sabit} \quad (3.2)$$

olur.

Kapalı bir sistemde Termodinamiğin birinci yasasını uygularsak;

$$\delta Q - \delta W = \Delta E \quad (3.3)$$

Burada sistemin potansiyel ve kinetik enerjisinde değişimler ihmal edilirse

$$\Delta E = \Delta U = mc_v(T_1 - T_2) = 0 \quad (3.4)$$

olacaktır. Bu durumda

$$\delta W = \delta Q \quad (3.5)$$

yazılabilir. Hal değişimi sırasında yapılan iş:

$$\int_1^2 \delta W = \int_1^2 P dV \quad (3.6)$$

$$W_{12} = \int_{V_1}^{V_2} P_1 V_1 \frac{dV}{V} = P_1 V_1 \ln V \Big|_{V_1}^{V_2} = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = P_1 V_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (3.7)$$

İzantropik sıkıştırmada hal değişimi tersinir ve adyabatiktir, hal değişimi esnasında entropi sabit kalır. $s = s_1 = s_2 = \text{sabit}$ olacaktır. İzantropik hal değişimi için hal denklemleri:

$$PV = mRT \quad (3.8)$$

$$PV^k = \text{sabit} \quad (3.9)$$

yada

$$\frac{P}{\rho^k} = \frac{P_1}{\rho_1^k} = \frac{P_2}{\rho_2^k} = \text{sabit} \quad (3.10)$$

Kapalı bir sistemde Termodinamiğin birinci yasadını uygularsak

$$\delta Q - \delta W = \Delta E \quad (3.11)$$

yazılabilir. Sistem adyabatik olduğu için $\delta Q=0$ dır. Burada sistemin potansiyel ve kinetik enerjisinde değişimler ihmal edilirse

$$\Delta E = \Delta U = mc_v(T_1 - T_2) \quad (3.12)$$

olacaktır. Bu durumda

$$-\delta W = \Delta E = \delta Q \quad (3.13)$$

yazılabilir. Hal değişimi sırasında yapılan iş:

$$\int_1^2 \delta W = \int_{V_1}^{V_{2A}} P dV \quad (3.14)$$

$$W_{12} = \int_{V_1}^{V_2} P_1 V_1^k \frac{dV}{V^k} = P_1 V_1^k \frac{V^{1-k}}{1-k} \Big|_{V_1}^{V_{2A}} = P_1 V_1^k \frac{1}{1-k} (V_{2A}^{1-k} - V_1^{1-k}) = \frac{P_2 V_{2A} - P_1 V_1}{1-k} \quad (3.15)$$

Aynı hacimsel küçülme durumunda; hava sıcaklığının da artması nedeniyle basınç, adiyabatik olarak sıkışan havada, izotermik sıkıştırmaya göre daha fazla artmaktadır. Bu nedenle; herhangi bir P_2 basınç değerine ulaşıldığında, adiyabatik sıkışmadaki hacim küçülmesi daha az olmaktadır. Başka bir ifade ile sıkıştırılan basınçtaki gaz hacmi adiyabatik sıkıştırmada daha fazla olmaktadır.

Politropik sıkıştırmada hal değişim denklemleri:

$$PV = mRT \quad (3.16)$$

$$PV^n = \text{sabit} \quad (3.17)$$

Yada

$$\frac{P}{\rho^n} = \frac{P_1}{\rho_1^n} = \frac{P_2}{\rho_2^n} = \text{sabit} \quad (3.18)$$

Kapalı bir sistemde Termodinamiğin birinci yasasını uygularsak

$$\delta Q - \delta W = \Delta E \quad (3.19)$$

yazılabilir. Sistem adyabatik olduğu için $\delta Q=0$ dır. Burada sistemin potansiyel ve kinetik enerjisinde değişimler ihmal edilirse

$$\Delta E = \Delta U = mc_v(T_1 - T_2) \quad (3.20)$$

olacaktır. Bu durumda

$$-\delta W = \Delta E = \delta Q \quad (3.21)$$

yazılabilir. Hal değişimi sırasında yapılan iş:

$$\int_1^2 \delta W = \int_{V_1}^{V_{2A}} P dV \quad (3.22)$$

$$W_{12} = \int_{V_1}^{V_2} P_1 V_1^n \frac{dV}{V^k} = P_1 V_1^n \frac{V^{1-n}}{1-n} \Big|_{V_1}^{V_{2A}} = P_1 V_1^n \frac{1}{1-n} (V_{2A}^{1-n} - V_1^{1-n}) = \frac{P_2 V_{2A} - P_1 V_1}{1-n} \quad (3.23)$$

Bu durumda sistem ve çevresi arasındaki ısı alışverişi:

$$Q_{12} = \frac{k-n}{1-n} c_v (T_2 - T_1) \quad (3.23)$$

bağıntısı ile hesaplanacak şekilde gerçekleşir. Politropik üs $1 < n < k$ aralığında kalır. Adyabatik sıkıştırma mutlak sıkıştırma işinin izotermik sıkıştırmadaki mutlak sıkıştırma işinden daha küçüktür (Şekil 3.1). Buna rağmen; adyabatik sıkıştırma kompresör işi, izotermik sıkıştırmadaki kompresör işinden daha büyüktür. Bu durum, adyabatik sıkıştırma süpürme işinin daha fazla olmasından kaynaklanır. Çünkü adyabatik sıkıştırma, sıkışmış hava hacmi daha fazladır. Adyabatik olarak sıkışırken ısınan havayı aynı sıcaklıkta kullanmak mümkün değildir. Ayrıca, hava tüketileceği yere gidene kadar kendiliğinden soğur. Tüketilen hava sıcaklığı hemen hemen, kompresörün emdiği hava sıcaklığında olmaktadır.

Yukarıdaki hal değişimleri incelendiğinde her üç hal değişiminde (P_1 ve P_2) basınçları aynı değerde tutulduğu göz önüne alındığında aşağıdaki sonuçları çıkarabiliriz:

- i. $\rho_I > \rho_P > \rho_A$ sıkıştırma sonucunda en küçük yoğunluk izantropik hal değişiminde olur.
- ii. $V_A > V_P > V_I$ sıkıştırma sonucunda en küçük hacim izotermik hal değişiminde olur.
- iii. Gazın P_1 basıncından P_2 basıncına sıkıştırılmasında kullanılan enerji gazın hal değişimine bağlıdır ve genel olarak yapılan iş $\delta W_I > \delta W_P > \delta W_A$ şeklinde gerçekleşir.
- iv. Gazın P_1 basıncından P_2 basıncına sıkıştırılmasından sonra sabit P_2 basıncı altında bir depoya basıldığını düşünelim. Şekil 3.1 den de görüleceği üzere en az toplam iş izotermik hal değişimli sıkıştırma halinde kullanılır. Bu durumda $\sum W_A > \sum W_P > \sum W_I$ olur.

$$\sum W_A = \delta W_A + V_A (P_2 - P_1) \quad (3.24)$$

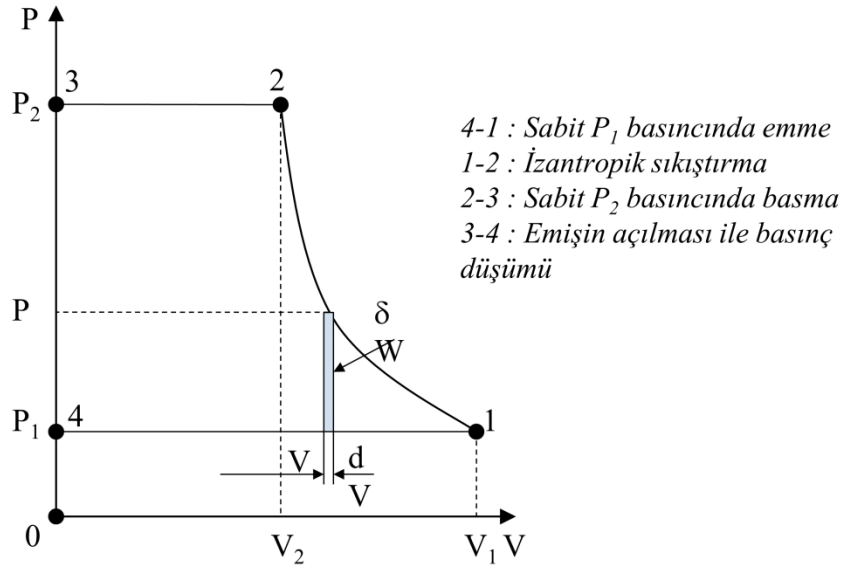
$$\sum W_P = \delta W_P + V_P (P_2 - P_1) \quad (3.25)$$

$$\sum W_I = \delta W_I + V_I (P_2 - P_1) \quad (3.26)$$

Dolayısıyla; adyabatik olarak sıkışan hava hacminden (V_A) ancak, izotermik sıkışan hava hacmi (V_I) kadarı daha sonra faydalı olmakta, hacimler arasındaki farkın piston tarafından silindir içinden süpürülmesi esnasında yapılan iş bir enerji kaybı olarak ortaya çıkmaktadır. İşte bu enerji kaybı basınçlı havayı pahalı yapan etkenlerden biridir. Bu enerji kaybını önlemek için sıkıştırmada havanın ısınmasını önlemek için havanın sıkıştırılırken soğutulması sağlanarak mümkün olduğunca izotermik eğriye yaklaşmak gerekir.

3.1.2. Sıkıştırma Çevrimi

Ölü hacimsiz bir pistonlu kompresörde havanın hal değişimi Şekil 3.2 de gösterilmiştir.

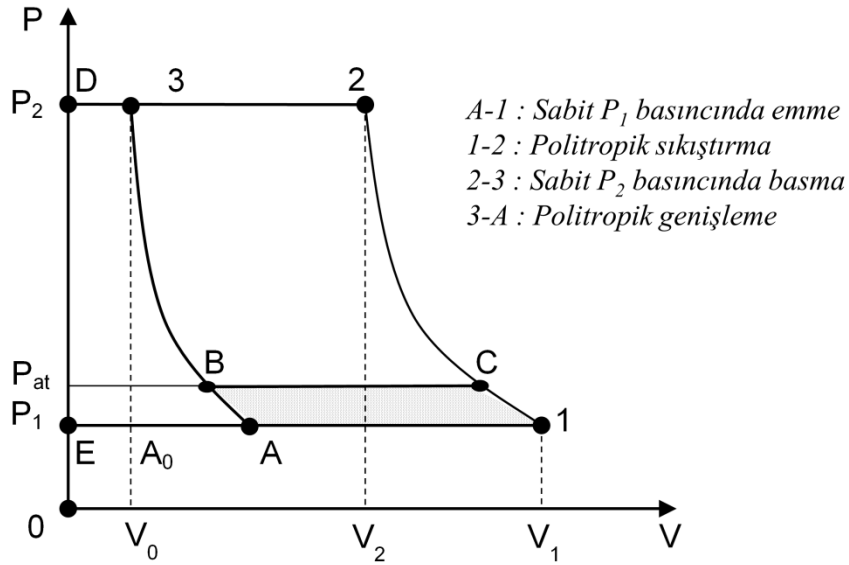


Şekil 3.2. Sıkıştırma çevriminde basıncın hacimle değişimi

Şekil 3.2. de yer alan hal değişimlerini kullanarak çevrim boyunca yapılan iş her bir hal değişim eğrisinin altında kalan alanlar yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\Delta W_{4-4} = \left(\frac{n}{1-n}\right)(P_2V_2 - P_1V_1) = \left(\frac{n}{1-n}\right)P_1V_1 \left[\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \left(\frac{n}{n-1}\right)P_1V_1 \left[1 - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (3.27)$$

Ölü hacimli bir pistonlu kompresörde bir çevrim boyunca havanın hal değişimi Şekil 3.3' de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Sıkıştırma çevriminde basıncın hacimle değişimi

$V_{st} = V_1 - V_0$ kadar olacağı beklenir ancak ölü hacimli (V_0) durumda silindir içinde basma basıncında kalan hava politropik olarak 3-A hattı boyunca silindir içindeki basınç P_1 emme basıncına eşit oluncaya kadar genişlediği kabul edildiğinde emme periyodu A-1 boyunca gerçekleşir. Bu durumda silindire giren gaz hacmi $\Delta V = V_1 - V_A$ olacaktır.

3-A hal değişimi politropik olduğu göz önüne alınırsa:

$$V_A = V_0 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{1/n} \quad (3.28)$$

$$\eta_V = \frac{\Delta V}{V_{st}} = \frac{V_1 - V_A}{V_{st}} = \frac{V_{st} + V_0 - V_A}{V_{st}} \quad (3.29)$$

$$\varepsilon = \frac{V_{st} + V_0}{V_0} \rightarrow \frac{V_{st}}{V_0} = \varepsilon - 1 \quad (3.30)$$

$$\eta_V = \frac{V_{st} + V_0}{V_0} \frac{V_0}{V_{st}} - \frac{V_A}{V_{st}} = \varepsilon \frac{V_0}{V_{st}} - \frac{V_0}{V_{st}} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{1/n} = \frac{V_0}{V_{st}} \left[\varepsilon - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{1/n} \right] \quad (3.31)$$

$$\eta_V = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[\varepsilon - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{1/n} \right] \quad (3.32)$$

Politropik hal değişimli ideal bir çevrim sırasında kullanılan mekanik enerjiyi belirlemek için Şekil 3.3' teki çevrimi iç içe ölü hacimsiz iki çevrim olarak ele alırsak:

E12DE çevrimindeki iş:

$$\Delta W_I = \left(\frac{n}{n-1} \right) P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \left(\frac{n}{n-1} \right) P_1 (V_{st} - V_0)_1 \left[1 - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (3.33)$$

EA3DE çevrimindeki iş:

$$\Delta W_{II} = \left(\frac{n}{n-1} \right) P_1 V_A \left[1 - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (3.34)$$

A123A çevrimindeki iş:

$$\Delta W = \Delta W_I - \Delta W_{II} \quad (3.35)$$

$$\Delta W = \left(\frac{n}{n-1}\right) P_1 (V_{st} - V_0) \left[1 - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - \left(\frac{n}{n-1}\right) P_1 V_A \left[1 - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (3.36)$$

$$\Delta W = \left(\frac{n}{n-1}\right) P_1 \left[1 - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \left\{ (V_{st} - V_0) - V_0 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{1/n} \right\} \quad (3.37)$$

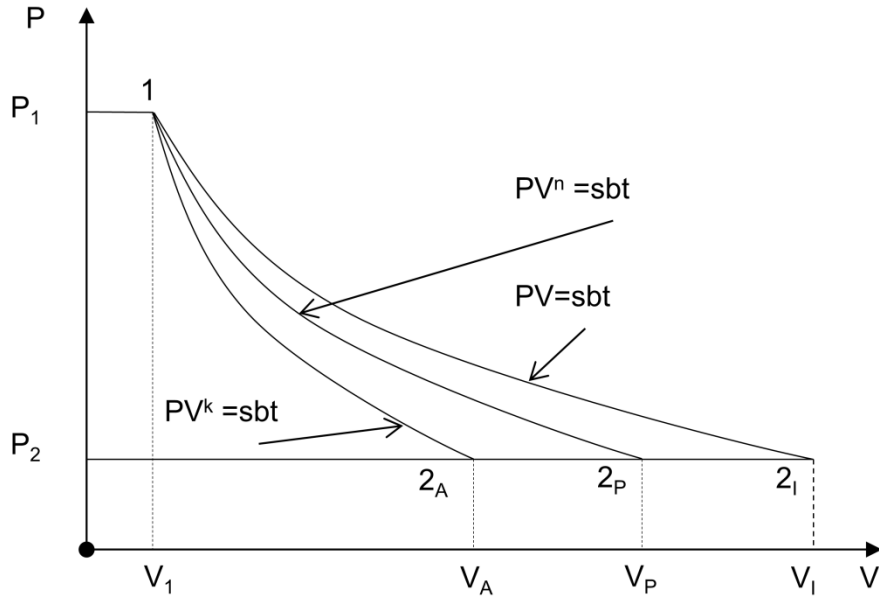
$$\Delta W = \left(\frac{n}{n-1}\right) P_1 V_0 \left[1 - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \left\{ \varepsilon - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{1/n} \right\} \quad (3.38)$$

$$\Delta W = \left(\frac{n}{n-1}\right) P_1 V_0 \left[1 - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \frac{V_{st}}{V_0} \eta_V \quad (3.39)$$

$$\Delta W = \left(\frac{n}{n-1}\right) P_1 V_{st} \eta_V \left[1 - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (3.40)$$

olarak bulunur.

İdeal bir gazın P_1 basıncından P_2 basıncına genişlemesi durumundaki hal değişimi Şekil 3.4' te verilmiştir. Hal değişiminin sabit sıcaklıkta yani izotermik (1-2_i) olması, sistemin çevresiyle herhangi bir ısı alışverişinde bulunmadığı tersinir-adyabatik(1-2_A) yani izentropik ve hem sıcaklık değişimi hemde ısı alışverişinin olduğu politropik (1-2_P) sıkıştırmada hal değişimleri aynı PV diyagramı üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Farklı genişleme hal değişimi süreçlerinde basıncın hacimle değişimi.

Aynı hacimsel genişleme durumunda; sıcaklığının da azalması nedeniyle basınç, adiyabatik olarak genişleyen havada, izotermik genişlemeye göre daha fazla düşecektir. Bu nedenle; herhangi bir P_2 basınç değerine ulaşıldığında, adiyabatik genişlemedeki hacim artması daha az olmaktadır. Başka bir ifade ile, azalan basınçtaki gaz hacmi adiyabatik genişlemede daha az olmaktadır. Adiyabatik genişlemede mutlak genişleme işinin izotermik genişlemedeki mutlak genişleme işinden daha küçüktür. Buna rağmen; adiyabatik genişlemede genişleme işi, izotermik genişlemede genişleme işinden daha büyüktür. Bu durum, adiyabatik genişlemede süpürme işinin daha fazla olmasından kaynaklanır. Çünkü adiyabatik genişlemede, genişlemiş hava hacmi daha azdır. Adiyabatik olarak genişlerken soğuyan havayı aynı sıcaklıkta kullanmak mümkün değildir. Ayrıca, hava tüketileceği yere gidene kadar çevreden olan ısı transferi nedeniyle kendiliğinden ısınır. Yukarıdaki hal değişimleri incelendiğinde her üç hal değişiminde (P_1 ve P_2) basınçları aynı değerde tutulduğu göz önüne alındığında aşağıdaki sonuçları çıkarabiliriz:

- i. $\rho_I < \rho_P < \rho_A$ genişleme sonucunda en küçük yoğunluk izotermik hal değişiminde olur.
- ii. $V_A < V_P < V_I$ genişleme sonucunda en küçük hacim adiyabatik hal değişiminde olur.

iii. Gazın P_1 basıncından P_2 basıncına genişlemesinde sistemden alınan iş gazın hal değişimine bağlıdır ve genel olarak gaz tarafından yapılan iş $\delta W_I > \delta W_P > \delta W_A$ şeklinde gerçekleşir.

iv. Gazın P_1 basıncından P_2 basıncına genişlemesinden sonra sabit P_2 basıncı altında boşaltıldığını düşünelim. Şekil 3.4 den de görüleceği üzere en az toplam iş izantropik hal değişimli genişleme halinde elde edilir. Bu durumda $\sum W_A < \sum W_P < \sum W_I$ olur.

Burada;

$$\sum W_A = \delta W_A + P_2(V_A - V_1) \quad (3.41b)$$

$$\sum W_A = \delta W_A + P_2(V_P - V_1) \quad (3.42b)$$

$$\sum W_A = \delta W_A + P_2(V_I - V_1) \quad (3.43b)$$

P_2 basıncına kadar genişleyen hava hacminden başlangıç hava hacmi V_1 kadarı daha sonra faydalı olmakta, hacimler arasındaki farkın piston tarafından silindir içinden süpürülmesi esnasında yapılan iş bir enerji kaybı olarak ortaya çıkmaktadır.

3.2. Deneysel Çalışma

Bu tez kapsamında, havayı sıkıştırarak depolayan ve ihtiyaç halinde sıkıştırılmış havadan enerji üretecek olan bir sistem üzerinden çeşitli ölçümler alınmıştır. Havanın daha verimli sıkıştırılması ve genişlemesi için sıvı pistonlar tercih edilmiştir. Enerji üretimi için sıvı pistonların ve hidrolik motorun yerine alternatif olarak sıkıştırılmış havadan direk olarak elektrik enerjisi üretecek olan hava motoru ve jeneratörden oluşan başka bir sistem daha kurulmuştur.

3.2.1. Deney Düzeneği ve Çalışma Prensibi

111M015 nolu TUBİTAK projesi kapsamında, sıvı pistonlu ve izotermal şartlarda sıkıştırma yapacak şekilde tasarlanan, sıkıştırılmış hava ile enerji depolayan bir sistem kurulmuştur. Sistem 1.5 kWh' lik enerji deoplama kapasitesine ve 4 kW gücüne sahiptir. Sıkıştırılan hava, dört adet 60 lt' lik tanklar (Şekil 3.5) kullanılarak depolanmıştır.



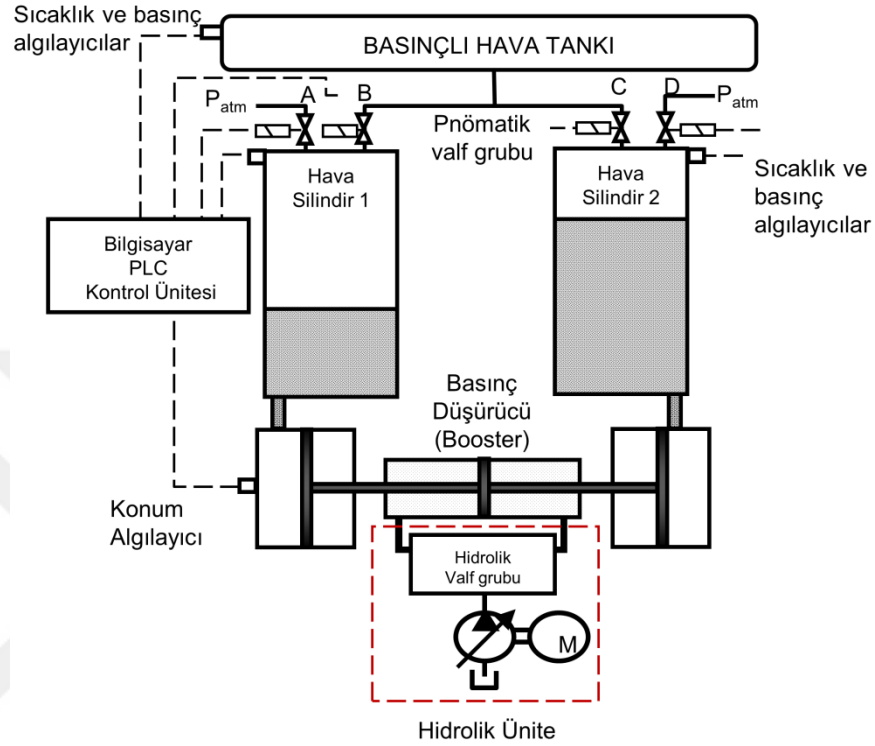
Şekil 3.5. Basınçlı hava depolama tankları

Sistemin şematik diyagramı Şekil 3.6' da verilmiştir. Elektrik motoru ile tahrik olan hidrolik pompa, hidrolik yağı yüksek basınçta basınç düşürücü' ye (booster) pompalamaktadır. Basınç düşürücünün içerisinde farklı basınçlarda iki hidrolik yağ bulunmaktadır. Bunlardan biri pompadan gelen yüksek basınçlı yağ ve diğeri silindirler içerisinde bulunan düşük basınçtaki yağdır. Silindirler içerisindeki yağın basıncı, basınç düşürücüde bulunan hidrolik silindirlerin alanlarının oranından dolayı pompa basıncının yaklaşık 1/3'ü kadar olmaktadır. Yağ, 1 numaralı hava silindirinin içerisine girmekte ve bu silindir içerisindeki yağ seviyesi yükselmektedir. 1 numaralı hava silindiri içerisinde

yağ seviyesi yükselirken, silindir üzerindeki A ve B pnömatik valfleri kapalı pozisyonda durmakta böylece silindir içerisindeki hava sıkışmaktadır. Bu sırada D valfi açık pozisyonda olan 2 nolu hava silindiri içindeki yağ seviyesi düşmektedir. Böylelikle ortamdaki silindir içine hava girişi sağlanmaktadır. 1 nolu silindir içerisindeki havanın hacminin küçülmesinden dolayı basıncı artacak ve hava tankı ile silindir içerisindeki havanın basınçları eşit olduğunda tank ile hava silindiri arasında olan B valfi açılarak silindir içerisindeki havanın tank içerisine girmesi sağlanacaktır. Silindir içindeki yağ seviyesi daha önceden belirlenen bir üst limite geldiğinde 1 numaralı silindir içindeki hava için sıkıştırma işlemi sona erer. Aynı zamanda 2 nolu silindir içindeki yağ seviyesi de en alt seviyededir. Bir sonraki adımda, yön valfleri ile akışın yönü değiştirilir ve 2 nolu silindir içindeki hava sıkıştırılmaya başlanır. Bu anda, A valfi açık ve açık olan B ve D valfleri de kapalı konuma gelir. Böylece 2 silindir de birlikte çalışmasıyla sürekli bir sıkıştırma işlemi sağlanmış olur.

Basıncı havadan enerji üretimi esnasında ise pompa hidrolik motor, elektrik motoru ise jeneratör olarak çalışır. Silindir 1' deki yağ seviyesi en üst konumundayken hava tankı ile bağlantısını sağlayan B vanası açılarak silindir içerisine basınçlı havanın girmesi sağlanır. Silindir 1 en üst konumda iken silindir 2' deki yağ seviyesi en alt seviyededir. B vanası açıldığında, 2 nolu silindir ortam ile bağlantısını sağlayan D vanası da açılır. Basınç düşürücü, depolanan enerjinin geri alınması durumunda basınç yükseltici olarak çalışır. Basınç yükselticinin iki ucu arasındaki basınç farkından dolayı silindir 1' deki yağ basınç yükselticindeki silindire, basınç yükselticinin diğer tarafındaki silindirde bulunan yağ ise silindir 2' nin içerisine doğru hareket eder. Silindir 1' deki yağ seviyesi azalırken silindir 2' de ise artmaktadır. Hidrolik motorun çıkışı atmosferik basınçta bulunan hidrolik tanka bağlıdır. Hidrolik motorun uçları arasındaki basınç farkından dönme hareketi oluşur ve jeneratör tahrik edilir. Jeneratörden üretilen enerji akü grubunda depolanır. 1 nolu silindirdeki yağ seviyesi en alt seviyeye geldiğinde B vanası kapanır ve A vanası açılarak silindir içindeki basınç atmosfer basıncına eşitlenir. Aynı zamanda 2 nolu silindir üzerindeki D vanası kapanır ve genişleme için tank ve silindir arasındaki C vanası açılır. Genişleme esnasında silindirler ile hava tankı arasındaki vananın sürekli açık kalması, genişleme çevrimin sonunda basınçlı havanın dışarıya atılması demektir. Enerjisi yüksek havanın kullanılmadan atılması verimi olumsuz

etkiler. Bu nedenle vananın ne kadar açık kalması gerektiğinin iyi bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir.



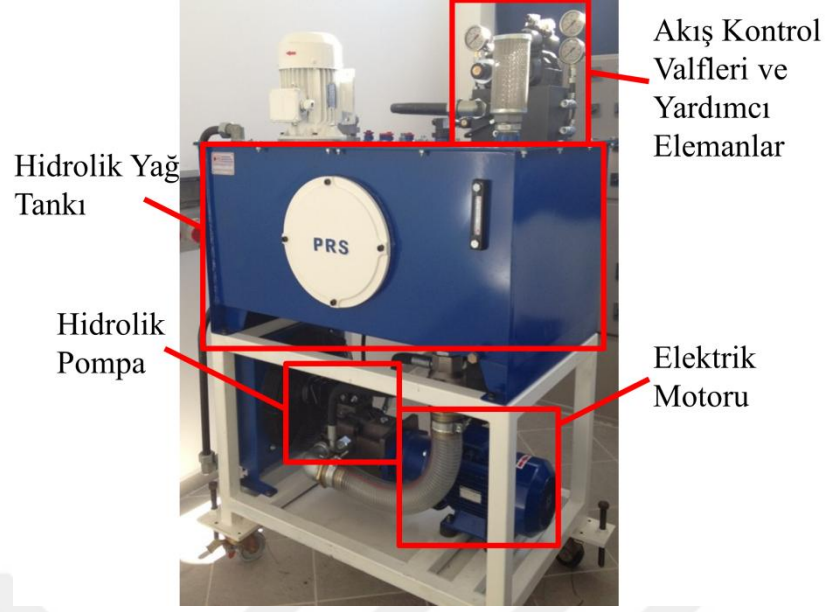
Şekil 3.6. Sıvı pistonlu sıkıştırılmış hava enerji depolama sistemi şematik gösterimi

Silindir çapı 0.2 m, silindir uzunluğu 1.2 m ve alt ve üst ölü bölge uzunluğu 5 cm olarak belirlenmiştir (Şekil 3.7). Bu durumda silindir içinde akışkan 1.1 m hareket etmektedir. Silindir içine atmosfer basıncında alınan hava sıkıştırılarak tanka gönderilmektedir. Bir strokta silindir içine alınan hava kütlesi yaklaşık 40 gr' dır. Silindirde hava ve akışkan arasında herhangi bir ayırıcı yüzey kullanılmamaktadır. Bunun nedeni sürtünme kayıplarını azaltmak ve ısı transferi yüzey alanını arttırmak için farklı tasarım olanakları yaratmaktır.



Şekil 3.7. Hidrolik piston silindirleri

Tasarlanan enerji depolama sisteminde hidrolik pompa ve motora ihtiyaç duyulmaktadır (Şekil 3.8). Basınçlı havayı depolarken hidrolik pompa, basınçlı hava yardımıyla elektrik enerjisi üretirken hidrolik motor gereklidir.



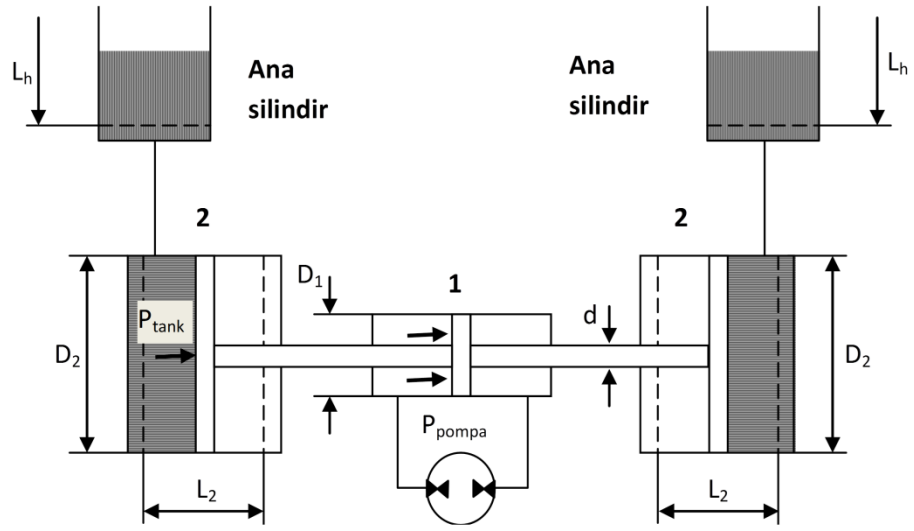
Şekil 3.8. Hidrolik Ünite (hidrolik pompa, elektrik motoru ve akış kontrol valfleri)

Tasarlanan sistemde düşük basınçlarda zamandan kazanmak için yüksek hızlar, yüksek basınçlarda ise ortaya çıkan ısınma problemini ortadan kaldırmak için düşük hızlara ihtiyaç duyulmaktadır. Dolayısıyla sistemde farklı çalışma durumlarında farklı hızlar söz konusudur. Farklı hızlar ise ancak hidrolik pompa çalışma şartlarına uygun değişken debi sağlayabilirse mümkün olur. Deney düzeneğinde kullanılmak üzere iki adet farklı geometrik debiye sahip değişken deplasmanlı aksel pistonlu pompa kullanılmıştır. Kullanılan bu pompaların özellikleri Çizelge 3.1’ de verilmiştir. Pompayı tahrik etmek için 4 kW gücünde ve 1440 devir/dakika sabit hızda elektrik motoru seçilmiştir.

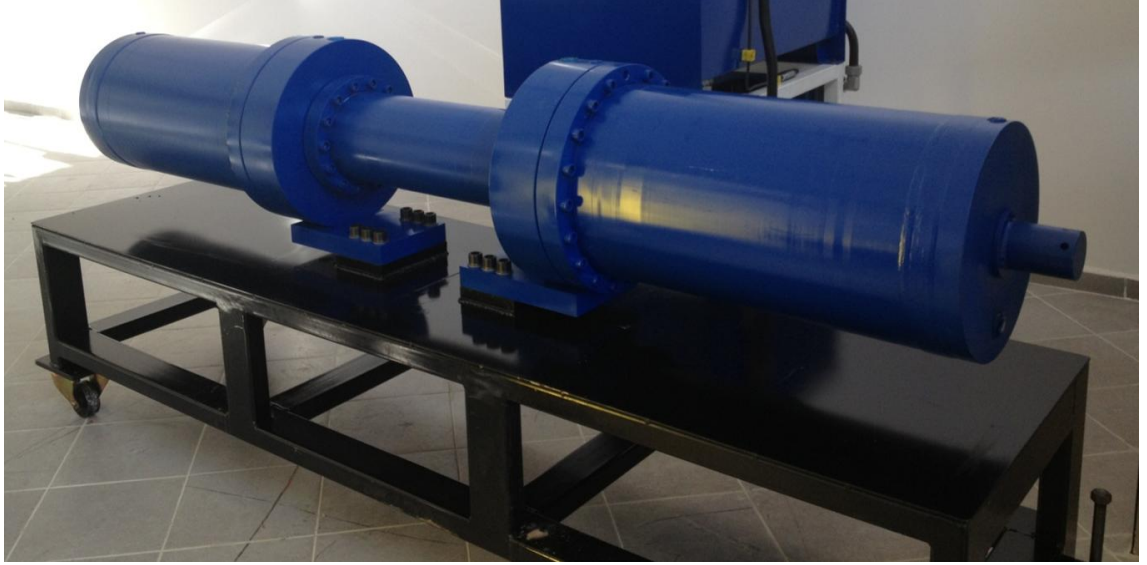
Çizelge 3.1. Deney düzeneğinde kullanılan hidrolik pompaların özellikleri

Pompa Tipi			SH5V-32	SH5V-75
Nominal Çalışma Basıncı	P_{nom}	bar	280	350
Maksimum Çalışma Basıncı	P_{max}	bar	350	420
Maksimum Geometrik Debi	$D_{p,max}$	cm ³ /devir	32	75
Maksimum Geometrik Debi	$D_{p,min}$	cm ³ /devir	0	0
Maksimum Hacimsel Debide Nominal Hız	$n_{max,nom}$	devir/dak	3150	2600
$n_{max,nom}$ ve $D_{p,max}$ şartlarında Maximum Hacimsel Debi	$Q_{max,nom}$	lt/dak	100	195
$Q_{max,nom}$ ve P_{nom} şartlarında Maximum Güç	$P_{max,nom}$	kW	46	113
Tork Sabiti	T_k	Nm/bar	0.51	1.2
$D_{p,max}$ şartında Maximum Tork	T_{nom}	Nm	177	500
Atalet Momenti	J	kg m ²	0.0034	0.0098
Ağırlık	m	kg	19	42

Hidrolik sistem tasarımında kullanılan pompa, minimum basınç değerinde çalışabilmeli ve maksimum karşı basıncı karşılayabilmelidir. Tasarımı yapılan sistemde tankın doluluk oranına göre pompa basıncı değişmektedir. Tank boşken pompa basıncı sistemdeki kayıplar ihmal edildiği takdirde atmosfer basıncına eşitken, tank dolmaya başladıkça tank basıncına eşit olmaktadır. Dolayısıyla özellikle tank boşken pompa basınçları pompanın karşılayacağı basınçların çok altında kalmaktadır. Akışkanın içine hava girmesi pompaya zarar verebilir. Pompa akışkanı ile silindirde kullanılan akışkanı ayırmak ve pompa karşı basıncını arttırmak için basınç yükseltici tasarımı yapılmış (Şekil 3.9 - 3.10) ve sistemde kullanılacak pompa buna göre seçilmiştir.



Şekil 3.9. Basınç yükselticinin şematik gösterimi



Şekil 3.10. İmalatı yapılmış basınç yükseltici

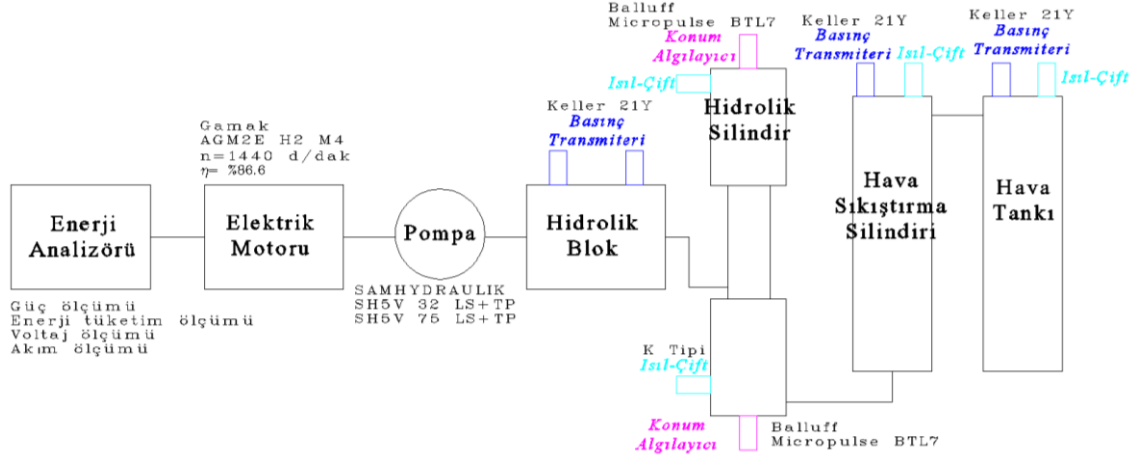
Basınç yükseltici tasarımında basınç yükseltme oranını kullanılan silindirlerdeki kesit alan oranları belirler (Eş. 3.44).

$$P_{pompa} = \frac{A_1}{A_2} P_{Tank} = \frac{\frac{\pi}{4} D_2^2}{\frac{\pi}{4} (D_1^2 - d^2)} P_{Tank} \quad (3.44)$$

2 nolu silindirlerin dış çapı sistemin boyutları göz önünde bulundurularak 0.32 m olarak belirlenmiştir. Ana silindirlere akışkan, 2 nolu silindirler yardımıyla gönderilmektedir. Süpürülen akışkan hacmi ana silindirlerde ve 2 nolu silindirlerde aynı olmalıdır. Bu nedenle ana silindirde 1.1 m' lik strok için 1 ve 2 nolu silindirlerin strokları 0.43 m olarak hesaplanmıştır. Piston kolu çapı 1 ve 2 nolu silindirler için 0.05 m olarak belirlenmiştir. 1 nolu silindir dış çapı öngörülen basınç oranına göre hesaplanır. Sistemde kullanılacak pompa ise pompaya etki eden akışkan basıncına göre seçilmelidir. Pompa karşı basıncı ise tank içinde depolanacak havanın maksimum basınç değerine ve basınç yükselme oranına göre değişmektedir.

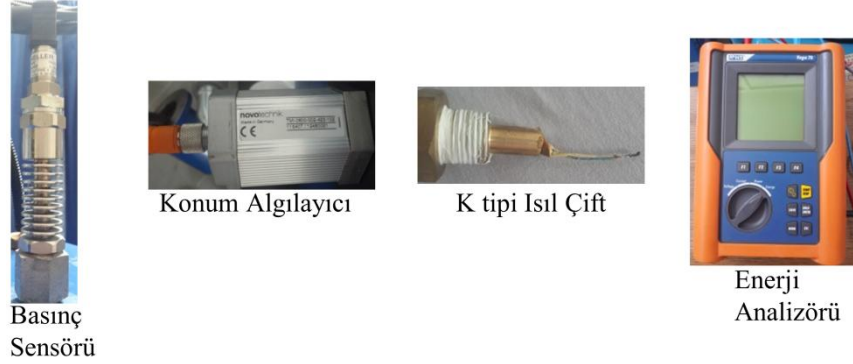
3.2.2. Ölçüm Aletleri ve Özellikleri

Sistemin ekipmanları üzerinde hem ölçüm yapmak hem de sistemin kontrolünü sağlamak amacıyla çeşitli ölçüm cihazları bulunmaktadır. Bu ölçüm cihazların kullanım yerleri şematik olarak Şekil 3.11' de verilmiştir.



Şekil 3.11. Sistem üzerindeki ölçüm aletlerinin yerleşimi

Sıcaklık ölçümünde K tipi ısı-çiftler kullanılmıştır. Ölçüm aralığı $-200\text{ }^{\circ}\text{C} - 1350\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında ve $41\text{ }\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$ hassasiyete sahiptirler. Basınç transmitterlerin ölçüm aralıkları 0-250 bar arasındadır ve $\pm 0.25\text{ }%$ FS hataya sahiptirler (Şekil 3.12). Transmitterlerin özellikleri Çizelge 3.2’ de verilmiştir.



Şekil 3.12. Ölçümlerde kullanılan cihazlar

Çizelge 3.2. Basınç transmitterlerin özellikleri

Tip	2-Kablolu
Sinyal Çıkışı	4...20 mA
Besleme	8...32 VDC
Yük Direnci	$< (U-8 \text{ V}) / 0,025 \text{ A}$
Limit Frekansı	2 kHz
Cevap Süresi	$(0...99 \%) < 5 \text{ ms}$

Hidrolik silindirin konumunu belirlemek için kullanılan cetvellerin özellikleri Çizelge 3.3’ te verilmiştir.

Çizelge 3.3. Hidrolik silindirlerin konumunu belirleyen cetvellerin özellikleri

Çıkış Voltajı	0...10 V and 10...0 V
Sistem Çözünürlüğü	$\leq 0.33 \text{ mV}$
Örnekleme Oranı	max. 4 kHz
max. non-linearity	$\pm 50 \mu\text{m} \leq 500 \text{ mm}$ nominal strok $\pm 0.01 \% \text{ FS} > 500 \leq 5500 \text{ mm}$ nominal strok

Sıkıştırma esnasında elektrik motorunun harcadığı enerjiyi ve gücü ölçmek için “HT Italia” marka güç analizörü kullanılmıştır. Bu cihaz ile elektrik motorunun bağlı olduğu üç fazlı şebekenin her fazındaki akım ve voltaj değerleri okunabilmekte ve toplam harcanan enerji hesaplanmaktadır. Güç analizörünün akım ve voltaj ölçümü ile ilgili özellikleri Çizelge 3.4’ te verilmiştir.

Çizelge 3.4. Güç analizörünün özellikleri

Voltaj	Aralık (V)	Voltaj Çözünürlüğü (V)	Zaman Çözünürlüğü (ms)	Voltaj Hassasiyeti	Zaman Hassasiyeti (ms)
	15 - 310	0.2	10	\pm (% 1.0 rdg + 2dgt)	\pm 10
30 - 600	0.4				
Akım	Aralık (A)	Voltaj Girişi (mV)	Çözünürlük (μ V)	Hassasiyet (μ V)	Giriş Empedansı
	15.00 - 99.99	1.27 - 8.499	0.85	\pm (% 1.0 rdg + 8.5 μ V)	9.7 k Ω
	100.00 - 270.0	8.5 - 22.75	85	\pm (% 1.0 rdg + 42.5 μ V)	
	270.0 - 999.9	22.75 - 84.99		\pm (% 1.0 rdg + 85 μ V)	
	1000 - 3000	85.0 - 255	850	\pm (% 0.5 rdg + 8.5mV)	

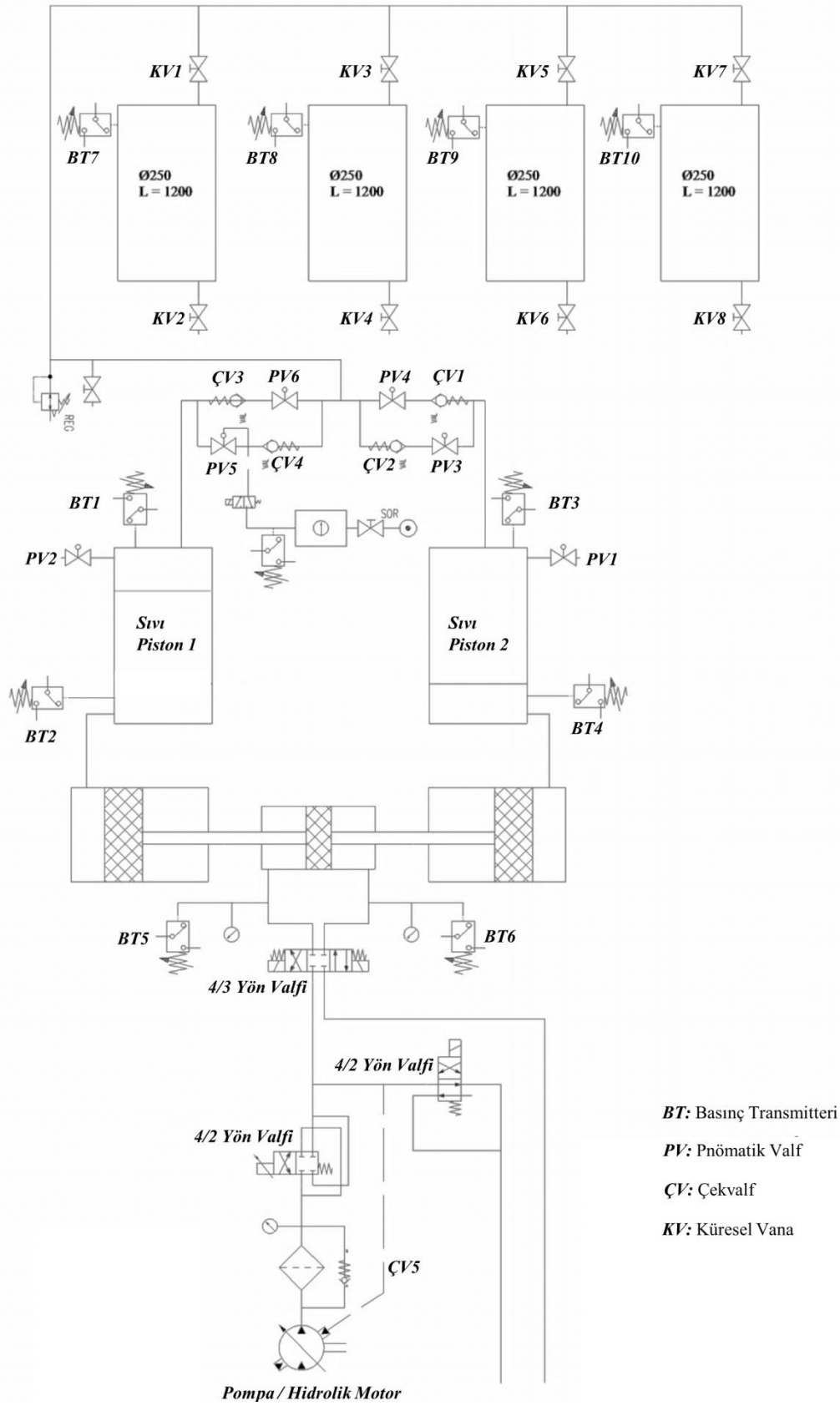
Sıkıştırma hızı hidrolik ünite üzerinde bulunan oransal valfin açıklığı değiştirilerek ayarlanmaktadır. Oransal valfe gönderilen sinyal, kontrol programı ile kontrol edilmektedir. Pompa değişken debili olup, ihtiyaca göre debiyi azaltıp arttırabilmektedir. Sıkıştırmanın ilk sürelerinde yüksek debiye, sıkıştırmanın son anlarında düşük debiye ihtiyaç duyulmaktadır.

3.2.3. Sistemin Kontrolü ve Programlanması

Sistemde bulunan pnömatik valfler, konum cetveli, basınç sensörleri ve sıcaklık ölçümü için kullanılan ısı çift elemanların hepsinin kontrolü ve veri kaydetme işlemleri için programlanabilir mantıksal denetleyici (PLC) sistemleri kullanılmıştır. Deney düzeneğinin çok fazla karmaşık olmamasından dolayı “Siemens SIMATIC S7-200” marka otomasyon sistemi kullanılmıştır. Bu sistem ile 10 adet basınç sensörünün, 6 adet pnömatik valflerinin ve 3 adet hidrolik yön değiştirme valflerinin kontrolü yapılmakta ve 7 noktadan sıcaklık ile basınç düşürücünün konumu ölçülerek kaydedilir. Deney düzeneğinin hidrolik ve pnömatik tesisatının şeması Şekil 3.13’ te verilmiştir. Bu şekil üzerinde aynı zamanda kontrolü yapılan hem hidrolik hem de pnömatik valflerin yerleri gösterilmiştir. Sistemin bilgisayardan kontrolünü sağlamak için PLC programı ile MS Excel programları arasında iletişim kurabilen bir ara yüz programı yazılmıştır. Bu

program ile sistemin çalıştırılması, durdurulması, bazı ayarların yapılması ve verilen toplanması gibi işlemler yapılabilmektedir.

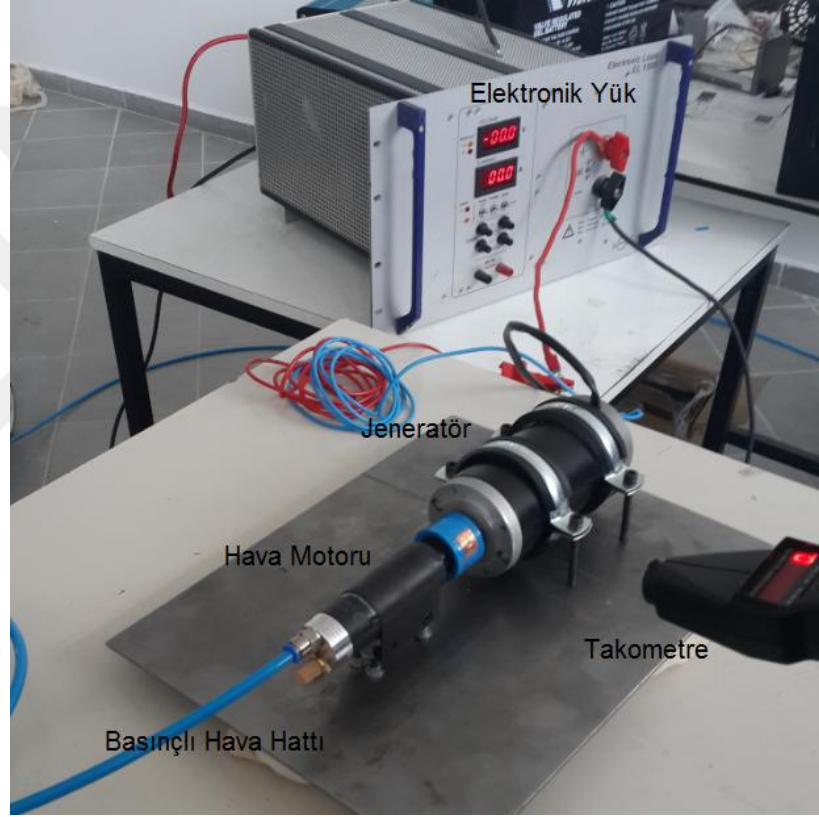
Sıkıştırma süreci için PLC programı yardımıyla valfler, basınç sensörleri ve konum algılayıcıları şu şekilde kontrol edilmektedir: 1 numaralı sıvı pistonunda sıkıştırma işleminin gerçekleştiğini düşünürsek; bu durumda sistemde, el ile kontrolü yapılmayan valflerden açık olan tek pnömatik valf PV1 valfidir. Bu sayede 2 numaralı pistonun içerisinde ortamdan hava akışı olmaktadır. Basınç sensörlerinden anlık olarak basınç bilgileri alınmakta ve BT7 ile BT1 sensörlerinden alınan bilgiler karşılaştırılmaktadır. BT1 sensöründen alınan basınç değeri BT7' ye eşit veya ondan büyük ise PV5 valfi açılır ve tanka hava akışı sağlanır. Sıkıştırma işlemi üst ölü noktaya kadar devam eder. Piston içerisindeki yağın üst ölü noktaya gelip gelmediği konum algılayıcılardan gelen sinyale göre karar verilir. Eğer sıvı seviyesi üst ölü noktaya gelmiş ise açık olan bütün valfler kapalı konuma getirilir ve bir sonraki sıkıştırma adımı başlar. Bu durumda 1 numaralı sıvı piston içerisine taze hava alınması için PV2 valfi açılır. 2 numaralı sıvı pistonun sıkıştırma işlemi yapması esnasında BT3 ve BT7 basınç değerleri karşılaştırılır ve yukarıda bahsedilen kontrol yapılır. BT3' ten ölçülen basınç değeri BT7' den büyük ise PV3 valfi açılır ve tank ile pistonlar içerisindeki havanın beraber sıkıştırılması sağlanır. Sistemde 1 yada 2 numaralı pistonun sıkıştırma yapmasını kontrol etmek için basınç yükselticiden önce bir akış kontrol valfi kullanılmıştır. Bu valf ile akışkan istenilen sıvı pistonu yönlendirilebilmektedir.



Şekil 3.13. Sistemdeki hidrolik ve pnömatik sistemlerin tesisat şeması

3.2.4. Hava Motoru ile Enerji Üretimi

Basınçlı havadan elektrik üretimi için mevcut sisteme alternatif olarak hava motoru kullanılan başka bir sistem tasarlanmıştır. Bu sistemde basınçlı hava kullanılarak hava motoru çalıştırılır. Hava motoru da bir jeneratöre bağlanarak doğru akım elde edilmiştir (Şekil 3.14). Jeneratörden elde edilen akım ve voltaj değerleri elektronik yük yardımıyla ölçülmüştür.

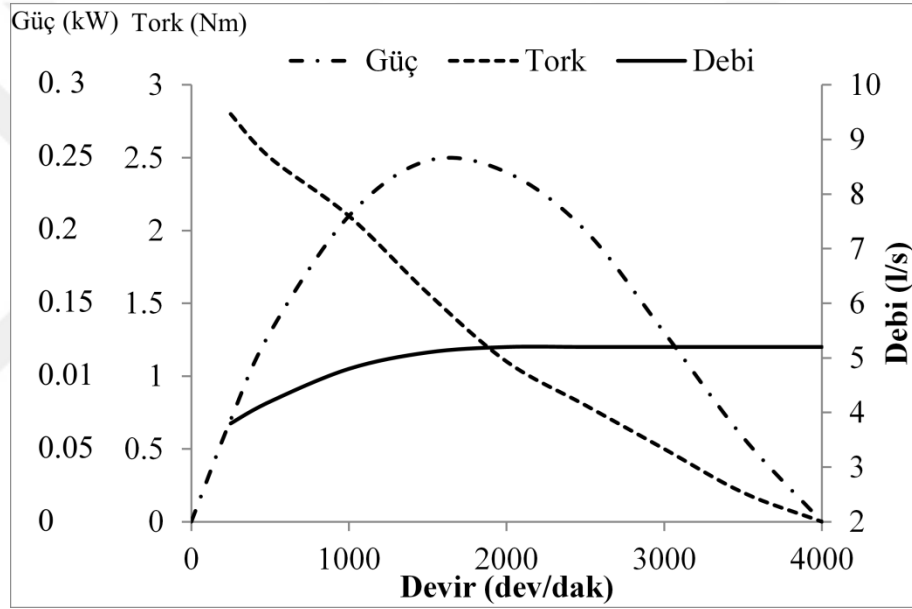


Şekil 3.14. Hava Motoru elektrik üretimi deney düzeneği.

Sistem için Atlas Copco marka LZB 22-A036 kodlu kanatçıklı tip hava motoru uygun görülmüştür. Hava motorunun özellikleri Çizelge 3.5' te, karakteristik eğrileri ise Şekil 3.15' te verilmiştir.

Çizelge 3.5. Hava motorunun özellikleri

Uygulama basıncı	6.3 bar (91 psi)
Maksimum Güç	250 W
Maksimum Güçteki Tork	1.5 Nm
Maksimum Güçteki Hız	1650 devir/dakika
Minimum Başlangıç Torku	2.7 Nm
Serbest Hız	3750 devir/dakika
Maksimum Güçteki Hava Tüketimi	5.3 l/s



Şekil 3.15. Hava motorunun karakteristik eğrileri

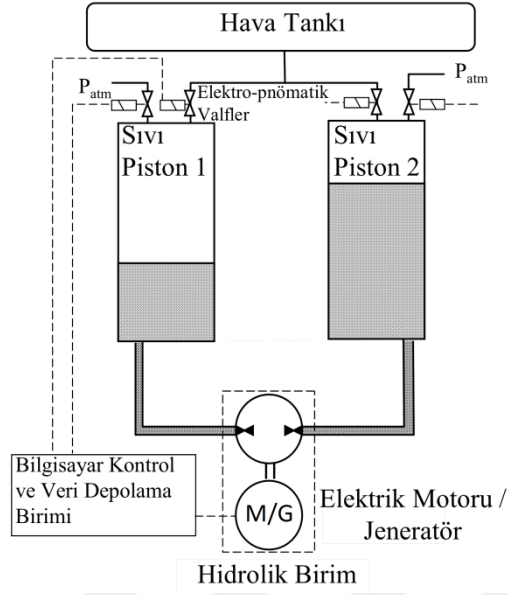
Elektrik motorlarına dışarıdan bir dönme hareketi verildiğinde, jeneratör prensibine göre çalışarak elektrik enerjisi üretmeye başlarlar. Bu nedenle jeneratör için doğru akım ile çalışan bir elektrik motoru seçilmiştir. Elektrik motoru için piyasadan standart ürünlere bakılarak hava motoru ile devir, tork uyumu sağlanmaya çalışılmıştır. Elektrik motorunun özellikleri Çizelge 3.6' da verilmiştir.

Çizelge 3.6. Elektrik motorunun katalog bilgileri

Güç	0.19 kW
Gerilim	24 Volt
Yüksüz Devir	1400 dev/dak
Yüksüz Akım	1 A
Yükte Nominal Çalışma Torku	0.61 Nm
Yükte Nominal Çalışma Akımı	3.8 A

3.3. Sistemin Matematiksel Modellenmesi

Sıvı pistonlu bir sıkıştırılmış hava ile enerji depolama (SHED) sisteminin matematiksel modeli oluşturulmuş ve C programlama dili kullanarak sıkıştırma ve genişleme süreçleri incelenmiştir. C dilinde yazılan hesaplama programı **Ek 1'** de verilmiştir. Basit bir sıvı pistonlu bir SHED sisteminde kullanılan ekipmanlar Şekil 3.16' da verilmiştir. Bu sistem, jeneratör olarak ta kullanılabilen bir elektrik motoru, hidrolik motor olarak ta kullanılabilen bir pompa, sıkıştırma işleminin gerçekleştiği ve birbiriyle uyumlu çalışan iki sıvı piston, sıkıştırılmış havanın depolandığı bir hava tankı, hava akışını kontrol etmek için kullanılan elektro-pnömatik akış kontrol valfleri ve bütün sistemin kontrolünü sağlamak ve veri depolanmasını sağlayan bir bilgisayar kontrol biriminden oluşmaktadır.

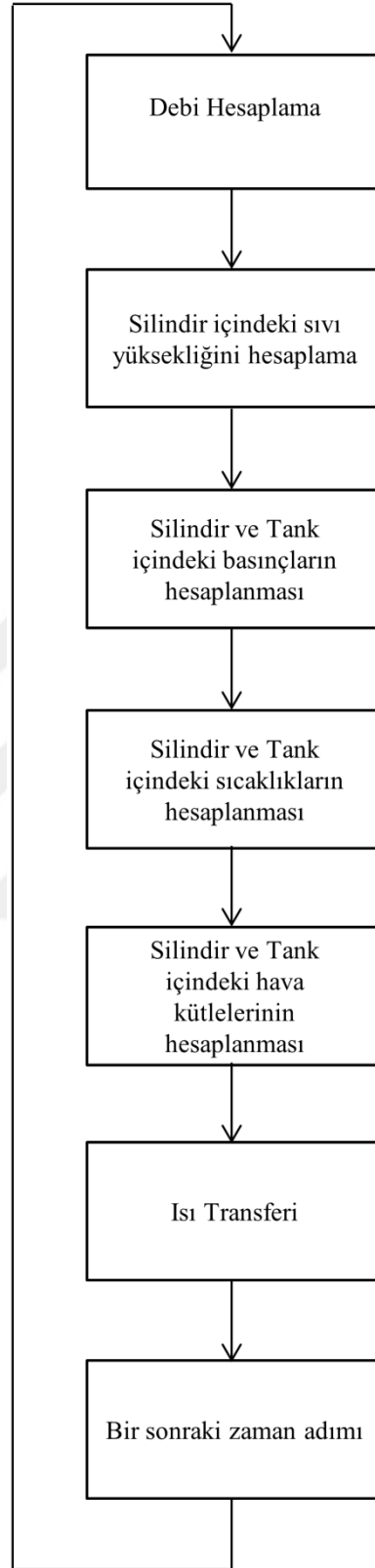


Şekil 3.16. Matematiksel modeli kurulan sistemin temel elemanları

Bu sistemde, elektrik motoru pompayı tahrik etmekte ve pompa sıvı pistonların birine sistemde kullanılan akışkanı göndermektedir. Kullanılan akışkan, su ya da hidrolik yağ olabilmektedir. Hesaplamalar yapılırken akışkanın hidrolik yağ olduğu kabul edilmiştir. Pompanın, akışkanı gönderdiği pistondaki sıvı seviyesi yükselmekte ve bu durumda akış kontrol valfleri kapalı konumda olduğundan piston içerisindeki havanın basıncı artmaktadır. Bu esnada diğer pistondaki sıvı seviyesi düşmekte ve piston ile ortam arasındaki kontrol valfi açık konumdadır ve piston içerisine ortamdaki hava girişi olmaktadır. Akışkanın pompalandığı pistondaki hava basıncı tank basıncına eşit olduğunda, tank ile piston arasındaki valf açılarak piston içerisindeki hava, tanka gönderilir. Diğer bir deyişle sadece piston içerisindeki hava sıkıştırılmamakta aynı zamanda tank içerisindeki hava da sıkıştırılarak basıncı artmaktadır. Sıvı seviyesi en üst konuma geldiğinde bu pistondaki sıkıştırma işlemi sona erer ve elektrik motorunun dolayısıyla pompanın dönüş yönü değiştirilir ve diğer pistonu akışkan pompalanır. Sıkıştırma işleminin tamamlandığı pistondaki hava ile tank arasındaki valf kapanır ve piston ile ortam havası arasındaki valf açılır. Diğer pistonu ise bütün valfler kapalı konuma getirilir ve sıkıştırma işlemi bu pistonu başlar. Sistem, bu şekilde çalışarak elektrik motorunda tüketilen enerjiyi havayı sıkıştırmak için kullanmış ve elektrik enerjisini basınçlı havanın enerjisi olarak depolamıştır.

Sıkıştırılmış havanın enerjisinin, elektrik enerjisine dönüşümü ise yine aynı şekilde olmaktadır. Bu çalışma şartlarında, pompa hidrolik motor, elektrik motoru ise jeneratör olarak görev yapmaktadır. Piston içerisindeki hava başlangıçta atmosfer basıncındadır. Piston içerisindeki sıvı seviyesi üst konumdayken tank ile piston arasındaki valf açılır ve tanktaki havanın basıncı ile piston içerisindeki havanın basıncı eşitlenir. Diğer pistondaki ortama açılan valf açık konumda olduğundan bu piston atmosfer basıncındadır. İki piston arasında basınç farkı olduğundan dolayı piston içerisindeki akışkan bir pistondan diğerine hareket etmeye başlar. Bu durumda yüksek basıncın bulunduğu pistondaki sıvı seviyesi ve havanın basıncı düşer, diğer pistondaki sıvı seviyesi ise yükselir. Yüksek basıncın bulunduğu pistondaki sıvı seviyesi belli bir konuma geldikten sonra piston ile hava tankı arasındaki valf kapalı konuma getirilir ve piston içerisindeki havanın basıncı genişlemeden dolayı hızlı bir düşüş gösterir. Buradaki en önemli noktalardan biri, piston ile hava tankı arasındaki valfin ne zaman kapatılacağıdır. Eğer gereğinden çok erken kapatılırsa çevrim tamamlanamaz ve sıvı seviyesi en alt konumuna gelemmez. Geç kapatılması durumunda ise, sıvı seviyesi en alt konumunda iken piston içerisinde hala basıncı yüksek hava bulunacak ve bir sonraki adımda dışarıya atılacaktır. Basıncılı havanın dışarıya atılması enerji kaybı olduğundan sistem verimi olumsuz etkilenecektir. Pistonlar içerisindeki akışkanın bir pistondan diğerine hareketi sonucu hidrolik motoru tahrik eder, hidrolik motor da jeneratörü tahrik ederek elektrik enerjisini elde edilir. Jeneratörün çıkış gücü ise akışkanın debisi kontrol edilerek rahatlıkla ayarlanabilir.

Bu matematiksel model ile piston ve tank içerisindeki havanın özelliklerinin (Basınç, Sıcaklık, Kütle) zamana göre değişimi hesaplanmıştır. Zamana göre değişim olmasından dolayı hesaplamalar belirli bir zaman adımı için gerçekleştirilmiş, hesaplamaların tamamlanmasından sonra bir sonraki zaman adımı için hesaplamalar yapılmıştır. Özelliklerin hesaplanma adımlarının sırası Şekil 3.17' de verilmiştir.



Şekil 3.17. Matematiksel modelin hesaplama adımları

Pompanın silindirler içerisinde bastığı akışkan debisi üç farklı şekilde ele alınmıştır:

- Pompadan geçen akışkan debisinin sabit olması durumu
- Debinin silindir içindeki havanın basıncına göre lineer değişmesi durumu
- Debinin silindir içindeki havanın sıcaklığına göre değişmesi durumu

Pompa, sabit deplasmanlı değişken debili bir pompa olarak ele alınmış ve debi değişimi değişken devir ile yapılmaktadır. Hesaplamalarda pompanın kabul edilen özellikleri Çizelge 3.7’ de verilmiştir.

Çizelge 3.7. Hesaplamalarda kullanılan pompanın teknik özellikleri

Maksimum devir	n_{\max} (dev/dak)	4000
Minimum devir	n_{\min} (dev/dak)	160
Deplasman	D_p (cm³/dev)	10
Mekanik verim	η_m	0.95
Volumetrik verim	η_v	0.95

Akışkan debisi, iki şekilde kontrol edilebilmektedir; silindir içerisindeki havanın basıncına ya da sıcaklığına göre. Her iki kontrol durumu için debinin değişimi bir lineer fonksiyon ile tanımlanmıştır. Havanın sıcaklık veya basınç değeri istenen seviyede ise debi maksimum, limit değerde veya üzerinde ise debi minimum olacak şekilde lineer fonksiyonlar Eş. 3.45 ve Eş. 3.46’ de verilmiştir.

$$\dot{Q}[lt/s] = \left(\frac{\dot{Q}_{\max} - \dot{Q}_{\min}}{P_{\min} - P_{\max}} P + \dot{Q}_{\max} - \frac{\dot{Q}_{\max} - \dot{Q}_{\min}}{P_{\min} - P_{\max}} P_{\min} \right) / 1000 / 60 \quad (3.45)$$

$$\dot{Q}[lt/s] = \left(\frac{\dot{Q}_{\max} - \dot{Q}_{\min}}{T_{\min} - T_{\max}} T + \dot{Q}_{\max} - \frac{\dot{Q}_{\max} - \dot{Q}_{\min}}{T_{\min} - T_{\max}} T_{\min} \right) / 1000 / 60 \quad (3.46)$$

\dot{Q}_{\max} ve \dot{Q}_{\min} , pompanın sağlayabileceği minimum ve maksimum debilerdir. Pompanın maksimum ve minimum devir sayıları kullanılarak Eş. 3.47 ve 3.48' den hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{\max} = n_{\max} D_p \eta_v \quad (3.47)$$

$$\dot{Q}_{\min} = n_{\min} D_p \eta_v \quad (3.48)$$

Bu eşitliklerdeki P_{\min} , silindir içerisindeki havanın minimum basıncını (1 bar), P_{\max} , maksimum basıncını (40 bar), T_{\min} , minimum sıcaklığı (300 K) ve T_{\max} havanın izin verilen maksimum sıcaklığını (330 K) göstermektedir. Silindir içindeki havanın sıcaklığı T_{\max} değerini aştığında debi minimum değeri almaktadır.

Hesaplamalarda kullanılan pistonların çapı 0.2 m, yüksekliği de 1.2 m olarak alınmıştır. Hava depolama tankının çapı 0.515 m, yüksekliği 1.2 m ve hacmi 0.249 m³ olarak alınmıştır. Pistonlar içerisindeki sıvı seviyesi ve havanın hacmi bu bilgiler yardımıyla Eş. 3.49' dan hesaplanmıştır.

$$L^t [m] = L^{t-\Delta t} \pm \frac{4\dot{Q}^t}{\pi D_s^2 1000} \Delta t \quad (3.49)$$

Bu eşitlikte L^t , hesaplama yapılan zaman adımıdaki sıvı yüksekliğini, $L^{t-\Delta t}$, bir önceki zaman adımıdaki sıvı yüksekliğini, \dot{Q}^t , o zaman adımıdaki akışkan debisini göstermektedir. Pistondaki sıvı yüksekliği, pistonun durumuna göre ya azalacak ya da artacaktır. Eğer pistonda sıkıştırma işlemi yapılıyorsa sıvı yüksekliği artar, genişleme durumunda ise sıvı yüksekliği azalacaktır.

Silindir içerisindeki basınçlar, termodinamik bağıntılar yardımıyla hesaplanmıştır. Havanın sıkıştırılma süreci izantropik olarak kabul edilmiş, daha sonra piston içerisindeki havanın çevresiyle olan ısı alışverişi göz önüne alarak sıcaklık ve basınç

değerleri yeniden hesaplanmıştır. Sıkıştırma durumunda eğer piston ile tank arasındaki valf kapalı konumda ise havanın sıkışması sadece silindir içinde gerçekleşir ve Eş. 3.50 ile hesaplanmıştır.

$$P_s^t = P_s^{t-\Delta t} \left(\frac{V_s^{t-\Delta t}}{V_s^t} \right)^k \quad (3.50)$$

Silindir ile tank arasındaki basınçlar eşitlendiğinde valf açık konuma gelir, bu durumda hem tank hem de silindir içerisindeki hava sıkışır. Bu durumda basınçlar Eş. 3.51 yardımıyla hesaplanmıştır.

$$P_s^t = P_s^{t-\Delta t} \left(\frac{V_s^{t-\Delta t} + V_T}{V_s^t + V_T} \right)^k \quad (3.51)$$

Enerjinin geri alınması sürecinde ise daha önce bahsedildiği gibi pistonlar içerisindeki havanın miktarını belirlemek sistem verimi için oldukça önemlidir. Genişlemenin ilk aşamasında piston ile tank arasındaki hava akışının ne zaman kesileceğini hesaplamak için sıvı seviyesinin en alt konuma geldiğinde piston içerisindeki havanın basıncının 1 bar olacak şekilde valfin açık kalması sağlanmıştır. Valf açık konumunda iken piston ve tank içerisindeki hava basınçları birbirine eşit olacaktır ve ideal gaz yasası yardımıyla Eş. 3.52 ile hesaplanmıştır.

$$P_s^t = P_T^t = \frac{(m_s + m_T)RT_{atm}}{100(V_s + V_T)} \quad (3.52)$$

Bu eşitlikte, P_T^t , hesaplama yapılan zaman adımında tank içerisindeki basıncı, m_s ve m_T , sırasıyla silindir ve tank içerisindeki hava kütlelerini, V_T tankın hacmini, T_{atm} , ortam

sıcaklığını göstermektedir. Enerjinin geri alınması esnasında hava tankının sıcaklığının değişmediği kabul edilmiştir. Valf kapanmasından sonra silindir içerisindeki basınçlar termodinamik bağıntılar ile hesaplanmıştır (Eş. 3.50).

Havanın piston içerisindeki sıcaklığı bir önceki adımda hesaplanan piston içerisindeki hacmi yardımıyla termodinamik bağıntılardan hesaplanmıştır (Eş. 3.53).

$$T_s^t = T_s^{t-\Delta t} \left(\frac{V_s^{t-\Delta t}}{V_s^t} \right)^{k-1} \quad (3.53)$$

Tank içerisindeki ve piston içerisindeki havanın sıcaklıkları aradaki valf kapalı iken farklı olacaktır. Valf açıldıktan sonra tanktaki ve pistondaki havanın sıcaklıkları eşitlenecektir (Eş. 3.54).

$$T_s = T_T = \frac{m_s T_s + m_T T_T}{m_s + m_T} \quad (3.54)$$

Valf açıldıktan sonra sıkıştırma işlemi devam ettiği için havanın sıcaklığında bir artış olacaktır (Eş. 3.55).

$$T_s^t = T_s^{t-\Delta t} \left(\frac{V_s^{t-\Delta t} + V_T}{V_s^t + V_T} \right)^{k-1} \quad (3.55)$$

Pistonlar ve tank içerisindeki havanın çevresiyle olan ısı alışverişinden dolayı sıcaklığındaki değişim Newton' un soğuma kanunu yardımıyla hesaplanmıştır (Eş. 3.56).

$$T_{s,y} = T_s - \frac{Q_c \Delta t}{m_s c_p} \quad (3.56)$$

Burada $T_{s,y}$, ısı alışverişinden sonraki yeni sıcaklığı, Q_c , taşınım ile olan ısı transferini ve c_p ise havanın özgül ısısını göstermektedir. Havanın özgül ısısı sabit kabul edilmiş ve değeri 1007 J/kgK olarak alınmıştır. Q_c ise Eş. 3.57 ile hesaplanmıştır.

$$Q_c = hA_y \Delta T \quad (3.57)$$

Hava ile ortam arasındaki ısı taşınım katsayısı h , sabit kabul edilmiş ve 6 W/m²K olarak alınmıştır. ΔT sıcaklık farkı da hava ortam havasının sıcaklıkları arasındaki fark olarak alınmış, piston malzemesinin iletim direnci ihmal edilmiştir. A_y , pistonların veya tankın ortam ile temasta olan yüzeylerinin alanıdır. Havanın sıcaklığındaki düşüşten dolayı basıncı da düşecektir. Bu basınç düşüşü ideal gaz yasası ile hesaplanmıştır (Eş. 3.1).

Hesaplamalar her zaman adımı için tekrar edilmiş ve tank içerisindeki basınç istenen değere gelene kadar devam edilmiştir. Hesaplamalar süresince tank ve pistonlar içerisindeki havanın sıcaklığı, kütlesi, basıncı, pompada harcanan ve jeneratörde üretilen enerji, akışkan debisi verileri kaydedilmiştir.

3.4. Sıkıştırma Sürecinde Pistonlar İçerisindeki Havanın Sayısal Analizi

Sistemin en önemli aşamalarından birisi de pistonlar içerisindeki havanın sıkıştırma işlemidir. Bu sıkıştırma süreci sistem verimini doğrudan etkilemektedir. Bu süreci detaylı incelemek amacıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kullanılarak piston içerisindeki havanın akışı, yüzeyleri ile olan ısı transferi, basıncı hesaplanmış, bu analizlerden elde edilen sonuçlar ile sistem verimleri ve performansı hesaplanmıştır.

HAD sonlu hacimler metodu tabanlı bir çözüm yöntemidir. Bu yöntemde, ilk adım çözüm bölgesinin belirli sayıda ayırık kontrol hacimlerine (hücre) bölünmesi ve korunum denklemlerinin, hacim içinde yer alan her bir hacim elemanı üzerinde integrasyonu esasına dayanır. Kontrol hacmi için elde edilen integral formundaki bu denklemler cebirsel denklemlere dönüştürülerek iteratif yöntemler kullanılarak yaklaşık çözüm elde edilmeye çalışılır. Bu integrasyon işlemi, sonlu hacimler metodunu diğer yöntemlerden ayıran temel özelliğidir (Sevilgen 2010).

HAD yaklaşımı tabanlı çözüm işlemlerinde, gerçekte var olan bir fiziksel problem matematiksel modele dönüştürülür. Bu matematiksel model, mühendislik problemlerinin genelinde kısmi diferansiyel denklemler içeren nonlinear denklemlerden oluşur. Bundan sonraki işlem bahsedilen kısmi diferansiyel denklemlerin sayısal çözüm yöntemleriyle cebirsel denklem sistemlerine dönüştürülmesi işlemidir. Bu dönüştürme işlemleri ayrıklaştırma adı verilen bir sayısal yaklaşım esasına dayanır. Bu işlem için öncelikle incelenecek olan akış hacminin ayrıklaştırılması gereklidir. Bu süreç ağ yapısının oluşturulması olarak bilinir. HAD yaklaşımında genellikle kullanılan sayısal metotlar, sonlu farklar, sonlu elemanlar, sonlu hacimler ve spektral metotlar olarak sınıflandırılabilir (Lomax ve ark. 1999).

HAD yaklaşımı ile problem çözümleri genellikle beş aşamadan oluşmaktadır: Modelin oluşturulması, ağ yapısının oluşturulması, sınır şartlarının belirlenmesi, sonuçların görüntülenmesi ve elde edilen sonuçların değerlendirilmesi. Model oluşturma aşaması HAD hesaplama yönteminin ilk adımıdır. Bu aşamada hesaplama yapılacak olan akışkan hacmi belirlenir ve hesaplama yapılacak şekilde bir hacim oluşturulur. Ağ yapısının oluşturulması ise çözümün en önemli kısımlarından biridir. Bir önceki adımda oluşturulan modelde hesaplama yapılacak olan akışkan hacmini küçük hacimlere bölünerek ağ yapısı oluşturulur. Momentum ve enerji denklemleri bu küçük hacimlerde hesaplanacağı için ağ yapısının probleme uygun bir şekilde oluşturulması önemlidir ve çözüm sonuçlarını doğrudan etkilemektedir. Uygun ağ yapısını elde edilmesinden sonra sınır şartları belirlenmesi gerekir. Gerçek hayatta problemi etkileyen parametreler bu aşamada sınır şartları olarak tanımlanır ve bu şartlara göre çözümler yapılır. Uygun sınır şartlarının seçimi doğru sonuçlar elde etmek için hayati öneme sahiptir. Hesaplama yapıldıktan sonra sonuçların elde edilmesi gerekmektedir. Gerek grafiksel gerek te

görsel sonuçların doğru bir şekilde elde edilmesi ve sonuçların görselleştirilmesi gerekmektedir. Elde edilen bu sonuçların yorumlanması ve değerlendirilmesi HAD yaklaşımının son adımıdır ve sonuçlardan elde edilen yorumlara göre problemin doğası hakkında daha fazla bilgi edinilir.

Hesaplamalı akışanlar dinamiğinde (HAD) çözümü yapılan momentum ve enerji denklemleri Eş. 3.58- 3.61' de verilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot (\mu \nabla u) + S_{M_x} \quad (3.58)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \nabla \cdot (\mu \nabla v) + S_{M_y} \quad (3.59)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \nabla \cdot (\mu \nabla w) + S_{M_z} \quad (3.60)$$

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho e \vec{V}) = -p \nabla \cdot \vec{V} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi + S_e \quad (3.61)$$

Bu denklemlerde; ρ , yoğunluğu, V , hız vektörünü, u , v ve w hız vektörlerinin sırasıyla x , y ve z bileşenlerini, S_m kütle kaynak terimini, S_M momentum kaynak terimini, p basıncı, S_e enerji kaynak terimini, Φ ise yayılım terimini temsil etmektedir.

Havanın sıkışmasından dolayı basınçtaki artışın hesaplanması “floating operating pressure” yaklaşımı ile yapılmıştır. Bu yaklaşımda mutlak basınç Eş. 3.62 ile hesaplanır.

$$P_{abs} = P_{op, float} + P \quad (3.62)$$

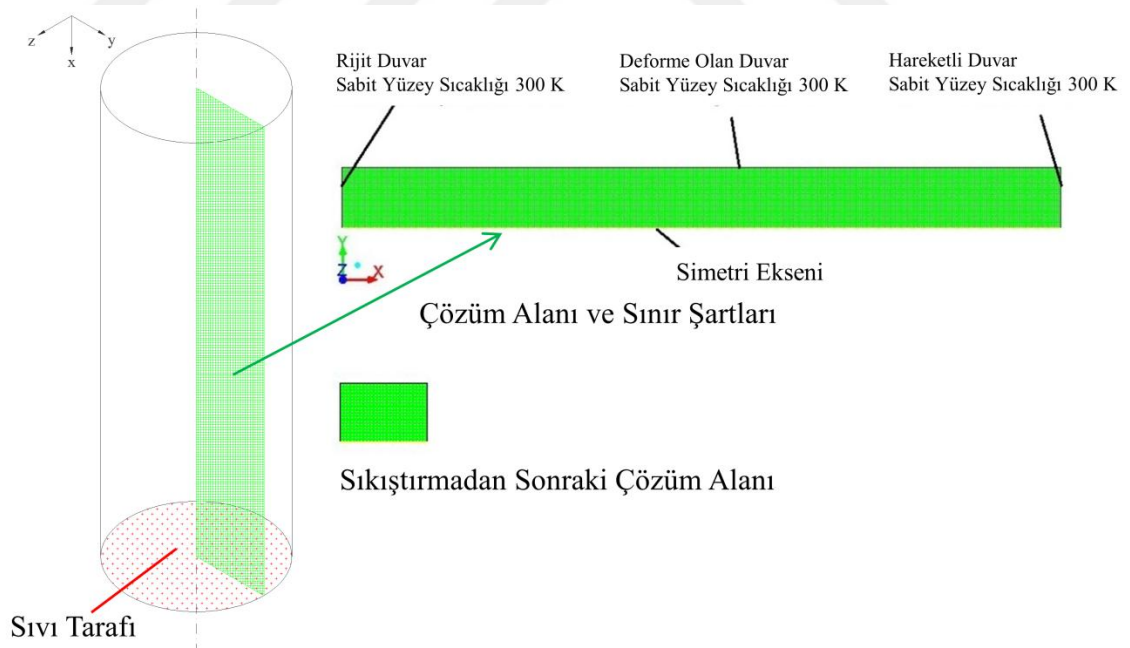
Bu eşitlikte, p , basınç değeri en küçük olan hücrenin basıncını, $p_{op, float}$, floating operating pressure değerini göstermekte ve Eş. 3.63' ten hesaplanmaktadır.

$$P_{op, float} = P_{op}^0 + \Delta P_{op} \quad (3.63)$$

Burada, P_{op}^0 , çalışma basıncının ilk değerini, ΔP_{op} , basınçtaki artışı göstermektedir (Fluent, 2013). Sıkıştırma süreci atmosfer basıncı olan 101325 Pa ile başlamıştır.

3.4.1. Problemin Modellenmesi ve Sınır Şartları

Silindir içerisindeki sıkıştırma işlemi, axisymmetric yaklaşımı kullanılarak 2 boyutlu olarak modellenmiştir. 2 boyutlu modelin x eksenini doğrultusundaki yüzeyi simetri eksenini olarak tanımlanmıştır. Diğer yüzeyler ise sabit 300 K sıcaklığında alınmıştır (Şekil 3.18).



Şekil 3.18. Modelin Ağ Yapısı ve Sınır Şartları

Silindir içerisinde sıkıştırma işlemi sırasındaki piston hareketini tanımlayabilmek için kullanıcı tanımlı fonksiyonlar (UDF) kullanılmıştır. Bu fonksiyonlar **Ek 2'** de verilmiştir. Pistonun hareketi iki farklı şekilde tanımlanmıştır:

- Piston hareketinin sabit hızla gerçekleşmesi
- Piston hareketinin, silindir içerisindeki basınca göre piston hızının dinamik olarak değişmesi

Piston hızının sabit olduğu durumda hareketli duvarın hızı için 6 farklı değer verilmiştir: 0.01, 0.03, 0.06, 0.09, 0.12 ve 0.15 m/s. Her bir hız değeri için çözüm yapılmıştır.

Piston hızının, silindir içerisindeki basınca göre değiştiği durumda ise hız için basıncın bir fonksiyonu olacak şekilde 4. dereceden ve lineer iki polinom tanımlanmıştır (Eş. 3.64 - 3.65).

$$S = S_{\max} - \frac{S_{\max} - S_{\min}}{P_{\max} - P_{\min}} (P_a - P_{\max}) \quad (3.64)$$

$$S = S_{\max} - \frac{S_{\max} - S_{\min}}{P_{\max}^4 - P_{\min}^4} (P_a^4 - P_{\max}^4) \quad (3.65)$$

Bu denklemlerde, S, piston hızını, S_{\max} , maksimum piston hızını, S_{\min} , minimum piston hızını, P_{\max} , izin verilen maksimum silindir içindeki havanın basıncını, P_{\min} , silindir içerisindeki minimum basıncı, P_a ise silindir içerisindeki havanın o andaki basıncını göstermektedir. 7 farklı maksimum ve minimum hız konfigürasyonunda analizler yapılmıştır. Bu hız konfigürasyonları Çizelge 3.8' de verilmiştir.

Çizelge 3.8. Farklı konfigürasyonlardaki minimum ve maksimum sıkıştırma hızları

	S_{max}	S_{min}
Durum 1	0.15	0.01
Durum 2	0.12	0.01
Durum 3	0.09	0.01
Durum 4	0.15	0.03
Durum 5	0.15	0.06
Durum 6	0.18	0.01
Durum 7	0.21	0.01

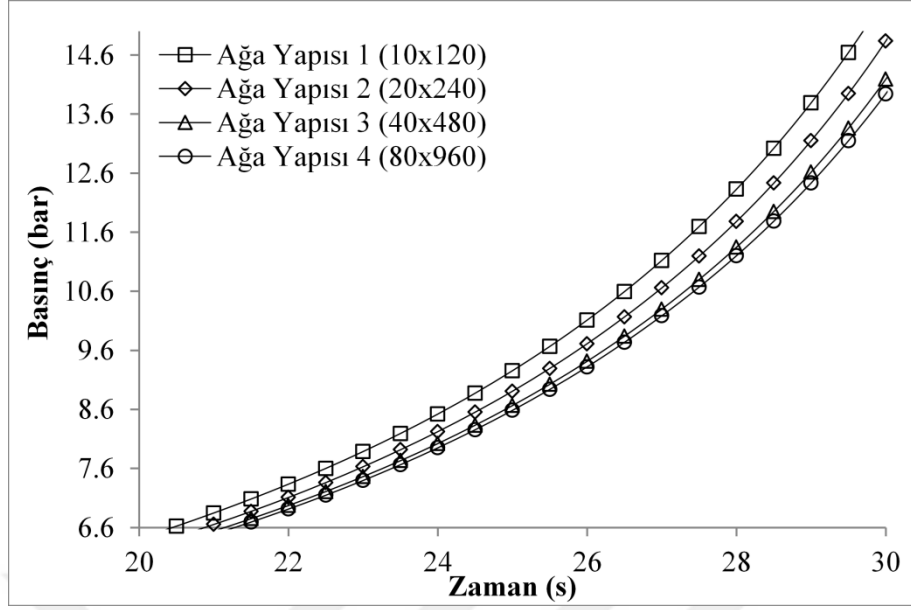
3.4.2. Modelin Doğrulanması ve Sistem Verimi

Modelden elde edilen sonuçların ağ yapısından bağımsız olduğunu göstermek için farklı eleman sayılarındaki 4 adet ağ yapısı oluşturulmuştur. Bu farklı eleman sayılarındaki ağ yapıları oluşturulurken, eksenel ve radyal doğrultudaki kenarlar farklı sayıda elemanlara ayrılmışlardır. Bu 4 farklı ağ yapısındaki eleman sayıları Çizelge 3.9’ te verilmiştir.

Çizelge 3.9. Ağ yapıları oluşturulurken kullanılan eleman sayıları

	Eleman Sayıları	
	Radyal Doğrultu	Eksenel Doğrultu
Ağ Yapısı 1	10	120
Ağ Yapısı 2	20	240
Ağ Yapısı 3	40	480
Ağ Yapısı 4	80	960

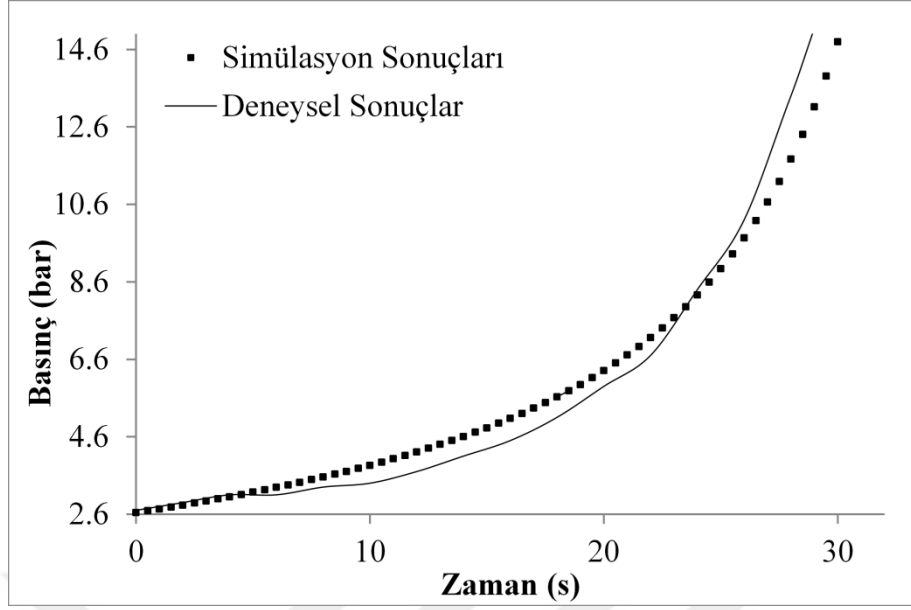
Bu 4 farklı ağ yapısının sonuçlarını karşılaştırmak için 0.15 m/s sabit sıkıştırma hızında yapılan analizlerdeki silindir içerisindeki hava basıncının zamana bağlı değişimi incelenmiştir (Şekil 3.19).



Şekil 3.19. Farklı ağ yapılarından elde edilen basınç değerleri

Ağ yapısındaki eleman sayısı arttıkça silindir içindeki basınç değerleri çok az bir değişim göstermektedir. Farklı ağ yapılarından elde edilen sonuçların değişimleri az ve bununla birlikte ağ yapısı 3 ve ağ yapısı 4 arasındaki fark ta oldukça küçük olduğu için ağ yapısı 3' teki eleman sayısı kullanılmasına karar verilmiştir. Böylelikle işlem zamanı kısalmak ve daha hızlı sonuçlar elde edilecektir.

Elde edilen sonuçların doğruluğunu kontrol etmek için deneylerden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırma yapılmıştır. Sabit 0.03 m/s sıkıştırma hızına bağlı 0.2 m çapında ve 1.2 m yüksekliğindeki bir silindirin içinden ölçülen basınç değerleri ve simülasyon sonuçları Şekil 3.20' de verilmiştir.



Şekil 3.20. Silindir içindeki basıncın zamanla değişimi

Simülasyondan elde edilen sonuçlar ile deneysel verilerin birbirleri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Seçilen ağ yapısı ve sınır şartları kullanılarak farklı geometriler ve farklı sıkıştırma hızları için analizler yapılmış ve farklı geometrilerde ve farklı çalışma şartlarında sıkıştırma verimi, harcanan enerji ve gerekli olan güç hesaplanmıştır.

Silindirler içerisindeki sıkıştırma verimi, ideal şartlarda sıkıştırma olması durumunda gerekli olan işin, gerçekte olan işe oranı olarak tanımlanmıştır (Eş. 3.66).

$$\eta_i = \frac{W_i}{W_a} \quad (3.66)$$

Daha önce de bahsedildiği gibi sıkıştırma işleminin gerçekleşmesi için gerekli olan iş, izotermal şartlarda sıkıştırma durumunda en düşük olmaktadır. İzotermal şartlarda sıkıştırma durumunda $P_1V_1=P_2V_2$ olduğundan Eş. 3.7 basınçların oranı yerine hacimlerin oranı kullanılarak W_i , Eş. 3.67 ile hesaplanmıştır.

$$W_i = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (3.67)$$

Sıkıştırma esnasında gerekli olan iş W_a , Eş. 3.14' ün V_1 hacminden V_2 hacmine integrali alınarak hesaplanmıştır. Bu eşitliğin integrali için sonlu farklar yönteminden faydalanılmış (Eş. 3.68) ve her zaman adımı için hesaplanan $P_a \Delta V$ toplanarak hesaplanmıştır.

$$W_a = \sum P_a \Delta V \quad (3.68)$$

Sıkıştırma süresince gerekli olan güç, sıkıştırma süresince yapılan işin geçen zamana (t) bölünmesi ile hesaplanmıştır (Eş. 3.69).

$$Güç = \frac{W_a}{t} \quad (3.69)$$

Sıkıştırma verimini ve ihtiyaç duyulan enerjiyi etkileyen diğer bir faktör ise sıkıştırma oranıdır. r ile gösterilen sıkıştırma oranı, sıkıştırmanın başladığı ilk basıncın, sıkıştırma sonundaki basınca oranı olarak tanımlanabilir (Eş. 3.70).

$$r = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.70)$$

Silindirin geometrisi de sistemin verimi üzerinde etkileri vardır. Bu nedenle farklı çaplarda (0.1 m, 0.2 m, 0.3 m ve uzunluklardaki (0.6 m, 1.2 m, 2.4 m) silindirler de incelenmiştir.

3.5. Hata Analizi

Deneysel çalışmada elde edilen veriler çok önemli bir yer tutsa da bu verilerin doğruluğu da oldukça önemlidir. Deneysel çalışma esnasında bir çok hata ile karşılaşılabilir. Bu hatalar şu şekilde sınıflandırılabilir: deneyde kullanılan cihazların üretiminden kaynaklı hatalar, sebebi bilinmeyen aynı büyüklüğün tekrar okunması esnasında ortaya çıkan hatalar ve elektronik ölçüm cihazlarındaki elektronik salınımlarından kaynaklı ortaya çıkan hatalar. Bir parametrenin ölçülmesinde ortaya çıkan toplam hata Eş. 3.71 ile hesaplanabilir.

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.71)$$

Bu eşitlikte R, x_1, x_2, \dots, x_n değişkenleri ile tanımlanmış bir fonksiyondur. w_1, w_2, \dots, w_n ise bu değişkenlerin belirsizliğidir.

Deney sisteminden alınan basınç değerleri ile genellikle Eş. 3.7 kullanılarak sistemde depolanan enerji hesaplanmıştır. Buna göre hata Eş. 3.72' ile ifade edilebilir.

$$W_R = \left[\left(\left(V_2 \ln \frac{P_2}{P_1} + V_2 \right) w_1 \right)^2 + \left(\frac{-P_2 V_2}{P_1} w_2 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.72)$$

Yukarıdaki eşitlik düzenlenirse ölçümlerden kaynaklı hata için Eş. 3.73 elde edilmiş olur.

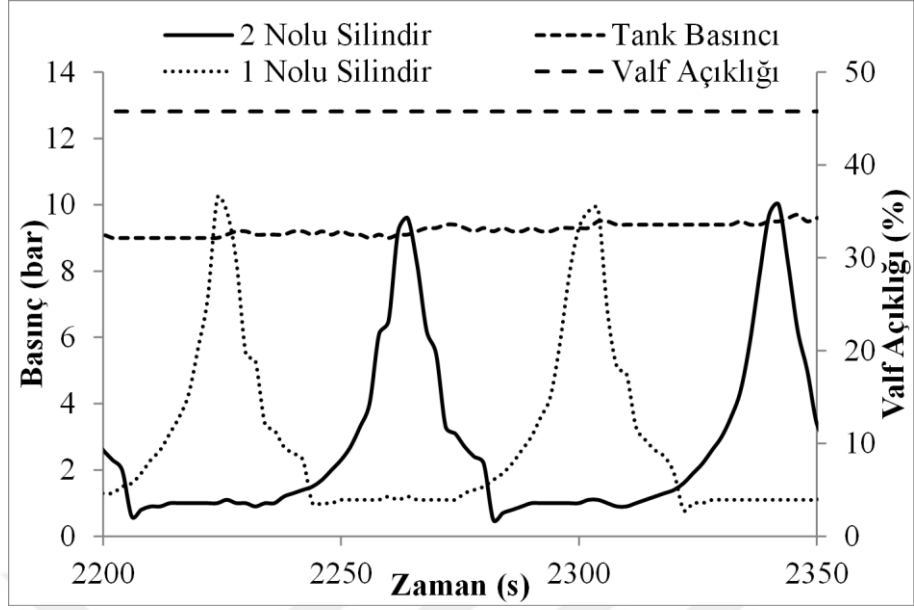
$$\frac{W_R}{E} = \left[\left(\frac{w_1}{P_2} + \frac{w_1}{P_2 \ln(P_2 / P_1)} \right)^2 + \left(\frac{-w_2}{P_1 \ln(P_2 / P_1)} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.73)$$

Basınç değerleri ve hata oranları Eş. 3.73' te yerine yazıldığında toplam % 0.2928 oranında bir hata olmaktadır.

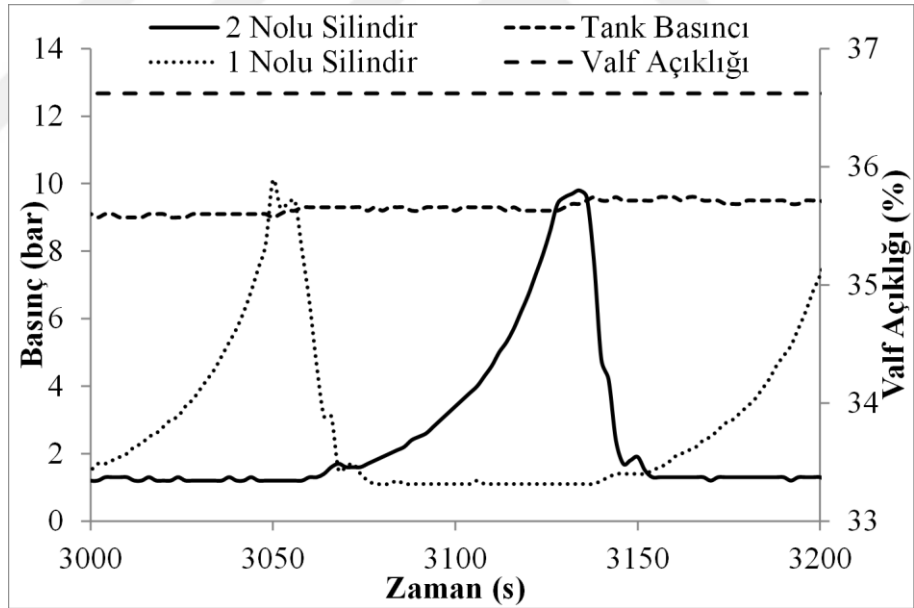
4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. Deneysel Çalışmadan Elde Edilen Veriler

Önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere sıvı piston kullanan sıkıştırılmış hava ile enerji depolama sisteminin imalatı gerçekleştirilmiş ve bu sistem üzerinden bazı ölçümler yapılarak sistemin çalışma karakteristiği belirlenmeye çalışılmıştır. Deney sisteminden sabit sıkıştırma hızı için elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri Şekil 4.1-4.2’ de verilmiştir. Sistemde iki adet sıvı piston kullanılarak sıkıştırmanın sürekli olması sağlanmıştır. Bir sıvı pistonunda sıkıştırma işlemi tamamlandığında diğer sıvı pistonunda sıkıştırma başlamaktadır. Tank basıncı her bir sıkıştırma sürecinin sonunda, sıvı piston ile tanklar arasındaki vana açıldığı zaman yükselmektedir. Tank basıncındaki artış çok hızlı olmamakla birlikte her strok sonunda artmaktadır. Sabit hızda sıkıştırma yapıldığından, hızın kontrol edildiği valfin açıklığı da sabittir. Yüksek hızlarda sıkıştırma işlemi gerçekleştirildiğinde sıvı piston içerisindeki havanın basıncı daha hızlı artmakta ve tank ile sıvı pistonlar arasındaki valfin açık kalma süresi daha kısa olmaktadır. Düşük hızlarda ise bu geçiş daha belirgindir (Şekil 4.2).



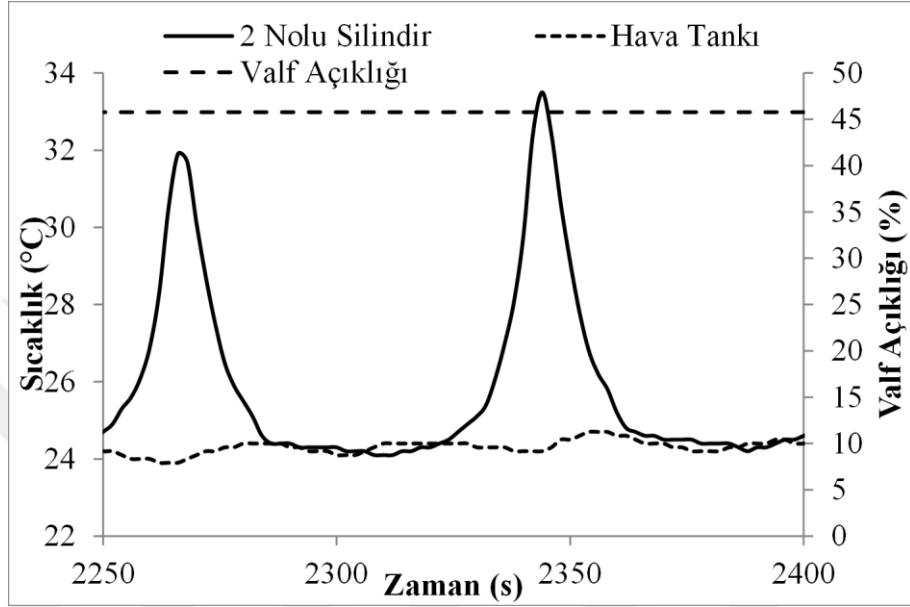
Şekil 4.1. Yüksek sabit sıkıştırma hızında basıncın zamana göre değişimi



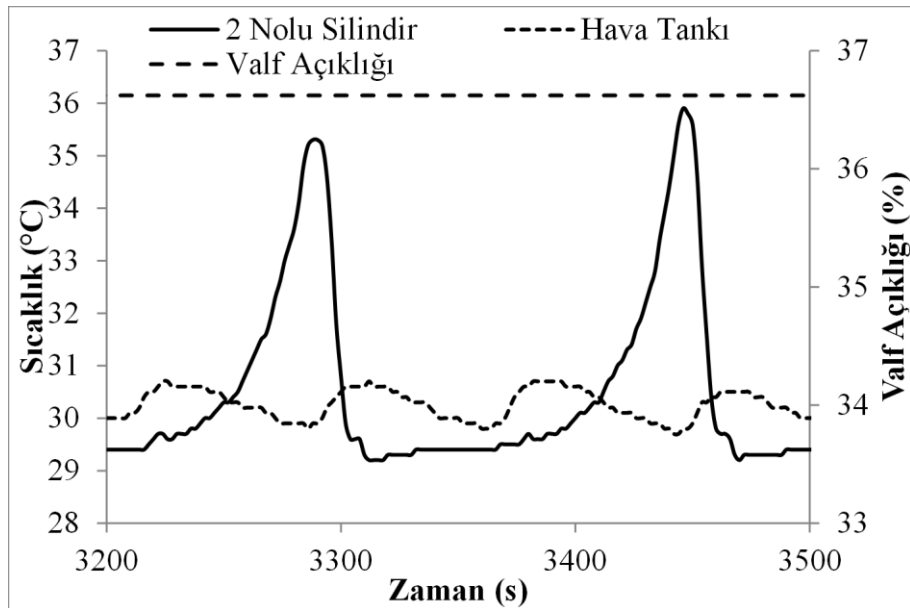
Şekil 4.2. Düşük sabit sıkıştırma hızında basıncın zamana göre değişimi

Sıcaklıkların değişimini (Şekil 4.3 – 4.4) incelediğimizde ise 10 bara kadar sıkıştırma esnasında başlangıçtaki hava sıcaklığına göre sıcaklık farkı, hızlı sıkıştırma durumunda 8 derece yavaş sıkıştırma durumunda ise yaklaşık 5.5 derece olmaktadır. Hava tankının

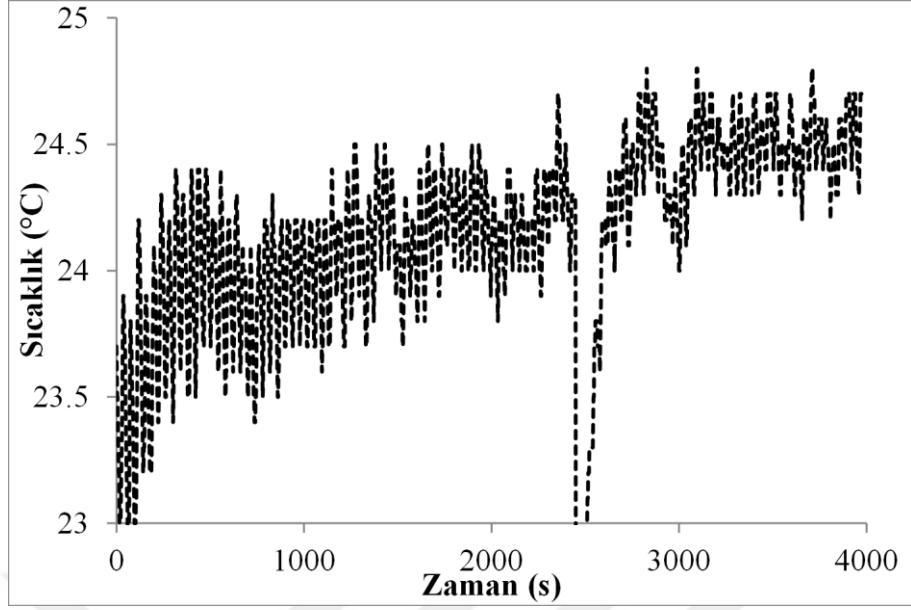
sıcaklığı ise valf açıldığında bir miktar yükselmekle birlikte sonra tekrar düşmektedir. Fakat bu durum sürekli olduğundan dolayı tankın sıcaklığı da yükselmektedir (Şekil 4.5) ve tankın sıcaklığındaki bu artış basınç yükseldikçe artmaktadır.



Şekil 4.3. Yüksek sabit sıkıştırma hızında sıcaklığın zamana göre değişimi

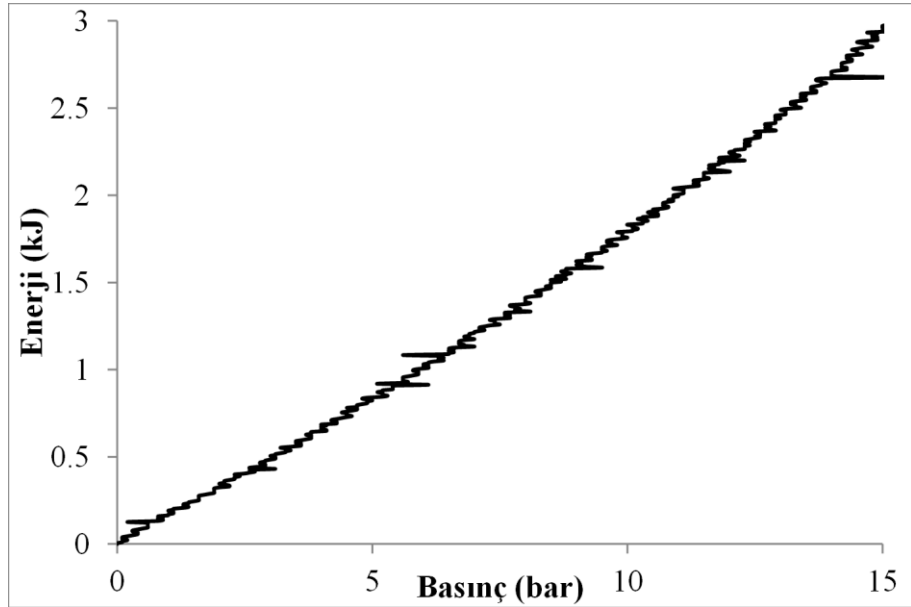


Şekil 4.4. Düşük sabit sıkıştırma hızında sıcaklığın zamana göre değişimi



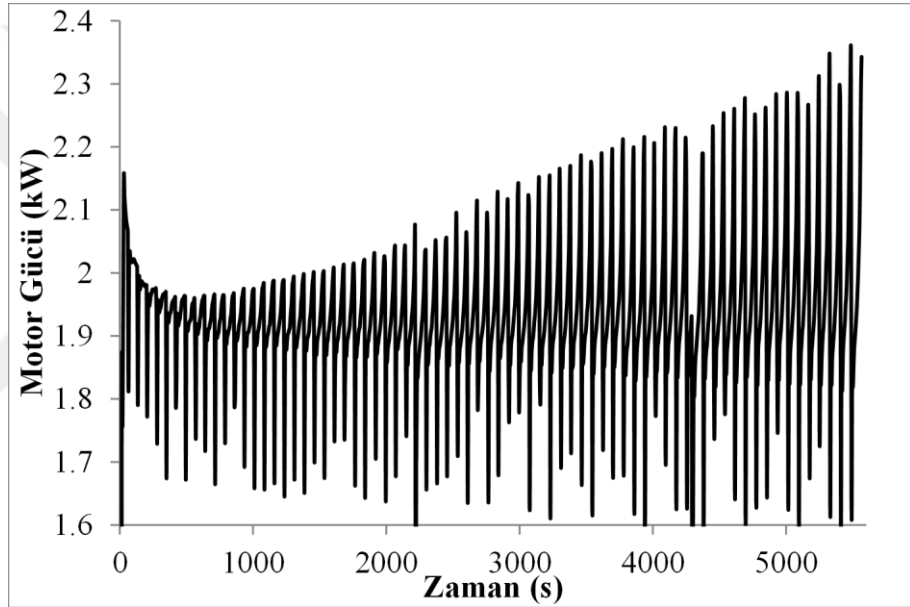
Şekil 4.5. Tank sıcaklığının zamana göre değişimi

Sıkıştırma süreci boyunca harcanan enerjinin hava tankının basıncı ile değişimi Şekil 4.6’ da verilmiştir. Harcanan enerjinin tank basıncıyla doğrusal bir değişim gösterdiği söylenebilir.



Şekil 4.6. Harcanan enerjinin tank basıncına göre değişimi

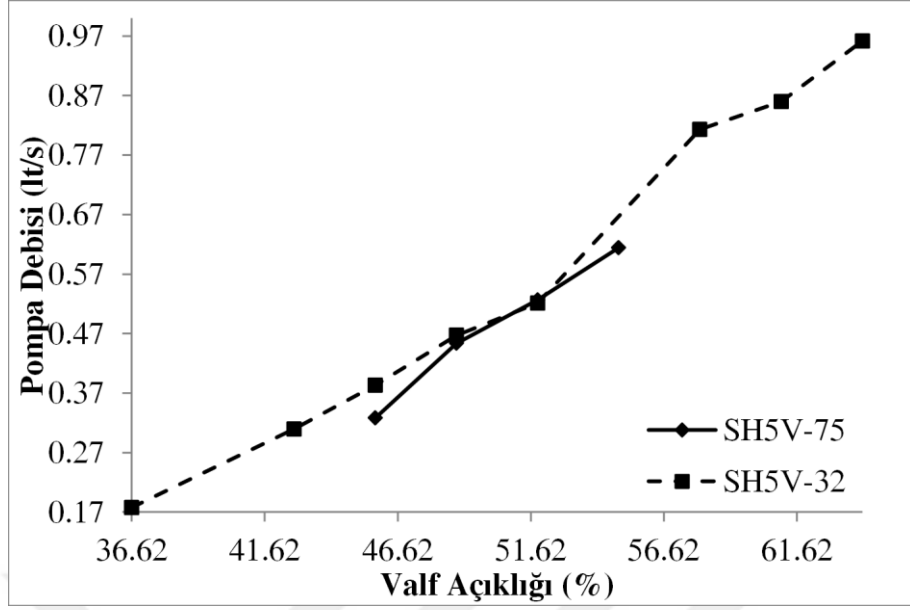
Sıkıştırma süresince motorun çektiği güçteki değişime baktığımızda (Şekil 4.7) sıkıştırma basıncının artması ile gücün arttığı görülür. Hava tankının basıncının artması ile birlikte sıvı piston içerisindeki havanın da basıncının yükselmesi gerekmektedir. Bu durumda pompanın basıncını arttıracak ve daha fazla güce ihtiyaç duyacaktır. Bu nedenle bir stroğun sonuna doğru basınç yükselecek ve motor gücü de artacaktır. Strok sonunda ise sıkıştırma işlemi diğer sıvı pistondan devam edeceği için basınç daha düşük olacak ve motor gücü de düşecektir. Motor gücündeki zamana göre değişimler bu yüzden çok değişkenlik göstermektedir.



Şekil 4.7. Motor gücünün zamana göre değişimi

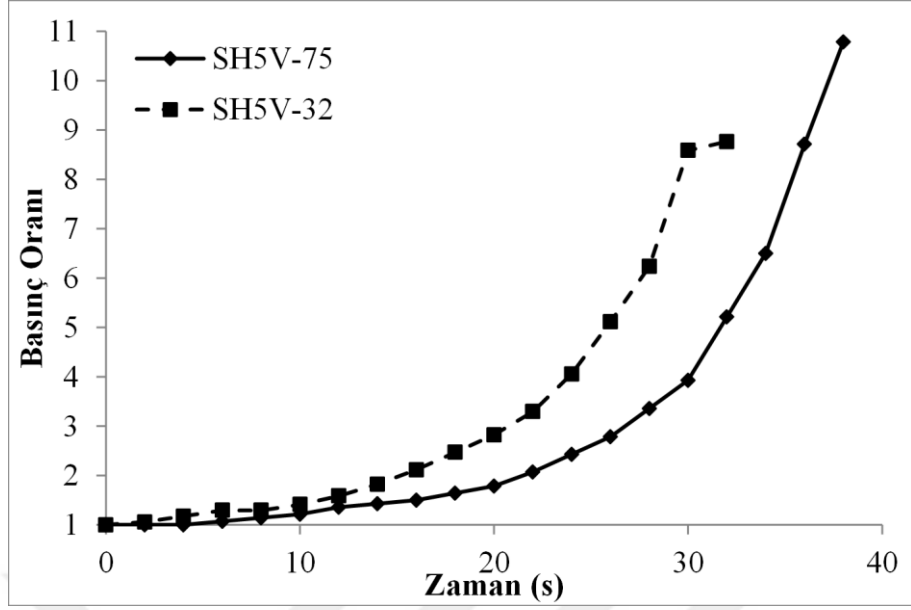
4.1.1. Sistemde Kullanılan Pompaların Etkisi

Sistemde kullanılan farklı iki pompanın debilerine baktığımızda piston hızı yaklaşık aynı değere ayarlandığı için önemli bir farklılık görülmemektedir (Şekil 4.8). SH5V-75 model pompanın maksimum debisi daha yüksek olmasına karşın debi ihtiyacımız o kadar yüksek değildir. Maksimum debisi daha düşük olan SH5V-32 model pompa ile aynı iş yapılabilir.



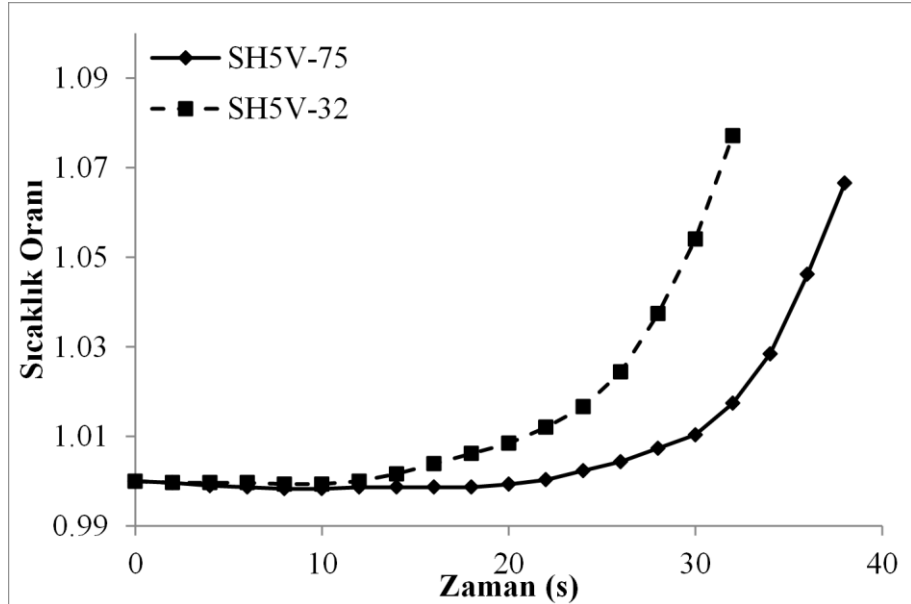
Şekil 4.8. Sistemde kullanılan pompaların debilerinin valf açıklığına göre değişimi

Sabit hızda sıkıştırma sürecinde silindir içerisindeki havanın bir stroktaki basıncının değişimini incelediğimizde aynı valf açıklığı için SH5V-32 model pompanın daha hızlı bir sıkıştırma yaptığı görülmektedir. Pompanın uçları arasındaki basınç farkı, SH5V-32 model pompada daha fazla olmaktadır. Bu basınç farkından dolayı iki pompanın debileri arasında az da olsa bir farklılık bulunmaktadır. Debideki bu ufak farklılıklar sistemin hızını etkilemekte ve valf açıklığı aynı olmasına karşın sıkıştırma hızının farklı olmasına sebep olmaktadır (Şekil 4.9).



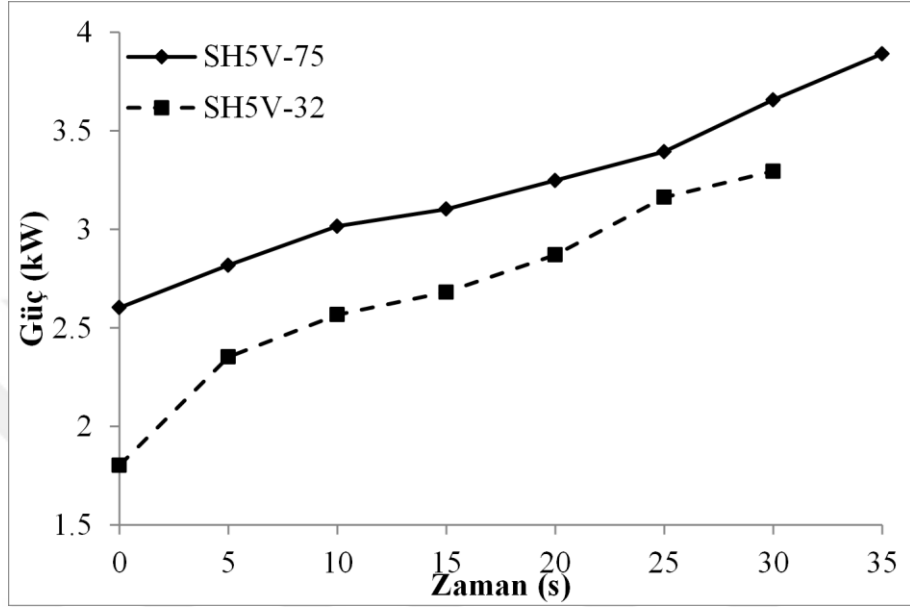
Şekil 4.9. Bir stroktaki basınç oranının zamanla değişimi

İki pompanın sıkıştırma sürecindeki basınçlarının farklı olması sıvı piston içerisindeki havanın sıcaklığının da farklı olmasına sebep olmaktadır (Şekil 4.10).



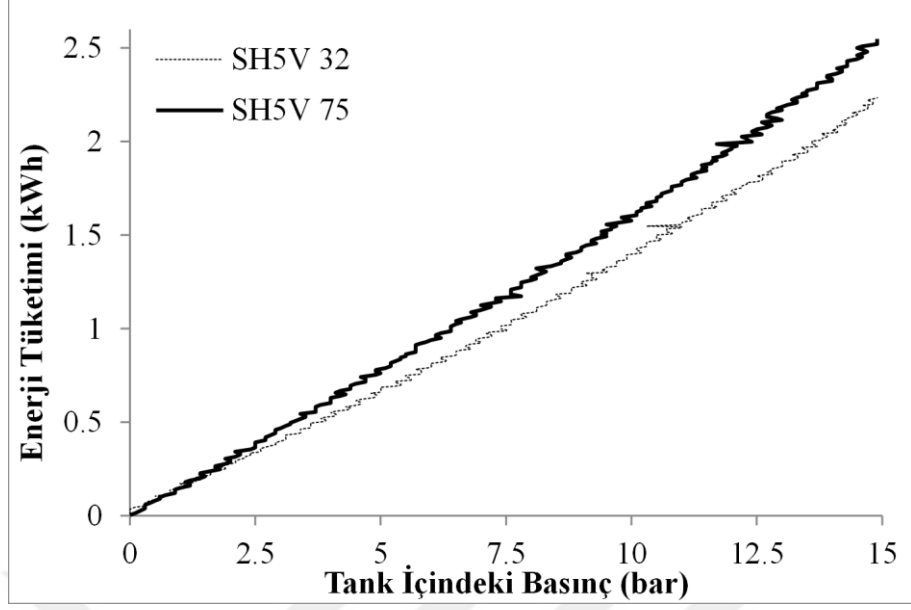
Şekil 4.10. Sıcaklık oranının bir stroktaki zamana göre değişimi

SH5V-32 kodlu pompanın tork katsayısı 0.52 iken SH5V-75 kodlu pompanın tork katsayısı 1.21' dir. Tork katsayısının yüksek olması motorun daha fazla enerji dolayısıyla daha fazla güç çekmesine sebep olmaktadır (Şekil 4.11).



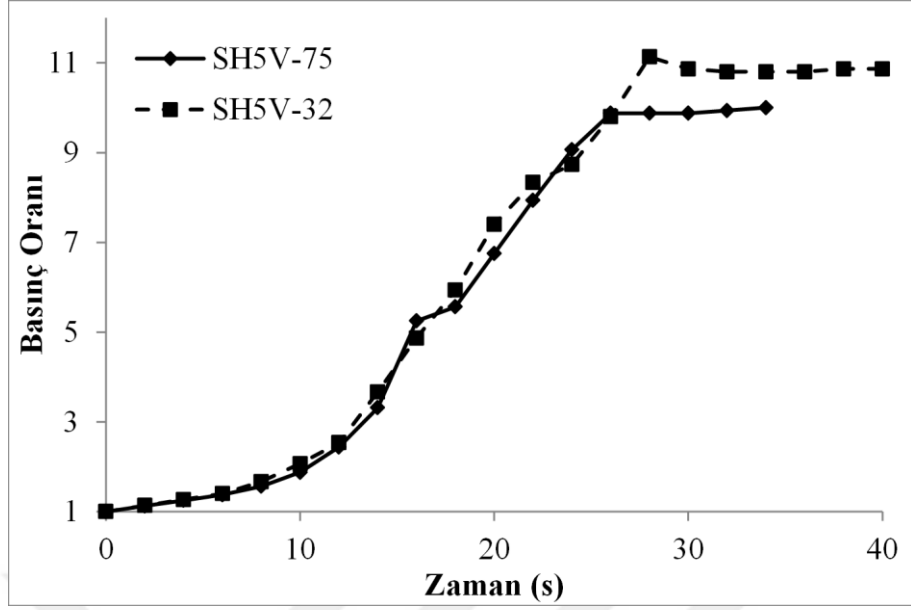
Şekil 4.11. Pompa gücünün bir stroktaki zamanla değişimi

Tank içindeki basınç arttıkça gerekli olan enerji miktarı da artmaktadır. SH5V-32 model pompa, diğer pompaya göre 5 bar tank basıncında %19, 10 bar tank basıncında %14.5 15 bar tank basıncında ise %14.1 daha az enerjiye ihtiyaç duyduğu görülmüştür (Şekil 4.12).

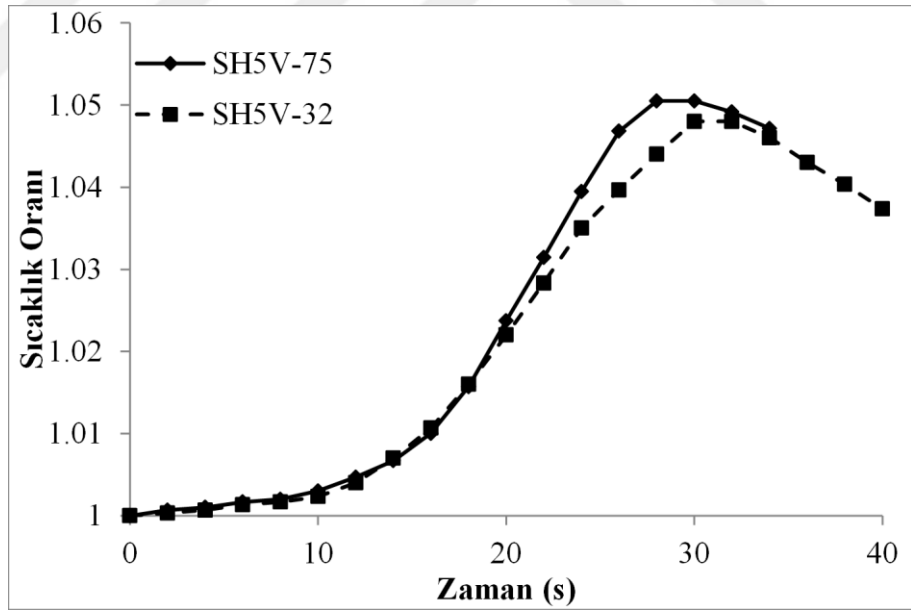


Şekil 4.12. Kullanılan pompaların enerji tüketimlerinin tank basıncına göre değişimi

Daha efektif bir sıkıştırma gerçekleştirmek için sıkıştırma hızının değişken alınabileceği daha önce bahsedilmişti. Bu çalışma şartlarında basınç ve sıcaklık oranlarının değişimini incelediğinde önemli bir farklılık görülmemektedir (Şekil 4.13 – 4.14).

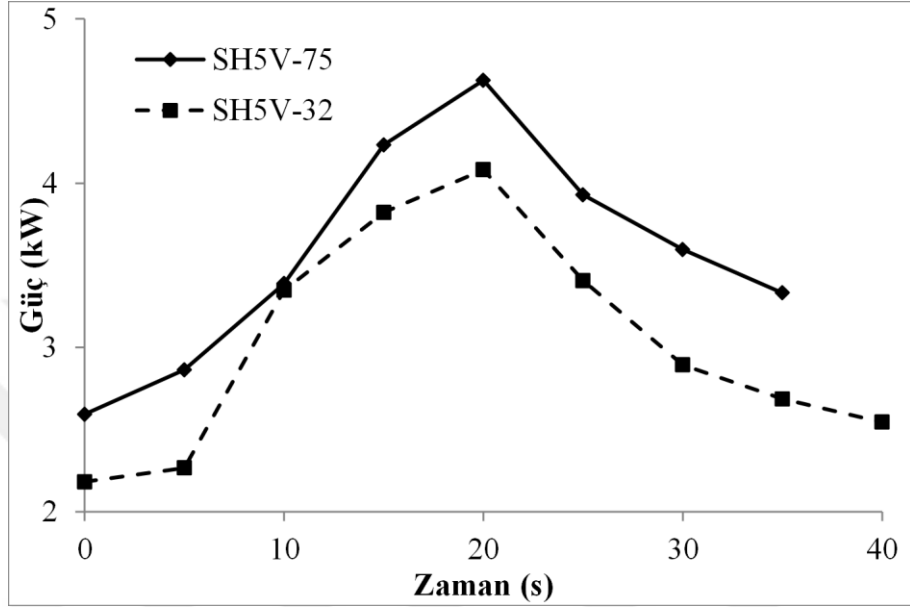


Şekil 4.13. Değişken hız kullanılması durumunda bir stroktaki basınç oranlarının zamanla değişimi



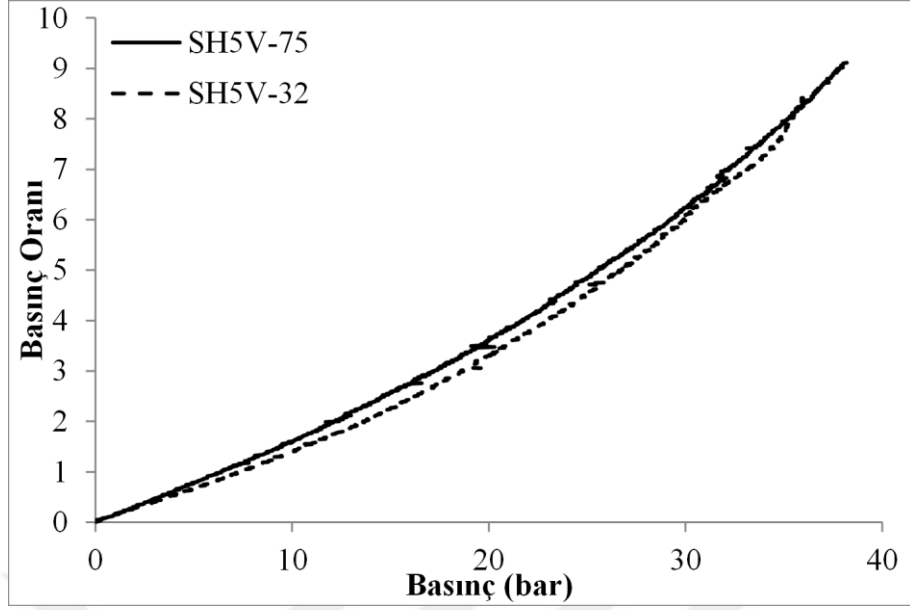
Şekil 4.14. Değişken hız kullanılması durumunda bir stroktaki sıcaklık oranlarının zamanla değişimi

Basınç ve sıcaklık oranlarında önemli bir farklılık olmamasına karşın çekilen güçler arasında fark olduğu söylenebilir. SH5V-75 model pompa tork katsayısı daha büyük olduğu için daha fazla güce ihtiyaç duymaktadır (Şekil 4.15).



Şekil 4.15. Değişken hız kullanılması durumunda bir stroktaki motor gücünün zamanla değişimi

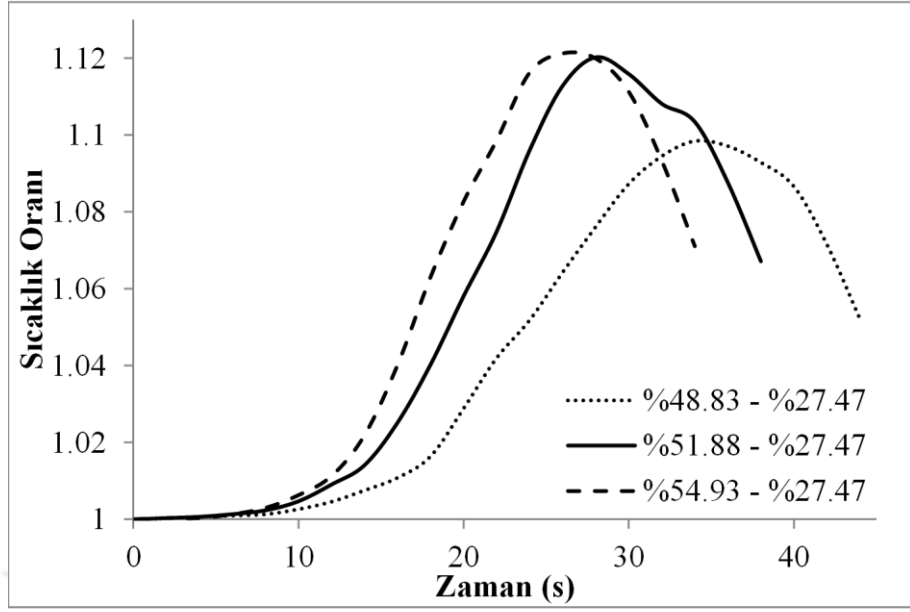
Bir strok süresince SH5V-75 model pompanın çektiği güç daha fazla olmasına karşın tank içerisindeki basınç arttıkça toplamda çekilen enerji hemen hemen aynı olmaktadır. SH5V-32 model pompa daha küçük kapasiteli olduğundan yüksek basınçlarda çalışma esnasında daha fazla enerji çekmektedir. 25 bar tank basıncında toplamda çekilen enerji SH5V-32 model pompa kullanılması durumunda diğer pompaya göre % 7 daha az olmaktadır. 36 bar tank basıncında ise toplamda çekilen enerji yaklaşık olarak her iki pompada da aynıdır (Şekil 4.16).



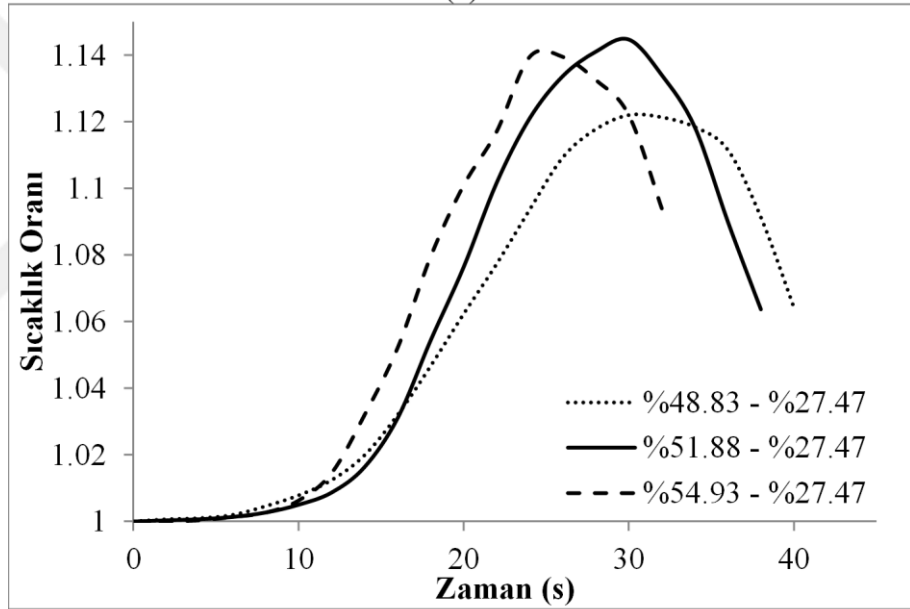
Şekil 4.16. Değişken hız kullanılması durumunda harcanan enerjinin tank basıncı ile değişimi

4.1.2. Valf Açıklığının Etkisi

Sıkıştırma sürecinin en önemli parametresinden biri sıkıştırma hızıdır. Sıkıştırmanın hızlı veya yavaş olması sistemin performansına doğrudan etki etmektedir. Sıkıştırma sürecinin hızlanması ısı transferinin gerçekleşeceği zamanı da kısaltmakta ve silindir içinde sıcaklıklar hızla yükselmektedir. Şekil 4.17' den görülebileceği gibi %54.93 valf açıklığında silindir içindeki en yüksek sıcaklıklara ulaşılmıştır. Şekil 4.17' de valf açıklıklarının yanındaki değer değişken hızlardaki minimum valf açıklığını ifade etmektedir. Sistemin yavaşlaması iki farklı valf açıklığı arasında doğrusal değişimle gerçekleşmektedir. %51.88 valf açıklığında, sıkıştırma işleminin başlangıcındaki sıcaklık yüksek olmasına karşın silindir içindeki maksimum sıcaklık %48.83 valf açıklığında oluşan sıcaklığı aşmamıştır.



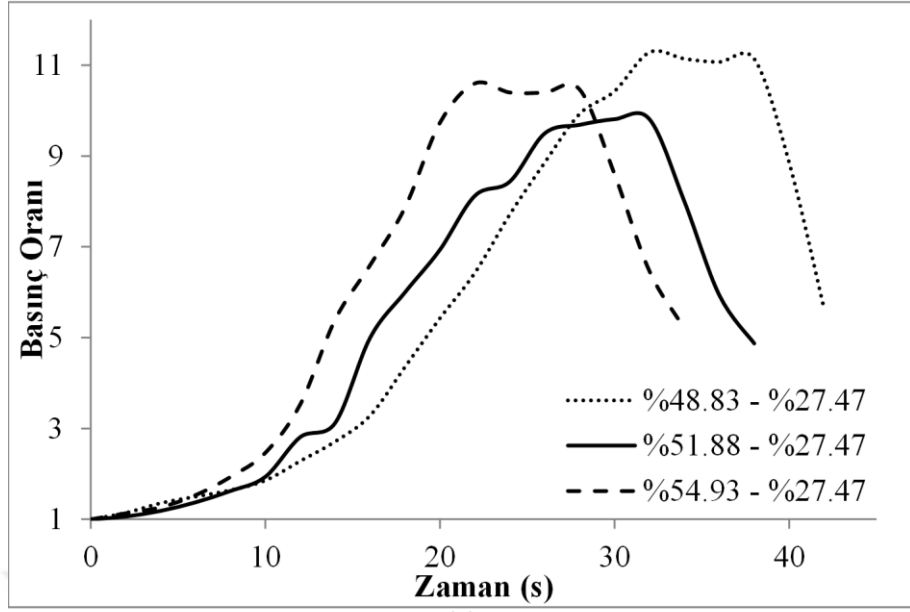
(a)



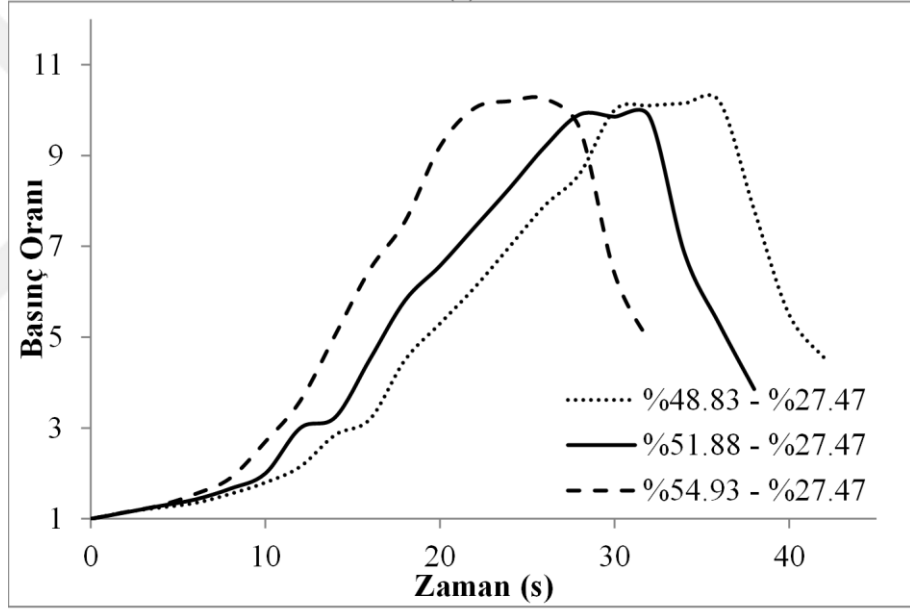
(b)

Şekil 4.17. Farklı hızlarda silindir içindeki sıcaklıkların bir stroktaki değişimi: Tank basıncı (a) 15 bar , (b) 20 bar

Silindir içindeki basınçlar, sıkıştırma süreleri farklı olduğundan dolayı maksimum basıncın oluştuğu süreler de farklıdır (Şekil 4.18). Yüksek hızlarda, basınç hızlı yükselmekte, düşük hızlarda, silindir içindeki hava basıncının tank basıncına çıkması için gerekli olan süre daha uzun olmaktadır.



(a)

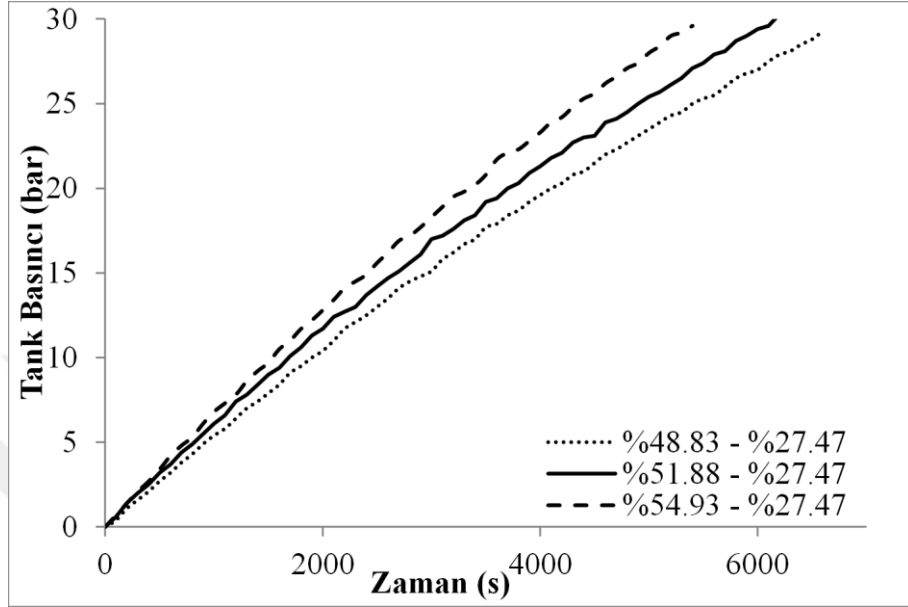


(b)

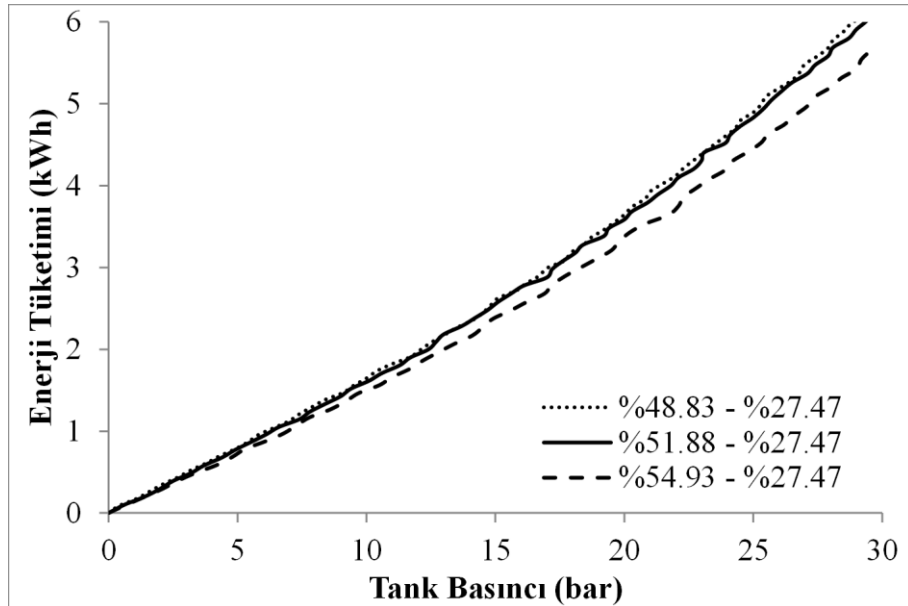
Şekil 4.18. Farklı hızlarda silindir içindeki basıncın bir stroktaki değişimi: Tank basıncı (a) 15 bar , (b) 20 bar

Sıkıştırma hızının yüksek olması tank basıncının da hızlı artmasına sebep olmaktadır (Şekil 4.19). Sıkıştırmanın hızlı olması, sıkıştırma için gerekli olan enerjinin daha düşük olmasını sağlamaktadır. %48.83 ile %51.88 valf açıklıklarının enerji tüketimleri arasında belirgin bir fark görülmemesine karşın %54.93 valf açıklığında %9 daha az

enerji tüketilmektedir (Şekil 4.20). Sıkıştırma hızı arttıkça sistemin enerji gereksinimi düşmektedir.

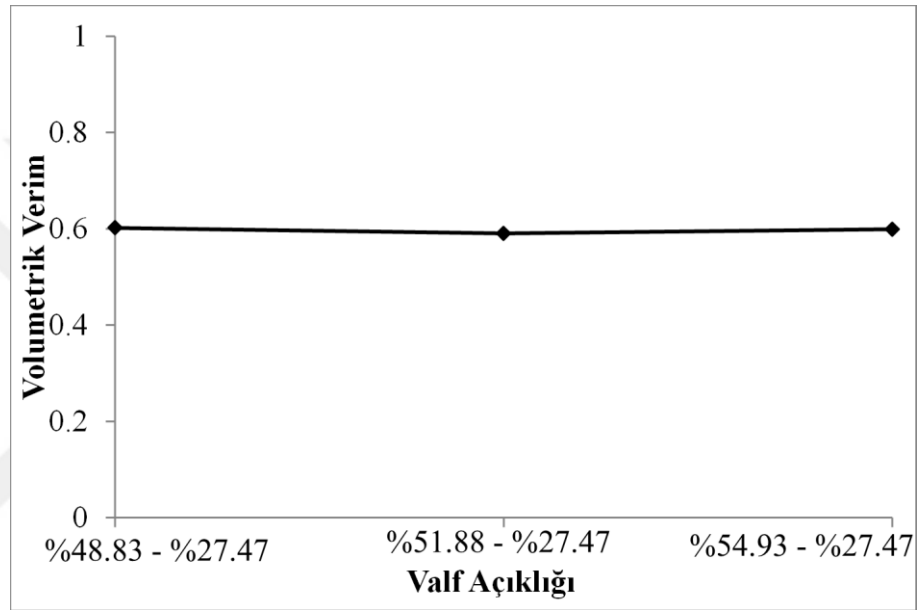


Şekil 4.19. Tank basıncının zamanla değişimi



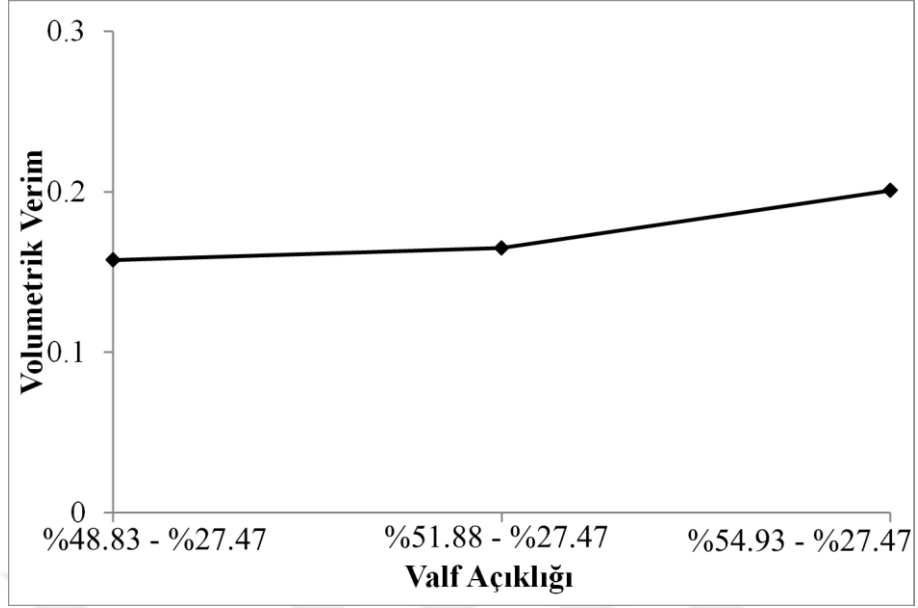
Şekil 4.20. Enerji tüketiminin tank basıncına göre değişimi

Sıkıştırma hızları farklı da olsa tank basınçlarını 0 bar basınçtan 30 bar basınca çıkarabilmek için yapılması gereken strok sayısı aynıdır. 150 strok sonunda tank içindeki basınç 30 bar olmaktadır. Tank içindeki hava kütlesi miktarı aynı olduğundan dolayı farklı hızlardaki volumetrik verimler de aynı olmaktadır. Şekil 4.21’ de de görüldüğü gibi sistemin volumetrik verimi %60 civarındadır ve hızların değişimi ile değiştiği söylenemez.



Şekil 4.21. Sistemin farklı hızlardaki volumetrik verimi

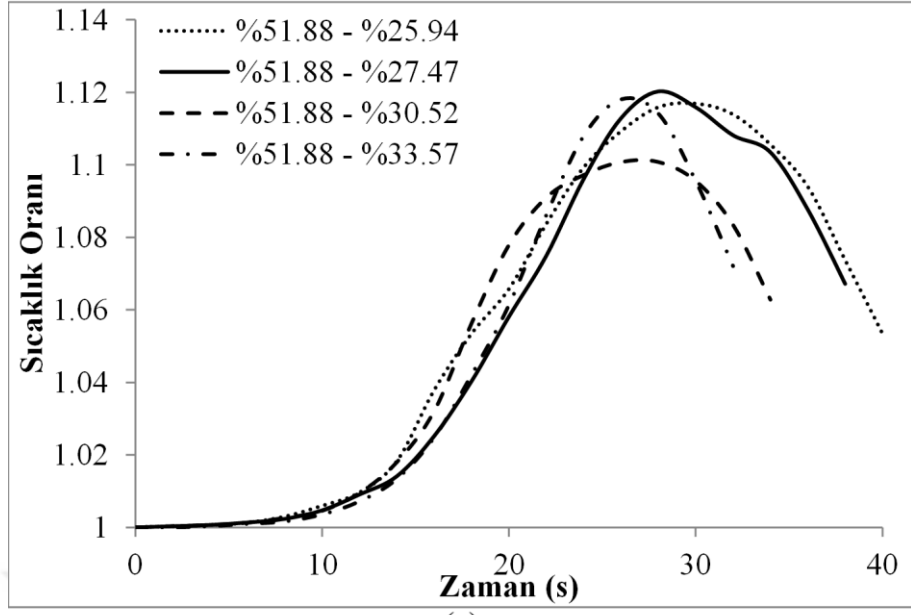
Sistemin verimine baktığımızda toplam verimin %15 ile %20 arasında değiştiği görülmektedir, sıkıştırma sürecinin hızlanmasıyla verimde bir miktar artış olduğu görülmektedir (Şekil 4.22).



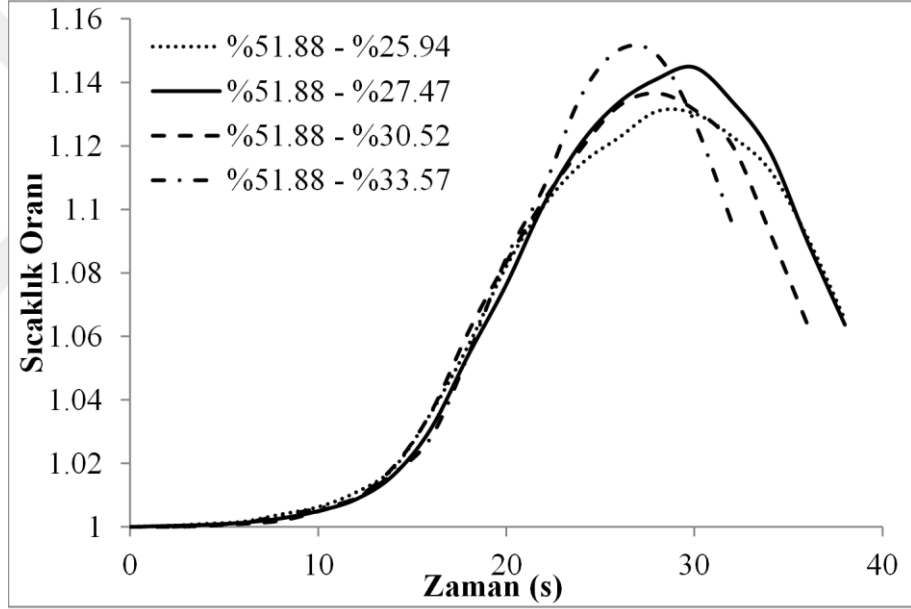
Şekil 4.22. Farklı valf açıklık oranları için sistem veriminin değişimi

4.1.3. Minimum Valf Açıklığının Sistem Performansına Etkisi

Minimum valf açıklığının da sıcaklıklar üzerine etkisi hızın etkisi gibi olmaktadır. Valf açıklığının artması sistemin daha hızlı çalışması ve ısı transferi için daha az zamanın olması demektir. Rampa hızı yüksek olduğunda, sıkıştırma esnasında rampada geçen süre daha kısa olacaktır. Sıcaklıklar bu esnada düşük rampa hızlarına göre daha yüksek olacaktır. Düşük rampa hızlarında, rampa sürecinde sıcaklıkları sıkıştırma hızının yavaşlamasından dolayı çok yükselmekte, yatay bir seyir izlemektedir. Yüksek Valf açıklık oranlarında, özellikle minimum %33.57 değerinde, sistemde sıkıştırma hızı yavaşlamasına karşın sıcaklıklar yükselmektedir (Şekil 4.23).



(a)

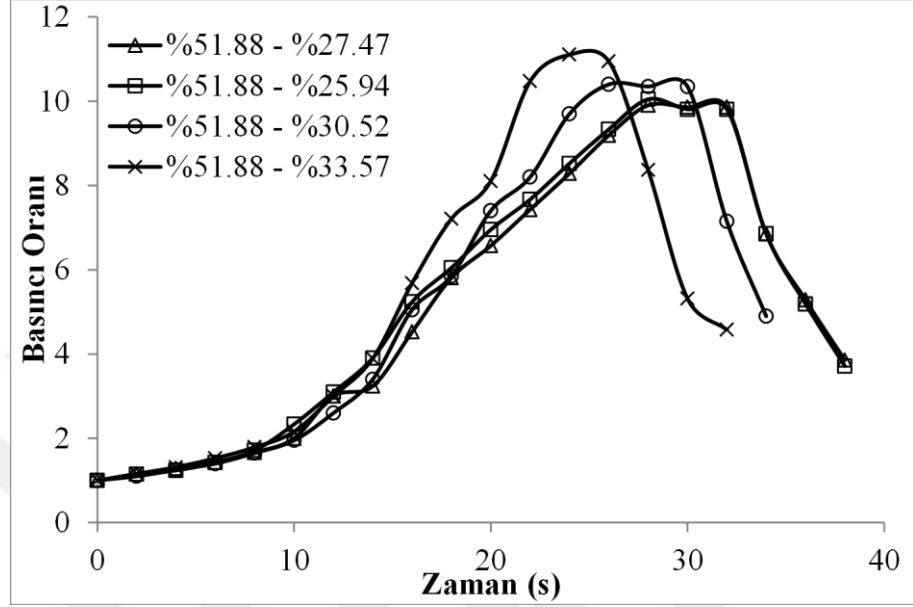


(b)

Şekil 4.23. Farklı valf açıklık oranlarında silindir içindeki sıcaklıkların bir stroktaki değişimi: Tank basıncı (a) 15 bar ; (b) 20 bar

Minimum valf açıklığının değişmesi sıkıştırma süresi için geçen zamanı da değiştirmektedir. Minimum valf açıklığının, zaman üzerindeki etkisi ilk durumdaki valf açıklığının etkisi kadar yüksek olmasa da sıkıştırma zamanını kısaltmaktadır. Minimum

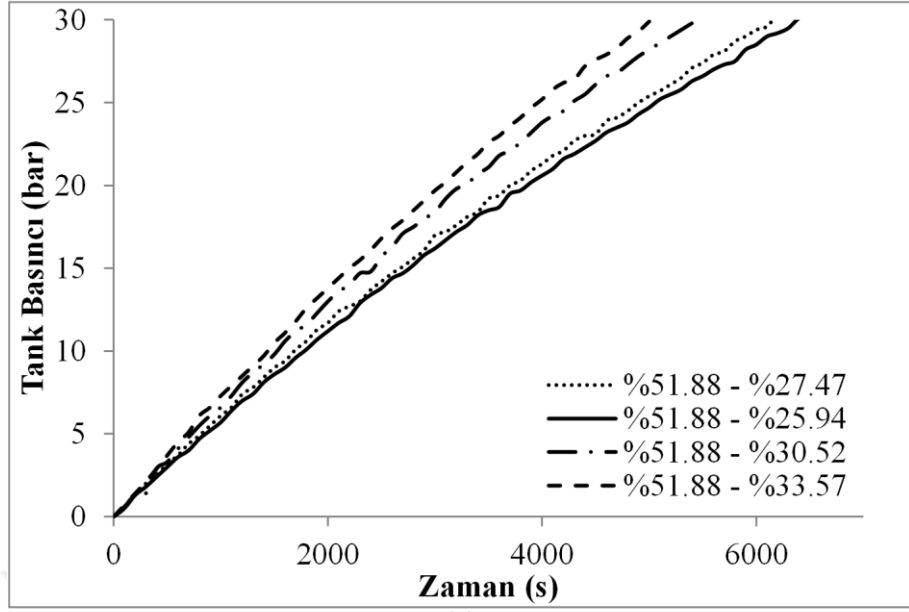
valf açıklığı arttıkça sıvı piston içerisindeki havanın sıkışma oranı da artmaktadır (Şekil 4.24).



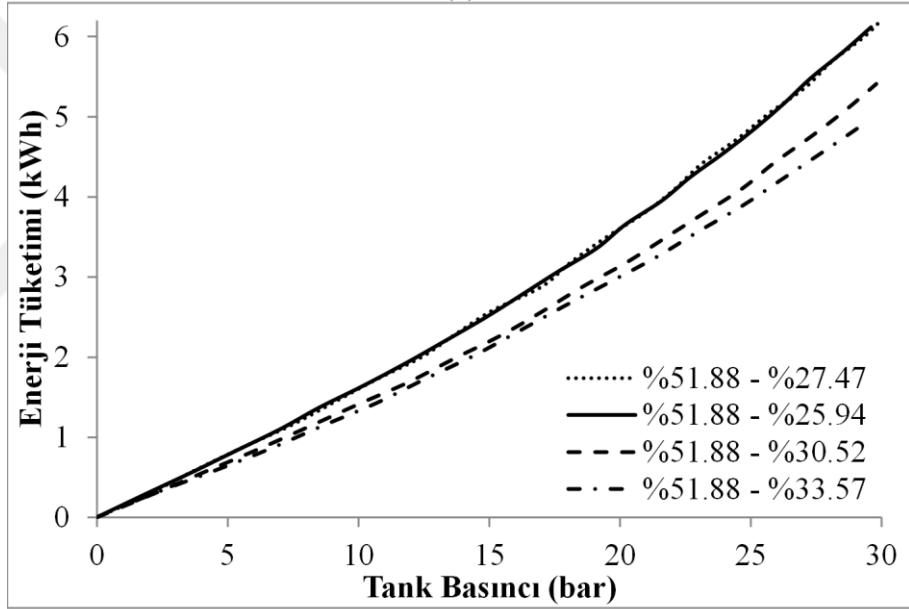
Şekil 4.24. 20 bar tank basıncında bir strokta silindir içindeki hava basıncının zamanla değişimi

Minimum valf açıklığı arttıkça sıkıştırma süresi de kısalmakta ve tank içindeki basınç daha hızlı yükselmektedir. %51.88 – %25.94 ve %51.88 – %27.47 valf açıklıkları birbirine çok yakın olduğu için tank içindeki basınç değişimleri de birbirine yakındır. Hızların değişimi lineer olmadığından %51.88 – %30.52 ve %51.88 – %33.57 valf açıklıklarında hava tankları içerisindeki basıncın 30 bar basınca ulaşması daha kısa sürmüştür (Şekil 4.25).

Sıkıştırma için harcanan enerjiye baktığımızda, sıkıştırma süreci hızlandıkça enerji tüketiminin azaldığı görülmektedir (Şekil 4.25).



(a)



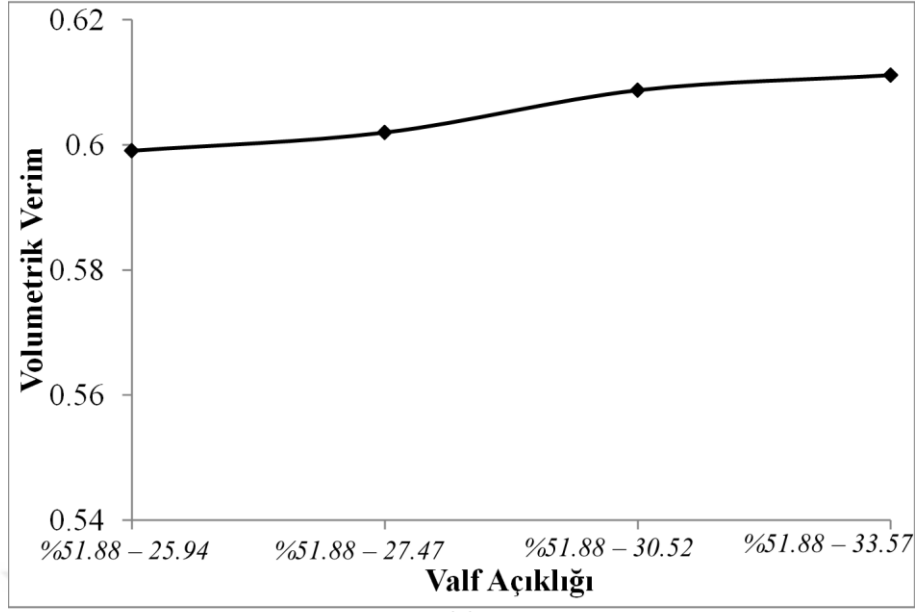
(b)

Şekil 4.25. Tank basıncının zamanla değişimi (a) ve Enerji tüketiminin tank basıncına göre değişimi (b)

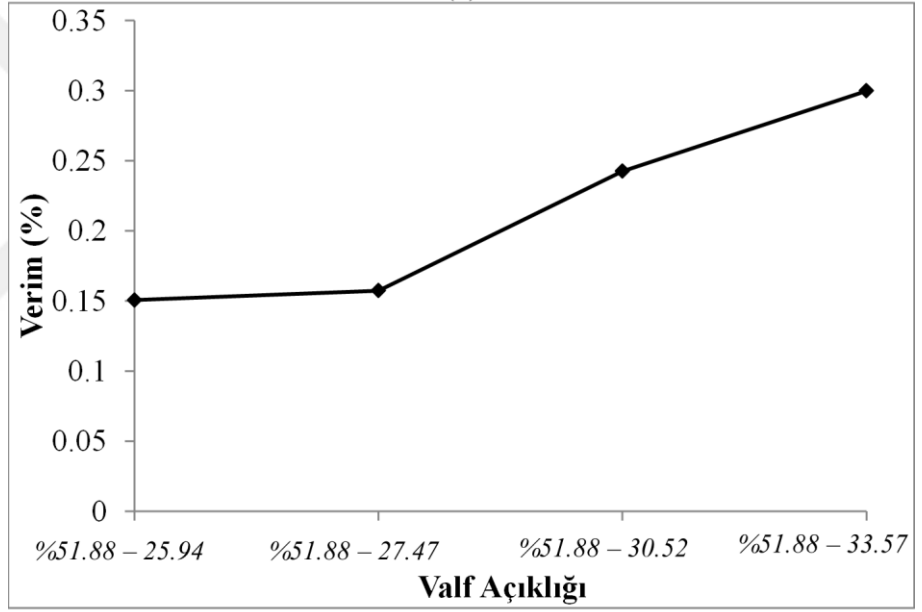
Sistemin volumetrik verimine baktığımızda, Minimum valf açıklığı arttıkça volumetrik verimin arttığı söylenebilir. Normal valf açıklığının bir etkisi olmamasına karşın minimum valf açıklığı az da olsa volumetrik verimi etkilemektedir. Bunun sebebi, sıkıştırma esnasında minimum valf açıklığının yüksek olması sıkıştırmanın hızlı

olmasına ve sistemden olan kaçakları azaltmaktadır. Sistemin sıkıştırma esnasında, valfin kısılmaya başladığı anda hava silindirler içinde yüksek basınçta bulunmaktadır. Eğer minimum valf açıklığı düşük olursa valfin kısılmaya başladığı andan strok sonunda kadar geçen süre uzun olacak ve kaçaklar artacaktır. Rampa hızının yüksek olması bu kaçakları azaltır ve volumetrik verimin bir miktar yükselmesini sağlar. Minimum valf açıklığı artmasıyla kaçakların azalmakta ve tank içerisindeki havanın basıncı 30 bara çıkarabilmek için daha az enerji ihtiyacı olmaktadır (şekil 4.26).





(a)



(b)

Şekil 4.26. Sıkıştırma hızının değişken olması durumunda sistem verimi ve volumetrik verimin değişimi

4.1.4. Sistem Parçalarının Performansı

Sistemin en önemli dört parçası olan elektrik motoru, hidrolik pompa, booster, ve silindirlerin verimleri, sistem verimini etkileyen en önemli faktörlerdir. Sistemin en verimsiz elemanı pompa olarak gözükmemektedir (Çizelge 4.1). Sistem verimini arttırmak için öncelikle pompanın veriminin artırılması gerekmektedir.

Çizelge 4.1. Sistem parçalarının verimleri

Sistem Elemanı	Verim [%]
Elektrik Motoru	70
Pompa	60
Valfler, Hortum vs.	70
Booster	80
Sıvı Pistonlu Silindir	70
Toplam Verim	16

Çalışma hızı arttıkça basınç düşürücüdeki sürtünmelerden dolayı oluşan kayıplar da artacağı için basınç düşürücünün verimi düşmektedir. Hız arttıkça pompanın verimli çalışma bölgesinde daha çok kullanıldığından pompa verimi önemli ölçüde artmaktadır. Sıkıştırmanın gerçekleştiği silindirlerin veriminde ise çok büyük değişim gözlenmemektedir. Toplam verim ise pompa verimindeki artıştan dolayı %5' ten % 10' a kadar çıkmaktadır.

Sistemde önceden kullanılan pompanın kapasitesinin büyük olduğu ve tork katsayısının yüksek olmasından dolayı daha fazla enerji tükettiği görülmüştür. Yeni takılan pompa ile çalışma performansları arasında fazla bir fark olmamasına karşın enerji tüketim değerleri yeni pompada daha düşük olduğu görülmüştür.

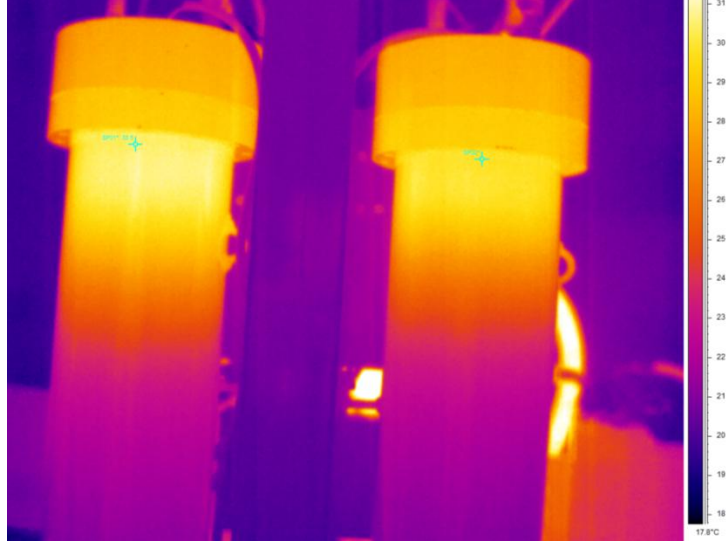
Sıkıştırma hızının sistem performansı üzerine etkileyen en önemli parametrelerden biri olduğu görülmüştür. Hızın artması silindir içinde oluşan sıcaklıkların da artmasına sebep olmaktadır. Bununla birlikte silindir içindeki basınçlarda bir değişiklik olmamaktadır. Hız artmasından dolayı tank içindeki basıncın artması daha hızlı

olmaktadır. Sıkıştırma hızının yüksek olması aynı basınçta sıkıştırılmış hava elde etmek için gerekli enerji miktarını düşürdüğü görülmüştür. Bunun nedeninin pompa veriminin hızdan önemli ölçüde etkilendiği söylenebilir.

Sistem hızlandıkça pompa daha verimli çalışmakta bununla birlikte boosterdaki sürtünme kayıpları artmaktadır. Toplamda ise sistem verimi yüksek hızlarda daha yüksek olmaktadır.

4.1.5. Sıkıştırma Sürecinde Sıvı Pistonlardaki Sıcaklık Değişimi

Havanın sıkıştırma sürecinde mümkün olduğunca izotermal sıkıştırma sistem performansı için oldukça önemlidir. Bu kapsamda silindir içindeki sıcaklıklar sürekli izlenmekte ve kaydedilmiştir. Bunun yanında silindirlerin dış yüzeyinde sıcaklık değişimleri termal kamera ile ölçülmüştür. Şekil 4.27, silindir dış yüzeyinde sıcaklık dağılımını ve ölçüm noktalarını gösterirken Şekil 4.28, çevrim boyunca silindir yüzey sıcaklık değişimini göstermektedir. Görüldüğü gibi ortam ile sıcaklık farkı en fazla 15 C civarında gerçekleşmektedir. Bu durum izotermal sıkıştırmaya yakın bir sıkıştırma gerçekleştirildiğini göstermektedir.



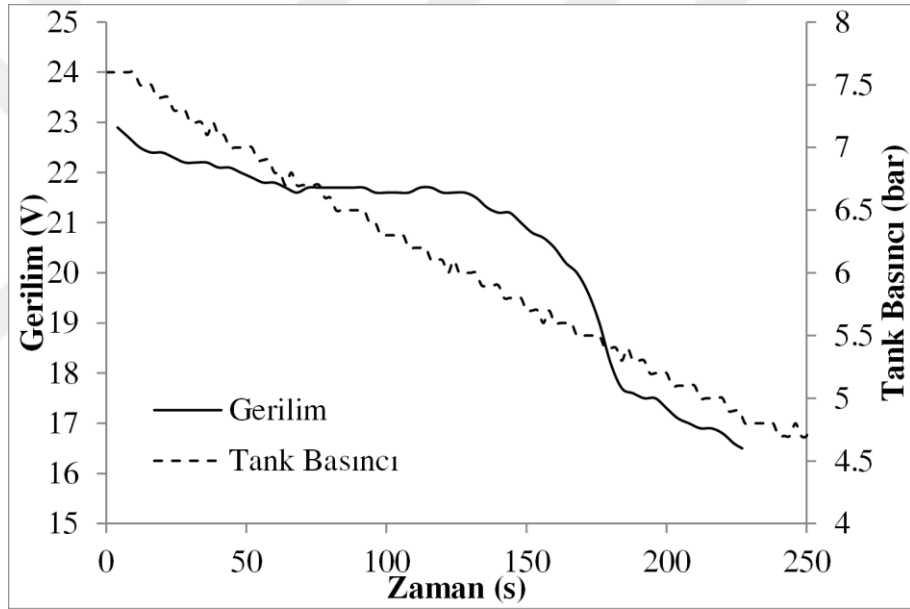
Şekil 4.27. Sıkıştırma prosesinde sıvı pistonlu hava sıkıştırma silindirleri yüzey sıcaklıkları



Şekil 4.28. Sıkıştırma sürecinde bir strok boyunca sıvı pistonlu hava sıkıştırma silindiri yüzey sıcaklıkları

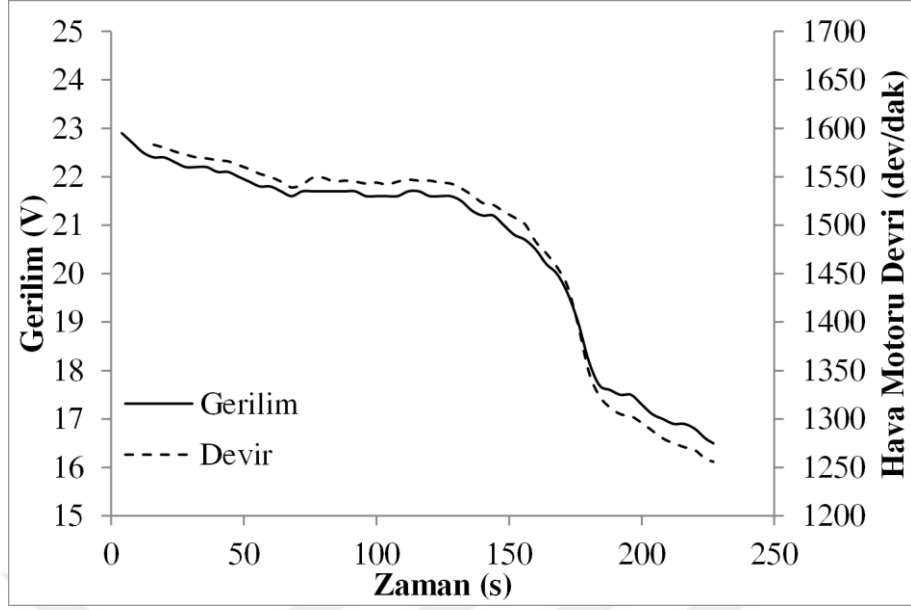
4.1.6. Hava Motoru ile Elektrik Enerjisi Üretimi

Hava Motoru ile elektrik enerjisi üretimi deney düzeneği kullanarak çeşitli ölçümler alınmıştır. Alternatörden alınan akım sistemin performansının belirlenmesi için 1kW gücünde bir elektronik yüke bağlanmıştır. Bu kapsamda çeşitli ölçümler yapılmıştır. Bu ölçümlerden bazıları aşağıda verilmiştir. Şekil 4.29' da tanktaki 8 bar basınçta havanın kullanılması esnasında elektronik yükten 3 Amper sabit akım çekilmesi ile basınç ve voltajın zamanla değişimi görülmektedir.



Şekil 4.29. 3 Amper sabit yük altında tank basıncının ve jeneratörden elde edilen akım voltajının zamanla değişimi.

Şekil 4.29 ve Şekil 4.30' dan görüleceği üzere havanın basıncının azalması jeneratör devrinin düşmesine ve jeneratör voltajının azalmasına neden olmaktadır. Sabit akımlı yük altında gerilim ve motor devri paralel olarak azalmaktadır. Genişleme sürecinde sistemin veriminin yaklaşık %18 olduğu hesaplanmıştır.



Şekil 4.30. 3 Amper sabit yük altında hava motoru devrinin ve jeneratörden elde edilen voltajın zamanla değişimi.

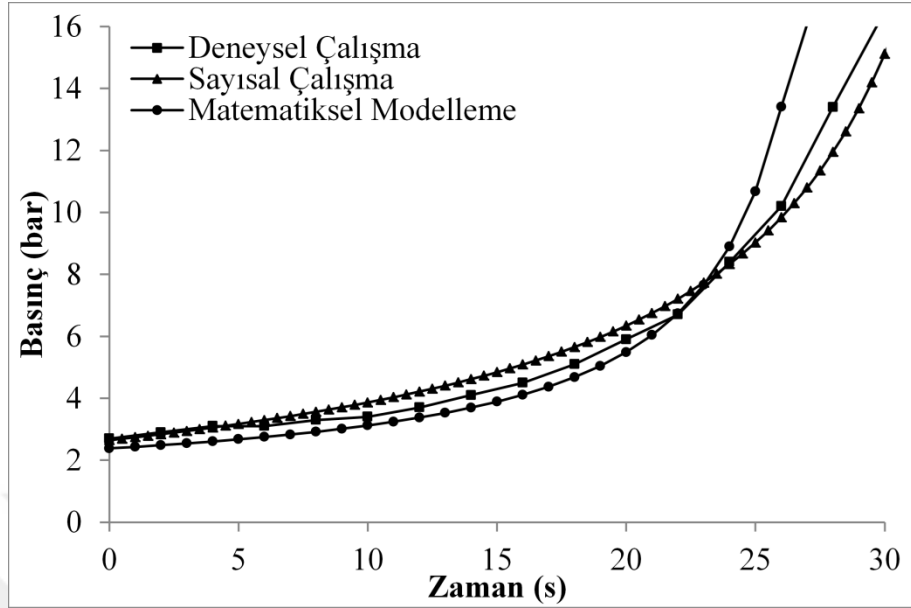
Şekil 4.31' de sistemin 3 Amper sabit akım altında çalışması esnasında sıcaklık dağılımı görülmektedir. Jeneratör sıcaklığı 25.5 C civarında iken basınçlı havanın genişlemesi esnasında ortamdaki ısı çekmesinin etkisiyle hava motoru yüzeylerinde sıcaklık 3.5 C civarına kadar düşmüştür.



Şekil 4.31. 3 Amper sabit yük altında hava motoru ve jeneratörden oluşan sistemde sıcaklık dağılımı.

4.2. Matematiksel Modellemeden Elde Edilen Bulgular

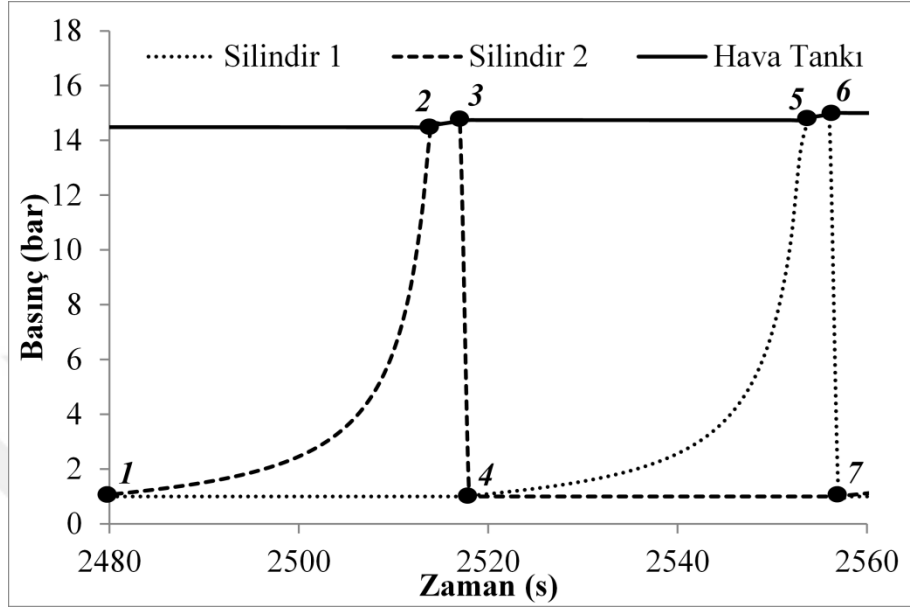
Bilgisayar programı kullanılarak, silindirler içerisindeki sıcaklık, basınç, pompanın gücü ve çektiği toplam enerji hesaplanabilmektedir. Bu modelden elde edilen sonuçlar hem deneysel sonuçlar hem de sayısal analizden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.32’de silindirler içerisindeki yağın yükselme hızının sabit 0.03 m/s olması durumunda, matematiksel modelleme, sayısal çalışma ve deneysel sonuçlardan elde edilen hava basıncı değerlerinin zamana göre değişimi verilmiştir. Şekil 4.32’ den görüldüğü gibi hem sayısal analiz sonuçları hem de modelden elde edilen sonuçlar deneysel veriler ile uyumluluk göstermektedir. Yüksek basınçlarda, deneysel verilerden farklılık daha fazla olmaktadır; bunun nedeni olarak matematiksel modelde havayı ideal gaz kabul edilmiş olması ve ısı transferi mekanizmasının basitleştirilmesinden kaynaklanmaktadır.



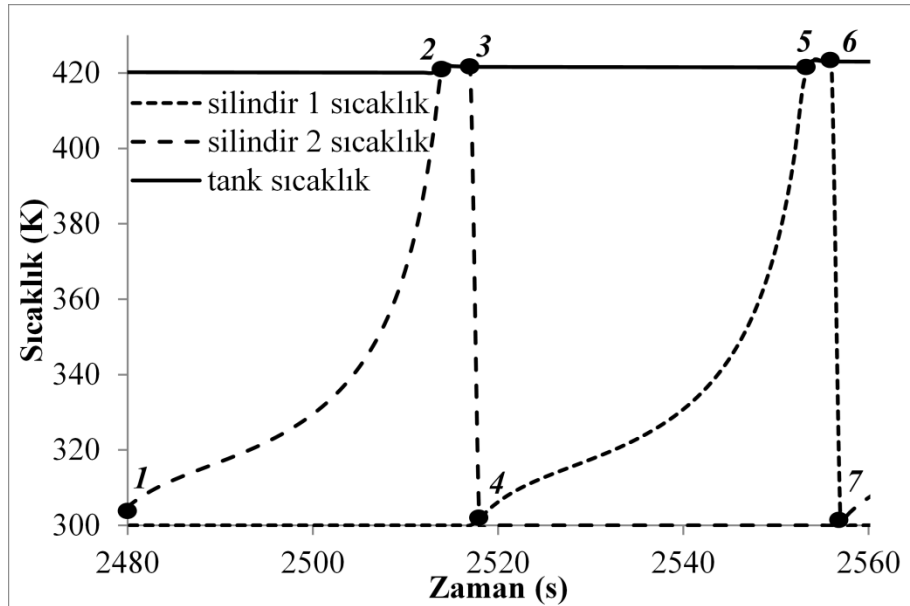
Şekil 4.32. Silindir içerisindeki hava basıncının zamanla değişimi

Sabit 0.03 m/s hızla sıkıştırma için silindir içerisinde oluşan basınç ve sıcaklıkların zamana göre değişimi Şekil 4.33 ve Şekil 4.34' te verilmiştir. Bu grafiklerde 1 noktası, 2 nolu silindirin sıkışmaya başladığı noktayı göstermektedir. Sıkıştırma başlamadan önce sıcaklık, ortamdaki hava kullanıldığı için ortam sıcaklığı olan 300 K' de ve havanın basıncı ise ortam basıncı olan 1 bardır. Sıkıştırma işlemi ile birlikte havanın sıcaklığı ve basıncı artmaktadır. 2 noktasına geldiğinde silindir içerisindeki havanın basıncı ile tank içerisindeki havanın basıncı eşit olur ve silindir ile tank arasındaki valf açılır ve silindirlerdeki hava tank içerisine dolmaya başlar. Silindirler içindeki hidrolik yağ en üst seviyeye geldiğinde sıkıştırma işlemi tamamlanmış olur (3. nokta). 2 numaralı silindir için sıkıştırma işlemi tamamlandığında silindir ile ortam havası arasındaki valf açılır ve silindirine içine ortam basıncındaki hava girer bu nedenle havanın basıncı ortam basıncına, sıcaklığı da ortam sıcaklığına eşit olur. 4. noktada 2 numaralı silindir ortamdan hava alırken 1 numaralı silindir içindeki hava sıkışmaya başlar. Böylece 2 numaralı silindir sıkıştırma işleminden sonra eski konumuna gelirken 1 numaralı silindir içerisindeki hava sıkıştırılır ve sıkıştırma sürecinin devamlılığı

sağlanır. Şekil 4.33-4.34' teki 5, 6, ve 7 noktaları 1 numaralı silindirin sıkıştırma sürecindeki valflerin açılma zamanlarıdır.

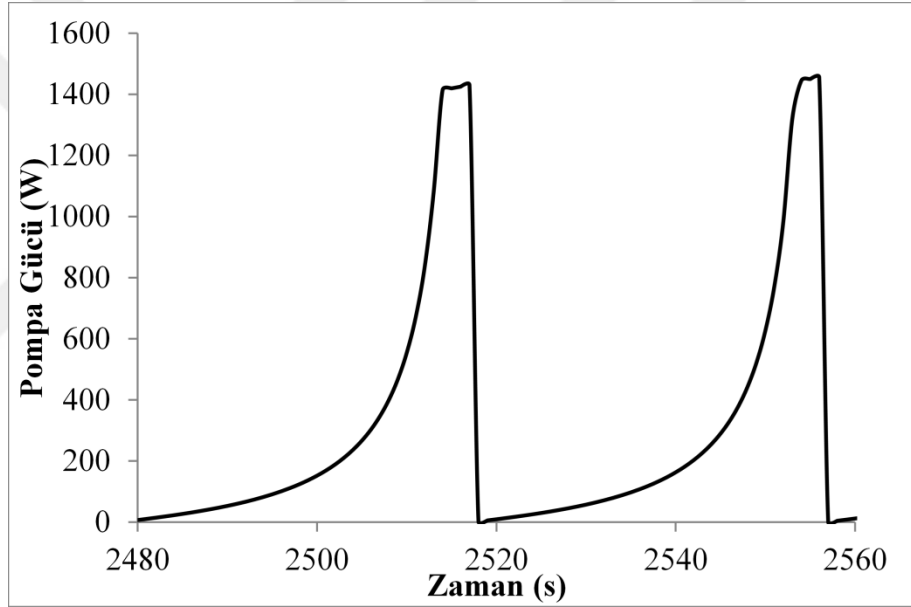


Şekil 4.33. Sıkıştırma sürecinde silindir içindeki hava basıncının zamanla değişimi



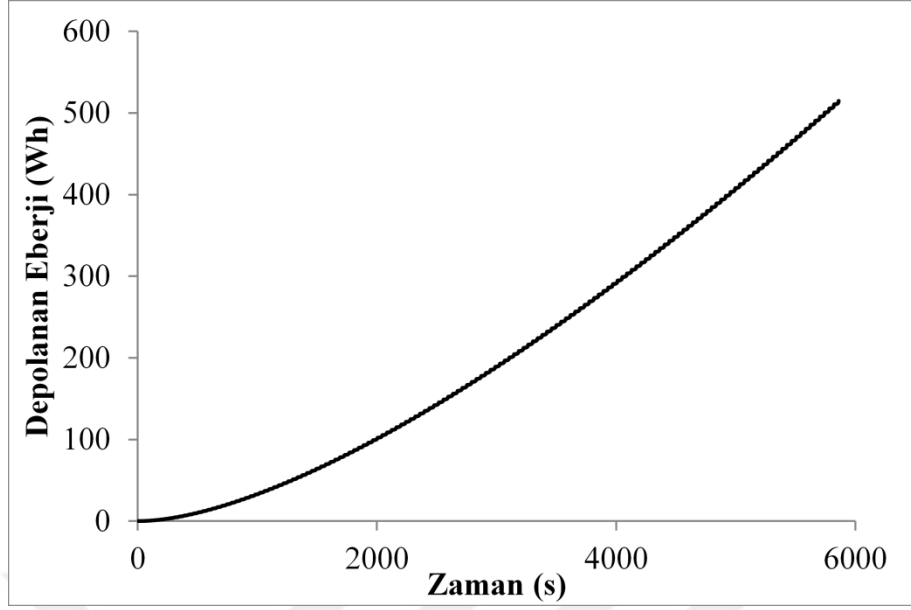
Şekil 4.34. Sıkıştırma sürecinde silindir içindeki havanın sıcaklığının zamanla değişimi

Pompanın gücü, silindirler içerisindeki basınçla doğrudan ilgili olduğu için pompanın gücünün zamanla değişimi basınç değişimi ile benzerlik gösterecektir. Şekil 4.35’ te görüldüğü gibi silindirler içerisindeki basınç 15 bar olduğunda pompanın çektiği güç 1.4 kW civarında olmaktadır. Sıkıştırma adımı bir silindirden diğer silindire geçerken pompanın uçları arasındaki basınç farklı çok küçük olduğundan ihtiyaç duyulan güç çok düşük olmaktadır. Silindirler içerisindeki havanın basıncı tank basıncına eşit olduktan sonraki sıkıştırma sürecinde tank içerisindeki hava ile silindirler içerisindeki hava beraber sıkıştırıldığından basınçta çok fazla bir yükselme olmamakta ve pompa gücü de çok fazla değişmemektedir.



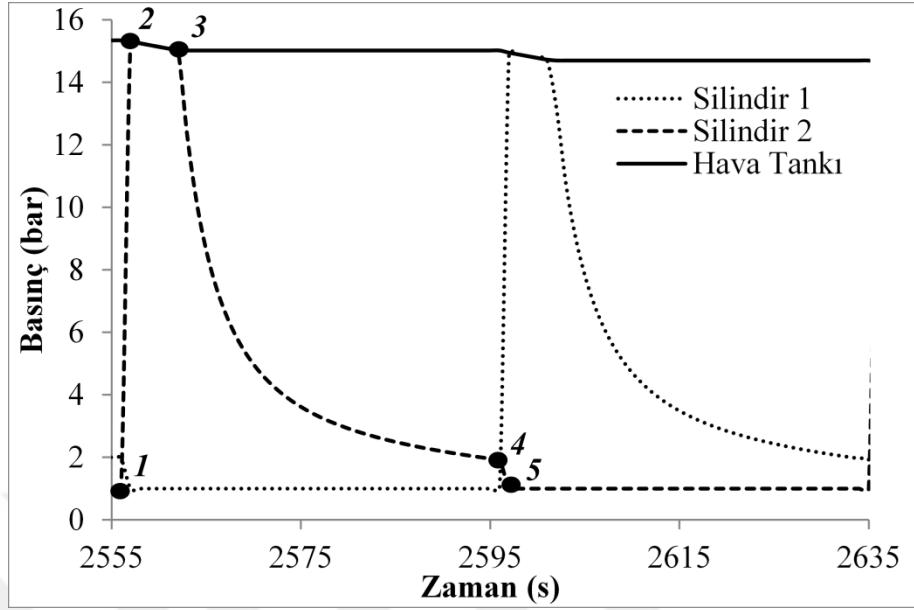
Şekil 4.35. Sıkıştırma sürecinde pompa gücünün zamanla değişimi

Sistemde depolanan enerji tanklardaki basınca bağlıdır ve basınç arttıkça artmaktadır. Şekil 4.36’ da depolanan enerjinin zamanla değişimi verilmiştir.

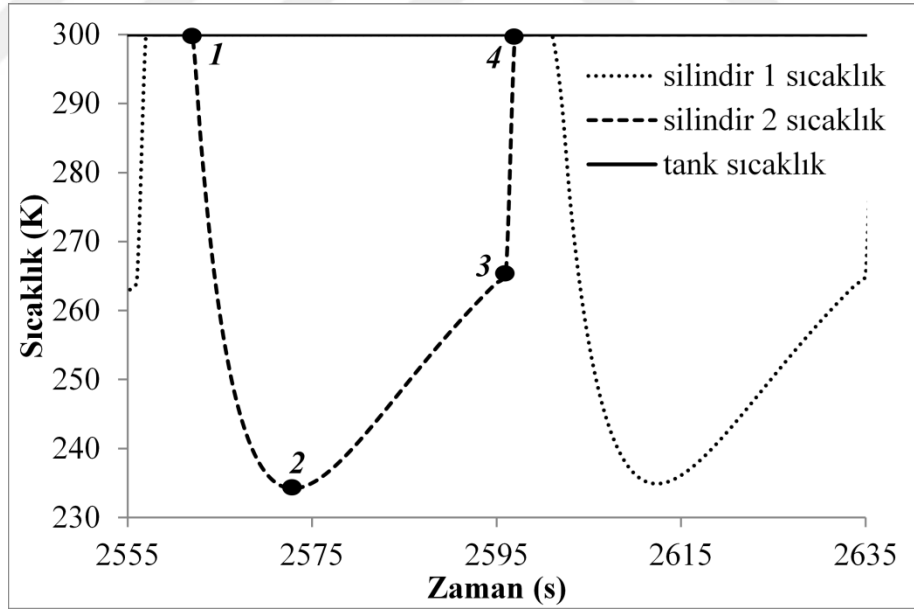


Şekil 4.36. Hava tanklarında depolanan enerjinin zamanla değişimi

Havayı genişleterek enerji üretimi durumunda ise başlangıçta silindirler içerisindeki basınç ortam basıncındadır. Hava tankı ile silindir arasındaki valf açıldığında tankın basıncı düşer ve silindirin basıncı artar. Valf açık kaldığı sürece tank ve silindir içerisindeki hava basıncı eşittir ve Şekil 4.37’deki 2 noktasından 3 noktasına gelir. 3 noktasında tank ile silindir arasındaki valf kapanır ve sadece silindir içerisindeki havanın genişlemesi sağlanır. Bu genişleme esnasında silindir içindeki havanın basıncı Şekil 4.37’deki 3 noktasından 4 noktasına gelir. Sıcaklık değişimine baktığımızda ise silindir içindeki havanın sıcaklığı Şekil 4.38’deki 1 noktasından 3 noktasına düşer. Bu esnada 2 noktasında sıcaklık minimum olmaktadır. 2 noktasından sonra havanın ısınmasının sebebi; havanın genişlemesinden dolayı sıcaklık düşmesine rağmen ortam ile silindir arasındaki ısı transferi daha etkili olmakta ve silindiri ısıtmaktadır. Genişleme sürecinin sonuna gelindiğinde ise silindirler içerisinde hala bir miktar basınçlı hava bulunmakta ve bu dışarıya atılmaktadır (Şekil 4.37 4 – 5 arası). Bu ortama verilmesi gereken hava miktarı sistem verimini olumsuz etkilemektedir o nedenle mümkün olduğu kadar minimum kayıp olacak şekilde sistemin kontrolü sağlanmalıdır. Ortama hava verilmesi ile birlikte silindirleri içerisindeki havanın sıcaklığı ortam sıcaklığına gelir (Şekil 4.38 3 – 4 arası).



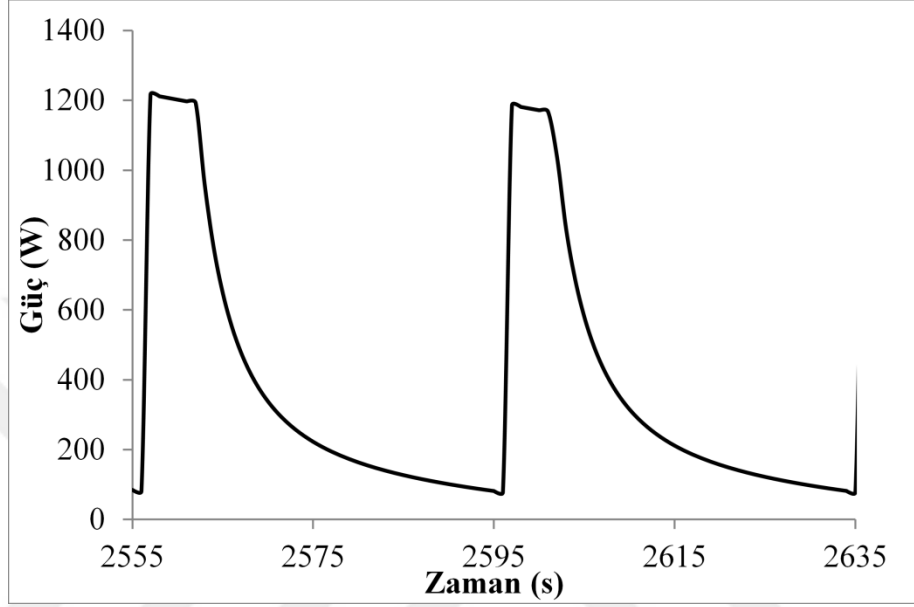
Şekil 4.37. Genişleme sürecinde silindir içindeki hava basıncının zamanla değişimi



Şekil 4.38. Genişleme sürecinde silindir içindeki havanın sıcaklığının zamanla değişimi

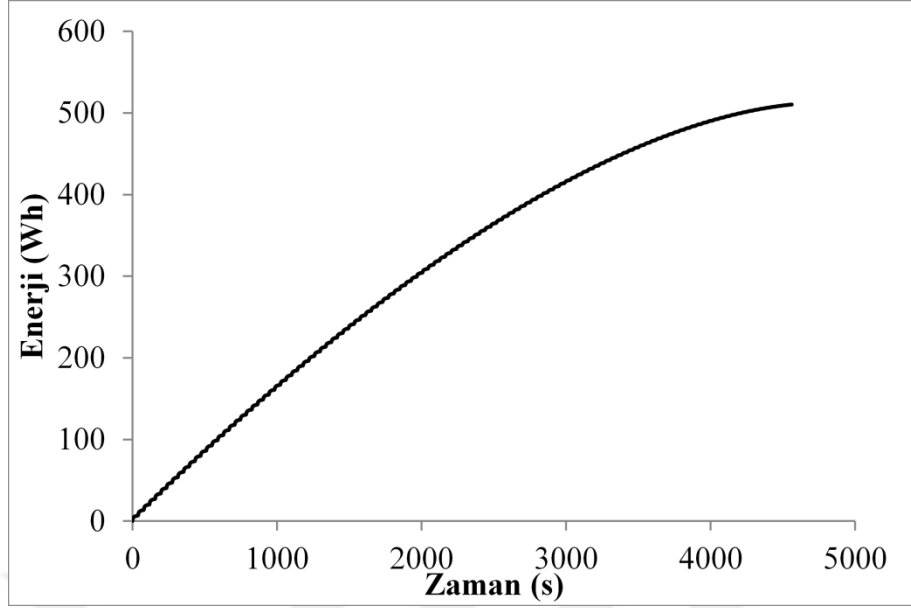
Jeneratörden elde edilecek enerji basınç ile birlikte değişmektedir. Şekil 4.39' da jeneratörden elde edilen gücün zamana göre değişimi verilmiştir. Bu şekilden

görülebileceği gibi en fazla güç silindir ile hava tankı arasındaki valfin açık olması durumunda elde edilebilmektedir. Bu valf kapandıktan sonra elde edilen güç silindir içindeki havanın basıncına bağlı olarak hızla düşmektedir.



Şekil 4.39. Genişleme sürecinde jeneratörden elde edilen gücün zamanla değişimi

Şekil 4.40' ta sıkıştırılmış havadan elde edilen enerjinin zamanla değişimi verilmiştir. Hava tanklarının içerisindeki basınç azaldıkça üretilen enerji de azalmaktadır.



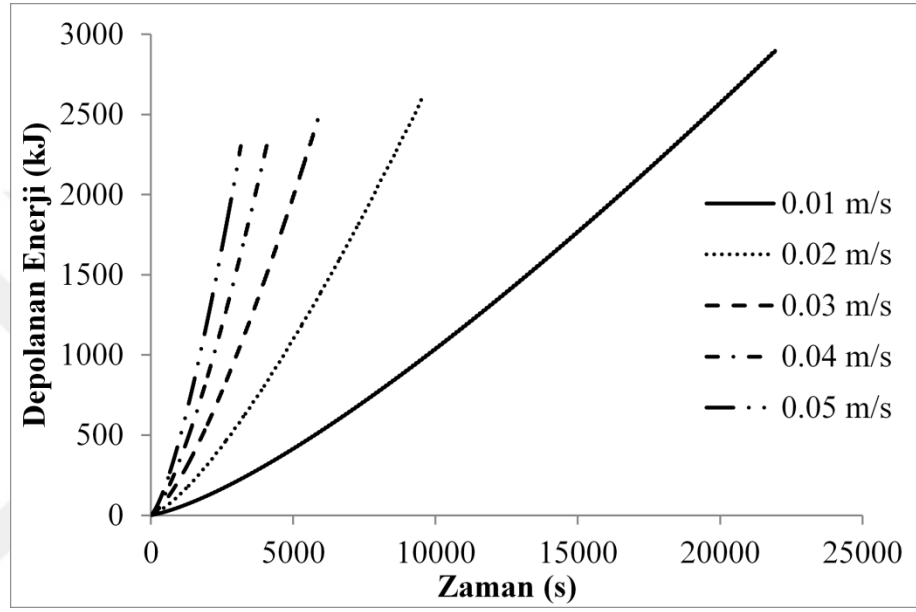
Şekil 4.40. Genişleme süresince elde edilen enerjinin zamanla değişimi

Matematiksel modelin doğrulanmasından sonra sistem performansına etki edebilecek yağ debisi, sıkıştırma oranı, farklı akışkan kullanımı gibi parametrelerin de etkisi incelenmiştir.

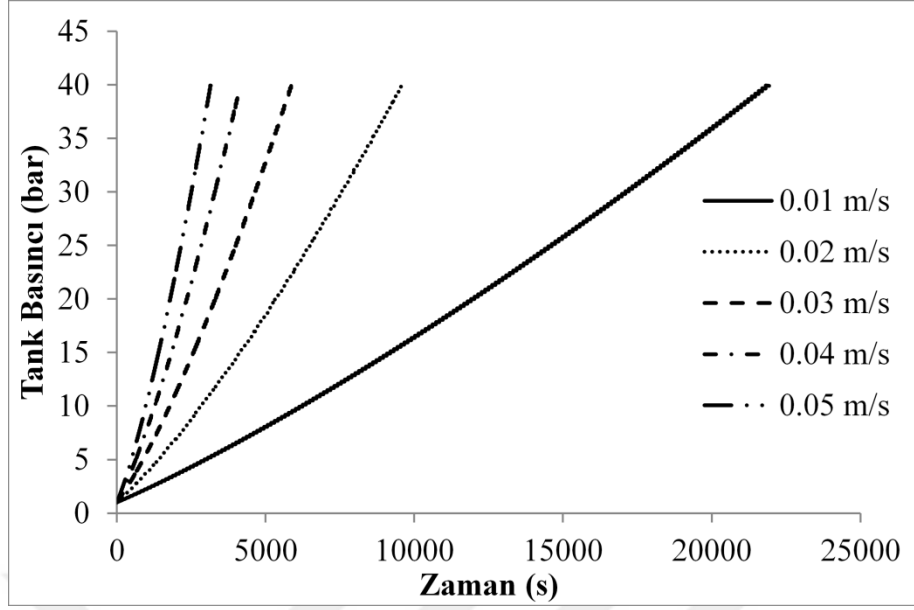
4.2.1. Hidrolik Yağ Debisinin Etkisi

Sistemin performansını en çok etkileyen etmenlerden birisi hidrolik yağın sistemdeki debisidir. Debi hem pompanın çektiği gücü hem de silindirler içerisindeki havanın sıkıştırma hızını etkilemektedir. Havanın sıkışma hızı sistemin performansını doğrudan etkilemektedir. Çok hızlı sıkıştırma olması durumunda silindir içerisindeki havanın ortamla ısı alışverişi yapabilecek yeterli zamanı olmaz ve fazla ısınır. Yavaş olması durumunda hava ısınmaz fakat sıkıştırma süresi uzamaktadır. Şekil 4.41 – 4.43' te depolama tankı içerisindeki havanın özellikleri farklı sabit sıkıştırma hızları için verilmiştir. Şekil 4.42' den görüldüğü gibi düşük hızlarda tank içerisindeki hava basıncının 40 bara çıkması daha uzun sürmektedir. Bunun en büyük sebebi sıkışmanın hızlı olmasından kaynaklı havanın fazla ısınması ve ısı transferi için yeterli zaman

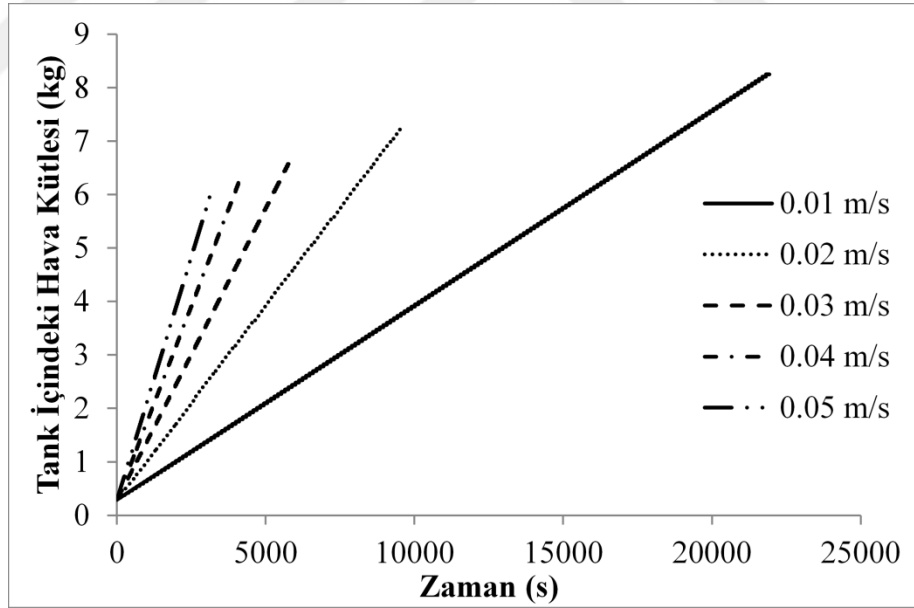
olmamasıdır. Sıcaklık yüksek olmasından dolayı ideal gaz yasası gereği (Eş. 3.1) 40 bar basınçtaki havanın kütlesi daha azdır. Bu nedenle sıkışmanın yavaş olduğu durumlarda sıcaklık çok yükselmeyeceğinden dolayı 40 bar basınçtaki havanın kütlesi daha fazladır (Şekil 4.43). Düşük hızlarda sıkıştırma durumunda tank içerisinde daha fazla miktarda hava olacağından dolayı depolanan enerji de fazla olmaktadır (Şekil 4.41).



Şekil 4.41. Sistemde depolanan enerjinin farklı sıkıştırma hızlarına göre zamanla değişimi

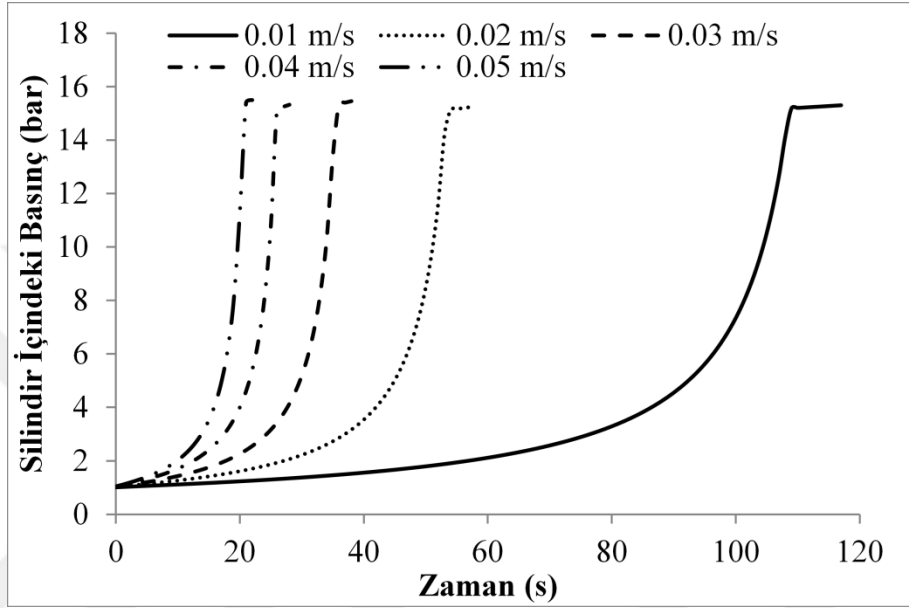


Şekil 4.42. Sıkıştırma sürecinde hava tankı içerisindeki havanın basıncının zamanla değişimi



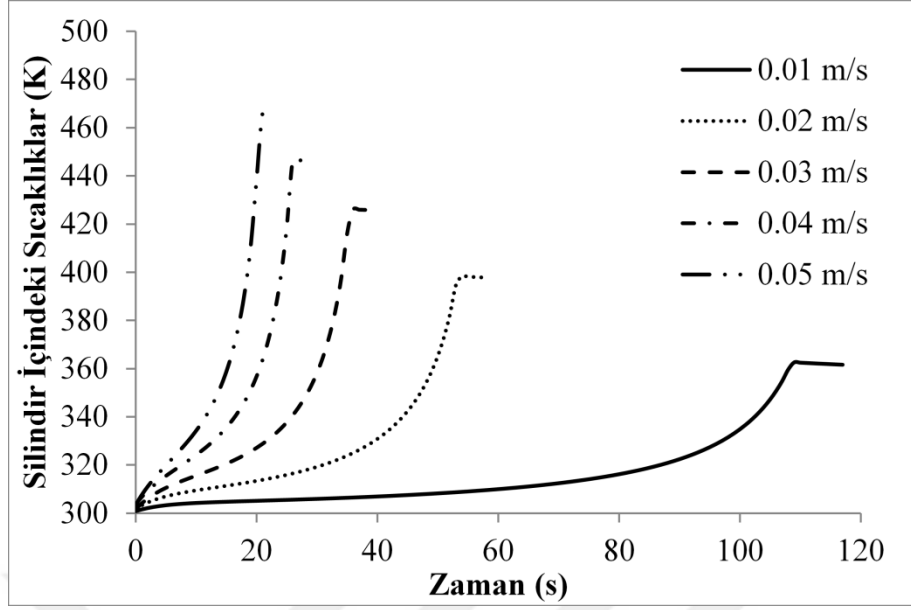
Şekil 4.43. Sıkıştırma sürecinde hava tankı içerisindeki hava kütlesinin zamanla değişimi

Bir strokta oluşan silindir içindeki basınçları incelediğimizde, beklenildiği gibi düşük hızlarda strok zamanı daha uzun olmaktadır (Şekil 4.44). Bununla birlikte silindir içindeki hava tank basıncına eşit olduğunda açılan valfin açıklık süresi, düşük hızlarda daha uzun olmaktadır.



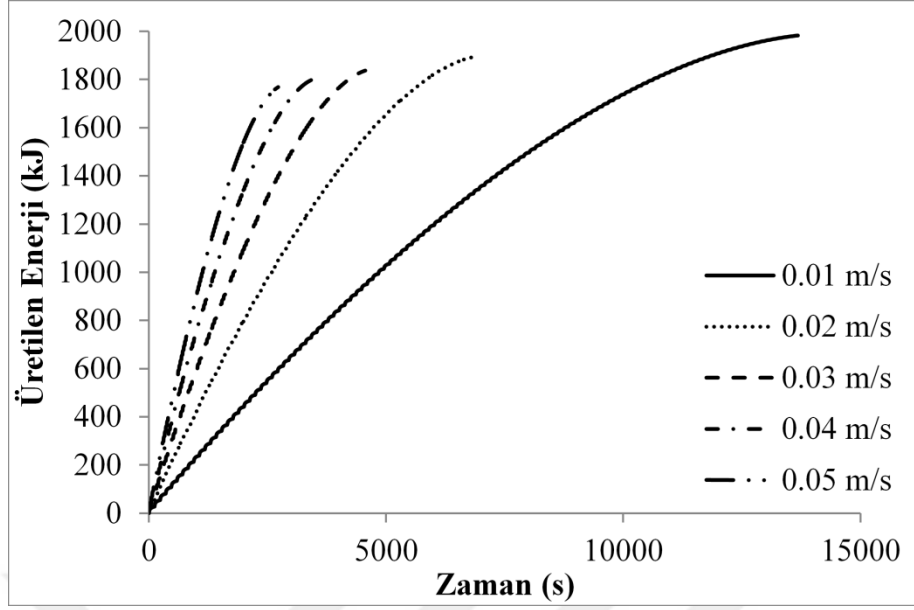
Şekil 4.44. Tek bir sıkıştırma stroku için silindir içerisindeki hava basıncının zamanla değişimi

Bir strokta silindir içinde oluşan sıcaklıklar Şekil 4.45' te verilmiştir. Düşük debilerde sıkıştırma zamanı uzadığından dolayı ısı transferi için yeterli zaman vardır ve havanın sıcaklığı çok fazla yükselmez. Debinin artması yani sıkıştırma hızının yüksek olması havanın sıcaklığını hızlı bir şekilde arttırmaktadır.

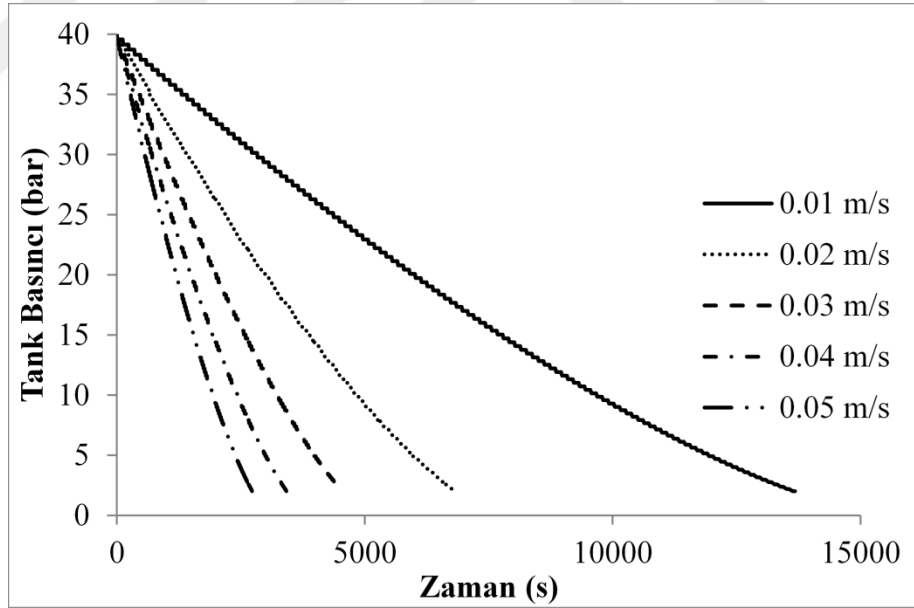


Şekil 4.45. Tek bir sıkıştırma stroku için silindir içerisindeki hava sıcaklığının zamanla değişimi

Genişleme sırasında ise beklenildiği gibi sistemin düşük hızlarda çalıştığı durumlarda genişleme süreci daha uzun sürmektedir. Jeneratörden elde edilen enerjiye baktığımızda ise çok fazla bir değişiklik olmamaktadır (Şekil 4.46). En yavaş genişleme ile en hızlı genişleme arasındaki enerji üretimlerini karşılaştırdığımızda % 10.84' lük bir fark olmaktadır. Bununla birlikte sıkıştırma durumunda ise en yüksek debide pompanın enerji tüketimi en yavaş duruma göre % 20.48 daha fazla olmaktadır. Hızlı genişleme durumunda tank içerisindeki basınç ta hızla düşmektedir (Şekil 4.47).

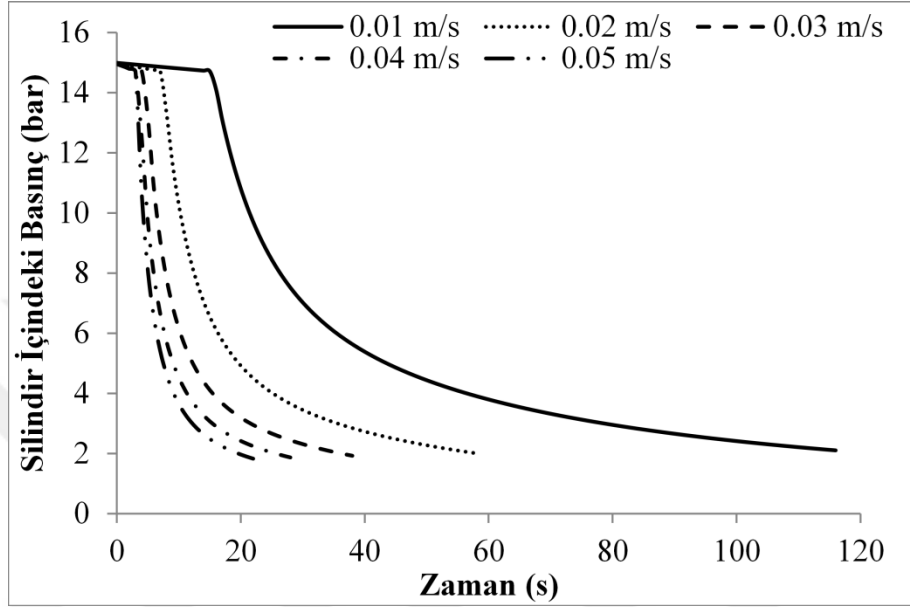


Şekil 4.46. Sistemden üretilen enerjinin farklı sıkıştırma hızlarına göre zamanla değişimi



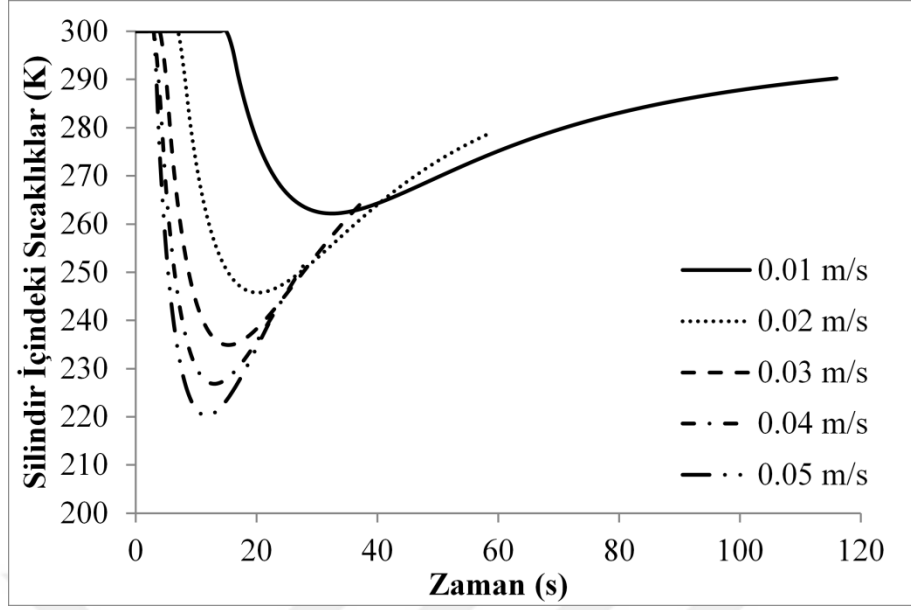
Şekil 4.47. Genişleme sürecinde hava tankı içerisindeki havanın basıncının zamanla değişimi

Silindir içerisinde oluşan basınçları incelediğimizde (Şekil 4.48) düşük debide genişleme olması sırasında tank ile silindir arasındaki valf daha uzun açık kalmaktadır. Debilerin yüksek olması durumunda basınçların hızla düştüğü görülmektedir.



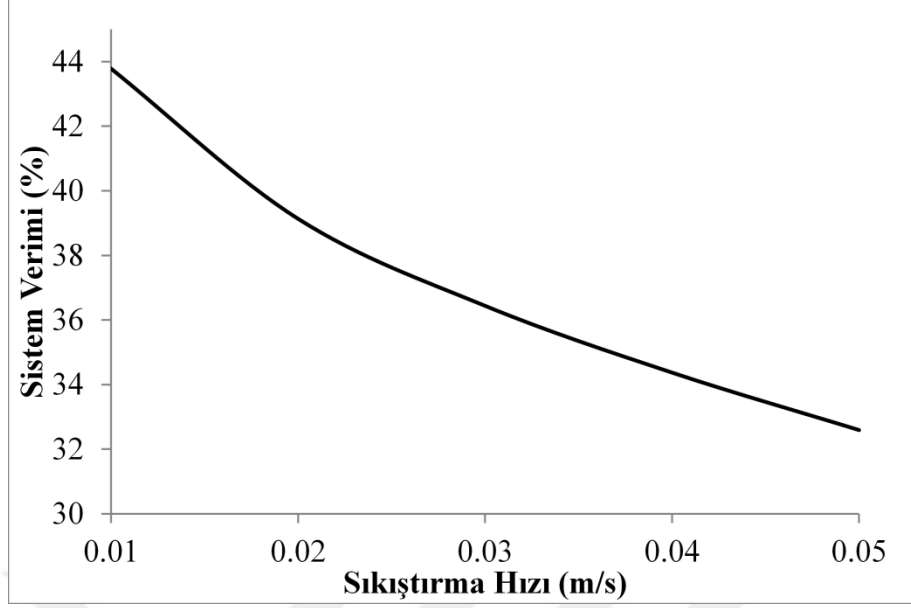
Şekil 4.48. Tek bir genişleme stroku için silindir içerisindeki hava basıncının zamanla değişimi

Silindir içerisindeki sıcaklıklara baktığımızda (Şekil 4.49) ise yüksek debilerde hava daha düşük sıcaklıklara ulaşmakta ve bir minimum noktadan geçtikten sonra hızla ısınmaktadır. Genişlemenin yavaş olması durumunda ise bu minimum nokta hızlı genişlemeye göre daha yüksek bir sıcaklıktır ve havanın ısınması daha yavaş olmaktadır.



Şekil 4.49. Tek bir genişleme stroku için silindir içerisindeki hava sıcaklığının zamanla değişimi

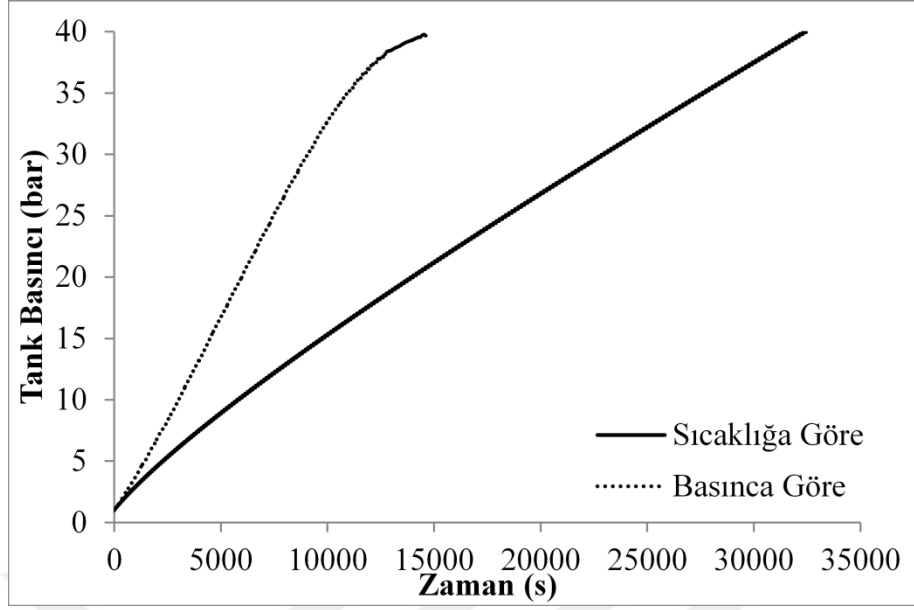
Düşük hızlarda sıkıştırma ve genişleme durumunda sistem verimi daha yüksek olmaktadır (Şekil 4.50). Silindir içerisindeki havanın sıkışması ve genişlemesi izotermal şartlara daha çok yaklaştığı için sıkıştırma ve genişleme süreçleri daha verimli olmaktadır ve bu durum da sistem verimini yükseltmektedir. Sıkıştırma ve genişleme süreçlerinin hızlı gerçekleşmesi durumunda ise silindir içerisinde adyabatik şartlara yakın koşullar oluşmakta ve hava ısınmaktadır. Isınan hava, ısı transferi yoluyla ortama bir miktar enerji transfer etmekte böylece enerjisinin bir kısmını kullanılamamaktadır. Bu nedenle sistem verimi düşmektedir.



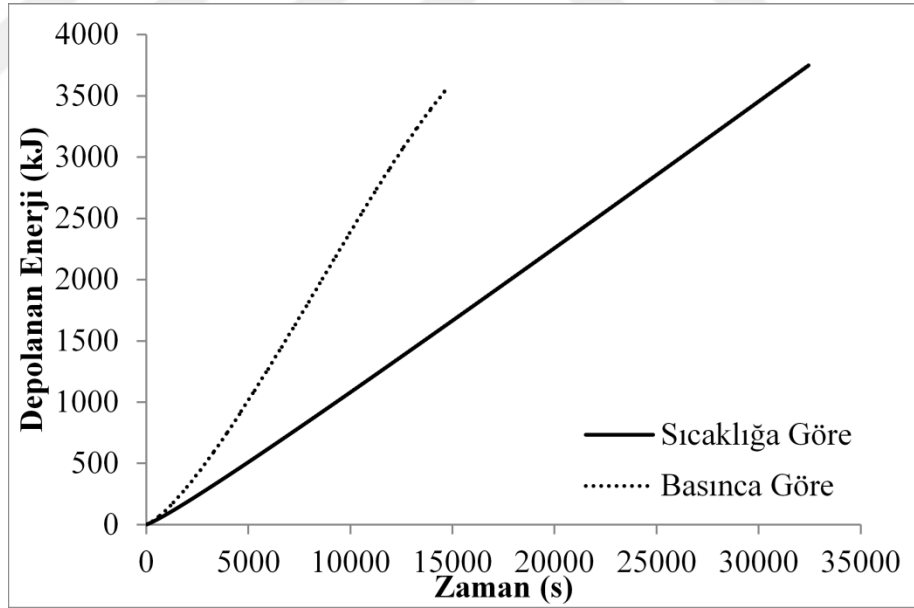
Şekil 4.50. Sistem veriminin farklı sıkıştırma hızlarına göre değişimi

4.2.2. Farklı Kontrol Yaklaşımlarının Etkisi

Sistem verimini iyileştirmek amacıyla sıkıştırma ve genişleme sürecindeki hidrolik yağ debisinin silindir içerisindeki havanın sıcaklığına ve basıncına göre değişken olması düşünülmüştür. Yağ debisinin sıcaklık ve basınca göre değişimi daha önce Eş. 3.45 – 46 ile tanımlanmıştı. Debinin basınca göre değişmesi durumunda sistem verimi % 41, sıcaklığa göre değişmesi durumunda ise % 48 olmaktadır. Yağ debisinin sıcaklığa göre değişmesi durumunda sıkıştırma süreci daha uzun sürmektedir. Bu nedenle hava tankının istenen basınca ulaşması daha uzun sürmektedir (Şekil 4.51). Basınca göre debi ayarı yapıldığı zaman, tank içerisindeki basınç yükseldikçe debi daha da azalacağından dolayı tankın istenen basınca gelmesi yavaşlayacaktır. Havanın sıcaklığına göre kontrol yapıldığı zaman ise ilk durumda sıcaklık her zaman ortam havası kullanıldığı için ortam sıcaklığı ile başlayacak ve havanın sıkışması ile debi azalacak ve sıcaklığın fazla yükselmesi engellenmiş olacaktır. Silindir içerisindeki havanın sıcaklığı çok fazla yükselmediğinden sıkıştırma işlemi izotermal şartlara daha yakın gerçekleşecek ve tankta depolanan enerjinin miktarı daha fazla olacaktır (Şekil 4.52).

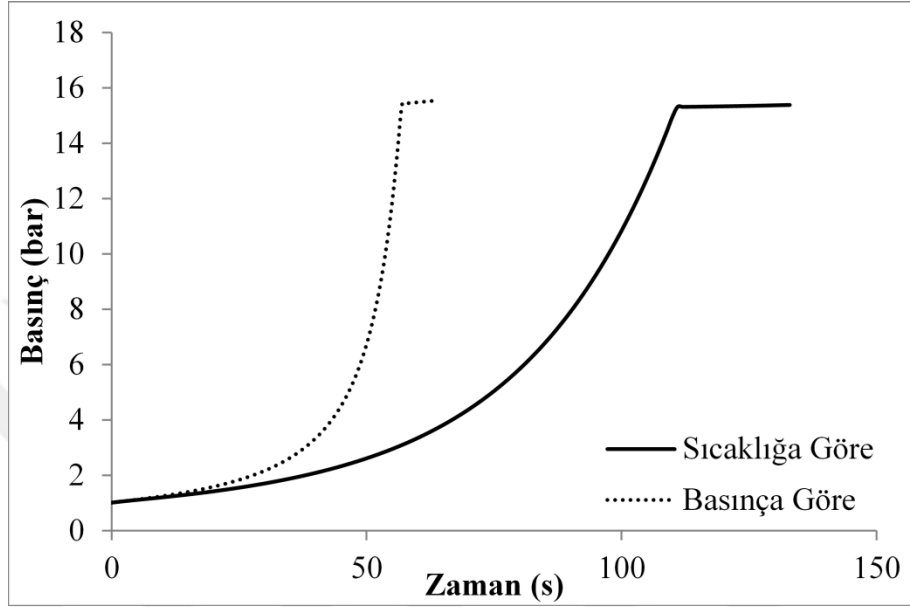


Şekil 4.51. Farklı kontrol yaklaşımlarında sıkıştırma süreci için tank basıncının zamanla değişimi



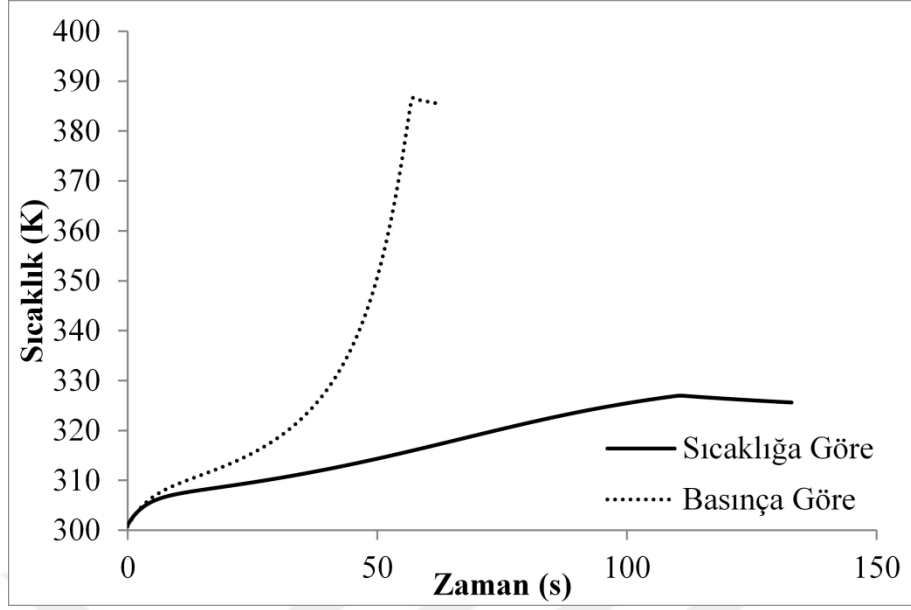
Şekil 4.52. Farklı kontrol yaklaşımlarında depolanan enerjinin zamanla değişimi

Bir stroktaki sıkıştırma sürecini incelediğimize ise sıcaklığa göre debi kontrolü yapıldığında strok süresi daha uzun olduğundan silindir ile tank arasındaki valfin açılması da geç olmakta ve valfin açık kalma süresi daha uzun olmaktadır (Şekil 4.53).



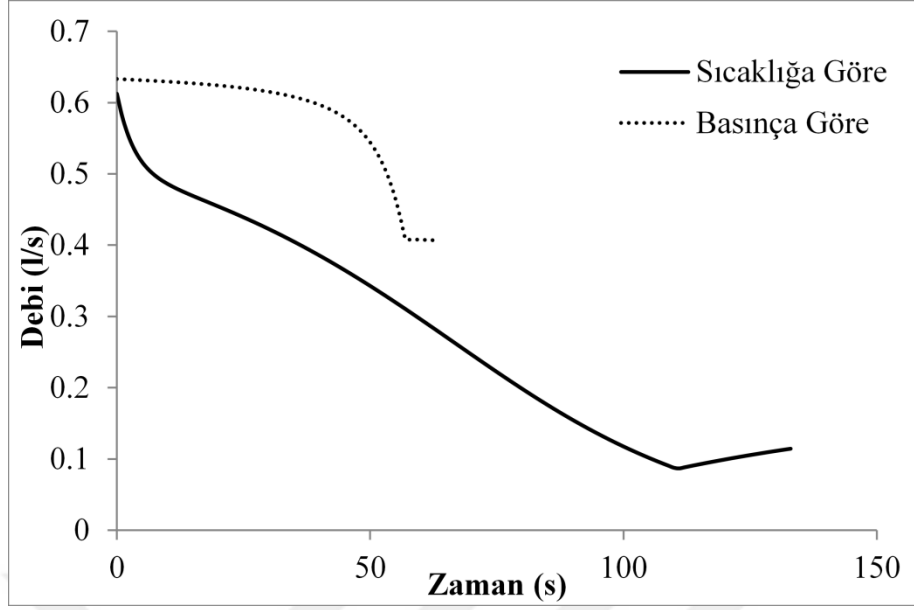
Şekil 4.53. Farklı kontrol yaklaşımlarında sıkıştırma süreci için bir stroktaki basınçların değişimi

Sıcaklıkları incelediğimizde ise basınca göre debi kontrolü yapıldığında havanın sıcaklığı da basınç değişimine benzer bir değişim göstermektedir. Bunun nedeni hal değişiminden dolayı sıcaklıktaki değişimin basınçtaki değişime bağlı olduğu söylenebilir. Sıcaklığa bağlı debi kontrolü yapıldığında ise havanın sıcaklığının çok yükselmediği ve lineer bir denklem ile debi ayarlandığı için sıcaklığın zamana bağlı değişimi de lineer olmaktadır (Şekil 4.54). Silindir ile tank arasındaki valf açıldığında tank ile silindir içerisindeki hava karışmakta ve tanktaki havanın sıcaklığı daha düşük olduğu için havanın sıcaklığı bir miktar düşmektedir.



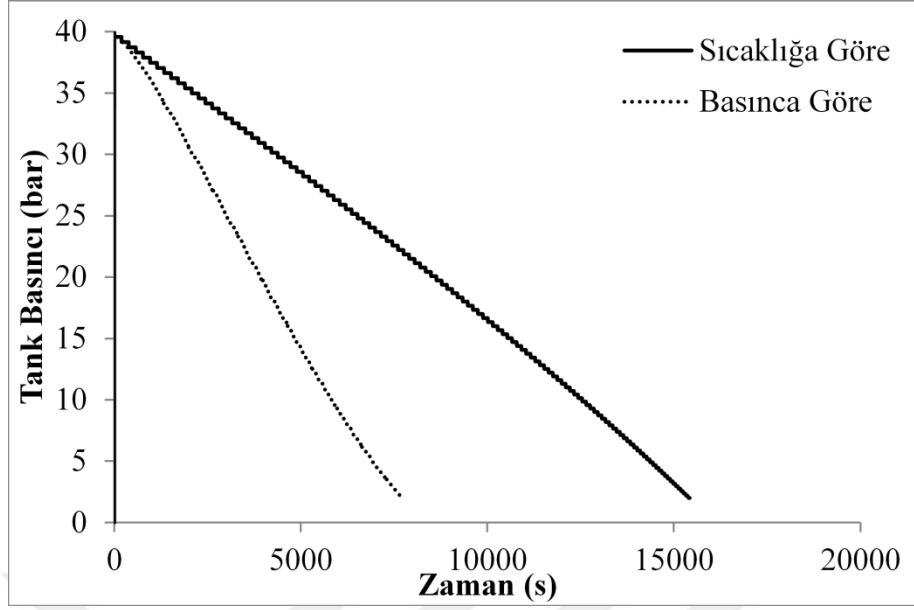
Şekil 4.54. Farklı kontrol yaklaşımlarında sıkıştırma süreci için bir stroktaki sıcaklığın değişimi

Hidrolik yağ debisini incelediğimizde ise (Şekil 4.55) basınca göre debi değişimi yapılması durumunda, basınç hızlı yükselmesinden dolayı debi de hızla düşmektedir. Buna karşın sıcaklık ile kontrol yapıldığında lineer bir azalış görülmektedir. Silindir ile tanka arasındaki valf açıldığında ise basınç artmaya devam ettiği için basınca göre kontrol yapıldığında debi de düşmekte buna karşın sıcaklığa göre kontrol yapıldığında havanın sıcaklığı düştüğünden dolayı debi artmaktadır.

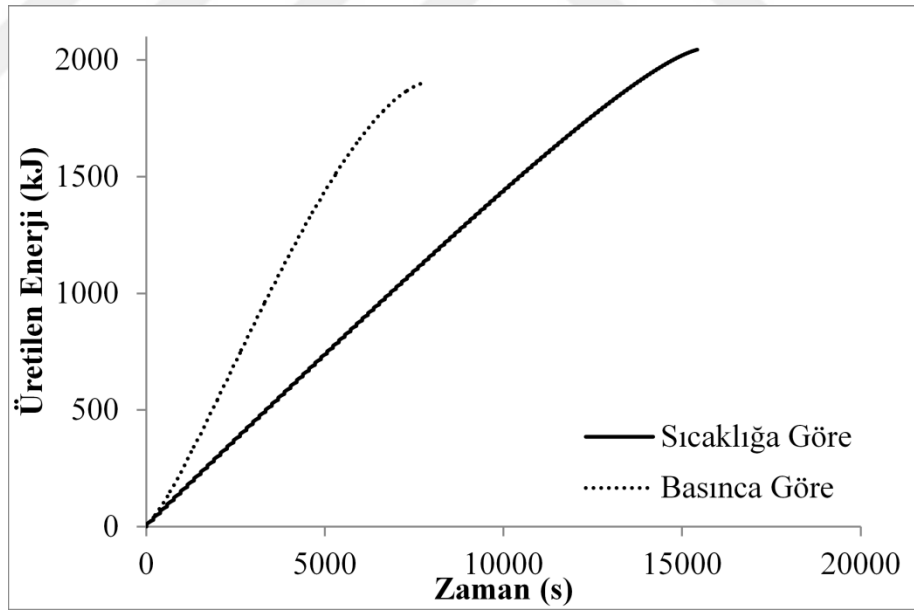


Şekil 4.55. Farklı kontrol yaklaşımlarında sıkıştırma süreci için yağ debisinin zamanla değişimi

Genişleme durumunu incelediğimizde, beklenildiği gibi sıcaklığa göre kontrol yapıldığı zaman süreç daha uzun olmaktadır. Genişleme süreleri farklı olmasına karşın sistemden elde edilen enerji miktarı birbirine yakın olmaktadır. Hızlı genişleme durumunda jeneratörden elde edilecek gücün arttığı söylenebilir (Şekil 4.56 – 4.57).



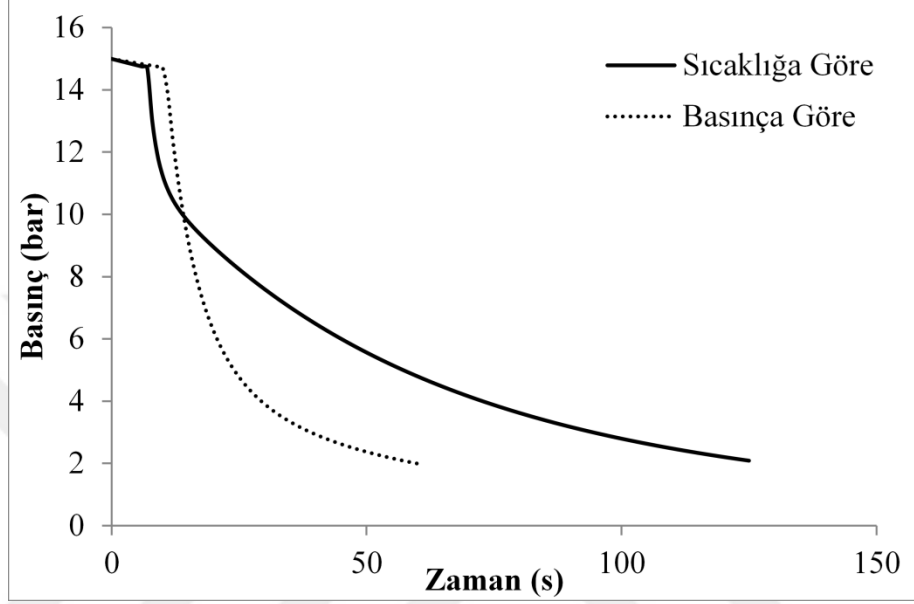
Şekil 4.56. Farklı kontrol yaklaşımlarında genişleme süreci için tank basıncının zamanla değişimi



Şekil 4.57. Farklı kontrol yaklaşımlarında üretilen enerjinin zamanla değişimi

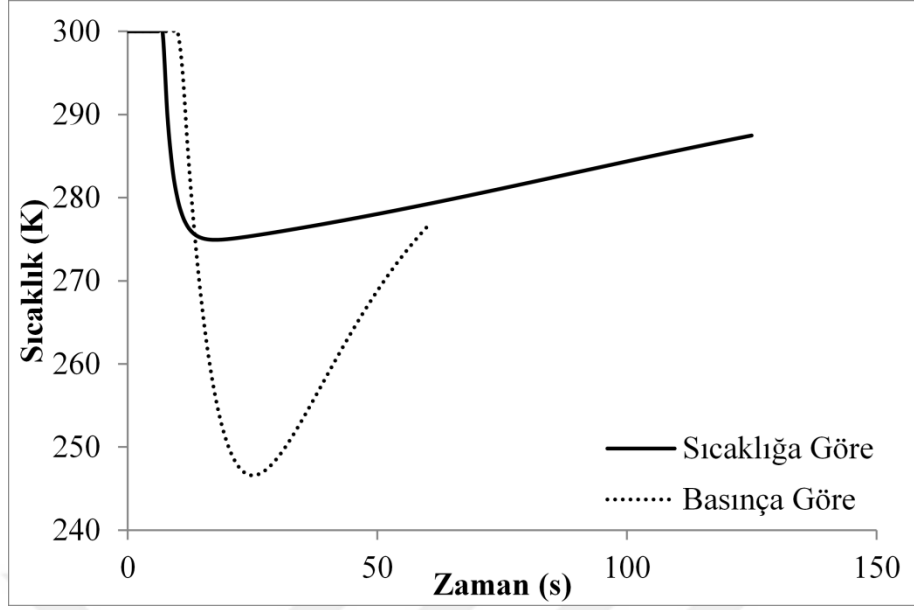
Genişleme esnasında sıcaklığa göre debi kontrolü yapıldığında, sürecin başında sıcaklık düşük olduğu için debi yüksek olacaktır. Debinin yüksek olması silindir içindeki yağ

seviyesinin hızlı bir şekilde düşmesine sebep olmaktadır. Bu nedenle sıcaklığa göre debi kontrolü yapıldığında tank ile silindir arasındaki valfin açık kalma süresi daha uzun olmaktadır (Şekil 4.58).

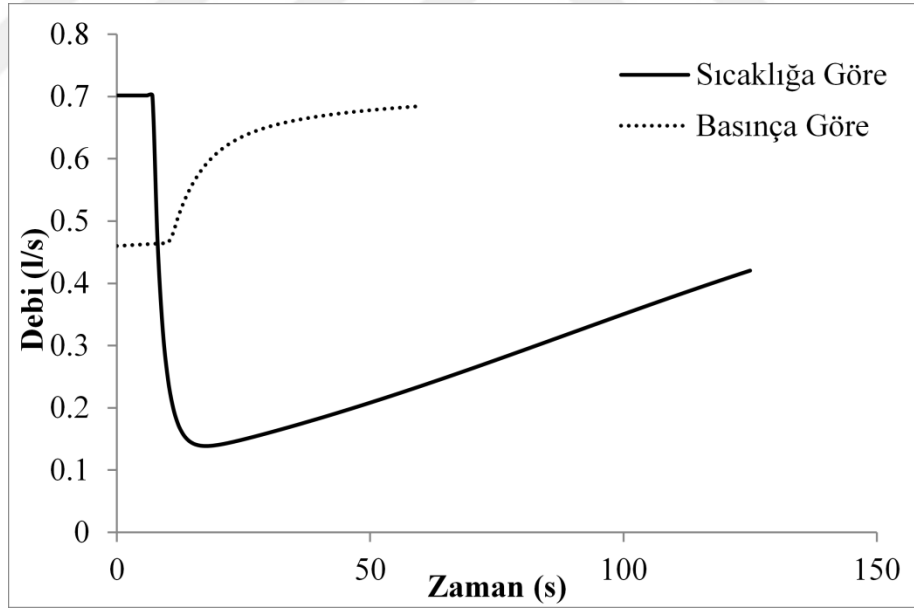


Şekil 4.58. Farklı kontrol yaklaşımlarında genişleme süreci için bir stroktaki basınçların değişimi

Silindir içerisindeki havanın sıcaklığını incelediğimizde her iki kontrol durumu için de havanın sıcaklığı hızla düşmektedir. Sıcaklığa göre kontrol yapıldığında yağ debi de hızla düşmekte ve havanın sıcaklığının fazla düşmesi engellenmektedir. Buna karşın basınca göre kontrol yapılması durumunda basınç yüksek olduğu için debi de yüksek olacak ve havanın sıcaklığı daha hızlı bir düşüş eğilimi gösterecektir (Şekil 4.59 – 4.60).



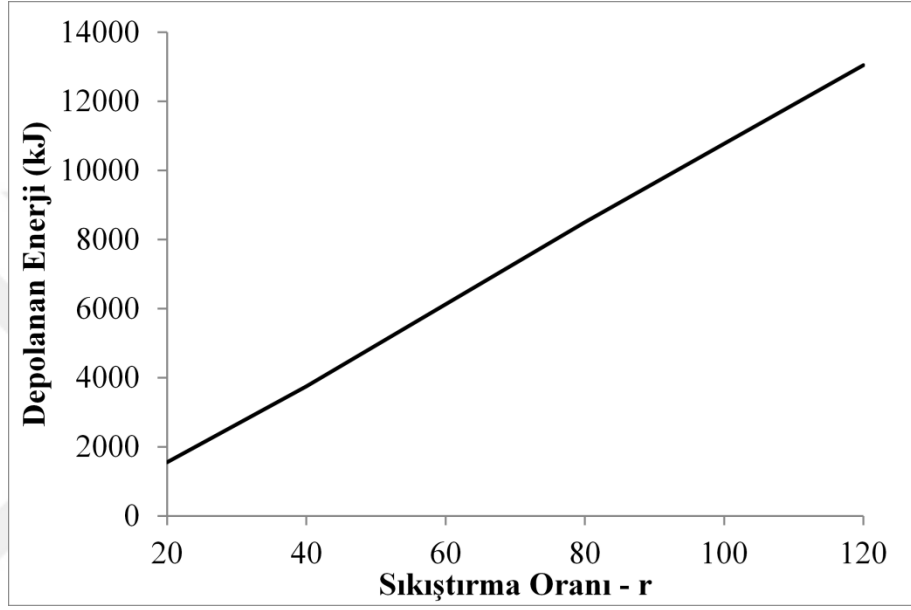
Şekil 4.59. Farklı kontrol yaklaşımlarında genişleme süreci için bir stroktaki sıcaklığın değişimi



Şekil 4.60. Farklı kontrol yaklaşımlarında genişleme süreci için yağ debisinin zamanla değişimi

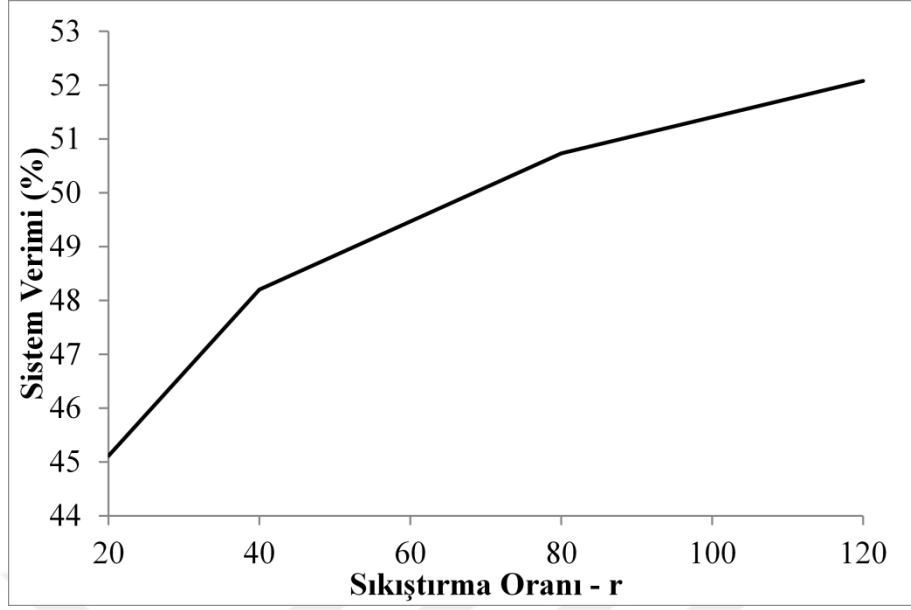
4.2.3. Sıkıştırma Oranının Etkisi

Sistemde depolanan enerji, çalışma basıncı artırılarak kolaylıkla artırılabilir. Sıkıştırma oranı (r) ile tankta depolanan enerji arasında doğru orantı vardır (Şekil 4.61).



Şekil 4.61. Depolanan enerjinin sıkıştırma oranı ile değişimi

Sıkıştırma oranı arttıkça sistem veriminin arttığı görülmüştür. Fakat verimdeki bu artış azalma eğilimi göstermektedir. Yüksek sıkıştırma oranlarında sistem verimi fazla değişmeyecektir (Şekil 4.62).



Şekil 4.62. Sıkıştırma oranının sistem verimi üzerindeki etkisi

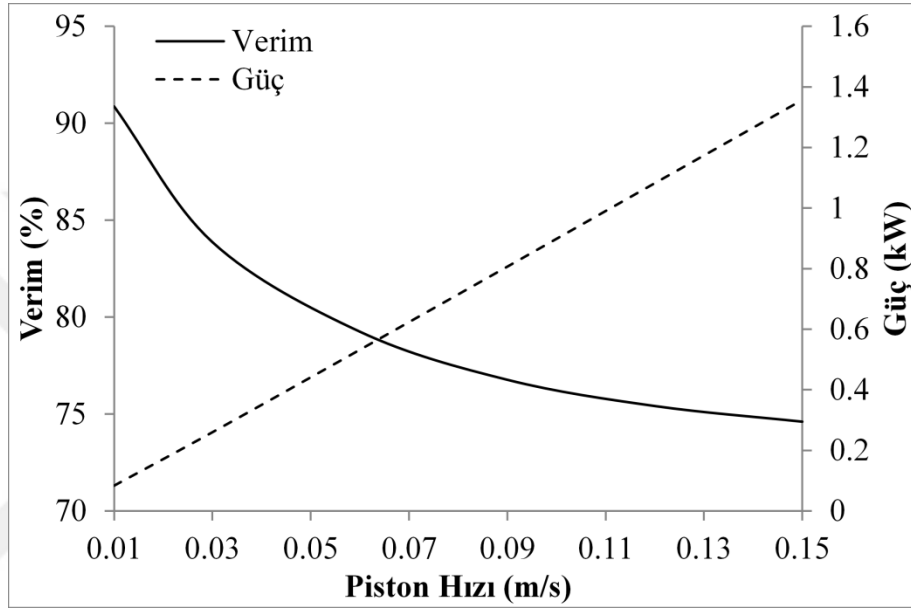
4.3. Sayısal Analiz Yönteminden Elde Edilen Bulgular

Sayısal hesaplamalardan elde edilen basınç değerlerinin deneysel veriler ile karşılaştırılması Şekil 4.32' de verilmişti. Bu şekilden görüldüğü gibi sayısal sonuçlar deneysel veriler ile uyum göstermektedir. Sayısal çalışmada, sistemin en önemli elemanı olan sıvı piston üzerine durulmuş ve sıkıştırma süreci detaylı bir şekilde incelenmiştir. Matematiksel modellemede olduğu gibi bütün sistem göz önüne alınmamış sadece sıvı pistonun performansı üzerine durulmuştur. Sayısal yöntem kullanılarak sıkıştırma esnasında piston içerisindeki hava hareketi ve sıcaklık dağılımı ile ilgili veriler elde edilmiştir.

4.3.1. Sıkıştırma Hızının Etkisi

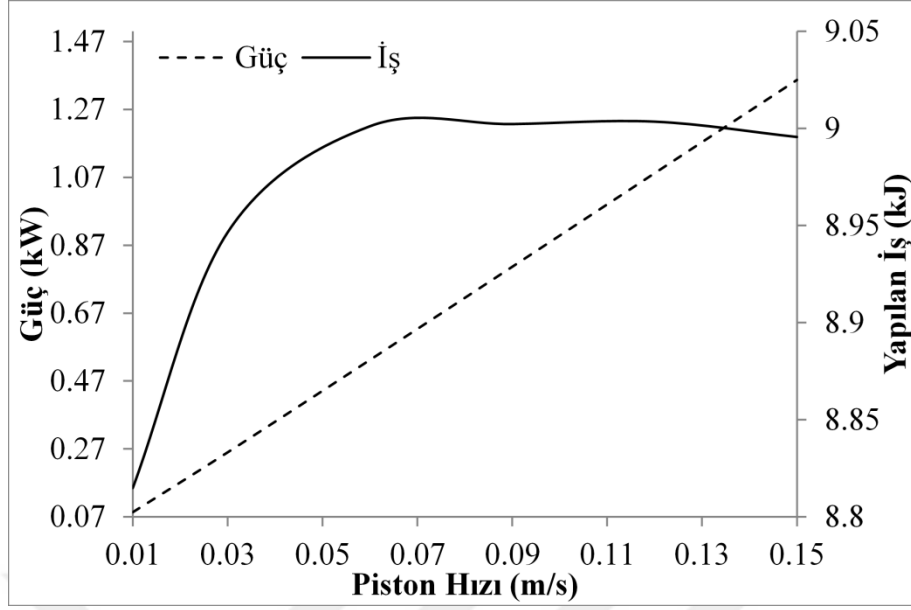
Gerek sistem performansını gerekse silindirin performansını etkileyen en önemli faktör havanın sıkıştırılma hızıdır. Sıkıştırma ne kadar hızlı olursa sıvı pistonlardan olacak

olan ısı transferi için o kadar az zaman olacaktır ve silindirler içerisindeki hava daha fazla ısınacaktır. Bu durum hem sistem verimini (Şekil 4.50) hem de sıvı pistonların verimini olumsuz etkileyecektir (Şekil 4.63). Hava, aynı basınçta sıkıştırılmasına rağmen yüksek hızlarda süreç daha kısa olacaktır. Zamanın kısalmasından dolayı Eş. 3.69 gereği sıkıştırma işlemi için ihtiyaç duyulan güç artacaktır.



Şekil 4.63. Sıvı piston veriminin ve pistonda ihtiyaç duyulan gücün piston hızı ile değişimi

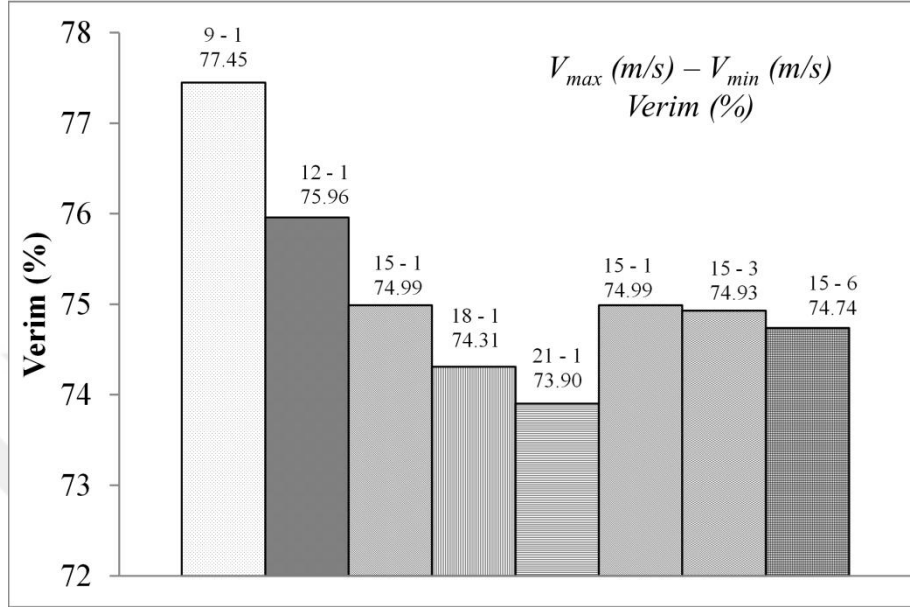
Sıkıştırma hızı arttıkça, sıkıştırma süreci izantropik hal değişimine daha da yaklaşacak ve sıkıştırma işlemi için gerekli olan enerji çok fazla değişmeyecektir. Sıkıştırma sürecinin sonundaki havanın hacmi, hal değişiminin izantropik şartlara yaklaşmasından dolayı yüksek hızlarda daha fazla olacaktır. Aynı basınç oranında sıkıştırma işlemi için harcanan enerji farklı olmamasına karşın daha kısa zamanda bu enerjiye ihtiyaç duyulduğundan dolayı gerekli güç artacaktır. Şekil 4.64' te görüldüğü gibi piston hızı 0.05 m/s den daha hızlı olduğunda sıkıştırma işlemi için gerekli olan iş fazla değişmeyecektir. Bununla birlikte sıkıştırma için gerekli olan güç artacaktır.



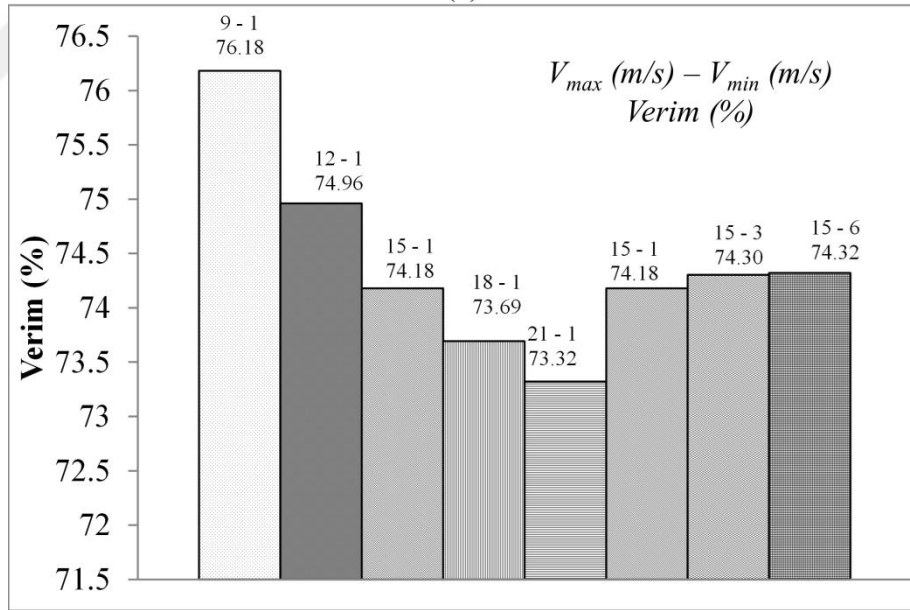
Şekil 4.64. Sıvı pistonda yapılan iş ve ihtiyaç duyulan gücün piston hızı ile değişimi

Silindir içerisindeki havanın basıncı yükseldikçe sıcaklığı da artacaktır ve sıkıştırma işlemi için gerekli olan güç ve enerji de artacaktır. Sıkıştırma işlemi sırasında basınca göre sıkıştırma hızını ayarlayarak sistemin performansında iyileşme sağlanabilir. Silindir içerisindeki basınç yüksek iken sıkıştırma hızını düşürmek, silindir içerisindeki hava ile ortam arasında olan ısı transferi için daha fazla zaman sağlayacak ve izotermal şartlara daha yakın bir sıkıştırma gerçekleşecektir. Bu nedenle sistemin veriminde bir miktar iyileşme sağlanabilmektedir. Şekil 4.65' te sıkıştırma hızı değişiminin lineer (Eş. 3.64) ve 4. dereceden polinom (Eş. 3.65) olarak tanımlanması durumunda sıkıştırma verimleri verilmiştir. Bu eşitliklere göre hızların basınca göre değişimi Şekil 4.66' te verilmiştir. Sıkıştırma başlangıç hızı (V_{max}), ne kadar yavaş olursa sıkıştırma işlemi o kadar yavaş olacak ve daha önce de bahsedildiği gibi ısı transferi için yeterli zaman olacağından verim daha yüksek olacaktır. Bununla birlikte sıkıştırma sonundaki hızın (V_{min}) etkisi, lineer fonksiyon kullanılması durumunda V_{max} ' ın etkisi gibi olmakla birlikte V_{max} kadar etkili değildir. 4. dereceden polinom kullanılması durumunda ise V_{min} arttıkça verim de artmaktadır. Şekil 4.65' ten görüldüğü üzere lineer polinom kullanılması 4. dereceden polinom kullanılmasından daha iyi bir sonuç vermiştir. Lineer polinom kullanılması durumunda ortalama piston hızı V_{max} ile V_{min} ' in ortalaması

olmaktadır. 4. dereceden polinom kullanılması durumunda ise ortalama hız V_{max} değerine daha yakın olmaktadır.

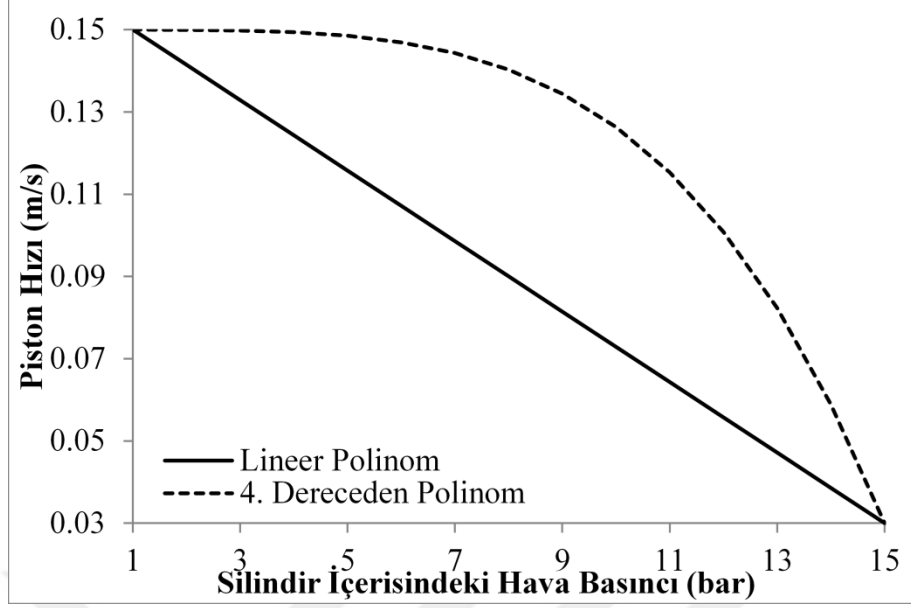


(a)



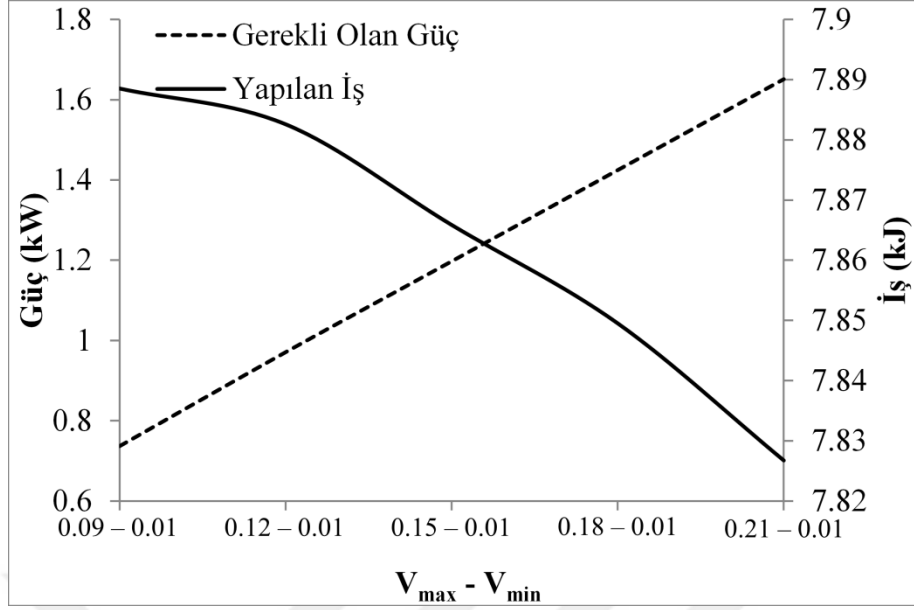
(b)

Şekil 4.65. Piston hızının lineer (a) ya da 4. dereceden polinom (b) ile değişmesi durumunda sıvı pistonun sıkıştırma verimi



Şekil 4.66. Piston hızının silindir içerisindeki basınca göre değişimi

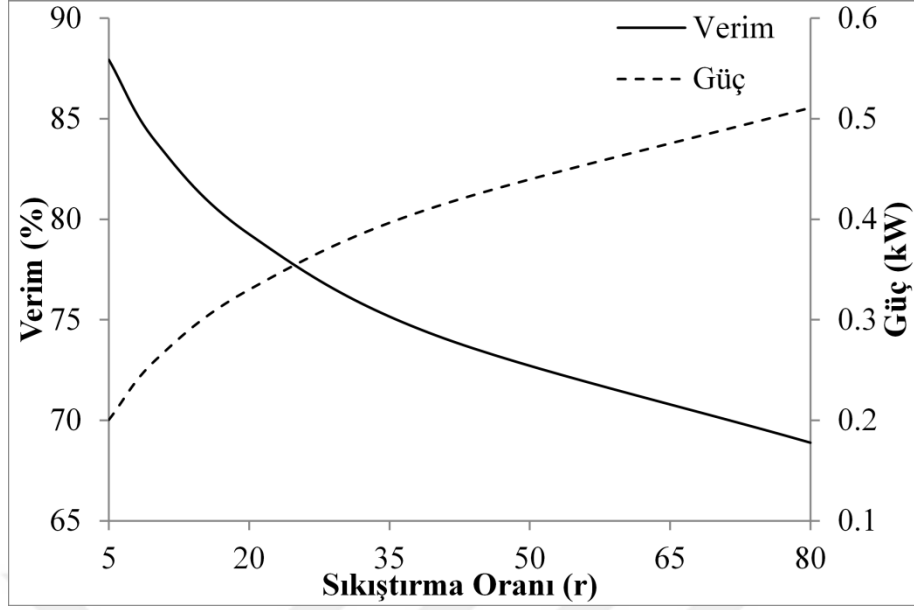
Piston hızındaki değişimin lineer olması esnasında ortalama hız önemli derecede etkileneceğinden sıkıştırma verimi düşmektedir. Buna karşın 4. dereceden polinom kullanılırken, V_{min} ' in artması ortalama hızı çok fazla etkilememekle birlikte ortalama hızda ufak bir artış söz konusu olacaktır. Hızdaki bu artıştan dolayı istenilen basınç değerine daha erken ulaşılabacağından dolayı sistemde yapılan işte düşüş olmaktadır. Yapılan iş düşmesine karşın zaman da kısılacağından dolayı gerekli olan güç artacaktır. Şekil 4.67' de piston hızının 4. dereceden bir polinom ile kontrol edilmesi durumunda yapılan iş ve gerekli gücün V_{max} ve V_{min} değerlerine göre değişimi verilmiştir.



Şekil 4.67. Değişken sıkıştırma hızı kullanılması durumunda sıkıştırma işlemi için gerekli olan güç ve yapılan iş

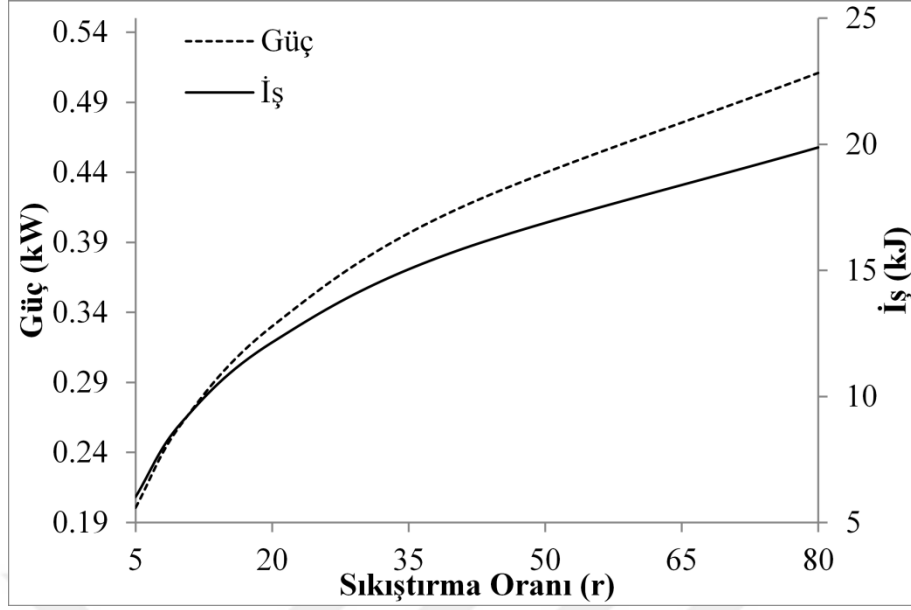
4.3.2. Sıkıştırma Oranının Etkisi

Sistem performansını etkileyen bir diğer önemli parametre ise sıkıştırma oranıdır. Hava depolama tanklarındaki basınç arttıkça silindirlere içerisindeki sıkıştırma işleminin de sıkıştırma oranı artmaktadır. Aynı zamanda farklı sıkıştırma oranları için sistemin nasıl etkilendiğinin belirlenmesi gerekmektedir. Böylece basınç yükseldikçe sistemin işleyişi hakkında daha iyi bilgiler elde edilebilir. Sıkıştırma oranı artması ile sistemi o basınca çıkarabilmek için harcanması gereken iş de artacaktır. Basınç yükseldikçe havanın sıcaklığı da artmakta ve sıkıştırma süreci izantropik hale yaklaşmaktadır. Bu nedenle de verimde düşüş görülmektedir (Şekil 4.68).



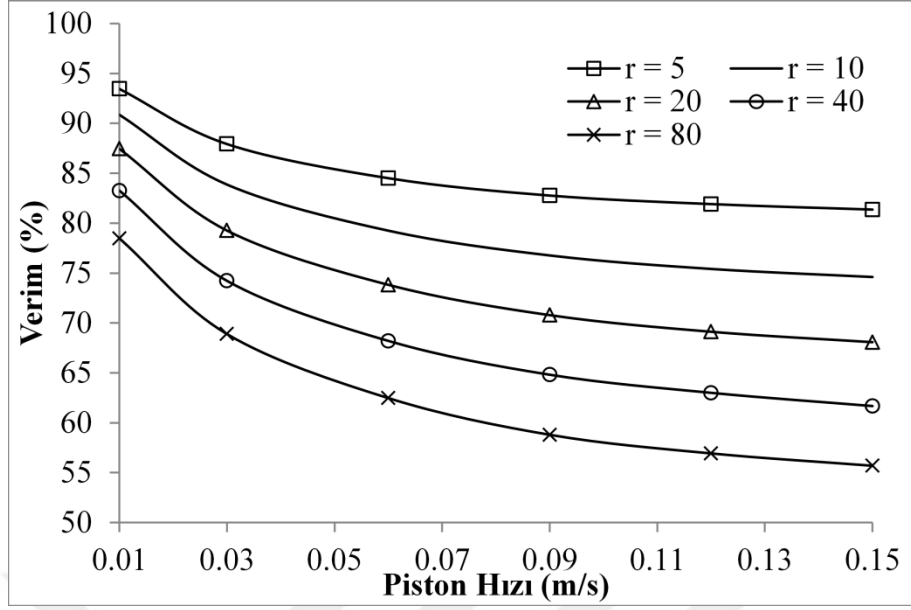
Şekil 4.68. Sıkıştırma veriminin ve ihtiyaç duyulan gücün sıkıştırma oranı ile değişimi

Basınç oranı arttıkça yapılan iş artacak ve gerekli olan güçte de artış olacaktır. Bu artış önce hızlı olmakta sonra lineer bir değişim göstermektedir (Şekil 4.69). Sıkıştırma oranının artmasıyla depolanan enerji fazla olmasına karşın bu işlem için yapılması gereken iş ve gerekli olan güç te artmaktadır.



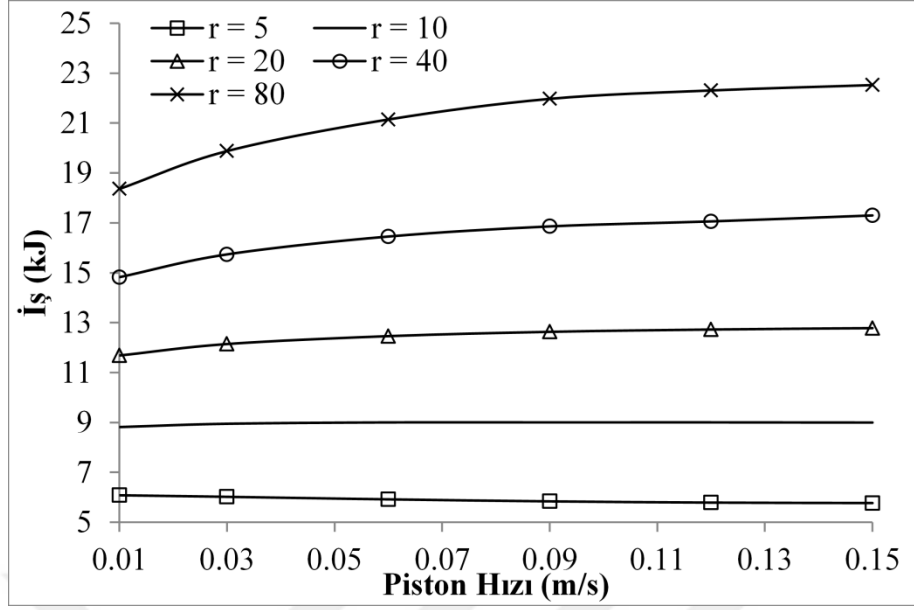
Şekil 4.69. Sıkıştırma sürecinde pistonun yaptığı iş ve piston gücünün sıkıştırma oranı ile değişimi

Sıkıştırma veriminin, farklı sıkıştırma oranlarına bağlı olarak sıkıştırma hızına göre değişimi Şekil 4.70' te verilmiştir. Daha önce de bahsedildiği gibi sıkıştırma hızı arttıkça verimde düşüş olmaktadır. Sıkıştırma oranı, verimdeki bu azalma ile yakından ilgilidir. Sıkıştırma oranı arttıkça verimdeki düşüş daha fazla olmaktadır. Şekil 4.64' te görüldüğü gibi sıkıştırma için yapılması gereken iş yüksek hızlarda sabit kalmaktadır. Bu nedenle basınç oranının etkisi hıza göre daha fazladır. Bununla birlikte basınç oranının etkisi yüksek hızlarda daha fazla olmaktadır. 0.01 m/s sıkıştırma hızı için verimdeki düşüş oranı %12.95 iken 0.15 m/s hız için %29.04 olmaktadır. Düşük sıkıştırma oranlarında hızın etkisi daha az olduğu da söylenebilir.



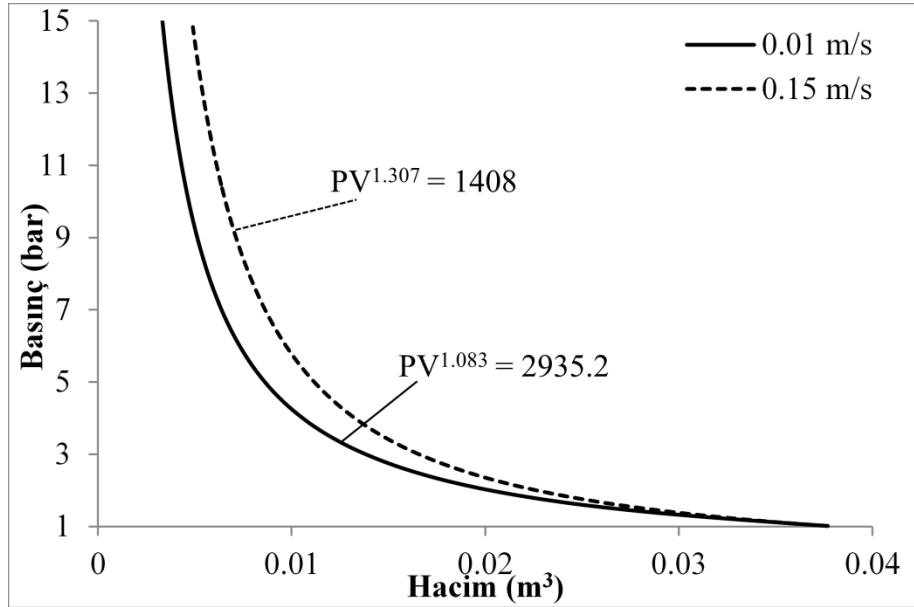
Şekil 4.70. Sıkıştırma veriminin hız ve basınç oranına göre değişimi

Sıkıştırma sürecinde yapılan işe bakıldığında, hızın etkisinin sıkıştırma oranının etkisinden daha az olduğu söylenebilir (Şekil 4.71). Özellikle düşük sıkıştırma oranlarında hızın yapılan iş üzerindeki etkisi yok denecek kadar azdır. Düşük sıkıştırma oranlarında hal değişimi, hızın artmasına karşın çok fazla değişmemektedir ve izotermal şartlara yakındır.



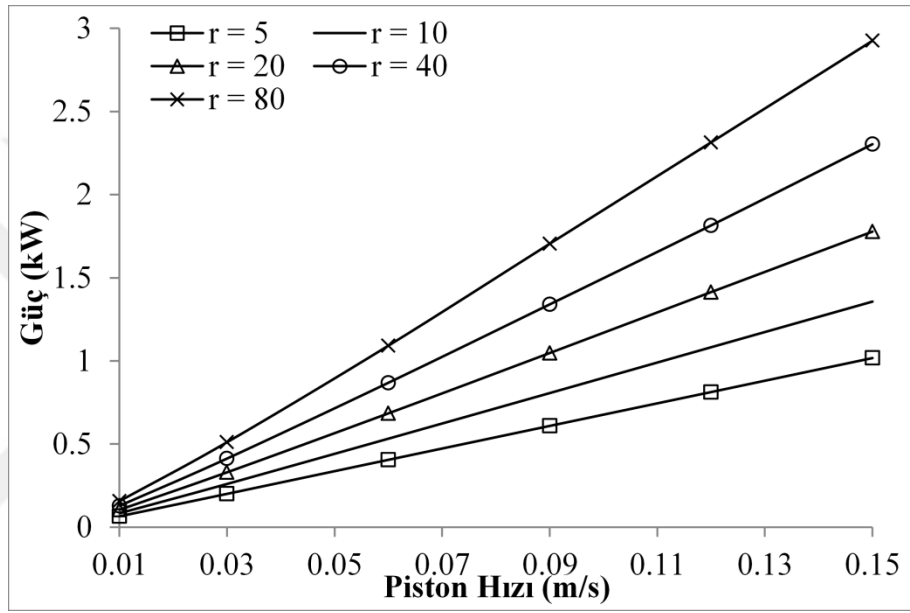
Şekil 4.71. Piston işinin hız ve basınç oranına göre değişimi

Şekil 4.72' de en hızlı ve en yavaş sıkıştırma durumları için P-V eğrileri verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi hızın yavaş olduğunda politropik sıkıştırma katsayısı n , ısı transferinin etkisiyle 1' e yaklaşmaktadır.



Şekil 4.72. Sıkıştırma sürecinde basıncın hacim ile değişimi

Gücün farklı sıkıştırma oranlarındaki değişimini incelediğimizde piston hızının daha etkin bir parametre olduğu söylenebilir. 0.01 m/s sıkıştırma hızındaki ihtiyaç duyulan güç ile 0.15 m/s hızında ihtiyaç duyulan gücün oranı, sıkıştırma oranı 5 olması durumunda 15.54 iken sıkıştırma oranının 80 olması durumunda 18.68 olmaktadır (Şekil 4.73). Sıkıştırmanın hızlanması ihtiyaç duyulan gücü önemli oranda arttırmaktadır.

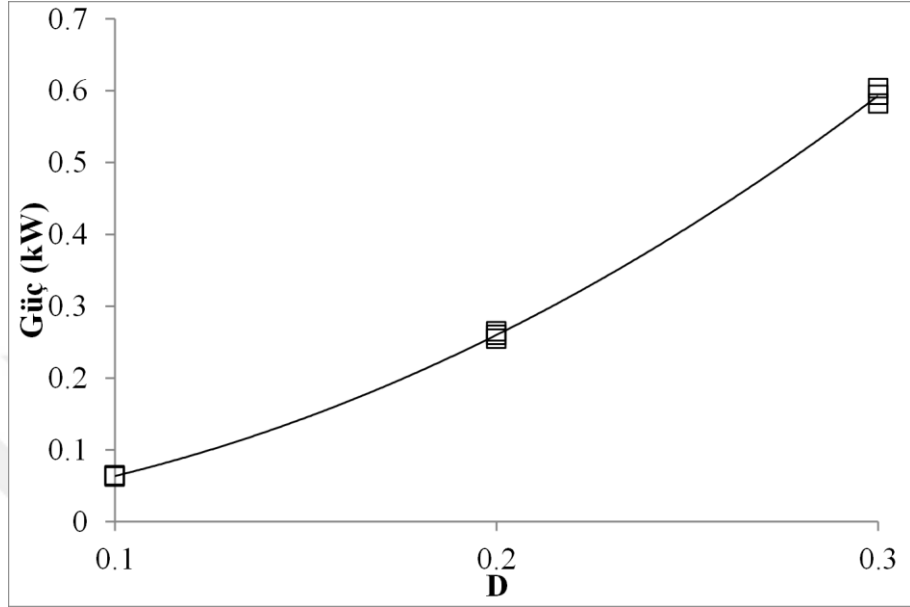


Şekil 4.73. İhtiyaç duyulan gücün hız ve basınç oranına göre değişimi

4.3.3. Silindir Geometrisinin Etkisi

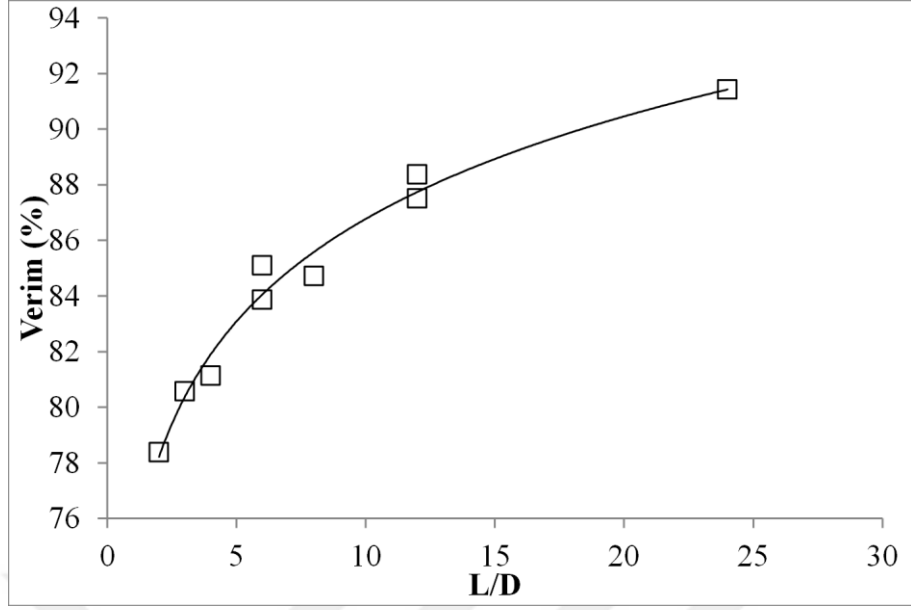
Piston boyutlarının değişmesi ile sıkıştırma özellikleri de değişim göstermektedir. Farklı çap ve uzunluklarda silindir içerisindeki hava miktarı da farklı olmaktadır. Silindir içerisinde bulunan havanın kütlesi arttıkça soğutma ihtiyacı da artmaktadır. Sabit sıkıştırma hızında belli bir zaman içerisinde hacimdeki değişim sabit olmaktadır. Piston boyu (L) uzun oldukça sıkışma süresi de uzayacak ve piston tarafından yapılan iş te artacaktır. Hem sıkıştırma zamanı hem de yapılan iş arttığından dolayı sıkıştırma için

gerekli olan güç değişmeyecektir. Bu nedenle güç sadece çapın değişimi ile değişecektir (şekil 4.74).



şekil 4.74. Gücün sıvı piston çapı ile değişimi

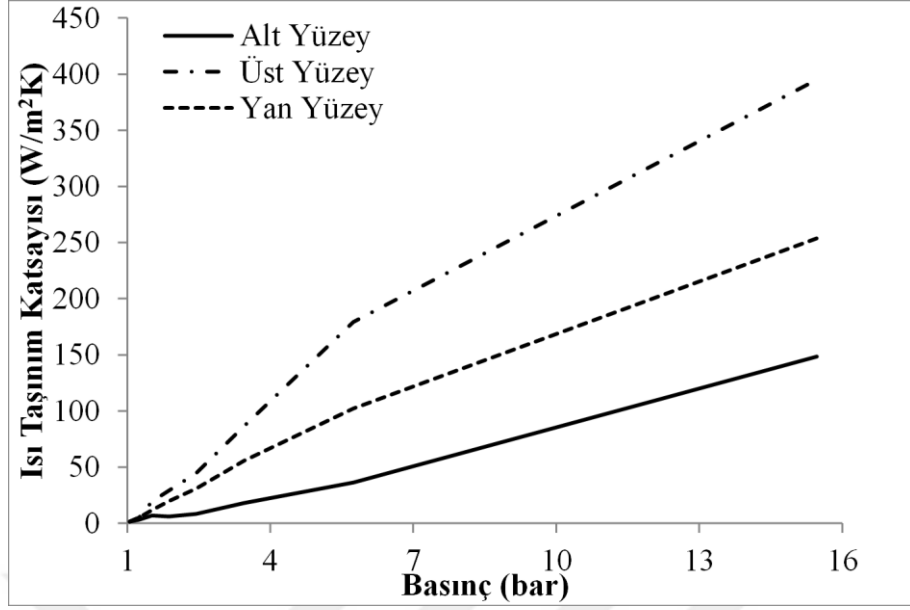
Sıkıştırma verimi, sıkıştırma sürecinde yüzeylelerden olan ısı transferi ile yakından ilgilidir. Silindir içerisindeki hava kütlesinin ısı transferi yüzeyine oranı $D/4$ ile orantılıdır. Silindirlerin apı arttıkça havanın kütlesi de artacağından izotermal şartlarda sıkıştırma işlemini gerçekleştirmek daha da zorlaşacaktır. Bununla birlikte silindir boyu arttıkça yüzey alanı artacak ve daha etkili bir sıkıştırma sağlanabilecektir. Bu nedenle sıkıştırma verimi D ile ters orantılı L ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Yani daha uzun ve ince silindirlerin sıkıştırma verimleri daha yüksektir (şekil 4.75).



Şekil 4.75. Sıkıştırma veriminin değişimi

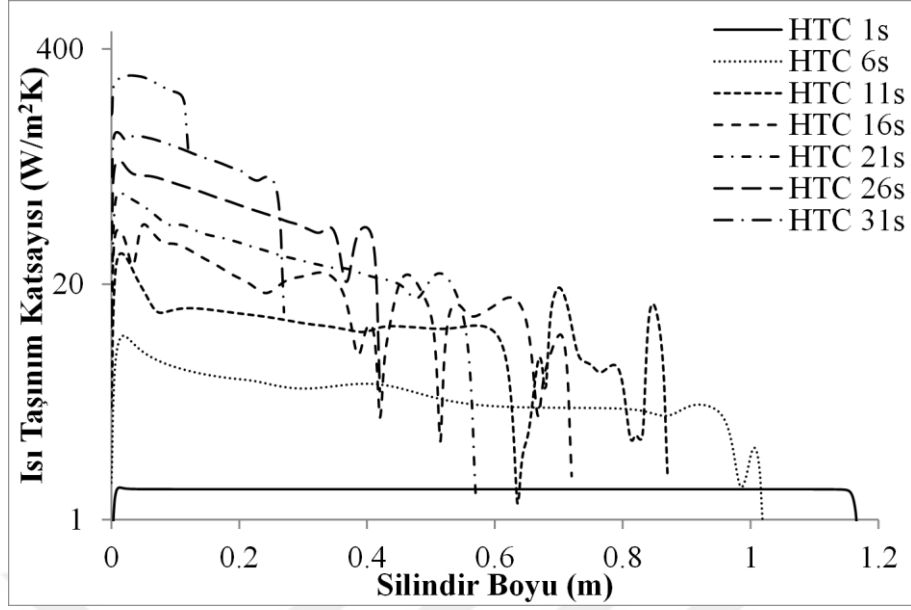
4.3.4. Sıvı Piston İçerisindeki Havanın Özellikleri

Sıvı piston içerisindeki basınç arttıkça havanın sıcaklığı da artmaktadır. Havanın sıcaklığının artması ile sıvı pistonun yüzeyleri ile hava arasındaki sıcaklık farkı da artacaktır. Sıcaklık farkının artması ile ısı akısı artmakta ve bu yüzeylerdeki olan ısı transfer katsayısı da artacaktır (Şekil 4.76). Sıkıştırma süresince ısınan hava, yoğunluk farkı nedeniyle silindirin üst kısmına doğru hareket etmektedir. Bu nedenle hava ile yüzeyler arasındaki sıcaklık farkının en fazla olduğu yer silindirin üst yüzeyi olduğundan en yüksek ısı taşınım katsayısı (h) üst yüzeyde hesaplanmıştır. Yine aynı nedenden dolayı silindirin alt yüzeyinden olan ısı transferi diğer yüzeylere göre daha azdır.



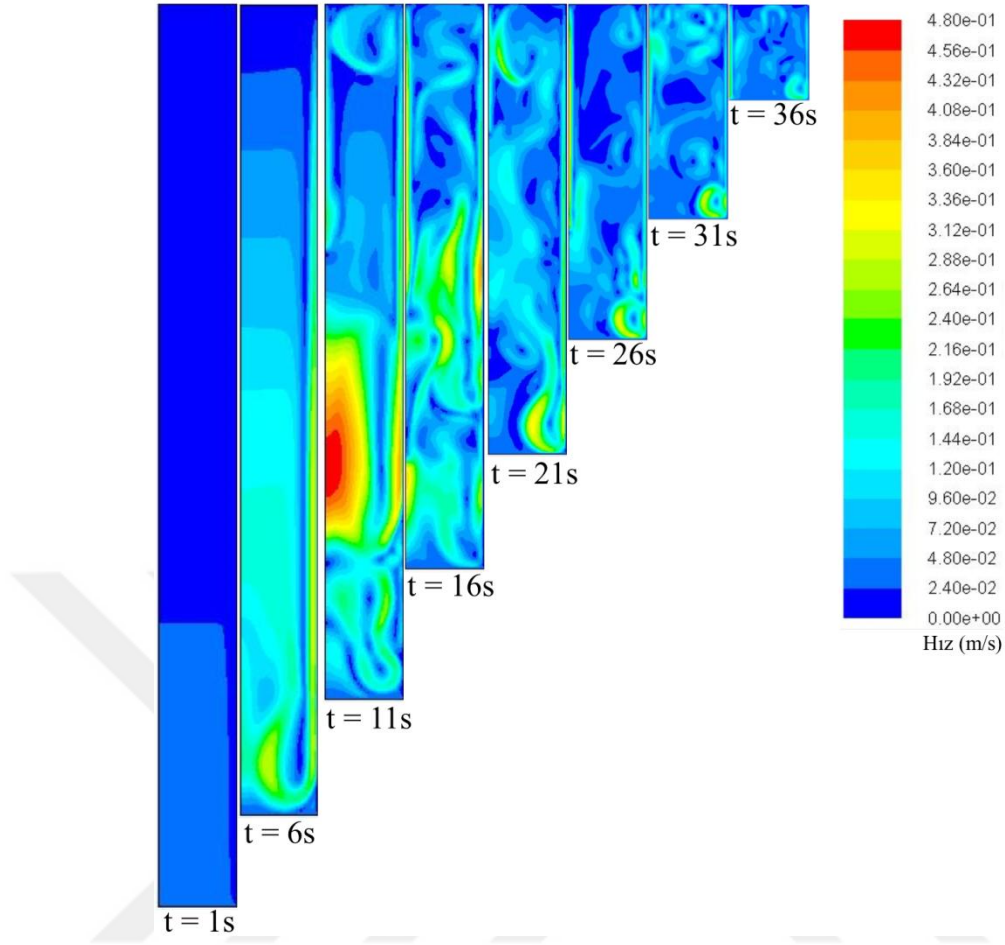
Şekil 4.76. Sıvı piston iç yüzeyindeki ısı taşınım katsayılarının basınç ile değişimi

Silindir boyunca yüzeydeki ısı taşınım katsayısının değişimi Şekil 4.77' de verilmiştir. Sıkıştırma işleminin başlangıcında silindirin en alt ve en üst noktaları hariç diğer yerlerde sabit olduğu görülmektedir. Bu noktalar iki yüzeyin kesişim yerleri olduğu için havanın sıcaklığı, yüzey sıcaklığına çok yakındır. Zaman geçtikçe ısı taşınım katsayısı artmakta ve üst ve alt yüzeylere yakın yerlerdeki ısı taşınım katsayılarının daha düşük olduğu görülmektedir.



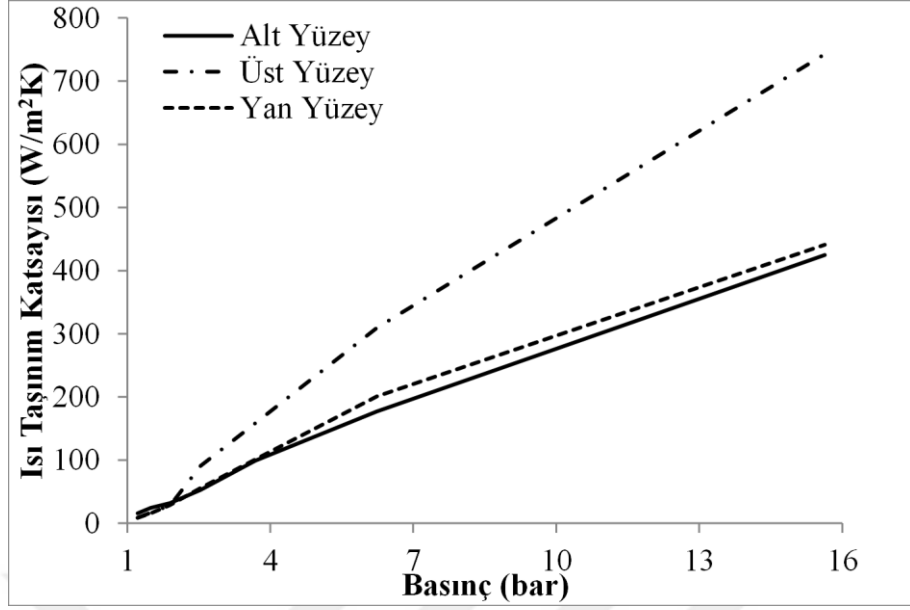
Şekil 4.77. Yan yüzeydeki ısı taşınım katsayısının değişimi

Bununla birlikte alt yüzey hareketli olduğundan bu yüzeye yakın yerlerdeki havanın hızı değişkenlik göstermektedir. Bir taraftan silindir havayı sıkıştırırken hava ısındığından dolayı yukarıya doğru bir hareket sergileyecek diğer taraftan yüzeyler daha düşük sıcaklıkta olduğundan yüzeye yakın yerdeki hava soğuyacak ve aşağıya yönlü bir hareket olacaktır (Şekil 4.78). Bu iki hareketin karşılaştığı alt yüzeyin dış yüzeye komşu olduğu kenarda hava girdap oluşturmaktadır. Bu hava hareketi ısı taşınım katsayısında da o noktada değişimlere neden olmaktadır. Hava girdabının oluşmaya başladığı 11. saniye ile 26. saniyeler arasında silindirin dış yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı silindirin alt yüzeyine yaklaştıkça dalgalanmalar göstermektedir.



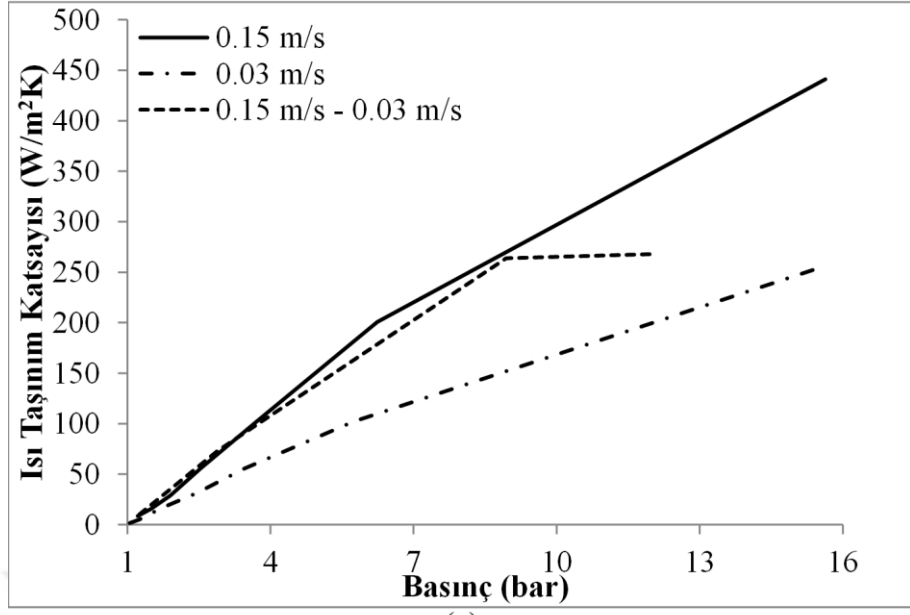
Şekil 4.78. Sıkıştırma sürecindeki sıvı piston içerisindeki hız dağılımları

Sıkıştırma sürecinin hızlı olması durumunda alt ve yan yüzeylerdeki ısı taşınım katsayıları birbirine yaklaşacak ve benzer değişimler göstereceklerdir (Şekil 4.79). Üst yüzeydeki ısı taşınım katsayısı havanın ısınmasından dolayı daha yüksek olmaktadır. Sıkıştırma işlemi daha hızlı gerçekleştiğinden ısı transferi için yeterli zaman olmayacak ve havanın sıcaklığı daha yüksek olacaktır. Bu sebeple yüzey ile hava arasındaki sıcaklık farkı artmış olur ve ısı taşınım katsayısı da yükselecektir.

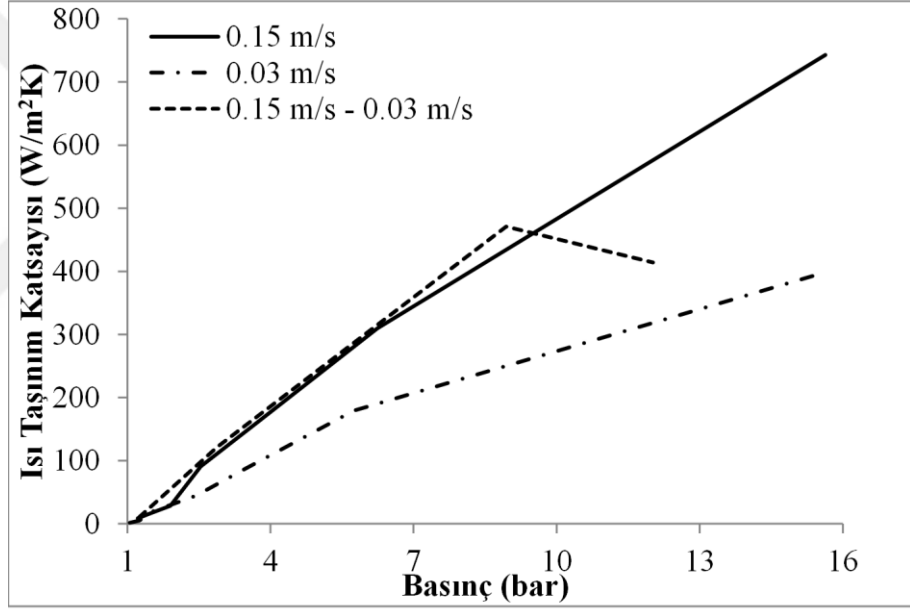


Şekil 4.79. 0.15 m/s sıkıştırma hızında ısı taşınım katsayılarının basınçla değişimi

Farklı hızlardaki ısı taşınım katsayılarının değişimini incelediğimizde (Şekil 4.80) hız arttıkça ısı taşınım katsayılarının önemli ölçüde arttığını söyleyebiliriz. Değişken hızlardaki h' nin değişimi başlarda sabit hızdaki ile aynı olmakta, sıkıştırma hızı yavaşladıkça h , düşmektedir.



(a)



(b)

Şekil 4.80. Yan (a) ve üst (b) yüzeydeki ısı taşınım katsayılarının farklı hızlardaki değişimi

5. SONUÇ

Yenilenebilir enerji sistemlerinin geliştirilmesi ve kullanımı son yıllarda hızlı bir gelişim kaydetmektedir. Sürdürülebilir enerji arzı için enerjinin depolanabilmesi önemli ölçüde önem kazanmıştır. Günümüzde bütün modern enerji sistemleri arz güvenilirliği, sistem kararlılığı, enerjinin daha verimli kullanılması, iletim/dağıtım problemlerinin ve maliyetlerinin minimize edilmesi gibi birçok nedenlerle enerjinin depolanması giderek daha fazla önem kazanmaktadır. Enerjinin depolanması, dünyada son yıllarda gelişen yeni enerji piyasası modelinde, elektrik değer zincirinin en kritik bileşenlerinden birisidir. Bu kapsamda tüm dünyada enerji depolama sistemleri teknolojileri yeni, önemli ve hızla gelişmekte olan bir endüstriyel sektördür. Ülkemizde de enerji depolama sistemleri üzerine bilimsel çalışmaların yapılarak yeni teknolojiler geliştirilmesi oldukça önemlidir.

Bu çalışma ile evlerde ya da küçük ölçekli bağımsız yenilenebilir enerji sistemlerinde üretilen elektrik enerjisinin depolanmasında kullanılacak bir enerji depolama sistemi incelenmiştir. Prototip enerji depolama sistemi üzerinde sistemin performans araştırması deneysel ve teorik olarak gerçekleştirilmiştir. Sistemin enerji dönüştürme, depolama karakteristikleri araştırılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda elektrik enerjisi depolamada SHED sistemlerinin tek başına ya da diğer enerji depolama sistemleri ile birlikte kullanılacak istenilen kapasite ve güçte hızlı dolun-boşalma yapabilecek uzun çevrim ömrüne sahip enerji depolama süresi zamandan bağımsız, çevreye karşı duyarlı, enerji depolama sistemleri olduğu görülmüştür.

Konvansiyonel pistonlu kompresörler tek kademedede ortalama 8 bar basınçta sıkıştırılmış hava elde etmektedir. Çok kademeli ara soğutmalı kompresörlerde ise hem motor gücü önemli miktarda yükselmekte hem de ortalama 15-20 bar basınca kadar çıkılabilmektedir. Bu çalışmada imal edilen deney sistemi ile teorik olarak 100 bar basınca kadar havayı sıkıştırmak mümkündür. Ancak laboratuvar ortamında güvenlik nedeniyle 40 bar basınca çıkılmış ve testler bu basıncın üstünde yapılmamıştır. Dolayısıyla konvansiyonel kompresörlere nazaran çok daha düşük güçte elektrik motoru kullanarak yüksek basınçta sıkıştırılmış hava elde edilmiştir. Hava sıkıştırmada kullanılan konvansiyonel kompresörlerden (elektrik enerjisinden basınçlı havaya enerji dönüşüm verimleri yaklaşık %15) performansı daha yüksek (elektrik enerjisinden

basıncı havaya enerji dönüşüm verimleri yaklaşık %20) bir sıvı pistonlu kompresör geliştirilmiştir.

Sistem performansını etkileyen en önemli parametrelerden biri sıvı pistonun hızıdır. Hızlı sıkıştırma durumunda, havanın özelliklerindeki değişim izantropik hal değişimine daha yakın olduğundan havanın sıcaklığı hızla yükselecek ve buna bağlı olarak basıncı daha hızlı yükselecektir. Buna karşın yavaş sıkıştırma yapılması durumunda havanın sıcaklığı çok yükselmeyecek fakat daha verimli bir sıkıştırma işlemi gerçekleşmiş olacaktır. Bu nedenle düşük sıkıştırma hızlarında depolama tankları içerisindeki havanın kütlesi daha fazla olmaktadır. Aynı durum genişleme süreci için de geçerlidir. Fakat genişleme sürecindeki piston hızının sistem performansına olan etkisi sıkıştırma sürecindeki kadar etkili değildir. Sıkıştırma sürecinde en yavaş ile en hızlı sıkıştırma durumları arasındaki enerji tüketimleri % 20.48 değişirken, genişleme durumunda elde edilen enerjiler arasında % 10.84' lük bir fark vardır.

Sıkıştırma ve genişleme durumları için piston hızının hava basıncına veya sıcaklığına göre değişken olduğu iki farklı kontrol yöntemi incelenmiştir. Yapılan hesaplamalara göre havanın sıcaklığına göre piston hızının kontrol edilmesi durumunda havanın sıcaklığındaki artış 30 K civarında olabilmektedir. Böylece izotermal şartlara daha yakın bir süreç olur ve bu şekilde sistem veriminin artırılabilmesi görülmüştür.

Çalışma basınçlarının yüksek olması sistem verimini arttırmaktadır. Depolama basıncının 40 bardan 80 bara çıkması durumunda verim % 48' den % 51' e çıkmaktadır.

Sistemin en önemli parçası sıkıştırma ve genişleme süreçlerinin gerçekleştiği sıvı pistondur. Buradaki havanın hareketleri, ihtiyaç duyulan güç, gerekli olan enerji ve piston geometrisinin etkisi HAD yöntemleri kullanılarak incelenmiştir. Piston hızı arttıkça sistemin gücü artmakta buna karşın yapılan iş sabit kalmaktadır. Piston hızının lineer veya 4. dereceden bir fonksiyon olarak değişmesi durumlarında sıkıştırma verimleri incelenmiştir. Piston hızının basınca göre 4. dereceden bir fonksiyon ile tanımlanması sistem verimini etkilememektedir. Bununla birlikte sistemin sabit hızla sıkıştırma yapması yerine sıkıştırma hızının değişmesi sistem performansını olumlu etkilemektedir.

Yapılan hesaplamalarda görülmüştür ki basınç oranının etkisi yüksek hızlarda daha fazla olmaktadır. 0.01 m/s sıkıştırma hızı için verimdeki değişim %12.95 iken 0.15 m/s hız için %29.04 olmaktadır. Düşük sıkıştırma oranlarında hızın yapılan iş üzerindeki etkisi yok denecek kadar azdır.

Bundan Sonra Yapılacak Çalışmalar

Bu çalışmadan elde edilen bilgiler bundan sonraki yapılacak olan çalışmalara bir kaynak olacaktır. SHED sistemlerinde genellikle hava kullanıldığı için havanın içerisindeki su buharının negatif etkileri düşünülerek havanın şartlandırılması gerekmektedir. Yüksek basınçlarda, havanın içerisindeki nemin sisteme olan etkisi araştırılabilir. Bu tarz sistemlerin daha verimli çalışabilmesi için farklı yüklerde ve devirlerde yüksek verim ile çalışacak elektrik motoru ve jeneratörlerin geliştirilmesi gerekmektedir. Elektrik motor/jeneratör ve tahrik edilecek hidrolik pompa/motor arasında devir ve yük değişimlerini dengeleyecek redüktör ve bağlantı elemanları konusunda çalışmalar yapılmalıdır. Yüksek basınçta akışkan hareketi olduğu için borular ve bağlantı elemanlarındaki kayıplar yüksek olmaktadır. Tasarım yapılırken mümkün olduğu kadar bu etkiler göz önüne alınarak tasarım yapılmalıdır. Sistem yüksek basınçlarda çalışmakta ve havanın depolanması söz konusu olduğundan dolayı iyi bir sızdırmazlık sağlanmalıdır. Sistemin tasarımı yapılırken ölü hacimleri minimize etmek sistem performansını arttırmaktadır. Sistemde bulunan cihazların ve sistem işleyişinin denetimi farklı yöntemler ile kontrol edilebilir. Kontrol sistemini iyileştirerek sistem ekipmanları daha efektif bir şekilde kullanılabilir. Ekserji analizi yapılarak sistemdeki enerji kayıplarının nerede olduğu belirlenebilir ve bu kayıpların oluşması engellenerek sistem veriminde iyileşme sağlanabilir. Sıkıştırma ve genişleme süreçleri esnasında oluşan sıcaklık farkından faydalanılarak farklı uygulamaların geliştirilmesi mümkün olup bu konularda çalışma yapılabilir.

KAYNAKLAR

Agrawal, P., Nourai, A., Markel, L., Fioravanti, R., Gordon, P., Tong, N., Huff, G. 2011. Characterization and Assessment of Novel Bulk Storage Technologies, Sandia National Laboratories, Albuquerque and Livermore.

Anonim, 2005. Advanced adiabatic compressed air energy storage (AA-CAES). http://cordis.europa.eu/projects/rcn/67580_en.html - (Erişim tarihi: 08.02.2014).

Anonim, 2010. ADELE – Adiabatic Compressed-Air Energy Storage for Electricity Supply. RWE Power AG, Köln.

Bullough, C., Gatzen, C., Jakiel, C., Koller, M., Nowi, A., Zunft, S., 2004. Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage for the Integration of Wind Energy. European Wind Energy Conference, 22-25 November 2004, London UK.

Chen, H., Cong, T. N., Yang, W., Tan, C., Li, Y., Ding, Y., 2009. Progress in electrical energy storage system: A critical review, *Progress in Natural Science*, 19: 291 – 312.

Chen, H., Zhang, X., Liu, J., Tan, C. 2013. Compressed Air Energy Storage: Energy Storage - Technologies and Applications, Ed: Zobaa, A., InTech, <http://www.intechopen.com/books/energy-storage-technologies-and-applications/compressed-air-energy-storage> (Erişim tarihi: 12.02.2014).

Dahraie, M. V., Najafi, H. R., Azizkandi, R. N., Nezamdoust, M. R., 2012. Study on compressed air energy storage coupled with wind farm, Second Iranian Conference on Renewable Energy and Distributed Generation, 6 – 8 Mart 2012, Tehran, Iran.

Drury, E., Denholm, P., Sioshansi, R. 2011. The value of compressed air energy storage in energy and reserve markets, *Energy*, 36: 4959 – 4973.

Elmegaard, B., Brix, W. 2010. Efficiency of Compressed Air Energy Storage. DTU Mekanik. Lyngby.

Ferreira, H. L., Garde, R., Fulli, G., Kling, W., Lopes, J. L., 2013. Characterisation of electrical energy storage Technologies, *Energy*, 53: 288 – 298.

Fluent 13 2013. User's guide, Canonsburg, PA 15317, USA, Fluent Inc.

Foley A., Lobera, I. D. 2013. Impacts of compressed air energy storage plant on an electricity market with a large renewable energy portfolio, *Energy*, 57: 85 – 94.

- Fthenakis, V., Mason, J. E., Zweibel, K., 2009.** The technical, geographical, and economic feasibility for solar energy to supply the energy needs of the US, *Energy Policy*, 37: 387 – 399.
- Gonzalez, F. D., Sumper, A., Bellmunt, O. G., Robles, R. V., 2012.** A review of energy storage technologies for wind power applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16: 2154 – 2171.
- Grazzini, G., Milazzo, A. 2008.** Thermodynamic analysis of CAES/TES systems for renewable energy plants, *Renewable Energy*, 33: 1998 – 2006.
- Grazzini, G., Milazzo, A. 2012.** A Thermodynamic Analysis of Multistage Adiabatic CAES, *Proceedings of the IEEE*, 100: 461 – 472.
- Greenblatt, J. B., Succar, S., Denkenberger, D. C., Williams, R. H., Socolow, R. H., 2007.** Baseload wind energy: modeling the competition between gas turbines and compressed air energy storage for supplemental generation, *Energy Policy*, 35: 1474 – 1492.
- Hadjipaschalis, I., Poullikkas, A., Efthimiou, V., 2009.** Overview of current and future energy storage technologies for electric power applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13: 1513 – 1522.
- Hartmann, N., Vöhringer, O., Kruck, C., Eltrop, L. 2012.** Simulation and analysis of different adiabatic Compressed Air Energy Storage plant configurations, *Applied Energy*, 93: 541 – 548.
- Havel, T. F., 2013.** Adsorption-Enhanced Compressed Air Energy Storage, The 17th Meeting of the North-East Corridor Zeolite Association, 13 December 2013, Pennsylvania, USA.
- Ibrahim, H., Ilinca, A., Perron, J. 2008.** Energy storage systems—Characteristics and comparisons, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12: 1221 – 1250.
- Jubeh, N., M., Najjar, Y. S. H. 2012.** Green solution for power generation by adoption of adiabatic CAES system, *Applied Thermal Engineering*, 44: 85 – 89.
- Khaitan, S. K., Raju, M. 2013.** Dynamic simulation of air storage-based gas turbine plants, *International Journal of Energy Research*, 37: 558 – 569.
- Kim, Y. M. 2012.** Novel concepts of compressed air energy storage and thermo-electric energy storage. Ph.D. Thesis, À La Faculté des Sciences et Techniques de L'ingénieur, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne.

- Kim, Y. M., Lee, J. H., Kim, S. J., Favrat, D. 2012.** Potential and Evolution of Compressed Air Energy Storage: Energy and Exergy Analyses, *Entropy*, 14: 1501 – 1521.
- Konrad, J. 2011.** Compressed Air Energy Storage -- An Exergy-based Analysis of Turbomachinery Systems. M.Sc. Thesis, Faculty of Graduate Studies, Department of Mechanical, Automotive and Materials Engineering, University of Windsor, Windsor.
- Kushnir, R., Dayan, A., Ullmann, A. 2012.** Temperature and pressure variations within compressed air energy storage caverns, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55: 5616 – 5630.
- Li, P. Y., Loth, E., Simon, T. W., Ven, J. D. V., Crane, S. E. 2011.** Compressed Air Energy Storage for Offshore Wind Turbines. International Fluid Power Exhibition (IFPE), 22-26 March 2011, Las Vegas, NV, USA.
- Lim, S., Mazzoleni, A. P., Park, J. K., Ro, P. I., Quinlan, B. 2012.** Conceptual design of ocean compressed air energy storage system, IEEE Oceans, 14-19 October 2012, Hampton Roads, VA, USA.
- Linden, S. 2006.** Bulk energy storage potential in the USA, current developments and future prospects, *Energy*, 31: 3446 – 3457.
- Lomax, H., T.H. Pulliam and D.W. Zingg., 1999.** Fundamentals of Computational Fluid Dynamics, NASA Ames Research Center, University of Toronto Institute for Aerospace Studies, 4 p.
- Manchester, S., Swan, L., 2013.** Compressed air storage and wind energy for time-of-day electricity markets, The 3rd International Conference on Sustainable Energy Information Technology, 25 – 28 Haziran 2013, Halifax, Canada.
- Marano, V., Rizzo, G., Tiano, F. A., 2012.** Application of dynamic programming to the optimal management of a hybrid power plant with wind turbines, photovoltaic panels and compressed air energy storage, *Applied Energy*, 97: 849 – 859.
- Marcogiannakis A., Pasas P., Zafirakis D., Kaldellis J. K., 2012.** Optimum Medium Scale Wind-CAES Configurations for the Electrification of Remote Communities, World Renewable Energy Congress, 13-17 Mayis 2012, Denver, USA.
- Mason, J. E., Archer, C. L., 2012.** Baseload electricity from wind via compressed air energy storage (CAES), *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16: 1099 – 1109.
- Mason, J. E., Fthenakis, V., Zweibel, K., Hansen, T., Nikolokakis, T., 2008.** Coupling PV and CAES Power Plants to Transform Intermittent PV Electricity into a Dispatchable Electricity Source, *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*, 16: 649 – 668.

Mohamadabadi, H. S., Hugo, R. J., Keith, D. W. 2011. Enhancing The Economics Of Wind-Based Compressed Air Energy Storage By Waste Heat Recovery. 5th International Conference on Energy Sustainability & 9th Fuel Cell Science, Engineering and Technology Conference, 7 – 10 August, 2011, Washington, DC, USA.

Najjar, Y. S. H., Jubeh, N. M. 2006. Comparison of performance of compressed-air energy-storage plant with compressed-air storage with humidification, *Journal of Power and Energy*, 220: 581 – 588.

Nakhamkin M., Wolk, R. H., Linden, S., Patel, M. 2004. New Compressed Air Energy Storage Concept Improves the Profitability of Existing Simple Cycle, Combined Cycle, Wind Energy, and Landfill Gas Power Plants. ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air, 14 – 17 June 2004, Vienna, Austria.

Oldenburg, C. M., Pan, L. 2013. Porous Media Compressed-Air Energy Storage (PM-CAES): Theory and Simulation of the Coupled Wellbore–Reservoir System, *Transport in Porous Media*, 97: 201 – 221.

Park, J. K., Ro, P. I., Lim, S. D., Mazzoleni, A. P., Quinlan, B. 2012. Analysis and optimization of a quasi-isothermal compression and expansion cycle for Ocean Compressed Air Energy Storage, IEEE Oceans, 14-19 October 2012, Hampton Roads, VA, USA.

Petersen, T., Elmegaard, B., Pedersen, A. S., 2013. Adiabatic Liquid Piston Compressed Air Energy Storage. Danish Technological Institute, Taastrup.

Pickard, W. F., Hansing, N. J., Shen, A. Q., 2009. Can large-scale advanced-adiabatic compressed air energy storage be justified economically in an age of sustainable energy?, *Journal of Renewable And Sustainable Energy*, 3 (1): 1 – 11.

Proczka, J. J., Muralidharan, K., Villela, D., Simmons, J. H., Frantziskonis, G. 2013. Guidelines for the pressure and efficient sizing of pressure vessels for compressed air energy storage, *Energy Conversion and Management*, 65: 597 – 605.

Raju, M., Khaitan, S. K. 2012. Modeling and simulation of compressed air storage in caverns: A case study of the Huntorf plant, *Applied Energy*, 89: 474 – 481.

Salgi, G., Lund, H., 2006. Energy system analysis of CAES technologies in the danish energy system with high penetration of fluctuating renewable energy sources, The 11th International energy conference & exhibition, 12-15 June 2006, Stavanger, Norway.

Salgi, G., Lund, H., 2008. System behaviour of compressed-air energy-storage in Denmark with a high penetration of renewable energy sources, *Applied Energy*, 85: 182 – 189.

Sedighnejad, H., Iqbal, T., Quaicoe, J., 2011. Performance evaluation of a hybrid wind-diesel-compressed air energy storage system, 24th Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering, 8 – 11 Mayıs 2011, Ontario, Canada.

Sevilgen, G. 2010. Otomobil kabininde hız ve sıcaklık dağılımının üç boyutlu sayısal analizi, *Doktora Tezi*, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.

Steta, F. S., 2010. Modeling of an Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage (AA-CAES) Unit and an Optimal Model-based Operation Strategy for its Integration into Power Markets. M.Sc. Thesis, Swiss Federal Institute of Technology (ETH), Zurich.

Succar, S. 2011. Compressed Air Energy Storage: Large Energy Storage Systems Handbook, Ed.: Barnes, F. S., Levine, J. G., CRC Press, USA, pp: 112 – 152.

Wänn, A., McKeogh, E., Leahy, P., Reidy, M., Doyle, S. 2012. Environmental Performance of Existing Energy Storage Installations. The World Congress on Water Climate and Energy, 13 – 18 May, 2012, Dublin, Ireland.

White, A. J. 2011. Loss analysis of thermal reservoirs for electrical energy storage schemes, *Applied Energy*, 88: 4150 – 4159.

Zafirakis, D., Chalvatzis, K. J., 2014. Wind energy and natural gas-based energy storage to promote energy security and lower emissions in island regions, *Feul*, 115: 203 – 219.

Zafirakis, D., Kaldellis, J. K., 2010. Autonomous dual-mode CAES systems for maximum wind energy contribution in remote island networks, *Energy Conversion and Management*, 51: 2150 – 2161.

EKLER

- EK 1** C Dilinde yazılan Hesaplama Programı
- EK 2** HAD Analizlerinde kullanılan UDF' ler



EK 1 C DİLİNDE YAZILAN HESAPLAMA PROGRAMI

```
#define SILINDIR_CAP 0.2 /* silindir çapı [m]*/
#define SILINDIR_UZUNLUK 1.2 /* silindirlerin uzunluğu [m]*/
#define TANK_CAP 0.515
#define TANK_UZUNLUK 1.2
#define DT 0.001 /* zaman adımı [s]*/
#define PI 3.14
#define UON 1.19
#define AON 0.1
#define IV_T 300 /* sıcaklık için başlangıç değeri [K] */
#define IV_P 1 /* basınç için başlangıç değeri [bar] */
#define IV_P_E 40 /* genişleme durumunda basınç için başlangıç değeri [bar] */
#define DT_MAX 30 /* sıkıştırma sırasındaki izin verilen maksimum sıcaklık artışı*/
#define K 1.6 /* havanın özgül ısılarının oranı */
#define P_ATM 1 /* atmosfer basıncı [bar] */
#define T_ATM 300 /* dışarıdan alınan havanın sıcaklığı [K]*/
#define R 0.287 /* evrensel gaz sabiti [kPa*m3/(kg*K)] */
#define H_AIR 6 /* dış ortam havasındaki ısı taşınım katsayısı [W/(m2*K)] */
#define C_P 1000 /* havanın özgül ısı [J/kg/K] */
#define RO 1.1613 /* havanın yoğunluğu [kg/m3] */
#define P_KRT 1 /* genişleme esnasındaki silindirler içinde olması istenen
basınç [bar]*/
/***** pompa özellikleri *****/
#define N_MAX 4000 /* pompanın maksimum devri [dev/dak] */
#define N_MIN 160
#define D_P 10 /* pompanın bir devirde bastığı akışkan miktarı [cm3/dev] */
#define NU_M 0.95 /* mekanik verim */
#define NU_V 0.95 /* volumetrik verim */
/*****

typedef enum
{
    SILINDIR_1_SIKISMA=1,
    SILINDIR_1_GENLESME,
    SILINDIR_2_SIKISMA,
    SILINDIR_2_GENLESME,
    SILINDIR_1DEN_TANKA,
    SILINDIR_2DEN_TANKA,
    TANKTAN_SILINDIR_1E,
    TANKTAN_SILINDIR_2YE,
} SISTEM_DURUM;
struct silindir
{
    double siviYukseklık[2];
    double basınc[2];
```



```

    double hacim[2];
    double havakutle[2];
    double sicaklik[2];
};
struct tank
{
    double basinc[2];
    double sicaklik[2];
    double havakutlesi[2];
};

double silindirden_havaya(struct silindir *s)
{
    double q;
    return q = PI * SILINDIR_CAP * (SILINDIR_UZUNLUK - s-
>siviYukseklk[1]) * H_AIR * (s->sicaklik[1] - T_ATM);
}
double silindirden_siviya(struct silindir *s)
{
    double q;
    return q = K_TEL * PI * TEL_CAP * TEL_CAP * TEL_P / 4 /
TEL_UZUNLUK * 2 * (s->sicaklik[1] - T_ATM);
}

double tanktan_havaya(struct tank *t)
{
    double q;
    return q = PI * TANK_CAP * TANK_UZUNLUK * H_AIR * (t->sicaklik[1] -
T_ATM);
}

void isi_kaybi_basinc_hesaplama(struct silindir *s1, struct silindir *s2, struct tank
*tank, SISTEM_DURUM *durum)
{
    double tank_hacim = PI * TANK_CAP * TANK_CAP / 4 *
TANK_UZUNLUK;

    switch (*durum)
    {
        case SILINDIR_1_SIKISMA:

            s1->basinc[1] = s1->havakutle[1] * R * s1->sicaklik[1] / s1-
>hacim[1] / 100;
            tank->basinc[1] = tank->havakutlesi[1] * R * tank->sicaklik[1] /
tank_hacim / 100; break;

        case SILINDIR_2_SIKISMA:

```

```

                s2->basinc[1] = s2->havakutle[1] * R * s2->sicaklik[1] / s2-
>hacim[1] / 100;
                tank->basinc[1] = tank->havakutlesi[1] * R * tank->sicaklik[1] /
tank_hacim / 100; break;

        case SILINDIR_1DEN_TANKA:

                s1->basinc[1] = (s1->havakutle[1] + tank->havakutlesi[1]) * R *
s1->sicaklik[1] / (s1->hacim[1] + tank_hacim) / 100;
                tank->basinc[1] = s1->basinc[1]; break;

        case SILINDIR_2DEN_TANKA:

                s2->basinc[1] = (s2->havakutle[1] + tank->havakutlesi[1]) * R *
s2->sicaklik[1] / (s2->hacim[1] + tank_hacim) / 100;
                tank->basinc[1] = s2->basinc[1]; break;
    }
}
void isi_transferi(struct silindir *s1, struct silindir *s2, struct tank *tank,
SISTEM_DURUM *durum)
{
    double q_s1, q_s2, q_t, q_y;
    SISTEM_DURUM temp_durum = *durum;

    if(*durum == SILINDIR_1_SIKISMA)
    {
        if (s1->basinc[1] >= tank->basinc[1])
            *durum = SILINDIR_1DEN_TANKA;
    }

    if(*durum == SILINDIR_2_SIKISMA)
    {
        if (s2->basinc[1] >= tank->basinc[1])
            *durum = SILINDIR_2DEN_TANKA;
    }

    q_s1 = silindirden_havaya(s1) + silindirden_siviya(s1);
    q_s2 = silindirden_havaya(s2) + silindirden_siviya(s2);
    q_t = tanktan_havaya(tank);

    switch (*durum)
    {
        case SILINDIR_1_SIKISMA:

                s1->sicaklik[1] = s1->sicaklik[1] - q_s1 * DT / s1->havakutle[1] /
C_P;

```

```
        tank->sicaklik[1] = tank->sicaklik[1] - q_t * DT / tank->sicaklik[1] / C_P; break;
```

```
    case SILINDIR_2_SIKISMA:
```

```
        s2->sicaklik[1] = s2->sicaklik[1] - q_s2 * DT / s2->havakutle[1] / C_P;
```

```
        tank->sicaklik[1] = tank->sicaklik[1] - q_t * DT / tank->sicaklik[1] / C_P; break;
```

```
    case SILINDIR_1DEN_TANKA:
```

```
        s1->sicaklik[1] = s1->sicaklik[1] - (q_s1 + q_t) * DT / (s1->havakutle[1]+tank->havakutlesi[1]) / C_P;
```

```
        tank->sicaklik[1] = s1->sicaklik[1]; break;
```

```
    case SILINDIR_2DEN_TANKA:
```

```
        s2->sicaklik[1] = s2->sicaklik[1] - (q_s2 + q_t) * DT / (s2->havakutle[1]+tank->havakutlesi[1]) / C_P;
```

```
        tank->sicaklik[1] = s2->sicaklik[1]; break;
```

```
    }
```

```
    /* sıcaklık düşüşünden kaynaklı basınç değişiminin hesaplanması gerekir  
    aşağıdaki fonksiyon bu işlemi yapacaktır. */
```

```
    isi_kaybi_basinc_hesaplama(s1, s2, tank, durum);
```

```
    *durum = temp_durum;
```

```
}
```

```
extern void isi_transferi(struct silindir *, struct silindir *, struct tank *,  
SISTEM_DURUM *durum);
```

```
void sivi_yuksekklik_hesaplama(struct silindir *silindir_1_ozellik, struct silindir  
*silindir_2_ozellik, double debi, SISTEM_DURUM *durum)
```

```
{
```

```
    switch (*durum)
```

```
    {
```

```
        case SILINDIR_1_SIKISMA:
```

```
            silindir_1_ozellik->siviYuksekklik[0] = silindir_1_ozellik->siviYuksekklik[1];
```

```
            silindir_1_ozellik->siviYuksekklik[1] = silindir_1_ozellik->siviYuksekklik[1]
```

```
+ debi*DT*4/PI/SILINDIR_CAP/SILINDIR_CAP/1000;
```

```
            if (silindir_1_ozellik->siviYuksekklik[1] >= UON)
```

```
            {
```

```
                silindir_1_ozellik->siviYuksekklik[1] = UON;
```

```
                *durum = SILINDIR_1DEN_TANKA;
```

```
            }
```

```
            silindir_2_ozellik->siviYuksekklik[0] = silindir_2_ozellik->siviYuksekklik[1];
```

```
            silindir_2_ozellik->siviYuksekklik[1] = silindir_2_ozellik->siviYuksekklik[1]
```

```
- debi*DT*4/PI/SILINDIR_CAP/SILINDIR_CAP/1000;
```

```

        if (silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1] <= AON)
        {
            silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1] = AON;
            *durum = SILINDIR_2_SIKISMA;
        }break;

    case SILINDIR_1_GENLESME: break;

    case SILINDIR_2_SIKISMA:
        silindir_2_ozellik->siviYukseklk[0] = silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1];
        silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1] = silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1]
+ debi*DT*4/PI/SILINDIR_CAP/SILINDIR_CAP/1000;
        if (silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1] >= UON)
        {
            silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1] = UON;
            *durum = SILINDIR_2DEN_TANKA;
        }
        silindir_1_ozellik->siviYukseklk[0] = silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1];
        silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1] = silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1]
- debi*DT*4/PI/SILINDIR_CAP/SILINDIR_CAP/1000;
        if (silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1] <= AON)
        {
            silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1] = AON;
            *durum = SILINDIR_1_SIKISMA;
        }break;

    case SILINDIR_2_GENLESME: break;

    case SILINDIR_1DEN_TANKA: break;

    case SILINDIR_2DEN_TANKA: break;

    case TANKTAN_SILINDIR_1E: break;

    case TANKTAN_SILINDIR_2YE: break;

}
}
void basinc_hesaplama(struct silindir *silindir_1_ozellik, struct silindir
*silindir_2_ozellik, struct tank *tank_ozellik, SISTEM_DURUM *durum)
{
    double tank_hacim = PI * TANK_CAP * TANK_CAP / 4 * TANK_UZUNLUK;

    switch (*durum)
    {
        case SILINDIR_1_SIKISMA:
            silindir_1_ozellik->basinc[0] = silindir_1_ozellik->basinc[1];
            tank_ozellik->basinc[0] = tank_ozellik->basinc[1];

```

```

        if(silindir_1_ozellik->basinc[1] < tank_ozellik->basinc[1])
        {
            if(silindir_1_ozellik->hacim[0] < silindir_1_ozellik->hacim[1])
                silindir_1_ozellik->hacim[0] = silindir_1_ozellik->hacim[1];

            silindir_1_ozellik->basinc[1] = pow(silindir_1_ozellik->hacim[0] /
silindir_1_ozellik->hacim[1],K) * silindir_1_ozellik->basinc[0];
        }
        else
        {
            silindir_1_ozellik->basinc[1] = pow((silindir_1_ozellik->hacim[0] +
tank_hacim) / (silindir_1_ozellik->hacim[1] + tank_hacim),K) * silindir_1_ozellik-
>basinc[0];
            tank_ozellik->basinc[1] = silindir_1_ozellik->basinc[1];
        }
        silindir_2_ozellik->basinc[1] = P_ATM; break;

    case SILINDIR_2_SIKISMA:
        silindir_2_ozellik->basinc[0] = silindir_2_ozellik->basinc[1];
        tank_ozellik->basinc[0] = tank_ozellik->basinc[1];

        if(silindir_2_ozellik->basinc[1] < tank_ozellik->basinc[1])
        {
            if(silindir_2_ozellik->hacim[0] < silindir_2_ozellik->hacim[1])
                silindir_2_ozellik->hacim[0] = silindir_2_ozellik->hacim[1];

            silindir_2_ozellik->basinc[1] = pow(silindir_2_ozellik->hacim[0] /
silindir_2_ozellik->hacim[1],K) * silindir_2_ozellik->basinc[0];
        }
        else
        {
            silindir_2_ozellik->basinc[1] = pow((silindir_2_ozellik->hacim[0] +
tank_hacim) / (silindir_2_ozellik->hacim[1] + tank_hacim),K) * silindir_2_ozellik-
>basinc[0];
            tank_ozellik->basinc[1] = silindir_2_ozellik->basinc[1];
        }
        silindir_1_ozellik->basinc[1] = P_ATM; break;
    }
}

void silindir_hacim_hesaplama(struct silindir *silindir_1_ozellik, struct silindir
*silindir_2_ozellik)
{
    silindir_1_ozellik->hacim[0] = silindir_1_ozellik->hacim[1];
    silindir_1_ozellik->hacim[1] = PI * SILINDIR_CAP * SILINDIR_CAP / 4 *
(SILINDIR_UZUNLUK - silindir_1_ozellik->siviYukseklik[1]);
}

```

```

    silindir_2_ozellik->hacim[0] = silindir_2_ozellik->hacim[1];
    silindir_2_ozellik->hacim[1] = PI * SILINDIR_CAP * SILINDIR_CAP / 4 *
(SILINDIR_UZUNLUK - silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1]);

}
void sicaklik_hesaplama(struct silindir *silindir_1_ozellik, struct silindir
*silindir_2_ozellik, struct tank *tank_ozellik, SISTEM_DURUM *durum)
{
    SISTEM_DURUM temp_durum = *durum;
    double tank_hacim = PI * TANK_CAP * TANK_CAP / 4 *
TANK_UZUNLUK;

/***** havanın sıkıştırma durumunu anlamak için yapılan işlem
adımları *****/
/***** bu duruma göre sıcaklık ya sadece silindir içi için yada
*****/
/***** silindir ve tank ile birlikte her ikisi içinde hesaplanır.
*****/

    if(*durum == SILINDIR_1_SIKISMA)
    {
        if (silindir_1_ozellik->basinc[1] >= tank_ozellik->basinc[1])
            *durum = SILINDIR_1DEN_TANKA;
    }

    if(*durum == SILINDIR_2_SIKISMA)
    {
        if (silindir_2_ozellik->basinc[1] >= tank_ozellik->basinc[1])
            *durum = SILINDIR_2DEN_TANKA;
    }

/*****
*****/

    silindir_1_ozellik->sicaklik[0] = silindir_1_ozellik->sicaklik[1];
    silindir_2_ozellik->sicaklik[0] = silindir_2_ozellik->sicaklik[1];
    tank_ozellik->sicaklik[0] = tank_ozellik->sicaklik[1];

    switch (*durum)
    {
        case SILINDIR_1_SIKISMA:
            silindir_1_ozellik->sicaklik[1] = pow(silindir_1_ozellik->hacim[0] /
silindir_1_ozellik->hacim[1], K-1) * silindir_1_ozellik->sicaklik[0];
            silindir_2_ozellik->sicaklik[1] = T_ATM; break;

        case SILINDIR_2_SIKISMA:
            silindir_2_ozellik->sicaklik[1] = pow(silindir_2_ozellik->hacim[0] /
silindir_2_ozellik->hacim[1], K-1) * silindir_2_ozellik->sicaklik[0];
            silindir_1_ozellik->sicaklik[1] = T_ATM; break;
    }
}

```

```

    case SILINDIR_1DEN_TANKA:
        silindir_1_ozellik->sicaklik[1] = (silindir_1_ozellik->havakutle[1] *
silindir_1_ozellik->sicaklik[1] + tank_ozellik->havakutlesi[1] * tank_ozellik-
>sicaklik[1]) / (tank_ozellik->havakutlesi[1] + silindir_1_ozellik->havakutle[1]);
        silindir_1_ozellik->sicaklik[1] = pow((silindir_1_ozellik-
>hacim[0] + tank_hacim) / (silindir_1_ozellik->hacim[1] + tank_hacim), K-1) *
silindir_1_ozellik->sicaklik[0];
        tank_ozellik->sicaklik[1] = silindir_1_ozellik->sicaklik[1];
        silindir_2_ozellik->sicaklik[1] = T_ATM; break;

    case SILINDIR_2DEN_TANKA:
        silindir_2_ozellik->sicaklik[1] = (silindir_2_ozellik->havakutle[1] *
silindir_2_ozellik->sicaklik[1] + tank_ozellik->havakutlesi[1] * tank_ozellik-
>sicaklik[1]) / (tank_ozellik->havakutlesi[1] + silindir_2_ozellik->havakutle[1]);
        silindir_2_ozellik->sicaklik[1] = pow((silindir_2_ozellik-
>hacim[0] + tank_hacim) / (silindir_2_ozellik->hacim[1] + tank_hacim), K-1) *
silindir_2_ozellik->sicaklik[0];
        tank_ozellik->sicaklik[1] = silindir_2_ozellik->sicaklik[1];
        silindir_1_ozellik->sicaklik[1] = T_ATM; break;
}

*durum = temp_durum;
}
void kutle_hesaplama(struct silindir *silindir_1_ozellik, struct silindir
*silindir_2_ozellik, struct tank *tank_ozellik, SISTEM_DURUM *durum)
{
    double tank_hacim = PI * TANK_CAP * TANK_CAP / 4 * TANK_UZUNLUK;
    double silindir_kutle = PI * SILINDIR_CAP * SILINDIR_CAP / 4 *
(SILINDIR_UZUNLUK - AON) * RO;
    double silindir_hacim = PI * SILINDIR_CAP * SILINDIR_CAP / 4 *
(SILINDIR_UZUNLUK - AON);
    double tank_kutle = tank_ozellik->havakutlesi[1];
    SISTEM_DURUM temp_durum = *durum;

    silindir_1_ozellik->havakutle[0] = silindir_1_ozellik->havakutle[1];
    silindir_2_ozellik->havakutle[0] = silindir_2_ozellik->havakutle[1];
    tank_ozellik->havakutlesi[0] = tank_ozellik->havakutlesi[1];

    if(*durum == SILINDIR_1_SIKISMA)
    {
        if (silindir_1_ozellik->basinc[1] >= tank_ozellik->basinc[1])
            *durum = SILINDIR_1DEN_TANKA;
    }

    if(*durum == SILINDIR_2_SIKISMA)
    {

```

```

    if (silindir_2_ozellik->basinc[1] >= tank_ozellik->basinc[1])
        *durum = SILINDIR_2DEN_TANKA;
}
switch (*durum)
{
    case SILINDIR_1_SIKISMA:
        silindir_1_ozellik->havakutle[1] = PI * SILINDIR_CAP *
SILINDIR_CAP / 4 * (SILINDIR_UZUNLUK - AON) * RO;
        silindir_2_ozellik->havakutle[1] = silindir_2_ozellik->hacim[1] *
RO;
        break;

    case SILINDIR_2_SIKISMA:
        silindir_2_ozellik->havakutle[1] = PI * SILINDIR_CAP *
SILINDIR_CAP / 4 * (SILINDIR_UZUNLUK - AON) * RO;
        silindir_1_ozellik->havakutle[1] = silindir_1_ozellik->hacim[1] *
RO;
        break;

    case SILINDIR_1DEN_TANKA:
        //silindir_1_ozellik->havakutle[1] = (/*silindir_1_ozellik-
>havakutle[1]*/silindir_kutle + /*tank_ozellik->havakutlesi[1]*/tank_kutle) /
(silindir_1_ozellik->hacim[1] + tank_hacim) * silindir_1_ozellik->hacim[1];
        //tank_ozellik->havakutlesi[1] = (/*silindir_1_ozellik-
>havakutle[1]*/ silindir_kutle + /*tank_ozellik->havakutlesi[1]*/tank_kutle) /
(silindir_1_ozellik->hacim[1] + tank_hacim) * tank_hacim;
        //silindir_2_ozellik->havakutle[1] = silindir_2_ozellik->hacim[1]
* RO;

        silindir_1_ozellik->havakutle[1] = silindir_kutle / silindir_hacim
* silindir_1_ozellik->hacim[1];
        tank_ozellik->havakutlesi[1] += (silindir_1_ozellik->havakutle[0]
- silindir_1_ozellik->havakutle[1]);
        silindir_2_ozellik->havakutle[1] = silindir_2_ozellik->hacim[1] *
RO;

        break;

    case SILINDIR_2DEN_TANKA:
        //silindir_2_ozellik->havakutle[1] = (/*silindir_2_ozellik-
>havakutle[1]*/silindir_kutle + /*tank_ozellik->havakutlesi[1]*/tank_kutle) /
(silindir_2_ozellik->hacim[1] + tank_hacim) * silindir_2_ozellik->hacim[1];
        //tank_ozellik->havakutlesi[1] = (/*silindir_2_ozellik-
>havakutle[1]*/silindir_kutle + /*tank_ozellik->havakutlesi[1]*/tank_kutle) /
(silindir_2_ozellik->hacim[1] + tank_hacim) * tank_hacim;
        //silindir_1_ozellik->havakutle[1] = silindir_1_ozellik->hacim[1]
* RO;

```



```

        silindir_2_ozellik->havakutle[1] = silindir_kutle / silindir_hacim
* silindir_2_ozellik->hacim[1];
        tank_ozellik->havakutlesi[1] += (silindir_2_ozellik->havakutle[0]
- silindir_2_ozellik->havakutle[1]);
        silindir_1_ozellik->havakutle[1] = silindir_1_ozellik->hacim[1] *
RO;

        break;
    }

    //silindir_1_ozellik->havakutle[1]=silindir_1_ozellik-
>basinc[1]*silindir_1_ozellik->hacim[1]/R/silindir_1_ozellik->sicaklik[1]*100;
    //silindir_2_ozellik->havakutle[1]=silindir_2_ozellik-
>basinc[1]*silindir_2_ozellik->hacim[1]/R/silindir_2_ozellik->sicaklik[1]*100;
    //tank_ozellik->havakutlesi[1] = tank_ozellik-
>basinc[1]*tank_hacim/R/tank_ozellik->sicaklik[1]*100;

    *durum = temp_durum;
}
double debi_hesaplama(double P_silindir1, double P_silindir2, double T_s1, double
T_s2, SISTEM_DURUM durum)
{
    double Qmax = N_MAX * D_P * NU_V;
    double Qmin = N_MIN * D_P * NU_V;
    double Pmin = P_ATM;
    double Vmin =
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-UON);
    double Vmax =
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-AON);
    double Pmax = pow(Vmax/Vmin,K)*Pmin;
    double Tmax = IV_T + DT_MAX;
    double Tmin = IV_T;

    /*****Basıncı referans alarak debi
hesaplanması*****/
    //if(durum == SILINDIR_1_SIKISMA)
    //    return ((Qmax-Qmin)/(Pmin-Pmax)*P_silindir1+Qmax-(Qmax-
Qmin)/(Pmin-Pmax)*Pmin)/1000/60;

    //if(durum == SILINDIR_2_SIKISMA)
    //    return ((Qmax-Qmin)/(Pmin-Pmax)*P_silindir2+Qmax-(Qmax-
Qmin)/(Pmin-Pmax)*Pmin)/1000/60;
    /*****
*****/

    /*****Sıcaklığı referans alarak
hesaplama*****/

```

```

switch(durum)
{
case SILINDIR_1_SIKISMA:
    if (T_s1 >= Tmax)
        return Qmin/1000/60;
    else if (T_s1 < Tmax && T_s1 >= Tmin)
        return ((Qmax - Qmin)/(Tmin - Tmax) * T_s1 + Qmax - (Qmax -
Qmin)/(Tmin - Tmax) * Tmin)/1000/60;
    else
        return Qmax/1000/60; break;

case SILINDIR_2_SIKISMA:
    if (T_s2 >= Tmax)
        return Qmin/1000/60;
    else if (T_s2 < Tmax && T_s2 >= Tmin)
        return ((Qmax - Qmin)/(Tmin - Tmax) * T_s2 + Qmax - (Qmax -
Qmin)/(Tmin - Tmax) * Tmin)/1000/60;
    else
        return Qmax/1000/60; break;
}
/*****
*****/

}

int main()
{
    struct silindir silindir1;
    struct silindir silindir2;
    struct tank tank;
    double hidrolik_debi; /* hidrolik sıvısının silindir içine giriş debisi [lt/s] */
    double pompa_devri=0, pompa_gucu=0;
    double tank_hacim = PI * TANK_CAP * TANK_CAP / 4 *
TANK_UZUNLUK;
    double zaman = 0;
    double Ws_1; /* 1. silindirde sıkıştırma esnasında yapılan sınır işi */
    int i = 0;

    FILE *fbasinc;
    FILE *fpompa;
    FILE *fsicaklik;

    /***** ilk değer verme işlemi *****/

    SISTEM_DURUM durum = SILINDIR_1_SIKISMA;

    silindir1.basinc[0] = IV_P;

```

```

silindir1.basinc[1] = IV_P;
silindir1.sicaklik[0] = IV_T;
silindir1.sicaklik[1] = IV_T;
silindir1.hacim[0] =
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-AON);
silindir1.hacim[1] =
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-AON);
silindir1.siviYukseklk[0] = AON;
silindir1.siviYukseklk[1] = AON;
silindir1.havakutle[0] = IV_P * 100 *
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-AON) / R / IV_T;
silindir1.havakutle[1] = IV_P * 100 *
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-AON) / R / IV_T;

```

```

silindir2.basinc[0] = IV_P;
silindir2.basinc[1] = IV_P;
silindir2.sicaklik[0] = IV_T;
silindir2.sicaklik[1] = IV_T;
silindir2.hacim[0] =
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-UON);
silindir2.hacim[1] =
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-UON);
silindir2.siviYukseklk[0] = UON;
silindir2.siviYukseklk[1] = UON;
silindir2.havakutle[0] = IV_P * 100 *
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-UON) / R / IV_T;
silindir2.havakutle[1] = IV_P * 100 *
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-UON) / R / IV_T;

```

```

tank.basinc[0] = IV_P;
tank.basinc[1] = IV_P;
tank.sicaklik[0] = IV_T;
tank.sicaklik[1] = IV_T;
tank.havakutlesi[0] = IV_P * 100 * PI * TANK_CAP * TANK_CAP / 4 *
TANK_UZUNLUK / R / IV_T;
tank.havakutlesi[1] = IV_P * 100 * PI * TANK_CAP * TANK_CAP / 4 *
TANK_UZUNLUK / R / IV_T;

```

```

/*****
/

```

```

fbasinc = fopen("silindir 1 basinc.txt","w");
if(fbasinc == NULL)
{
    printf("dosya açılmadı");
    exit(1);
}

```

```

fprintf(fbasinc,"zaman\tsilindir 1 basinc\tsilindir 2 basinc\ttank basinc\n");

fpompa = fopen("pompa.txt","w");
if(fpompa == NULL)
{
    printf("dosya açılmadı");
    exit(1);
}
fprintf(fpompa,"zaman\tdebi[lt/s]\tdevir sayısı\t pompa gücü\n");

fsicaklik = fopen("sicaklik.txt","w");
if(fsicaklik == NULL)
{
    printf("dosya açılmadı");
    exit(1);
}
fprintf(fsicaklik,"zaman\tsilindir 1 sıcaklık\tsilindir 2 sıcaklık\ttank sıcaklık\n");

/*****
*****/
for (zaman=0;tank.basinc[1]<29;zaman+=DT)
{
    hidrolik_debi =
debi_hesaplama(silindir1.basinc[1],silindir2.basinc[1],silindir1.sicaklik[1],silindir2.sicaklik[1], durum);

/***** pompa özellikleri hesaplama *****/

    pompa_devri = hidrolik_debi/D_P*1000*60/NU_V;
    if (durum == SILINDIR_1_SIKISMA)
        pompa_gucu += ((silindir1.basinc[1]*3-
P_ATM)*hidrolik_debi/NU_V/NU_M)*100*DT;
    if (durum == SILINDIR_2_SIKISMA)
        pompa_gucu += ((silindir2.basinc[1]*3-
P_ATM)*hidrolik_debi/NU_V/NU_M)*100*DT;
/*****

sivi_yukseklk_hesaplama(&silindir1,&silindir2, hidrolik_debi,&durum);
silindir_hacim_hesaplama(&silindir1,&silindir2);
    basinc_hesaplama(&silindir1,&silindir2,&tank,&durum);
kutle_hesaplama(&silindir1,&silindir2,&tank,&durum);
    sicaklik_hesaplama(&silindir1,&silindir2,&tank,&durum);

//isi_transferi(&silindir1,&silindir2,&tank,&durum);

```

```

        if(i%10000==0)
        {
            fprintf(fbasinc,"%5.2lf\t%.5lf\t%.5lf\t%0.5lf\n",zaman,silindir1.basinc[1],silindir2.basinc[1],tank.basinc[1]);

            fprintf(fpompa,"%5.2lf\t%.5lf\t%.2lf\t%.2lf\n",zaman,hidrolik_debi,pompa_devri,pompa_gucu);

            fprintf(fsicaklik,"%5.2lf\t%.5lf\t%.2lf\t%.2lf\t%.4lf\n",zaman,silindir1.sicaklik[1],silindir2.sicaklik[1],tank.sicaklik[1],tank.havakutlesi[1]);
        }
        i++;
    }

    fclose(fpompa);
    fclose(fbasinc);
    fclose(fsicaklik);

    return 0;
}

```

Genişleme Durumu için:

```

extern void isi_transferi(struct silindir *, struct silindir *, struct tank *,
SISTEM_DURUM *);
double debi_hesaplama(double P_s1, double P_s2, double T_s1, double T_s2,
SISTEM_DURUM durum)
{
    double Qmax = N_MAX * D_P / NU_V;
    double Qmin = N_MIN * D_P / NU_V;
    double Pmin = P_ATM;
    double Vmin =
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-UON);
    double Vmax =
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-AON);
    double Pmax = pow(Vmax/Vmin,K)*Pmin;
    double Tmax = IV_T - DT_MAX;
    double Tmin = IV_T;

    /*****Sıcaklığı referans alarak
hesaplama*****/
    switch(durum)
    {
        case SILINDIR_1_GENLESME:
            if (T_s1 <= Tmax)
                return Qmin/1000/60;
            else if (T_s1 > Tmax && T_s1 <= Tmin)

```

```

        return ((Qmax - Qmin)/(Tmin - Tmax) * T_s1 + Qmax - (Qmax -
Qmin)/(Tmin - Tmax) * Tmin)/1000/60;
    else
        return Qmax/1000/60; break;

case SILINDIR_2_GENLESME:
    if (T_s2 <= Tmax)
        return Qmin/1000/60;
    else if (T_s2 > Tmax && T_s2 <= Tmin)
        return ((Qmax - Qmin)/(Tmin - Tmax) * T_s2 + Qmax - (Qmax -
Qmin)/(Tmin - Tmax) * Tmin)/1000/60;
    else
        return Qmax/1000/60; break;
}
/*****
*****/
}

void sivi_yukseklk_hesaplama(struct silindir *silindir_1_ozellik, struct silindir
*silindir_2_ozellik, double debi, SISTEM_DURUM *durum)
{
    switch (*durum)
    {
        case SILINDIR_1_GENLESME:
            silindir_1_ozellik->siviYukseklk[0] = silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1];
            silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1] = silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1]
- debi*DT*4/PI/SILINDIR_CAP/SILINDIR_CAP/1000;
            if (silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1] <= AON)
            {
                silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1] = AON;
                *durum = SILINDIR_2_GENLESME;
            }
            silindir_2_ozellik->siviYukseklk[0] = silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1];
            silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1] = silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1]
+ debi*DT*4/PI/SILINDIR_CAP/SILINDIR_CAP/1000;
            if (silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1] >= UON)
            {
                silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1] = UON;
                *durum = SILINDIR_2_GENLESME;
            }
            break;

        case SILINDIR_2_GENLESME:
            silindir_2_ozellik->siviYukseklk[0] = silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1];
            silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1] = silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1]
- debi*DT*4/PI/SILINDIR_CAP/SILINDIR_CAP/1000;
            if (silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1] <= AON)

```

```

        {
            silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1] = AON;
            *durum = SILINDIR_1_GENLESME;
        }
        silindir_1_ozellik->siviYukseklk[0] = silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1];
        silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1] = silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1]
+ debi*DT*4/PI/SILINDIR_CAP/SILINDIR_CAP/1000;
        if (silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1] >= UON)
        {
            silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1] = UON;
            *durum = SILINDIR_1_GENLESME;
        }
            break;
    }
}
void silindir_hacim_hesaplama(struct silindir *silindir_1_ozellik, struct silindir
*silindir_2_ozellik)
{
    silindir_1_ozellik->hacim[0] = silindir_1_ozellik->hacim[1];
    silindir_1_ozellik->hacim[1] = PI * SILINDIR_CAP * SILINDIR_CAP / 4 *
(SILINDIR_UZUNLUK - silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1]);

    silindir_2_ozellik->hacim[0] = silindir_2_ozellik->hacim[1];
    silindir_2_ozellik->hacim[1] = PI * SILINDIR_CAP * SILINDIR_CAP / 4 *
(SILINDIR_UZUNLUK - silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1]);
}

void basinc_hesaplama(struct silindir *silindir_1_ozellik, struct silindir
*silindir_2_ozellik, struct tank *tank_ozellik, SISTEM_DURUM *durum)
{
    double tank_hacim = PI * TANK_CAP * TANK_CAP / 4 * TANK_UZUNLUK;
    double silindir_AON_hacim = PI * SILINDIR_CAP * SILINDIR_CAP / 4 *
(SILINDIR_UZUNLUK - AON);

    switch (*durum)
    {
        case SILINDIR_1_GENLESME:
            silindir_1_ozellik->basinc[0] = silindir_1_ozellik->basinc[1];
            silindir_2_ozellik->basinc[0] = silindir_2_ozellik-
>basinc[1];
            tank_ozellik->basinc[0] = tank_ozellik->basinc[1];
            silindir_1_ozellik->sicaklik[0] = silindir_1_ozellik-
>sicaklik[1];
            silindir_2_ozellik->sicaklik[0] = silindir_2_ozellik-
>sicaklik[1];

```

```

        if((silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1] == UON) ||
(silindir_1_ozellik->basinc[1] * pow(silindir_1_ozellik->hacim[0]\
/silindir_AON_hacim,K) <= P_KRT))
    {
        silindir_1_ozellik->basinc[1] =
(silindir_1_ozellik->havakutle[1] + tank_ozellik->havakutlesi[1]) * R * T_ATM /
(silindir_1_ozellik->hacim[1] + tank_hacim) / 100;
        tank_ozellik->basinc[1] = silindir_1_ozellik-
>basinc[1];
        silindir_1_ozellik->sicaklik[1] = tank_ozellik-
>sicaklik[1];
        silindir_2_ozellik->sicaklik[1] = tank_ozellik-
>sicaklik[1];
    }
    else if(silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1] == AON)
    {
        silindir_1_ozellik->basinc[1] = P_ATM;
        silindir_1_ozellik->sicaklik[1] = T_ATM;
        *durum = SILINDIR_2_GENLESME;
    }
    else
    {
        silindir_1_ozellik->basinc[1] = pow((silindir_1_ozellik->hacim[0]) /
(silindir_1_ozellik->hacim[1]),K) * silindir_1_ozellik->basinc[0];
        silindir_1_ozellik->sicaklik[1] =
pow(silindir_1_ozellik->hacim[0] / silindir_1_ozellik->hacim[1], K-1) *
silindir_1_ozellik->sicaklik[0];
    }
    silindir_2_ozellik->basinc[1] = P_ATM;
    silindir_2_ozellik->sicaklik[1] = T_ATM;
    break;

    case SILINDIR_2_GENLESME:
        silindir_1_ozellik->basinc[0] = silindir_1_ozellik->basinc[1];
        silindir_2_ozellik->basinc[0] = silindir_2_ozellik-
>basinc[1];
        tank_ozellik->basinc[0] = tank_ozellik->basinc[1];
        silindir_1_ozellik->sicaklik[0] = silindir_1_ozellik-
>sicaklik[1];
        silindir_2_ozellik->sicaklik[0] = silindir_2_ozellik-
>sicaklik[1];

        if((silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1] == UON) ||
(silindir_2_ozellik->basinc[1] * pow(silindir_2_ozellik->hacim[0]\
/silindir_AON_hacim,K) <= P_KRT))
    {

```



```

        silindir_2_ozellik->basinc[1] =
(silindir_2_ozellik->havakutle[1] + tank_ozellik->havakutlesi[1]) * R * T_ATM /
(silindir_2_ozellik->hacim[1] + tank_hacim) / 100;
        tank_ozellik->basinc[1] = silindir_2_ozellik-
>basinc[1];
        silindir_1_ozellik->sicaklik[1] = tank_ozellik-
>sicaklik[1];
        silindir_2_ozellik->sicaklik[1] = tank_ozellik-
>sicaklik[1];
    }
    else if(silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1] == AON)
    {
        silindir_2_ozellik->basinc[1] = P_ATM;
        silindir_2_ozellik->sicaklik[1] = T_ATM;
        *durum = SILINDIR_1_GENLESME;
    }
    else
    {
        silindir_2_ozellik->basinc[1] = pow((silindir_2_ozellik->hacim[0]) /
(silindir_2_ozellik->hacim[1]),K) * silindir_2_ozellik->basinc[0];
        silindir_2_ozellik->sicaklik[1] =
pow(silindir_2_ozellik->hacim[0] / silindir_2_ozellik->hacim[1], K-1) *
silindir_2_ozellik->sicaklik[0];
    }
    silindir_1_ozellik->basinc[1] = P_ATM;
    silindir_1_ozellik->sicaklik[1] = T_ATM;
    break;
}
}
void kutle_hesaplama(struct silindir *silindir_1_ozellik, struct silindir
*silindir_2_ozellik, struct tank *tank_ozellik, SISTEM_DURUM *durum)
{
    double tank_hacim = PI * TANK_CAP * TANK_CAP / 4 *
TANK_UZUNLUK;
    double silindir_AON_hacim = PI * SILINDIR_CAP * SILINDIR_CAP / 4 *
(SILINDIR_UZUNLUK - AON);

    switch (*durum)
    {
        case SILINDIR_1_GENLESME:
            silindir_1_ozellik->havakutle[0] = silindir_1_ozellik-
>havakutle[1];
            silindir_2_ozellik->havakutle[0] = silindir_2_ozellik-
>havakutle[1];
            tank_ozellik->havakutlesi[0] = tank_ozellik-
>havakutlesi[1];

```

```

        if((silindir_1_ozellik->siviYukseklk[1] == UON) ||
(silindir_1_ozellik->basinc[1] * pow(silindir_1_ozellik->hacim[0]\
/silindir_AON_hacim,K) <= P_KRT))
    {
        silindir_1_ozellik->havakutle[1] =
(silindir_1_ozellik->havakutle[1] + tank_ozellik->havakutlesi[1])\
/(silindir_1_ozellik->hacim[1] +
tank_hacim) * silindir_1_ozellik->hacim[1];
        tank_ozellik->havakutlesi[1] =
(silindir_1_ozellik->havakutle[0] + tank_ozellik->havakutlesi[1])\
/(silindir_1_ozellik->hacim[1] +
tank_hacim) * tank_hacim;
    }

    silindir_2_ozellik->havakutle[1] = RO *
silindir_2_ozellik->hacim[1]; break;

    case SILINDIR_2_GENLESME:
        silindir_1_ozellik->havakutle[0] = silindir_1_ozellik-
>havakutle[1];
        silindir_2_ozellik->havakutle[0] = silindir_2_ozellik-
>havakutle[1];
        tank_ozellik->havakutlesi[0] = tank_ozellik-
>havakutlesi[1];

        if((silindir_2_ozellik->siviYukseklk[1] == UON) ||
(silindir_2_ozellik->basinc[1] * pow(silindir_2_ozellik->hacim[0]\
/silindir_AON_hacim,K) <= P_KRT))
    {
        silindir_2_ozellik->havakutle[1] =
(silindir_2_ozellik->havakutle[1] + tank_ozellik->havakutlesi[1])\
/(silindir_2_ozellik->hacim[1] +
tank_hacim) * silindir_2_ozellik->hacim[1];
        tank_ozellik->havakutlesi[1] =
(silindir_2_ozellik->havakutle[0] + tank_ozellik->havakutlesi[1])\
/(silindir_2_ozellik->hacim[1] +
tank_hacim) * tank_hacim;

        //silindir_2_ozellik->havakutle[1] =
silindir_2_ozellik->basinc[1] * silindir_2_ozellik->hacim[1] / R / silindir_2_ozellik-
>sicaklik[1] * 100;

        //tank_ozellik->havakutlesi[1] = tank_ozellik-
>basinc[1] * tank_hacim / R / tank_ozellik->sicaklik[1] * 100;
    }
    silindir_1_ozellik->havakutle[1] = RO *
silindir_1_ozellik->hacim[1]; break;

}

```

```

}

int main()
{
    struct silindir s1;
    struct silindir s2;
    struct tank t;
    double hidrolik_debi; /* hidrolik sıvısının silindir icine giris debisi [lt/s] */
    double pompa_devri=0, pompa_gucu=0;
    double tank_hacim = PI * TANK_CAP * TANK_CAP / 4 *
TANK_UZUNLUK;
    double zaman = 0;
    int i = 0;

    FILE *fbasinc;
    FILE *fpompa;
    FILE *fsicaklik;

    SISTEM_DURUM durum = SILINDIR_1_GENLESME;

    ***** ilk değer verme işlemleri *****/
    s1.basinc[0] = IV_P;
    s1.basinc[1] = /*IV_P;*/ ((IV_P * 100 *
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-UON) / R / IV_T) +
(IV_P_E * 100 * PI * TANK_CAP * TANK_CAP / 4 * TANK_UZUNLUK / R /
IV_T))\
        * R * IV_T /
((PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-UON)) +
tank_hacim) / 100;
    s1.sicaklik[0] = IV_T;
    s1.sicaklik[1] = IV_T;
    s1.hacim[0] = PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-
UON);
    s1.hacim[1] = PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-
UON);
    s1.siviYukseklk[0] = UON;
    s1.siviYukseklk[1] = UON;
    s1.havakutle[0] = IV_P * 100 *
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-UON) / R / IV_T;
    s1.havakutle[1] = IV_P * 100 *
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-UON) / R / IV_T;
    s2.basinc[0] = IV_P;
    s2.basinc[1] = IV_P;
    s2.sicaklik[0] = IV_T;
    s2.sicaklik[1] = IV_T;
    s2.hacim[0] = PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-
AON);

```

```

s2.hacim[1] = PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-
AON);
s2.siviYukseklk[0] = AON;
s2.siviYukseklk[1] = AON;
s2.havakutle[0] = IV_P * 100 *
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-AON) / R / IV_T;
s2.havakutle[1] = IV_P * 100 *
PI*SILINDIR_CAP*SILINDIR_CAP/4*(SILINDIR_UZUNLUK-AON) / R / IV_T;

t.basinc[0] = IV_P_E;
t.basinc[1] = s1.basinc[1];
t.sicaklik[0] = IV_T;
t.sicaklik[1] = IV_T;
t.havakutlesi[0] = IV_P_E * 100 * PI * TANK_CAP * TANK_CAP / 4 *
TANK_UZUNLUK / R / IV_T;
t.havakutlesi[1] = IV_P_E * 100 * PI * TANK_CAP * TANK_CAP / 4 *
TANK_UZUNLUK / R / IV_T;

fbasinc = fopen("silindir 1 basinc.txt","w");
if(fbasinc == NULL)
{
    printf("dosya açılmadı");
    exit(1);
}
fprintf(fbasinc,"zaman\tsilindir 1 basinc\tsilindir 2 basinc\ttank basinc\n");

fpompa = fopen("pompa.txt","w");
if(fpompa == NULL)
{
    printf("dosya açılmadı");
    exit(1);
}
fprintf(fpompa,"zaman\tdebi[lt/s]\tdevir sayısı\t pompa gücü\n");

fsicaklik = fopen("sicaklik.txt","w");
if(fsicaklik == NULL)
{
    printf("dosya açılmadı");
    exit(1);
}
fprintf(fsicaklik,"zaman\tsilindir 1 sıcaklık\tsilindir 2 sıcaklık\ttank sıcaklık\n");

for(zaman=0;t.basinc[1]>2;zaman+=DT)
{

    hidrolik_debi=debi_hesaplama(s1.basinc[1],s2.basinc[1],s1.sicaklik[1],s2.sicaklik[1], durum);
    sivi_yukseklk_hesaplama(&s1, &s2, hidrolik_debi, &durum);
}

```

```

silindir_hacim_hesaplama(&s1, &s2);

basinc_hesaplama(&s1, &s2, &t, &durum);
kutle_hesaplama(&s1, &s2, &t, &durum);
//isi_transferi(&s1, &s2, &t, &durum);

/***** pompa özellikleri hesaplama *****/

pompa_devri = hidrolik_debi/D_P*1000*60*NU_V;
if (durum == SILINDIR_1_GENLESME)
    pompa_gucu += ((s1.basinc[1]*3-
P_ATM)*hidrolik_debi*NU_V*NU_M)*100*DT;
if (durum == SILINDIR_2_GENLESME)
    pompa_gucu += ((s2.basinc[1]*3-
P_ATM)*hidrolik_debi*NU_V*NU_M)*100*DT;
/*****/

if(i%10000==0)
{
    fprintf(fbasinc, "%5.2f\t%.5f\t%.5f\t%.0f\n", zaman, s1.basinc[1], s2.basinc[1],
t.basinc[1]);

    fprintf(fpompa, "%5.2f\t%.5f\t%.2f\t%.2f\n", zaman, hidrolik_debi, pompa_devr
i, pompa_gucu);

    fprintf(fsicaklik, "%5.2f\t%.5f\t%.2f\t%.2f\n", zaman, s1.sicaklik[1], s2.sicaklik[
1], t.sicaklik[1]);
}
i++;
}

return 0;
}

```

EK 2 HAD ANALİZLERİNDE KULLANILAN UDF' LER

```
#include "stdio.h"
#include "udf.h"
#include "mem.h"
#include "math.h"
#include "sg.h"
#include "sg_mem.h"
#include "dll.h"

#define VMAX 0.15
#define VMIN 0.01
#define PMAX 1013250
#define PMIN 101325

double PAVG;

DEFINE_CG_MOTION(V1, dt, vel, omega, time, dtime)
{
    Thread *t;
    face_t f;
    NV_S(vel, =, 0.0);
    NV_S(omega, =, 0.0);
    vel[0] = -0.01;
}

DEFINE_CG_MOTION(V3, dt, vel, omega, time, dtime)
{
    Thread *t;
    face_t f;
    NV_S(vel, =, 0.0);
    NV_S(omega, =, 0.0);
    vel[0] = -0.03;
}

DEFINE_CG_MOTION(V6, dt, vel, omega, time, dtime)
{
    Thread *t;
    face_t f;
    NV_S(vel, =, 0.0);
    NV_S(omega, =, 0.0);
    vel[0] = -0.06;
}

DEFINE_CG_MOTION(V9, dt, vel, omega, time, dtime)
```

```

{
    Thread *t;
    face_t f;
    NV_S(vel, =, 0.0);
    NV_S(omega, =, 0.0);
    vel[0] = -0.09;
}

DEFINE_CG_MOTION(V12, dt, vel, omega, time, dtime)
{
    Thread *t;
    face_t f;
    NV_S(vel, =, 0.0);
    NV_S(omega, =, 0.0);
    vel[0] = -0.12;
}

DEFINE_CG_MOTION(V15, dt, vel, omega, time, dtime)
{
    Thread *t;
    face_t f;
    NV_S(vel, =, 0.0);
    NV_S(omega, =, 0.0);
    vel[0] = -0.15;
}

DEFINE_CG_MOTION(Vlin, dt, vel, omega, time, dtime)
{
    Thread *t;
    face_t f;
    NV_S(vel, =, 0.0);
    NV_S(omega, =, 0.0);

    vel[0] = -VMAX + (VMAX - VMIN)/(PMAX - PMIN)*(PAVG - PMIN);
}

DEFINE_CG_MOTION(Vlin2, dt, vel, omega, time, dtime)
{
    Thread *t;
    face_t f;
    NV_S(vel, =, 0.0);
    NV_S(omega, =, 0.0);
}

```

```

    vel[0] = -VMAX + (VMAX - VMIN)/(pow(PMAX,4) -
pow(PMIN,4))*(pow(PAVG,4) - pow(PMIN,4));

```

```

}

```

```

DEFINE_ADJUST(Ortalama, d)

```

```

{

```

```

    cell_t c;
    Thread *t;
    face_t f;
    double Vact, Vcell, Pcell, Pvol;

```

```

    double Vmax, Vmin, Pmin, Pmax;
    double *PPavg;

```

```

    t = Lookup_Thread(d, 8);

```

```

    Vact = 0;
    Pvol = 0;

```

```

    PPavg = &PAVG;

```

```

    thread_loop_c(t,d)

```

```

    {

```

```

        begin_c_loop(c,t)

```

```

        {

```

```

            Pcell = RP_Get_Float("operating-pressure");

```

```

            Vcell = C_VOLUME(c,t);

```

```

            Vact += Vcell;

```

```

            Pvol += Pvol*Vcell;

```

```

        }

```

```

        end_c_loop(c,t)

```

```

    }

```

```

    Pvol/= Vact;

```

```

    *PPavg = Pvol;

```

```

}

```


ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı	: Mustafa MUTLU
Doğum Yeri ve Tarihi	: Kubrat 15 / 12 / 1984
Yabancı Dili	: İngilizce
Eğitim Durumu	
Lise	: Bursa Osmangazi Gazi Anadolu Lisesi – 2003
Lisans	: Uludağ Üniv. Makine Müh. – 2007
Yüksek Lisans	: Uludağ Üniv. Fen Bilimleri Enst. – 2009
Çalıştığı Kurum	: Uludağ Üniv. Fen Bilimleri Enst. – 2009
İletişim	: mustafamutlu@uludag.edu.tr
Yayınlar	:

Mutlu, M., Kılıç, M., “Effects Of Piston Speed, Compression Ratio And Cylinder Geometry On System Performance Of A Liquid Piston”, Thermal Science, Kabul Edildi.

Mutlu, M., Sevilgen, G., Kılıç, M., “Simulation of Windshield Defogging Process”, International Journal of Vehicle Design, Değerlendirme Aşamasında.

Mutlu, M., Kılıç, M., “Three-Dimensional Conjugate Numerical Analysis of Fin And Tube Heat Exchangers With Various Fin Thermal Conductivity Values”, Journal of Thermal Science and Technology, Değerlendirme Aşamasında.

Kaynaklı, Ö., Mutlu, M., Atmaca, İ., Kılıç, M., 2014. Investigation of Humidity Effects on the Thermal Comfort and Heat Balance of the Body. In: Dinçer, İ., Midilli, A. and Küçük, A. eds. Progress in Exergy, Energy, and the Environment. Switzerland: Springer, pp. 421 – 434.

Kılıç, M., Kocabicak, Z. K., Topçu, E. E., Mutlu, M., 2014. Mathematical Modeling of a Small Scale Compressed Air Energy Storage System. In: Dinçer, İ., Midilli, A. and Küçük, A. eds. Progress in Exergy, Energy, and the Environment. Switzerland: Springer, pp. 477 – 486.

Kılıç, M., Sevilgen, G., Mutlu, M., 2014. Three-Dimensional Numerical Analysis of Thermal Output of a Steel Panel Radiator. In: Dinçer, İ., Midilli, A. and Küçük, A. eds. Progress in Exergy, Energy, and the Environment. Switzerland: Springer, pp. 585 – 593.

Mutlu, M., Kılıç, M., “An Investigation on a Vehicle HVAC System Noise Generation in an Automobile Cabin.”, OTEKON 2010, 5. Otomotiv Teknolojileri Kongresi Kongre Kitabı, Bursa, sy.299-304, 2010.

Mutlu, M., Kılıç, M., “Eğitim Yapılarında klima Sisteminin İşitsel Konfor Koşulları Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi”, 10. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi-Teskon 2011, 13 – 16 Nisan, İzmir, 2011.

Kaynaklı, Ö., Mutlu, M., Kılıç, M., “Bina Duvarlarına Uygulanan Isıl Yalıtım Kalınlığının Enerji Maliyeti Odaklı Optimizasyonu”, Ulusal İklimlendirme Kongresi-İklim 2011, 18-20 Kasım, Antalya, 2011.

Mutlu, M., Kaynaklı, Ö., Kılıç, M., “Elektrikli Ev Aletlerinin Enerji Etiketlemesinin İncelenmesi”, Ulusal İklimlendirme Kongresi-İklim 2011, 18-20 Kasım, Antalya, 2011.

Korukçu, M. Ö., Mutlu, M., Kılıç, M., “Soğutma Sürecinde Otomobil Kabini İçerisindeki İç Hava Kalitesinin İncelenmesi”, OTEKON 2012, 6. Otomotiv Teknolojileri Kongresi Kongresi, Bursa, sy.23, 2012.

Mutlu, M., Kılıç, M., “Fotovoltaik Sistemler için Depolama Sistemlerinin Karşılaştırılması”, 2. Anadolu Enerji Sempozyumu, 2 – 4 Mayıs, Diyarbakır, 2013.

Mutlu, M., Topçu, E. E., Kılıç, M., “Mathematical Modeling of a Small Scale Compressed Air Energy Storage System with Liquid Pistons”, International Workshop on Energy Storage in the Grid: Low, Medium and Large Scale Requirements, 8 – 10 Ocak, Barselona, 2014.