

**PİSTONLU BİR MOTORUN BASINÇLI HAVA MOTORUNA
DÖNÜŞTÜRÜLMESİ VE PERFORMANS ANALİZİ**

M. Akif KUNT

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAYIS 2011

ANKARA

M. Akif KUNT tarafından hazırlanan “PİSTONLU BİR MOTORUN BASINÇLI HAVA MOTORUNA DÖNÜŞTÜRÜLMESİ VE PERFORMANS ANALİZİ” adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Atilla KOCA
Tez Danışmanı, Makine Eğitimi

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Veli ÇELİK
Makine Mühendisliği, Kırıkkale Üniversitesi

Prof. Dr. Atilla KOCA
Makine Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Sahir SALMAN
Makine Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Serdar YÜCESU
Makine Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Doç. Dr. Yakup SEKMEN
Makine Mühendisliği, Karabük Üniversitesi

Tarih:/...../.....

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

M. Akif KUNT

**PİSTONLU BİR MOTORUN BASINÇLI HAVA MOTORUNA
DÖNÜŞTÜRÜLMESİ VE PERFORMANS ANALİZİ**
(Doktora Tezi)

M. Akif KUNT

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Mayıs 2011

ÖZET

Basınçlı hava motorları üretim maliyetleri düşük, yüksek tork üretebilen, egzoz akışkanını yeniden kullanabilen, içten yanmalı motorlara nazaran daha az yağlama yağı kullanan temiz enerji sistemleridir. Ayrıca, basınçlı hava motorları, fosil kökenli yakıtlarda dışa bağımlılığı da azaltabilecek alternatif bir çözümdür. Sözü edilen önemli avantajları sebebiyle bu çalışmada pistonlu 4 zamanlı benzinli bir motorun basınçlı hava motoruna dönüşümü gerçekleştirilmiş, performans deneyleri yapılarak 4 farklı egzoz supap zamanlamasından (EgAA 0°, EgAA 10°, EgAA 20°, EgAA 30°) optimum olanı belirlenmiştir. Dönüşümü yapılan motorda emme supabı olarak döner supap, egzoz sistemi olarak kam milli bir egzoz sistemi kullanılmıştır. Performans deneyleri sabit kelebek açıklığı ve farklı çalışma basınçlarında (10, 15, 20, 25, 30 bar) yapılmıştır. Deney sonuçlarına göre en uygun egzoz supap zamanlaması EgAA 20° olarak belirlenmiştir. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncı, 800 1/min motor hızında 17,28 Nm motor momenti, 1,48 kW motor gücü ve %24,42 motor verimi elde edilmiştir. Motor performansının tahmini için yapay sinir ağı (YSA) kullanılmıştır.

YSA için eğitim verileri deneysel ölçümlerden sağlanmıştır. Motor momenti için R^2 değeri 0,999901 olarak bulunmuştur. Sonuçlar YSA'nın motor parametrelerinde kabul edilebilir tahminler sağladığını göstermektedir.

Bilim Kodu : 708.3.026
AnahtarKelimeler : Basıncılı hava motoru, döner supap, temiz enerji,
Sayfa Adedi : 178
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Atilla KOCA

**CONVERSION OF A PISTON ENGINE INTO THE COMPRESSED AIR
ENGINE AND PERFORMANCE ANALYSIS**

(Ph.D. Thesis)

M. Akif KUNT

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

May 2011

ABSTRACT

Compressed-air engines are clean energy systems, which can produce high torque, can reuse exhaust fluid, use low lubricating oil, at low production costs. In addition, compressed air engines are an alternative solution that could reduce dependence on fossil fuels. Because of the aforementioned advantages, in this study, a 4 stroke engine was converted to compressed air engine, and an optimum exhaust valve timing was determined for four different exhaust valve timing (EOA 0°, EOA 10°, EOA 20°, EOA 30°) by doing performance tests. On the converted engine as an inlet valve rotary valve and as exhaust system a camshaft were used. Performance tests were done on constant throttle and at different working pressures (10, 15, 20, 25, 30 bar). According to the results of the experiment the optimum exhaust valve timing was determined as EOA 20°. At the EOA 20° exhaust valve timing, 25 bar working pressure, engine speed of 800 1/min were obtained 17,28 Nm engine torque, 1.48 kW engine power and motor efficiency %24,42. An artificial neural network (ANN) is used for prediction of engine performance.

The training data for ANN is obtained from experimental measurements. The R^2 value for the engine torque is found 0,999901. The results show that ANN provides acceptable predictions in the parameters of the engine.

Science Code	:	708.3.026
Key Words	:	Compressed air engine, rotary valve, clean energy,
Page Number	:	178
Adviser	:	Prof. Dr. Atilla KOCA

TEŞEKKÜR

Öncelikle tez çalışmalarım süresince her konuda kıymetli bilgi ve tecrübelerinden istifade ettiğim değerli hocam Prof. Dr. Atilla KOCA'ya teşekkürü borç bilirim.

Tez dönemi boyunca çalışmanın ilk döneminden son dönemine kadar değerli katkıları ve rehberliklerinden faydalandığım Prof. Dr. Veli ÇELİK ve Prof. Dr. Sahir SALMAN hocalarıma teşekkür ederim.

Ayrıca, yardımlarını esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Melih OKUR'a, Tavşanlı End. Meslek Lisesi öğretmenlerinden Murat AKKAYA'ya, Yusuf ÇİZGEÇ'e, Öğr. Grv. Dr. Haluk GÜNEŞ'e, Arş. Grv. Dr. Özer CAN'a, Saip KUNT'a ve Arş. Grv. Dr. Fatih ŞAHİN'e katkılarından dolayı minnetlerimi sunarım.

Bu çalışmayı, çalışmanın her anında gösterdikleri sabır ve anlayışla yanımda olan sevgili eşim ve oğluma ithaf ediyorum.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xiv
RESİMLERİN LİSTESİ	xvii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xviii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	10
3. BASINÇLI HAVA MOTORLARI.....	28
3.1. Basınçlı Hava Motorlarının Avantajları	28
3.2. Basınçlı Hava Motorlarının Dezavantajları	30
3.3. Basınçlı Hava Motorlarının Kullanım Alanları	30
3.4. Çevrimlerine Göre Basınçlı Hava Motorları	32
3.5. Silindir – Basınçlı Hava Tankı Etkileşimi.....	36
3.6. Basınçlı Hava Motorlarının Termodinamik Analizi.....	40
3.7. Farklı Çalışma Basınçlarında Teorik Net İş ve Motor Verimin Hesaplanması.....	47
3.8. Gerçek Çevrimde Politropik Genişleme Katsayısının Değişimi	50
3.9. Basınçlı Hava Motorlarında Minimum Hava Tüketiminin Sağlanması	51
3.10. Basınçlı Hava Motorlarının Hava Sarfiyatı ve Boru Çapının Hesaplanması.....	54
3.11. Sistemde Kullanılan Boruların Tanıtımı	54

Sayfa

3.12. Basınçlı Hava Motorunun Supap Zamanlamalarının Belirlenmesi	55
3.13. Basınçlı Hava Motorlarının Ekserji Analizi	57
3.13.1. Ölü hal ve sınırlı ölü hal	59
3.13.2. Basınçlı hava motorlarının ekserji verimliliğini artırma yöntemleri.....	62
3.14. Basınçlı Havanın Doldurma Maliyetinin Hesaplanması	63
4. BASINÇLI HAVA MOTORLARINDA KULLANILACAK SUPAP MEKANİZMASININ SEÇİMİ	65
4.1. Selenoid Bobinli Bir Püskürtme Enjektörü Kullanılarak	65
4.2. Motorun Orijinal Supap Mekanizması Kullanılarak	65
4.3. Selenoid Bobinli Pnömatik Supap Kullanılarak.....	66
4.4. Basınçlı Hava Distribütörü Kullanılarak	67
4.5. Döner Supap Mekanizması Kullanılarak.....	69
4.5.1. Döner supap mekanizmasının imalatı	71
4.5.2. Basınçlı hava motorlarında kullanılan segmanlar	73
5. MATERYAL VE METOT	74
5.1. Materyal.....	74
5.1.1. Basınçlı hava tüpü	74
5.1.2. Akış ölçer ve sistemde kullanılan yüksek basınç boruları	74
5.1.3. Akış kontrol valfi.....	76
5.1.4. Dalgalanmayı engelleyici akış kontrol valfi.....	76
5.1.5. Motor dinamometresi	76
5.1.6. Devir ölçer.....	77
5.1.7. Gösterge paneli.....	78
5.1.8. Silindir içi basınç sensörü.....	78

	Sayfa
5.1.9. Amplifikatör	81
5.1.10. Veri toplama kartı.....	82
5.1.11. Enkoder	83
5.1.12. Göstergeli anahtar.....	84
5.2. Deney Yeri.....	84
5.3. Ölçüm Metodu.....	84
5.4. Deneyin Yapılışı	84
5.5. Deney Verileri Esas Alınarak Moment ve Güç Değerlerinin Hesaplanması.....	85
5.6. Deney Verileri Esas Alınarak Motor Veriminin Hesaplanması	86
5.7. Yapay Sinir Ağları İle Model Oluşturma	88
5.7.1. Yapay nöron	89
5.7.2. Aktivasyon fonksiyonları	90
5.7.3. YSA'ların üstünlükleri	92
5.7.4. YSA'nın mühendislik uygulamaları.....	93
5.7.5. Modelde YSA'nın kullanım gerekçesi	94
6. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	97
6.1. Deneysel Hava Tüketiminin Değerlendirilmesi	110
6.2. Deney Motorunun Ekonomik Analizi	111
6.3. Basıncılı Hava Motorunun YSA ile Modellenmesi.....	114
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	119
KAYNAKLAR	126
EKLER.....	133
EK-1. Döner supap mekanizmasının imalat resimleri	134
EK-2. MATLAB dilinde hazırlanmış ham veri programı	139
EK-3. Döner supap mekanizmasının imalat resimleri	143

Sayfa

EK-4. Kullanılan basınç sensörünün kalibrasyon belgesi.....	146
EK-5. EgAA 10°, EgAA 20° ve EgAA 30° egzoz supap zamanlamaları için farklı çalışma basınçları için motor performans sonuçları	147
EK-6. Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri	148
EK-7. Basıncılı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri.....	163
ÖZGEÇMİŞ	177

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Higelin'in basınçlı hava motorunun supap zamanlamaları	55
Çizelge 3.2. Basınçlı hava motoruna ait supap zamanlamaları ile açık kalma süreleri.....	56
Çizelge 4.1. Deney motorunun teknik özellikleri.....	73
Çizelge 5.1. Akış ölçerin teknik özellikleri	75
Çizelge 5.2. Basınç sensörünün teknik özellikleri.....	79
Çizelge 5.3. Aplifikatörün teknik özellikleri.....	81
Çizelge 5.4. Veri toplama kartının teknik özellikleri	82
Çizelge 5.5. Enkoder'in teknik özellikleri.....	83

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Taşıt üzerindeki enerji dağılımları	3
Şekil 2.1. Paletli tip pnömatik motor	11
Şekil 2.2. Türbin tipi motorların çeşitleri	12
Şekil 2.3. Pistonlu tip pnömatik motor	13
Şekil 2.4. Dişli tip pnömatik motor	14
Şekil 2.5. Parsey'in geliştirdiği basınçlı hava motoru	15
Şekil 2.6. Garnet J. Simington'un basınçlı hava motoru	18
Şekil 2.7. Sıvı nitrojenli tahrik mekanizmasının şematik görünüşü	20
Şekil 2.8. Sıvı nitrojenli tahrik sistemlerinin şematik resmi	21
Şekil 2.9. Sahu'nun basınçlı hava çevrimi	22
Şekil 2.10. Direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda basınçlı hava tahriki	25
Şekil 3.1. Çevrim esaslarına göre basınçlı hava motorlarının içten yanmalı motorlarla kıyaslanması	32
Şekil 3.2. Dört zamanlı pnömatik motor çevrimi (doğal emişli).....	33
Şekil 3.3. Dört zamanlı pnömatik motor çevrimi (kayıp çevrimli)	34
Şekil 3.4. İki zamanlı pnömatik motor çevrimi	35
Şekil 3.5. Basınçlı hava tankı-silindir modeli.....	36
Şekil 3.6. Schechter'in basınçlı hava tank izolasyonu.....	38
Şekil 3.7. Chun Tai'nin basınçlı hava çevrimi	40
Şekil 3.8. Magnus Andersson, Bengt Johansson ve Anders Hultqvist'in basınçlı hava çevrimi	41
Şekil 3.9. Michael M. Schechter'in basınçlı hava çevrimi.....	41
Şekil 3.10. İdeal basınçlı hava çevrimi.....	42
Şekil 3.11. Politropik genişleme katsayısının genişleme zamanına göre değişimi .	51

Şekil	Sayfa
Şekil 3.12. Michael B. Levin and Guido Barta'nın basınçlı hava çevrimi.....	52
Şekil 3.13. Egzoz kapanmasına bağlı olarak meydana gelen iş kaybı	52
Şekil 3.14. Emme kapanmasına bağlı olarak meydana gelen iş kazancı.....	53
Şekil 3.15. İçten yanmalı ve basınçlı hava motorlarının supap zamanlamaları	57
Şekil 3.16. Basınçlı hava motorlarının supap mekanizması.....	57
Şekil 3.17. Ekserji analizi yapılan basınçlı hava çevrimi.....	60
Şekil 4.1. Basınçlı hava distibütörü şematik görünümü	68
Şekil 5.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü	85
Şekil 5.2. Biyolojik sinir hücresi	89
Şekil 5.3. p girişli bir yapay nöronun grafik gösterimi.....	89
Şekil 5.4. Sigmoid aktivasyon fonksiyonu	91
Şekil 5.5. Tanjant hiperbolik aktivasyon fonksiyonu	92
Şekil 5.6. İleri beslemeli ağ yapısı.....	95
Şekil 6.1. Filtrelenmiş silindir içi basınç grafiği	97
Şekil 6.2. 350 1/min, 10 bar çalışma basıncı, farklı egzoz zamanlamaları için p-V diyagramı	99
Şekil 6.3. 500 1/min, 15 bar çalışma basıncı, farklı egzoz zamanlamaları için p-V diyagramı	101
Şekil 6.4. 650 1/min, 20 bar çalışma basıncı, farklı egzoz zamanlamaları için p-V diyagramı	102
Şekil 6.5. 800 1/min, 25 bar çalışma basıncı, farklı egzoz zamanlamaları için p-V diyagramı	103
Şekil 6.6. 950 1/min, 30 bar çalışma basıncı, farklı egzoz zamanlamaları için p-V diyagramı	104
Şekil 6.7. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncı, farklı motor hızları için p-V diyagramı.....	105

Şekil	Sayfa
Şekil 6.8. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncında motor momentinin motor hızına göre değişimi	106
Şekil 6.9. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncında motor gücünün motor hızına göre değişimi	107
Şekil 6.10. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncında hava tüketim debisinin motor hızına göre değişimi	107
Şekil 6.11. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, farklı çalışma basınçlarında motor momentinin motor hızına göre değişimi	108
Şekil 6.12. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, farklı çalışma basınçlarında motor gücünün motor hızına göre değişimi	108
Şekil 6.13. Deney motoruna ait farklı motor hızlarında gerçek debi grafiği	111
Şekil 6.14. EgAA 30° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncına ait YSA'lı ve gerçek motor moment-motor hızı grafiği	117
Şekil 6.15. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 30 bar çalışma basıncına ait YSA'lı ve gerçek motor moment-motor hızı grafiği	117
Şekil 6.16. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncına ait YSA'lı motor moment-motor hızı grafiği	118
Şekil 6.17. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncına ait YSA'lı motor gücü-motor hızı grafiği	118

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 4.1. Orijinal supap sistemi kullanılarak tahrik edilecek deney motoru	66
Resim 4.2. İmal edilen basınçlı hava distribütörü	68
Resim 4.3. Hava distribütörü kullanarak tahrik edilecek basınçlı hava motoru	68
Resim 4.4. Döner supap ve selenoid bobinli boşaltma supaplı basınçlı hava motoru	71
Resim 4.5. Farklı dönüş hızlarında döner supap testi	72
Resim 4.6. Döner supap simülasyon resmi	72
Resim 5.1. Metal tüp şamandralı akış ölçer	75
Resim 5.2. Motor dinamometresi	77
Resim 5.3. Optik sensör	77
Resim 5.4. Silindir içi basınç sensörü	78
Resim 5.5. Silindir içi ham veri grafiği	79
Resim 5.6. Filtrelenmiş silindir içi ham veri grafiği	79
Resim 5.7. Gerilim amplifikatörü	81
Resim 5.8. Veri toplama kartı	82
Resim 5.9. Enkoder	83

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
c_p	Sabit basınçta özgül ısınma ısısı, kJ/kgK
c_v	Sabit hacimde özgül ısınma ısısı, kJ/kgK
C_d	Boşaltma katsayısı
C_a	Yıllık elektrik maliyeti, TL
C_{ma}	Yıllık ortalama elektrik birim fiyatı, TL/kWh
C	Kompresör çıkış debisi, m ³ /min
D	Silindir çapı, m
F_p	Güç faktörü
h_e	Egzoz gazının entalpisi, kJ/kg
$h_{eç}$	Çıkan egzoz akışkanının entalpisi, kJ/kg
h_{eo}	Egzoz akışkanının ölü durumdaki entalpisi, kJ/kg
h_f	Isı taşınım katsayısı, W/m ² K
h_{hg}	Giren havanın entalpisi, kJ/kg
h_{ho}	Havanın ölü durumdaki entalpisi, kJ/kg
h_h	Havanın entalpisi, kJ/kg
h_i	Silindire giren basınçlı havanın entalpisi, kJ/kg
h_o	Silindirden çıkan basınçlı havanın entalpisi, kJ/kg
$h_{sç}$	Çıkan soğutucu akışkanın entalpisi, kJ/kg
h_{sg}	Giren soğutucu akışkanın entalpisi, kJ/kg
h_{so}	Soğutucu akışkanının ölü durumdaki entalpisi, kJ/kg

Simgeler	Açıklama
h_t	Tank içerisindeki basınçlı havanın entalpisi, kJ/kg
I	Tam yükte çekilen akım, Amper
k	Özgül ısıların oranı, c_p/c_v
L	Kurs Boyu, m
$\dot{m}_\tau$	Çıkan kütlenin debisi, kg/s
$\dot{m}_e$	Egzoz akışkanının debisi, kg/s
$\dot{m}_g$	Giren kütlenin debisi, kg/s
$\dot{m}_h$	Motora giren havanın debisi, kg/s
$\dot{m}_t$	Tank içerisindeki basınçlı hava kütlesi, kg
$\dot{m}_i$	Silindire giren basınçlı havanın kütledebisi, kg/s
$\dot{m}_o$	Silindirden çıkan basınçlı havanın kütledebisi, kg/s
$\dot{m}_s$	Soğutucu akışkan debisi, kg/s
n	Politropik üs
p_{atm}	Atmosferik basınç
P_f	Motordan alınan faydalı güç, kW
P_k	Kompresör gücü, kW
P_m	Tam yükte kompresör beygir gücü, kW
p_t	Tank basıncı, kPa
p	Herhangi bir andaki silindir içi basıncı, kPa
$\dot{Q}_s$	Soğutucu akışkandan birim zamanda transfer edilen enerji miktarı, kW
$\dot{Q}_d$	Çeşitli kayıplar dolayısıyla birim zamanda harcanan enerji, kW
R	İdeal gaz sabiti, kJ/kg K

Simgeler**Açıklama**

s_{ϕ}	Çıkan kütlenin özgül entropisi, kJ/kgK
s_g	Giren kütlenin özgül entropisi, kJ/kgK
$s_{e\phi}$	Çıkan egzoz akışkanının özgül entropisi, kJ/kgK
$s_{s\phi}$	Çıkan soğutucu akışkanın özgül entropisi, kJ/kgK
s_{hg}	Giren havanın özgül entropisi, kJ/kgK
s	Pistonun silindir içerisinde aldığı yol, m
$S_{ür}$	Sistemdeki entropi üretimi, kJ/K
t_a	Kompresörün yıllık çalışma süresi, h
T_{ϕ}	Çevre sıcaklığı, K
T_t	Tank sıcaklığı, K
T	Motor bloğunun ortalama sıcaklığı, K
u	Havanın iç enerjisi, kJ/kg
V_t	Tank hacmi, m ³
V_m	En küçük silindir hacmi, m ³
V_M	En büyük silindir hacmi, m ³
V	Herhangi bir andaki silindir hacmi, m ³
W	İş, kJ
θ	Krank mili açısı, derece
ψ_{ϕ}	Çıkan kütlenin ekserjisi, kW/kg
ψ_e	Egzoz akışkanının ekserjisi, kW/kg
ψ_g	Giren kütlenin ekserjisi, kW/kg
ψ_{sis}	Sistemin birim zamandaki ekserjisi, kW/kg
ψ_s	Soğutucu akışkanın ekserjisi, kW/kg
ψ_d	Diğer kayıp enerjinin ekserjisi, kW/kg
ψ_{ky}	Sistemdeki kayıp ekserji, kW/kg
η_{II}	2. Kanun Verimi

Kısaltmalar	Açıklama
AÖN	Alt Ölü Nokta
ANN	Artificial Neural Network
DSİ	Devlet Su İşleri
EgSA	Egzoz Supabı Açılma Noktası
EgSK	Egzoz Supabı Kapanma Noktası
ESA	Emme Supabı Açılma Noktası
ESK	Emme Supabı Kapanma Noktası
EPA	Enviromental Protection Agency
ETBK	Enerji ve Tabi Kaynaklar Bakanlığı
EV	Electric Vehicle
HES	Hidroelektrik Santral
HEV	Hybrid Electric Vehicle
HWFET	Highway Fuel Economy Test Driving Cycle
KMA	Krank Mili Açısı
MDI	Motor Development International
NEDC	New European Driving Cycle
PID	Oransal İntegral Türev
TEAŞ	Türkiye Elektrik Üretim İletim Anonim Şirketi
TSE	Türk Standartları Enstitüsü
UDDS	Urban Dynamometer Driving Schedule
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
YSA	Yapay Sinir Ağı

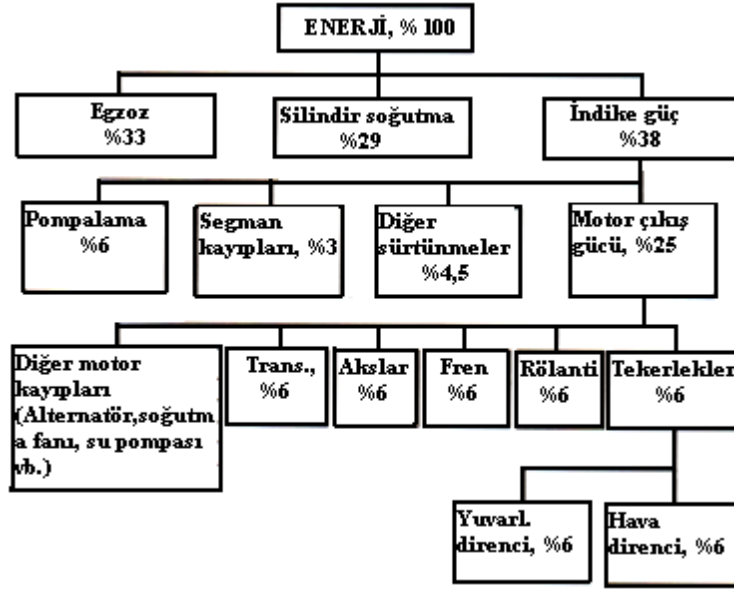
1. GİRİŞ

Günlük yaşamımızda yük ve yolcu taşımacılığında kullandığımız taşıtların oldukça büyük bir kısmı enerji kaynağı olarak fosil kökenli yakıtları kullanmaktadır. Fosil kökenli yakıtların bilinen rezervlerinin giderek azalması, 1970' li yıllarda dünya ülkelerinin yaşadığı enerji krizi, çevre kirliliği, küresel ısınma gibi insan yaşamını yakından ilgilendiren sıkıntılar insanoğluna 20. yüzyılın son 25 yılında alternatif, ucuz ve temiz enerji kaynaklarını yaşamına dahil etmeyi zorunlu hale getirmiştir. Taşıt motorları da bu arayışlardan etkilenmiş ve alternatif yakıtlarla çalışabilen içten yanmalı motorlar yaşamımıza girmeye başlamıştır.

Motosiklet ve taşıtların kullandığı içten yanmalı motorlar en çok kullanılan güç üretim sistemleridir. İçten yanmalı motorlar yakıttan aldığı kimyasal enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürmektedir. Dönüştürülen bu enerji taşıtın hızlanma, yavaşlama, sabit hız gibi çeşitli çalışma koşullarında ihtiyacı olan enerjiyi karşılamak için kullanılmaktadır. İçten yanmalı motorlarda ideal yanmanın gerçekleştirilememesi sebebiyle karışımın yanması tam olarak tamamlanamamakta, atık enerji oluşmakta ve havanın kirlenmesine sebep olan HC ve CO gibi zehirleyici emisyonlar ortaya çıkmaktadır. Atmosfere atılan emisyonlar insan sağlığına zarar vermekte, sera etkisi oluşturarak küresel ısınmaya neden olmakta ve dünyanın ekolojik dengesini bozarak iklim değişikliği, buzulların erimesi gibi insan yaşamı için önemli pek çok olumsuz sonuçlara sebebiyet vermektedirler [1]. Atmosferde emisyon birikimini azaltmak üzere ülke yönetimleri pek çok çalışmalar yapmaktadırlar. Bu çalışmalardan en önemlisi birleşmiş milletler tarafından Rio zirvesinde imzaya açılan İklim Değişikliği Konvansiyonu Çerçeve Anlaşmasıdır. Ülkemizin henüz bu protokolü imzalamaması sebebiyle aktif olarak katılamadığı Rio, Kyoto, Buenos Aires ve Bonn toplantılarında alınan kararlar fosil yakıt bağımlılığı oldukça büyük olan ülkemiz için önümüzdeki senelerde önemli yaptırımlar ortaya çıkaracaktır. Dolayısıyla ülkemizin yerli ve temiz enerji kaynaklarını kullanabilmesi oldukça önemlidir.

Uluslararası enerji ajansının Dünya Enerji Bakışı 2002’de hazırladığı 2000-2030 enerji projeksiyonu; enerji kullanımının artacağı ve enerji talebinde en hızlı gelişmenin yıllık %2.1 ile taşımacılık sektöründen geleceğini, bu talebin ise hemen hemen hepsinin petrol ürünlerinden oluştuğunu ifade etmiştir. Türkiye birincil enerji ihtiyacını büyük ölçüde ithalatla karşılamaktadır (1999 yılı toplam enerji arzının %64’ü ithalatla karşılanmış, bu oranın 2020 yılında %76’ya çıkacağı tahmin edilmektedir). Ancak, tüketilen toplam enerjinin önemli bir bölümü elektrik enerjisi olarak tüketilmektedir. Elektrik üretiminde ise Türkiye’nin diğer doğal kaynakları dışında kullanabileceği çok zengin bir hidroelektrik potansiyeli vardır. Buna rağmen, Türkiye elektrik üretiminde de giderek daha çok dışa bağımlı hale getirilmiş ve getirilmektedir. 1997 yılında elektrik üretiminin %71,7’si yerli kaynaklardan elde edilmiş iken (hidroelektrik %38,5), TEAŞ’ın 1997 yılında yaptığı planlamaya göre 2020 yılında elektrik üretiminde yerli kaynakların payı %35’e düşmektedir (hidroelektrik % 16.6). Türkiye, doğalgaz ve ithal kömür gibi dışa bağımlı yakıtlarla elektrik üretme yerine, başta hidroelektrik olmak üzere yerli kaynaklara dayalı elektrik üretimini öncelikle ele almak ve gerçekleştirmek zorundadır.

Taşıtların çevre kirliliğine önemli etkileri bulunmaktadır. Çevreye atılan taşıt kaynaklı kirleticilerin sağlıklı bir analizinin yapılabilmesi için yakıt deposuna doldurulan her litre yakıtın taşıtta nerelere harcandığının analizi son derece büyük önem arz etmektedir. EPA’nın (Enviromental Protection Agency) şehir içi çevrimine göre taşıtın deposuna doldurulan yakıtla sağlanan enerjinin, tekerleklerin tahrik gücü olarak alınıncaya kadar uğradığı kayıplara bakıldığında motora verilen her 100 birim enerjinin yaklaşık %33’ü egzoz, %29’u silindirlerin soğutulmasına harcanmaktadır. Geriye kalan %38 oranındaki indike gücün mekanik sürtünmeler ve pompalama kayıplarından sonra motorun çıkış milinden ancak %25’i net olarak alınabilmektedir [2]. Motor performans grafiği Şekil 1.1’de verilen Schwarz [3]’ın araştırması da EPA’nın araştırmasını doğrular niteliktedir. Buna göre yakıtın yakılmasıyla elde edilen enerjinin %70–80’i mekanik enerjiye dönüştürülememekte, ısı enerjisi şeklinde motor parçalarına ve egzoz gazlarına geçmektedir.



Şekil 1.1. Taşıt üzerindeki enerji dağılımları [3]

Dünyada giderek artan çevre kirliliği, küresel ısınma, yerli enerji kaynaklarının kullanılması gerekliliği sebebiyle tüm otomobil üreticileri emisyonuz ve yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanan motorlar üzerinde yoğun bir şekilde araştırmalar yapmaktadır. Enerji kaynakları hızla tükenen dünyamızda enerjiyi daha tasarruflu kullanabilen sistemlerin yapılması ve kullanılması gereği gittikçe daha fazla önem kazanmaktadır. Motor üreticisi firmalar, birim ağırlıktaki motordan birim yakıt başına düşen güç miktarını artırırken egzoz emisyon değerlerini en iyimser rakamlara ulaştırmanın nasıl mümkün olabileceği konusunda rekabet halindedirler. Taşıtların verimlerini arttırmak, ürettikleri kirletici miktarlarını azaltmak amacıyla elektrikli taşıtlar, yakıt hücreli taşıtlar ve hibrit elektrikli taşıtları da kapsayan araştırma ve geliştirme çabaları sürmektedir.

Otomotiv sektöründeki alternatif enerji ve motor çalışmaları hibrit taşıtlar, tümü elektrikli ya da yakıt pilli taşıtlar üzerinde yoğun bir şekilde sürmektedir. Sözü edilen taşıtların olumlu ve olumsuz taraflarının ifade edilmesi çalışmamızın gerekliliği konusunda faydalı olacaktır.

Elektrikli taşıtlara bakıldığında satın alma maliyetlerinin yüksek olduğu görülmektedir. Tümü-EA üretimindeki yüksek maliyet elektrikli araç pazarının gelişmesini sınırlamaktadır. Bu araçların pazarda geniş bir şekilde yayılmasını engelleyen en önemli etken satın alma maliyetinin çok yüksek olmasıdır. Örneğin 2003 yılı içerisinde General Motors'un EV1 modeli 33.995 \$ iken benzinli Chevrolet Cavalier 13.670 \$'e satılmaktaydı [4]. Ayrıca elektrikli taşıtların gerektiğinde gerekli bakım ve onarımları yapmak üzere kurulmuş servis istasyonu sıkıntısı bulunmaktadır. Halen gelişimi sürmekte olan elektrikli taşıt bataryalarının düşük şarj kapasiteleri ve düşük şarj süreleri de elektrikli taşıtların önemli sorunlarından bazılarıdır. Elektrikli taşıtların batarya kapasiteleri düşük, ağır, büyük ebatlı ve pahalıdır. Ayrıca bu bataryaların performansları düşük ve ömürleri kısadır [5]. 200 km'den daha uzun mesafeler için elektrikli taşıtların bataryaları oldukça ağırdır [6]. Taşıtlara tahrik sağlayan bataryalar oldukça ağırdır ve taşıtın menzili sınırlıdır. Konvansiyonel yolcu aracı depoyu yakıtla doldurduktan sonra yaklaşık 500-600 kilometre yol alırken tümü-EA'lar şarj edildikten sonra çok daha az yol alabilmektedirler. Elektrikli aracın gelişimine bir diğer engel olarak konvansiyonel bir aracın deposunun doldurulmasının birkaç dakika almasına karşın, tümü-EA'yı tamamen şarj etmenin yaklaşık 5-8 saatlik zaman gerektirmesidir. Bazı yüksek hızlı şarj cihazları, aracı 3-4 saatte şarj edebilmektedir. Fakat bu şarj cihazları bataryaların ömrünü kısaltmaktadır [7]. Konvansiyonel bir taşıtın deposunun doldurulması birkaç dakika sürerken elektrikli taşıt bataryasının doldurulması yaklaşık 5-8 saatlik bir zaman almaktadır.

Seri ve paralel olarak yapılabilen petrol – elektrik hibrit taşıtlar kimyasal olarak depolanmış elektrik enerjisini kullanmaktadır. Seri hibrit sistemde tekerlere tahrik gücünü sağlayan bir elektrik motoru vardır. İçten yanmalı bir motor jeneratöre bağlıdır ve elektrik enerjisinin oluşturulmasını sağlayarak bataryalarda enerji depolanmasına katkıda bulunur.

Bataryalarda depo edilen elektrik enerjisi ise elektrik motoruna verilir ve tahrik tekerlerine gerekli olan güç iletilir. İçten yanmalı motor ve tekerlekler arasında

mekanik bir güç iletimi mevcut değildir. Paralel hibrit sistemde ise mekanik iş için gerekli olan güç, birden fazla enerji kaynağından sağlanır. İçten yanmalı motor transmisyon aracılığı ile tekerlere doğrudan güç iletir. Bunun yanında bataryalarda depo edilen elektrik enerjisi ise elektrik motoru yolu ile tekerlere iletilir.

Seri hibrit elektrikli taşıtların başlıca dezavantajları şunlardır:

- Bu sistemde içten yanmalı motor, jeneratör ve elektrik motoru olmak üzere üç tahrik ekipmanına ihtiyaç duyulur.
- Elektrik motoru gerekli olan azami gücü karşılayacak şekilde, özellikle yüksek eğimler için tasarlanır. Fakat araç çoğunlukla azami gücün altında çalışmaktadır.
- Tahrik ekipmanları, batarya kapasitesinin birinci seviyede dikkate alınarak menzil ve performans için azami gücü karşılayacak şekilde boyutlandırılır.
- Güç sistemi ağır ve maliyeti daha yüksektir.

Paralel hibrit elektrikli taşıtların başlıca dezavantajları ise şunlardır:

- Gerekli olan güç iki farklı kaynaktan sağlandığı için burada enerji yönetimi önem arz eder.
- İçten yanmalı motor ve motordan gelen gücün tahrik tekerlerine düzgün olarak iletilebilmesi için karmaşık mekanik elemanlara ihtiyaç duyulur.
- Sessiz çalışma modu sağlamamaktadır.

Elektrik enerjisinin verimli bir şekilde depolanması önemli bir sorundur. İçten yanmalı motorların çalışma performansına ulaşabilecek hiçbir hibrit tahrikli taşıt bulunmamaktadır. Ayrıca bu sistemde de içten yanmalı motordan çıkan gazlar faydalı enerjiye dönüştürülememektedir.

Günümüzde kullanılan tüm hibrit tahrikli motorlar yakıt tüketimini ve egzoz emisyonlarını azaltabilmelerine rağmen karışımın ateşlenmesinden sonra ideal yanma koşullarını kararlı bir şekilde sağlama konusunda hala yetersiz kalmaktadır. Bu nedenle termik verimleri düşüktür. Ayrıca Sundström ve arkadaşlarının araştırmalarına göre 1503 kg ağırlığa ve 67 W/kg güç/ağırlığa sahip olan hibrit

elektrikli bir taşıtın ağırlığının 170 kg'mı elektrik motoru, batarya ve diğer elektrik güç ekipmanlarından oluşmaktadır. Basıncılı hava motorlarının dönüşümünde ise 50 l hacminde tüp ve supap sisteminin taşıta ek yükü sadece 25 kg'dır [8].

Kalhammer'in hibrit elektrikli taşıtlarla ilgili olarak yaptığı bir çalışmaya göre de 1 US galon benzinin verdiği enerjiye eşdeğer bir enerjiyi depolayan bir batarya grubunun hacmi 180 L, kütlesi ise yaklaşık 340 kg'ye ulaşmaktadır [9].

Yakıt pilleri, kimyasal enerjiyi doğrudan elektrik enerjisine dönüştüren elemanlardır. Yakıt pili, fosil yakıtlarının yakılması yerine, yakıt ile oksijenin elektro-kimyasal reaksiyonu sonucunda enerji üreten bir tür bataryadır. Yakıt olarak genellikle hidrojen kullanılmaktadır. Ancak metan, doğal gaz, etanol, metanol ve son dönemlerde bezin kullanabilen yakıt pilleri denemelerinden de olumlu sonuç alınmıştır. Oksijenle hidrojenin reaksiyonu su ürettiğinden, bu reaksiyondan kirletici ürün çıkışı söz konusu değildir. Yakıt pillerinde pratik uygulama öncesinde güvenli kullanım, maliyet, endüstriyel üretimin gerekliliği, yakıt pil ömrü, yakıtlarda istenilen yüksek oranda saflık derecesi gibi çözümlenmesi gereken önemli problemlerin bulunması elektrokimyasal jeneratörler ile ilgili pek çok belirsizlik meydana getirmektedir. Yakıt hücreleri için çözülmesi gereken temel sorun taşıtın ihtiyacını karşılayabilecek miktarda hidrojenin depolanması ve 1 kW güç başına düşen yüksek maliyetin azaltılmasıdır [10].

Yakıt pili ile çalışan motorlar sıfır emisyon ve yüksek verim gibi önemli avantajlar sağlamalarının yanında seri üretime geçme öncesinde bir takım teknik ve ekonomik sorunların aşılması gerekmektedir.

Otomotiv ve enerji sektöründeki yatırımlar ile gelişimini sürdüren yakıt pili teknolojisinde, maliyet etkin çözümler henüz üretilmemiş durumdadır. Genel olarak, üretim, işletme ve altyapı maliyetlerinin düşürülmesi (özellikle katalizörler), elektriksel stabilite, yakıt sistemleri, güvenilirlik, bakım, hidrojen depolama sistemi ve güvenlik teknolojileri geliştirilmeye açık alanlar olarak tanımlanmaktadır. İçten

yanmalı konvansiyonel motorlar ile mukayese edildiğinde yakıt pilli araçlar aynı performans karakteristikleri için daha ağır bir taşıt üretimini zorunlu kılmaktadır. Ayrıca kullanılan pahalı katalizörler yakıt pillerinin birim maliyetini oldukça yükseltmektedir.

Motor yakıtlarının kolay buharlaşabilme, hava ile kolay karışabilme birim hacminden yüksek enerji sağlayabilme ve kolay tutuşabilme özelliklerinde olması istenmektedir [11]. Bu özellikleri ile sıvı hidrokarbon yakıtlar motorlu taşıtlar için çok uygun yakıtlardır. Bu yakıtların diğer bir özellikleri de kolay elde edilebilmeleri, istenilen her yerde kolayca bulunabilmeleri ya da dünya çapında çok iyi bir pazarlama ağı vasıtasıyla kullanıcılara sunulabilmesi ve birim hacimlerinde yüksek enerji yoğunluğuna sahip olmasıdır. Alternatif yakıtlardan sadece hidrojenin tabiatta bulunan en bol element olması ve çevreye hiçbir zararlı etkisi olmaması açısından mevcut yakıtlarla rekabet edebilecek tek yakıt olduğu söylenebilir. Hidrojenin içten yanmalı motorlarda kullanılmasına ilişkin yapılan ilk incelemelerde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir [12].

- Bazı küçük değişikliklerle benzin motorları hidrojen ile çalışır duruma getirilebilirler. Isıl verimleri benzinli motorların ısı verimlerine yakındır.
- stokiyometrik çalışma şartlarında hidrojen motorunda yüksek miktarda NO_x oluşur. Fakat silindirlere gönderilen karışım fakirleştirilerek NO_x oluşumu azaltılabilir.
- Benzin motorundan hidrojen motoruna çevrilmiş motorda, stokiyometrik hidrojen-hava karışımında %20 güç kaybı meydana gelir.

Sözü edilen mahsurların yanı sıra hidrojen yakıtının işletim problemleri de mevcuttur. Hidrojen yakıtlı motorlarda yanma açısından ortaya çıkan en önemli iki sorun, geri tutuşma ve erken ateşleme olaylarıdır. Yanma odasına gönderilen yakıt hava karışımının silindire girmeden önce tutuşması sonucunda motorun emme manifoldu içinde geriye doğru alevin ilerlemesi geri tutuşma olarak tanımlanmaktadır. Bu olay emme sistemi elamanlarını tahrip etmekte ve emniyet

açısından sorun oluşturmaktadır. Yanma odasına gönderilen karışımın bujide kıvılcım çakmadan önce sıcak odaklar tarafından tutuşturularak yanmayı istenilenden önce başlatması da erken tutuşma olarak tanımlanmaktadır. Hidrojenin tutuşma enerjisinin düşük olması bu iki sorunu ortaya çıkarmaktadır [13]. Geri tutuşma hava fazlalık kat sayısının (λ) 2 ile 3 arasında olduğu durumlarda oluşmaktadır. Hidrojenin yakıt olarak kullanılabilmesi için bu sorunların ortadan kaldırılması gerekir. Geri tutuşmanın sebeplerinden biri benzin ile kıyaslandığında hidrojenin tutuşturulabilmesi için daha düşük iyonlaşma enerjisine ihtiyaç duymasıdır. Dolayısıyla hidrojen yakıtlı motorlarda buji kıvılcımından sonra ateşleme sisteminde kalan artık enerji miktarı daha fazla olur. Egzoz zamanı genişleme periyodundan sonra silindir içi basıncının atmosfer basıncına yakın olduğu durumlarda, sistemdeki artık enerji bujide kıvılcım oluşmasına sebep olur. Kıvılcımın olduğu nokta çevrimden çevrime farklılık gösterir. Eğer buji kıvılcımı emme zamanında oluşursa, diğer bazı etkenlerle birlikte geri tutuşmaya sebep olur. Artık enerji oluşumunu önlemek için ateşleme sistemi modifiye edilmelidir [14].

Basıncılı hava motorları genel olarak basıncılı havayı kullanarak genişleme sağlayan, ateşleme sistemi elemanlarına ihtiyaç duymayan ve ülkemizin yerli enerji kaynaklarının daha da etkili bir şekilde kullanılmasını sağlayabilecek önemli bir motor alternatifidir. Bu sistem içten yanmalı motorların sağladığı performansı sağlamakla birlikte egzoz akışkanının yeniden kullanmasına imkan sağlamaktadır.

İçten yanmalı motorların performansını sağlamakla birlikte egzoz akışkanını yeniden kullanabilmesi sebebiyle taşıtın verimini %15 değerinden %33'e çıkarmaktadır. Pnömatik ve kroyojenik güç sistemleri özellikle ucuz ve çevre üzerindeki kirleticiliğinin az olması sebebiyle parklar, stadyumlar, kapalı garajlar gibi yüksek insan yoğunluğunun bulunduğu yerlerde geniş kullanım alanı bulmuştur [18-22].

Bu çalışmada, 4 zamanlı pistonlu tek silindirli bir içten yanmalı motorun basıncılı hava motoruna dönüşümünü, basıncılı hava motorlarının ekonomik analizi, performans deneyleri ve deney sonuçlarının YSA'lı modellenmesi yapılmıştır.

Kirletici emisyonları bulunmayan, herhangi bir fosil yakıt ihtiyacı olmayan basınçlı hava motorları ile ilgili olarak son dönemde önemli araştırmalar yapılmaktadır [15-17].

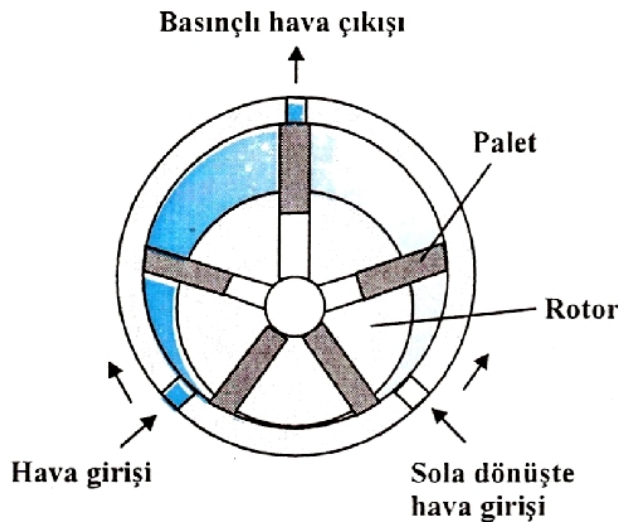
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Basınç enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren pnömatik devre elemanlarına pnömatik motor denilmektedir. Çalışma prensibi olarak kompresörün tersi bir çalışma düzenine sahiptir. Kompresörler elektrik enerjisini önce mekanik enerjiye daha sonra ise mekanik enerjiyi basınç enerjisine dönüştürmektedir. Pnömatik enerjiyi mekanik enerjiye dönüştüren farklı motor mekanizmaları mevcuttur. Yaygın kullanımı bulunan pnömatik motor çeşitleri pistonlu, paletli, dişli çarklı ve türbin pnömatik motorlarıdır.

Paletli pnömatik motorlar paletli tip kompresörlere benzemekle birlikte çalışma prensibi olarak tam tersidir. Tork, paletler üzerindeki basınç farklılığı tarafından üretilir. Motor başına normal şartlarda 4–6 radyal palet bulunmaktadır. Paletli motorlar 30 000 1/min hızların üzerinde çalışmaktadırlar. Bu motorlar, paletlerin teğetsel olarak yüksek merkezkaç kuvvetlerine ihtiyaç duymaları sebebiyle (yalıtım amaçlı) düşük hızlarda verimleri düşüktür. Paletler motorun hassas parçalarıdır. Yüksek hızlardaki merkezkaç kuvvetler hızla aşınmaya sebep olan yüksek sürtünme kuvvetleri meydana getirirler. Ayrıca düşük hızlarda ise gereken temas kararlılığı sağlanamadığından iyi bir yanma sağlanamamaktadır. Motor sürekli olarak düşük devirlerde çalıştırılırsa ya da sıklıkla dönüş yönü değiştirilirse paletler üzerinde darbe ve çarpma etkisi meydana gelir. Maksimum hava giriş basıncı 6 bar ile sınırlandırılmıştır. Endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır. Elde edilen tork palet sayısına, palet yüzey alanına ve rotor yarıçapına bağlıdır.

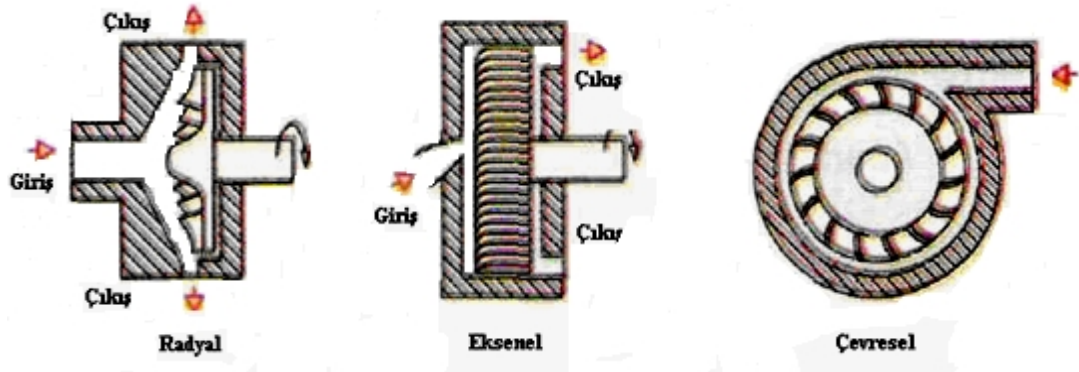
Şekil 2.1’de paletli tip pnömatik motor görülmektedir. Paletli pnömatik motorda silindir şeklindeki bir hacme döner bir göbek merkezden kaçık olarak yerleştirilmiştir. Döner mil üzerinde bulunan yuvalara kanatlar takılmıştır. Motorun çalışması sırasında kanatlar merkezkaç kuvvetinin etkisiyle silindirik hacmin iç çeperine doğru itilirler ve kam bileziginin çevresini takip ederek, akışkanı basınçlandırılmış giriş tarafından, basınçlandırılmamış çıkış tarafına nakledecek olan kapalı boşluklar oluştururlar. Bu itme kuvveti nedeniyle kanatlar arasındaki

sızdırmazlık sağlanır. Kanatlı motorlarda tork, tahrik milinin rotor kavramasındaki yivlere girip çıkan dikdörtgen kanatlar üzerinde etkin olan basınçlandırılmış akışkan sayesinde sağlanmaktadır. Torku palet sayısı, palet yüzey alanı, ve rotor yarıçapı belirler. Basınçlı hava, enerjisini vererek genişlerken rotor gövdeye eksantrik yataklanmış olduğundan hilal şeklinde bir genişleme hacmi ile birlikte döndürme momenti oluşturur. Bu işlemten sonra hava atmosfere atılır [23].



Şekil 2.1. Paletli tip pnömatik motor

Türbin tipli pnömatik motorlar geleneksel türbinler ile aynı prensibe göre çalışırlar. Ancak daha küçük boyutlarda imal edilmektedirler. Yüksek hızlarda motor en düşük torku üretebilmektedir. Ani yüklenmelerde sistem durabilmekte ya da kısmen durma meydana gelebilmektedir. Bu şekilde bir duruş motora zarar vermemektedir. Maksimum türbin hızı 50 000–80 000 1/min arasında değişmektedir. İstisnai bir kullanım olarak diş tabiplerinin sıkça kullanmış olduğu matkap makinelerdir. Bu makinelerin dönüş hızları yaklaşık 500 000 1/min'dir. Bu motorlar üretilen torkun bir dişli mekanizması ile değiştirilmesi için pek uygun değildir. Çalışma ilkesi; eksenel kompresörlerin, tersine çalışmaları durumunda ki çalışma ilkesine benzemektedir [24]. Yüksek devirler, fakat küçük kuvvetler üretirler. Türbin tipli pnömatik motorlar radyal, eksenel ve çevresel olmak üzere üç çeşittir. Şekil 2.2'de türbin tip pnömatik motorlar görülmektedir.



Şekil 2.2. Türbin tipi motorların çeşitleri

Türbin tipi motorlar sadece küçük güçlere gereksinim olan yerlerde kullanılırlar. Devir sayıları oldukça yüksektir (Dişçilerin kullandıkları matkap makinelerinde yaklaşık 500 000 1/min) [24].

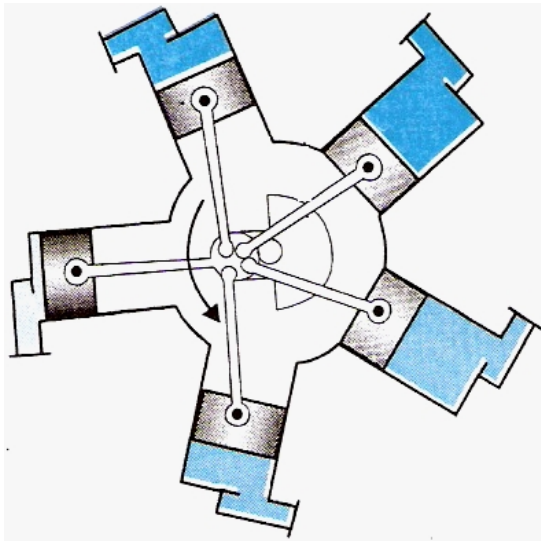
Pistonlu pnömatik motorlar krank miline yataklanmış pistonlara gelen basınçlı hava enerjisini döndürme hareketine dönüştürmektedir. Belirli sayıdaki pistonla basınçlı havanın kazandırdığı doğrusal hareketin dairesel harekete dönüştürülmesi prensibine göre çalışmaktadırlar [24]. Radyal ve eksenel olmak üzere ikiye ayrılmaktadırlar.

Radyal pistonlu pnömatik motorlarda pistonlar hareket miline yerleştirilmişlerdir. Devir sayıları çok yüksek olmamakla birlikte silindir sayısı arttıkça motor daha düzenli çalışma eğilimi gösterir.

Eksenel pistonlu pnömatik motorlarda ise pistonlar hareket miline paralel yerleştirilmişlerdir. Dönme hareketi pistonlar tarafından eğik bir plaka vasıtasıyla oluşturulmaktadır. Piston sayısı beş ya da daha fazla olabilmektedir. Pistonlu motorlar düşey çalışan parçaların daha büyük atalet kuvvetlerine sahip olmaları sebebiyle paletli motorlardan daha düşük hızlarda çalışırlar. Verimli çalışma hızları yaklaşık 3000 1/min'dir. Bu motorlar karakteristik olarak hıza bağlı olarak giderek azalan atalet torku üretirler. Motor gücü ve tork doğrudan sağlanan silindir içi basınca bağlıdır. Tork karakteristikleri, supap zamanlaması ve supap tasarımı ile geliştirilebilmektedir. Pistonlu hava motorlarının çoğu içten yanmalı motorlarda

değişik düzenlemeler yapılarak oluşturulabilen çok silindirli motorlardır. Motorların gücü piston sayısına, motor hızı, hava giriş basıncı, silindire giren hava miktarı ve piston yüzey alanına bağlıdır.

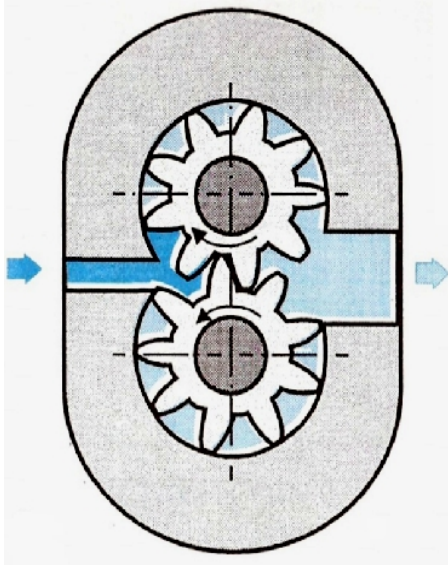
Şekil 2.3'te pistonlu tip pnömatik motor görülmektedir. Pnömatik motorda krank milinin etrafında dizilmiş pistonlara giren basınçlı hava enerjisi, krank milinde mekanik döndürme hareketi meydana getirmektedir. Düzgün bir çalışma için çok sayıda pistona gerek vardır. Düşük devirlerde çalışabilirler [23].



Şekil 2.3. Pistonlu tip pnömatik motor

Dişli tip pnömatik motorlarda döndürme momenti basınçlı havayla tahrik edilen ve karşılıklı olarak çalışan dişli çarklar aracılığı ile elde edilir. Dişli çarklardan biri tahrik mili üzerine takılmıştır. Bu tip hava motoru yüksek güç gereksinimi (44 kW/60 HP) olan yerlerde kullanılır. Düz ve helisel dişli tipleri kullanılabilir [25]. Şekil 2.4'te dişli tip pnömatik motor görülmektedir. Sol taraftan dişlilere etki eden yüksek basınçtaki akışkan, dişlilerin yüzeyine etki ederek bir çevresel kuvvet doğurur. Bu kuvvetle dişlilerin yarıçapını çarptığımızda milin dönmesini sağlayan döndürme momenti elde edilir. İki adet dişli çarkın bir gövde içerisinde yataklanmasından meydana gelmektedir. Dişli çarklar düz, helisel dişlilerden yapılabilmektedir. Yüksek dönme momentine gerek duyulan alanlarda

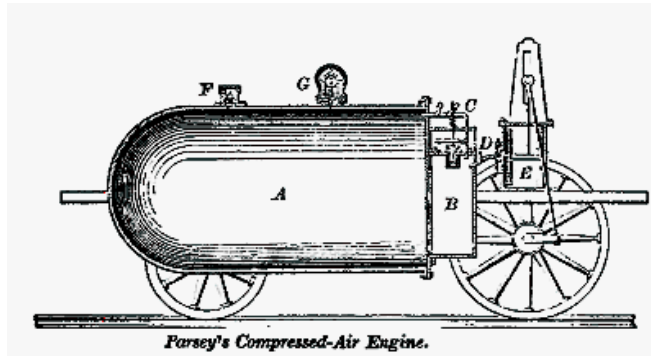
kullanılmaktadır. Basınçlı hava dişli çarkların dişleri arasından geçerek motor milini döndürmektedir [25].



Şekil 2.4. Dişli tip pnömatik motor

Basınçlı havanın motorlara kullanımı ile ilgili tarihçeye bakıldığında ilk uygulamaların 17. yüzyılın sonlarına doğru yapıldığı görülmektedir. Ancak basınçlı havanın tahrik mekanizmalarında kullanımı fikri ilk olarak 1687 yılında Dennis Papin tarafından ortaya atılmıştır. Dennis Papin ilk olarak basınçlı havayı pnömatik lokomotiflerde uygulamıştır.

1847 yılında Parsey basınçlı havanın lokomotiflerdeki uygulamaları üzerine araştırmalar yapmıştır. Yapıldığı dönem şartlarına göre ilginç bir tasarım olma özelliğindedir. Şekil 2.5'te Parsey'in basınçlı hava motoru görülmektedir. Pnömatik motor basınçlı hava deposu (A), fed chamber adı verilen besleme odası (B), basınç düşürme valfi (C), basınçlı hava boruları (D), çift etkili silindir (E), hava supapları (F) ve emniyet valfinden (G) oluşmaktadır. Yapılan bu lokomotif kömür ocakları için düşünülmüş bir icat olma özelliğini taşımaktadır.



Şekil 2.5. Parsey'in geliştirdiği basınçlı hava motoru

1855 yılında Julienne isimli bir inşaatçı Fransa'nın Saint Dennis yerleşim yerinde 25 atmosfer basınçta çalışan bir basınçlı hava tahrik sistemi yapmıştır. Bu sistemde çift etkili silindir tahrik elemanı olarak kullanılmıştır. Çift etkili silindirlere piston kolunun tek olması sebebiyle pistonun ön ve arka tarafında üretilen kuvvetler farklıdır. Silindirlere alınan hava miktarlarının da farklı olması sebebiyle çift etkili silindirlere basınçlı havanın kullanımı sınırlı kalmıştır. Bu sistemler 1874 yılında inşa edilen Simplon tüneli yapılırken taşıma amacıyla ve tünel havalandırmasında kullanılmıştır.

1872 yılında Mekarski'nin basınçlı hava motoru tranvay taşımacılığında kullanılmıştır. Bu motor tek silindirli bir motordan ibaret olup termodinamik yaklaşımlar ile yapılmıştır. Mekarski'nin basınçlı hava motorunda sabit hacim içerisindeki hava ısıtılarak basıncı artırılmaktadır. Isıtılan havanın taşınması esnasında havanın ısı kayıplarını önlemek için basınçlı hava boruları sıcak su tankları içerisinden geçirilmiştir. O yıllarda bu esasa göre çalışan çok sayıda lokomotif üretilmiş olup ilk basınçlı hava lokomotifi 1879 yılında Nantes şehrinde kullanılmıştır. Bu sistemde taşıtın alt kısmına enine yerleştirilmiş olan 25 atmosfer basıncında 8 adet basınçlı hava tüpü bulunmaktadır. Bu tüplerin çapları 30–40 cm çapındadır. Basınçlı hava tüplerinin bir kısmı ana hava tüpleri diğer kısmı ise yedek basınçlı hava deposu olarak düşünülmüştür. 1870'li yıllarda kullanılan ilk basınçlı hava motoru uygulamaları ilk olarak şehir içi taşımacılığında daha sonraki yıllarda ise maden ocaklarında kullanılmıştır [26].

Basınçlı hava motorlarının tarihçesine bakıldığında ilk basınçlı hava taşıtı 1838-1840 yılları arasında Paris'te Andraud and Tessié du Motay tarafından yapılmıştır. Bu tarihten günümüze kadar basınçlı hava motorları ile ilgili pek çok çalışma yapılmasına rağmen sıkıştırılmış havanın enerji taşıyabilme kapasitesinin düşük olması sebebiyle yakın geçmişe kadar otomobil üreticileri tarafından gereken ilgiyi görememiştir [27].

1898 yılında Hoadley ve Knight ilk şehir içi taşımacılıkta kullanılan lokomotifini tanıtmışlardır. Bu lokomotif motorları silindir içerisine daha fazla ısıyı taşımakla birlikte iki pistonlu olarak yapılmışlardır. Kullanılan motor pistonları çift etkili olup çalışma basıncının düşük olması sebebiyle kullanımları sınırlı kalmıştır.

Charles B. Hodges basınçlı havanın taşıtlarda kullanımının gerçek mucidi olarak bilinmektedir. Charles B. Hodges basınçlı havayı taşıtlarda uygulamakla birlikte büyük ticari başarılar elde etmiştir. H. K. Porter of Pittsburg şirketi Amerika'nın doğu bölgelerindeki madenlerde güvenli taşıma için bu taşıtlardan satın almıştır. 1912 yılında Amerikan orjinli teknoloji Avrupalı araştırmacılar tarafından daha da geliştirilerek 3 pistonlu motorlar yapılmıştır.

1926 yılında Lee Barton Williams benzin-basınçlı hava tahrikli bir hibrit uygulama tanıtmıştır. Benzinle çalıştırılan içten yanmalı motor taşıt 10 mil/saat hıza ulaşınca kadar çalışmakta, bu hızın üzerine çıkıldığında ise basınçlı hava ile tahrik edilmektedir. Bu motorun ilk testlerinde taşıtın maksimum hızı 62 mil/saat ölçülmüştür.

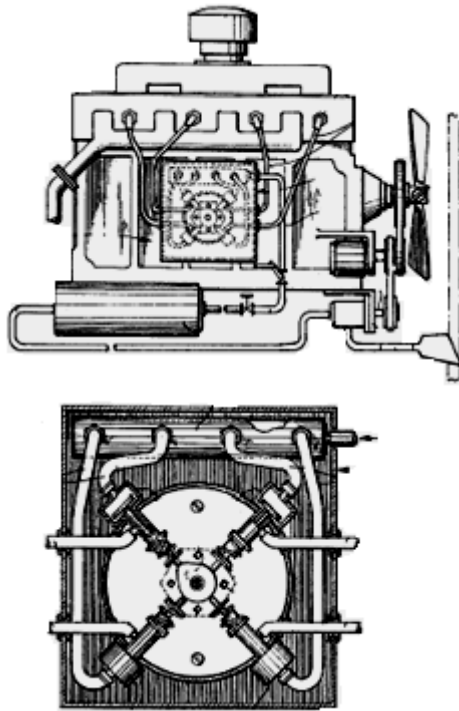
1932 yılı ocak ayında basınçlı hava motorlarıyla ilgili ilk makale yayınlanmıştır.

1970'li yıllardan itibaren geliştirilmeye başlanan, iş akışkanı olarak basınçlı havayı kullanan motorlara basınçlı hava motorları denilmektedir. Bu motorlar içten yanmalı motorların yanma sonunda elde ettikleri 40-45 bar'lık basıncı doğrudan yüksek basınçlı hava deposundan alarak silindir içerisine almaktadır. Sistem özel olarak

herhangi bir yakıt türü kullanmayıp yalnızca hava kompresörünün sıkıştırarak hava deposuna gönderdiği basınçlı havayı kullanmaktadır. Benzin, motorin gibi fosil yakıtları kullanmamamsı sebebiyle CO, SO_x, CO₂ gibi kirleticileri üretmemektedir. Basınçlı havanın silindir içerisinde kullanımından sonra egzoz yoluyla dışarı çıkarılan gazların yeniden kullanılabilmesi de mümkün olmaktadır. Bu durum basınçlı hava motorlarının termik verimlerini yükseltmektedir.

Basınçlı hava motorlarının imali veya içten yanmalı bir motorun basınçlı hava motoruna dönüştürülmesi konusunda geçmişte çeşitli patentler alınmıştır. Richard V. Pierce, “Pneumatic Engine” isimli patentinde mekanik kumandalı bir basınçlı hava motoru üretmiştir. Supap mekanizmasında bazı farklılıklar bulunan motorda emme ve egzoz supaplarının çalışma süreleri yaklaşık 180° KMA’dır [28].

Şekil 2.6’da Garnet J. Simington’un basınçlı hava motoru görülmektedir. “Air Drive Adaptor” isimli patentinde içten yanmalı bir motoru mekanik bir basınçlı hava dağıtım ünitesi kullanarak basınçlı hava motoru haline dönüştürmüştür [29]. Basınçlı hava, hava dağıtıcısından geçirildikten sonra genişleme sırasına göre silindirlere gönderilmektedir. Sistemde kompresör bulunmakta olup kompresör hareketini kayış vasıtasıyla motordan almaktadır. Basınçlı hava dağıtıcısının sızdırmazlık problemleri sistemin en önemli kusurudur.



Şekil 2.6. Garnet J. Simington'un basınçlı hava motoru

Harry Charles Stricklin, aldığı “Converting an Internal Combustion Engine to a Single Acting Engine Driven by Stream or Compressed Air” isimli patentinde içten yanmalı bir motoru farklı bir basınçlı akışkan dağıtım sistemi kullanarak basınçlı hava ya da buhar basıncı ile çalışabilir bir makine imal etmiştir [30].

Ray P. Spangler, almış olduğu “Vehicle Powered by Air Pressure Engine” isimli patentinde basınçlı hava motorlarının taşıt şasisi üzerindeki yerleşimini konu edinmiştir. Çalışmada kullanılabilecek basınçlı hava deposu olarak esnek ve dayanıklı bir yapıya sahip akordiyon tip basınçlı hava deposu da önerilmektedir. Bu türden basınçlı hava depoları daha verimli ve zamana bağlı olarak daha az basınç düşmesi sağlamaktadır [31].

William C. Wagner almış olduğu “Compressed Air Engine” isimli patentinde basınçlı hava motorlarının taşıtlarda kullanımı ve basınçlı havanın silindirlere uygun zamanda sürülmesini konu edinmiştir. Sistemin bataryası taşıtın hareketi sırasında basınçlı hava motorundan hareketini alan bir jeneratör tarafından şarj edilmekte,

bataryadan enerjisin alan bir kompresör basınçlı hava deposunu doldurmaktadır. Basınçlı havanın silindirlere sevk edilmesi uygun bir külbütör mekanizması tarafından sağlanmaktadır [32].

John F. Murphy almış olduğu “Compressed Air - Operated Motor Employing Dual Lobe Cams” isimli patentinde çift tesirli bir kam mili profili kullanarak içten yanmalı bir motoru basınçlı hava motoruna dönüştürmüştür. Sistemde kullanılan basınçlı hava egzoz akışkanı olarak atmosfere atılmadan kompresöre yönlendirilmekte, kompresörde basıncı artırılan akışkan basınçlı hava tankına gönderilmektedir [33].

Yu-Chi Tsai aldığı “Piston Air Engine” isimli patentinde alçak hızlarda çalışan krank-biyel mekanizmasına sahip olmakla birlikte silindirlere basınçlı havanın alınmasında mekanik bir dağıtım distribütörü kullanan alternatif bir basınçlı hava motoru uygulaması gerçekleştirmiştir [34]. Basınçlı hava dağıtısının orta ve yüksek hızlarda kaçak probleminin bulunması sistemi verimsizleştiren bir faktördür.

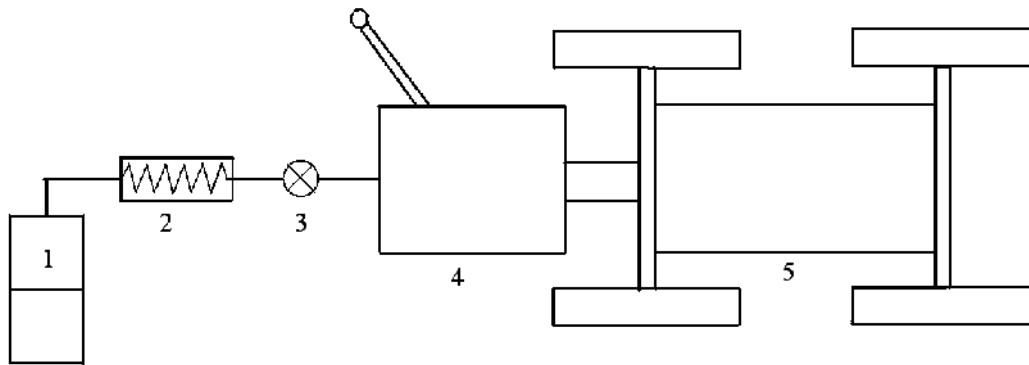
Luis G. Cestero aldığı “Piston Reciprocating Compressed Air Engine” isimli patentinde 3 silindirli pistonlu bir basınçlı hava motoru patenti almıştır. Bu motorda ikinci silindir kompresör görevi yapmakta birinci ve üçüncü silindirler 180° KMA aralıklarla iş meydana getirmektedirler [35].

Joseph F. Blenke, Stanley J. Blenke almış oldukları “Air Power Motor” isimli patentte basınçlı havanın türbinde kullanımını incelemiştir. Basınçlı havanın kullanımı ile ilgili olarak araç üzerinde 3 adet basınçlı hava tankı bulunmakta, tanklardan bir tanesi yüksek basınçlı hava tankı diğerleri ise alçak basınçlı hava tankı olarak kullanılmaktadır. Sistemde araç üzerinde seyir halinde yüksek basınçlı hava deposunu doldurmak maksadıyla iki adet kompresör kullanılmıştır [36].

Jack V. Hormell Jr. almış olduğu “Compressed Air-Powered Engine” isimli patentte Mazda firmasının RX-7 modeline ait olan Wankel motorunu basınçlı hava motoruna dönüştürmüştür. Wankel motorunun çalıştırılması bendiks tipli bir marş motoruyla

sağlanmaktadır. Motorun çalıştırılmasıyla birlikte bir kayış vasıtasıyla hareketini motordan alan bir alternatör bataryayı şarj etmektedir. Taşıt üzerine monte edilmiş vidalı bir kompresör 3 adet basınçlı hava deposunu ihtiyaç durumunda doldurmaktadır [37]. Çalışmada döner pistonun (rotor) yan yüzeyleri ve köşeleri için sızdırmazlık elemanları geliştirilmiştir.

Basınçlı hava motorlarının tarihsel gelişimine bakıldığında sıvılaştırılmış nitrojen kullanan tahrik sistemleri üzerinde çalışmalar yapılmıştır [38-39]. Bu çalışmalar arasında yer alan bir çalışmada sıvı nitrojen (LN_2) motor silindiri içerisinde gazlaştırmak suretiyle iş meydana getirilmektedir. Plummer bu çalışmada LN_2 gazı kullanarak maksimum 15 kW güç elde etmiştir. Bu sistemi kullanan bir taşıtta 200 L sıvı nitrojen kullanıldığında 140 km mesafe kat edilebilmektedir. Brayton çevrimine göre çalışan bu sistemde birim sıvı nitrojen kullanımı başına üretilen enerji miktarının düşük olması bu sistemin mahsurudur.

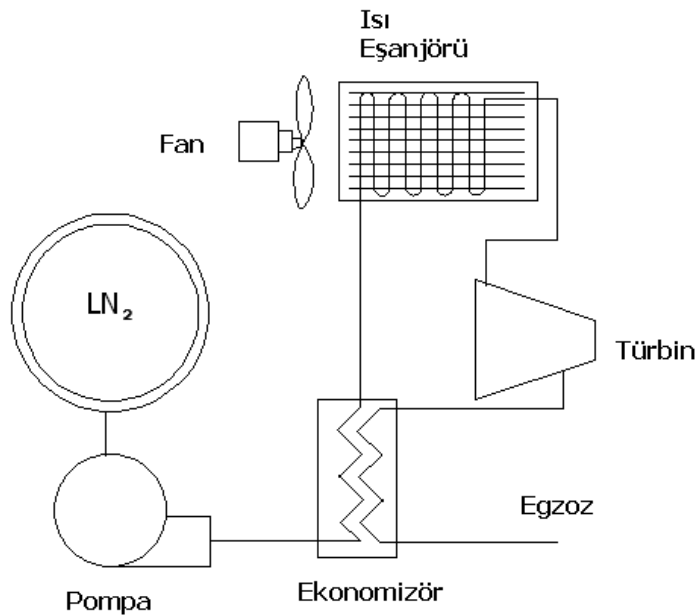


1-Sıvı nitrojen tankı (LN_2), 2- Ön ısıtma düzeneği, 3- Gaz kelebeği, 4- Pnömatik motor, 5- Taşıt gövdesi

Şekil 2.7. Sıvı nitrojenli tahrik mekanizmasının şematik görünüşü

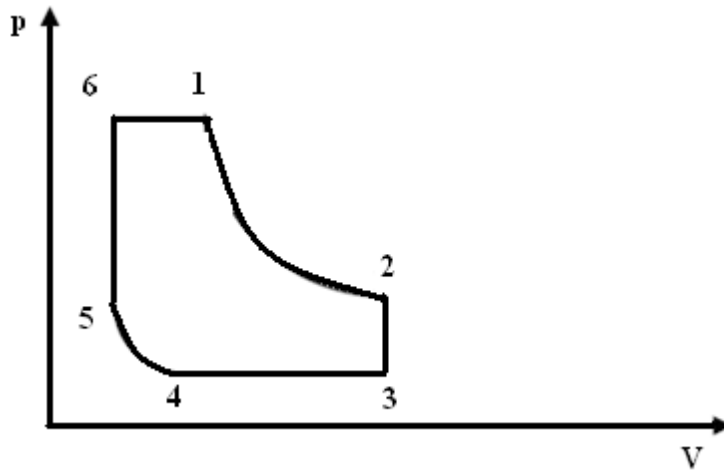
Şekil 2.7’de sıvı nitrojenli bir tahrik mekanizması görülmektedir. Sıvı nitrojen kullanarak motorun tahrik edilmesiyle ilgili bu çalışma Washington üniversitesine bağlı Aerospace ve Energetic Research programında Knowlen, Mattick, Bruckner, Hertzberg tarafından yapılmıştır [40]. Bu sistemin çalışması buhar tahrikli motorlara benzemektedir. Buhar yerine kullanılan nitrojen $-196^{\circ}C$ ’de depolanır, çevre

sıcaklığında ise bir buharlaştırıcı tarafından buharlaştırılır. Kullanılan ısı eşanjörü araçlarda kullanılan radyatöre benzetilebilir. Yalnızca farkı havayı radyatörde suyu soğutmak için kullanırken bu sistemde sıvı nitrojeni buharlaştırmak için kullanılmasıdır. Meydana gelen yüksek basınçlı nitrojen gazı pistonlu buhar makinelerinde olduğu gibi düşey salınlımlı pistonları hareket ettirerek mekanik enerji elde eder. Çıkan egzoz akışkanı ise yine atmosferdeki ana bileşen olan nitrojendir. Bu çalışmada kullanılan motor 5 silindirli, 15 HP beygir gücüne sahip olup 5 ileri hız kademesine sahip Volkswagen transmisyonu kullanmaktadır. Sıvı nitrojen ısıya dayanıklı paslanmaz çelik depolarda depolanmaktadır. 24 galon nitrojen bu şekilde haftalarca depolanabilmektedir. Ön ısıtıcı adı verilen ekonomizör sıvı nitrojeni ısı eşanjörüne girmeden önce ısıtır. Arkada yer alan iki adet fan ise havayı ısı eşanjörüne yönlendirir. Bu motorda supapların açılma zamanları kontrol edilebilmektedir. Çıkış milinden elde edilen güç akan LN_2 miktarının değiştirilmesiyle kontrol edilir. Enjeksiyon basıncının artırılmasıyla çıkış milinden elde edilen güç artırılır [41]. Şekil 2.8’de sıvı nitrojenli tahrik sisteminin şematik resmi görülmektedir.



Şekil 2.8. Sıvı nitrojenli tahrik sistemlerinin şematik resmi

Basınçlı hava motorları ile tahrik edilen bir taşıt Sahu tarafından geliştirilmiştir [42]. Sahu; 4 silindirli bir FIAT motorunu pnömatik tahrikli bir motor haline getirmiştir. Bu çalışmaya göre çalışma çevrimi buhar türbinlerinin çalışma çevrimlerine benzemektedir. Şekil 2.9’da Sahu’nun basınçlı hava çevrimi görülmektedir.



Şekil 2.9. Sahu’nun basınçlı hava çevrimi [42]

Çevrime göre 5 noktasında emme supabı açılmakta ve 1 noktasına kadar emme supabı açık kalmaktadır. 1 noktasından 2 noktasına kadar politropik olarak genişlemekte, 2 noktasında egzoz supabı açılmaktadır. Egzoz supabının açılması ile basınç atmosferik basınca kadar düşmektedir. 3 noktasından 4 noktasına kadar egzoz zamanı devam etmekte, 4 noktasında egzoz supabı kapanmaktadır. 4 noktasından 5 noktasına kadar ise silindir içerisinde kalan artık gazlar politropik olarak genişlemektedir. Bu çalışmada değişik emme supabı zamanlaması ve tahrik basınçlarında tork karakteristikleri elde edilmiştir.

1991 yılında Guy Negre tarafından benzin ve sıkıştırılmış hava kullanan kibrit tahrikli bir taşıt tasarlanmıştır [43]. Guy Negre daha sonra yalnızca basınçlı hava ile çalışan bir motor tasarlamıştır.

1994 yılının Ağustos ayında “New Scientist” dergisi Pneumacom şirketi tarafından geliştirilmiş, Terry Miller tarafından tasarlanmış basınçlı hava motorunun tanıtımını

yapmıştır. Ford Escort şasisi üzerine yerleştirilen sistem iki ayrı motordan oluşmaktadır. Motorlardan her biri sıralı iki silindirden oluşmuş olup toplamda 4 genişleme elde edilmektedir. Basınçlı hava deposu hafif ve dayanıklı olması bakımından karbon ile güçlendirilmiş fiberglas malzemeden yapılmış olup depo basıncı 241 bardır. Depodaki yüksek basınçlı hava bir basınç regülatörü tarafından 35 bara düşürülmektedir. Motorun kontrolü bir gaz keleşbeği ile hava basıncının değiştirilmesiyle sağlanmaktadır.

1997 yılında Texas ve Washinton State üniversiteleri birlikte yürüttükleri bir projeyle sıvı nitrojen kullanan bir motor tasarlamışlardır [44]. Çalışmanın amacı atmosferin tabi bileşeninde %78 oranında bulunan N_2 gazının içten yanmalı motorların tahrik edilmesinde kullanılmasıdır. Sıvı nitrojenin enerji yoğunluğunun benzine göre enerji yoğunluğunun düşük olması sebebiyle düşük güç değerleri elde edilmiştir.

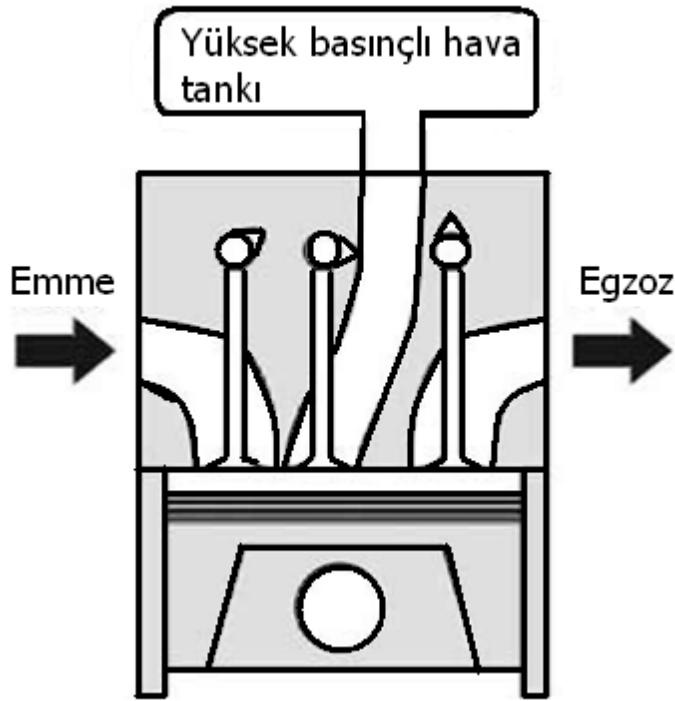
2000 yılında Motor Development International (MDI) şirketi “Evolution” isminde hava tahrikli taşıtı Afrika otomobil fuarında sergilemiştir. Taşıtın altına yerleştirilen 300 litre hacminde basınçlı hava deposundan sağlanan basınçlı hava ile taşıt tahrik edilmekte ve 96 km/h sabit taşıt hızıyla 200 km yol kat etmektedir. Bu taşıtın basınçlı hava deposu bir şarj ünitesine bağlandığında 4 saat içinde şarj olabilmektedir.

Basınçlı hava motorunun gelişimi içerisinde hibrit basınçlı hava motorları ve kullanılan basınçlı havanın geri dönüşümü konusunda akademik boyutta çalışmalar da yapılmıştır [45-46]. Bu çalışmaların amacı seri hibrit bir basınçlı hava motorunda kullanılan içten yanmalı motorun egzoz akışkanının enerjisini yeniden kullanmaktır. İçten yanmalı motorun egzoz akışkanı ile basınçlı hava motoruna gönderilen basınçlı hava bir boru sistemi ile birleştirilmiştir. Bu şekilde basınçlı hava motoruna gönderilen kuru havanın ısıtılması da sağlanmıştır. Yapılan bu değişikliğin sonucunda tüketilen hava miktarı azalmış, basınçlı hava motorunun veriminde ise artış sağlanmıştır.

Hibrit basınçlı hava motorlarının kontrolleri üzerinde de çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmaların bazılarında pistonlu tip bir pnömatik motora gönderilen basınçlı havanın çeşitli kontrol yöntemleri ile kontrol edilmesi amaçlanmıştır [47]. Kontrol yöntemleri motorun düşük ve orta hızlarında beklenen verimliliği gösterememiştir.

Marquand ve Ditmore tarafından paletli motorların basınçlı hava ile tahrik edilmesi konusunda çalışmalar yapılmıştır. 12 L hacminde 300 bar basıncında iki basınçlı hava tankı kullanan paletli motorda egzoz çıkış basıncı göz önünde bulundurularak silindire gönderilen akışkan basıncı ve sıcaklığı değiştirilmeye çalışılmıştır. Sistemde boşaltma ve sızdırmazlık problemleri meydana geldiği ifade edilmiştir [48].

P Higelin, I Vasile, A Charlet ve Y Chamaillard direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunda hibrit basınçlı hava tahriki uygulaması gerçekleştirmiştir. Yapılan deneysel çalışmalarda yüksek basınçlı hava tankı ile irtibatlı bir doldurma valfi motorun silindir kapağı üzerine yerleştirilmiştir. Dolgu valfi için ilave bir kam mili yapılmış olup elektrik ile tahrik edilmektedir. Çalışmada hibrit basınçlı hava tahrikli taşıtın laboratuvar koşullarında yol testleri yapılmıştır [49]. Şekil 2.10'da dizel bir motorda uygulaması yapılmış hibrit pnömatik motor görülmektedir.



Şekil 2.10. Direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda basınçlı hava tahriki

Alternatif motor arayışında olan dünyamızda basınçlı hava ile çalışan döner gövdeli tip Markel motorları da imal edilmiştir. Çalışmalar deneysel olmakla birlikte henüz yaygın üretimi bulunmamaktadır. USA patentli motorun pistonları basınçlı hava ile tahrik edilmekte olup oluşturulan piston itme kuvveti merkezden kaçık olarak yapılmış çıkış milini döndürmektedir [50].

Pistonlu motorlar dışında farklı motor türlerinde basınçlı hava motorları ile ilgili çalışmalar yapılmaktadır. Mercedes otomobil firması mühendislerinden Anglo Di Pietro basınçlı hava ile çalışan pistonlu bir motor tasarlamıştır. 2005 yılında testlerine başlanan motor günümüzde bazı fabrika içi yük ve personel taşımalarında, küçük boyutlu taşıtlarda kullanılmaktadır. Motorun hızı ve torku bir akış kelebeği vasıtasıyla basınçlı havanın basıncı ya da miktarı kontrol edilerek sağlanmaktadır.

Basınçlı hava motorları ile ilgili olarak farklı bir çalışma 2006 yılında yapılmıştır. Bu çalışmada parça sayısı (kam, supap mekanizması, piston-biyel-krank mekanizması) daha az, yağ buharı dışında emisyonu olmayan, imalat maliyeti düşük ve daha hafif

paletli tip basınçlı hava ile çalışan bir motor yapılmıştır [51]. Performans deneyleri yapılan bu motorda motor hızının artmasıyla motor gücünün artmış, belli bir devirden sonra basınç kayıpları ve sürtünme etkisiyle motor gücü azalmıştır.

Maghoub ve Craighead PID ve H-Bridge kontrol metotlarını pistonlu bir pnömatik motora uygulayarak basınçlı havanın silindire giriş ve çıkışını kontrol etmeye çalışmışlardır [52].

Pnömatik H-Bridge yöntemi motorların yön ve hız kontrolünü amaçlayan bir yöntem olma özelliğindedir. Sistem motorun çalışma aralığını düşük hız, orta hız ve yüksek hız olmak üzere üç kısma ayırmaktadır. Bu yöntemin düşük hızlarda uygulaması oldukça sınırlı kalmıştır. Bu durumun nedeni ise modelin düşük motor hızlarda doğrusallığının çok düşük kalmasıdır.

Pandian elektrik motorları ile pnömatik motorları aynı test koşullarında test ederek çeşitli analizler yapmıştır [53]. Elde edilen test sonuçlarına göre pnömatik motorların atalet/çıkış torku oranı düşüktür. Dolayısıyla pnömatik motorları çalıştırmak, istenilen hız değişimin sağlamak ve durdurmak elektrik motorlarına göre daha kolaydır ve birim ağırlık başına düşen çıkış torku değeri daha yüksektir. Bu nedenlerden dolayı pnömatik motorların güç ve moment karakteristikleri elektrik motorlarına göre daha başarılıdır.

Tokhi [54], elektrik motorları ile pnömatik motorları mukayese ederek, pnömatik motorların enerji kaynağının temiz elde edilebilme potansiyeli, geniş erişim momenti - hız aralığı ve moment kontrolü bakımından daha avantajlı olduğunu ifade etmiştir. Bu avantajlarından farklı olarak pnömatik motorlar sürtünme sonucu oluşan ısı ve aşırı yüklenme sonucunda oluşabilecek hasarları da asgariye indirir.

Chang ve Nishi [55] alçak basınçlı bir paletli pnömatik motor çalışması yapmıştır. Pnömatik motorun farklı yüklerdeki performansı deneysel sonuçlarla ortaya

çıkarılmıştır. Çalışmada motorun kaçak problemlerinin önlenmesi gereken en önemli sıkıntı olduğu vurgulanmıştır.

Yu-Ta Shen, Yean-Ren Hwang [56], paletli tip bir hibrit basınçlı hava motosikleti prototipi yapmış, performans deneylerini yaparak aynı motorda kullanılan içten yanmalı motosiklet ile karşılaştırma yapmıştır. Çalışmanın sonuçlarına bakıldığında basınçlı hava motosikletinin güç tüketimi 0,073kW-h/km, içten yanmalı motosikletin güç tüketimi 0,12 kW-h/km olarak ölçülmüştür. Deneylerde kullanılan motosikletin silindir hacmi 50cm³ olup, dönüştürme işleminden sonra 7 kW gücündeki bir kompresörle hava tankı 75 saniyede doldurulabilmektedir. Motosikletin aldığı yol ise 2 km olarak ölçülmüştür.

Basınçlı hava motorlarının dinamik karakteristiklerini geliştirebilmek bazı araştırmacıların çalışmalar yaptığı görülmüştür [57-61]. Basınçlı hava motorlarının hız denetimleri ile ilgili çalışmalarda düşük ve orta hızlarda hız denetimlerinde problemlerle karşılaşıldığı ifade edilmiştir.

Pinglu Chen ve arkadaşları paralel hibrit-hava taşıtlarının UDDS (Urban Dynamometer Driving Schedule), NEDC (New European Driving Cycle), HWFET (Highway Fuel Economy Test Driving Cycle) seyir çevrimine göre 67 kW gücündeki 1,9 L turbo dizel motorun simülasyonunu yapmıştır. Simülasyon sonuçlarına göre NEDC çevrimine göre %14,71, UDDS çevrimine göre %16,75 ve HWFET çevrimine göre de %5,04 yakıt ekonomisi sağlanmıştır [62].

3. BASINÇLI HAVA MOTORLARI

Gazların enerjisini dairesel harekete dönüştüren makinelere pnömatik motor adı verilmektedir. İş akışkanı olarak basınçlı havayı kullanan pnömatik motorlara basınçlı hava motoru denilmektedir. İçten yanmalı motorlar yakıt bünyesinde bulunan ısı enerjisi ortaya çıkararak piston üzerinde genişleme sağlamakta, genişleme sonucunda iş elde etmektedirler. Basınçlı hava motorları ise yakıtın yakılması sonucunda ortaya çıkan yüksek basıncı basınçlı hava akışkanını kullanarak piston üzerine sevk etmekte, bu sevk işleminin bir sonucu olarak iş oluşturulmaktadır. Basınçlı havanın pistonlu motorlardaki uygulamasının araştırıldığı bu çalışmada basınçlı hava motorlarının analizi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

3.1. Basınçlı Hava Motorlarının Avantajları

- Basınçlı havanın doldurma maliyeti düşüktür. Basınçlı havanın evlerde doldurulması durumunda dolum süresi yaklaşık 4–5 saat sürerken doldurma maliyeti ise yarıya düşmektedir [63].
- Sistem içten yanmalı motorlara uygulanabilmektedir.
- Yüksek basınçlı hava tankının tahrik ettiği motor çalıştırma anından itibaren moment üretebilmektedir.
- Kullanılan basınçlı hava alevlenmeyen bir yapıya sahiptir.
- İçten yanmalı motorlara sahip taşıt bataryalarının meydana getirdiği aşınma etkileri ortadan kalkmıştır.
- Basınçlı hava motorlarında kullanılan basınçlı hava depoları bataryalara nazaran daha uzun ömürlüdür.
- Basınçlı hava motorlarında kullanılan basınçlı hava depolarının geri dönüşümü bataryalara nazaran çevreyi daha az kirletmektedir.
- Basınçlı hava motorlarında gerekli görüldüğü takdirde hız değişimi çalışma basıncı değiştirilerek sağlanabilmektedir. Bu nedenle bu motorlarda transmisyon kullanılmayabilir.

- Sistemin içten yanmalı motorlara uygulanması durumunda buji, karbüratör, yakıt pompası vb. yakıt ve ateşleme sistemi parçalarına ihtiyaç duyulmamaktadır. Bu durum basınçlı hava motorlarının maliyetlerinin de düşmesine neden olmaktadır.
- Güç/Ağırlık oranı yüksek, çevresel zararları düşüktür [64]. Güç yoğunluğunun yüksek olması sebebiyle aynı güç için basınçlı hava motorlarının elektrik motorlarına göre boyutları daha küçüktür [65].
- Fosil kökenli yakıt taşıyan taşıyıcılardaki ölümcül kazalara neden olabilen tehlikeli yangın kazalarını ortadan kaldırır.
- Çevre sıcaklığından daha düşük sıcaklıklarda çalışabilir.
- Pnömatik için kabul edilebilir sınırlar dahilinde olmak koşuluyla sonsuz değişkenlikte güç karakteristikleri elde edilebilmektedir.
- Basınçlı hava motorlarının hibrit uygulamaları da mevcuttur.
- Hibrit basınçlı hava sistemlerinde kullanılan içten yanmalı motorlar oldukça az miktarda CO, HC üretirler.
- Egzoz akışkanını yeniden kullanabilmeleri sebebiyle termik verimleri yüksektir.
- Elektrikli taşıtların sınırlı hareket mesafesi ve yeniden doldurma problemleri için alternatif bir çözümdür.
- Hibrit uygulamalarda içten yanmalı motor en verimli çalıştırılabildiği devir sayısında çalıştırıldığı için gürültü, ateşleme, emme ve egzoz problemleri büyük ölçüde çözülmektedir.
- Hibrit uygulamalarda içten yanmalı motorun sabit devir sayısında çalıştırılması sebebiyle en düşük yakıt tüketimi elde edilmektedir. Özgül yakıt tüketimi taşıtın üzerindeki yükün değişmesi durumunda değişmemektedir.
- Silindir içerisinde yanma reaksiyonlarının olmamasından dolayı termal korozyon meydana gelmez. Bu nedenle daha az bakım gerektirir.
- Basınçlı hava motorları elektrik motorları ile kıyaslandığında daha az ısı meydana gelmektedir.
- Elektrikli taşıtlara nazaran aynı şartlarda daha uzun menzile sahiptir. Yapılan bir araştırmada aynı miktarda enerji kullanan pnömatik ve elektrik tahrikli taşıtların kat ettikleri oldukları mesafeler ölçülmüş, pnömatik tahrikli taşıtın yaklaşık 198

mil kat ederken aynı şartlarda elektrikli taşıtın 104 mil mesafe kat ettiği saptanmıştır (2001 Toyota Rav 4 EV taşıt mukayesede kullanılmıştır) [23].

- Basınçlı hava motorları elektrik motorlarında ihtiyaç duyulan aşırı yük koruma, manyetik starterlere ihtiyaç duymamaktadır [66].
- Yapılan bazı şehir içi simülasyon çalışmalarına göre pnömatik tahrik sistemlerinin çok önemli enerji tasarruf potansiyeline sahip oldukları ifade edilmiştir [67-70].

3.2. Basınçlı Hava Motorlarının Dezavantajları

- Hava sıkışabilmesi sebebiyle hava motorunun hızının sabitlenmesinde zorluklar yaşanabilmektedir.
- Egzoz yapılan gaz atmosfere atıldığı için hava sarfiyatı fazla olmaktadır.
- Hız ve hassas konum kontrolü bakımından zayıftırlar.
- Sistemde kullanılan havanın bünyesindeki nem dışarıya verimli bir şekilde atılmaması durumunda sistemde paslanmalar meydana gelmektedir.

3.3. Basınçlı Hava Motorlarının Kullanım Alanları

Basınçlı hava motorlarının günümüzde kullanım alanları ile ilgili yapılan araştırmalarda enerjinin depolanması, motosiklet, toplu taşıma, malzeme ve personel taşıma gibi pek çok uygulamasının bulunduğu görülmüştür.

Basınçlı hava sistemlerinin en önemli özelliklerinden birisi depoladığı enerji miktarını uzun süre depolayabilmesidir. Elektrik enerjisinin depolanabilmesi konusundaki sıkıntılar nedeniyle basınçlı hava sistemleri bu konuda rahatlıkla kullanılabilir. Sistemde termik, rüzgar ya da nükleer santralde üretilen elektrik enerjisi bir kompresör sistemini besleyerek yer altındaki mağaralarda basınçlı hava depolanmaktadır. Elektrik enerjisi bu şekilde uzun bir zaman depolanabilmektedir. Elektrik enerjisinin kullanılması gerektiğinde yeraltındaki basınçlı hava reküperatörden geçirildikten sonra önce yüksek basınç daha sonra da

alçak basınç türbinlerinden geçirilerek elektrik enerjisi üretilebilmektedir. Enerjinin bu şekilde depolanması önemli hidroelektrik potansiyeli bulunan ülkemiz için oldukça önemlidir. Ayrıca basınçlı hava kullanarak sabit tesislerde ihtiyaç durumunda elektrik üretme amacıyla basınçlı hava motorları kullanılabilir.

Basınçlı hava motorlarının bir diğer kullanım alanı ise basit olarak kısa mesafelerde kullanılan basınçlı hava motosikletleridir. Bu motosikletler basit düzenlemeler ile basınçlı hava motorlarına dönüştürülebilmektedirler. Bu motosikletlerin yaygınlaşması durumunda şehir içi araç trafik yoğunluğu, emisyonları ve gürültüsü azalacaktır. Basınçlı hava motosikletlerinin ülkemizde kullanılabilme potansiyeline bakıldığında oldukça önemli bir emisyon azalması meydana gelecektir. 2008 yılı motorlu karayolu taşıtları istatistiklerine göre ülkemizde kayıtlı motosiklet sayısı 2 308 095 tür. Tayvan çevre ajansının araştırmalarına göre 50 cc'lik 2 zamanlı bir motosiklet kat ettiği 1 km mesafe için standart bir otomobile göre 2,7 kat daha fazla CO, 6,7 kat daha fazla HC emisyonu üretmektedir. Bu nedenle basınçlı hava motorlarının motosiklet motorlarında kullanılması oldukça önemlidir. Yine aynı araştırmaya göre 125 cc'lik 4 zamanlı bir motosiklet, standart bir otomobile göre 2,4 kat CO ve 3,1 kat daha fazla HC emisyonu üretmektedir [24]. İstatistiki sayılar dikkate alındığında motosikletlerin basınçlı hava ile tahrik edilmesinin ülkemizde önemli emisyon azalmasına sebep olacağı açıktır.

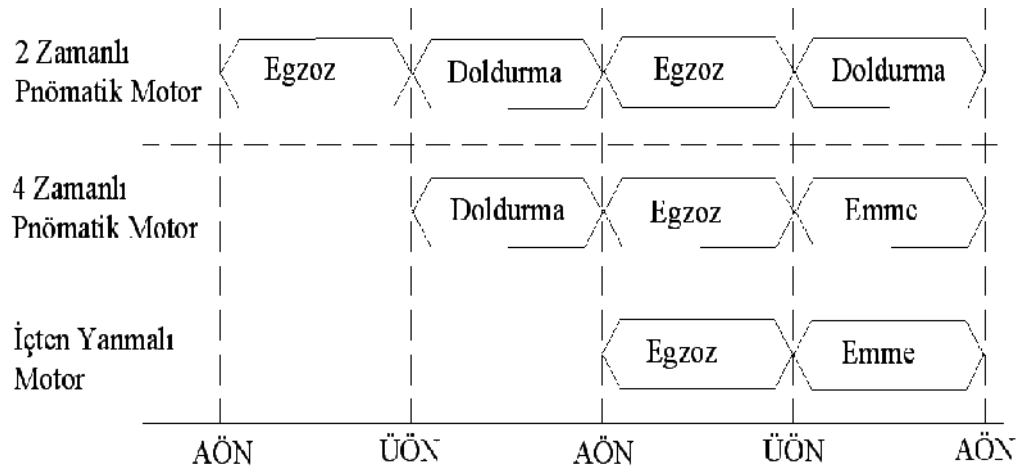
Basınçlı hava motorlarının bir diğer kullanım alanı da toplu taşıma araçlarıdır. Sağlıklı bir susturucu sistemi ile bu motorlar şehir içi toplu taşımasında oldukça başarılı olarak kullanılabilirler. Çevre dostu bu taşıtların yaygınlaşması halinde yine şehir içi araç yoğunluğu, emisyonları azalacaktır.

Yapılan araştırmalarda Meksika ve bazı güney Amerika ülkelerinde basınçlı hava kullanan taksilere rastlanmıştır. Sadece Meksika için bu sistemi kullanan araç sayısı 200 000'in üzerindedir. Araç sayılarına bakıldığında basınçlı hava kullanan taksilerin yaygınlaşmasının ülke ekonomisi için oldukça önemlidir.

Basınçlı hava motorları kapalı mekanlarda yapılan depolama, personel taşıma gibi hizmetlerde de kullanılabilir. Kapalı mekanlarda emisyonların oluşmasını engelleyen, yanma meydana getirmeyen bu motorlar gıda, kimya, rafineri ve silah fabrikaları gibi tesislerde rahatlıkla kullanılabilme potansiyeli bulunmaktadır.

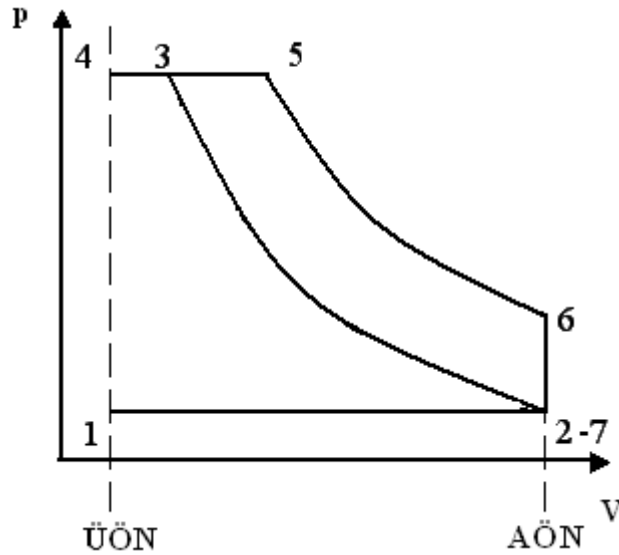
3.4. Çevrimlerine Göre Basınçlı Hava Motorları

Çevrimlerine göre basınçlı hava motorları iki ve dört zamanlı basınçlı hava motorları olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Şekil 3.1’de çevrim esaslarına göre basınçlı hava motorları ve içten yanmalı motorların kıyaslaması görülmektedir. İki zamanlı pnömatik motorun çalışmasında doldurma ve egzoz zamanları bulunmaktadır. Pistonun ÜÖN’den AÖN’ye hareketi sırasında doldurma zamanı gerçekleşmekte, AÖN’den ÜÖN’ye hareket sırasında ise egzoz işlemi meydana gelmektedir. Dört zamanlı pnömatik motorun çalışmasında ise emme, sıkıştırma, doldurma ve egzoz işlemi bulunmaktadır.



Şekil 3.1. Çevrim esaslarına göre basınçlı hava motorlarının içten yanmalı motorlarla kıyaslanması

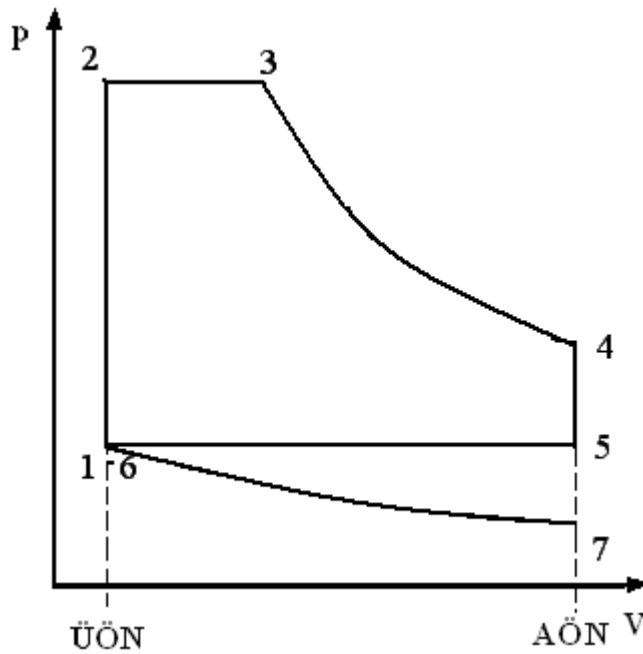
Şekil 3.2’de 4 zamanlı doğal emişli pnömatik motor çevrimine ait p-V grafiği görülmektedir. Bu çevrime göre krank milinin iki dönüşünde bir iş elde edilmektedir. 4 zamanlı pnömatik motorlarda zamanlar şu şekilde gerçekleşmektedir.



Şekil 3.2. Dört zamanlı pnömatik motor çevrimi (doğal emişli)

- *Emme Zamanı:* Emme supabı 1 noktasında açılmaktadır. Silindire 1 noktasından 2 noktasına kadar atmosferik basınçta taze hava alınmaktadır.
- *Sıkıştırma Zamanı:* 2 ve 3 noktaları arasında her iki supap kapalıdır. Silindir içerisindeki hava atmosferik basınçtan tank basıncına kadar sıkıştırılır. Grafikteki 3 noktasının yeri tank basıncına bağlı olarak değişebilmektedir.
- *Silindirin Doldurulması:* 3 ve 5 noktaları arasında doldurma supabı açıktır. Bu nedenle silindir içindeki basınç tank basıncı seviyesinde sabit tutulabilmektedir.
- *Genişleme:* 5 ve 6 noktaları arasında supaplar kapalıdır. Silindir içerisindeki hava 6 noktasına kadar genişleyerek atmosferik basınçtan daha yüksek bir değere kadar genişlemektedir.
- *Egzoz Zamanı:* 6 noktasında egzoz supabı açılır. Basınç önce atmosferik basınca kadar düşer (7 noktası), daha sonra piston ÜÖN'ye doğru hareket ederken silindir içerisindeki egzoz akışkanını dışarıya atmaktadır.

Şekil 3.3'te 4 zamanlı kayıp stroklu pnömatik motor çevrimine ait p-V grafiği görülmektedir. Bu çevrimde de krank milinin iki dönüşünde 1 iş elde edilmektedir. Bu çevrimin diğer 4 zamanlı pnömatik çevrimden farkı silindir içerisine doğal emişli motorlarda olduğu gibi emme havasının alınmamasıdır.



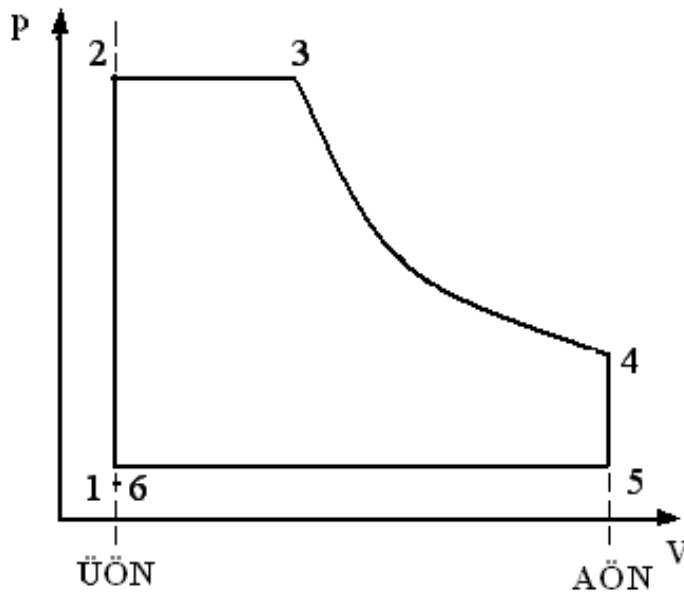
Şekil 3.3. Dört zamanlı pnömatik motor çevrimi (kayıp zamanlı)

- *Silindirin Doldurulması:* 1 ve 3 noktaları arasında doldurma supabı açıktır. Bu aralıkta hava tankından silindir içi basıncı tank basıncına ulaşincaya kadar basınçlı hava girişi meydana gelir. 2 ve 3 noktaları arasında doldurma işlemi sabit basınçta meydana gelmektedir.
- *Genişleme:* 3 ve 4 noktaları arasında supaplar kapalıdır. Silindir içerisindeki hava 4 noktasına kadar genişleyerek atmosferik basınçtan daha yüksek bir değere kadar genişlemektedir.

Doldurma supabının kapanma zamanı değiştirilerek 4 ve 5 noktalarını üst üste bindirilebilmesi sağlanabilmektedir. Bu durumda doldurulan havanın tam genişlemesi sağlanabilmektedir.

- *Egzoz Zamanı*: 4 noktasında egzoz supabı açılır. Basınç önce atmosferik basınca kadar düşer (5 noktası), daha sonra piston ÜÖN'ye doğru hareket ederken silindir içerisindeki egzoz akışkanını dışarıya atmaktadır. Egzoz zamanı 6 noktasına kadar devam etmektedir. 6 noktasında egzoz supabı kapanmaktadır.
- *Kayıp Zaman (Lost strokes)*: 6-7-1 noktaları arasında tüm supaplar kapalıdır. İlk olarak silindir içerisindeki hava 6-7 aralığında genişlemekte sonrasında ise 7-1 aralığında silindir içi basıncı atmosferik basınca ulaşınca kadar sıkıştırma yapılmaktadır.

Şekil 3.4'te iki stroklu pnömatik motorun p-V grafiği görülmektedir. Bu grafik 4 zamanlı pnömatik motor çevrimine oldukça benzemektedir. Bu çevrimde diğer çevrimde bulunan 6-7-1 aralığındaki çevrim kayıpları bulunmamaktadır. Ayrıca bu çevrimde krank milinin 1 dönüşünde çevrim işi elde edilmektedir.

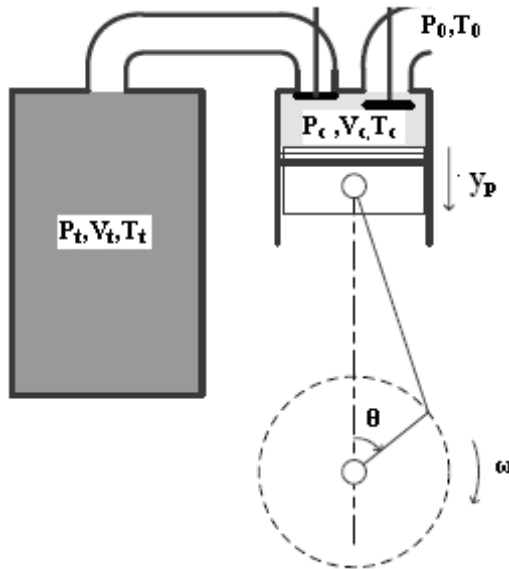


Şekil 3.4. İki zamanlı pnömatik motor çevrimi

- *Doldurma Zamanı:* Sisteme 1-3 aralığında basınçlı havanın alındığı aralıktır. 3 noktasında doldurma supabı kapanmakta, genişleme işlemi başlamaktadır. Sistemde genişleme işlemi 3-4 aralığında gerçekleşmektedir.
- *Egzoz Zamanı:* 4 noktasında egzoz supabı açılmakta ve silindir içerisindeki basınç hızla düşmektedir. 5-1 aralığında piston AÖN'den ÜÖN'ye doğru hareket etmekte ve açık olan egzoz supabından egzoz akışkanı dışarı atılmaktadır. Sistemde boşaltma işlemi tamamlandıktan sonra 6 noktasında egzoz supabı kapatılmaktadır.

3.5. Silindir – Basınçlı Hava Tankı Etkileşimi

Basınçlı hava motorlarının termodinamik analizleri bir çevrim için yapılabildiği gibi zamana bağlı olarak da ifade edilebilmektedirler. Bu analizler yapılmadan önce bir basınçlı hava tankı-silindir modeli oluşturulmalıdır. Silindir içerisindeki süreç incelendiğinde genel olarak aşağıdaki bağıntıları üretmek mümkündür. Şekil 3.5'te basınçlı hava tankı-silindir modeli görülmektedir.



Şekil 3.5. Basınçlı hava tankı-silindir modeli

$$\frac{dE}{dt} = \dot{m}_i h_i - \dot{m}_o h_o - p \frac{dV}{dT} \quad (3.1)$$

$$pV = m R T \quad (3.2)$$

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_o \quad (3.3)$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{4} \pi D^2 y_p = f(\omega, \theta) \quad (3.4)$$

$$E = m c_v T \quad (3.5)$$

$$h = c_p T \quad (3.6)$$

Türetilen ifadeler incelendiğinde enerji değişimine kütle, mekanik iş transferi tesir etmektedir. Hava ideal gaz kabul edildiğinden ideal gaz eşitliğine mutlaka yer verilmelidir.

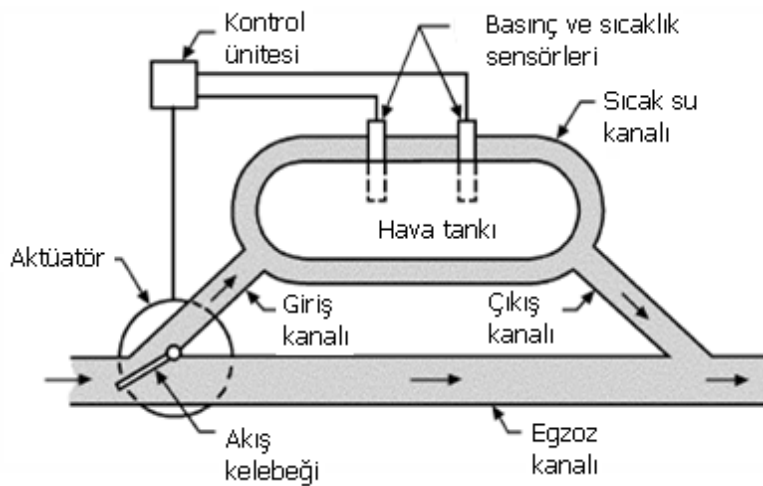
Silindir içerisinde çevrimi bütünüyle etkileyen ana faktör sisteme gönderilen ve sistemden atılan kütle miktarlarıdır. Kütle akışı ise yalnızca emme ve egzoz valflerinin zamanlamasıyla değiştirilmektedir [71].

Basıncı hava motorlarında kullanılan basınçlı havanın toplandığı, muhafaza edildiği basınçlı hava tankının boyutlandırılmasında genel olarak çalışma basıncı ve kompresör çıkış debisi dikkate alınmaktadır. Basıncı hava motorunun çalışma koşullarına bağlı olarak talep edilen basınçlı hava miktarındaki değişime bağlı olarak değişken talep gösteren sistemler için tank hacmi aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$V_t = \frac{3 C p_a}{p_t} \quad (3.7)$$

Tank hacmi ifadesinde V_t , m^3 cinsinden tank hacmini, C m^3/min cinsinden kompresör çıkış debisini, p_a kPa cinsinden atmosferik basıncı, p_t ise kPa cinsinden tankın çalışma basıncını vermektedir. İlgili formülde gösterilen 3 çarpım katsayısı değişken talepli çalışma durumları için tank hacminin kompresör çıkış değerinden 3 misli fazla bir kapasiteye sahip olması esasına dayanmaktadır [69].

Tank hacminin belirlenmesinin yanı sıra tank sıcaklığının da sabit tutulması son derece önemlidir. Termodinamik analizlerde de görüleceği üzere durum noktalarının belirlenmesinde tank sıcaklığı son derece önemlidir. Çevrim kabulleri yapılırken basınçlı hava tankının çevreden izole edildiği kabul edilmiştir. Çalışmanın gerçek uygulamalarında ise yapılan araştırmalara göre kanallı tank cidarları arasında sıcak akışkan dolaştırılarak basınçlı hava tankının sabit sıcaklıkta tutulması sağlanmaktadır.



Şekil 3.6. Schecter'in basınçlı hava tank izolasyonu

Şekil 3.6'da Schecter'in basınçlı tank izolasyonu görülmektedir. Şekilde görülen aktüatör bir kontrol ünitesine bağlıdır. Kontrol ünitesi basınç ve sıcaklık sensörlerinden aldığı verileri kontrol ederek aktüatöre kumanda etmektedir. Kumanda klapesinin açıklık miktarının değiştirilmesi kanallardan geçen akışkan miktarını değiştirdiğinden basınçlı hava tankı motorun çeşitli çalışma koşullarında basınç ve sıcaklık değişikliklerinden etkilenmemektedir [71].

Chun Tai ve arkadaşları basınçlı hava tanklarının sıcaklıklarını ifade eden nümerik bir ifade türetmişlerdir. Bu ifadeye göre basınçlı hava tankının sıcaklığı tankın maksimum basıncına p_{mt} ve adyabatik “k” sabitine bağlıdır. Araştırmacıların türetmiş olduğu ifade aşağıdaki gibidir [67].

$$T_t = 320 p_{mt}^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.8)$$

Basınçlı hava tankları sabit hacimli ve adyabatik olarak kabul edilmektedir. Yüksek basınçlı hava tüplerinin motorun bir çevrimi için kütle, sıcaklık ve basınç değişimi aşağıdaki eşitliklerle bulunabilmektedir.

$$m_t = \int dm_t \quad (3.9)$$

Yukarıdaki ifadede yer alan dm_t bir çevrimde tank içindeki kütle değişimini ifade etmektedir. Bu değer motorun doldurulması sırasındaki motora gönderilen hava miktarına ya da tankın doldurulması sırasında kompresör içindeki hava kütlesi değişimine eşittir.

Tank sıcaklığının belirlenmesinde iki yaklaşım vardır. Bir çevrim için tankın doldurulması sırasında tank sıcaklığındaki değişim;

$$dT_t = \int \frac{k(T_c - T_t)}{m_t} dm_t \quad (3.10)$$

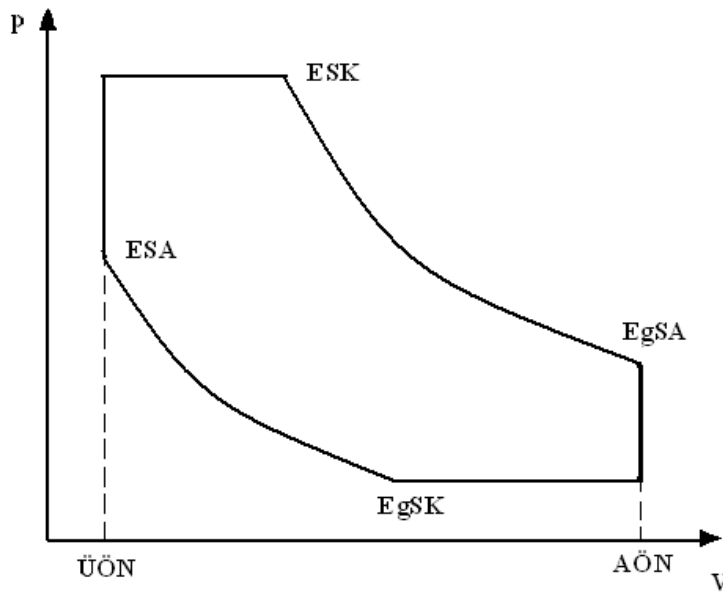
Tankın deşarjı sırasında tank sıcaklığındaki değişim;

$$dT_t = \int \frac{(k-1)T_t}{m_t} dm_t \quad (3.11)$$

İfadelerde yer alan T_c , T_t simgeleri sırasıyla kompresör sıcaklığı ve tank sıcaklığını ifade etmektedir [72].

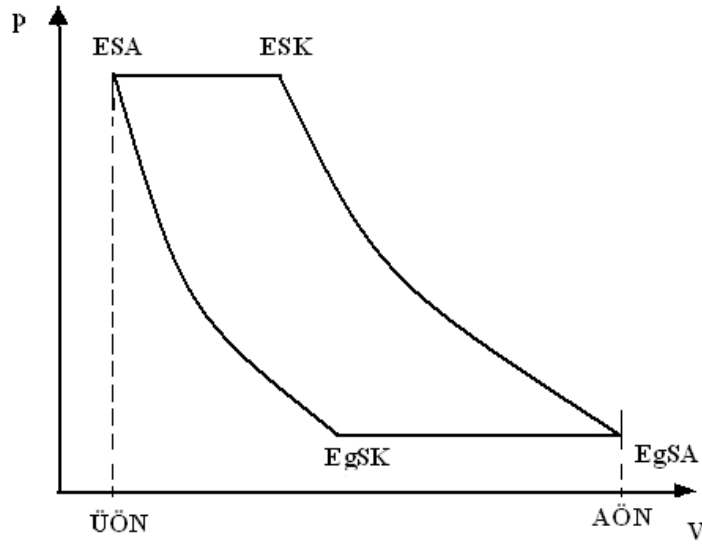
3.6. Basınçlı Hava Motorlarının Termodinamik Analizi

Yapılan araştırmalar sırasında basınçlı hava motorları ile ilgili uygulanabilecek pek çok çevrim grafiğine rastlanmıştır.



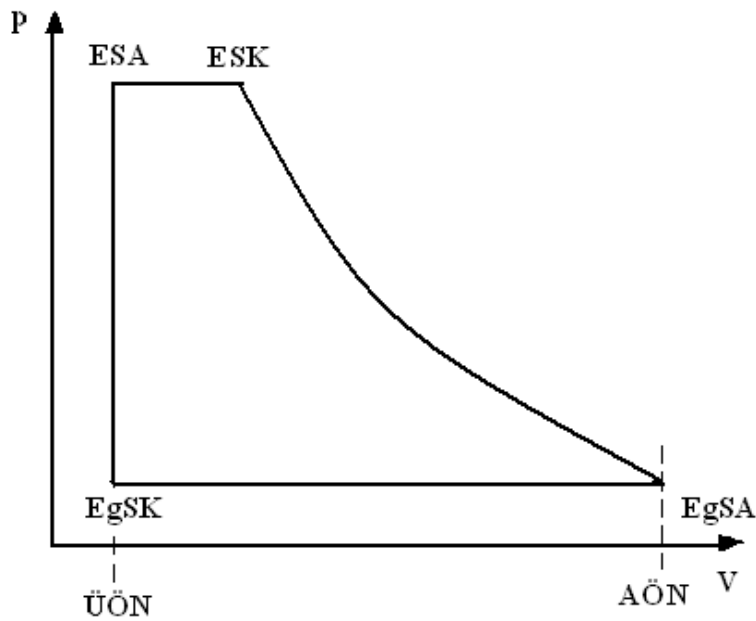
Şekil 3.7. Chun Tai'nin basınçlı hava çevrimi [67]

Şekil 3.7'de Chun Tai'nin basınçlı hava çevrimi görülmektedir. Bu grafiğe göre çevrime iki aralıkta basınçlı hava verilmekte, genişleme ve egzoz işlemleri adyabatik olarak gerçekleşmekte, iki aralıkta da egzoz işlemi gerçekleşmektedir.



Şekil 3.8. Magnus Andersson, Bengt Johansson ve Anders Hultqvist'in basınçlı hava çevrimi

Şekil 3.8'de Magnus Andersson, Bengt Johansson ve Anders Hultqvist'in basınçlı hava çevrimi görülmektedir. Bu çevrime göre iki aralıkta basınçlı hava verilmekte, genişleme ve egzoz işlemleri adyabatik olarak gerçekleşmekte, bir aralıkta da egzoz işlemi gerçekleşmektedir [68].

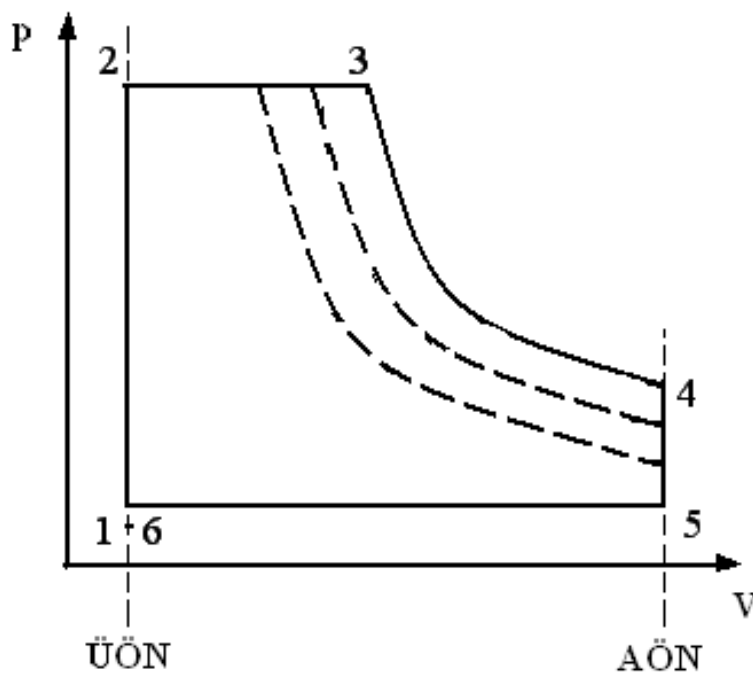


Şekil 3.9. Michael M. Schechter'in basınçlı hava çevrimi

Şekil 3.9’da Michael M. Schechter’in basınçlı hava çevrimi görülmektedir. Çevrimde 1-2 aralığında sisteme basınçlı hava verilmekte, adyabatik genişleme sağlandıktan sonra 3-1 aralığında egzoz işlemi gerçekleşmektedir [69].

Şekil 3.10’da ideal bir basınçlı hava çevrimi görülmektedir. Basınçlı hava çevrimi silindirlerin basınçlı hava ile doldurulması, genişleme işinin elde edilmesi ve egzoz akışkanının dışarı atılması olmak üzere temelde üç aşamadan meydana gelmektedir. Çevrim krank milinin bir tam tur dönmesi ile tamamlanmaktadır. Bu bakımdan iki zamanlı motorlara benzemektedir. İki zamanlı motor esasına göre çalışan basınçlı hava motorları düşük sürtünme kayıpları ile yüksek motor momenti elde edilmesini sağlarlar.

Basınçlı hava motorlarının elde ettiği net iş alanı emme valfinin kapanma zamanına bağlı olarak değişmektedir. Kapanma zamanlamasına bağlı olarak net iş alanındaki değişim aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Düşük yük durumlarında 2 ve 3 noktaları üst üste gelebilmektedir.



Şekil 3.10. İdeal basınçlı hava çevrimi

Çevrim kabulleri;

- Termodinamik açıdan sistem açık sistem olup periyodik şartlarda madde giriş ve çıkışına tabidir.
- Çalışma maddesinin yer değiştirmesi sırasında hidrodinamik sürtünmeden doğan basınç farklılıkları termodinamik basınca kıyasla ihmal edilebilir.
- Çalışma maddesi hava olup ideal gaz kabul edilmiştir.
- Sistem içindeki kütle zamanla değişmemektedir.
- Sistemde kabul edilen sıcak kaynak izole edilmiş basınçlı hava tüpüdür.

Çevrim analizi boyunca çalışma akışkanının termodinamik özellikleri sabit kabul edilmiştir. Çevrim 1 noktasında doldurma valfinin açılması ile başlar. 1 noktasından 2 noktasına kadar sabit hacimde, 2 noktasından 3 noktasına kadar sabit basınçta silindire basınçlı hava sevk edilir. 3 noktasında doldurma valfi kapanır. Gerçekte çevrimin net işi dolgu valfinin kapanma zamanının değiştirilmesi ile değiştirilebilmektedir.

Grafikteki kesikli çizgiler farklı yüklerde çevrim işinin değişimini göstermektedir. 1–2 aralığında ısı kaybı olmaksızın açık sistemler için termodinamiğin 1. kanunu uygulanırsa;

$$m_2 u_2 - m_1 u_1 = (m_2 - m_1) h_t \quad (3.12)$$

$$\frac{p_2 V_2}{RT_2} c_v T_2 - \frac{p_1 V_1}{RT_1} c_v T_1 = (m_2 - m_1) c_p T_t \quad (3.13)$$

ifadesi türetilir. (3.13) no'lu eşitlikten faydalanarak sisteme 1-2 aralığında sürülen kütle miktarı bulunabilmektedir. Ayrıca sisteme sürülen kütle;

$$m_2 - m_1 = \frac{V_m}{R} \left(\frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right) \quad (3.14)$$

ifadesinden de hesaplanabilmektedir.

V_1 hacminin V_2 hacmine eşit olmasından dolayı Eş. 3.12 T_2 sıcaklık ifadesini türetmek için aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir [50].

$$\frac{p_2}{T_2} c_v T_2 - \frac{p_1}{T_1} c_v T_1 = \left(\frac{p_t}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right) c_p T_t \quad (3.15)$$

$$c_v p_2 - c_v p_1 = \left(\frac{p_t}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right) c_p T_t \quad (3.16)$$

T_2 sıcaklığı (3.16) no'lu eşitliklerden türetilebilir.

$$T_2 = \frac{p_t}{\frac{(p_2 - p_1)}{k T_t} + \frac{p_1}{T_1}} \quad (3.17)$$

$$p_1 = p_{atm} \quad (3.18)$$

$$V_1 = V_2 \quad (3.19)$$

2-3 aralığında sabit basınçta durum değişimi meydana gelmektedir.

$$m_3 u_3 - m_2 u_2 = (m_3 - m_2) h_t - p_t (V_3 - V_2) \quad (3.20)$$

$$m_3 = \frac{p_t V_3}{R T_t} - m_2 \left(\frac{T_2}{k T_t} - 1 \right) - \frac{p_t V_2}{c_p T_t} \quad [50] \quad (3.21)$$

ifadesiyle sisteme sürülen kütle miktarı hesaplanabilir. Ayrıca 2-3 aralığında sisteme sürülen kütle miktarı;

$$m_3 - m_2 = \frac{p_3 V_3}{R T_3} - \frac{p_2 V_2}{R T_2} \quad (3.22)$$

ifadesiyle hesaplanabilir.

T_3 sıcaklığı, V_3 hacmi ve 2–3 aralığında meydana gelen basınçlı hava işi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$T_3 = \frac{p_3 V_3}{m_3 R} \quad (3.23)$$

$$V_3 = V_{23} + V_1 \quad (3.24)$$

$$W_{23} = p_3 (V_3 - V_2) \quad (3.25)$$

V_3 hacmi 2 ve 3 noktaları için ideal gaz yasalarına göre yazılan denklemlerden elde edilmiştir. Ayrıca V_3 hacmi KMA cinsinden pistonun aldığı yol dikkate alınarak da bulunabilmektedir. Buna göre pistonun aldığı yol: $s = r \left(1 - \cos \theta + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \theta \right)$ olduğuna göre V_3 hacmi $V_3 = V_{23} + V_1$ ifadesi ile hesaplanabilmektedir.

Sisteme sürülen toplam kütle;

$$m_3 - m_1 = (m_3 - m_2) + (m_2 - m_1) \quad (3.26)$$

$$m_3 - m_1 = \frac{p_3 V_3}{R T_3} - \frac{p_1 V_1}{R T_1} \quad (3.27)$$

3–4 aralığında tersinebilir adyabatik genişleme meydana gelmektedir. Adyabatik durum değişimine göre T_4 sıcaklığı ve genişleme işi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} \quad (3.28)$$

$$W_{34} = m_3 (u_3 - u_4) \quad (3.29)$$

$$V_4 = V_5 \quad (3.30)$$

5–1 aralığında atmosferik basınçta egzoz borularına egzoz akışkanının akışı devam eder. Bu aralıkta meydana gelen egzoz işi;

$$W_{51} = p_1(V_1 - V_5) \quad (3.31)$$

$$p_5 = p_1 \quad (3.32)$$

Çevrimin özgül işi; türetilen (3.25), (3.26), (3.29) ve (3.31) no'lu eşitliklere göre meydana gelen toplam işin basınçlı hava tankından gönderilen hava miktarına oranı olarak tarif edilebilir.

$$\delta_{\phi} = \frac{m_3(u_3 - u_4) + p_3(V_3 - V_2) - |p_1(V_1 - V_5)|}{m_3 - m_1} \quad (3.33)$$

Çevrim verimi sistemden elde edilen net işin, sisteme gönderilen akışkanın sıkıştırma enerjisine oranıdır. Buna göre sistemin verimi aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

Herhangi bir basınçta 2 kademeli bir kompresörün harcadığı özgül iş [70];

$$w_c = 2 \frac{n R T_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_x}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (3.34)$$

Özgül işin sisteme sürülen kütle miktarı ile çarpılması sonucu sisteme harcanan enerji miktarı bulunabilmektedir. (3.35) no'lu ifadede yer alan p_x değeri 1. ve 2. kademeler arasındaki geçiş basıncıdır. p_x basıncı şu şekilde hesaplanmaktadır.

$$p_x = (p_1 \cdot p_2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.35)$$

(3.34) no'lu eşitlik yardımıyla sıkıştırma için harcanan enerji miktarının hesaplanmasından sonra basınçlı hava motorlarının verimi sistemden alınan enerjinin hesaplanan sıkıştırma işine oranı olarak ifade edilebilir.

$$\eta_{BHM} = \frac{W_{net}}{W_c} \quad (3.36)$$

3.7. Farklı Çalışma Basınçlarında Teorik Net İş ve Motor Verimin Hesaplanması

Basınçlı hava motorları ile ilgili termodinamik ifadelerin türetilmesinden sonra farklı çalışma basınçlarında net iş ve motor verimleri deney motorunun boyutları dikkate alınarak hesaplanmıştır. Buna göre örnek olarak 10 bar çalışma basıncı için net iş ve motor verimi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

Basınçlı hava motoruna ait p-V diyagramına uygun olarak V_1 , V_2 , V_3 , V_4 , V_5 hacimleri;

$$V_1 = V_2 = 4,85 \cdot 10^{-5} m^3$$

$$V_3 = 1,22 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$V_4 = V_5 = 3,94 \cdot 10^{-4} m^3$$

Çevrim grafiğine uygun olarak kabul edilen basınç ve sıcaklık değerleri;

$$p_1 = p_5 = 101,3 kPa$$

$$p_2 = p_3 = p_t = 1000 kPa$$

$$T_1 = T_t = 300 K$$

Eş. 3.17 kullanılarak T_2 sıcaklığının bulunması;

$$T_2 = \frac{p_t}{\frac{(p_2 - p_1)}{k T_t} + \frac{p_1}{T_1}} = \frac{1000}{\frac{(1000 - 101,3)}{1,4 \cdot 300} + \frac{101,3}{300}} = 403,551 \text{ K}$$

Eş. 3.12'den yararlanılarak 1-2 aralığında $m_2 - m_1$ kütle değişiminin hesaplanması;

$$m_2 - m_1 = \frac{p_2 V_2}{R T_2} - \frac{p_1 V_1}{R T_1} = \frac{1000 \cdot 4,85 \cdot 10^{-5}}{0,273 \cdot 403,551} - \frac{101,3 \cdot 4,85 \cdot 10^{-5}}{0,273 \cdot 300}$$

$$m_2 - m_1 = m_2 = 3,8 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

Sisteme 1 çevrimde gönderilen toplam kütle;

$$\begin{aligned} m_3 &= \frac{p_t V_3}{R T_t} - m_2 \left(\frac{T_2}{k T_t} - 1 \right) - \frac{p_t V_2}{c_p T_t} \\ &= \frac{1000 \cdot 1,22 \cdot 10^{-4}}{0,273 \cdot 300} - 3,8 \cdot 10^{-4} \left(\frac{403,551}{1,4 \cdot 300} - 1 \right) \\ &\quad - \frac{1000 \cdot 4,85 \cdot 10^{-5}}{1,004 \cdot 300} \end{aligned}$$

$$m_3 = 1,29 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

T_3 ve T_4 sıcaklıklarının hesaplanması;

$$T_3 = \frac{p_3 V_3}{m_3 R} = \frac{1000 \cdot 1,22 \cdot 10^{-4}}{1,29 \cdot 10^{-3} \cdot 0,273} = 329,52 \text{ K}$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = 329,52 \left(\frac{1,22 \cdot 10^{-4}}{3,94 \cdot 10^{-4}} \right)^{1,4-1} = 206,17 \text{ K}$$

Sistemin net işi W_{23} , W_{34} ve W_{51} işlerinin toplamıdır. Buna göre;

$$W_{23} = p_2(V_3 - V_2) = 1000 (1,22 \cdot 10^{-4} - 4,85 \cdot 10^{-5}) = 0,0735 \text{ kJ}$$

W_{34} genişleme işinin hesaplanmasında bulunan T_3 ve T_4 sıcaklıklarına ait iç enerji değerleri havaya ait termodinamik durum tablolarından alınmıştır.

$$T_3 = 329,52 \text{ K} \quad u_3 = 320,29 \text{ kJ/kg}$$

$$T_4 = 206,17 \text{ K} \quad u_4 = 206,97 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{34} = m_3 (u_3 - u_4) = 0,00129 (320,29 - 206,97)$$

$$W_{34} = 0,146 \text{ kJ} = 146 \text{ J}$$

$$W_{51} = p_1 (V_1 - V_5) = 101,3 (4,85 \cdot 10^{-5} - 3,94 \cdot 10^{-4})$$

$$W_{51} = -0,035 \text{ kJ} = -35 \text{ J}$$

$$W_{net} = W_{23} + W_{34} + W_{51}$$

$$W_{net} = 73,5 + 146 - 35 = 184,5 \text{ J}$$

Basıncılı hava motorlarının verim hesabında sisteme sürülen enerji miktarı bulunurken sisteme gönderilen kütle miktarı özgül kompresör işi ile çarpılmaktadır. Buna göre kompresör işi;

$$W_c = m_3 |w_c| = 1,29 \cdot 10^{-3} \cdot |-253,34| = 326,81 \text{ J}$$

Eş. 3.36 yardımıyla 10 bar çalışma basıncında basıncılı hava motorunun teorik verimi;

$$\eta_{BHM} = \frac{W_{net}}{W_c} = \frac{184,5}{326,81} = \% 56$$

10, 15, 20, 25 ve 30 bar çalışma basınçlarına ait teorik verim değerleri EK-6'da verilmiştir.

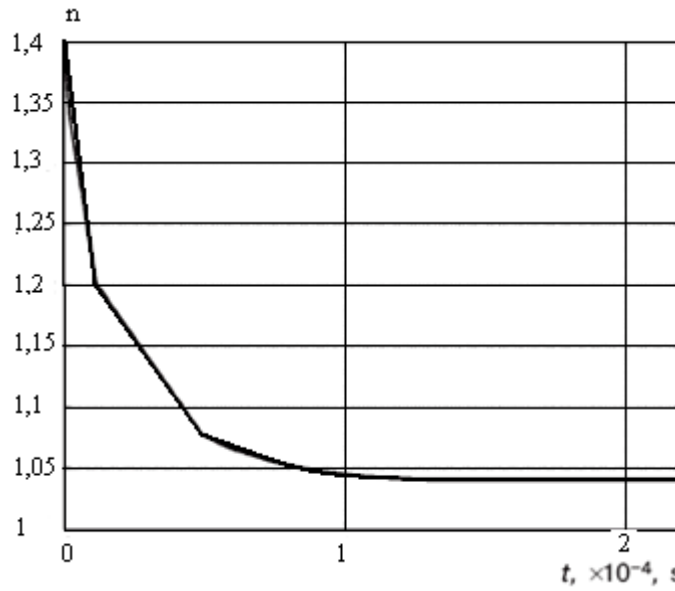
3.8. Gerçek Çevrimde Politropik Genişleme Katsayısının Değişimi

Basıncılı hava motorlarında silindirin gerçek doldurulması işlemi, sisteme sürülen akışkan miktarının sürekli değişmesi sebebiyle termodinamik hesaplamalarda karmaşıklığa sebep olmaktadır [74]. Termodinamik ifadelerde yer alan “k” adyabatik üssünün anlık değişimlerinin belirlenmesi termodinamik sonuçların daha sağlıklı bulunmasına neden olacaktır.

Doldurma işleminin başlangıcında politropik sabit k değerine eşit olurken daha sonra bu değer azalmaktadır. “n” politropik üssünün değişimi aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$n = 1 + \left| \frac{\sigma_a(k-1)}{\sigma} \right| \quad (3.37)$$

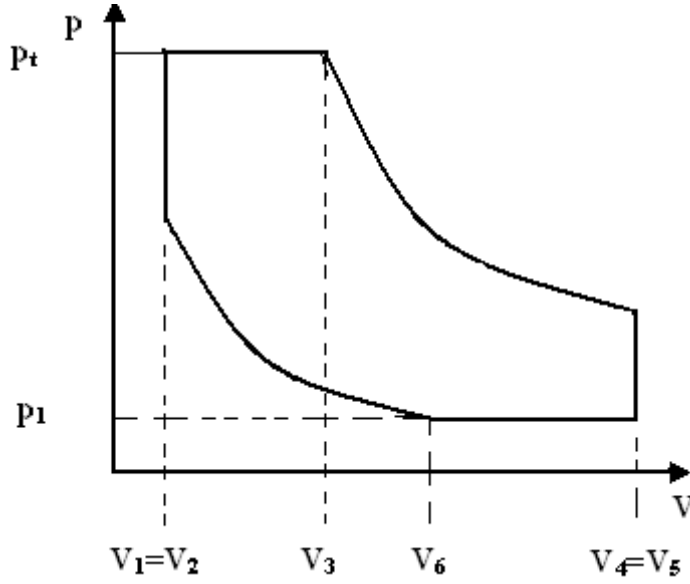
$\sigma_a = p_a/p_1$, $\sigma = p/p_1$ olarak tanımlanmaktadır. p_a atmosferik basınç, p_1 akışkanın silindire giriş basıncı, p ise silindir içi anlık basıncı göstermektedir. “n” adyabatik üstür. Şekil 3.11’de zamana bağlı olarak politropik üssün değişim grafiği görülmektedir.



Şekil 3.11. Politropik genişleme katsayısının genişleme zamanına göre değişimi

3.9. Basınçlı Hava Motorlarında Minimum Hava Tüketiminin Sağlanması

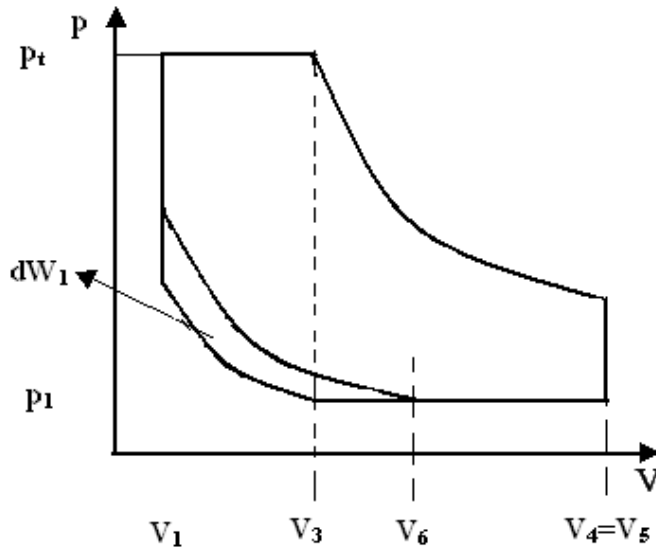
Teorik analizi yukarıda yapılan basınçlı hava motorlarında supapların açılıp kapanma zamanlarındaki gecikmeler, basınçlı havanın ataleti, silindir içindeki negatif iş gibi nedenlerden dolayı net iş alanı azalmaktadır. Şekil 3.12’de Michael B. Levin and Guido Barta’nın basınçlı hava çevrimi görülmektedir. Araştırmalarına göre hava tüketiminin azalmasında en önemli faktörler emme valfinin kapanma zamanı ve egzoz valfinin açılma zamanıdır. Bu zamanlamaları dikkate alarak araştırmacılar aşağıdaki eşitlikleri türetmişlerdir.



Şekil 3.12. Michael B. Levin and Guido Barta'nın basınçlı hava çevrimi

Araştırmacılar p_t ve p_1 basınçları arasında hacimler dikkate alınarak aşağıdaki eşitlikleri türetmişlerdir.

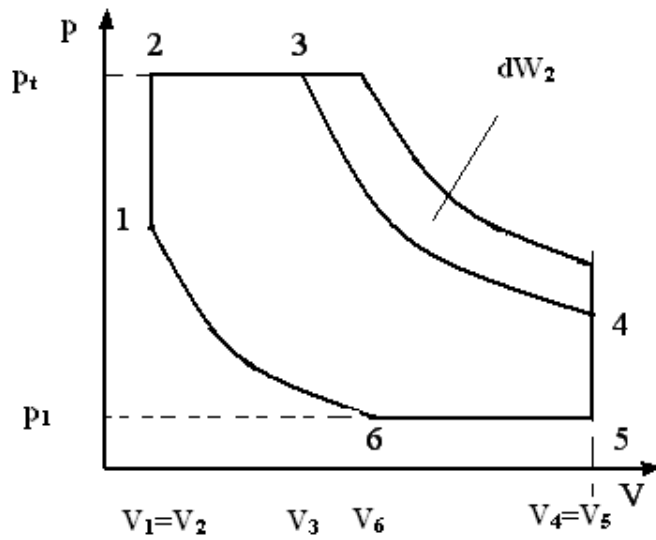
$$p_t^{\frac{1-k}{k}} \left[\left(\frac{V_6}{V_1} \right)^{k-1} - 1 \right] = p_1^{\frac{1-k}{k}} \left[1 - \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} \right] \quad (3.38)$$



Şekil 3.13. Egzoz kapanmasına bağlı olarak meydana gelen iş kaybı

Şekil 3.13'te egzoz kapanmasına bağlı olarak meydana gelen iş kaybı görülmektedir. V_3 hacmi sabit tutularak V_6 hacminin azaltılması durumunda diğer bir ifadeyle egzoz kapanma noktasının avansa alınmasıyla dW_1 iş kaybı meydana gelmektedir. dW_1 iş alanı aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilmektedir.

$$dW_1 = c_p T_6 \left[\left(\frac{V_6}{V_1} \right)^{k-1} - 1 \right] dm \quad (3.39)$$



Şekil 3.14. Emme kapanmasına bağlı olarak meydana gelen iş kazancı

Şekil 3.14'te emme kapanmasına bağlı olarak meydana gelen iş kazancı görülmektedir. V_6 hacmi sabit tutularak V_3 hacminin geciktirilmesi durumunda diğer bir ifadeyle emme kapanma noktasının geciktirilmesi ile dW_2 iş kazancı meydana gelmektedir. dW_2 iş alanı aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilmektedir.

$$dW_2 = c_p T_t \left[1 - \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} \right] dm \quad (3.40)$$

İfadelerde yer alan d_m gönderilen ek hava kütesini göstermektedir. Minimum hava tüketimini sağlayabilmek için $\frac{dW_1}{dm} = \frac{dW_2}{dm}$ olmalıdır. $\frac{dW_1}{dm} < \frac{dW_2}{dm}$ olması durumunda eşitliğin sağlanabilmesi için V_3 ve V_6 hacminin artırılması gerekmektedir. $\frac{dW_1}{dm} > \frac{dW_2}{dm}$

olması durumunda ise eşitliğin sağlanabilmesi için V_3 ve V_6 hacimlerinin azaltılması gerekmektedir.

3.10. Basınçlı Hava Motorlarının Hava Sarfiyatı ve Boru Çapının Hesaplanması

Basınçlı hava motorlarının hava tüketimi ve boru çapının hesaplanmasında termodinamik analiz sonuçlarına göre hesaplanan çevrim başı kütle esas alınmıştır. Pascal Higelin ve arkadaşlarının yapmış olduğu simülasyon çalışmasında aynı motor ebatları için maksimum hava tüketimine göre hesaplamalar yapılmıştır. Bu nedenle boru çapı hesaplamasında öncelikli olarak maksimum çalışma basıncında sisteme sürülen kütle miktarı hesaplanmıştır.

Basınçlı hava motorunun teorik hava tüketimi hesaplandıktan sonra boru uzunluğu, çalışma basıncı ve sistemdeki basınç düşmesi değişkenlerine göre boru çapı bulmaya yarayan Festo firmasına ait nomogram kullanılarak boru iç çapı bulunmuştur.

3.11. Sistemde Kullanılan Boruların Tanıtımı

Pnömatik sistemlerde basınçlı havayı ileten borular genellikle çelikten imal edilmektedirler. Kullanılan basınçlı hava borularının malzeme seçiminde çevre sıcaklığı, çevrenin ve havanın rutubet, toz durumu, boru malzemesinin korozyon direnci ve borunun çalışma şartları göz önünde bulundurulur. Yaygın olarak kullanılan pnömatik sistemler genel olarak 8–12 bar basınç aralığında çalışmaktadırlar. Basınçlı hava motorlarında çalışma basıncının maksimum 30 bar olması sebebiyle sistemin güvenliği düşünülerek tek dikişli yüksek basınca dayanıklı elastik hortumlar kullanılmıştır. Elastik hortumların çalışma basınçları maksimum 180 bardır. Sistemdeki herhangi bir tıkanıklık basınçlı hava hattı üzerinde basınç yükselmesine neden olacağından yüksek basınçlı hava hortumları sistemin emniyetini sağlamaktadır. Basınçlı havayı taşıyan borularda boru uzunluğuna bağlı olarak basınç düşmeleri meydana gelmektedir. Ancak bu çalışmada boru uzunlukları ihmal edilebilir seviyede basınç kayıpları içermektedir. Boru iç çapları belirlenirken

boru içerisinde akışkanda müsaade edilen akış hızı, çalışma basıncı, müsaade edilen basınç düşümü, boru uzunluğu ve boru hattındaki kısıtlayıcı sayısı (kısılma meydana getiren eleman sayısı) dikkate alınmaktadır.

Borular ile ilgili ayrıntılı bütün temel değerler DIN 2353 ve DIN 2367 de, boru bağlantıları ile ilgili olan temel değerler de DIN 2385 ile DIN 2391 no'lu standartlarda belirlenmiştir.

3.12. Basınçlı Hava Motorunun Supap Zamanlamalarının Belirlenmesi

Deney motorunun optimum supap zamanlama noktalarının belirlenmesinde literatür araştırmaları, içten yanmalı benzinli motorların supap zamanlamaları ve supap açık kalma süreleri incelenmiştir. Basınçlı hava motorlarının emme supap zamanlamaları incelendiğinde motor hacmine ve birim zamandaki çevrim sayısına göre supap zamanlamalarının belirlendiği gözlemlenmiştir.

Çizelge 3.1. Higelin'in basınçlı hava motorunun supap zamanlamaları [49]

	4 zamanlı	4 zamanlı (emme subabı devre dışı)	2 zamanlı
Emme açılma	-10°	-	-
Emme kapanma	190°	-	-
Şarj supabı açılma	320°	345°	-15°
Şarj supabı kapanma	440°	410°	50°
Egzoz açılma	530°	530°	160°
Egzoz kapanma	10°	10°	-60°

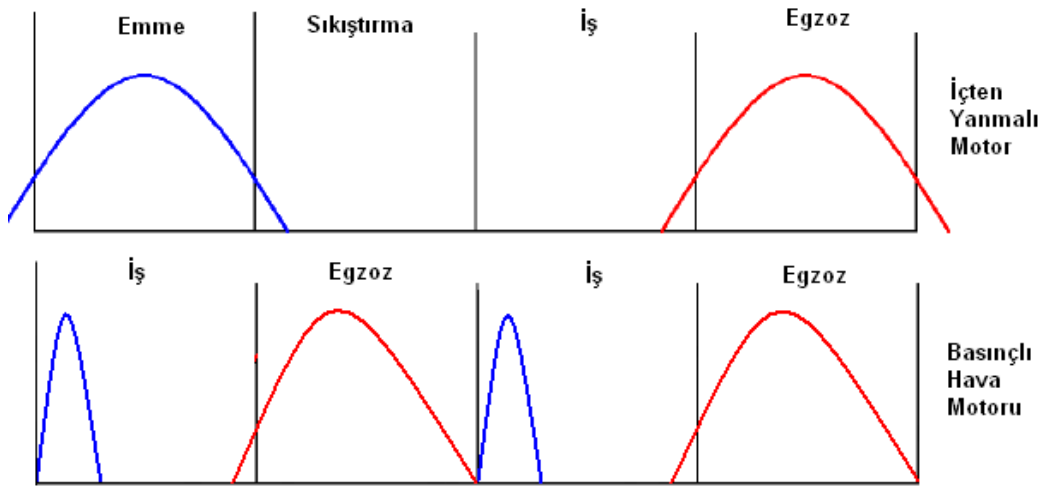
Çizelge 3.1'de P. Higelin'in basınçlı hava motorunun supap zamanlamaları görülmektedir. Bu motorun 2 zamanlı motorlar için emme supap zamanlamasına bakıldığında doldurma supabının ÜÖN'den 15° önce açıldığı ÜÖN'yi 50° geçte kapandığı görülmektedir. Emme supabının açık kalma süresi 65°'dir.

Zamanlaması verilen deney motoru 400 cc motor hacmine sahiptir. İdeal çevrim grafikleri de incelendiğinde silindire basınçlı havanın piston ÜÖN’de iken verildiği gözlemlenmiştir. Bu veriler dikkate alınarak basınçlı hava motorumuzun basınçlı havayı sürme başlangıcı ÜÖN, basınçlı havanın sürülme aralığı olarak ta 60° seçilmiştir.

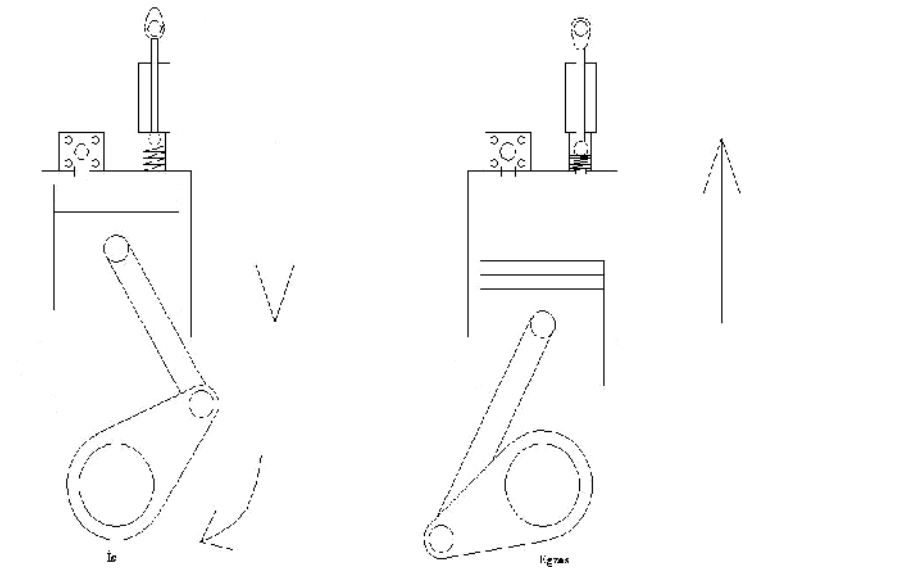
Egzoz zamanlamasının belirlenmesinde de yine literatür çalışmaları dikkate alınmıştır. Literatür araştırmalarına göre aynı hacimdeki bir motorun egzoz supabının açık kalma süresi 140°’dir. 140°’li egzoz açık kalma süresinin uygulanması durumunda egzoz supabının açık kalma süresi kısa olmakta, silindir içerisinde atık egzoz miktarı artmakta, boşaltma verimi azalmakta ve egzoz supabının erken kapanması sebebiyle çevrimin net işi azalmaktadır. Çevrim net işini arttırmak, egzoz boşaltma verimini arttırmak amacıyla egzoz supabının ÜÖN’ye kadar açık kalması gerekmektedir. Bu nedenle egzoz açık kalma aralığı 200° olarak belirlenmiştir. Bu amaçla egzoz supabı için uygun profilde kam mili imal edilmiştir. Egzoz supabının açılma başlangıcı değiştirilerek en uygun egzoz supap zamanlaması da belirlenmiştir. Çizelge 3.2’de basınçlı hava motorunun supap zamanlamaları, Şekil 3.15’de basınçlı hava motoruna ve içten yanmalı motorlara ait supap zamanlamaları, Şekil 3.16’da basınçlı hava motorunun supap mekanizması görülmektedir.

Çizelge 3.2. Basınçlı hava motoruna ait supap zamanlamaları ile açık kalma süreleri

	Emme supabı	Egzoz supabı
Emme açılma	0°	-
Emme kapanma	60°	-
Egzoz açılma	-	160°
Egzoz kapanma	-	360°
Toplam açık kalma süresi	60°	200°



Şekil 3.15. İçten yanmalı ve basınçlı hava motorlarının supap zamanlamaları



Şekil 3.16. Basınçlı hava motorlarının supap mekanizması

3.13. Basınçlı Hava Motorlarının Ekserji Analizi

19. yüzyılın sonlarına doğru, termodinamiğin II. Kanunu, entropi ve tersinirlik ile ilgili bir ifade ortaya çıkmıştır. Termodinamik problemlerin çözümü için sadece I. Kanun yeterli olmadığından, ekserji ya da entropi kavramlarını içeren II. kanunun da I. kanun ile birlikte kullanılması gerekmektedir [75].

Ekserji; çevrede bulunan maddelerden iş oluşturmak ve işi belirli bir hale getirmek için gerekli olan ve kullanılabilen minimum ıştır. Başka bir ifadeyle de ekserji sistem halinin çevrenin halinden sapmasının bir ölçüsüdür [76]. Çengel, ekserjiyi belirli bir haldeki sistemin yapabileceği en çok iş olarak tanımlamıştır [77]. Tsatsaronis, bir termodinamik sistemin ekserjisini, sistemin sadece çevresiyle etkileşimi durumunda, sistemin çevresiyle tümüyle termodinamik hale gelirken, elde edilebilecek maksimum teorik yararlı iş olarak tanımlamıştır [78].

Szargut, ekserjiyi herhangi bir maddenin çevresiyle tersinir anlamda termodinamik denge haline gelmesi esnasında elde edilebilecek maksimum iş şeklinde ifade etmiştir. Ahem, gazlarda, sıvılarda ya da bir kütlede, herhangi bir referans ortama göre var olan dengesizliğin neden olduğu iş potansiyelini ekserji olarak tanımlamıştır. Rant ise enerjinin tamamen diğer enerji şekillerine dönüşebilen kısmına için ekserji terimini kullanmıştır.

Ekserji analizi; yer, durum ve belirtilen enerji kayıp ve atığının gerçek miktarını daha iyi belirlediğinden enerji analizine göre daha faydalıdır. Ayrıca ekserji analizi birinci kanun yaklaşımlarından enerjinin korunumu ile ilgili kavramların daha iyi anlaşılmasını sağlamaktadır [79-81]. Dinçer'e göre ekserji analizi yapmanın önemi aşağıdaki şekilde sıralanabilir [82]:

- Enerji kullanımının çevreye etkilerini daha iyi belirler.
- Enerji sistemlerinin daha iyi analiz ve dizayn edilebilmesi için kullanılan etkin bir yöntemdir.
- Verimi yüksek kaynakların kullanımını destekler. Kayıpların, yeri ve büyüklüğü hakkında bilgi verir.
- Daha verimli enerji sistemleri tasarlamayı mümkün kılar.
- Sürdürülebilir gelişmeye ulaşmada ve enerji politikalarını belirlemede önemli bir etkindir.

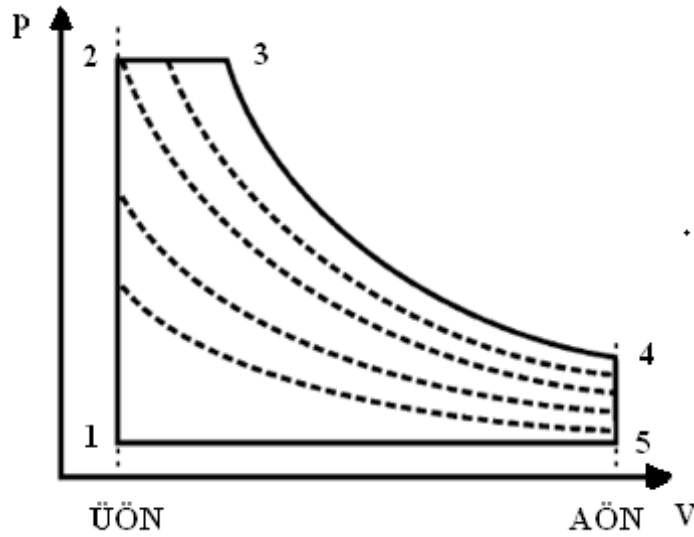
Termodinamiğin birinci kanunu gereğince enerji sadece bir türden diğerine dönüşmekte ve enerji toplamı sabit kalmaktadır. Bununla birlikte enerjinin iş yapabilme kapasiteleri giderek azalmakta diğer bir ifadeyle sistemin ekserjisi azalmaktadır.

Enerji kavramı esas alınarak farklı enerji türlerinin iş yapabilme kapasiteleri açısından değerlendirilmeleri sonucu enerji dönüşümlerinin gerçek verimliliğinin ortaya çıkaracak proses ve sistemler belirlenebilmektedir.

3.13.1. Ölü hal ve sınırlı ölü hal

Bir sistemin basıncı, sıcaklığı, sistemdeki işlemin oluşma hızı ve sistemin boyutları çevre şartlarından farklı ise, çevre ile sistemin etkileşiminden dolayı meydana gelen işin arttırılması mümkündür. Sistem, çevresinin bulunduğu hale doğru bir değişim gösterirken sistem ve belirlenmiş referans çevre aralarındaki etkileşimle dengeye ulaştıklarında iş yapabilme imkanları önce azalacak, sonra da tamamen ortadan kalkacaktır. Sistemin bu haline ölü durum denilmektedir [83]. Ölü halde iken çevre ile sistem arasında mekaniksel, ısı ve kimyasal denge şartları oluşmuş bulunmaktadır.

Basıncı hava motorlarında ekserji analizi ile motorun enerji dengesinden yararlanılarak kayıp enerjilerin hangi miktarlarda iş yapabilme kabiliyetlerinin bulunduğu belirlenebilmektedir. Şekil 3.17’de ekserji analizi yapılan basıncı hava çevrimi görülmektedir. p-V diyagramına göre 1-2 ve 2-3 aralığında sisteme basıncı hava sürülmektedir. 3-4 aralığı adyabatik genişleme, 4-5 ve 5-1 aralığında ise egzoz işlemi yapılmaktadır.



Şekil 3.17. Ekserji analizi yapılan basınçlı hava çevrimi

Basınçlı hava motorları için enerji dengesi,

$$(\dot{m}_3 - \dot{m}_1)h_t = P_f + \dot{Q}_s + \dot{Q}_d + \dot{m}_e h_e \quad (3.41)$$

Burada P_f motordan alınan faydalı güç, $\dot{Q}_s$ soğutucu akışkana birim zamanda transfer edilen enerji miktarıdır. $\dot{Q}_d$ çeşitli kayıplar sebebiyle birim zamanda harcanan enerjiyi ifade etmektedir. Bu kayıplar motordaki çeşitli hareketli mekanizmalardaki sürtünmeler ve pompalama kayıplarıdır. Motor bloğundan çevreye verilen ısı miktarı ihmal edilebilir. Motora birim zamanda giren akışkan miktarı $(\dot{m}_3 - \dot{m}_1)$, birim zamanda çıkan egzoz akışkan miktarı $\dot{m}_e$, egzoz akışkanının entalpisi h_e ve basınçlı hava tankının entalpisi h_t ile gösterilmiştir.

Ekserji analizi;

Sistemdeki entropi üretimi;

$$\dot{S}_{ür} = \sum \dot{m}_\zeta s_\zeta - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{\dot{Q}_d}{T_0} \quad (3.42)$$

Kontrol hacmine giren ve çıkan entropi değerleri (3.42) no'lu denklemde yerine yazılırsa;

$$\dot{S}_{ür} = \dot{m}_e s_{eç} + \dot{m}_{sç} s_{sç} - \dot{m}_{hg} s_{hg} - \dot{m}_{sg} s_{sg} \quad (3.43)$$

Sistemin Ekserji Dengesi;

$$\psi_{sis} = P_f + \sum \dot{m}_{ç} \psi_{ç} - \sum \dot{m}_g \psi_g + \sum \dot{Q}_d \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) \quad (3.44)$$

Çıkan Kütlenin Ekserjisi;

$$\sum \dot{m}_{ç} \psi_{ç} = \dot{m}_e [(h_{eç} - h_{eo}) - T_o (s_{eç} - s_{eo})] + \dot{m}_s [(h_{sç} - h_{so}) - T_o (s_{sç} - s_{so})] \quad (3.45)$$

Giren Kütlenin Ekserjisi;

$$\sum \dot{m}_g \psi_g = \dot{m}_{hg} [(h_{hg} - h_{ho}) - T_o (s_{hg} - s_{ho})] + \dot{m}_s [(h_{sg} - h_{so}) - T_o (s_{sg} - s_{so})] \quad (3.46)$$

Kontrol Hacminden Dışarı Kaybedilen Enerji;

$$\sum \dot{Q}_d \left(1 - \frac{T_o}{T}\right)_{kh} = [(\dot{m}_3 - \dot{m}_1) h_t - (P_f + \dot{Q}_s + \dot{m}_e h_e)] \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) \quad (3.47)$$

Basıncılı Hava Motorlarında Sistemin Ekserji Dengesi;

$$\begin{aligned} \psi_{sis} = & P_f + \dot{m}_e [(h_{eç} - h_{eo}) - T_o (s_{eç} - s_{eo})] + \dot{m}_s [(h_{sç} - h_{so}) - T_o (s_{sç} - s_{so})] + \\ & \dot{m}_s [(h_{sg} - h_{so}) - T_o (s_{sg} - s_{so})] + [(\dot{m}_3 - \dot{m}_1) h_t - (P_f + \dot{Q}_s + \dot{m}_e h_e)] \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) \end{aligned} \quad (3.48)$$

Kontrol hacmine giren havanın sıcaklığı çevre sıcaklığı ile yaklaşık aynı olduğundan denklemde $(h_{hg} - h_{ho}) = 0, (s_{sg} - s_{so}) = 0$ 'dır. Gerekli düzenlemeler yapıldığında;

$$\psi_{sis} = P_f + \psi_e + \psi_s + \psi_d \quad (3.49)$$

$$\psi_e = \dot{m}_e [(h_{eç} - h_{eo}) - T_0 (s_{eg} - s_{eo})] \quad (3.50)$$

$$\psi_s = \dot{m}_s [(h_{sç} - h_{so}) - T_0 (s_{sç} - s_{so}) - (h_{sg} - h_{so}) + T_0 (s_{sg} - s_{so})] \quad (3.51)$$

$$\psi_d = [(\dot{m}_3 - \dot{m}_1)h_t - (P_f + \dot{Q}_s + \dot{m}_e h_e) \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)] \quad (3.52)$$

Sistemdeki kayıp enerji miktarı;

$$\sum \psi_{kh} = \psi_e + \psi_s + \psi_d \quad (3.53)$$

II. Kanun verimi ise;

$$\eta_{II} = \frac{P_f}{\psi_{sis}} \quad (3.54)$$

eşitliğiyle hesaplanabilmektedir.

3.13.2. Basınçlı hava motorlarının ekserji verimliliğini artırma yöntemleri

Basınçlı hava motorlarında verimliliği yükseltmeye ve ekserji kayıplarını azaltmaya yönelik olarak yapılacak çalışmalar aşağıdaki gibi sıralanabilir [84].

Ekserji kaybına neden olan temel noktalar belirlenir. Ekserji kaybı, genellikle ısı transferi, kimyasal reaksiyon, karışım, sürtünme ve gazların genleşmesini içerir.

Basit kabullerle yapılan uygulamalar belirlenir.

Kolaylaştırılmış ekserji hesapları kullanılır (ideal gaz, sıkıştırılabilirlik).

Isı transferinin direkt havaya, soğutma suyuna ve soğutucuya transferini engellemek gerekir.

Düşük sıcaklıklarda ısı değişimi uygulandığında akışlar arasındaki sıcaklık farklılıklarının en aza indirilmelidir.

Aşırı yoğun termodinamik sistemlerden sıcaklık, basınç gibi farklılıklar sebebiyle kaçınılmalıdır.

3.14. Basınçlı Havanın Doldurma Maliyetinin Hesaplanması

Yapılacak maliyet analizinde kullanılan kompresörün teknik özellikleri, çalışma süresi ve kullanılan elektrik enerjisinin birim fiyatı oldukça önemlidir. Basınçlı hava deposunun doldurma maliyetinin araştırılması için çeşitli hesaplama yöntemleri mevcuttur. Bu metotlardan birincisi kompresör motor gücünü, kompresörün çalışma süresini, kompresör motor verimini ve elektriğin kW-h maliyetini dikkate alan hesaplama yöntemidir. Bu hesaplama yöntemine göre;

$$\text{---} \quad (3.55)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Burada kompresör gücünü, t_a kompresörün çalışma süresini, yıllık ortalama elektrik birim fiyatını ifade etmektedir. 1/0,9 oranı elektrik motorunun kompresörü % 90 verimle tahrik edildiğini göstermektedir. Başka bir deyişle bu oran elektrik motor tahrik kuvvetinin kompresörde uğradığı kaybın oranıdır [85].

Hesaplama yöntemlerinden ikincisi tam yükte elektrik motorunun çektiği akımı, voltajı, yıllık çalışma süresini ve elektriğin kW-h maliyetinin dikkate alan hesaplama yöntemidir. Bu hesaplama yöntemine göre;

$$\text{---} \quad (3.56)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Burada I tam yükte çekilen akımı, F_p güç faktörünü göstermektedir. Güç harcamaları değerlendirilirken, elektrik motorlarının nominal güçleri yerine, şebekeden çektikleri gücün baz alınması, gerçek güç harcamalarının kıyaslanmasını sağlar. Günümüzde basınçlı hava dolduran kompresörler elektrik tahrikiyle basınçlı hava üretmektedir. Elektrik tahrikli kompresörlerde kompresör grubu giriş gücü primer motora ve kompresör milinden veya ayrı bir motordan grup içindeki tüm donanıma etki eden, beyan besleme şartlarında (faz, gerilim, frekans ve akım kapasitesi) tahrik edilen her hangi bir yardımcı teçhizata (örnek olarak, yağ pompası, soğutucu vantilâtor, sıkıştırılmış hava kurutucu vb. gibi) olan elektrik giriş gücünün toplamıdır.

Basınçlı havanın elde edilmesi, elde edilme maliyeti ile ilgili olarak TSE enstitüsünün hazırlamış olduğu standartlar da mevcuttur. Konu ile daha detaylı ilgilenen araştırmacıların TS 7765 ISO 1217 “Yer Değiştirmeli Kompresörler Kabul Deneyleri” ve TS 7765 Deplasmanlı Kompresörler Kabul Deneyleri” konulu standartlara bakmaları tavsiye edilmektedir. Yer değiştirmeli kompresörler kabul deneyleri, yer değiştirmeli kompresörlerin hacimsel debisi ve güç ihtiyaçları ile ilgili kabul deneyleri için metotları kapsar. Bu standart, aynı zamanda sıvı conta tipi kompresörlerin deney metotlarını da ihtiva etmektedir.

Deplasmanlı kompresörler kabul deneyleri ise, deplasmanlı kompresörlerin (kompresör grupları dahil) teminiyle ilgili teknik şartlara, kabul deneylerine ve deneyle ilgili tariflere dairdir.

4. BASINÇLI HAVA MOTORLARINDA KULLANILACAK SUPAP MEKANİZMASININ SEÇİMİ

Tek silindirli benzinli bir motorun basınçlı hava motoruna dönüştürülmesi çalışmaları sırasında deney motorunun teknik özellikleri, imalat işlerine uygunluk, tasarım kolaylığı ve ekonomik hususlar göz önünde bulundurularak farklı supap mekanizmaları tasarlanmıştır. Ancak, uygulamalar sırasında pnömatik elemanlar, kullanılan malzeme, işleme hassasiyetinin düşük olması gibi sebeplerden dolayı motorun son durumuna getirilinceye kadar bazı supap alternatiflerinden vazgeçilmiştir. Bu çalışmadan sonra konuyla ilgilenen araştırmacılara kolaylık sağlaması amacıyla bu bölümde uygulanması planlanan supap mekanizmaları ve imalatı sırasında karşılaşılan problemlerden bahsedilecektir. Bu basınçlı hava tahrik yöntemleri sırasıyla açıklanmıştır.

4.1. Selenoid Bobinli Bir Püskürtme Enjektörü Kullanılarak

Basınçlı hava motoruna dönüştürme işlemleriyle ilgili, ilk olarak silindir içerisine basınçlı hava sürmek amacıyla içten yanmalı motorların çalışma hızlarına kolaylıkla uyum sağlayabilecek selenoid bobinli bir dizel enjektör düşünülmüştür. Dizel yakıt enjektörlerinin tetiklenmesi için yapılması gereken elektronik devrenin yapılmasındaki zorluklar ve dizel yakıt enjektörlerinin püskürtme debisinin yetersiz olması sebebiyle bu uygulamadan vazgeçilmiştir.

4.2. Motorun Orijinal Supap Mekanizması Kullanılarak

Diğer bir supap mekanizması olarak motorun orijinal supap sistemi düşünülmüştür. Bu sistem motorun orijinal supap mekanizması ile uyumlu olması, motorun kendi kam milini, supap iticileri ve itici çubuklarını kullanması sebebiyle oldukça cazip bir olasılık olarak göze çarpmaktaydı. Yapılan literatür çalışmalarında basınçlı hava motorlarının krank milinin her bir dönüşünde bir iş yapabilmesi mümkündür. Bu nedenle motorun orijinal krank/kam mili 1/2'den 1/1'e dönüştürülmüştür.

Uygulamalar esnasında motorun esasının doğal emişli olması sebebiyle supap yayları 10 bar servis basıncının kam milinden hareket almaksızın supapları açtığı tespit edilmiştir. Supap yaylarının tansiyonunu artırmak için yeni bir yay kullanılması mümkündür. Ancak bu durumda da supap itici çubuklarının eğilmesi, kam mili muylularının, krank mili ve kam mili dişlilerinin hızlı aşınması olasılıklarının bulunması sebebiyle bu motor tahrik seçeneğinden vazgeçilmiştir. Resim 4.1’de tahrik mekanizması olarak motorun orijinal supap mekanizmasını kullanan motorun resmi görülmektedir.



Resim 4.1. Orijinal supap sistemi kullanılarak tahrik edilecek deney motoru

4.3. Selenoid Bobinli Pnömatik Supap Kullanılarak

Bu tahrik alternatifinde esas olarak selenoid bobine sahip iki adet pnömatik supap kullanılarak motorun tahrik edilmesi amaçlanmaktaydı. Sistemdeki 150 bar basıncındaki basınçlı hava bir basınç düşürücüden geçirilerek tahrik basıncına düşürülmektedir. Akış miktarının kontrol edilmesi bir akış kontrol valfi ile sağlanmaktadır. Selenoid bobinli pnömatik supaplar emme supabı ve egzoz supabı olarak kullanılması amaçlanmıştır.

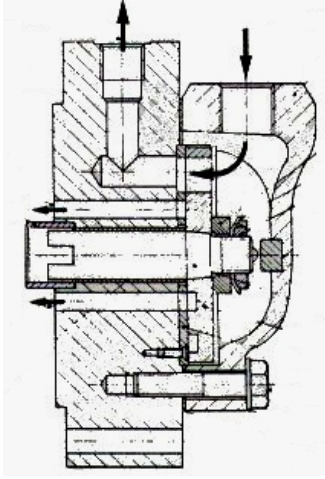
Sistemde temel olarak bir adet basınçlı hava tankı, bir adet basınç düşürücü, bir adet akış kontrol valfi, iki adet selenoid kumandalı pnömatik valf kullanılmıştır. Basınçlı hava deposunda bulunan 150 bar basıncındaki basınçlı hava 1–50 bar aralığında ayar

kademesine sahip bir basınç düşürücüden geçirilerek basıncı basınçlı hava motoru çalışma basıncına getirilmiştir. Selenoid kumandalı valf gelen tetikleme sinyalinin süresine bağlı olarak açık kalmakta ve basınçlı hava motoru için supap görevi görmektedir. Sistemde kullanılan selenoid kumandalı pnömatik valf 12 V tetikleme voltajı ile çalışan, 14 W gücünde bir pnömatik valftir. Selenoid valfin tetiklenmesi volan üzerine yerleştirilen beyaz renk algılayıcı sensörlerin beyaz rengi algıladıkları zaman dilimi boyunca hazırlanan entegre devrede 12 voltluk çıkış sinyalinin elektro-pnömatik valfin bobinini tetiklemesi esasına dayanmaktadır. Motor silindir kapağı ve supap mekanizmasının yataklandırılması ile ilgili parçaların modelleri yapılmış olup, parçalara tornalama, taşlama ve honlama gibi makine işlemleri uygulanmıştır.

Yapımı tamamlanan silindir kapağı motor silindir blokunun üzerine silindir kapak conta yüzeyi ile birebir uyumlu bir şekilde monte edilmiştir. Silindir kapağının imalatı sırasında pistonun üzerinde ölü alan bırakılmaması gerekmektedir. Bu nedenle silindir kapağının yüzeyi taşlanarak pistonun üzerinde 0,4 mm boşluk kalacak şekilde küçük bir hacim bırakılmıştır. Kam mili itici çubukları alınmak suretiyle devreden çıkarılmıştır. Bu tahrik sisteminde selenoid kumandalı pnömatik valflerin 300 1/min motor hızlarının üzerinde tetikleme bakımından yetersiz kalması sebebiyle bu çalışmadan verimli sonuçlar alınamamıştır.

4.4. Basınçlı Hava Distribütörü Kullanılarak

İçten yanmalı motorlar yakıtların bünyesinde bulunan kimyasal enerjiyi ısı enerjisine dönüştürmek suretiyle mekanik enerji elde eden makinelerdir. Yapılarındaki benzerlikler sebebiyle pistonlu bir içten yanmalı motor bazı küçük değişikliklerle basınçlı hava motorlarına dönüştürülebilmektedir. Yapılan dönüştürme işlemlerinde esas olarak motorun silindir kapağı üzerinde değişiklikler yapılmaktadır.



Şekil 4.1. Basınçlı hava distribütörü şematik görünümü



Resim 4.2. İmal edilen basınçlı hava distribütörü



Resim 4.3. Hava distribütörü kullanarak tahrik edilecek basınçlı hava motoru

Şekil 4.1’de hava distribütörünün şematik görünüşü görülmektedir. Basınçlı hava distribütörü hareketini göbek kısmından bağlı bulunduğu krank milinden almaktadır.

Distribütör silindir içerisindeki pistonun üzerine krank mili açısı cinsinden üst ölü noktaya 10° kala basınçlı havayı vermeye başlamaktadır. Basınçlı hava verme işlemi piston üst ölü noktayı 20° geçse sona ermektedir. Bu sistem ile 10 bar ve üzeri basınçlarda sızdırmazlık sıkıntıları ile karşılaşmıştır.

Piston üzerine sürekli olarak basınçlı havanın verilmesi pistonun ölü noktaları atlayamamasına sebep olmuştur. Sözü edilen sıkıntıların yanı sıra benzinli motorların piston-silindir arasındaki çalışma boşluklarının pnömatik sistemlere göre fazla olması motorun alt karterine basınçlı havanın geçmesine sebep olmuştur. Bu durum basınçlı hava distribütörlerinin uygulanması konusunda sıkıntıları artırmıştır. Resim 4.2’de imal edilen basınçlı hava distribütörü, Resim 4.3’de hava distribütörlü basınçlı hava motoru görülmektedir.

Ayrıca basınçlı hava distribütörleri kullanılarak tahrik edilmesi düşünülen basınçlı hava motorunun egzoz mekanizmasında selenoid bobinli pnömatik valflerin kullanılması düşünülmekteydi. Sözü edilen pnömatik valflerin reklam özellikleri egzoz akışkanının boşaltma debisine uygun olmasına rağmen yeterli boşaltmayı yapamaması sebebiyle silindir içerisinde negatif iş artmıştır. Bu sorun basınçlı hava distribütörü-selenoid kumandalı pnömatik egzoz valf sisteminin kullanımını neredeyse imkansız duruma getirmiştir.

4.5. Döner Supap Mekanizması Kullanılarak

Bu tahrik biçiminde supap mekanizmasında döner bir supap kullanılmıştır. Bu supap mekanizmasının tercih edilme nedeni 19. yy’ın sonlarından itibaren içten yanmalı motorlarda bir dönem kullanılmasıdır. Döner supapların günümüz motor supaplarına nazaran üstünlüğü eksenel hareketinin olmaması, düşük maliyet ve döner supabı açmak için harcanması gereken enerji miktarının düşüklüğüdür. Döner supaplar 1940’lı yıllara kadar içten yanmalı motorlarda kullanılmış ancak daha sonra içten yanmalı motorların hızlı gelişimi ve beklentilerin artması sebebiyle kullanımları giderek azalmıştır. Döner supapların eksenel supaplara nazaran sızdırmazlık ve

yüksek devirlerde motoru yeterince besleyememe sıkıntıları bulunmaktadır. Ayrıca, döner supabın kullanıldığı o yıllarda bu supaplar yüksek basınç altında kullanılmıştır. Bu çalışmada ise 30 bar basınca kadar çalışabilecek bir döner supap mekanizması imal edilmiştir.

İmalatı yapılan döner supap silindir kapağının üzerine yerleştirilmekte, dönüş hareketini kayış vasıtasıyla motorun krank milinden almaktadır. Döner supap motorun performans değerleri dikkate alınarak tasarlanmıştır.

Supap tasarımının içten yanmalı motorlarda kullanımı konusunda yapılan araştırmalarda akademik seviyede yapılan bazı deney motorlarında 3-5 bar çalışma basınçlarında kullanılabildiği görülmüştür. Söz konusu supap mekanizmasının sızdırmazlık ve yağlama sistemi konusunda sıkıntılarının giderilebileceği düşüncesiyle bu supap mekanizmasının tasarlanması, imal edilmesi ve deney motorunda kullanılmasına karar verilmiştir. Deney motorunun katalog değerleri, maksimum gücün elde edildiği nokta dikkate alınarak döner supapın kanal genişliği, kanal uzunluğu ve mil içi delik çapı hesaplanarak supabın montaj resimleri çizilmiştir. Söz konusu döner supapın motor üzerindeki uygulaması konusunda ilk olarak emme sistemi için döner supap, egzoz sistemi için ise selenoid bobinli pnömatik valf kullanılması düşünülmüştür. Selenoid bobinli valfin tetikleme ve göstermiş olduğu hassasiyetin yeterli olmaması sebebiyle bu uygulamadan vazgeçilmiştir. Resim 4.4'te döner supap ve selenoid bobinli motorun resmi gösterilmiştir.



Resim 4.4. Döner supap ve selenoid bobinli boşaltma supaplı basınçlı hava motoru

Döner supap uygulamaları ile ilgili ikinci tahrik alternatifi olarak emme sistemi için döner supap, egzoz sistemi için ikinci bir döner supap kullanılması düşünülmüştür. İmalatı yapılan emme döner supapı 60° , egzoz döner supapı 200° açık kalacak şekilde tasarlanmıştır. Motor üzerindeki uygulamaları sırasında ise genel bir döner supap arızası olan gövde ve mil arasındaki kaçak problemi nedeniyle motorun ölü noktaları atlatılarak dönmesi sağlanamamıştır.

Döner supap mekanizmasının basınçlı hava motorlarında uygulaması konusunda üçüncü tahrik alternatifi olarak emme sistemi için döner supap, egzoz sistemi için çek valfli bir boşaltma sistemi düşünülmüştür. Bu sistemde egzoz sisteminde kullanılan çek valf hareketini bir kayış sistemi yardımıyla motorun krank milinden alan kam mili tarafından tahrik edilmekte ve 200° açık kalabilmektedir.

4.5.1. Döner supap mekanizmasının imalatı

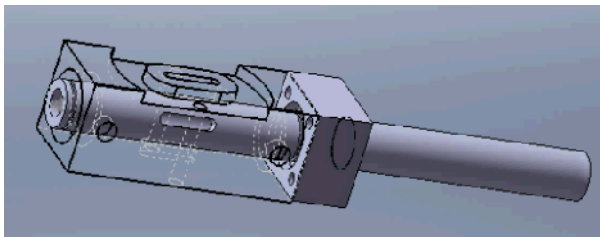
Döner supabın malzemesi Ç 1050 olarak seçilmiştir. Ç 1050 kullanılmasının nedeni ise, işlenebilme ve temin edilebilme kolaylığıdır. Ç 1050 malzemenin özellikle talaşlı imalat işlemlerindeki verimi, taşlama vb. işlemlerdeki başarısı malzeme seçimi için önemli rol oynamıştır. Döner supap sırasıyla ham malzemenin kesilmesi, dış yüzeyinin işlenmesi, hava deliğinin delinmesi, milin taşlanması, supap gövdesinin

imalatı ve supap gövdesine bronz yatak montajından oluşan işlemler yapılarak imal edilmiştir. Supabın imalatı ile ilgili resimler EK 1’de verilmiştir.

İmalat sonrasında supap mekanizmasının üniversal torna tezgahında değişik dönme hızlarında sabit basınçlarda çalışma koşullarını gözlemlemek amacıyla ön testleri yapılmıştır. Resim 4.5’te farklı dönüş hızlarında yapılan döner supap testi görülmektedir. Bu testler sırasında çalışma basınçları 10-15-20-25 ve 30 bar basınç değerleri seçilmiştir. Testler sırasında mil ile gövde arasında yağlama sisteminde sıkıntılar tespit edilmiştir. Sıkıntılar gidermek amacıyla supap mekanizmasının ön yüzeyine O-Ring montajı, keçe uygulaması yapılmış olup sızıntı kaçaklarında iyileşme tespit edilmiştir.



Resim 4.5. Farklı dönüş hızlarında döner supap testi



Resim 4.6. Döner supap simülasyon resmi

Döner supabın simülasyonu resim 4.6’da görülmektedir. İmalatı yapılan basınçlı hava motoru temin edilen yüksek basınçlı havanın enerjisinden faydalanılarak çalıştırılmış, laboratuvar şartlarında performans deneyleri yapılmıştır. Elde edilen veriler, içten yanmalı motorlar ile karşılaştırılmıştır. Motorda meydana gelebilecek olası problemler çözüme kavuşturularak motorun kullanılabilirliği araştırılmıştır.

4.5.2. Basınçlı hava motorlarında kullanılan segmanlar

Benzinli içten yanmalı motorlarda kullanılan segmanlar genellikle çelik alaşımlarından yapılır. Bu malzemeler iyi bir sürtünme yüzeyi oluşturduğu gibi, motorda meydana gelen yüksek sıcaklık ve yüksek basınca karşı dayanarak uzun zaman esnekliklerini kaybetmeden görevlerini yapmaktadır. İçten yanmalı motorlarda kullanılan segmanlar genel olarak çelik malzemeden yapılan dikdörtgen kesitli segmanlardır. Bu segmanların ağız aralığı yaklaşık 0,2-0,5 mm arasındadır. Bu tür segmanlar basınçlı hava motor uygulamaları için uygun olmadığı çalışmalar esnasında sıkça gözlemlenmiştir. Piston üzerine basınçlı havanın verilmesi sırasında segman cidarlarından motorun alt karterine basınçlı hava sızması meydana gelmiş, bu durum motorun negatif işini arttırmıştır. Bu durum ayrıca pistonun ölü noktaları atlayamamasının sebeplerinden biri olmuştur. Sözü edilen kaçak sıkıntısını gidermek amacıyla motorun asıl segmanları yerine çoğunlukla kompresör uygulamalarında kullanılan bindirmeli tip teflon segmanlar kullanılmıştır.

Testlerde kullanılan motor Mitsubishi marka 4 zamanlı tek silindirli hava soğutmalı bir içten yanmalı motordur. Çizelge 4.1’de deney motorunun teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.1. Deney motorunun teknik özellikleri

Marka/Model	KATANA KM390
Motor tipi	4 zamanlı, üstten supaplı, tek silindirli
Silindir hacmi	389 cm ³
Sıkıştırma oranı	8,0:1
Maksimum çıkış gücü	13 HP/3600 1/min
Maksimum tork	2,7 kgm/2500 1/min
Ateşleme sistemi	Elektronik ateşleme
Soğutma sistemi	Hava ile soğutmalı
Yakıt cinsi	Kurşunsuz benzin

5. MATERYAL VE METOT

5.1. Materyal

Dönüşümü yapılan basınçlı hava motorunun performans deneyleri için silindire alınan hava miktarı, hava basıncı, motor çıkış momenti, motor devir sayısı, anlık silindir içi basıncı ölçümlerini yapmak üzere deney düzeneği hazırlanmıştır.

5.1.1. Basınçlı hava tüpü

Genel olarak pnömatik sistemlerde kullanıma elverişli havanın üretilmesi için kompresörler kullanılmaktadır. Ancak, sürekli olarak yüksek basınçlarda motorun hava tüketimini karşılayabilecek bir kompresörün temin edilmesinde karşılaşılan güçlükler ve motorun hava talebine uygun yüksek basınçlı bir hava deposu yapımının yüksek maliyetli olması sebebiyle bu çalışmada 220 bar çalışma basıncında ve 10 m^3 hacminde basınçlı hava tüpü kullanılmıştır. Sözü edilen basınçlı hava piyasadan temin edilmiştir. Basınçlı hava tüpündeki yüksek basınçlı hava bir basınç regülatöründen geçirilerek motora gönderilmektedir. Basınçlı hava tüpündeki yüksek basıncının deney basıncına düşürülmesi için bir adet basınç regülatörü kullanılmıştır. Kullanılan basınç regülatörü 0-100 bar aralığında istenilen basınç düzenlemelerini yapabilmektedir.

5.1.2. Akış ölçer ve sistemde kullanılan yüksek basınç boruları

Sisteme gönderilen hava miktarının ölçülebilmesi için metal tüp şamandralı bir akış ölçer kullanılmıştır. Resim 5.1’de kullanılan Bass Instruments BF 300 marka akış ölçerin resmi görülmektedir. Akış ölçerin maksimum çalışma basıncı 45 bardır. Gönderilen hava miktarı anlık ve toplam debi türünden analog ve dijital olarak akış ölçer ekranından okunabilmektedir. 24 volt besleme voltajı ile çalışan akış ölçerin

doğrusal ölçüm hassasiyeti %1 dir. Çizelge 5.1’de akış ölçerin teknik özellikleri görülmektedir.



Resim 5.1. Metal tüp şamandralı akış ölçer

Çizelge 5.1. Akış ölçerin teknik özellikleri

Marka	Bass Instrument BF 300
Bağlantı	DN 15... DN125
Ölçme Aralığı (Gaz)	0,1... 450 Nm ³ /h
Çıkış	Kontak, 4... 20mA
Hassasiyet	%1 T.S.
Basınç	40 bar, ops. 100 bar
Sıcaklık	-50 °C... 200 °C
Dış Muhafaza	Alüminyum

Sistemin hat basıncı akış ölçerin hat çapına uygun olarak 1" olarak seçilmiştir. Akış ölçer girişindeki ani genişlemeler akışkan miktarının ölçümünde ciddi okuma hatalarına sebep olmaktadır. Bu nedenle hat çapı daha küçük hesaplanmasına rağmen akış ölçer giriş çapına göre basınçlı hava hortumları kullanılmıştır. Kullanılan basınçlı hava hortumları akış direncinin küçük olması, istenilen pozisyonlara göre bükülebilme kolaylığı sebebiyle 80 bar basınca kadar çalışabilen hidrolik hortumlardır. Bu hortumlar uygun nipel bağlantılar ile basınçlı hava hattına bağlanmıştır.

5.1.3. Akış kontrol valfi

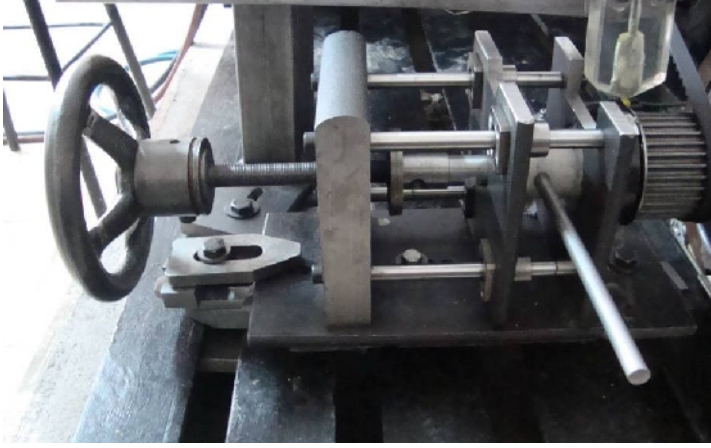
Akış miktarının değiştirilebilmesi amacıyla sistem üzerine aynı hat basıncına sahip bir akış kontrol valfi monte edilmiştir. Resim 5.2’de kullanılan akış kontrol valfinin resmi görülmektedir. Basıncı çalışma basıncına getirilen basınçlı hava akışkanı miktarı iğne elemanlı bir akış kontrol valfinden geçirilerek selenoid kumandalı basınç kontrol valfine gönderilmektedir.

5.1.4. Dalgalanmayı engelleyici akış kontrol valfi

Deney motoru her çevrimde krank mil açısı olarak 60° hava emişi gerçekleştirmektedir. Bu türden bir hava akışı sürekli olmayan bir akış örneğidir. Hava emiş aralığı dışında bu durum akış ölçer üzerinde ters akış meydana getirmektedir. Akış ölçer üzerinde dalgalanmalar meydana getiren bu durum akış ölçerden doğru değerlerin okunamamasına sebep olmuştur. Bu durumun önlenmesi amacıyla motorun girişine ters akışı önlemesi amacıyla çek valfli bir akış kontrol valfi monte edilmiştir.

5.1.5. Motor dinamometresi

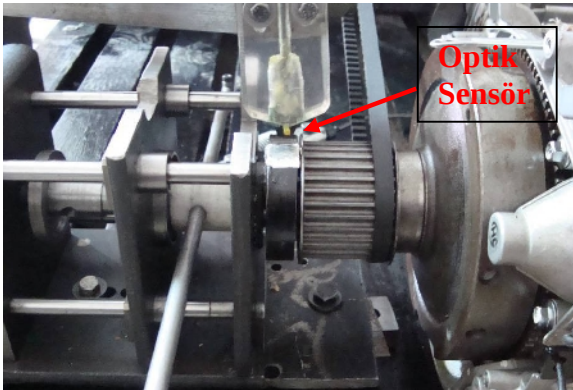
Deneylerde mekanik kayıpları minimize edilmiş bir motor dinamometresi kullanılmıştır. Bu dinamometre elle yüklemeli olarak yapılmış, eksenel olarak yükleme yapabilmektedir. Resim 5.2’de kullanılan motor dinamometresinin resmi görülmektedir. Motor dinamometresinin kuvvet kol uzunluğu 0,4 m’dir. Kuvvet kolu bir yük hücresine motor momentini aktarmaktadır. Yük hücresi algıladığı değerleri kontrol panelindeki gösterge ekranına iletmektedir.



Resim 5.2. Motor dinamometresi

5.1.6. Devir ölçer

Resim 5.3'te motor hız ölçümlünde kullanılan optik sensör görülmektedir. Devir ölçümü için motor volanına motor dinamometresi için de hazırlanmış olan bir flanş yapılmıştır. Bu flanş alın yüzeyinden dinamometreye sürtünme yüzeyi oluşturmaktadır. Flanşa ekstenel olarak koyu bir bant sarılmıştır. Bu bantın üzerine de optik gözüün ayırt edebileceği açık renkli kısa bir şerit yapıştırılmıştır. Optik sensörün dakikada algıladığı açık renk sayısı gösterge panelinde motor hızı olarak okunmuştur.



Resim 5.3. Optik sensör

5.1.7. Gösterge paneli

Deneyler sırasında yük hücresinden alınan kuvvet değerleri, devir ölçerden alınan motor hızı verileri gösterge paneline aktarılarak bu panodan okunmuştur.

5.1.8. Silindir içi basınç sensörü

Motorun silindir içi basınçlarının belirlenebilmesi için AVL QC34C marka basınç sensörü kullanılmıştır. Resim 5.4'te kullanılan basınç sensörü görülmektedir. Basınç sensörü algıladığı basınç değerlerini gerilime dönüştürmektedir.

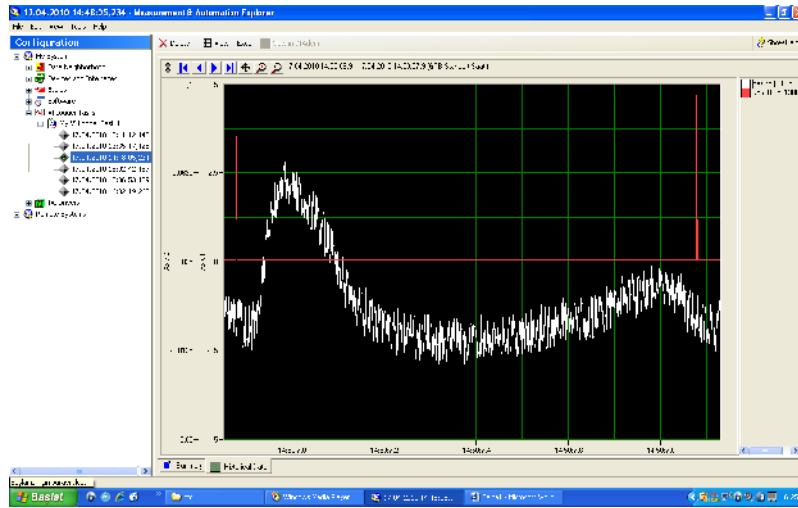


Resim 5.4. Silindir içi basınç sensörü

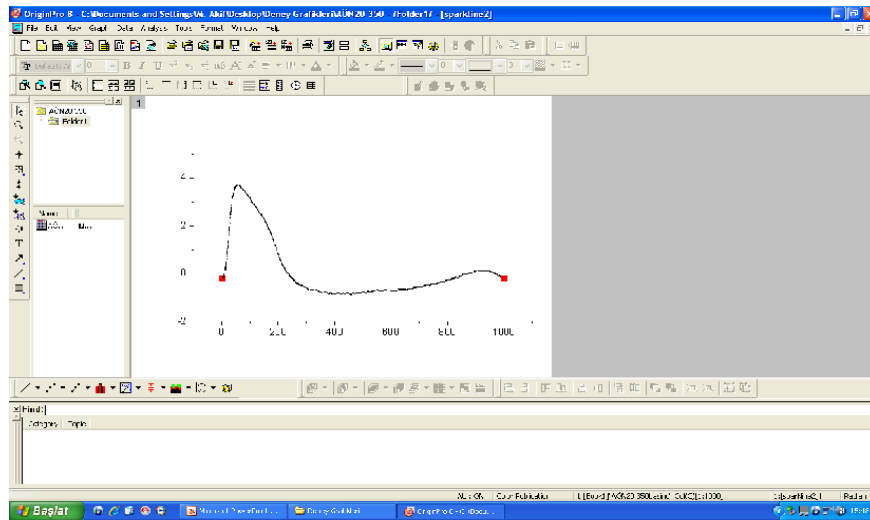
Deney ekipmanlarının bağlantıları yapıldıktan sonra deney düzeneğinin doğru verileri alabilmesi için bazı örnek deneyler yapılmıştır. Bu deneyler sonrasında basınç verilerinde dalgalanmalar gözlenmiştir. Basınç dalgalanmalarının giderilebilmesi için deney ekipmanlarının manyetik etkilerden korunabilmesi için önlemler alınmıştır. Bu önlemlerin yanı sıra imal edilen sensör muhafazasının motora monte edilmesi, sensörün muhafaza içerisinde kaçak kontrolleri yapılmıştır. Dalgalanmaların en aza indirilmesi için ayrıca sensör bilgilerinin filtrelemesi yapılmıştır. Çizelge 5.2'de basınç sensörünün teknik özellikleri görülmektedir.

Çizelge 5.2. Basınç sensörünün teknik özellikleri

Ölçme aralığı	0...250 bar/3600psi/25 MPa
Hassasiyet	20pC/bar/1,38 pC/bar/200 pC/MPa
Doğrusallık	$\pm 0,2$ % FSO
Çap (mm)	9,9 mm



Resim 5.5. Silindir içi ham veri grafiği



Resim 5.6. Filtrelenmiş silindir içi ham veri grafiği

Resim 5.5'te açık indikatör diyagramı olarak basınçlı hava motoruna ait silindir içi basınç eğrisi görülmektedir. Grafikte kırmızı renkli olarak görülen ÜÖN sinylidir. Beyaz renkli olarak görülenler ise silindir içi basınç sinyalleridir. Bu sinyaller dikkatle incelendiğinde dalgalanma olduğu görülmektedir. Bu dalgalanmalar grafiklerin doğru bir şekilde yorumlanması açısından sakıncalıdır. Deneyler sırasında yapılan gözlemlerimize göre bu dalgalanmaların temel nedenlerinden bazıları sensör adaptörünün önerilen değerinde sıkılmaması, sensörün silindir içine doğrudan bağlanamaması ve enerji kablolarının meydana getirdiği manyetik etkilerdir. Sözü edilen sinyal dalgalanmalarına neden olan etkiler olabildiğince azaltılmıştır. Çalışmamızda bu etkileri azalmaya çalışmamızın yanı sıra sinyaller için bir filtreleme programı yazılmıştır. Silindir içi basıncın ölçümü alınırken, sensörden sürekli olarak analog sinyaller alınmakta ve ölçülen bu değerler belli krak açı çözünürlüğünde dijital formata çevrilmektedir. Silindir içi basınç verileri ile yapılan nümerik işlemler sonucunda gürültü ortaya çıkmaktadır. Bu gürültüleri azaltabilmek için aşağıdaki gibi bir filtreleme algoritması kullanılarak verilerin filtrelmesi gerekmektedir [88]. Resim 5.6'da filtrelenmiş silindir içi basınç grafiği görülmektedir.

$$p_i = \frac{1}{x^2} \left[p_{i-(x-1)} + 2p_{i-(x-2)} + 3p_{i-(x-3)} + \dots + xp_i + \dots + 3p_{i+(x-3)} + 2p_{i+(x-2)} + p_{i+(x-1)} \right]$$

Bu algoritma kullanılırken, indislerdeki parantez içeriğinin negatif olmamasına dikkat edilir. Filtreleme algoritması, alınan nümerik türevdeki gürültüyü yok etmek için sadece türev verilerinde ya da her bir düğüm noktasındaki basınç değerleri için uygulanabilmektedir. Bu yüzden bu çalışmada filtreleme iki kez tekrarlanarak basınç değişim eğrisi elde edilmiştir.

Deneyler sırasında sensör bağlantısı ile ilgili gözlemlenen bir durumun da bu kısımda yer verilmesi gerekmektedir. Kullanılan basınç sensörü motora monte edilirken bir sensör adaptörü imal edilerek motora bağlanmıştır. Motorun yapısal özelliklerine göre imal edilen bu adaptörle sensör ancak piston üzerinden yukarıda

bağlanabilmektedir. Bu durum basınç dalgalarının sensöre etki etmesinde sıkıntılara sebep olduğu için performans grafiklerinde bu durum titreşim olarak görülmüştür. Performans grafiklerinde bu durumun gözlenmemesi için için sensör doğrudan silindir içerisine monte edilmelidir.

5.1.9. Amplifikatör

Amplifikatör basınç sensöründen ve enkoderden gelen gerilim sinyallerini yükseltmekte ve veri depolama kartına aktarmaktadır. Resim 5.7’de kullanılan KISTLER 5015A marka amplifikatörün resmi görülmektedir. Amplifikatör kullanılmadan önce sistem üzerinde kalibrasyonu firma tarafından tavsiye edilen hususlara göre yapılmıştır. Çizelge 5.3’te amplifikatörün teknik özellikleri verilmiştir.



Resim 5.7. Amplifikatör

Çizelge 5.3. Amplifikatörün teknik özellikleri

Marka-Model	KISTLER 5015A
Ölçme aralığı	$\pm 2 \dots 2200000$ pC
Frekans aralığı	0...200 kHz
Doğruluk	$< \pm 3$
Besleme	115/230 VAC
Çalışma sıcaklığı	32...122 °F
Çıkış gerilimi	10... ± 2 V
Çıkış akımı	$< \pm 2$ mA

5.1.10. Veri toplama kartı

Veri depolama kartından da elde edilmiş olan ham veriler işlenmek üzere bilgisayara kaydedilmektedir. Motor üzerine yerleştirilen sensörlerden alınan verilerin bilgisayara aktarılabilmesi için National Instruments firması tarafından üretilmiş olan National Instrument USB-6259 marka veri toplama kartı kullanılmıştır. İstenildiğinde farklı bilgisayarlara bağlanabilme esnekliğine sahip olmasından dolayı USB bağlantılı bir veri toplama kartı tercih edilmiştir. Resim 5.8’de kullanılan veri toplama kartının resmi görülmektedir. Veri toplama kartının teknik özellikleri Çizelge 5.4’te verilmiştir.



Resim 5.8. Veri toplama kartı

Çizelge 5.4. Veri toplama kartının teknik özellikleri

Marka/Model	National Instruments M-USB-6259
Analog giriş sayısı	32
Sayısal dönüştürme çözünürlüğü	16 bit
Kanal örnekleme hızı	1,25 MS/s (tek kanal) 1 MS/s (çok kanal)
Sayısal giriş/çıkış sayısı	48
Analog çıkış sayısı	4
Sayısal dönüştürme çözünürlüğü	16 bit
Analog çıkış yenileme hızı	1,25 MS/s
Genel amaçlı sayıcı sayısı	2
Genel amaçlı sayıcı çözünürlüğü	32 bi
Bağlantı tipi	USB
Besleme	12 V adaptör

5.1.11. Enkoder

Silindir içi basınçlarının ÜÖN'yi esas alarak okunabilmesi için bir adet optik artımlı Opkon marka 5V besleme gerilimi ile çalışan enkoder kullanılmıştır. Enkoder, A, B ve Z olmak üzere üç çıkışa sahiptir. Bu çıkışlardan A ve B her turda 360 pals, Z çıkışı ise her turda 1 pals üretmektedir. Enkoder motorun ön kısmına bir kaplin vasıtasıyla bağlanmıştır. Enkoder her 0,36 derecede veri toplama kartına sinyal göndermekte, veri toplama kartındaki basınç sinyalleri pistonun ÜÖN sinyali ile eşleştirilmektedir. Ölçmeye başlamadan önce motor ÜÖN'ye getirilmiş, enkoderin 5V çıkış voltajı verdiği durumda kaplin bağlantısı sıkılarak enkoder motora eşlenmiştir. Motorun hassas bir şekilde ÜÖN'ye getirilebilmesi için komparatör kullanılmıştır. Komparatöre göre ÜÖN'ye getirilen motora göre enkoderin bağlantı kaplini bağlanmıştır. Resim 5.9'da kullanılan enkoder, Çizelge 5.5'te enkoderin teknik özellikleri görülmektedir.



Resim 5.9. Enkoder

Çizelge 5.5. Enkoder'in teknik özellikleri

Gövde çapı	50 mm
Mil çapı	8 mm
Mil malzemesi	Paslanmaz çelik
Gövde malzemesi	Alüminyum çelik
Ölçme sistemi	Optik
Besleme gerilimi	5V DC
Çıkış	TTL
Maksimum çalışma hızı	5000 1/min
Çalışma sıcaklığı	-20...80°C

5.1.12. Göstergeli anahtar

Deneylerin farklı egzoz supap zamanlamalarında yapılması sebebiyle egzoz supap zamanlamasının kolayca değiştirilebilmesi amacıyla göstergeli anahtar kullanılmıştır. Göstergeli anahtar 1° hassasiyetinde olup egzoz supap zamanlamalarının değiştirilmesinde oldukça kolaylık sağlamıştır.

5.2. Deney Yeri

İçten yanmalı motorun basınçlı hava motoruna performans deneyleri Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesinde yapılmıştır.

5.3. Ölçüm Metodu

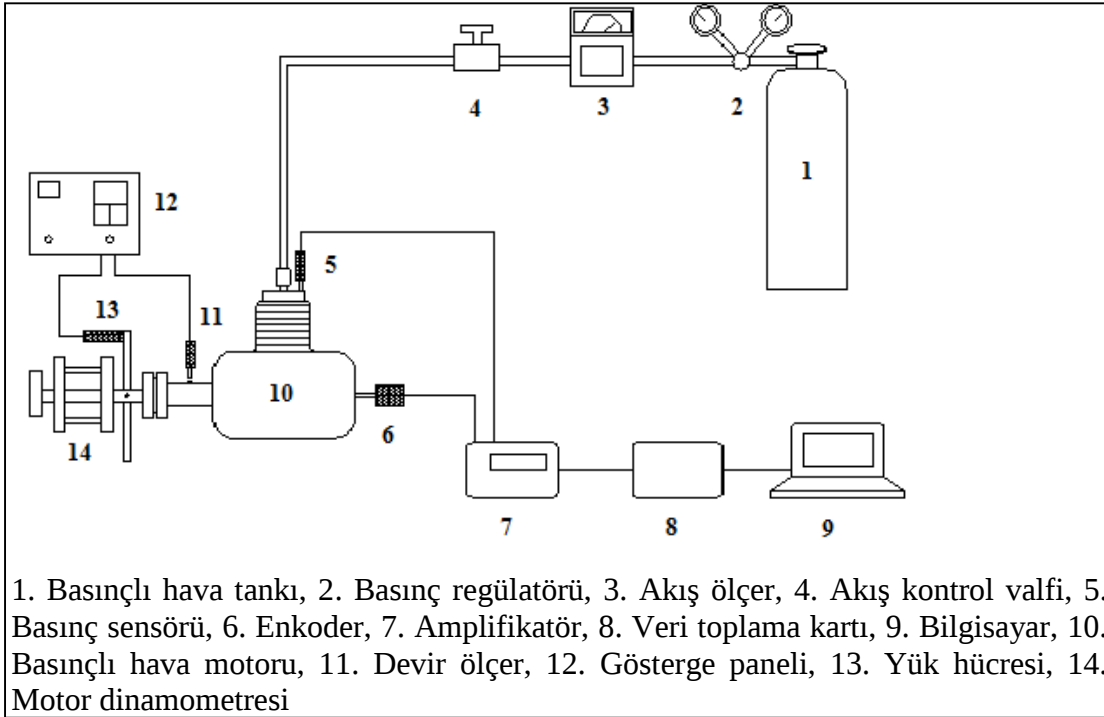
Bu çalışmada, 13 HP gücünde, hava soğutmalı bir benzinli motor basınçlı hava motoruna dönüştürülmüş ve sabit hava kelebek açıklığı, farklı çalışma basınçlarına ve sabit çalışma basıncı farklı motor yüklerine göre motorun performans deneyleri yapılmıştır.

5.4. Deneyin Yapılışı

Çalışmada emme supabı literatür araştırmalarına uygun olarak aynı motor hacmine sahip motorlardaki optimum emme açık kalma süresi ve zamanlaması esas alınarak imal edilmiş, egzoz supap sistemi ise sistemde maksimum boşaltma verimi esas alınarak 200° egzoz açık kalma süresine göre tasarlanmıştır.

Optimum egzoz supap zamanlamasının belirlenmesinde egzoz açılma başlangıcı sırasıyla EgAA 30° , EgAA 20° , EgAA 10° ve EgAA 0° olmak üzere dört farklı noktada deneyler yapılmıştır. Bu noktalara ait performans grafikleri oluşturularak bütün deney basınçlarında optimum egzoz zamanlaması belirlenmiştir. Deney düzeneğinin şematik görünüşü Şekil 5.1’de görülmektedir.

Yapılan deneylerde her bir nokta için üç ölçüm yapılmış, ölçme hatalarını en aza indirmek için ölçmelerin ortalamaları alınmıştır. Performans deneyleri yapılırken motor yükü, motor devri, gönderilen akışkan basıncı ve akışkan miktarı ölçülmüştür.



Şekil 5.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü

5.5. Deney Verileri Esas Alınarak Moment ve Güç Değerlerinin Hesaplanması

Deneyler 10, 15, 20, 25 ve 30 bar çalışma basınçlarında yapılmıştır. Deneylerden elde edilen yük ve motor hızı değerlerine göre motor momentini ve motor gücü aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

Aşağıda verilen örnek EgAA 10° egzoz supap zamanlaması 350 1/min motor hızı için verilmiştir. Deneylerde ölçülen motor momentini ve motor gücü ile ilgili bütün veriler eklerde gösterilmiştir.

Kuvvet kol uzunluğu 0,4 m olduğundan M_e ;

$$M_e = F \cdot l$$

$$M_e = 14,14 \cdot 0,4$$

$$M_e = 5,656 \text{ Nm}$$

olarak hesaplanmıştır.

Motor gücü P_e ;

$$P_e = \frac{M_e n}{9549}$$

$$P_e = \frac{5,656 \cdot 350}{9549}$$

$$P_e = 0,207 \text{ kW}$$

olarak hesaplanmıştır.

5.6. Deney Verileri Esas Alınarak Motor Veriminin Hesaplanması

Basıncılı hava motorlarının verimi ölçülen net iş değerinin sisteme sürülen basınçlı havanın sıkıştırma enerjisine oranı olarak tarif edilmektedir. Buna göre tüm deney hızlarında basınçlı hava motorunun verimi hesaplanmıştır. Hesaplanan sıkıştırma işi ve verim değerleri EK-6'da verilmiştir. EgAA 20°, 350 1/min motor hızı için motor verimi (η_{BHM}) aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$p_x = (p_1 \cdot p_2)^{\frac{1}{2}}$$

Giriş basıncı p_1 , çıkış basıncı p_2 olmak üzere 10 bar çalışma basıncı için kademeler arası basınç;

$$p_x = (101,3 \cdot 1000)^{\frac{1}{2}}$$

$$p_x = 318,28 \text{ kPa}$$

p_x değeri hesaplandıktan sonra 3.34 nolu eşitlik kullanılarak 10 bar çalışma basıncı için özgül iş (w_c) hesaplanmaktadır.

$$w_c = 2 \frac{n R T_1}{n - 1} \left| 1 - \left(\frac{p_x}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right|$$

$$w_c = 2 \cdot \frac{1,2 \cdot 0,287 \cdot 300}{0,2} \cdot \left| 1 - \left(\frac{318,28}{101,3} \right)^{\frac{0,2}{1,2}} \right|$$

$$w_c = -253,34 \text{ kJ/kg}$$

Özgül iş değerinin bir çevrimde sisteme sürülen kütle miktarı ile çarpılmasıyla sisteme verilen enerji miktarı bulunmaktadır.

EgAA 20°, 10 bar çalışma basıncı, 350 1/min motor hızında sisteme 1 çevrimde sürülen kütle miktarı 0,1306 g olduğuna göre kompresör işi;

$$W_c = 0,1306 (-253,34) = -33,08 \text{ J}$$

Basıncılı hava motoru verimi;

$$\eta_{BHM} = \frac{6,16}{|-33,08|} = \% 18,62$$

5.7. Yapay Sinir Ağları İle Model Oluşturma

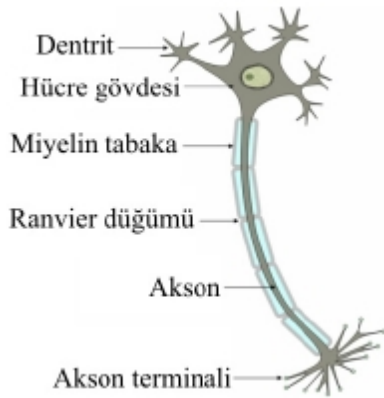
Yapay Sinir Ağları (YSA) insan beyninin işleyişini taklit ederek yeni sistem oluşturmaya çalışan yaklaşımlardır. Bütün YSA yapılarının esin kaynağı biyolojik sinir ağlarının işleyiş yöntemidir. Beynin işleyiş kuralları birçok YSA modelinin geliştirilmesinde kullanılmıştır [85-87].

Yapay sinir ağları (YSA) insan beynindeki sinir hücrelerinin yapısından esinlenerek oluşturulmuş öğrenme yeteneğine sahip sistemlerdir. YSA'lar, tahmin, sınıflandırma, veri ilişkilendirme, veri filtreleme, tanıma ve eşleştirme, teşhis ve yorumlama fonksiyonlarını gerçekleştirmek üzere kullanılmaktadırlar. YSA'lar özellikle matematiksel olarak modellenemeyen veya modellenmesi çok zor olan sistemlerin rahatlıkla modellenebilmesini sağlar [88].

YSA mühendislik alanında; imalat sanayinde, askeri proje uygulamalarında, endüstriyel ürün tasarımında, bilgi yönetiminde, tıp alanında; tıbbi görüntü işlemede, tıbbi tanı koymada, organ morfasyonlarının belirlenmesinde, biomedikal uygulamalarda, tarımsal alanda; toplam ürün rekoltesinin tahmininde, hayvancılık alanında; hayvan davranış modellerinin oluşturulmasında, askeri alanda; uzay ve havacılık sanayinde, yüzey modellemede kullanılmıştır. YSA, bir sisteme ilişkin tek veya çoklu parametrelere bağlı olarak tanımlanan giriş verileri ile sistemin yine tek veya çoklu parametrelere bağlı olarak tanımlanabilen çıkışları arasında ilişki kurabilme yeteneğine sahiptir. Bu ilişkinin doğrusal bir formda olması zorunlu değildir. YSA'lar, çıkış değerleri bilinmeyen tanımlanmış sistem girişlerine uygun çıkışlar da üretebilirler [89].

İnsan vücudundaki sinir hücreleri, hücre gövdesi (soma), giriş lifleri (dendrit) ve taşıyıcı liften (akson) meydana gelmektedir. Sinir hücreleri birbirlerine sinaps adı verilen bir boşlukla bağlanırlar. Sinapsta bir sinir hücresinin aksonu diğer sinir hücresinin dendritine bağlanır. Sinir hücresi içerisinde bilgi elektriksel olarak iletilmekte iken, sinapsta bilgi geçişi kimyasal olarak meydana gelmektedir. Bilgi

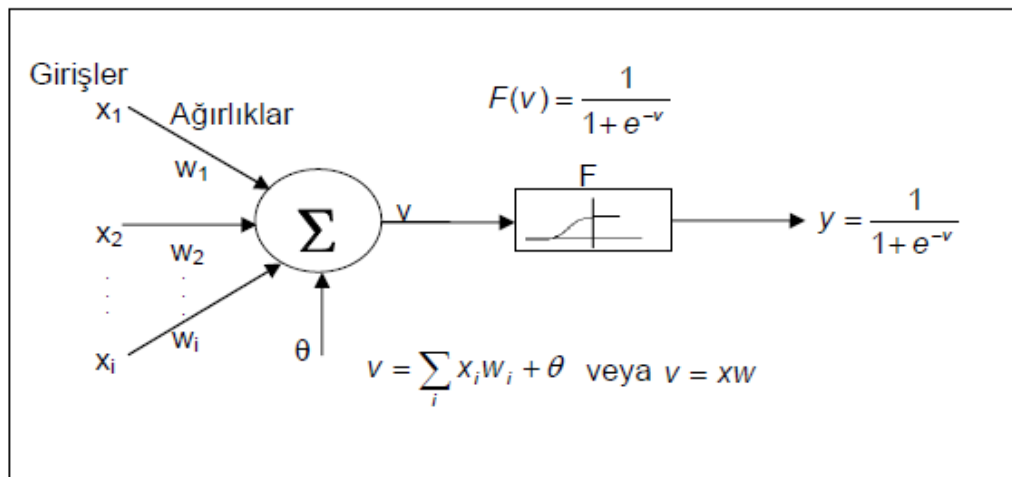
iletimi aksondan dentrite doğru tek yönlüdür [90]. Şekil 5.2’de biyolojik sinir hücresi görülmektedir.



Şekil 5.2. Biyolojik sinir hücresi

5.7.1. Yapay nöron

YSA’lar, birbirine bağlı doğrusal ve/veya doğrusal olmayan birçok elemandan oluşurlar. Bir yapay nöron temel olarak girişler, ağırlıklar, toplama fonksiyonu, transfer fonksiyonu ve çıkış fonksiyonu olmak üzere beş kısımdan oluşur.



Şekil 5.3. p girişli bir yapay nöronun grafik gösterimi

Şekil 5.3’de p girişli bir yapay nöromun grafik gösterimi görülmektedir. Burada x girişleri, y çıkışı, F fonksiyonu, p nöron giriş sayısını, n çıkış sayısını ve w ağırlıkları ifade eder. Girişler dış kaynaklardan veya diğer işlemci elemanlardan gelen işaretlerdir. Bu işaretler, kaynağına göre kuvvetli veya zayıf olabileceğinden ağırlıkları da farklıdır.

YSA’da girilen giriş değerine önce toplama fonksiyonu uygulanır ve her bir işlem elemanının çıkış değeri y’nin hesaplanması için öncelikle;

$$v = \sum_{i=1}^n x_i w_{ij} - \theta_i \quad (5.1)$$

bulunur. Burada;

x_i : i’inci girişi

w_{ij} : j’inci elemandan i’inci elemana bağlantı ağırlığını

θ_i : eşik değerini göstermektedir.

Bu çıkış değerleri sigmoid bir aktivasyon fonksiyonuna uygulanırsa çıkış değeri;

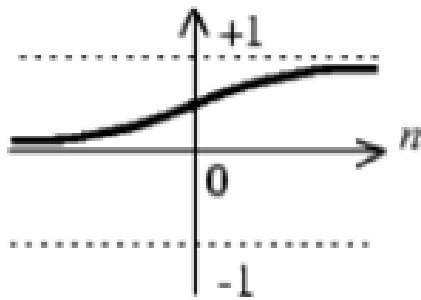
$$y = F(v) = \frac{1}{1 + e^{-v}} \quad (5.2)$$

eşitliği ile bulunur. Çıkış değerinin hesaplanması işlemci eleman çıkışında kullanılan sigmoid fonksiyona göre hesaplanmıştır. Bu işlemci elemanın çıkış değeri diğer işlemci elemanlarına giriş veya ağırlık çıkış değeri olabilir [90].

5.7.2. Aktivasyon fonksiyonları

Aktivasyon ya da transfer fonksiyonları, hücreye gelen net girdiyi işleyerek hücrenin bu girdiye karşılık üreteceği çıktıyı belirler. YSA’larda kullanılacak aktivasyon

fonksiyonlarının türevi alınabilir ve süreklilik arz etmesi gerekmektedir. YSA'nın kullanımının amacına uygun olarak tek veya çift yönlü aktivasyon fonksiyonları da kullanılabilir. Uygulamalarda en çok sigmoid ve tanjant hiperbolik aktivasyon fonksiyonu kullanılır [88-90]. Sigmoid aktivasyon fonksiyonu uygulamalarda en çok kullanılan fonksiyonlardan birisidir. Fonksiyonun davranışı Şekil 5.4'te verilmiştir.

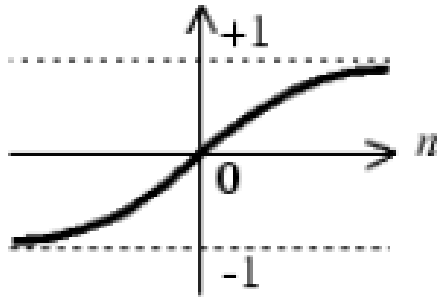


Şekil 5.4. Sigmoid aktivasyon fonksiyonu

Bu fonksiyonun en aktif bölgesinin 0,2 ile 0,8 arasında olduğu bilinmektedir. Literatürde tek kutuplu aktivasyon fonksiyonu olarak da bilinen sigmoid fonksiyonun eşitliği aşağıdaki gibidir:

$$y = \frac{1}{1 + e^{-v}} \quad (5.3)$$

YSA uygulamalarında en çok kullanılan bir diğer aktivasyon fonksiyonu ise tanjant hiperbolik fonksiyonudur. Çift kutuplu fonksiyon olarak da bilinen fonksiyonun grafiği Şekil 5.5'te verilmiştir.



Şekil 5.5. Tanjant hiperbolik aktivasyon fonksiyonu

Tanjant hiperbolik fonksiyonun eşitliği;

$$y = \frac{1 - e^{-2v}}{1 + e^{-2v}} \quad (5.4)$$

5.7.3. YSA'ların üstünlükleri

Yapay sinir ağlarının klasik sistemlere göre üstünlükleri aşağıdaki gibi sıralanabilir [88-90]:

- *Doğrusal olmama:* Yapay nöronların lineer olmama özelliği YSA'nın birçok probleme uygulanabilmesine imkan verir.
- *Öğrenme:* YSA'ları diğer yaklaşımlardan ayıran temel özelliktir. YSA'nın problemi öğrenebilmesi için problemin giriş verilerine karşılık gelen çıkış verilerinin veya sadece giriş verilerinin olması gerekir. Giriş ve çıkış verileri ile tanımlanan öğrenme kümesi yeterli sayıda örnek içermelidir.
- *Genelleme yapma:* Eğitim sürecinin ardından, YSA eğitim kümesi dışındaki veriler için de çıkışlar üretebilir. YSA'nın ürettiği çıkışların kabul edilebilir düzeyde olup olmadığı test verilerinin çıkış değerleriyle YSA'nın çıkış değerlerinin karşılaştırılmasıyla tespit edilir.
- *Adaptasyon:* YSA'lar, tanımı ya da parametleri değişen problemlere veya sisteme uygun çözümler üretmek için yeniden eğitilebilir. Bu özellik YSA'nın

hedef tanıma, uyarlamalı örnek tanıma, sınıflandırma, işaret işleme, otomatik kontrol ve sistem kimliklendirme ve modelleme gibi alanlarda kullanımını sağlamıştır.

- *Veri işleme:* Biyolojik sistemlerde veri dağınık yapıda saklanır. YSA'da ise ağırlıklar üzerine paralel olarak dağıtılmış şekilde temsil edilmekte, korunmakta ve saklanmaktadır. Ağırlıklar herhangi bir anda YSA'nın problemle ilgili olarak sahip bulunduğu bilgiyi ifade eder. Yapay sinir ağlarında veri dağıtılmış birleşik hafıza yapısı kullanılır ve bilgi farklı formlara dönüştürülerek işlenebilir.
- *Hataya ve gürültüye karşı duyarlılık ve tolerans:* YSA'nın genelleme yeteneği testlerle sınanır. Genelleme yeterli seviyede ise, giriş vektörünü tanımlayan parametrelerden bazılarının verilmemesi veya sağlanamaması durumunda veya ağırlıkların bazılarının bozularak kullanılamaz duruma gelmesi halinde kabul edilebilir doğrulukta çıkışlar üretebilir. Bu özellik, klasik hesaplama yöntemlerine göre YSA'nın önemli bir üstünlüğüdür.
- *Donanım:* YSA'lar, paralel yapısı nedeniyle büyük ölçekli entegre devre teknolojisi ile gerçekleştirilebilir. Bu özellik YSA'nın hızlı bilgi işleme yeteneğini ve örnek tanıma, işaret işleme, sistem kimliklendirme ve denetim gibi gerçek zamanlı uygulamalarında kullanımı artırır.
- *Hazır paket programlar:* YSA'ların farklı yapılarını içeren ve kolay temin edilebilen birçok yazılım geliştirilmiştir. Bu kolaylıklar YSA'nın cazibesini daha da artırmıştır.

5.7.4. YSA'nın mühendislik uygulamaları

YSA uygulamaları temel olarak tahmin, sınıflandırma, veri yorumlama, veri filtreleme ve veri ilişkilendirme olarak 5 sınıfa ayrıştırılabilir. Hava durumu tahmini, kanser riskini belirleme bunlara örnek olarak verilebilir. Sınıflandırma, giriş değerleri kullanılarak sınıflandırmalar yapmaya yarar. Arıza teşhisi, karakter tanıma bu özelliğe örnek olarak verilebilir. Sınıflandırmaya benzer bir özellik olan veri ilişkilendirme, sınıflandırmanın yanı sıra, hatalı verileri de tanımlamaya yarar. Veri yorumlama, giriş verisindeki gruplar arasındaki ilişkileri analiz eder. Veri filtreleme

ise, giriş sinyalleri arasındaki uygun olmayan verilerin ayıklanmasını sağlar [88-90]. YSA uygulamalarını birçok alanda görmek mümkündür.

Bunlardan bazıları:

- Havacılık ve uzay alanında yüksek performanslı oto-pilot geliştirme çalışmalarında, uçuş kontrol sistemlerinde ve simülasyon cihazları,
- Otomotiv sektöründe oto-rehberlik uygulamaları geliştirme,
- Bankacılıkta kredi risk analizleri,
- Savunma sanayinde hedef tanıma, hedef izleme, silah oryantasyonu sayısal görüntü işleme, veri kodlama ve sıkıştırma,
- Bilgisayar destekli görme, ses tanıma, sinyal işleme ve filtreleme,
- Tıpta teşhis ve bioistatistiksel ilişkilerin aranması,
- Robotikte, yüzey modellemede, yol ve hız tahmini,
- Coğrafi bilgi sistemlerinde hareketli cisimlerin izlenmesi, konum ve durumlarının tahmini,
- Meteorolojide hava tahmin algoritmalarının geliştirilmesi olarak sıralanabilir.

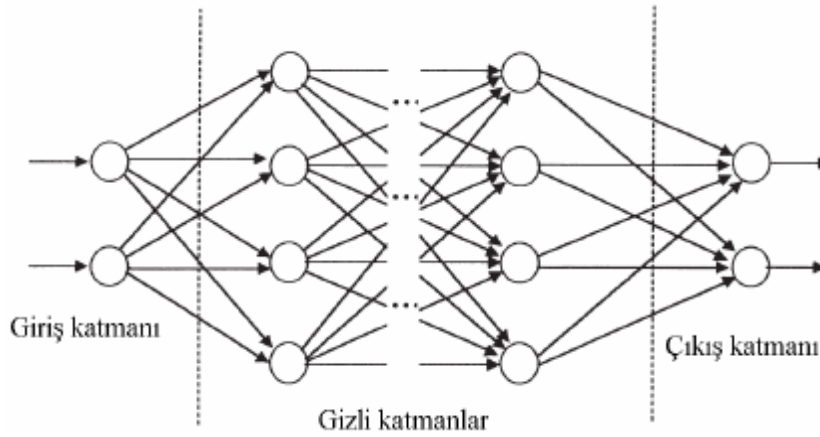
5.7.5. Modelde YSA'nın kullanım gerekçesi

Bu çalışmada elde edilen deney sonuçlarından geliştirilen modellerde YSA'nın tahmin özelliği kullanılmıştır. Modelde YSA kullanımının gerekçesi, YSA'yı diğer sistemlerden ayıran en önemli özellik olan karmaşık ve bir formülle ifade edilemeyen problemleri çözebilme yeteneğidir.

Yapılarına göre YSA'lar ileri beslemeli (feedforward) ve geri beslemeli (feedback) olarak ikiye ayrılır. İleri beslemeli ağlarda bilgi akışı girişten çıkışa doğru tek yönlü bağlantılarla sağlanır. Geri beslemeli ağlarda ise çıkış ve ara katman çıkışlarından giriş ve önceki ara katmanlara doğru geri besleme vardır [89].

Şekil 5.6'da ileri beslemeli bir ağın yapısı görülmektedir. İleri beslemeli ağ, bir giriş katmanı, gizli katmanlar ve çıkış katmanından oluşmaktadır. Gizli katman bir veya

daha fazla olabilmektedir. Giriş ve çıkış katmanındaki hücre sayıları yapılan uygulama ile belirlenmektedir. Gizli katman sayıları ve gizli katmanlardaki hücre sayılarının belirlenmesinde herhangi bir matematiksel yöntem bulunmamaktadır. Yapılan çalışma için en uygun sonucu veren gizli katman sayıları ve gizli katmanlardaki hücre sayıları deneme yanılma yoluyla tespit edilebilmektedir [90]. Giriş katmanı ağa verilerin girdiği katmandır. Bu katmana gelen veriler ağırlıklarla çarpılarak diğer katmanlara iletilir. Her bir eleman kendisine gelen verileri ağırlıklarıyla çarparak toplar ve bir aktivasyon fonksiyonuyla çıkış üretir. Üretilen çıkış bir sonraki katmandaki elemanlara gönderilir. Bu işlemler çıkış katmanına ulaşıncaya kadar devam eder ve çıkış katmanında ağın çıkış verisi üretilir.



Şekil 5.6. İleri beslemeli ağ yapısı [90]

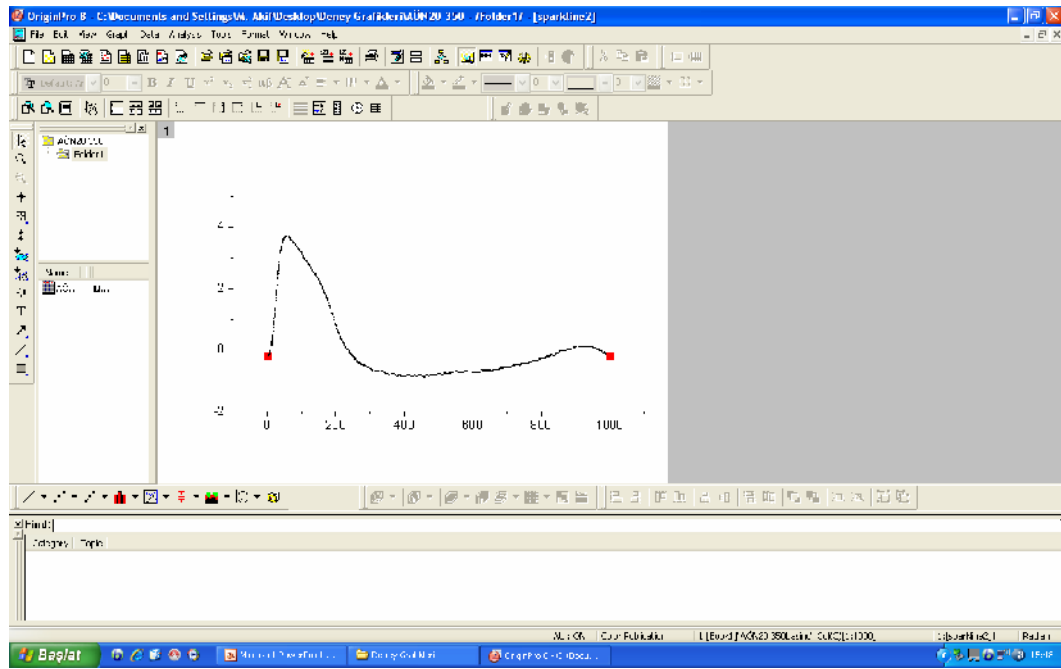
Yapay sinir ağlarında ağın girişlerine göre doğru çıkışı sağlayabilmesi için ağırlıkların ayarlanması gerekmektedir. Ağırlıkların değiştirilmesi çıkıştaki hatanın bir fonksiyonu olarak gerçekleştirilir. Bu işleme öğrenme denir [90]. YSA'ların öğrenme yapılarında farklı metotlar bulunmaktadır. Bu metotlar genel olarak danışmanlı öğrenme, danışmansız öğrenme ve destekleyici öğrenme olarak üçe ayrılırlar. Danışmanlı öğrenmede, öğrenme aşamasında YSA'nın girişlere göre üretmesi gerektiği çıkışlar verilir. İstenen çıkış ve gerçek çıkış arasındaki farka (hataya) göre ağırlıklar bir öğrenme algoritmasıyla ayarlanır. Danışmansız

öğrenmede ise öğrenme sürecinde ağa sadece giriş verileri sağlanır. Ağ çıkışında elde edilen bilgilere göre, ağ sınıflandırma kurallarını kendi kendine geliştirmektedir. Destekleyici öğrenmede ise danışmansız öğrenmedekine benzer bir şekilde ağa sadece giriş bilgileri uygulanır. Ağın çıkışta ürettiği bilgi gerçek çıkış bilgisiyle karşılaştırılarak doğru veya yanlış olduğu bilgisi üretilir. Bu bilgiye bağlı olarak ağın öğrenmesi devam eder [88-90].

YSA'ların öğrenmesinin ne düzeyde olduğunu belirlemek için eğitim verilerinin dışında test verileri kullanılarak eğitilen YSA'nın çıkışları gerçek sonuçlarla karşılaştırılır. Bu karşılaştırma sonucunda ağın yeterli doğrulukta çıkış sağlayamadığı düşünülüyorsa, mevcut YSA'nın eğitimine devam edilebilir veya farklı bir YSA ile çalışmalar tekrarlanabilir. YSA'ların performanslarını değerlendirmek amacıyla RMS (root mean square), R^2 (mutlak değişim yüzdesi) ve ortalama hata gibi istatistiksel hesaplamalar kullanılmaktadır [88-90].

6. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Basıncılı hava motorlarının performans deneyleri yapılmadan önce egzoz supap zamanlamaları ile ilgili optimizasyon çalışması yapılmıştır. Elde edilen ham veriler filtreleme programından geçirilerek sağlıklı eğriler elde edilmiştir.



Şekil 6.1. Filtrelenmiş silindir içi basınç grafiği

Şekil 6.1’de filtrelenmiş silindir içi basınç grafiği görülmektedir. Grafikte yatay eksen açık indikatör diyagramındaki hacim boyunca elde edilen data sayısını, düşey eksen ise basınç miktarını göstermektedir. Sinyallerin düzeltilme işleminden sonra ham verilerin işlenmesi işlenmiştir. Ham veriler MATLAB programında hazırlanmış bir veri işleme programı vasıtasıyla filtrelenmiştir. Bu program vasıtası ile silindir içi basınç ve ÜÖN sinyalleri işlenmiş, basınç sinyallerini gerilimden basınca dönüştürülmüş, silindir hacmi hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar bir dosyaya kaydedilmiştir. Verilerin sağlıklı elde edilebilmesi için bu program ilk ÜÖN sinyalinden itibaren 10 çevrimi esas alarak verileri işlemektedir.

Ham verilerin işlenmesiyle ilgili olarak yazılan program EK 2’de verilmiştir. İşlenmiş veriler daha sonra Excel programı kullanılarak kapalı çevrim grafiklerine dönüştürülmüştür.

Basıncı filtrelenmiş basınçlı hava motoruna ait p-V grafiğine göre silindir içerisine basınçlı hava sevkinden itibaren basınç yükselmekte, genişlemenin etkisiyle maksimum basınç noktasından sonra silindir içindeki basınç azalmaktadır. Piston AÖN’den ÜÖN’ye hareket ederken silindir içerisinde bir miktar basınç yükselmesi meydana gelmektedir. Bu basınç yükselmesi piston ÜÖN’ye gelinceye kadar devam etmektedir. Pistonun ÜÖN’ye gelmek üzereyken egzoz supabının halen açık olması sebebiyle silindir içerisindeki negatif basınç artışı yeniden azalmaktadır. Silindir içerisindeki bu negatif basınç artışının bir diğer sebebi ise basınçlı hava motorlarında mekanik enerji elde edebilmek için enerji akışkanı olarak sadece basınçlı havanın kullanılmasıdır. Basınçlı hava motorlarının hava tüketimi normal emişli motorlardan oldukça fazladır. Bu nedenle 4 zamanlı içten yanmalı motorların egzoz sistemine benzeyen bir egzoz sistemi bu motorlarda yeterli boşaltmayı yapamamaktadır.

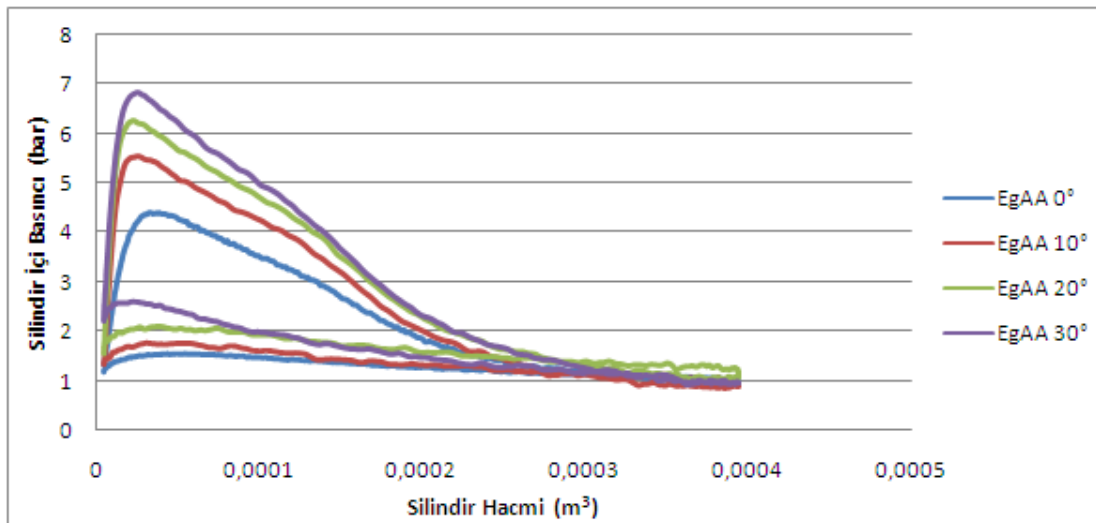
Basınçlı hava motorunun performans deneyleri sabit hava kelebek açıklığı, farklı çalışma basınçlarında yapılmıştır. Buna göre öncelikli olarak 10, 15, 20, 25 ve 30 bar çalışma basınçlarında farklı egzoz açılma başlangıçları (EgAA 0°, EgAA 10°, EgAA 20°, EgAA 30°) için motorun yüksüz devirleri tespit edilmiştir. Yüksüz çalışma devirleri dikkate alındığında ortalama olarak yüksüz çalışma hızlarından 150 1/min daha düşük motor hızlarında performans deneyleri yapılmıştır. Buna göre her bir farklı egzoz açılma başlangıcı için 10 bar çalışma basıncında 350 1/min, 15 bar çalışma basıncında 500 1/min, 20 bar çalışma basıncında 650 1/min, 25 bar çalışma basıncında 800 1/min ve 30 bar çalışma basıncında 950 1/min motor hızları performans deney başlangıç hızları olarak kabul edilmiştir.

Şekil 6.2, 350 1/min motor hızı, EgAA, 0°, EgAA 10°, EgAA 20° ve EgAA 30° egzoz zamanlamalarına göre elde edilen p-V grafiğidir. Bu grafiğin elde edilmesi sırasında yapılan moment ölçümlerinde EgAA 0° egzoz zamanlaması için motor

momenti 3,156 Nm, EgAA 10° egzoz zamanlaması için 5,656 Nm, EgAA 20° egzoz zamanlaması için motor gmomenti 6,16 Nm ve EgAA 30° için motor momenti 4,446 Nm ölçülmüştür. Bu değerler içinde en fazla motor momenti EgAA 20° egzoz supap zamanlaması için elde edilmiştir.

10 bar çalışma basıncı, 350 1/min motor hızı için farklı egzoz açılma başlangıçlarında yapılan moment ölçümlerinde en yüksek motor momenti EgAA 20° egzoz supap zamanlamasında elde edilmiştir. 350 1/min motor hızında elde edilen güç ölçümlerinde ise EgAA 0° için 0,115 kW, EgAA 10° derece için 0,207 kW, EgAA 20° için 0,225 kW ve EgAA 30° için 0,162 kW motor gücü elde edilmiştir.

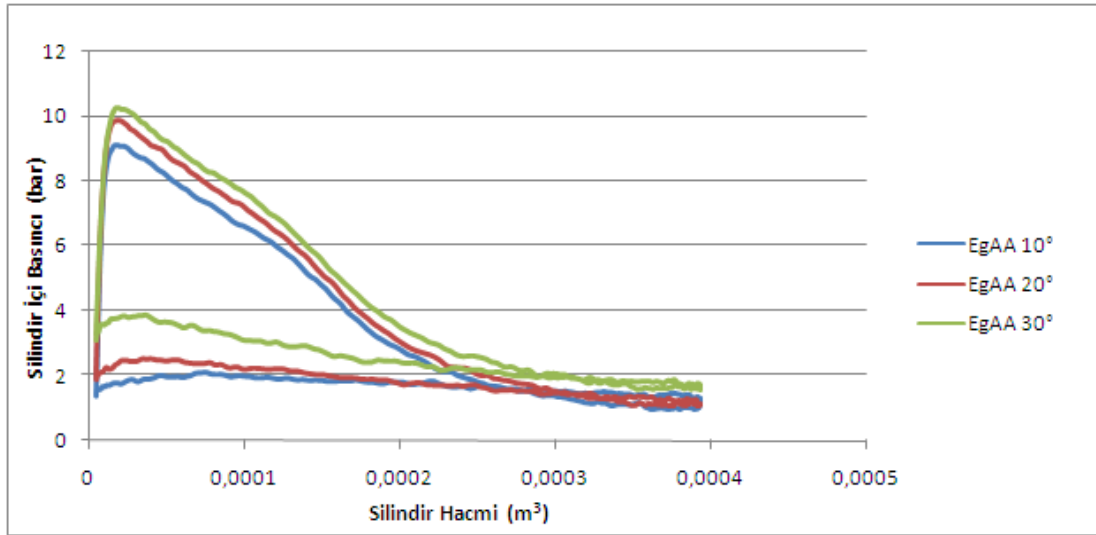
Özgül iş olarak 10 bar çalışma basıncında farklı egzoz açılma başlangıçları incelendiğinde sürülen kütle miktarına göre elde edilen iş miktarları EgAA 0° motor verimi 5,34 J/g, EgAA 10° için 12,28 J/g, EgAA 20° için 20,71 J/g ve EgAA 30° için 20,05 J/g olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlara göre 10 bar çalışma basıncı, 350 1/min çalışma hızı için en verimli egzoz zamanlaması EgAA 20° olarak bulunmuştur.



Şekil 6.2. 350 1/min, 10 bar çalışma basıncı, farklı egzoz zamanlamaları için p-V diyagramı

Şekil 6.3, 500 1/min motor hızı, 15 bar çalışma basıncında farklı egzoz açılma başlangıçları için elde edilen p-V grafiğidir. Grafiğe göre en yüksek silindir içi maksimum basıncı EgAA 30° egzoz supap zamanlamasında elde edilmiştir. Buna karşın egzoz zamanı içerisinde silindir içi en yüksek egzoz basıncı da bu supap zamanlamasında gerçekleşmiştir. Bu durumun sebebi EgAA 30° supap zamanlamasında supap bindirmesinin bulunmaması ve egzoz sisteminin verimli boşaltamamasıdır. Ölçülen motor momentleri kıyaslandığında EgAA 10° egzoz supap zamanlaması için motor momenti 9,392 Nm, EgAA 20° egzoz supap zamanlaması için motor momenti 10,8 Nm, EgAA 20° için motor momenti 6,931 Nm ölçülmüştür. Üç farklı egzoz supap zamanlamaları incelendiğinde net işi en yüksek olan EgAA 20° egzoz supap zamanlaması 15 bar çalışma basıncı için en uygun egzoz supap zamanlaması olarak bulunmuştur. 500 1/min motor hızı için elde edilen güç değerleri ise EgAA 10° için 0,491 kW, EgAA 20° için 0,656 kW, EgAA 30° için 0,362 kW bulunmuştur.

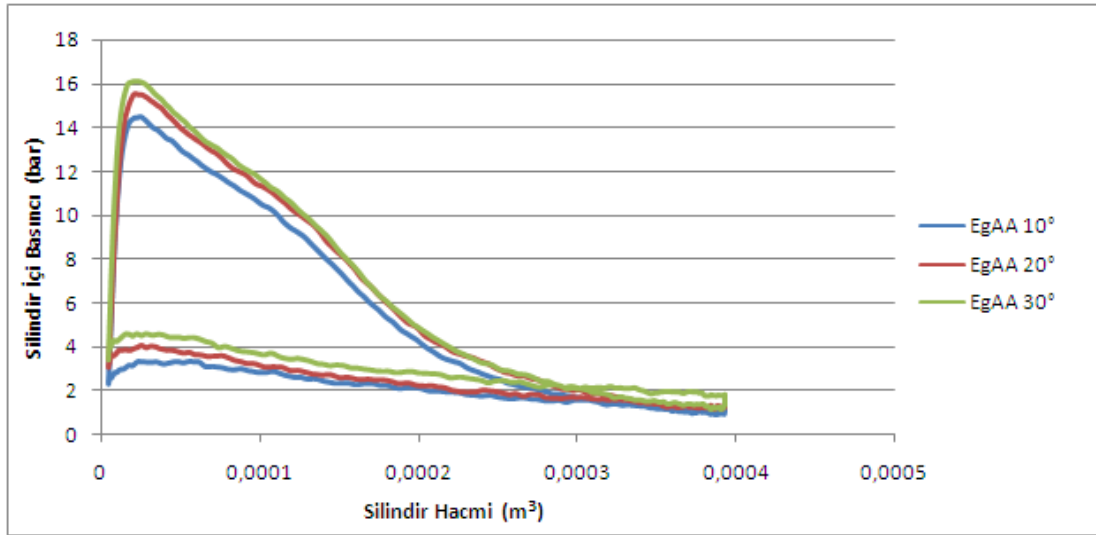
Özgül iş olarak 15 bar çalışma basıncında farklı egzoz açılma başlangıçları incelendiğinde sürülen kütle miktarına göre elde edilen iş miktarları EgAA 10° için 18,37 J/g, EgAA 20° için 34,53 J/g ve EgAA 30° için 28,31 J/g olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlara göre 15 bar çalışma basıncı, 500 1/min çalışma hızı için en verimli egzoz zamanlaması EgAA 20° olarak bulunmuştur.



Şekil 6.3. 500 1/min, 15 bar çalışma basıncı, farklı egzoz zamanlamaları için p-V diyagramı

Şekil 6.4, 650 1/min motor hızı, 20 bar çalışma basıncında farklı egzoz açılma başlangıçları için elde edilen p-V grafiğidir. Silindir içi en yüksek basınç EgAA 30° egzoz supap zamanlamasında elde edilmiştir. 500 1/min motor hızında olduğu gibi 650 1/min motor hızında da maksimum egzoz basıncı EgAA 30° egzoz supap zamanlamasında elde edilmiştir. Motor momentleri EgAA 10° için 11,984 Nm, EgAA 20° için 13,92 Nm, EgAA 30° için 10,336 Nm ölçülmüştür. 20 bar çalışma basıncı için en uygun egzoz supap zamanlaması EgAA 20°'dir. Elde edilen güç değerleri ise EgAA 10° için 0,815 kW, EgAA 20° için 0,947 kW, EgAA 30° için 0,703 kW olarak bulunmuştur.

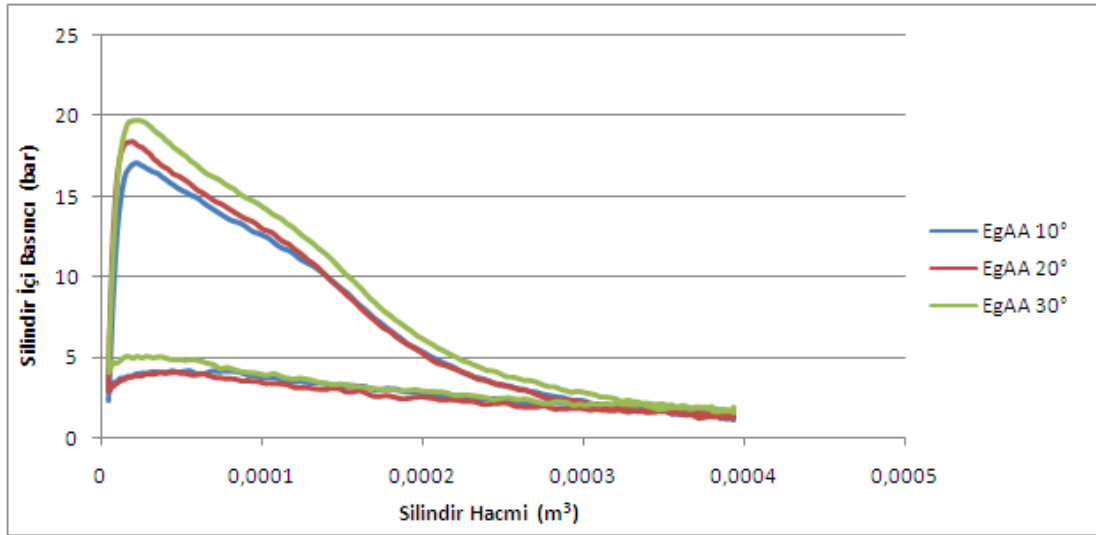
Özgül iş olarak 20 bar çalışma basıncında farklı egzoz açılma başlangıçları incelendiğinde sürülen kütle miktarına göre elde edilen iş miktarları EgAA 10° için 21,6 J/g, EgAA 20° için 37,64 J/g ve EgAA 30° için 35,17 J/g olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlara göre 20 bar çalışma basıncı, 650 1/min çalışma hızı için en verimli egzoz zamanlaması EgAA 20° olarak bulunmuştur.



Şekil 6.4. 650 1/min, 20 bar çalışma basıncı, farklı egzoz zamanlamaları için p-V diyagramı

Şekil 6.5, 800 1/min motor hızı, 25 bar çalışma basıncında farklı egzoz açılma başlangıçları için elde edilen p-V grafiğidir. Silindir içi en yüksek basınç EgAA 30° egzoz supap zamanlamasında elde edilmiştir. 650 1/min motor hızında olduğu gibi 800 1/min motor hızında da maksimum egzoz basıncı EgAA 30° egzoz supap zamanlamasında elde edilmiştir. Motor momentleri EgAA 10° için 15,84 Nm, EgAA 20° için 17,28 Nm, EgAA 30° için 13,148 Nm ölçülmüştür. 25 bar çalışma basıncı için en uygun egzoz supap zamanlaması EgAA 20°'dir. Elde edilen güç değerleri ise EgAA 10° için 1,327 kW, EgAA 20° için 1,48 kW, EgAA 30° için 1,102 kW olarak bulunmuştur.

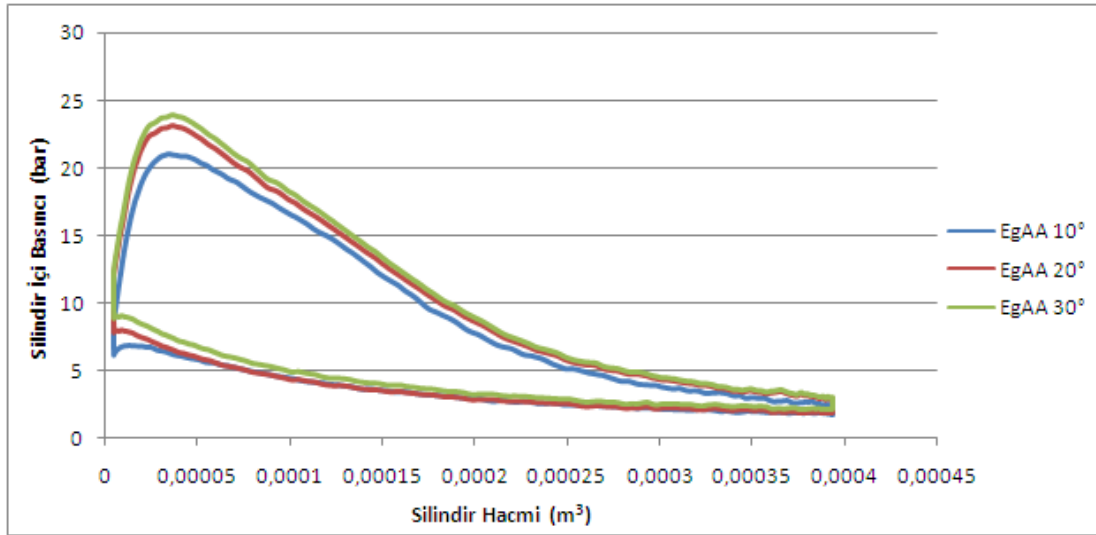
Özgül iş olarak 25 bar çalışma basıncında farklı egzoz açılma başlangıçları incelendiğinde sürülen kütle miktarına göre elde edilen iş miktarları EgAA 10° için 27,79 J/g, EgAA 20° için 44,03 J/g ve EgAA 30° için 40,21 J/g olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlara göre 250 bar çalışma basıncı, 800 1/min çalışma hızı için en verimli egzoz zamanlaması EgAA 20° olarak bulunmuştur.



Şekil 6.5. 800 1/min, 25 bar çalışma basıncı, farklı egzoz zamanlamaları için p-V diyagramı

Şekil 6.6, 950 1/min motor hızı, 30 bar çalışma basıncında farklı egzoz açılma başlangıçları için elde edilen p-V grafiğidir. Silindir içi en yüksek basınç EgAA 30° egzoz supap zamanlamasında elde edilmiştir. 800 1/min motor hızında olduğu gibi 950 1/min motor hızında da maksimum egzoz basıncı EgAA 30° egzoz supap zamanlamasında elde edilmiştir. Motor momentleri EgAA 10° için 14,4 Nm, EgAA 20° için 14,88 Nm, EgAA 30° için 11,86 Nm ölçülmüştür. 30 bar çalışma basıncı için en uygun egzoz supap zamanlaması EgAA 20° 'dir. Elde edilen güç değerleri ise EgAA 10° için 1,43 kW, EgAA 20° için 1,52 kW, EgAA 30° için 1,18 kW olarak bulunmuştur.

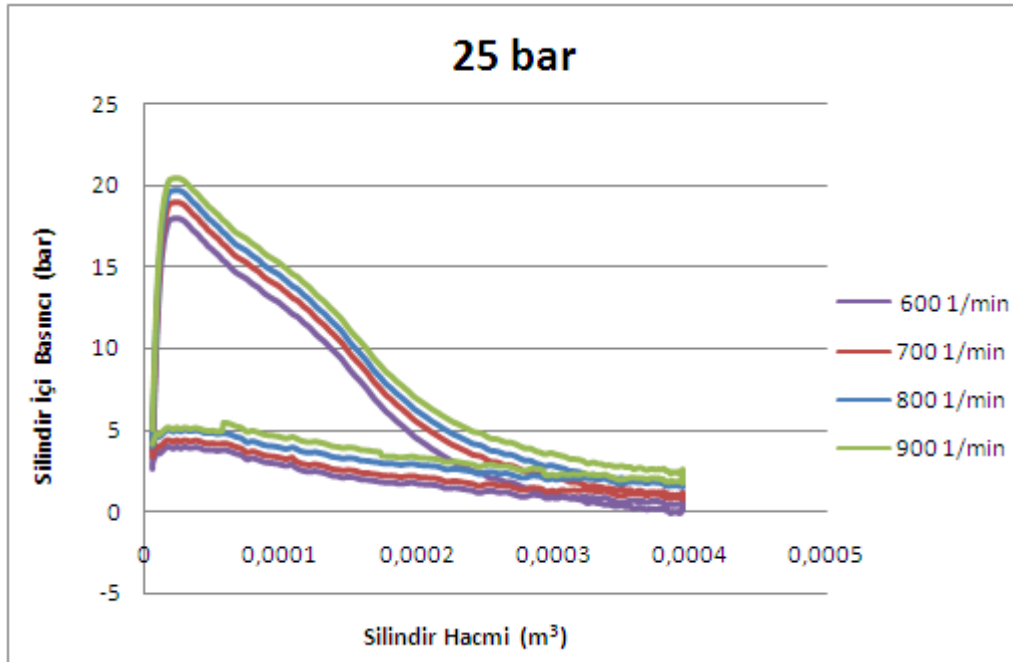
Özgül iş olarak 30 bar çalışma basıncında farklı egzoz açılma başlangıçları incelendiğinde sürülen kütle miktarına göre elde edilen iş miktarları EgAA 10° için 24,06 J/g, EgAA 20° için 37,23 J/g ve EgAA 30° için 35,82 J/g olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlara göre 30 bar çalışma basıncı, 950 1/min çalışma hızı için en verimli egzoz zamanlaması EgAA 20° olarak bulunmuştur.



Şekil 6.6. 950 1/min, 30 bar çalışma basıncı, farklı egzoz zamanlamaları için p-V diyagramı

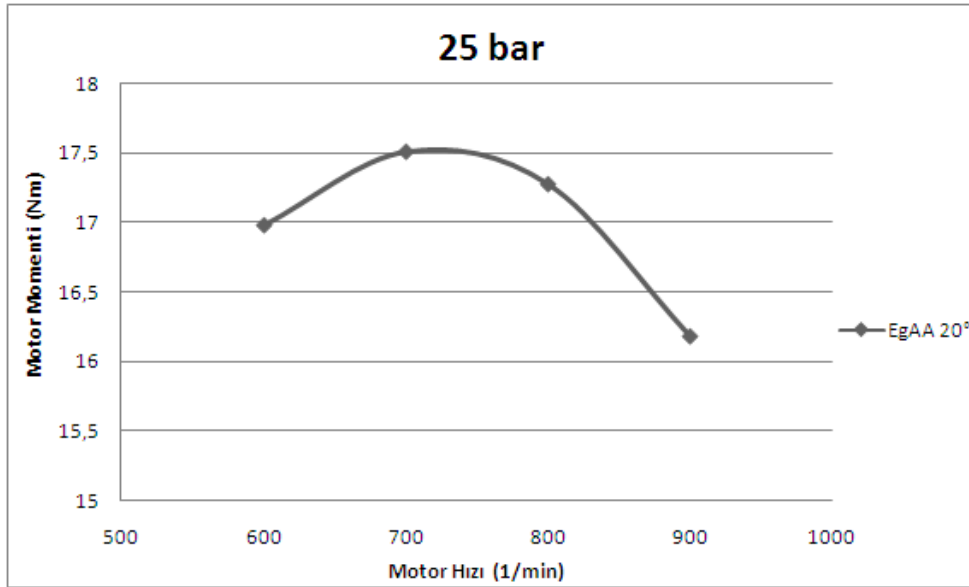
Farklı çalışma basınçlarında yapılan deneyler sonucunda üç farklı supap zamanlaması göz önüne alındığında tüm basınçlarda EgAA 20° supap zamanlamasının optimum egzoz supap zamanlaması olduğu görülmüştür. Motor verimleri esas alındığında basınçlı hava motorunun en verimli olduğu çalışma noktası EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncıdır.

Şekil 6.7, sabit çalışma basıncı, farklı yüklerde silindir hacmine bağlı olarak silindir içi basınç değişimini göstermektedir. EgAA 20°, 25 bar çalışma basıncı tüm deney şartlarında en yüksek verime sahip olduğu noktadır. 900 1/min motor hızından itibaren motor yükünün arttırılması durumunda silindir içindeki negatif iş azalırken silindir içinde ulaşılan maksimum basınçlar azalmaktadır. Bu durumun sebebi piston hızı ile ilgilidir. Pistonun silindir içerisinde birim zamanda aldığı yol supapların açık kalma aralığı sabit kalmasına rağmen motor hızı azaldıkça azalmaktadır. Buna bağlı olarak egzoz zamanı gerçekleştirilirken silindir içindeki basınçlı egzoz akışkanının dışarı atılması daha da kolaylaşmaktadır. Dışarı atılan egzoz akışkanının miktarının artması ile negatif basınç azalmaktadır.



Şekil 6.7. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncı, farklı motor hızları için p-V diyagramı

Şekil 6.8’de verilen motor moment grafiği ele alındığında 900 1/min’ den itibaren 700 1/min’ e kadar motor momentini artmış, 600 1/min motor hızında ise motor momentini azalmıştır. Bu değişim motor içerisindeki doldurma veriminin 700 1/min motor hızında en fazla olduğunu göstermektedir. 700 1/min motor hızından sonra yüklemeye devam edildiğinde ise motor momentinin azalmaya başladığı görülmektedir.



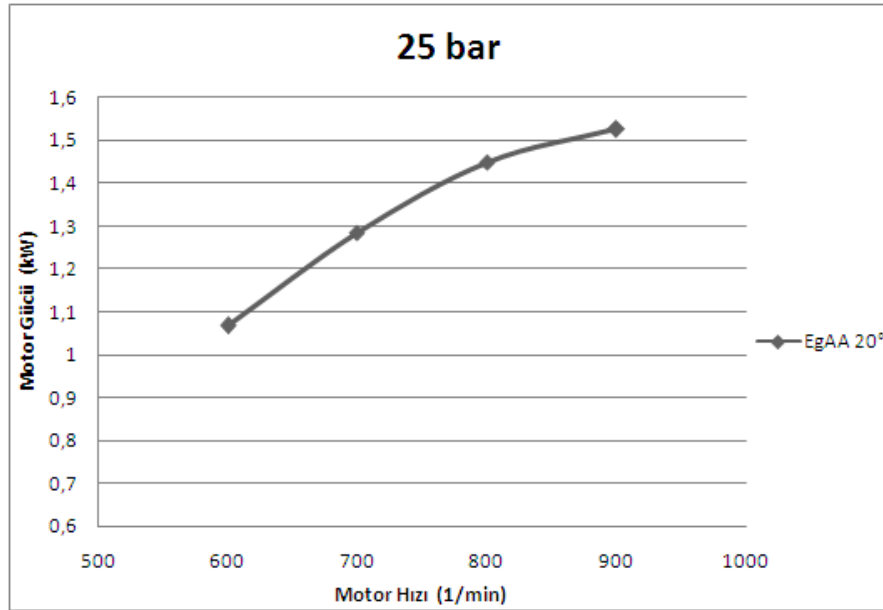
Şekil 6.8. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncında motor momentinin motor hızına göre değişimi

Şekil 6.9’da 25 bar çalışma basıncı, farklı yüklerde motor gücünün motor hızına göre değişimi görülmektedir. Bu grafikte 600 1/min motor hızından itibaren motor hızı artırıldığında motor gücünün birim zamanda meydana getirilen iş miktarına bağlı olarak arttığı görülmektedir. 900 1/min motor hızına doğru motor gücünün maksimum noktaya ulaşma eğiliminde olduğu bu motor hızından daha yüksek hızlarda ise sürtünmelere ve boşaltma sıkıntılarına bağlı olarak motor gücünün azalacağı tahmin edilmektedir.

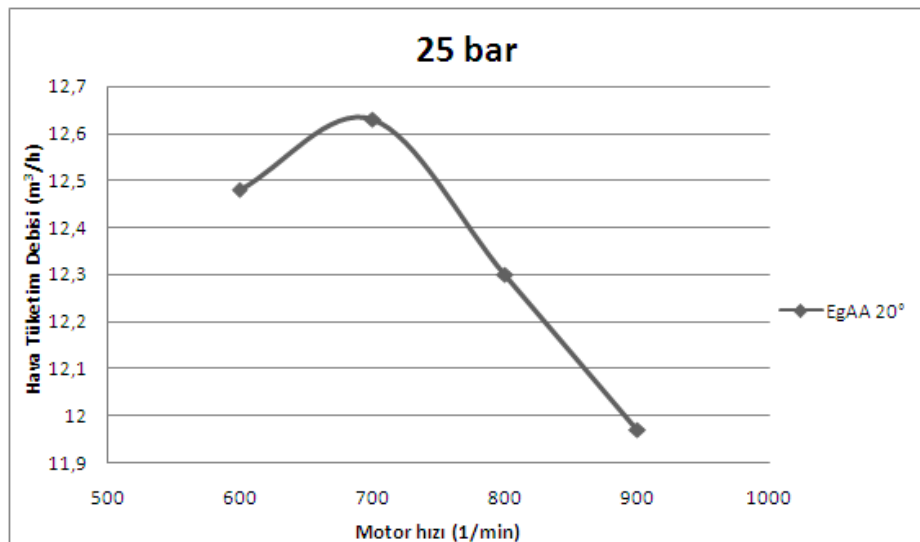
Farklı yüklerdeki negatif iş kaybındaki azalma EgAA 10° supap zamanlamasında daha fazla görülmüş, ancak 10°’lik supap bindirmesi nedeniyle hava tüketimi diğer supap zamanlamalarına nazaran en fazla artan supap zamanlaması olmuştur.

Bu nedenden dolayı verimi en düşük supap zamanlaması EgAA 10° supap zamanlamasıdır. EgAA 30° supap zamanlamasında negatif iş kaybı en az gerçekleşen supap zamanlaması olmuştur. Bunun nedeni ise egzoz supabının ÜÖN’ye 10° kala kapanmasıdır. Motorun çalışma hızları içerisinde en yüksek verimin elde edildiği nokta olması sebebiyle aşağıdaki grafiklerde 25 bar çalışma basıncı, EgAA

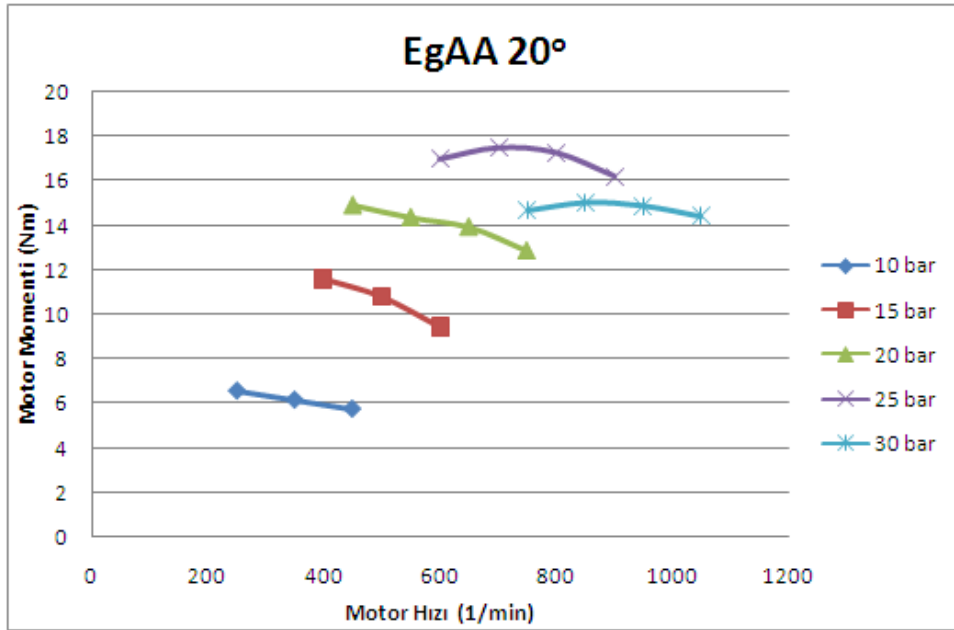
20° egzoz supap zamanlamasına ait grafikler gösterilmiştir. Diğer çalışma noktalarına ait grafikler EK-6'da verilmiştir.



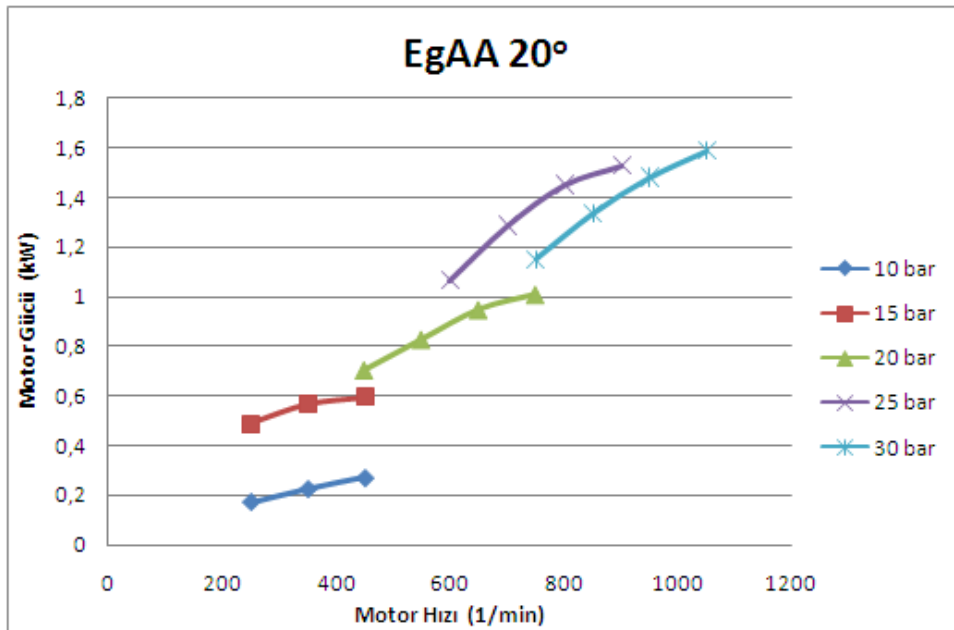
Şekil 6.9. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncında motor gücünün motor hızına göre değişimi



Şekil 6.10. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncında hava tüketim debisinin motor hızına göre değişimi



Şekil 6.11. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, farklı çalışma basınçlarında motor momentinin motor hızına göre değişimi



Şekil 6.12. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, farklı çalışma basınçlarında motor gücünün motor hızına göre değişimi

Farklı çalışma basınçları için basınçlı hava motorunun elde ettiği net işler incelendiğinde bütün egzoz supap zamanlamaları için sistemde elde edilen net işler

800 1/min motor hızına kadar artmaktadır. 800 1/min motor hızından sonra doldurma veriminin azalması sebebiyle motor momenti de azalmaktadır. 800 1/min motor hızından sonra motor momentinin azalması durumu motor veriminde azalmasına sebep olmaktadır. Bu durum en fazla EgAA 10° egzoz supap zamanlamasında kendini belli etmektedir. EgAA 10° egzoz supap zamanlamasında 10° supap bindirmesi bulunduğundan sistemde kullanılan basınçlı hava miktarı da diğer supap zamanlamalarından fazladır. EgAA 20° egzoz supap zamanlamasında supap bindirmesi bulunmamaktadır. Bu nedenle hava tüketimi EgAA 10° egzoz supap zamanlamasına göre hava tüketimi daha az, motor momenti daha fazladır. EgAA 30° egzoz supap zamanlamasında piston ÜÖN'ye 10° kala egzoz sistemi kapanmaktadır. Yapılan ölçümlere göre EgAA 30° egzoz supap zamanlamasının verimi EAA 10° egzoz supap zamanlamasından daha yüksek çıkmıştır. Üç farklı egzoz supap zamanlamasında verimi en yüksek olan supap zamanlaması EgAA 20°'dir. Farklı çalışma basınçlarına ait tüm performans grafikleri EK 6'da verilmiştir. Basınçlı hava motorlarının verimi sistemden 1 çevrimde elde edilen net işin 1 çevrim için sisteme verilen basınçlı havanın sıkıştırması için harcanan enerjiye oranıdır. (3.45) no'lu verim ifadesinden de anlaşılacağı üzere basınçlı hava motorlarının verimini arttırma yöntemlerinden birisi sıkıştırma için harcanan enerji miktarını azaltmaktır. Verim analizi yapılırken ekonomik analizler için de kullanılan, günümüz şartlarında firmalardan kolaylıkla temin edilebilen 2 kademeli bir kompresör seçilmiştir. Sıkıştırma enerjisini azaltmak için kademe basınç oranları ve kademelere giren hava sıcaklıkları birbirine eşit kabul edilmiştir. Farklı supap zamanlamaları için en verimli supap zamanlamasının bütün deney hızları için EgAA 20° olduğu görülmektedir. Farklı motor hızları için EgAA 20° verim değerleri 350 1/min motor hızı için % 19,62, 500 1/min motor hızı için % 21,14, 650 1/min motor hızı için % 23,56, 800 1/min motor hızı için % 24,42, 950 1/min motor hızı için % 20,04 olarak hesaplanmıştır. EgAA 20° supap zamanlamasına ait hesaplanan verim değerleri dışındaki diğer supap zamanlamalarına ait sıkıştırma işi, kademeler arası basınç ve verim değerlerine ilişkin tablo EK-7'de verilmiştir.

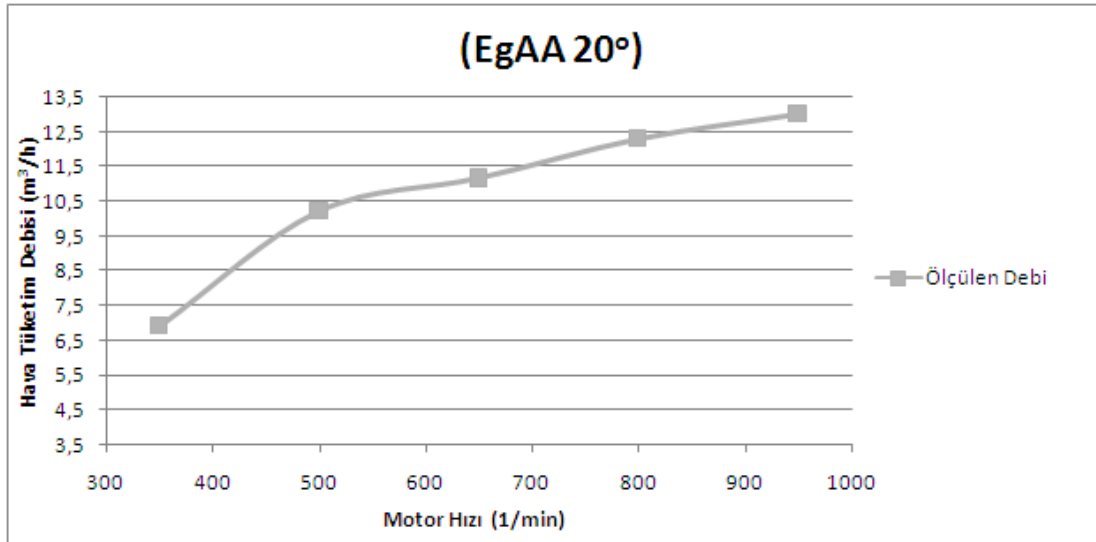
Basınçlı hava motorunun elde ettiği net işler incelendiğinde en yüksek özgül işin 25 bar çalışma basıncında EgAA 20° supap zamanlamasında elde edildiği tespit edilmiştir. Özgül iş ile ilgili olarak hazırlanan değerlendirme çalışmamızın neticelerinin doğruluğu hakkında fikir sahibi olabilmek amacıyla literatürde yer alan aynı motor ebatlarına ait bir çalışma ile mukayese yapabilmek için hazırlanmıştır.

Silindire gönderilen hava miktarı ve motor hızı arasındaki ilişkiyi incelendiğinde incelendiğinde motor hızının artmasına bağlı olarak silindire gönderilen hava miktarının arttığı görülmektedir. Ancak motor hızı artarken egzoz sisteminin verimli boşaltamaması doldurma verimin azaltmıştır. 800 1/min motor hızına kadar egzoz sisteminin başarılı bir şekilde boşaltma yaptığı, bu hızdan sonra ise egzoz valfinde ise giderek artan gürültü tespit edilmiştir. Doldurma veriminin azalması basınçlı hava motorunda beklenilenden daha düşük bir ivmelenme yeteneği ortaya çıkarmıştır.

Üç farklı egzoz supap zamanlaması için en yüksek debi EgAA 10° egzoz supap zamanlamasında meydana gelmiştir. Bu durumun nedeni ise EgAA 10° egzoz supap zamanlamasında 10° supap bindirmesinin bulunmasıdır.

6.1. DeneySEL Hava Tüketiminin Değerlendirilmesi

Deneyler sırasında tüketilen gerçek hava debiler ölçülmüştür. Deneylerde motorun gerçekte tüketmiş olduğu basınçlı hava debisi şekil 6.13'te gösterilmiştir. Verilen grafik motorun en yüksek verime sahip olduğu EgAA 20° supap zamanlamasına göre farklı çalışma basınçları için hazırlanmıştır.



Şekil 6.13. Deney motoruna ait farklı motor hızlarında gerçek debi grafiği

Deney motorunun gerçek hava tüketim değerleri incelendiğinde gerçek hava tüketiminin motor hızına bağlı olarak sürekli arttığı görülmektedir. Gerçek debi grafiğinde 600 1/min motor hızına kadarki hava tüketim eğilimi bu hızdan sonra bir düzleşme eğilimi göstermektedir. Bu eğilimin temel sebebi egzoz sisteminin boşaltma veriminin azalmasıdır. Silindir içinde egzoz akışkanının boşaltılamamasına bağlı olarak negatif basınç artmakta, bunun sonucu olarak ta yeni çevrimde silindir içerisine istenilen basınçlı hava alınamamaktadır. İstenilen debinin alınamamasına rağmen motor hızının artmasının sebebi olarak motor sürtünmelerinin ve kaçakların azalması gösterilebilir.

6.2. Deney Motorunun Ekonomik Analizi

Deney motorunun ekonomik analizinde motorun kurşunsuz benzin ve basınçlı hava kullanarak çalışması durumunda 1 kW güç başına 1 saatte tükettiği yakıtın ve basınçlı havanın maliyetleri incelenmiştir. Buna göre motorun 1 kW güç başına tükettiği yakıtın TL olarak maliyeti ve basınçlı hava motorunun 1 kW başına tüketmiş olduğu 1 saatteki havanın maliyeti mukayese edilmiştir. Hava tüketim maliyeti hesaplanırken havanın piyasadan temin edilebilen ve 50 bar hava basıncına kadar sıkıştırma yapabilen bir kompresörün enerji tüketimi dikkate alınmıştır.

Deney motorunun katalog değerleri incelendiğinde motorun 1 kW çıkış gücü için saatteki yakıt tüketimi 210 g kurşunsuz benzindir. Kurşunsuz benzinin yoğunluğu 803 kg/m³'tür. Benzinin yoğunluğu dikkate alınarak 210 g yakıtın litre cinsinden eşdeğeri 0,261 L'dir.

Kurşunsuz benzinin litre fiyatı olarak 15.12.2010 tarihindeki benzinin satış değeri olan 3,8 TL olarak alındığında 1 kW çıkış gücü ile motorun 1 saat çalışmasının maliyeti 0,992 TL'dir.

Basınçlı hava motorunun en verimli supap zamanlaması için 1 kW motor gücünü elde ettiği devir sayısı 650 1/min'dir. Buna göre bu çalışma noktasında motorun 1 saatteki hava tüketimi 11,15 m³ havadır.

Basınçlı havayı temin edecek olan kompresörün gücü 7,36 kW, basma debisi 200 L/min ve kompresör devri 600 1/min 'dir. Buna göre bu kompresör 11,15 m³ basınçlı havayı 56 dakikada dolduracaktır.

Buna göre 7,36 kW güce sahip olan bir kompresörün 1 saatteki elektrik tüketimi 6,87 kW-h olacaktır.

$$10 \cdot 0,736 \cdot \left(\frac{56}{60} \right) = 6,87 \text{ kW} - h$$

Elektrik enerjisinin 1 kW-h satış maliyetinin hesaplanması yapılırken 15.12.2010 tarihli EÜAŞ'nin elektrik satış değerlerine göre hesaplanmıştır. EÜAŞ'nin verilerine göre meskenlerde elektrik enerjisinin kW-h değeri saat 06-17 arası 24,3 kr, 17-22 arası 40,5 kr, 22-6 arasında 13,5 kr'tur. Buna göre (5.1) nolu eşitlik kullanılarak saat 06-17, 17-22 ve 22-6 arasında 12 m³ basınçlı havanın doldurma maliyeti aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.

06-17 saatleri arası:

$$C_a = P_k 0,736 \frac{1}{0,9} T_a C_{ma}$$

$$C_a = 10 \cdot 0,736 \cdot \left(\frac{1}{0,9}\right) \cdot \left(\frac{56}{60}\right) \cdot 0,243$$

$$C_a = 1,85 \text{ TL}$$

17-22 saatleri arası:

$$C_a = P_k 0,736 \frac{1}{0,9} T_a C_{ma}$$

$$C_a = 10 \cdot 0,736 \cdot \left(\frac{1}{0,9}\right) \cdot \left(\frac{56}{60}\right) \cdot 0,405$$

$$C_a = 3,09 \text{ TL}$$

22-6 saatleri arası:

$$C_a = P_k 0,736 \frac{1}{0,9} T_a C_{ma}$$

$$C_a = 10 \cdot 0,736 \cdot \left(\frac{1}{0,9}\right) \cdot \left(\frac{56}{60}\right) \cdot 0,135$$

$$C_a = 1,03 \text{ TL}$$

Deney motorunun 1 kW motor gücü başına 1 saatteki enerji tüketimleri dikkate alındığında motorun kurşunsuz benzin ile çalışması durumunda enerji maliyeti 1 saatte 0,92 TL, basınçlı hava ile çalışması durumunda ise enerji maliyeti 6-17 saatleri arasında dolum yapıldığında 1,85 TL, 17-22 saatleri arasında dolum yapıldığında 3,09 TL, 22-6 saatleri arasında dolum yapıldığında 1,03 TL olarak bulunmuştur. Buna göre günümüz şartlarında her iki motorun ekonomi bakımından kıyaslanması

durumunda kurşunsuz benzinin daha ekonomik olduğu görülmektedir. Basınçlı havanın temin edilme maliyetinin düşürülmesi durumunda temiz ve yenilenebilir enerji kaynağı olarak bu motorlar oldukça önemli bir konuma gelebileceği öngörülmektedir.

6.3. Basınçlı Hava Motorunun YSA ile Modellenmesi

Yapılan deneysel çalışmalar neticesinde elde edilen motor momenti ve motor gücü değerleri YSA kullanılarak modellenmiştir. Oluşturulan YSA' nın girişleri, motor hızı, supap zamanlaması, çalışma basıncı ve debidir. Çıkış ise motor momentidir. Oluşturulan YSA iki gizli katmanlıdır. Birinci gizli katmanda 6, ikinci gizli katmanda ise 3 nöron bulunmaktadır. Gizli katmanlardaki ve çıkış katmanındaki nöronlar sigmoid aktivasyon fonksiyonuna sahiptir. YSA çalışmaları Matlab paket programının YSA araç kutusu yardımıyla yapılmıştır.

Deneysel çalışmalardan elde edilen verilerin %90'ı ağı eğitiminde, kalan %10'u ise testinde kullanılmıştır. Gizli katman sayıları, gizli katmanlardaki nöron sayıları, aktivasyon fonksiyonları ve eğitim iterasyon sayıları değiştirilerek en iyi sonucu veren ağ yapısı elde edilmeye çalışılmıştır. Bilgisayarın işlem yükünü artıracak düşüncesi ile mümkün olan en az gizli katman ve nöron sayısına sahip ağ oluşturulmasına özen gösterilmiştir. Yapılan çalışmalar neticesinde en iyi sonuç birinci gizli katmanında, ikinci gizli katmanında 3 nöron bulunan iki gizli katmanlı ağdan elde edilmiştir. Oluşturulan YSA'nın test sonuçlarına göre OMHY (Ortalama Mutlak Hata Yüzdesi) değeri 0,007235, R^2 değeri ise 0,999901 olarak hesaplanmıştır.

Oluşturulan ağın çıkış ifadesi aşağıda verilmiştir. Burada n normalize edilmiş motor hızını, α normalize edilmiş supap zamanlamasını, p çalışma basıncını, Q hava tüketim debisini ve s_{xy} ise x gizli katmanındaki y sinirinin çıkışını göstermektedir.

$$S_{11} = \frac{1}{1+e^{-(33,777.\alpha+8,0827.p+9,4182.n-0,96149.Q+4,6238)}} \quad (6.1)$$

$$S_{12} = \frac{1}{1+e^{-(6,9359.\alpha-1,5724.p-0,89764.n+0,16724.Q-5,8879)}} \quad (6.2)$$

$$S_{13} = \frac{1}{1+e^{-(5,7038.\alpha+1,9706.p+5,0317.n+8,7274.Q-3,6965)}} \quad (6.3)$$

$$S_{14} = \frac{1}{1+e^{-(3,4433.\alpha+4,9463.p-2,026.n-3,5664.Q-1,0178)}} \quad (6.4)$$

$$S_{15} = \frac{1}{1+e^{-(0,86939.\alpha-8,5743.p-1,8748.n-0,32906.Q+7,971)}} \quad (6.5)$$

$$S_{16} = \frac{1}{1+e^{-(1,9639.\alpha-2,0096.p-0,92754.n+1,0223.Q+0,99793)}} \quad (6.6)$$

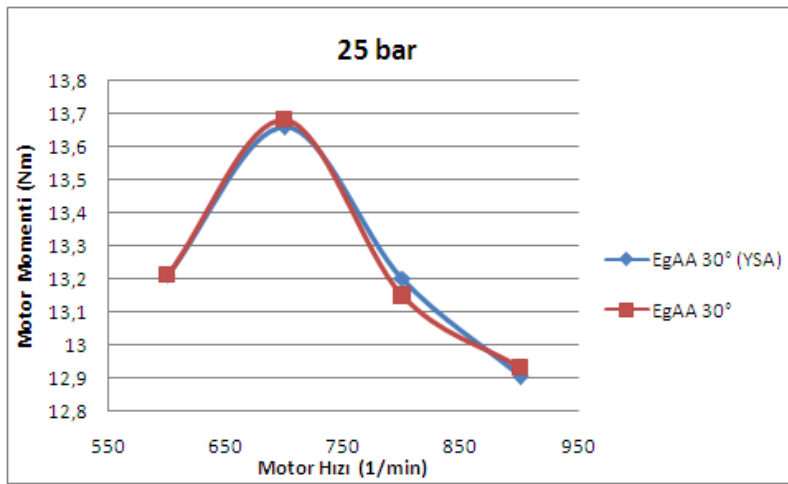
$$S_{21} = \frac{1}{1+e^{-(6,967.0,9862+9,1501.0,0029+6,9086.0,3710-10,2502.0,0908-4,2627.0,9996-5,5988.0,3736+4,5424)}} \quad (6.7)$$

$$s_{22} = \frac{1}{1+e^{-(-6,9675.0,9863+9,1501.0,00294+6,9086.0,371-10,2502.0,0908-4,2627.0,9996-5,5988.0,3736+4,5424)}} \quad (6.8)$$

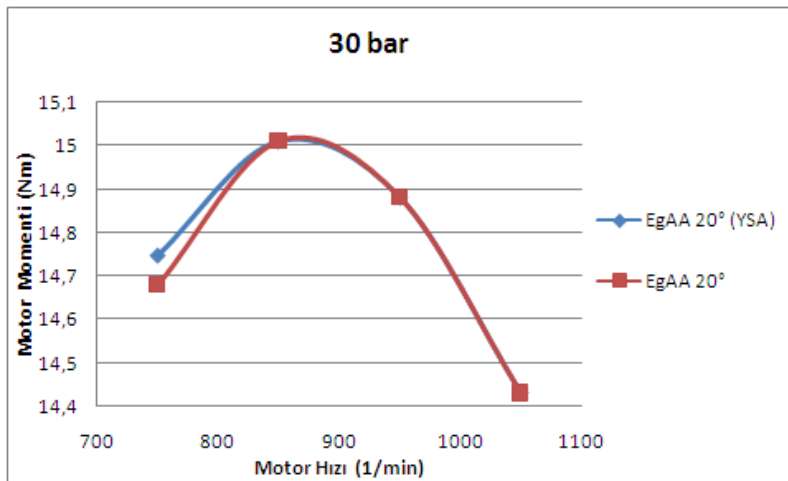
$$s_{23} = \frac{1}{1+e^{-(-7,3492.0,9863-8,6969.0,003+2,2163.0,371+15,3302.0,0901-16,9071.0,9996+3,9628.0,3736+5,3358)}} \quad (6.9)$$

$$M = s_{21} \cdot 1,3513 + s_{22} \cdot 1,0145 + s_{23} \cdot 1,1805 - 1,6072 \quad (6.10)$$

Oluşturulan YSA yardımıyla supap zamanlaması, çalışma basıncı, hava tüketim debisi ve devir sayısına göre motor momenti hesaplanmaktadır. Aşağıda örnek olacağı düşüncesiyle EgAA 30° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncı, ve EgAA 20°, 25 bar çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait YSA'lı ve gerçek verilerden oluşan Motor Momenti-Motor Hızı grafikleri gösterilmiştir. YSA ile oluşturulan bütün performans grafikleri EK-8'de verilmiştir.

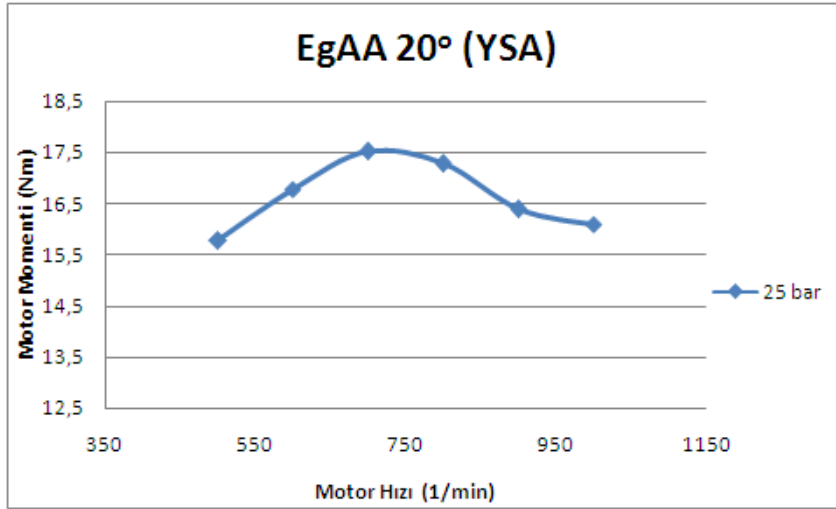


Şekil 6.14. EgAA 30° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncına ait YSA'lı ve gerçek motor momenti-motor hızı grafiği

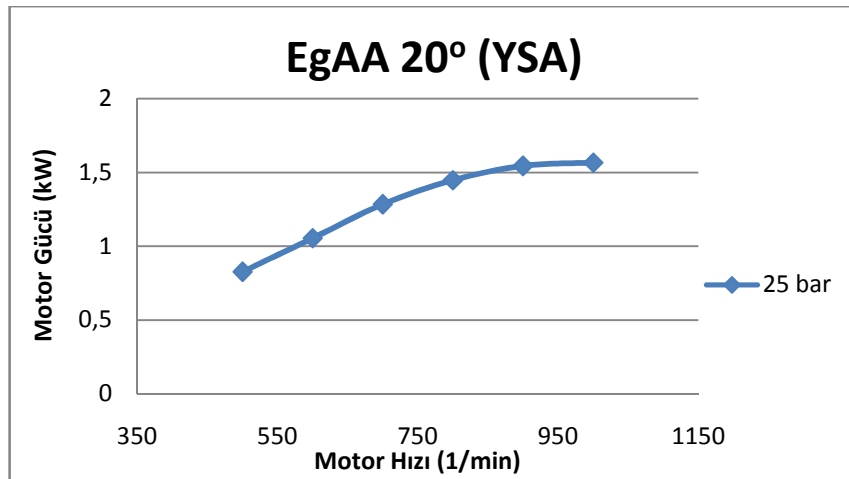


Şekil 6.15. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 30 bar çalışma basıncına ait YSA'lı ve gerçek motor momenti-motor hızı grafiği

Oluşturulan modelin deney yapılmayan noktadaki performansını görmek üzere model üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Denemeler sonucunda ortaya çıkarılan grafiklerin maksimum 1100 1/min motor hızına kadar kabul edilebilir, motorun karakteristiklerini yansıtan değerler verdiği gözlemlenmiştir.



Şekil 6.16. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncına ait YSA'lı motor moment-i-motor hızı grafiği



Şekil 6.17. EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncına ait YSA'lı motor gücü-motor hızı grafiği

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tek silindirli 4 zamanlı bir içten yanmalı motorun basınçlı hava ile tahriki konulu bu tez çalışmasında ulaşılan sonuçlar şu şekilde ifade edilebilir.

Dönüşümü yapılan basınçlı hava motoru sabit kelebek açıklığında çalışma basıncı değiştirilerek tahrik edilmiştir. Basınçlı hava motorunun yüksüz maksimum hızı 1150 1/min'dir. Bu motorların yüksek basınçlı hava kullanarak iş elde etmeleri sebebiyle hava tüketimleri fazladır. Silindir içerisine alınan havanın genişleme elde edildikten sonra sağlıklı bir şekilde tahliye edilmeleri gerekmektedir. Deney motorumuzda tasarlanan egzoz sistemi 800 1/min motor hızından sonra sağlıklı boşaltma yapamamıştır. Bu nedenle motorun 800 1/min motor hızından sonra daha yüksek hızlara çıkma eğilimi azalmıştır. Pistonun AÖN'den ÜÖN'ye hareketi sırasında boşaltma yeterli olmamış, silindir içerisinde atık gaz kalmıştır. Bu durum negatif işi arttırmıştır.

Çalışmada deney motoru için optimum emme ve egzoz supap zamanlaması belirlenmiştir. Deney motorunun emme supap zamanlaması literatür araştırmaları ile uyumlu olarak ÜÖN'de ve 60° olarak seçilmiştir. Egzoz supap zamanlamasının belirlenmesinde üç farklı egzoz supap zamanlaması düşünülmüştür. Üç farklı egzoz supap zamanlaması (EgAA 10°, EgAA 20°, EgAA 30°) içerisinde en verimli egzoz supap zamanlaması çalışma basınçları için EgAA 20° bulunmuştur. Egzoz supabının açık kalma süresi 200°'dir. Buna göre EgAA 10° avans egzoz açılma başlangıcı için 10° supap bindirmesi mevcuttur. Supap bindirmesi egzoz akışkanının dışarı atılmasını kolaylaştırmaktadır. Buna karşın silindir içerisine bir sonraki çevrim için alınan basınçlı havanın bir kısmının ise dışarı kaçmasına sebep olmaktadır. Bu sebepten dolayı bu supap zamanlamalarında silindir içi maksimum basıncı düşük kalmaktadır. Ancak bu supap zamanlamalarında egzoz zamanının sonuna doğru silindir içerisinde sıkışan egzoz akışkan basıncı diğer supap zamanlamalarına göre daha düşük kalmıştır.

EgAA 20° egzoz supap zamanlamasında supap bindirmesi bulunmamaktadır. EgAA 30° egzoz supap zamanlamalarında ise piston ÜÖN'ye varmadan 10° önce egzoz subabı kapanmaktadır. Bu durum silindir içerisinde dışarı atılamayan egzoz akışkan basıncının daha da artmasına sebep olmaktadır. EgAA 30° egzoz supap zamanlamasında silindir içerisinde en yüksek basınç elde edilmesine rağmen negatif işin fazlalığı sebebiyle net iş olarak en yüksek iş değeri EgAA 20° egzoz supap zamanlamasında elde edilmiştir.

EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 10 bar çalışma basıncı, 350 1/min motor hızında motor momentı 6,16 Nm, motor gücü 0,225 kW, özgül iş 20,71 J/g, motor verimi % 19,62 bulunmuştur.

EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 15 bar çalışma basıncı, 500 1/min motor hızında motor momentı 10,8 Nm, motor gücü 0,656 kW, özgül iş 34,53 J/g, motor verimi % 21,14 bulunmuştur.

EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 20 bar çalışma basıncı, 650 1/min motor hızında motor momentı 13,92 Nm, motor gücü 0,947 kW, özgül iş 37,64 J/g, motor verimi % 23,56 bulunmuştur.

EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncı, 800 1/min motor hızında motor momentı 17,28 Nm, motor gücü 1,48 kW, özgül iş 44,03 J/g, motor verimi % 24,42 bulunmuştur.

EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 30 bar çalışma basıncı, 950 1/min motor hızında motor momentı 14,88 Nm, motor gücü 1,52 kW, özgül iş 37,23 J/g, motor verimi % 20,04 bulunmuştur.

Motorun sabit çalışma basıncı, farklı yüklerdeki performans deneylerine bakıldığında motor yükü arttırıldığında motor hızının azalmasına bağlı olarak pistonun birim

zamanda aldığı yol azalmakta, silindir içindeki egzoz akışkanı tahliye için daha fazla zaman bulmaktadır. Bu durum silindir içi negatif basıncının azalmasına sebep olmaktadır.

Deney motorunun elde ettiği özgül iş değerlerine bakıldığında en yüksek özgül işin EgAA 20° egzoz supap zamanlamasında elde edildiği görülmüştür. Özgül iş ve verim grafikleri incelendiğinde motorun tüm çalışma basınçlarında en iyi performans verdiği egzoz supap zamanlaması EgAA 20°'dir. Bu supap zamanlamasının performans değerleri esas alınarak basınçlı hava motorunun özgül işi hesaplanmış, bu değerler Higelin ve arkadaşlarının 400 cc motor hacmindeki bir basınçlı hava motoru ile ilgili yaptıkları bir simülasyon ile sonuçları karşılaştırılmıştır. Elde edilen en yüksek özgül iş değeri EgAA 20°, 800 1/min motor hızında (25 bar çalışma basıncı) 41,22 J/g olarak hesaplanmıştır. Higelin ve arkadaşlarının yapmış oldukları simülasyona göre aynı şartlarda özgül iş değeri ise 52,79 J/g'dır. Deneyler sonucunda elde edilen verim değeri ile simülasyon sonuçları arasındaki sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür.

Deney motorunun ekonomik analizinde benzinli motorun 1 kW güç başına 1 saatte tükettiği yakıtın TL maliyeti ile basınçlı hava motorunun 1 kW güç başına 1 saatte tükettiği havanın doldurma maliyeti mukayese edilmiştir. Buna göre benzinli motorun 1 saatteki çalışma maliyeti 0,992 TL, basınçlı hava motorunun 1 saatteki çalışma maliyeti saat 06-17 arası dolum yapılırsa 1,85 TL, 17-22 saatleri arasında dolum yapılırsa 3,09 TL, 22-6 arası dolum yapılırsa 1,03 TL olarak hesaplanmıştır. Maliyetler dikkate alındığında basınçlı havanın saat 22-06 arasında doldurulması durumunda basınçlı hava motorlarının ekonomik olduğu söylenebilir.

Basınçlı hava motorunun verimine bakıldığında en yüksek verimin EgAA 20° egzoz supap zamanlaması, 25 bar çalışma basıncı, 800 1/min motor hızında elde edildiği bulunmuştur. Bu noktada motor verimi % 24,42'dir. Verimler bulunurken silindire alınan hava miktarının sıkıştırma enerjisinin azaltılması son derece önemlidir. Çevre

basıncından 25 bar çalışma basıncına havanın sıkıştırılması için gerekli enerji miktarı çok kademeli kompresör kullanımı, kademeler arası sıcaklıkların soğutucular kullanılarak sabit tutulması durumunda sıkıştırma enerjisi azalmaktadır. Bu durum doğrudan motor verimine tesir etmektedir.

Elde edilen test datalarının YSA ile modellenmesi sırasında R^2 değeri 0,999901, OMHY (Ortalama Mutlak Hata Yüzdesi) değeri 0,007235 olan bir model elde edilmiştir. Bu modelde elde edilen verilerin % 90'ı ağın eğitiminde, % 10'u ise modelin test edilmesinde kullanılmıştır. Yapılan denemelerde en iyi ağın birincisinde 8, ikincisinde 7 nöron bulunan iki gizli katmanlı bir ağ elde edilmiştir. Bu ağ yardımıyla çalışma basıncı, supap zamanlaması, hava tüketim debisi ve devir sayısına göre motor momenti hesaplanabilmektedir. Oluşturulan model kullanılarak çalışma yapılmayan test basınçları ve motor hızları için model kullanıldığında yüksek doğrulukta ve sağlıklı yorumların yapılabildiği sonuçlar elde edilmiştir.

İçten yanmalı bir motorun basınçlı hava ile tahrik edilmesi düşüncesinin oluşmasında en önemli etkenlerden birisi ülkemizin yerli enerji kaynaklarıdır. Ülkemizin önemli bir hidroelektrik potansiyelinin bulunması, rüzgar türbinlerinden yeterince faydalanılması, daha verimli kompresörlerin imal edilmesi durumunda elektrik enerjisinin üretim maliyetleri de azalacaktır.

Basınçlı hava motorları herhangi bir yakıt türüne bağımlı olmamaları, sıkıştırılmış havanın enerjisini verimli bir şekilde depolayabilmeleri, kolay kumanda edilebilmeleri ve egzoz akışkanını yeniden kullanabilmeleri sebebiyle geleceğin önemli alternatif enerji dönüştürücülerinden biridir. Sistem doğrudan içten yanmalı motorlara uygulanabilmekle birlikte hibrit uygulamalarda mevcuttur. Basınçlı hava motorlarının oldukça az emisyon üretmesi, kullanılacak basınçlı havanın kolaylıkla elde edilebilmesi, enerjinin uygun bir maliyetle elde edilmesi diğer avantajları arasında yer almaktadır. Sistemin şehir hatlarında kullanılan akımlarla doldurulabilmesi de mümkündür. İfade edildiği gibi gerek taşıt için gerekse de çevre

için çok önemli yararları bulunan basınçlı hava motorlarının yaygınlaşmasını zorunlu kılmaktadır.

Çalışmada sözü edilen basınçlı hava elektrik enerjisi ile çalışan kompresörler tarafından sağlanmaktadır. Ülkemiz önemli miktarlarda hidroelektrik potansiyeline sahiptir. Birim elektrik maliyetleri göz önüne alındığında elektrik üretimi yapan santrallerde en ucuz elektrik üretimi hidroelektrik santrallerinde yapılmaktadır. Birim elektrik enerjisi bakımından hidroelektrik santralleri 0,0005 \$, linyite dayalı santraller 0,0250 \$, doğalgaza dayalı santraller 0,03 \$, nükleer santraller 0,06 \$ maliyetle elektrik üretimi yapmaktadırlar. Yapılabilir hidroelektrik potansiyelinin %35'ini kullanabilen ülkemizde elektrik üretiminin hidroelektrik santralleri yoluyla yapılması enerjide dışa bağımlılığı önemli miktarlarda azaltması muhtemeldir. Üretilen elektrik enerjisinin basınçlı hava formunda depolanması, depolama sıkıntısı bulunan elektrik enerjisi için oldukça verimli bir çözümdür.

Basınçlı hava motorlarının içten yanmalı motorlar ile performansı kıyaslandığında basınçlı hava motorlarının düşük motor hızlarında daha yüksek motor momenti ve motor gücü verdiği görülmüştür. Basınçlı hava motorlarının ortalama çevrim içi basıncı içten yanmalı motorlardan daha yüksektir. Bu nedenle basınçlı hava motorları, motorların ilk hareket ve düşük taşıt hızları için oldukça iyi bir alternatiftir. Taşıtın rejeneratif frenleme enerjisi kullanılarak seyir esnasında basınçlı hava tüplerinin yeniden doldurulabilmesi mümkün olmaktadır.

Enerji insanlığın var oluşundan günümüze kadar hem en büyük ihtiyaç hem de elde edilişi ve kullanımı açısından en büyük sorun olmuştur. Geliştirilen her yeni teknolojiye sonra, yeni ve daha fazla enerji çeşidine ihtiyaç duyulmuştur. Dünya nüfusunun sürekli artması, enerji bağımlılığına paralel olarak enerji açığının da sürekli artmasına sebep olmaktadır. Kömür, petrol, doğal gaz gibi tükenbilir enerji kaynaklarının giderek azalması ve üretimlerindeki maliyet girdilerinin ise hızla artması, ülkeleri yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımına yönlendirmektedir.

Bu durum maksimum enerji kullanımı ve minimum çevre kirliliği anlayışını öne çıkarmaktadır. Enerji ihtiyacı ülkelerin sanayileşmeleri ile birlikte artmış ve 1973 - 1974 yıllarında karşılaşılan petrol krizi ile, gelişmiş ülkeler bu ihtiyacı giderebilmek için alternatif enerji kaynakları arayışına hız vermişlerdir. Bilim adamları tarafından bugünkü tüketim oranları esas alınarak yapılan hesaplamalara göre, özellikle petrol rezervlerinin, 50 yıl sonra biteceği tahmin edilmektedir. Doğal gazın ise tahminen 75 yıl daha kullanılabileceği hesaplanmaktadır. Kömür rezervleri için ise yaklaşık 100 yıl ve uranyumun da 50-60 yıl kadar yeteceği tahmin edilmektedir.

Enerji konusunda yapılmakta olan çalışmalar, kullanılmakta olan yakıtlara alternatif olabilecek, yenilenebilir ve çevreye zarar vermeyecek, kolay bulunabilir, tehlikelerden arındırılmış enerji kaynaklarının keşfedilmesi doğrultusundadır. Enerjisi potansiyeli göz önüne alındığında, basınçlı hava motorlarının geliştirilmesi ile tarımsal sulamadan, elektrik üretimine kadar birçok alanda alternatif bir enerji kaynağı yaşama geçirilmiş olacaktır.

Bu tez çalışmasının amacı, doğal enerji kaynaklarımızdan (akarsular, rüzgar vb.) faydalanılarak, enerji dönüşümü sonucu, piyasadan temin edilecek basınçlı hava ile küçük güçlü sabit tesis motorlarının çalıştırılmalarını sağlamaktır. Çevreye zararsız, verimli, sessiz ve titreşimsiz motorunun tasarımını ve imalatını yapmaktır.

Ayrıca, basınçlı hava enerjisinin doğal kaynaklardan kolayca elde edilme ve depolama durumu göz önüne alındığında, ticari olarak üretilme ve pazarlama imkanları da mevcuttur.

İçten yanmalı motorların basınçlı hava motorlarına dönüştürülmesi ve performans ölçümlerinin yapılması konulu bu tez çalışmasının yapılması sırasında gözlemlenmiş bazı sıkıntıların ifade edilmesi konu ile daha sonra ilgilenecek araştırmacılara kaynak oluşturacaktır.

Araştırmalar sırasında motorun boyutlarına göre mekanik kayıpları az olan, boşaltma debisi yüksek olan bir egzoz sistemi tasarlanmalıdır. Egzoz sisteminin verimli bir şekilde boşaltamaması durumunda silindir içerisinde atık gaz kalmakta bu durumun sonucunda da doldurma verimi de azalmaktadır. Egzoz  ıkış kanallarının küçük imal edilmesi durumunda silindir içerisinde kalan egzoz akışkanını çıkış kanallarında hızı artarken egzoz supabında buzlanmaya sebep olabilmektedir. Bu durumun engellenebilmesi için egzoz sistemi çok iyi tasarlanmalıdır.

Motor seçimi sırasında iki zamanlı motor ya da çok silindirli motorlar seçilmelidir. Mekanik sistemlerle dönüşümü yapılan bu motorun daha yüksek devirlerde çalışabilmesi için elektromekanik supap mekanizmaları kullanılabilir.

Kullanılacak supap mekanizmasının yağlama sıkıntıları da yaşamaması son derece önemlidir. Supap mekanizmasının çalışma basınçları 25 bar gibi pnömatik sistemler için yüksek sayılan bir basınç olması sebebiyle bu basınçlarda kolaylıkla  alıştırılabilcek bir yağlama mekanizması kullanılmalıdır. Çalışmamızda kullandığımız döner supabın yağlama probleminin olması sebebiyle deney sürelerinin kısa tutulması gibi bir zorunluluk ortaya çıkmıştır.

Emme sisteminde döner supap ile krank mili arasındaki hareket iletimi ilk olarak trigger kayış mekanizması ile sa lanmıştış. Trigger mekanizmasının sürtünme kayıplarının fazla olması sebebiyle zincir-dişli mekanizması kullanılmıştış. Ayrıca egzoz sisteminin hareket iletiminde konik göbekli dişli mekanizması kullanılmıştış. Bu dişli mekanizmalarının montajı kolay olmakla beraber ağırlıklarının fazla olması önemli bir kusurdur. Motorun egzoz kısmının dinamometreye ba lanacak olması sebebiyle bu dişliler üzerinde bir değişiklik yapılmamıştış. Egzoz dişlilerinde mekanik kayıpların azaltılabilmesi için hareket iletim mekanizmaları incelenerek sistem daha verimli hale getirilebileceği düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

1. İstanbul Ticaret Odası, “Rüzgar Enerjisi”, **Su Matbaacılık Ltd. Şti.**, İstanbul, 15-33 (2001).
2. Çetinkaya, S., “Taşıt Mekaniği”, **Nobel Yayın Dağıtım**, Ankara, 8-10 (1999).
3. Schwarz M., “Environmental and safety engineering”, **Report Ford Motor Company, Chichago**, 65-84 (1997).
4. Han, D.C., “Hybrid electric vehicle”, **Electric Vehicle Symposium 19 Proceedings**, Busan, 72-80 (2002).
5. Kellaway, M.J., “Hybrid buses-what their batteries really need to do”, **Journal of Power Sources**, 186: 95-98 (2007).
6. Tsuchiya, H., “Innovative renewable energy solutions for hydrogen vehicles”, **International Journal of Energy Research**, 32: 369-378 (2008).
7. Chan, C.,C., “The state of the art of electric and hybrid vehicles”, **Proceedings of the IEEE**, 90: 247-275 (2002).
8. Sundström, O., Guzzella, L., Soltic, P., ”Optimal hybridization in two paralel hybrid electric vehicles using dynamic programming”, **In Proceedings of the 17 t IFAC World Congress**, Seoul, 60-66 (2008).
9. Kalhammer, R., Kozawa, A., Moyer, C., Owens, B., “Performance and availability of batteries for electric vehicles”, **Report of the Battery Technology Advisory Panel**, California, 23-37 (1995).
10. Barbir, F., Yazici, S., “Status and development of PEM fuel cell technology”, **International Journal of Energy Research**, 32: 378-383 (2008).
11. Kahraman, N., Akansu, S., O., “Otto motorlarına LPG dönüşümü yapılmasının ekonomik analizi”, **Niğde Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi**, 1: 105-109 (1997).
12. Vorst, W., D.V., Finegold, J.G.,” Automotive hydrogen engines and onboard storage methods, **Hydrogen Energy Fundamentals**, Miami Beach, 15: 111-120 (1975).
13. Ültanır, M. Ö.,, “Temiz enerji olarak hidrojen yakıtı ve teknolojisi”, **Türkiye 7. Enerji Kongresi Teknik Oturum Tebliğleri**, Ankara, 32-41 (1997).
14. Soruşbay, C., Arslan, E.,” Hidrojen yakıtlı içten yanmalı motorlarda yanma performansı, **Mühendis ve Makine Dergisi**, 29: 130-137 (2004).

15. Chen, Y., Liu, H., Tao, G., "Simulation on the port timing of an air powered engine", *International Journal of Vehicle Design*, 38 (2): 259-273 (2005).
16. Liu, L., Yu, X., "Practicality study on air powered vehicle", *Frontiers of Energy and Power Engineering in China*, 2 (1): 14-19 (2008).
17. Pinglu, C., Yu, X., Liu, L., "Simulation and experimental study of electro-pneumatic valve used in air powered engine", *Journal of Zhejiang University Science A*, 10 (3): 377-383 (2009).
18. Plummer, M.C., Ordonez, C. A., Reidy, R. F., "A review of liquid nitrogen propelled vehicle programs in the USA", *Bulletin of the Kharkov National Automobile and Highway University*, 12 (13): 47-52 (2000).
19. Turenko, A. N., Pyatak, A. I., Kudryavtsev, I. N., Timchenko, I. I., Jadan, P. V., "Ecologically clean cryogenic transport: modern state of problem", *Automobile Transport*, 12 (13): 42-47 (2000).
20. Turenko, A. N., Pyatak, A. I., Kudryavtsev, I. N., Timchenko, I. I., Jadan, P. V., "Pneumatic power plants for ecologically clean transport vehicles", *Ukraine, Automobile Transport*, 7 (8): 193-197 (2001).
21. Bogomolov, V. A., Kudryavtsev, I. N., Pyatak, A. I., Bondarenko, S. I. Plummer, M. C., "Development of the new cryogenic technologies for prospective kinds of automobile transport", *Automobile Transport*, 12: 5-7 (2003).
22. Kudryavtsev, I. N., Kulik, A. P., Plummer, M. C., Pyatak, A. I., Tochtar, G. I., "Cryogenic vehicle- non polluting vehicle for cities", *Int. Conf. Transport Ecology-stable Development*, Varna, Bulgaria, 101-107 (2003).
23. Jayavel, S., Narasimhan, S., Uppiliappan, S., Naqqash, R., "Advances in pneumatic engine design", *National Conference on Advances in Engineering Design*, Tamil Nadu , 874-884, 878-879 (2005).
24. Internet: Taiwan Environmental Protection Agency "Environmental Protection", <http://www.epa.gov.tw> (2007).
25. Internet: Pneumatic Options Research Library "Compressed Air Engine", <http://www.aircaraccess.com> (2007).
26. Martin, H. R., Mcloy, D., "The Control of Fluid Power", *Mc Graw Hill* , London, 1-187 (1973).
27. Internet: Freepatensonline "Pneumatic Engine" <http://www.freepatentsonline.com/4311084.html> (2007).

28. Internet: Freepatensonline "Air Drive Adaptor", www.freepatentsonline.com/3885387.html (2007).
29. Internet: Freepatensonline "Converting an Internal Combustion Engine to a Single Acting Engine Driven by Stream or Compressed Air" <http://www.freepatentsonline.com/4102130.html> (2007).
30. Internet: Freepatensonline "Vehicle Powered by Air Pressure Engine" <http://www.freepatentsonline.com/4337842.html> (2007).
31. Internet: Freepatensonline "Compressed Air Engine" <http://www.freepatentsonline.com/4124978.html> (2007).
32. Internet: Freepatensonline "Compressed Air - Operated Motor Employing Dual Lobe Cams", www.freepatentsonline.com/4018050.html (2007).
33. Internet: Freepatensonline "Piston Air Engine" <http://www.freepatentsonline.com/20030209013.html> (2007).
34. Internet: Freepatensonline "Piston Reciprocating Compressed Air Engine" <http://www.freepatentsonline.com/4651525.html> (2007).
35. Internet: Freepatensonline "Air Power Motor" <http://www.freepatentsonline.com/4355508.html> (2007).
36. Internet: Freepatensonline "Compressed Air-Powered Engine" <http://www.freepatentsonline.com/6006519.html> (2007).
37. Plummer, M.C., Koehler, C.P., Flanders, D.R., Reidy, R.F., Ordonez, C.A., "Cryogenic heat-engine experiment", *Adv Cryogenic Eng*, 43: 245 (1998).
38. Plummer, M.C., Ordonez, C.A., Reidy, R.F., "Liquid Nitrogen as a Non-Polluting Vehicle Fuel, *Society Automotive Eng*, 1: 517 (1999).
39. Ordonez, C.A., "Liquid - Nitrogen Fueled Closed Brayton Cycle Cryogenic Heat-Engine, *Energy Conversion Management*, 41: 331 (2000).
40. Knowlen, C., Mattick, A.T., Bruckner, A.P., Hertzbeig, A., "High efficiency energy conversion system for liquid nitrogen automobiles", *Society Automotive Eng*, Paper No 981898 (1998).
41. Internet: Washington University, "The university of Washington's liquid nitrogen propelled automobiles" www.aa.washington.edu/aerp/CRYOCAR/homepage/index.htm (2006).

42. Sahu, S., “ Some feasibility investigations on pneumatic primemover for a small vehicle”, M.S(r) thesis, **Mechanical Engg. Department**, IIT Delhi, 10–15 (2000).
43. İnternet: Moteur Development International (MDI), “Compressed Air Engine” <http://www.theaircar.com/> (2006).
44. Knowlen, C., Mattick, A.T., Deparis, H., Hertzberg, A., “Quasi-isothermal expansion engines for liquid nitrogen automotive propulsion”, **Society Automotive Eng**, Paper No. 972649 (1997).
45. David, H., K., Sheng-Chung, T. , Wei-Ping, M. , Wei-Chuan, C., “Hybrid pneumatic - power system which recycles exhaust gas of an internal - combustion engine”, **Applied Energy**, 82: 117–132 (2005).
46. David, H.,K., Sheng-Chung, T., Wei-Chuan, C., “Energy - saving hybrid vehicle using a pneumatic - power system”, **Applied Energy**, 81: 1–18 (2005).
47. Mahgoub, H.M., Craighead, I.A., “Development of a microprocessor - based control system for a pneumatic rotary actuator”, **Mechatronics**, 5: 541–560 (1995).
48. İnternet: University of Westminster “Transport for The Future The Compressed Air Car” <http://www.wmin.ac.uk> (2008).
49. Higelin, P., Vasile, I., Charlet, A., Chamaillard, Y., “Parametric optimization of hybrid pneumatic – combustion engine concept”, **Int. J. Eng. Res.**, 5(2) :205–217 (2003).
50. İnternet: Markel Engine “Compressed Air Engine” <http://www.youtube.com/watch?v=NZ2CiIq64Lc> (2006).
51. Sağır, T., “Pnömatik motor tasarımı ve prototipinin imalatı”, Yüksek lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 1-5 (2006).
52. Mahgoub, H.M., Craighead, I.A., “ Development of a microprocessor-based control system for a pneumatic rotary actuator”, **Mechatronics**, 5: 541 – 60, (1995).
53. Pandian, S.R., “Control performance of an air motor”, **In: IEEE Proceedings of the 1999 International Conference on Robotics and Automation**, Detroit, 518–524 (2003).
54. Tokhi, M. O, Al-Miskiry, M., “Brisland, M., “Real time control of air motors using a pneumatic H-bridge”, **Control Eng Pract**; 9: 449–57 (2001).

55. Zhang, Y., Nishi, A., “Low-pressure air-motor for wall-climbing robot actuation”, *Mechatronics*, 13: 377–92 (2003).
56. Yu-Ta, S., Yean-Ren, H., “Design and implementation of an air-powered motorcycles”, *Applied Energy*, 86: 1105–1110 (2009).
57. Pu, J., Moore, P. R., Weston, R. H., “Digital servo motion control of air motors”, *Int J. Prod Res*, 29: 599–618 (1991).
58. Wang, J., Pu, J., Moore, P. R., “Modelling study and servo-control of air motor systems”, *Int J Control*, 71: 459–476 (1998).
59. Wang, J., Pu, J., Wong, C. B., Moore, P. R., “Robust servo motion control of air motor systems”, *UKACC Int Conf Control*, 1: 90–95 (1996).
60. Takemura, F., Hayakawa, Y., Kawamura S., “Control performance of an air motor — can air motors replace electric motors”, *IEEE International Conference*, 1: 518–524 (1999).
61. Pinglu, C., Xiaoli, Y., Xianghong, N., Yidong, F., “Modelling and simulation analysis on parallel hybrid air - fuel vehicle”, *Energy Power Engineering*, 10: 08-8 (2007).
62. Internet: University of Yale, “How Green Are Green Cars?” <http://www.yale.edu/globalist> (2006)
63. Pandian, S.R., “Control performance of an air motor”, *International Conference on Robotics and Automation*, Detroit, 14: 518-524 (1999).
64. Hitchcox, A. L., “Performance insurance for air motors”, *Hydraulics & Pneumatics*, 48 (10): 63-68 (1995).
65. Automation Air Motors, “Air motor flow control system–development project”, *Automation Air Motors Ltd., Barnsley*, 133-138 (1998).
66. Thai, C., Tsao, T. C., Levin, M., Barta, G., Schechter, M., “Using camless valvetrain for air hybrid optimization”, *Society Automotive Eng.*, Paper 2003-01-0038 (2003).
67. Andersson, M., Johansson, B., Hultqvist, A., “An air hybrid for high power absorption and discharge”, *Society Automotive Eng.*, Paper 2005-01-2137 (2005).
68. Schechter, M., “Regenerative compression braking – a low cost alternative to electric hybrids”, *Society Automotive Eng.*, Paper 2000-01-1025 (2000).

69. Çengel, Y.,A., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, **McGraw Hill**, İstanbul, 310-316 (1996).
70. Schechter, M., “New cycles for automobile engines”, **Society Automotive Eng.**, Paper 1999-01-0623 (1999).
71. Messina, A., Giannoccaro, N. I., Gentile, A., “Experimental and modelling the dynamics of pneumatic actuator controlled by the pulse width modulation (PWM) technique”, **Mechatronics**, 15: 859-881 (2005).
72. Xiaoyong W., Tsu-Chin T., “Modeling of compressed air hybrid operation for a heavy duty diesel engine”, **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, 52: 131-137 (2006).
73. Turenko, A. N., Bogomolov, V. A., Kadryavtsev, I. N., Kramskoy, A. V., Pyatak, A. I., Plummer M. C., “Mathematical model of pneumatic cylinder with the bilateral drive”, **Automobile Transport** , 10: 10-16 (2002).
74. Bilgen, S., “Bazı yakıtların kimyasal ekserji değerlerinin hesaplanması”, Y.lisans Tezi, **K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü**, Trabzon, 33-35 (2000).
75. Çalışkan, H., “İçten yanmalı motorlarda ekserji analizi”, Yüksek lisans Tezi, **E.O.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü**, Eskişehir, 26-37 (2009).
76. Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., “Thermal Design & Optimization”, **John Wiley& Sons**, New York, 132-136 (1996).
77. Çengel, Y. A., Boles, M. A., “Thermodynamics: An Engine Engineering Approach”, **McGraw-Hill**, New York, 68-74 (2006).
78. Szargut, J., Morris, D. R., Steward, F. R., “Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes”, **John Benjamins Publishing**, IA, 164-174 (1988).
79. Moran, M. J., “Availability analiysis: A Guide to Efficient Energy Use”, **ASME Pres.**, New York, 64-71 (1989).
80. Sarı, A., ”Enerji depolama sisteminin performansı için enerji ve ekserji analizi, Yüksek lisans Tezi, **K.T.Ü, Fen Bilimleri Enstitüsü**, Trabzon, 41-46 (1996).
81. Dinçer, I., “The role of exergy in energy policy making”, **Energy Policy**, 30:137-149 (2002).
82. Yücel, E., “Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi”, **Gazi Üniversitesi Yayınları**, Ankara, 1-69 (1995).

83. Hepbaşlı, A.,, “Endüstriyel işletmelerde ekserji yönetim sisteminin kurulması gerekli mi?”, **Termodinamik Dergisi**, 190: 35-39 (2008).
84. Karacan, İ, “Hidrolik ve Pnömatik”, **Bizim Büro Basımevi**, Ankara, 68-159 (2000).
85. Sağıroğlu, Ş., Beşdok, E., Erler, M., “Mühendislikte yapay zeka uygulamaları-I Yapay sinir ağları”, **Ufuk Kitap Kirtasiye-Yayıncılık Tic. Ltd. Şti**, Kayseri, 23-103 (2003).
86. Kızıllkan, Ö., Şencan, A., Yakut, A.K., “R410A soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerinin yapay sinir ağları ile modellenmesi”, **Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi**, 21(2):395-400 (2006).
87. Öztemel, E., “Yapay sinir ağları”, **Papatya Yayıncılık**, İstanbul, 29-36, 48-58 (2003)
88. Yazgan, E., Korüerek, M., “Tıp Elektroniği”, **İstanbul Teknik Üniversitesi**, İstanbul, 3.3 (1996).
89. Kalogirou, S.A., “Artificial intelligence for the modelling and control of combustion processes:a review”, **Progress in Energy and Combustion Science**, 29(6):515-566 (2003).
90. Efe, M.Ö., Kaynak, O., “Yapay Sinir Ağları ve Uygulamaları”, **Boğaziçi Üniversitesi**, İstanbul, 13 (2000).

EKLER

EK-1. Döner supap mekanizmasının imalat resimleri

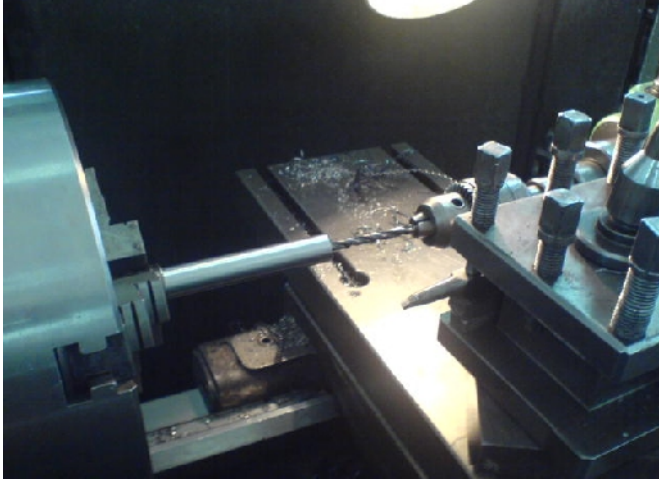


Resim 1.1. Ham malzemenin kesilmesi



Resim 1.2. Ham malzemenin dış yüzeyinin işlenmesi

EK-1. (Devam) Döner supap mekanizmasının imalat resimleri

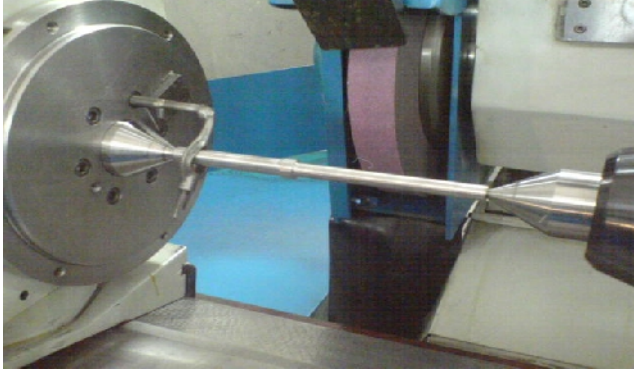


Resim 1.3. Döner supap milinin hava deliğinin delinmesi



Resim 1.4. Döner supap milinin metal çapaklarının alınması

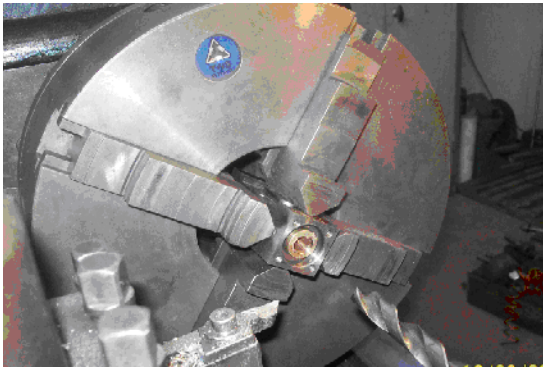
EK-1. (Devam) Döner supap mekanizmasının imalat resimleri



Resim 1.5. Döner supap milinin taşlanması

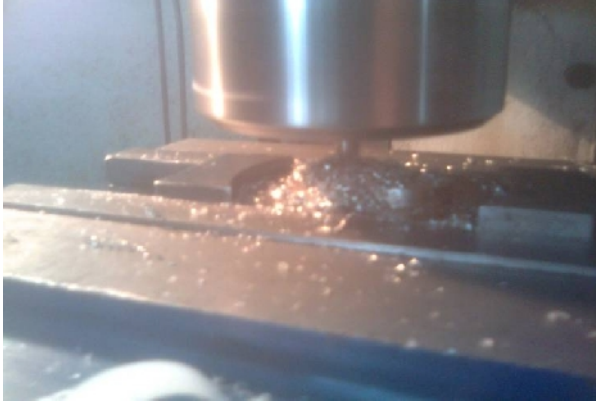


Resim 1.6. Bronz yatak malzemesinin gövdeye preslenmesi



Resim 1.7. Bronz yatak malzemesinin delinmesi

EK-1. (Devam) Döner supap mekanizmasının imalat resimleri



Resim 1.8. Bronz yatak malzemesinin işlenmesi



Resim 1.9. Döner supap hava giriş bölgesi

EK-1. (Devam) Döner supap mekanizmasının imalat resimleri



Resim 1.10 Döner supapın montajı

EK-2. MATLAB dilinde hazırlanmış ham veri programı

```
function [basinc,imep,work]=akif_den(data,file);
    basinc=data(:,2);
    uon=data(:,3);
    %% İlk üst ölü noktanın belirlenmesi
    for i=1:10000
        if (uon(i)>2)&&(basinc(i)<1)
            y=i;
            break
        end
    end
    %% Ortalaması alınacak çevrim sayısı
    cycn=10;
    %% Kaymanın düzeltilmesi (Drift)
    for k=1:cycn
        fark=basinc(1000*k+1)-basinc(1000*(k));
        for j=0:999
            basinc(1000*(k+1)+j)=basinc(1000*(k+1)+j)-fark/1000*j;
        end
    %   ofset=0-basinc(1000*(k+1)); %xeksenine göre yansıtma
        for j=0:999
            basinc(1000*(k+1)+j)=basinc(1000*(k+1)+j);
            toplam(j+1,k+1)=basinc(j+1000*(k+1));
            toplam(j+1,1)=(j+1)*0.36-180;
        end
    end
    %% Basıncın volttan bara dönüştürülmesi ve çevrim ortalamasının alınması
    basinc=basinc*50;
    toplam(:,(2:cycn+1))=toplam(:,(2:cycn+1))*50;
    for j=1:1000
```

EK-2. (Devam) MATLAB dilinde hazırlanmış ham veri programı

```

    ortalama(j,2)=mean(toplam(j,(2:cycn+1)));
end
ortalama(:,1)=toplam(:,1);
ortalama(:,2)=ortalama(:,2)
sonuc=[basinc,uon];
%% Basıncın filtrelemesi (smoothing)
for j=1:3
    ortalama(1,2)=1/9*(ortalama(998,2)+2*ortalama(999,2)+3*ortalama(1,2)+2*ortalama(2,2)+ortalama(3,2));
    ortalama(2,2)=1/9*(ortalama(999,2)+2*ortalama(1,2)+3*ortalama(2,2)+2*ortalama(3,2)+ortalama(4,2));
    ortalama(999,2)=1/9*(ortalama(997,2)+2*ortalama(998,2)+3*ortalama(999,2)+2*ortalama(1000,2)+ortalama(1,2));
    ortalama(1000,2)=1/9*(ortalama(998,2)+2*ortalama(999,2)+3*ortalama(1000,2)+2*ortalama(1,2)+ortalama(2,2));
    for k=3:998
        ortalama(k,2)=1/9*(ortalama(k-2,2)+2*ortalama(k-1,2)+3*ortalama(k,2)+2*ortalama(k+1,2)+ortalama(k+2,2));
    end
end
%% Hacim hesabı
vc=3.669*10^-5; %yanma odası hacmi
pi=3.14;
dpiston=0.088; %piston çapı(m)
h=0.064; %kurs yolu (m)
L=0.118; %biyel kolu uzunluğu (m)
r=h/2;
apc=(pi*dpiston^2)/4;
vh=apc*h;

```

EK-2. (Devam) MATLAB dilinde hazırlanmış ham veri programı

```

for i=1:1000;
    v(i,1)=vc+apc*r*((1-cosd(ortalama(i,1)))+(L/r)-sqrt((L/r)^2-
(sind(ortalama(i,1))))^2));
end
dv=zeros(1000,1);
dv(1)=(-v(3,1)+8*v(2,1)-8*v(999,1)+v(998,1))/(12*0.36);
dv(2)=(-v(4,1)+8*v(3,1)-8*v(1)+v(999,1))/(12*0.36);
for i=3:998
    dv(i)=(-v(i+2,1)+8*v(i+1,1)-8*v(i-1,1)+v(i-2,1))/(12*0.36);
end
dv(999)=(-v(2,1)+8*v(1000,1)-8*v(998,1)+v(997,1))/(12*0.36);
dv(1000)=(-v(3,1)+8*v(2,1)-8*v(999,1)+v(998,1))/(12*0.36);
%%
basinc=zeros(1000,3);
basinc(:,1)=ortalama(:,1) %Krank açısı
basinc(:,2)=v(:,1) %hacim
basinc(:,3)=ortalama(:,2) %basinc değerleri
%    Twork=0;
%    for i=1:1000
%        work(i,1)=ortalama(i,2)*dv(i,1); %-0.9972513
%        Twork=Twork+work(i,1);
%
%    end
%    imep=Twork/(vh);
imep=mean(basinc(:,3))*10^5;
work=imep*vh;
%% Elde edilen sonuçların dosyaya kaydedilmesi
filename=strcat('c:\',file, 'basinc.txt');
save(filename, 'basinc', '-ascii', '-tabs');
```

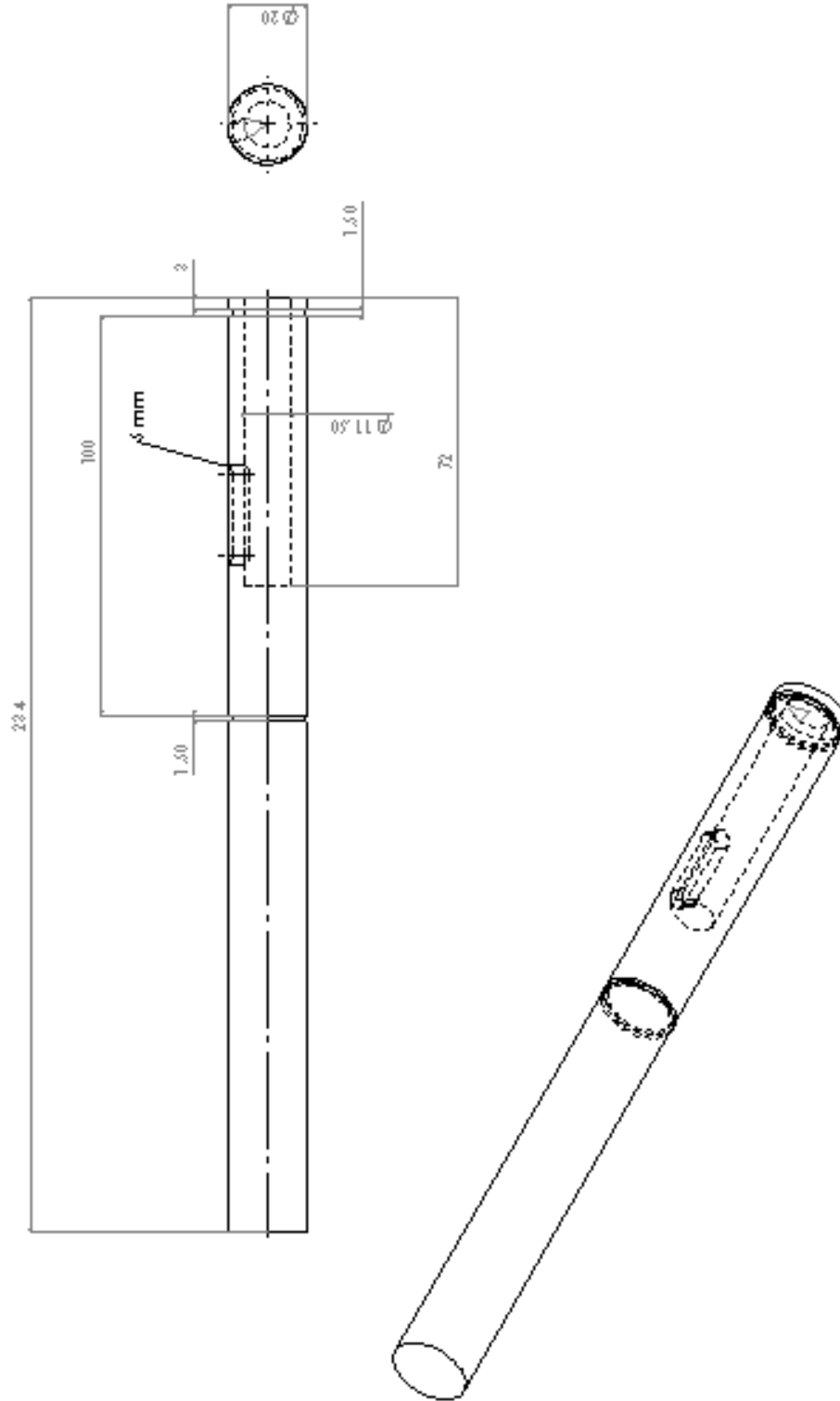
```
% filename=strcat('c:\',file,'imep.txt');
```

EK-2. (Devam) MATLAB dilinde hazırlanmış ham veri programı

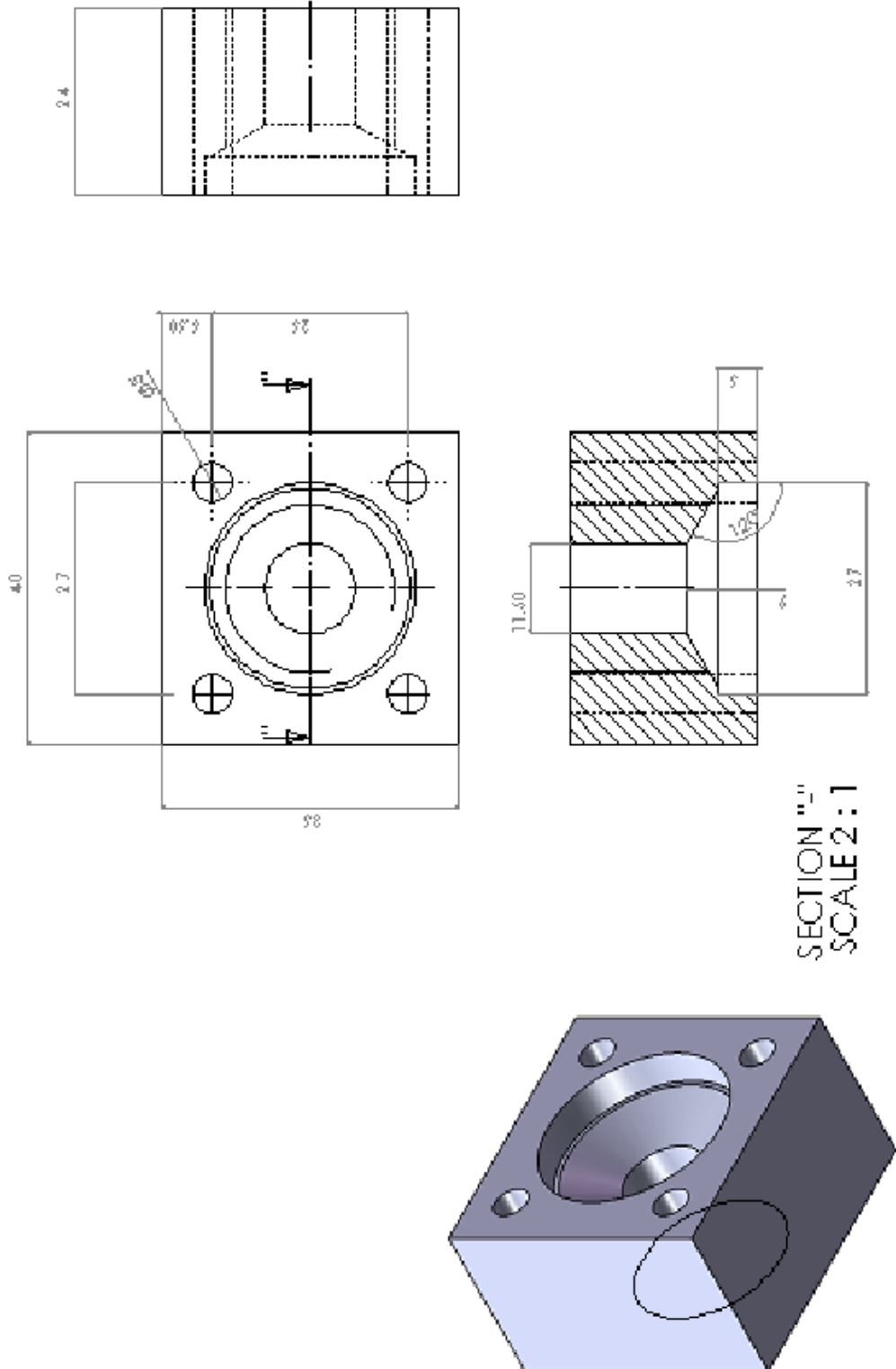
```
% save(filename,'imep','-ascii');
```

```
end
```

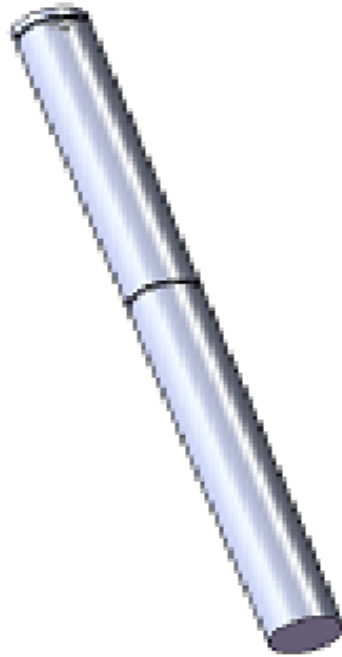
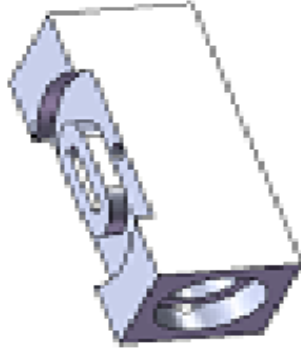
EK-3. Döner supap mekanizmasının imalat resimleri



EK-3. (Devam) Döner supap mekanizmasının imalat resimleri



EK-3. (Devam) Döner supap mekanizmasının imalat resimleri



EK-4. Kullanılan basınç sensörünün kalibrasyon belgesi

Calibration Record / Kalibrierprotokoll				AVL	
Quartz pressure transducer Quarzdruckaufnehmer	QC34C	Date Datum	2009/02/26		
Serial Number Seriennummer	9116 SID 0	Test Engineer Testingenieur	HAMMER		
Results/Ergebnisse					
Measuring Point Prüfpunkt [bar]	Sensitivity Empfindlichkeit at/bei 23°C [pC/bar]				
5	18,91				
12	18,96				
20	18,97				
40	18,99				
80	19,00				
150	19,04				
250	19,08				
Measurement Procedure / Messverfahren					
Continuous Calibration, Comparison Method Kontinuierliche Kalibrierung, Vergleichsverfahren					
Methods / Methoden					
* Determined by Tolerance Range Method (best straight line with forced zero), DIN 16086. Ermittelt nach der Toleranzband-Methode (beste Gerade mit Zwangsnullpunkt), DIN 16086.					
Reference Equipment / Referenzgerät					
automatic Calibrationsystem / automatisches Kalibriersystem Typ PZ 350 / SN 001					
Measuring Equipment / Messgerät Indiset Advanced 631 / SN 6310281 Cal.protocol / Kal.protokoll: PM1196_24042008					
Charge Amplifier / Ladungsverstärker Microflm 4FP4 / SN 156 / channel/Kanal 4 Cal.protocol / Kal.protokoll: PM1092_1					
Measuring Software / Messsoftware Rampenkalibration_v3.4					
Reference Sensor / Referenzsensor 0-35 bar Druck PCDR 4030 / SN 1909434 Module amplifier / Modulverstärker Typ: Burster 9243 SN 264375 Cal.protocol / Kal.protokoll: DKD-K-03701 F 20531					
Reference Sensor / Referenzsensor 30-350 bar Druck PCDR 4030 / SN 1724124 Module amplifier / Modulverstärker Typ Burster 9243 SN 221122 Cal.protocol / Kal.protokoll: DKD-K-03701 F 20532					
In order to ensure traceability to the national standard the reference sensors and the reference amplifier are examined in regular intervals by an independent calibration service. Um die Rückführbarkeit auf Nationale Normale zu gewährleisten werden die Referenzsensoren und Referenzverstärker in regelmäßigen Abständen von einem unabhängigen Kalibrierdienst überprüft.					
Confirmation/Bestätigung					
The sensor tested complies with the values specified in the data sheet. We confirm that the device was tested with the equipment and according to the procedures specified. Guaranteed accuracy of measurement for sensitivity better than 0.2%.					
Der geprüfte Sensor erfüllt die im Datenblatt spezifizierten Werte. Wir bestätigen, dass die Prüfung mit den vorgeschriebenen Messmitteln und Verfahren durchgeführt wurde. Garantierte Messgenauigkeit für Empfindlichkeit besser als 0.2%.					
ISO 9001 zertifiziert / certified					
According to test procedure / Nach Prüfvorschrift VK01.10/F0011					
Z.Nr. VK01.10/F0012 Kal 2		Änd St. PZE-0491		Bearb. Riedler Datum : 2008-04-08 Gepr. Baumgartner Datum : 2008-04-08 Aut. Conrad / KALME	

23,0
22,3
21,6
20,9
20,2
19,5
18,8
18,1
17,4
16,7
16,0

Sensor Sensitivity [pC/bar]

23 °C

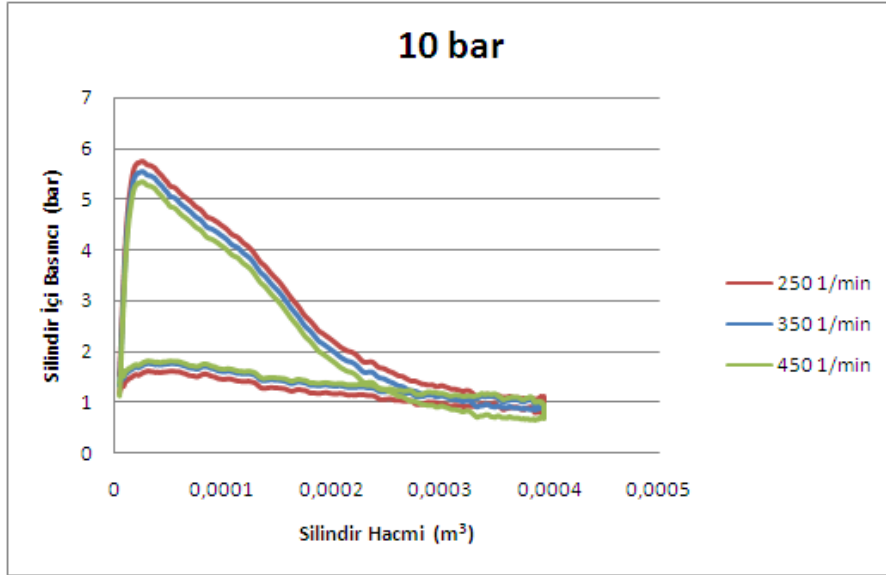
0 50 100 150 200 250

Pressure [bar]

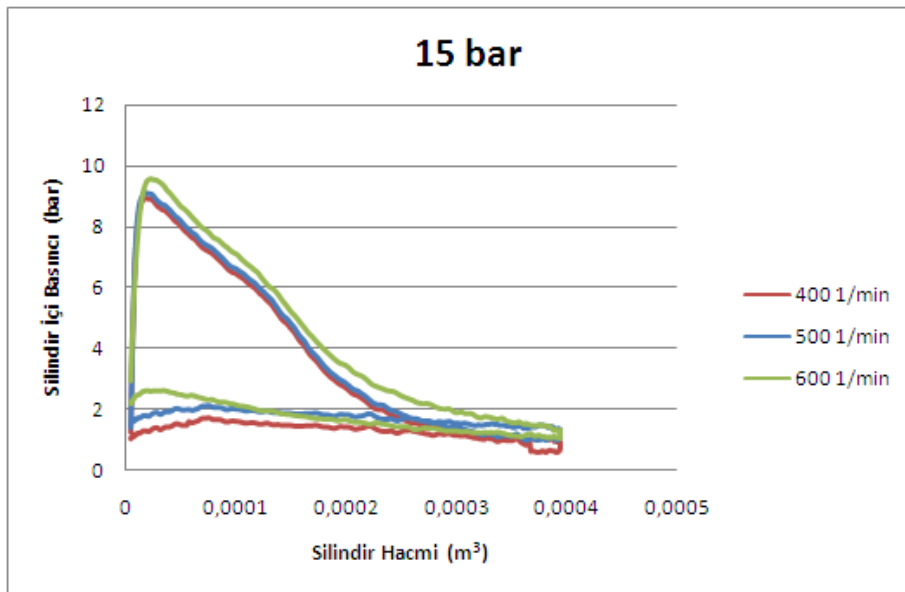
EK-5. EgAA 10°, EgAA 20° ve EgAA 30° egzoz supap zamanlamaları için farklı çalışma basınçları için motor performans sonuçları

Çalışma Basıncı (bar)	Motor Gücü (kW)			Motor Momenti (Nm)			Özgül Sıkıştırma İş'i (kJ/kg)	Kademeler arası Basınç (kpa) $p_x = (p_1 \cdot p_2)^{1/2}$	Bir Çevrimde Sisteme Verilen Enerji (J)			Motor Verimi (%)		
	EgAA 10°	EgAA 20°	EgAA 30°	EgAA 10°	EgAA 20°	EgAA 30°			EgAA 10°	EgAA 20°	EgAA 30°	EgAA 10°	EgAA 20°	EgAA 30°
10	0,207	0,226	0,163	5,656	6,16	4,446	-253,34	318,28	44,876	33,08	27,44	12,6	19,62	16,1
15	0,492	0,566	0,363	9,392	10,8	6,931	-301,51	389,81	72,357	51,04	36,88	13,98	21,14	18,78
20	0,816	0,947	0,703	11,984	13,92	10,336	-337,51	450,11	89,166	62,41	48,22	14,44	23,56	21,42
25	1,327	1,448	1,101	15,84	17,28	13,148	-361,62	503,24	105,584	73,76	58,61	16	24,421	22,42
30	1,432	1,480	1,180	14,4	11,856	11,856	-385,72	551,27	115,41	81,92	61,82	11,46	20,04	17,86

EK-6. Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

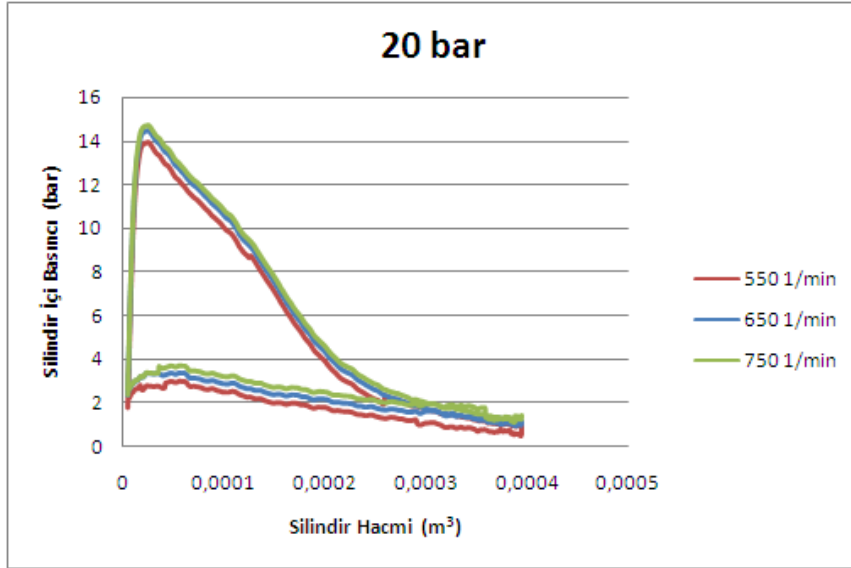


Şekil 6.1. 10 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA10°)

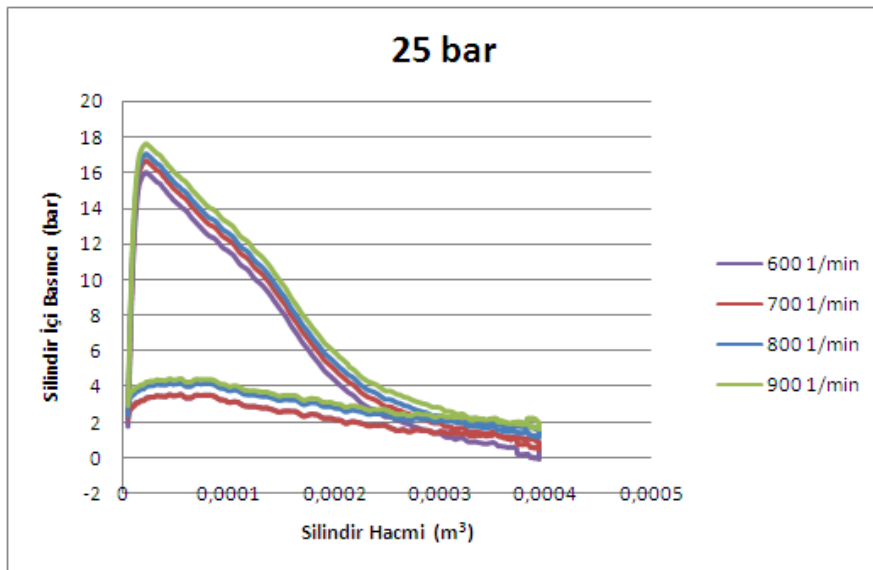


Şekil 6.2. 15 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA10°)

EK-6. (Devam) Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

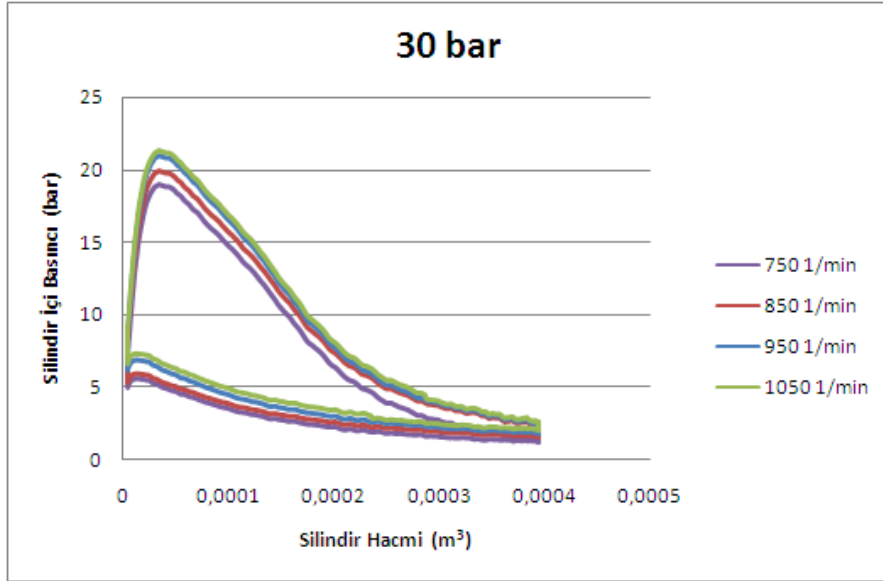


Şekil 6.3. 20 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA10°)

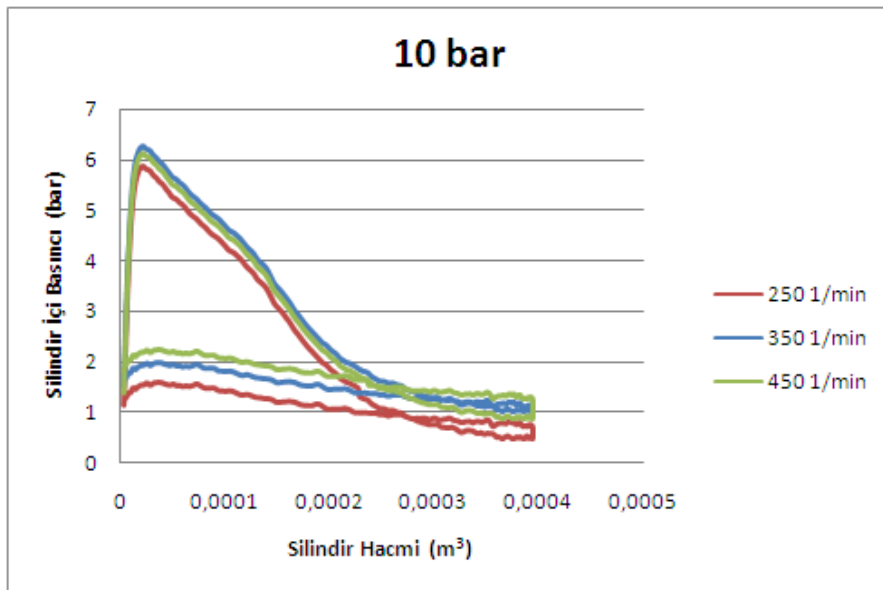


Şekil 6.4. 25 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA10°)

EK-6. (Devam) Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

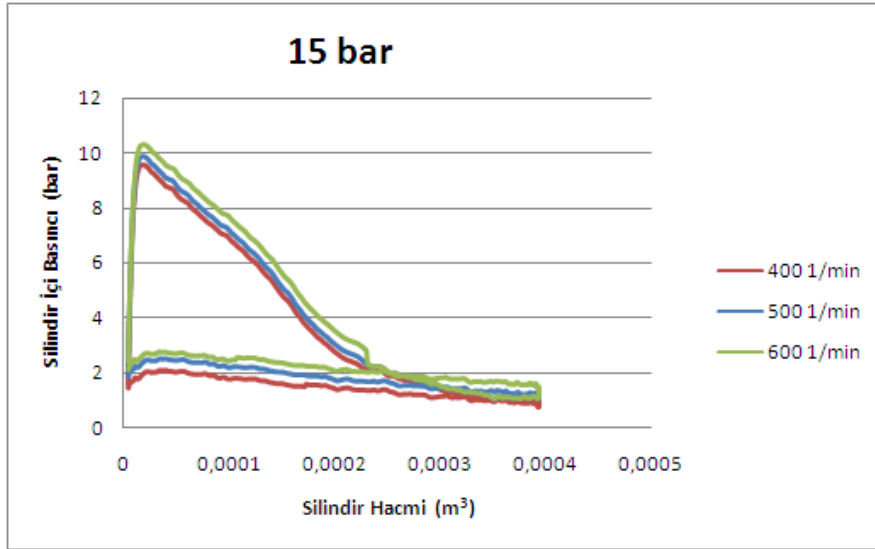


Şekil 6.5. 30 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA10°)

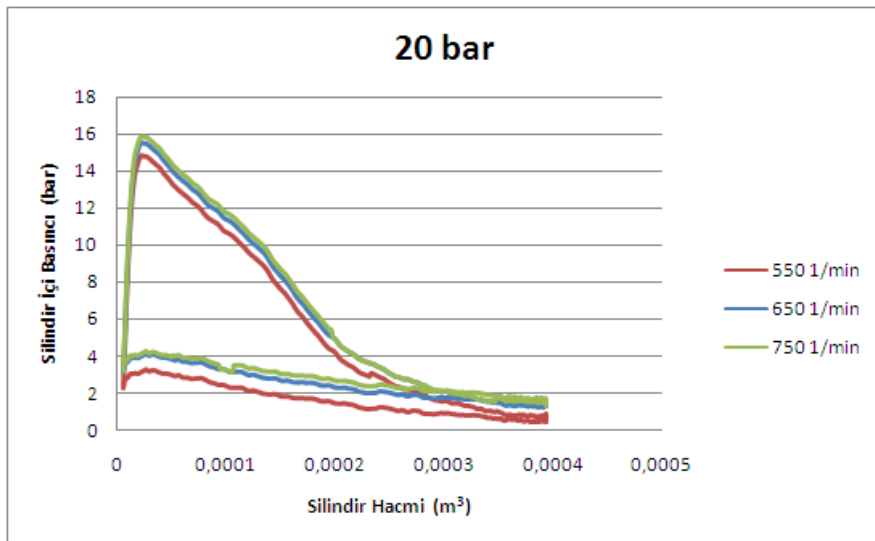


Şekil 6.6. 10 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA20°)

EK-6. (Devam) Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

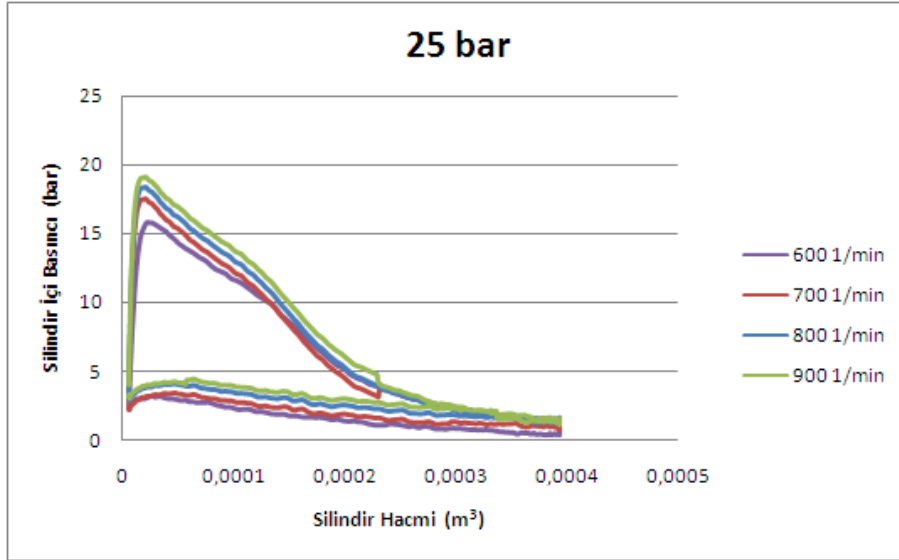


Şekil 6.7. 15 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA20°)

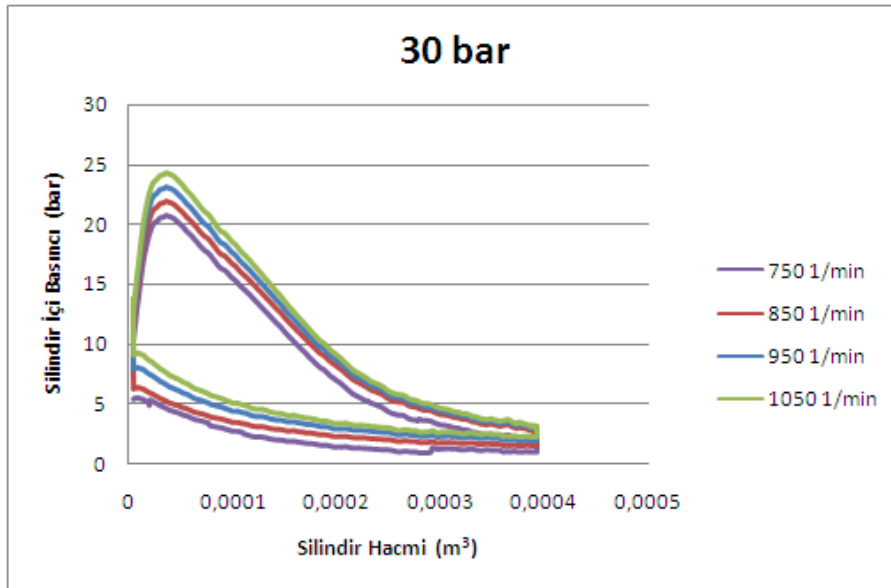


Şekil 6.8. 20 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA20°)

EK-6. (Devam) Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

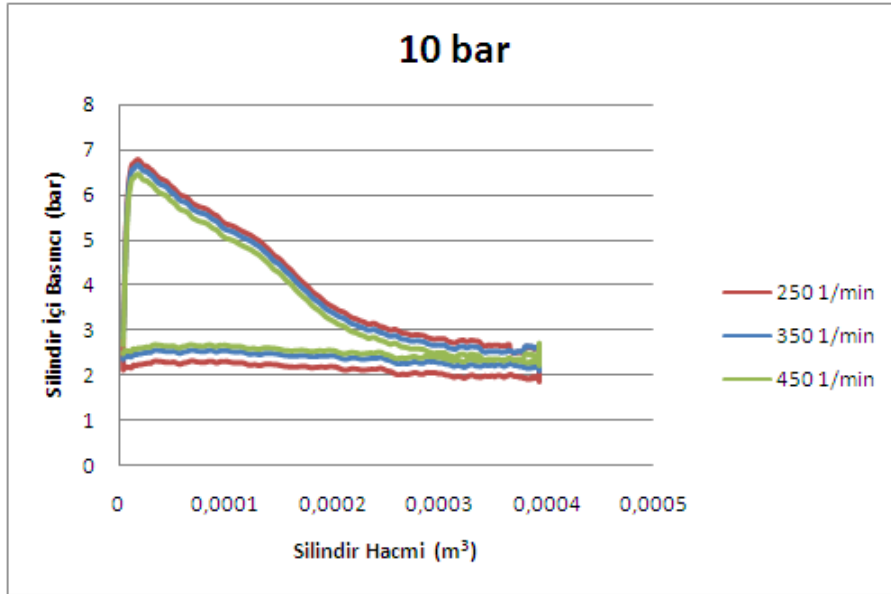


Şekil 6.9. 25 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA20°)

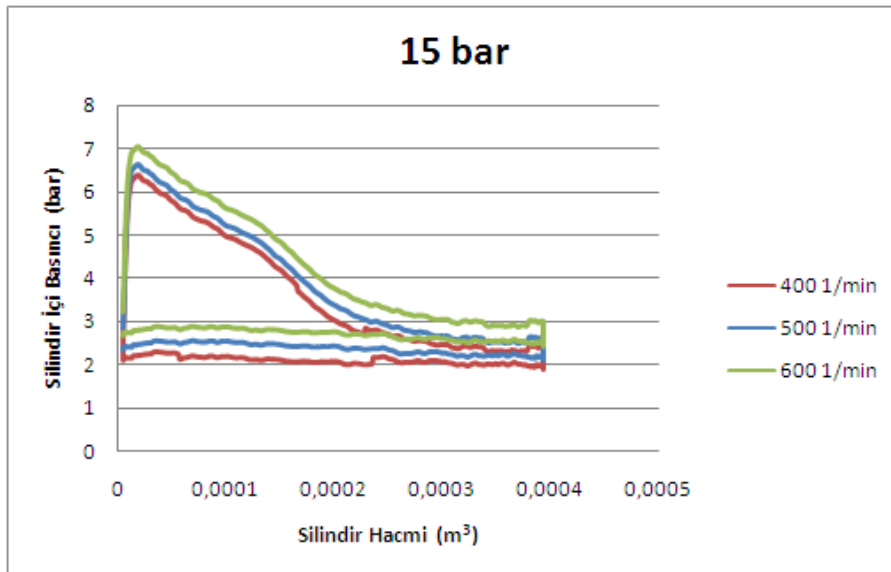


Şekil 6.10. 30 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA20°)

EK-6. (Devam) Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

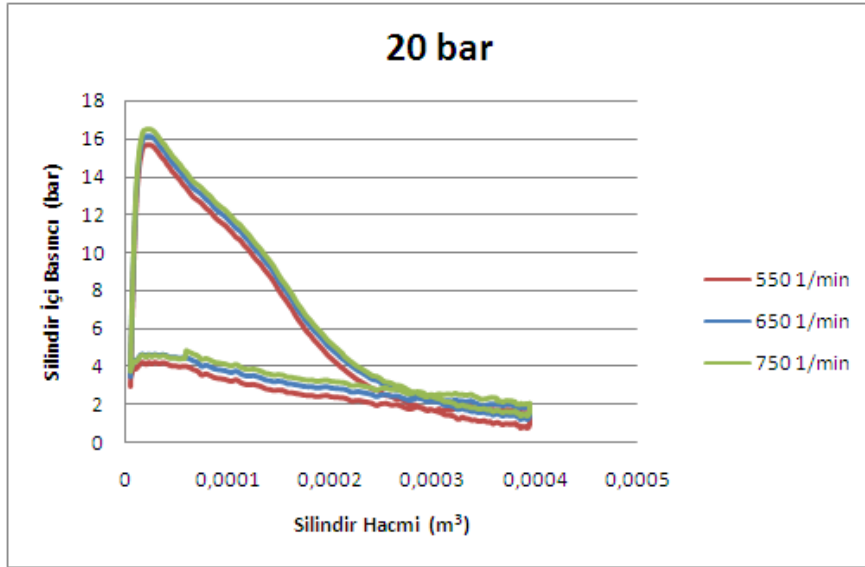


Şekil 6.11. 10 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA30°)

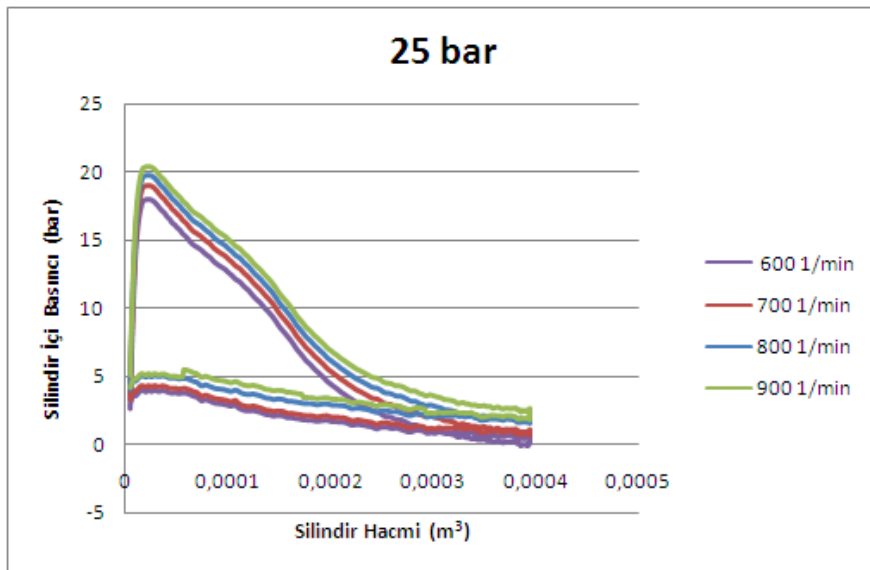


Şekil 6.12. 15 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA30°)

EK-6. (Devam) Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

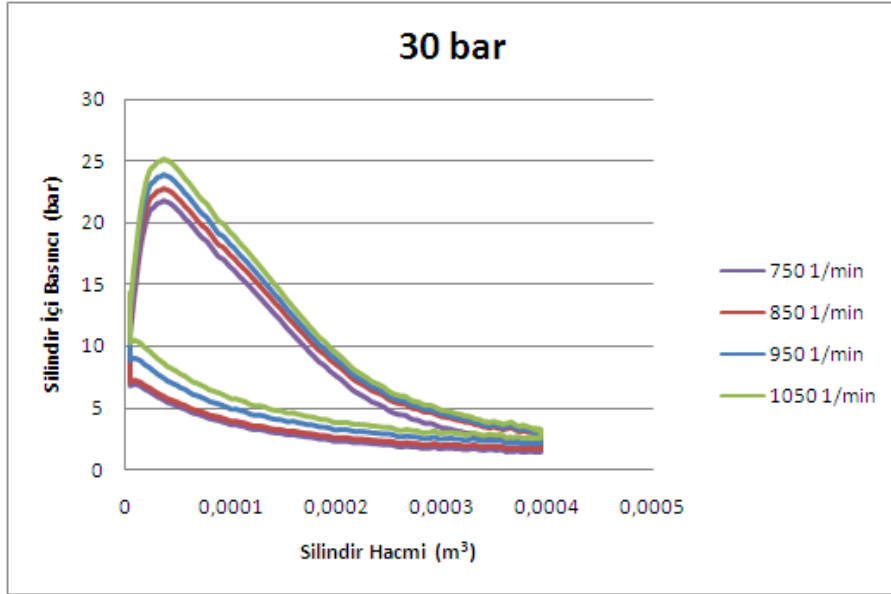


Şekil 6.13. 20 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA30°)

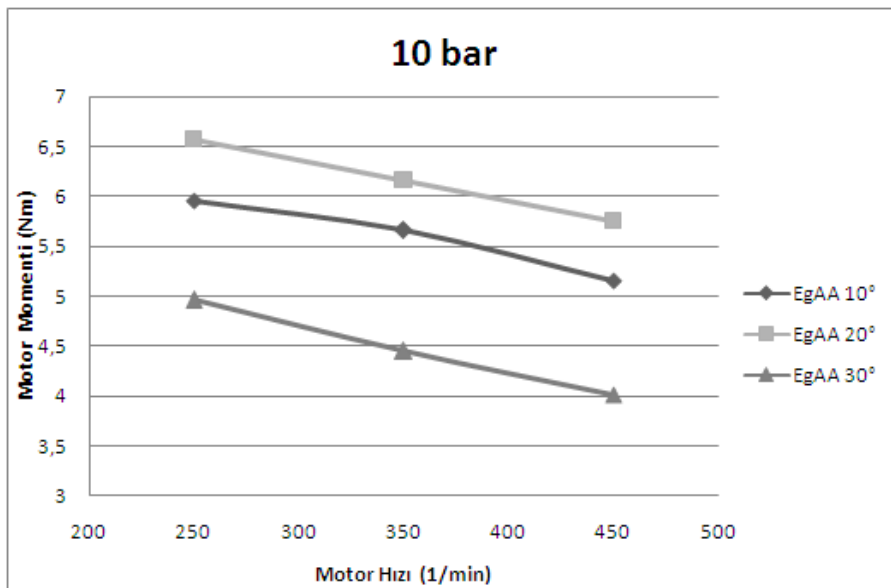


Şekil 6.14. 25 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA30°)

EK-6. (Devam) Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

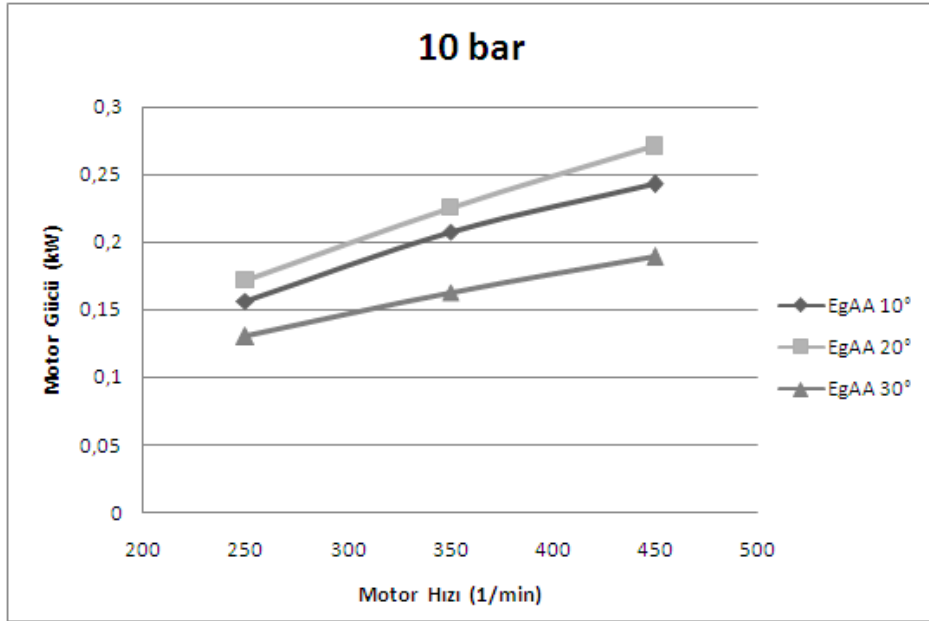


Şekil 6.15. 30 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızları İçin p-V Diyagramı (EgAA30°)

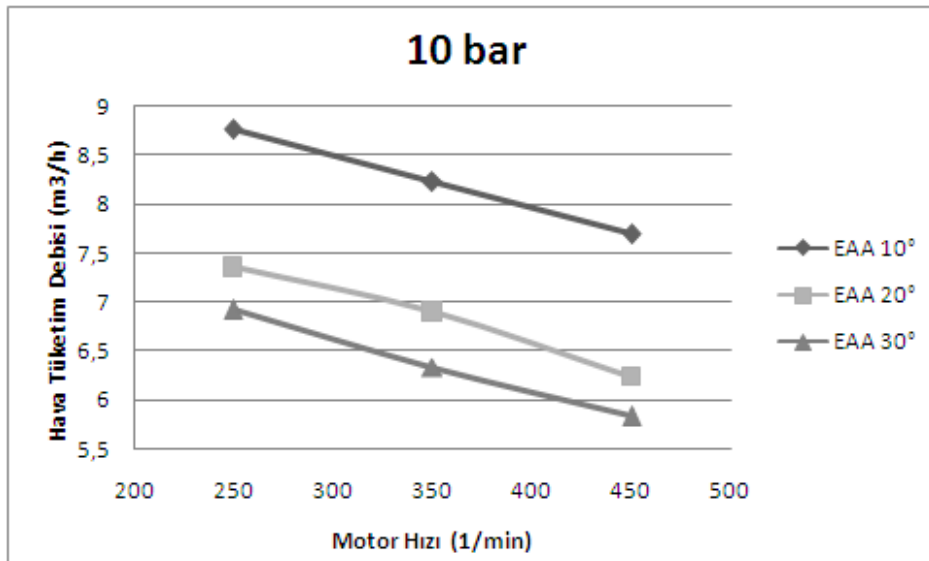


Şekil 6.16. 10 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Motor Momentinin Motor Hızına Göre Değişimi

EK-6. (Devam) Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

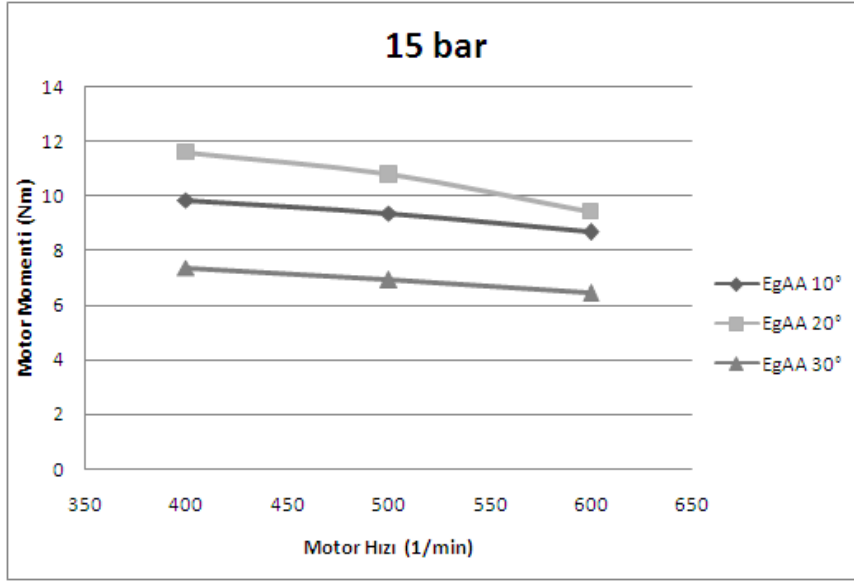


Şekil 6.17. 10 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Motor Gücünün Motor Hızına Göre Değişimi

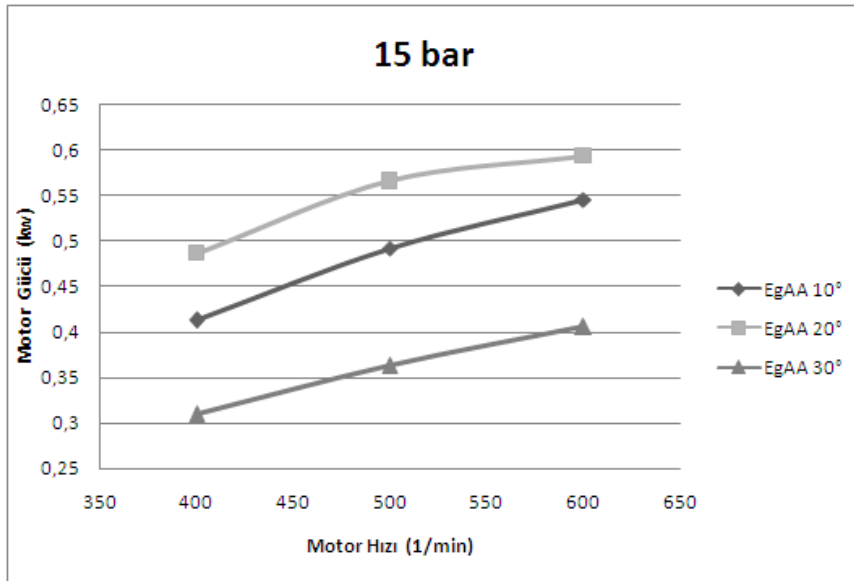


Şekil 6.18. 10 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Hava Tüketim Debisinin Motor Hızına Göre Değişimi

EK-6. (Devam) Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

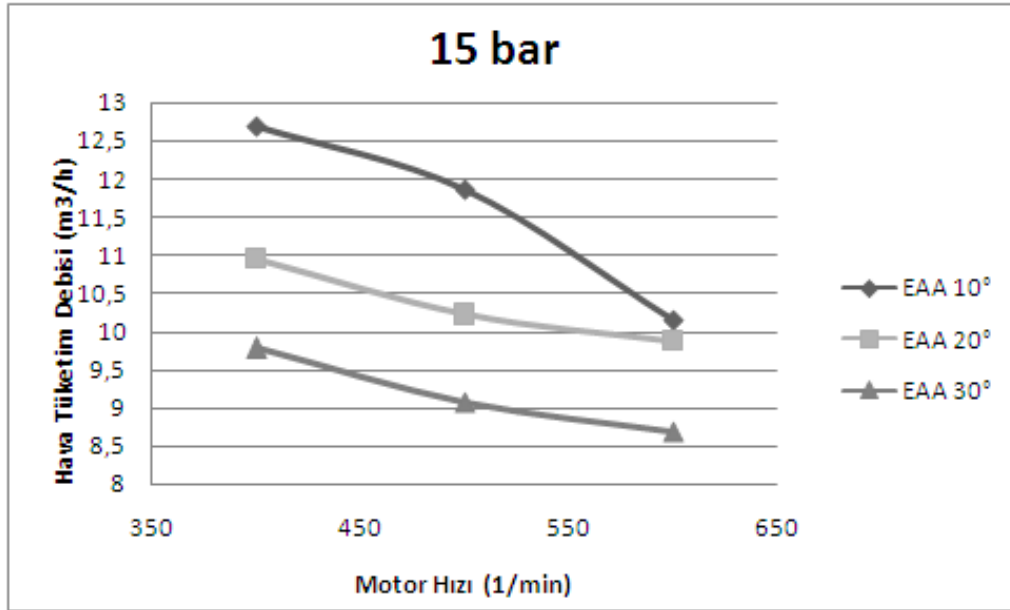


Şekil 6.19. 15 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Motor Momentinin Motor Hızına Göre Değişimi

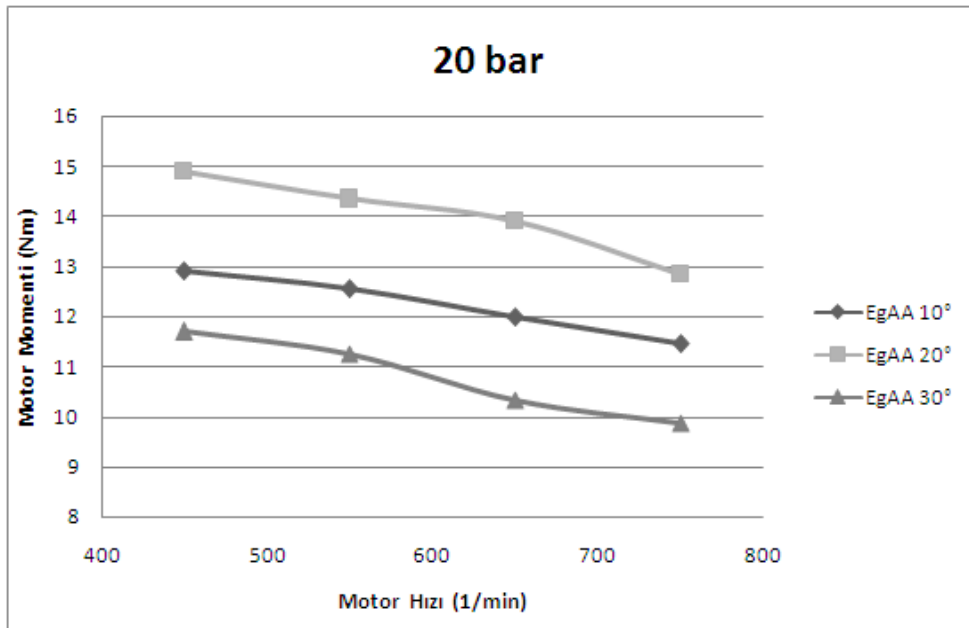


Şekil 6.20. 15 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Motor Gücünün Motor Hızına Göre Değişimi

EK-6. (Devam) Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

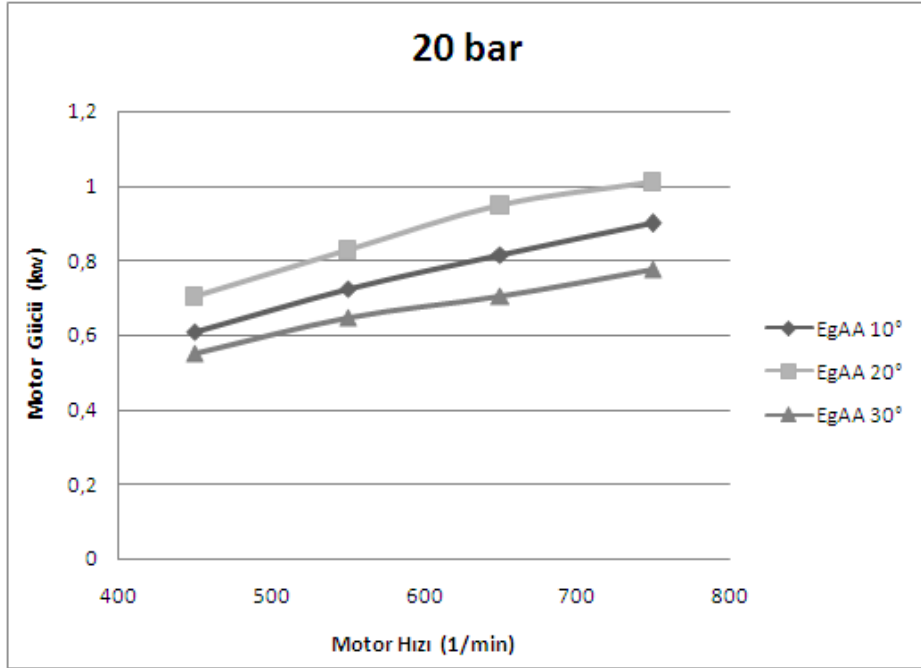


Şekil 6.21. 15 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Hava Tüketim Debisinin Motor Hızına Göre Değişimi

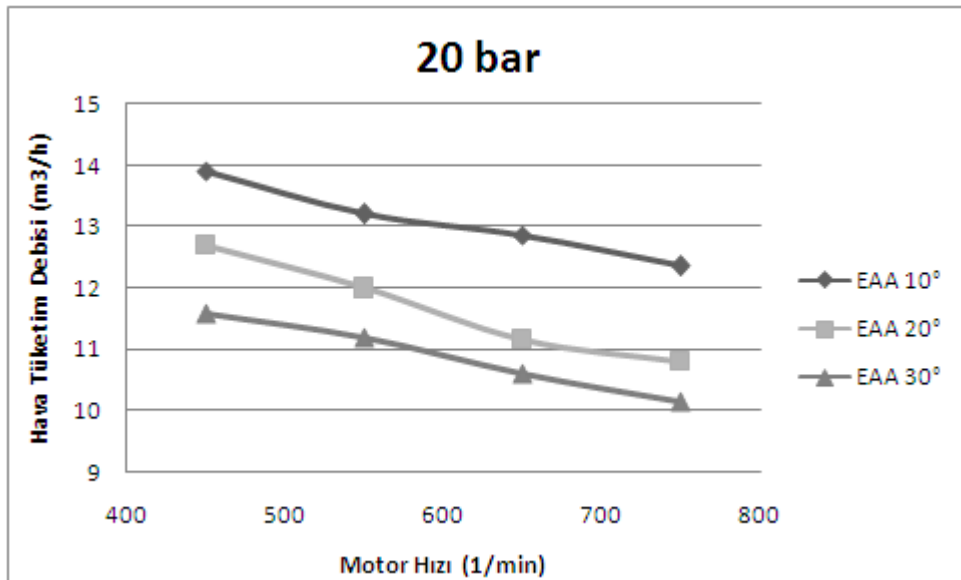


Şekil 6.22. 20 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Motor Momentinin Motor Hızına Göre Değişimi

EK-6. (Devam) Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

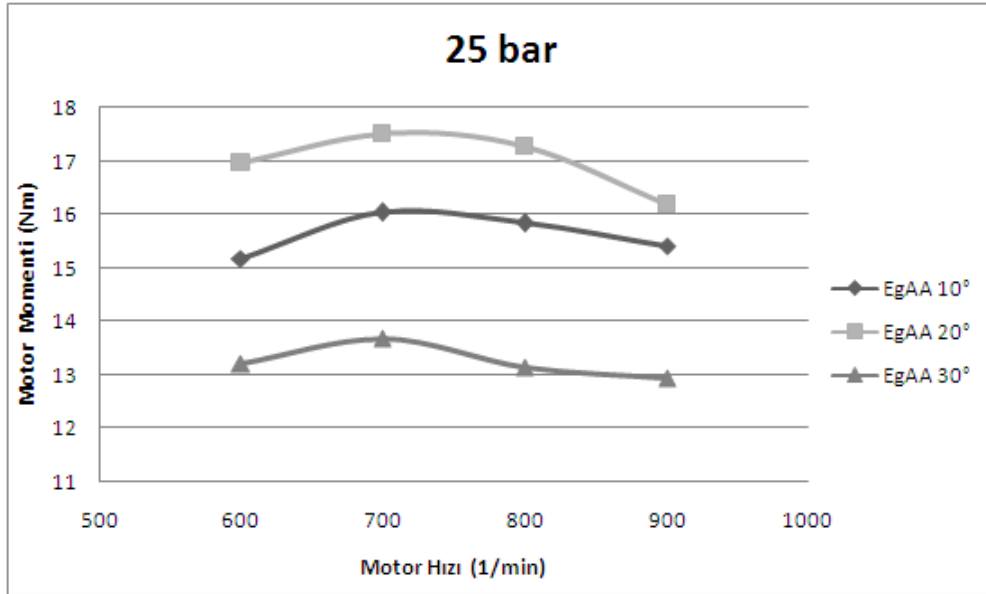


Şekil 6.23. 20 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Motor Gücünün Motor Hızına Göre Değişimi

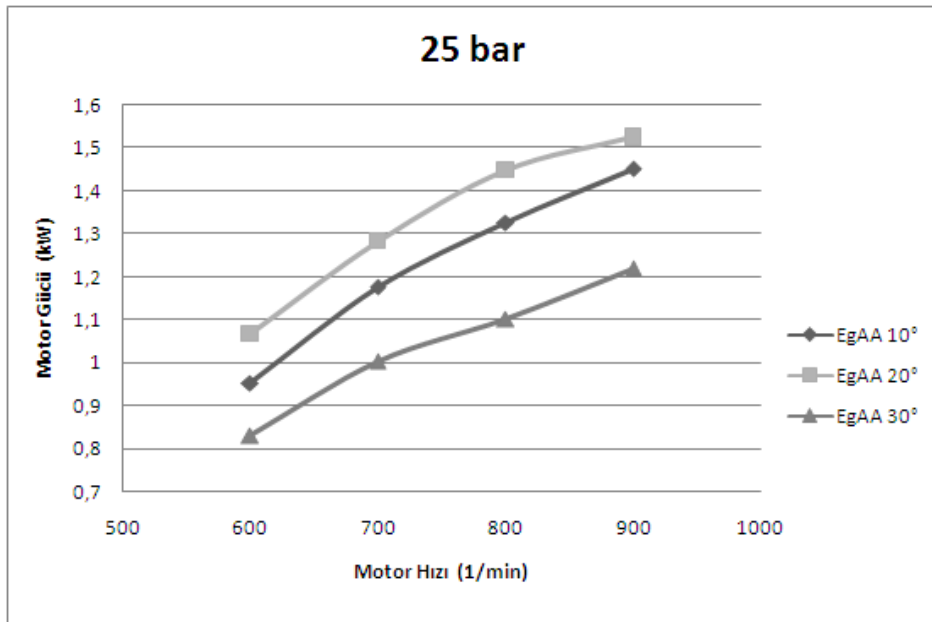


Şekil 6.24. 20 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Hava Tüketim Debisinin Motor Hızına Göre Değişimi

EK-6. (Devam) Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

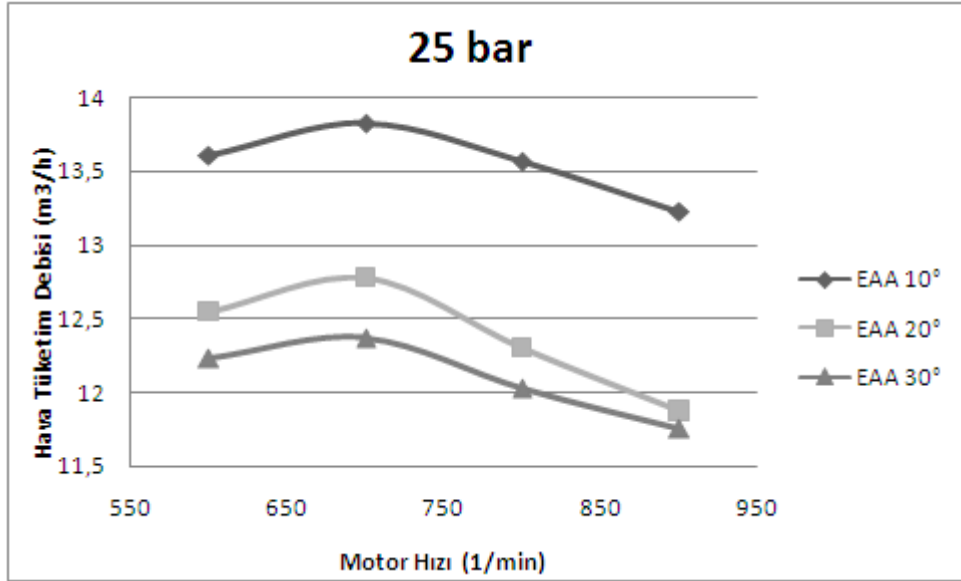


Şekil 6.25. 20 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Motor Momentinin Motor Hızına Göre Değişimi

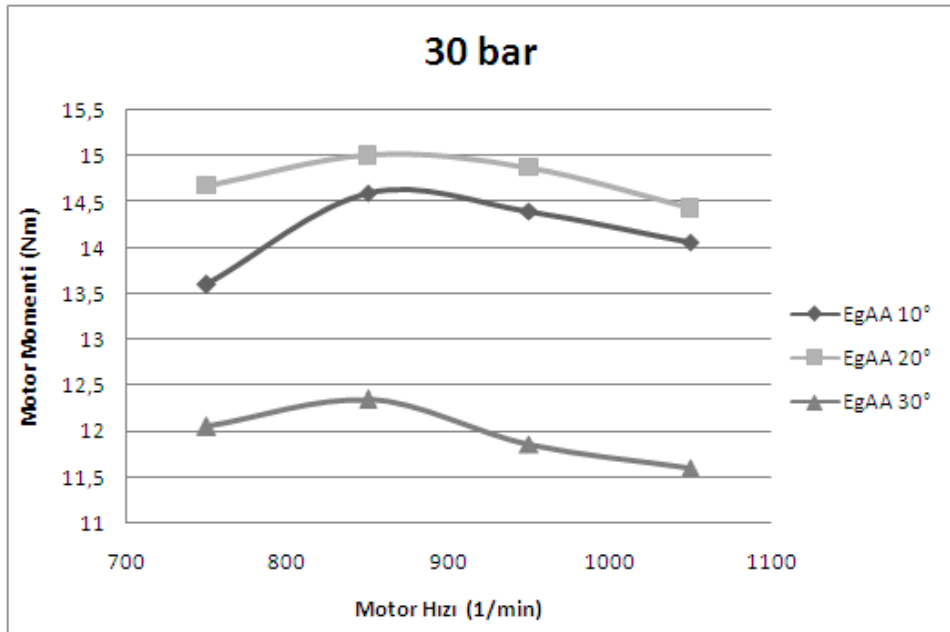


Şekil 6.26. 25 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Motor Gücünün Motor Hızına Göre Değişimi

EK-6. (Devam) Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

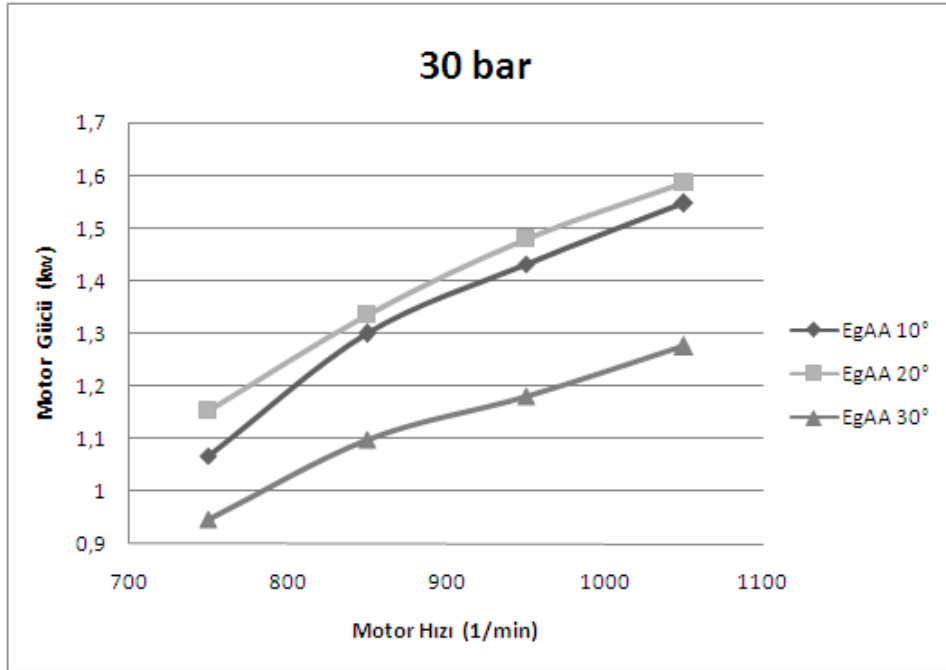


Şekil 6.27. 25 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Hava Tüketim Debisinin Motor Hızına Göre Değişimi

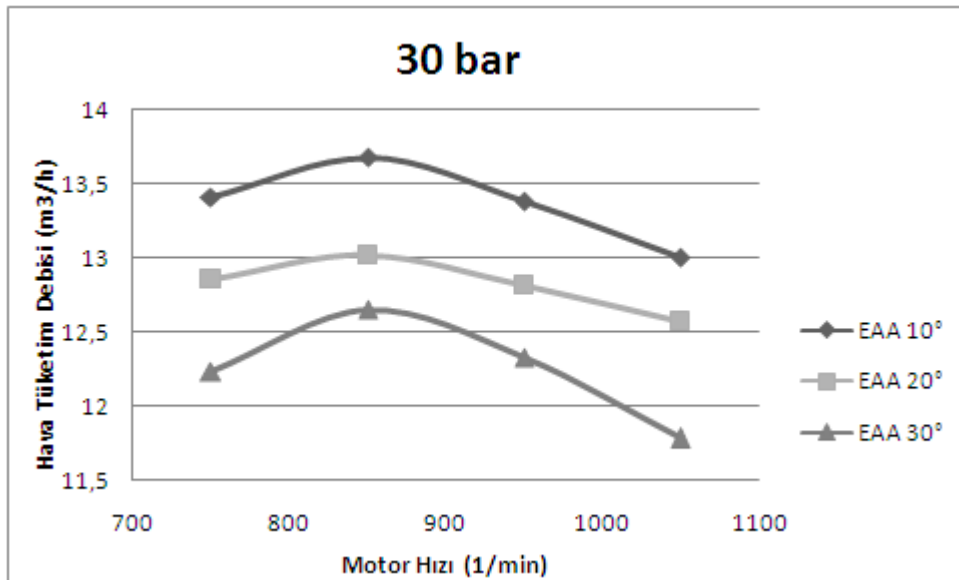


Şekil 6.28. 30 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Motor Momentinin Motor Hızına Göre Değişimi

EK-6. (Devam) Sabit çalışma basıncı, farklı motor hızlarına ait silindir içi basınç, motor momenti ve motor gücü grafikleri

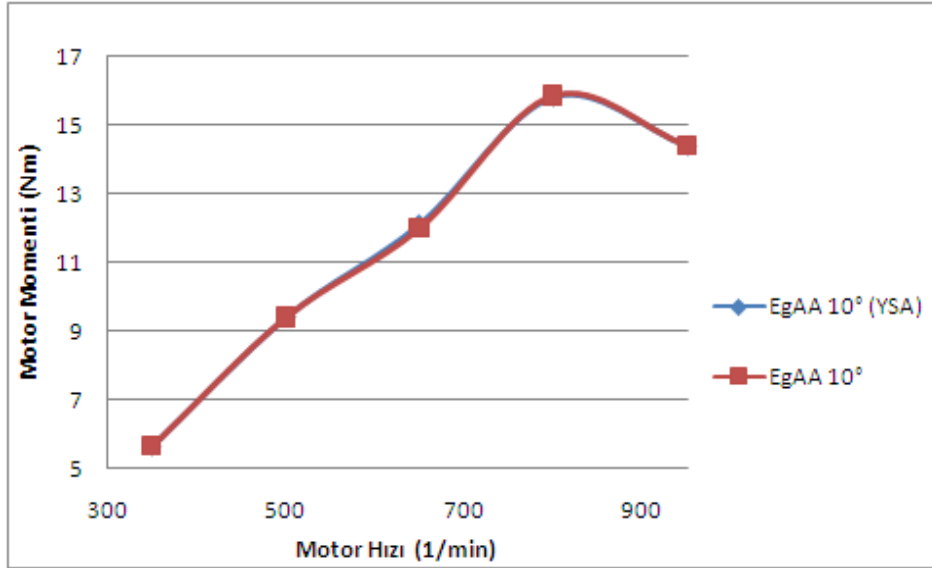


Şekil 6.29. 30 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Motor Gücünün Motor Hızına Göre Değişimi

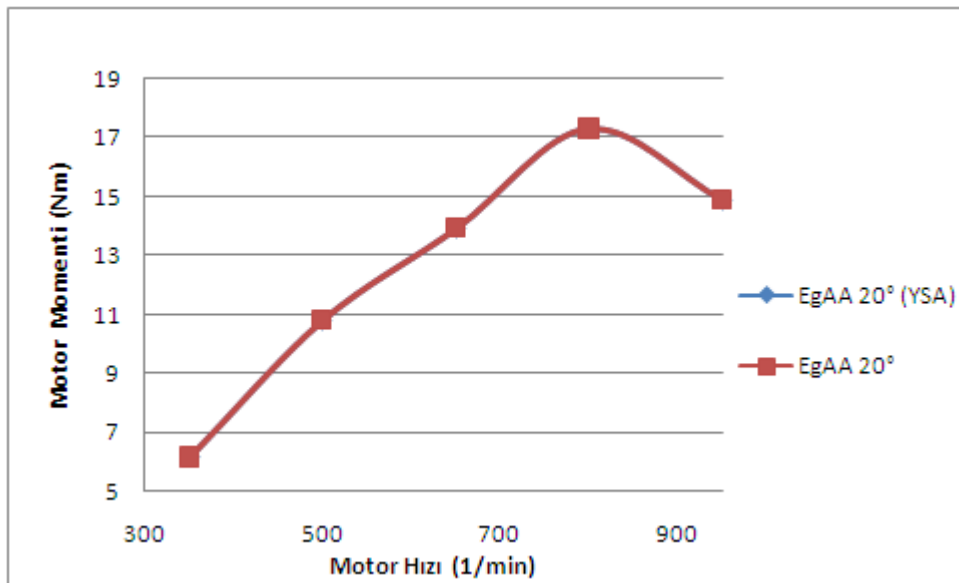


Şekil 6.30. 30 bar Çalışma Basıncı Farklı Motor Hızlarında Hava Tüketim Debisinin Motor Hızına Göre Değişimi

EK-7. Basınçlı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri

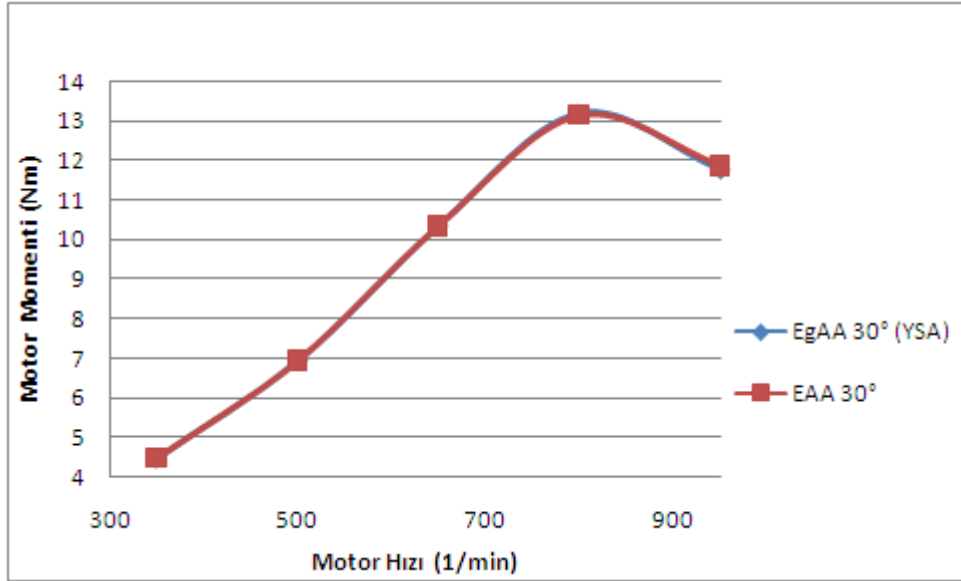


Şekil 7.1. EgAA 10° Supap Zamanlaması, Farklı Çalışma Basınçlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

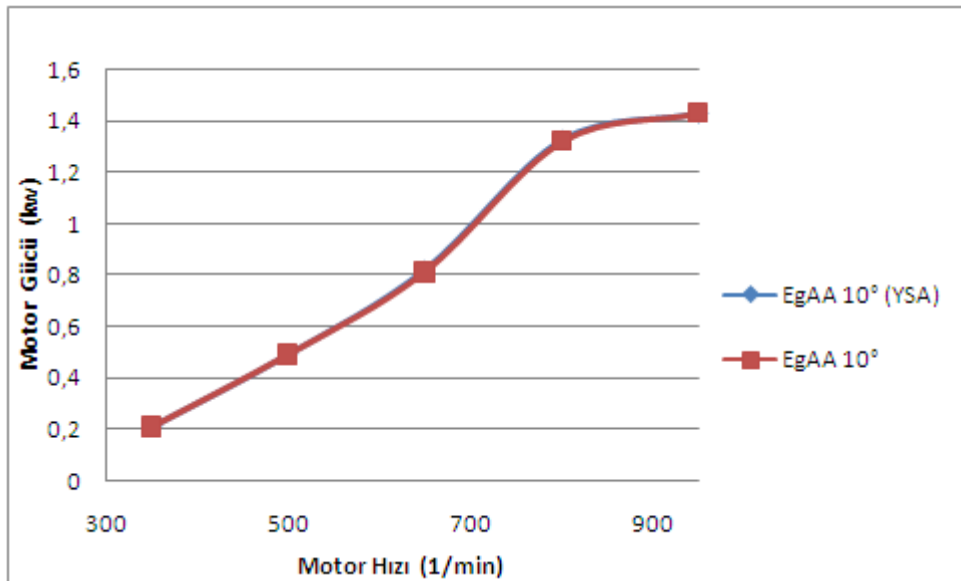


Şekil 7.2. EgAA 20° Supap Zamanlaması, Farklı Çalışma Basınçlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

EK-7. (Devam) Basıncılı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri

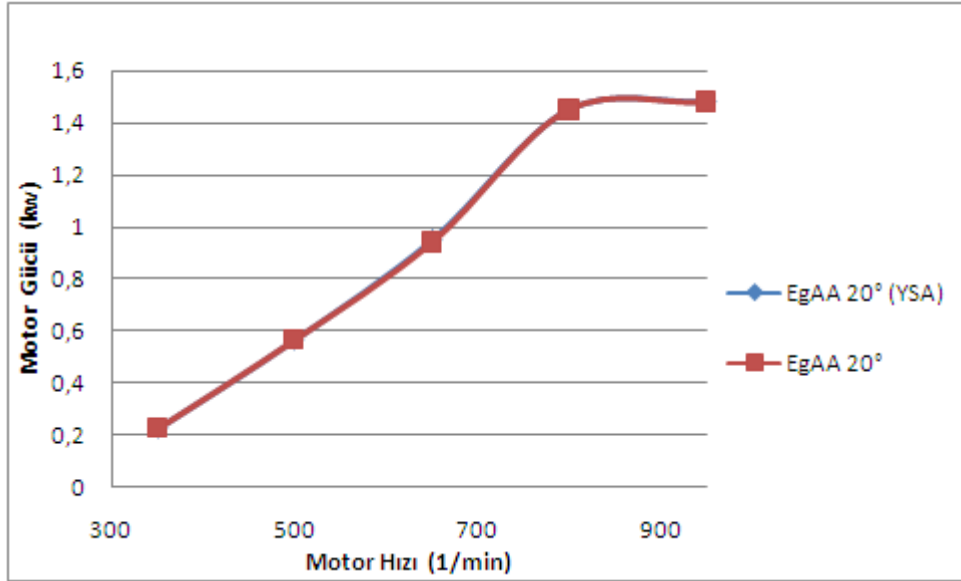


Şekil 7.3. EgAA 30° Supap Zamanlaması, Farklı Çalışma Basınçlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

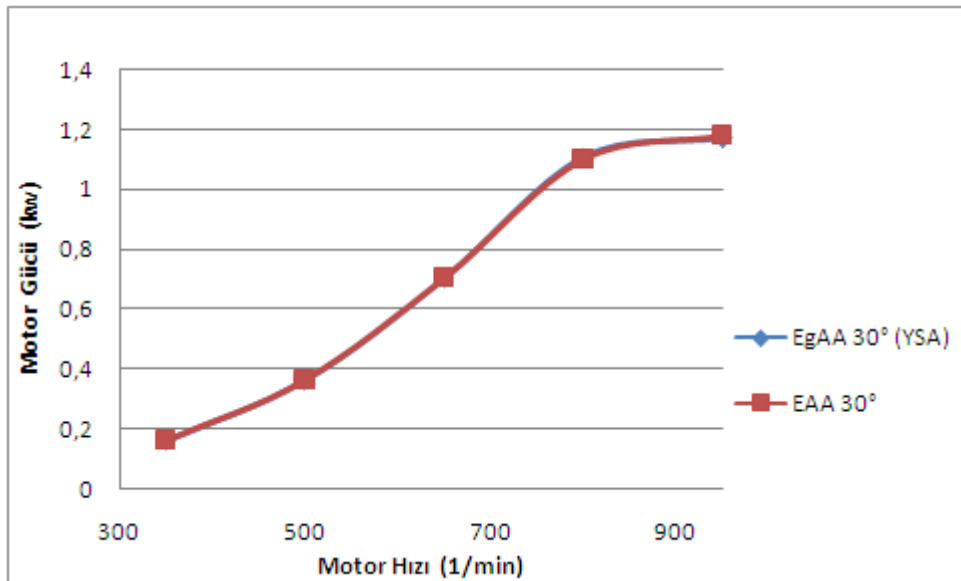


Şekil 7.4. EgAA 10° Supap Zamanlaması, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Gücü-Motor Hızı Grafiği

EK-7. (Devam) Basıncılı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri

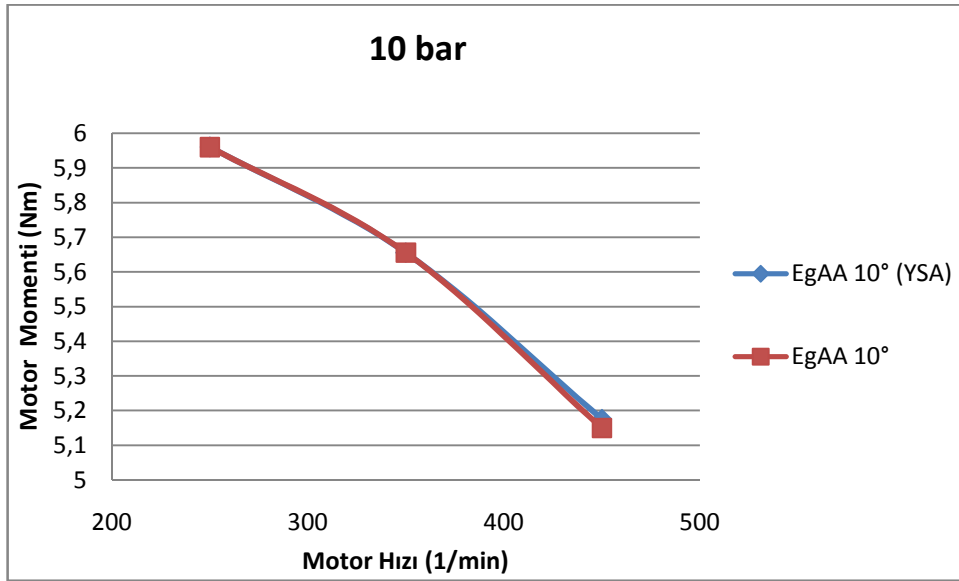


Şekil 7.5. EgAA 20° Supap Zamanlaması, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Gücü-Motor Hızı Grafiği

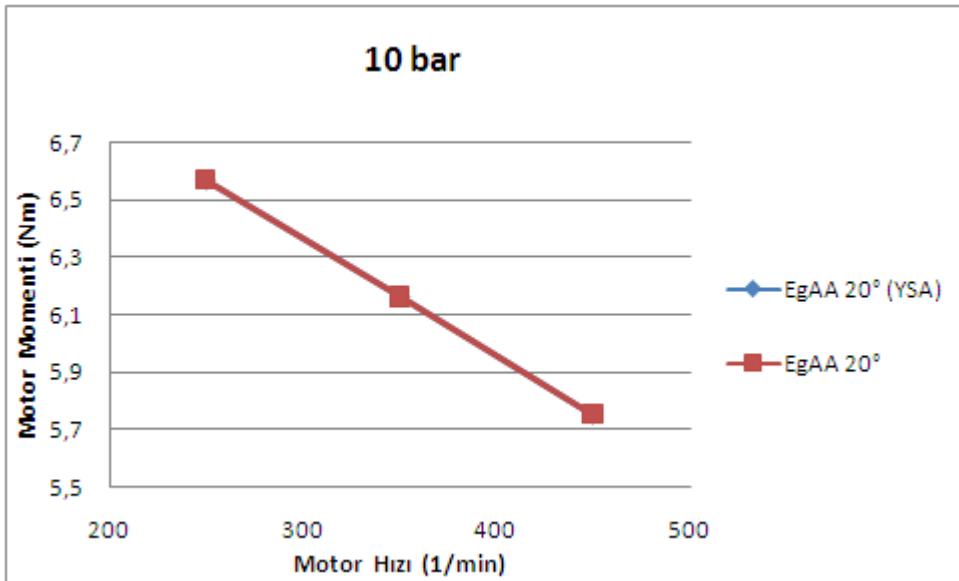


Şekil 7.6. EgAA 30° Supap Zamanlaması, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Gücü-Motor Hızı Grafiği

EK-7. (Devam) Basıncılı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri



Şekil 7.7. EgAA 10° Supap Zamanlaması, 10 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

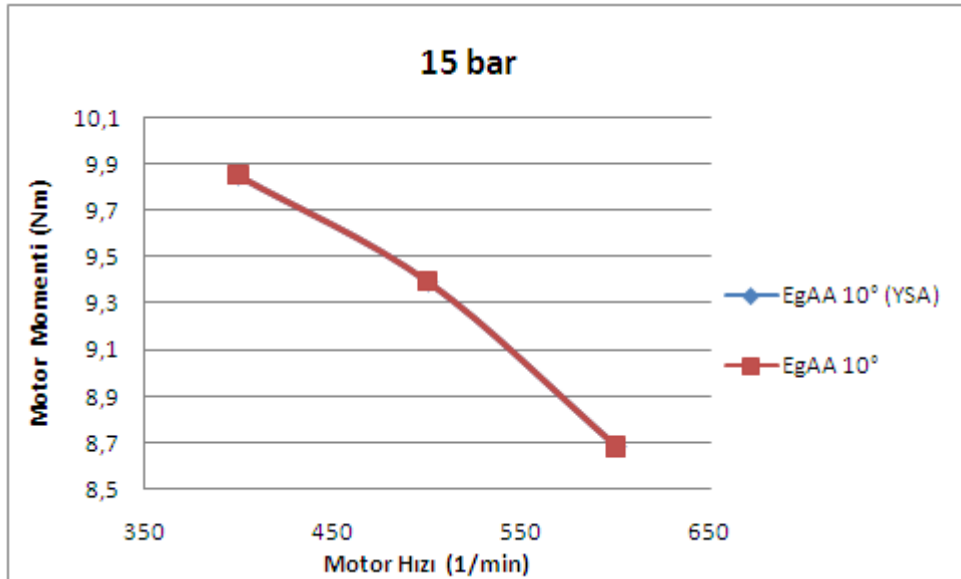


Şekil 7.8. EgAA 20° Supap Zamanlaması, 10 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

EK-7. (Devam) Basıncılı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri

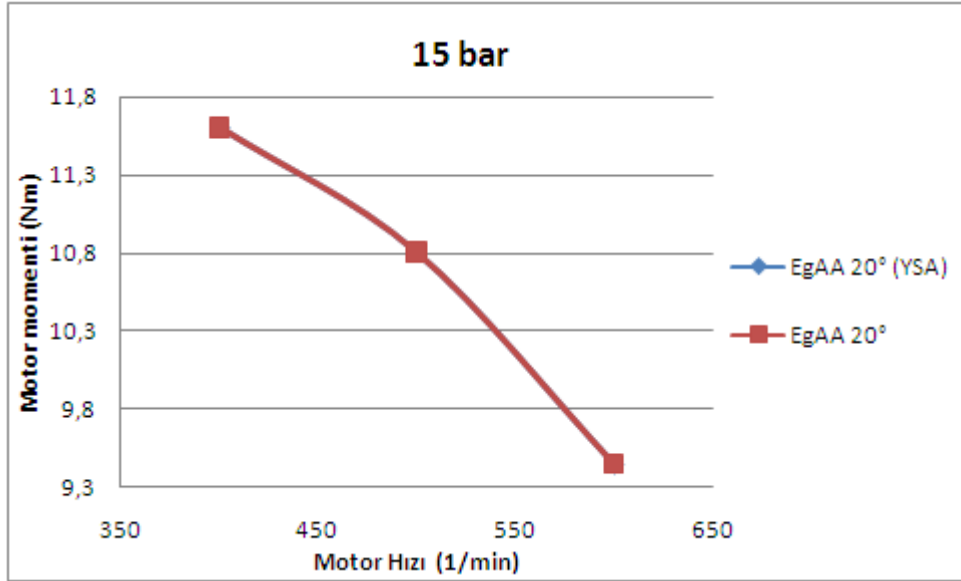


Şekil 7.9. EgAA 30° Supap Zamanlaması, 10 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

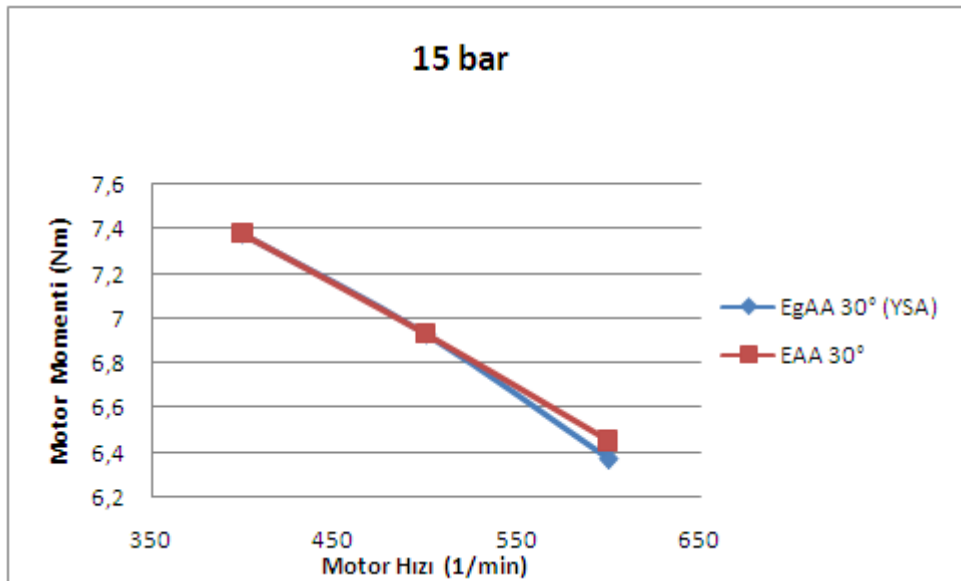


Şekil 7.10. EgAA 10° Supap Zamanlaması, 15 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

EK-7. (Devam) Basıncılı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri

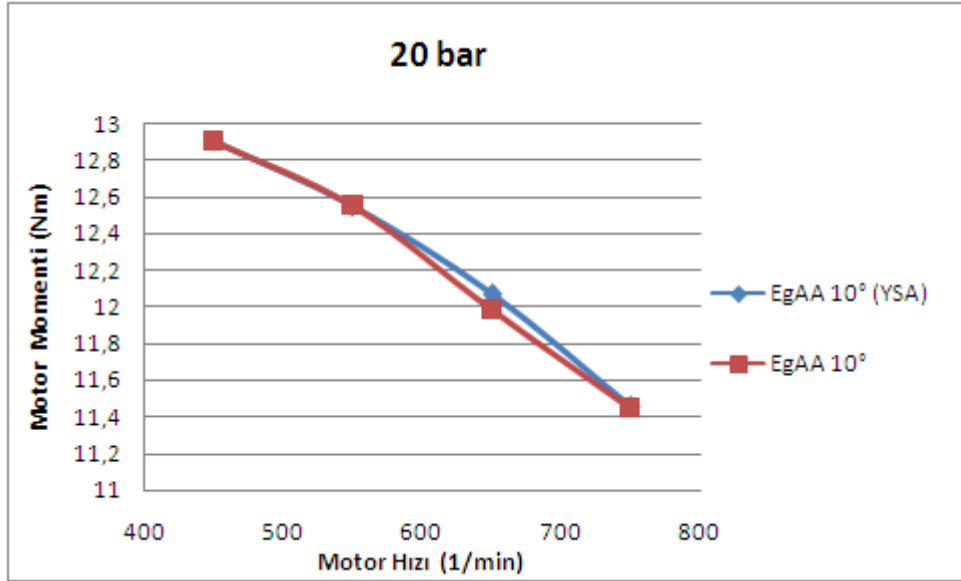


Şekil 7.11. EgAA 20° Supap Zamanlaması, 15 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

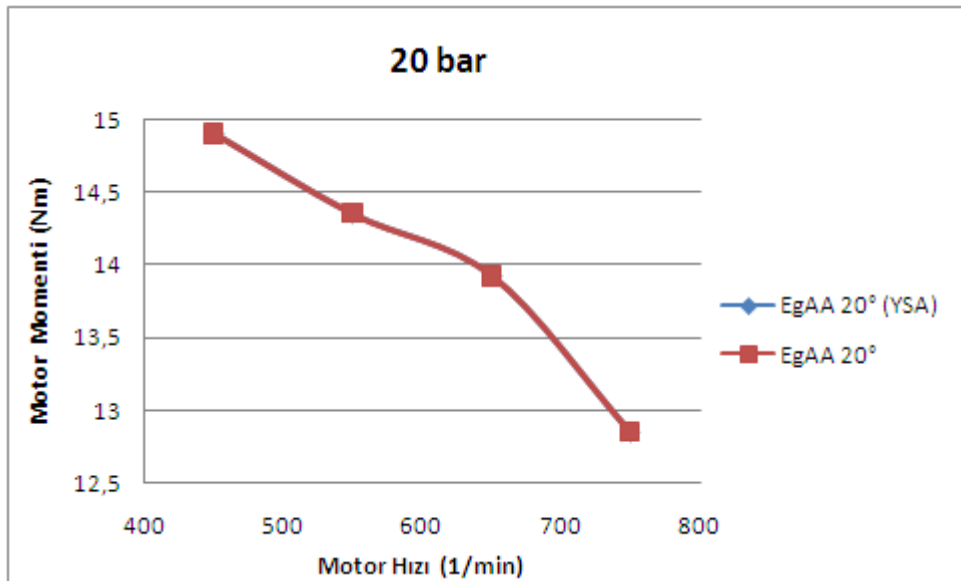


Şekil 7.12. EgAA 30° Supap Zamanlaması, 15 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

EK-7. (Devam) Basıncılı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri

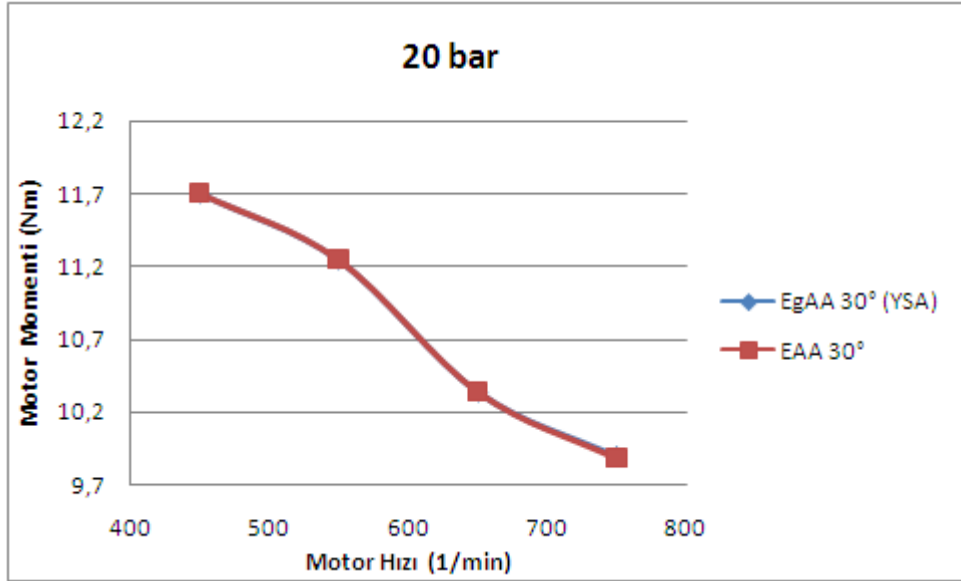


Şekil 7.13. EgAA 10° Supap Zamanlaması, 20 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

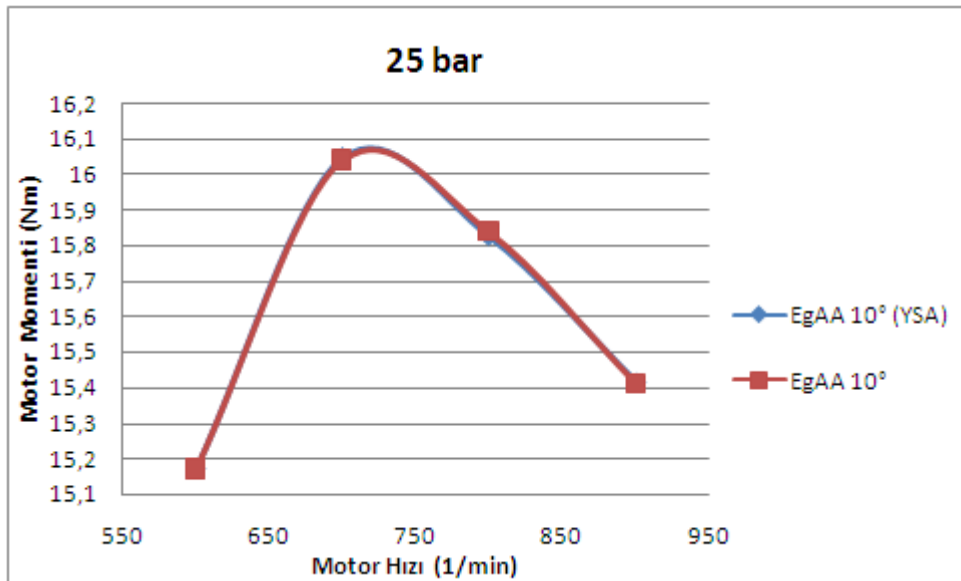


Şekil 7.14. EgAA 20° Supap Zamanlaması, 20 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

EK-7. (Devam) Basıncılı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri

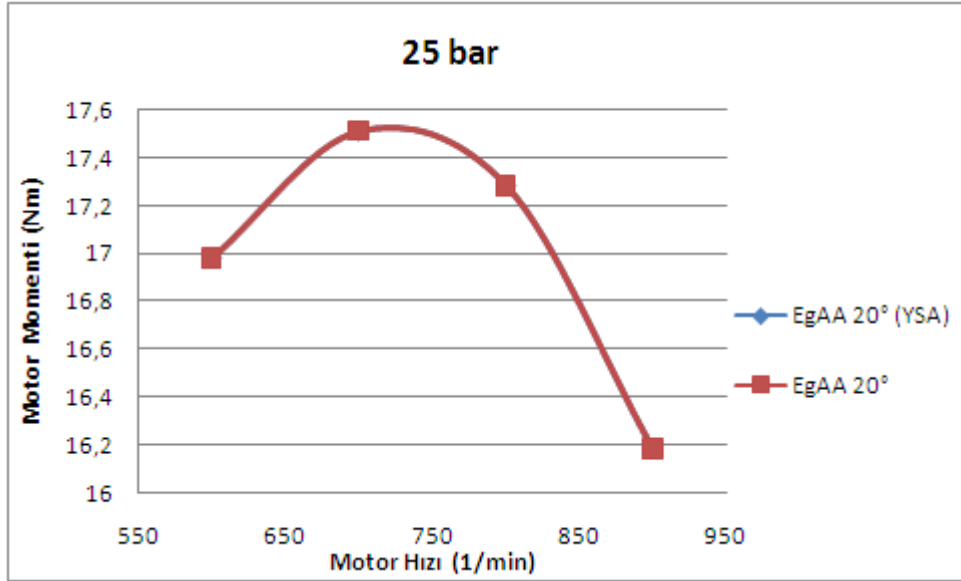


Şekil 7.15. EgAA 30° Supap Zamanlaması, 20 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

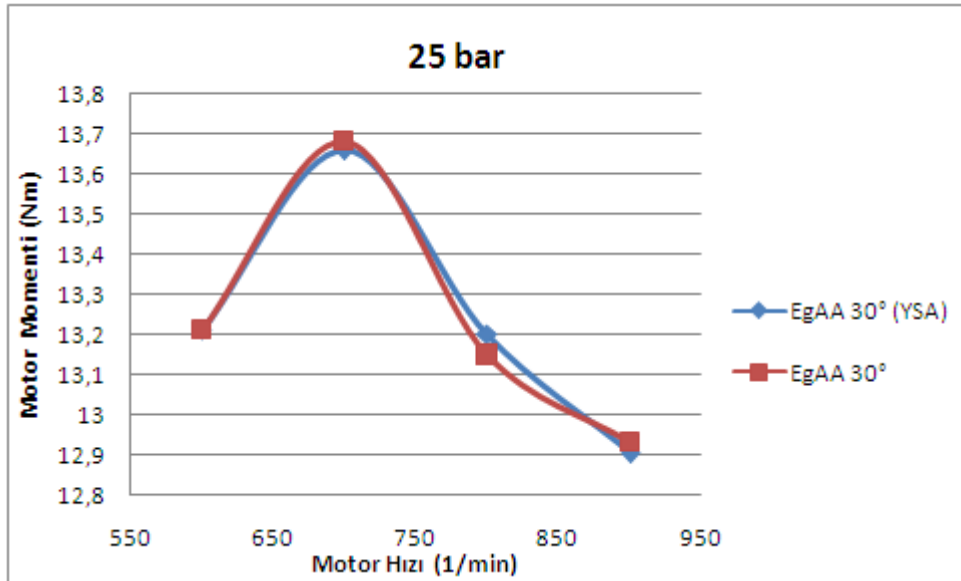


Şekil 7.16. EgAA 10° Supap Zamanlaması, 25 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

EK-7. (Devam) Basıncılı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri

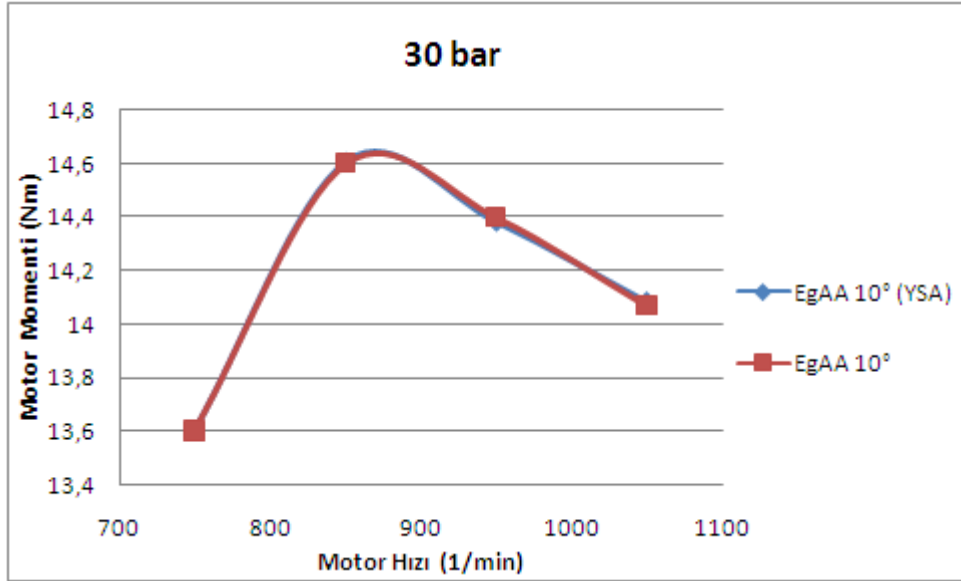


Şekil 7.17. EgAA 20° Supap Zamanlaması, 25 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

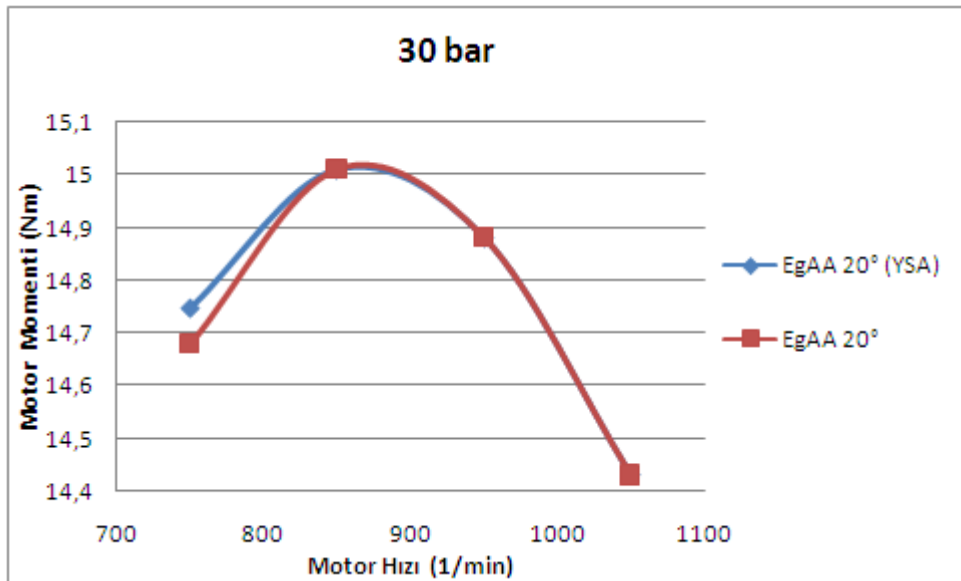


Şekil 7.18. EgAA 30° Supap Zamanlaması, 25 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

EK-7. (Devam) Basıncılı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri

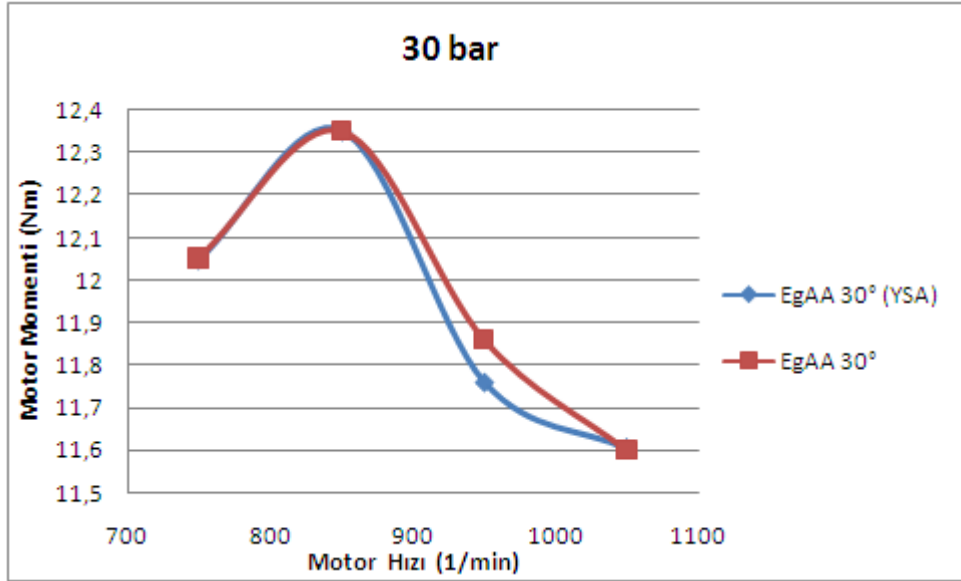


Şekil 7.19. EgAA 10° Supap Zamanlaması, 30 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

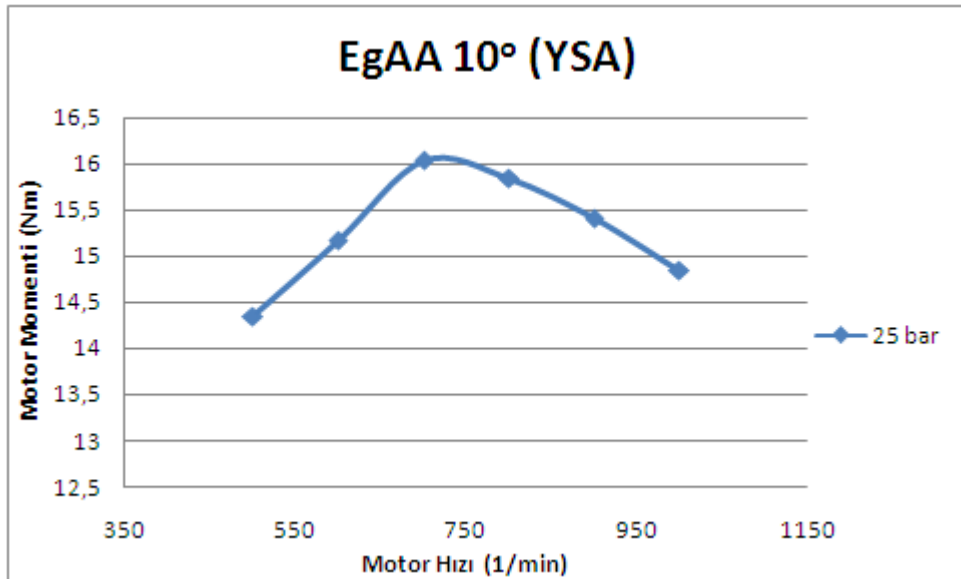


Şekil 7.20. EgAA 20° Supap Zamanlaması, 30 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

EK-7. (Devam) Basıncılı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri

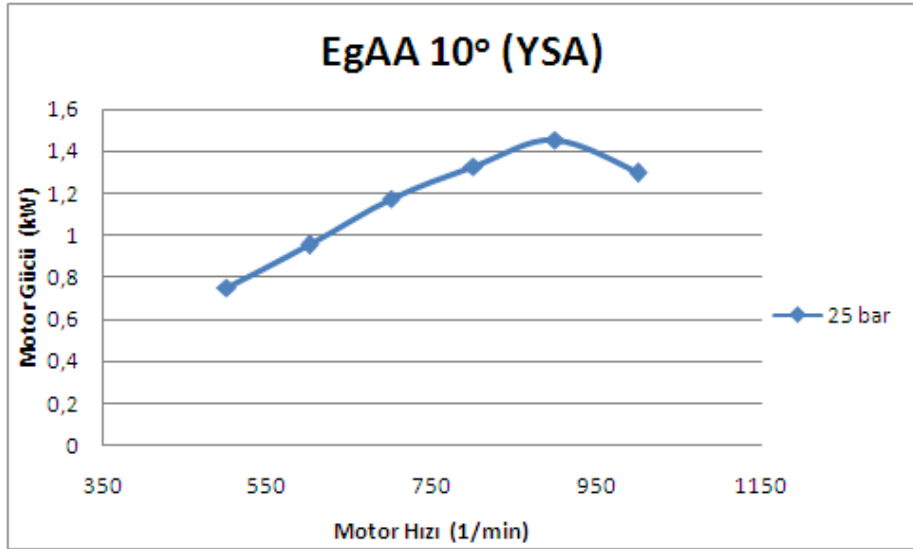


Şekil 7.21. EgAA 30° Supap Zamanlaması, 30 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği

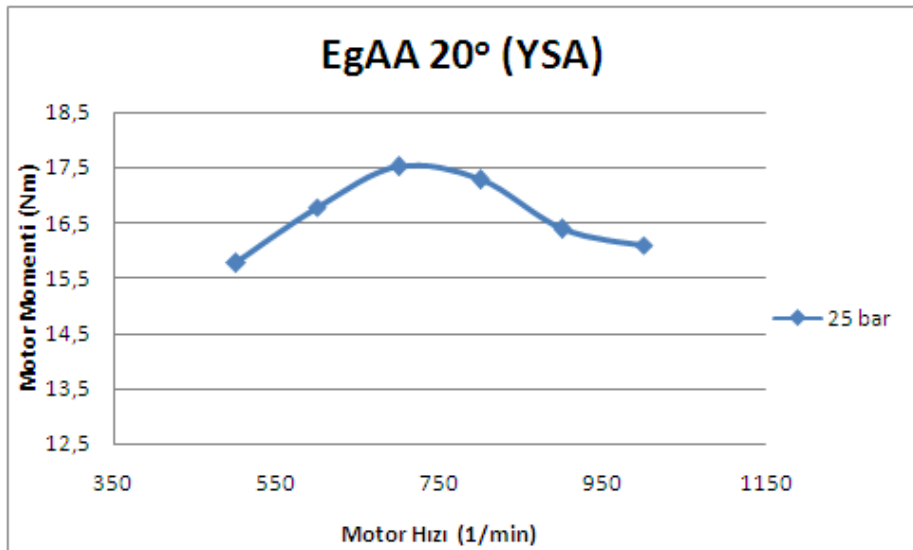


Şekil 7.22. EgAA 10° Supap Zamanlaması, 25 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği (İleri ve geri hız tahminli)

EK-7. (Devam) Basıncılı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri

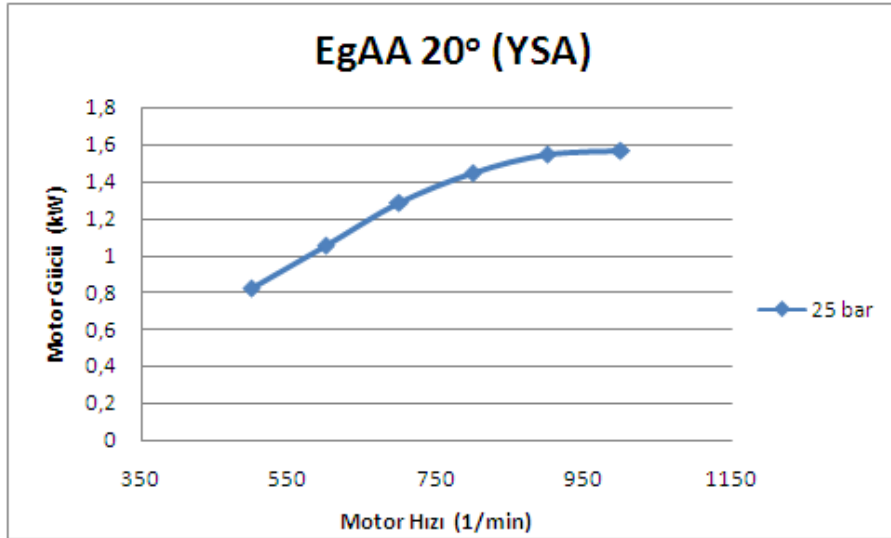


Şekil 7.23. EgAA 10° Supap Zamanlaması, 25 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği (İleri ve geri hız tahminli)

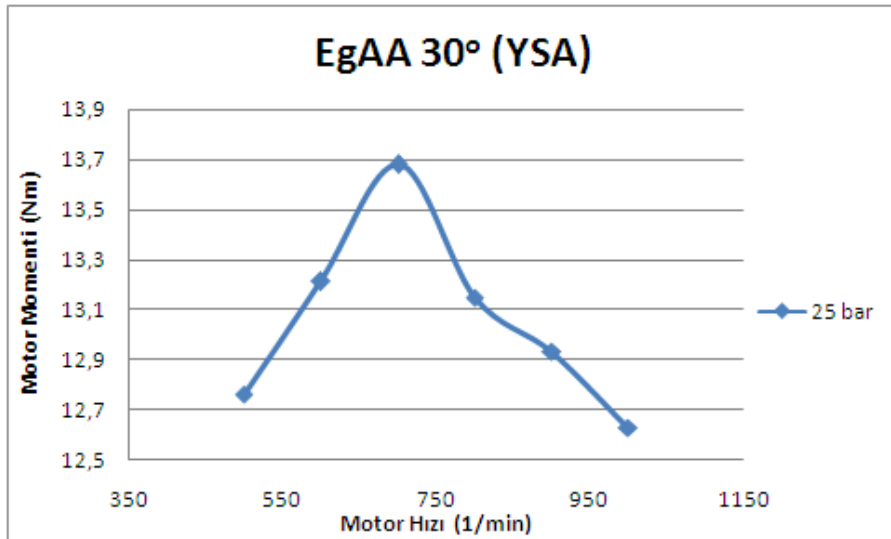


Şekil 7.24. EgAA 20° Supap Zamanlaması, 25 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği (İleri ve geri hız tahminli)

EK-7. (Devam) Basıncılı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri

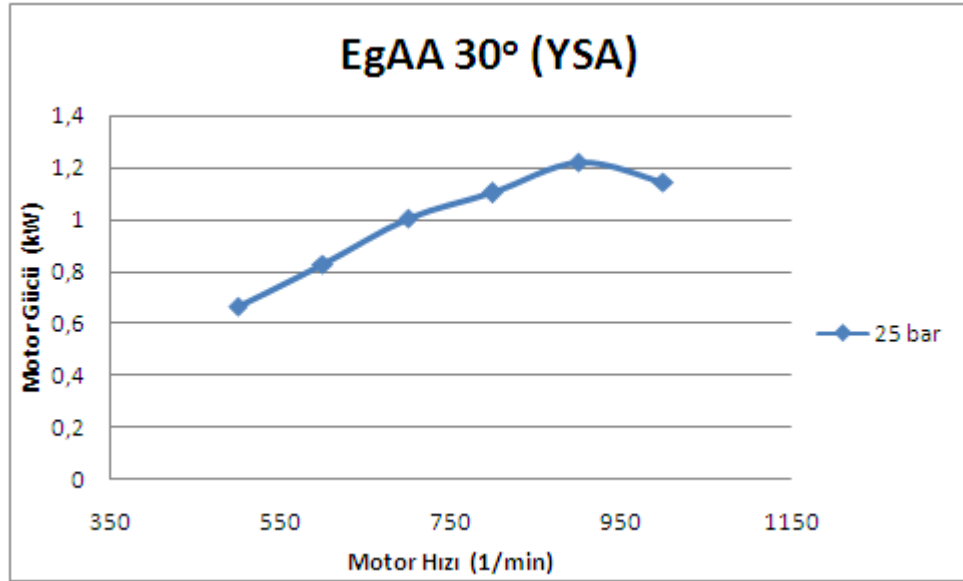


Şekil 7.25. EgAA 20° Supap Zamanlaması, 25 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği (İleri ve geri hız tahminli)



Şekil 7.25. EgAA 30° Supap Zamanlaması, 25 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği (İleri ve geri hız tahminli)

EK-7. (Devam) Basıncılı Hava Motorunun Performans ve YSA'lı performans grafikleri



Şekil 7.26. EgAA 30° Supap Zamanlaması, 25 bar Çalışma Basıncı, Farklı Motor Hızlarına Ait Gerçek ve YSA'lı Motor Momenti-Motor Hızı Grafiği (İleri ve geri hız tahminli)

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : KUNT, M. Akif
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 19.07.1978 Gaziantep
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (274) 614 86 72
 Faks : 0 (274) 614 86 73
 e-mail : makifkunt27@yahoo.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /Fen B. Ens.	2004
Lisans	Gazi Üniversitesi/ TEF Makine Öğr.	2001
Lise	M. R. Uzel End. Meslek Lisesi	1994

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2002-...	Dumlupınar Üniversitesi	Öğretim Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

Koca, A., Kunt, M.A., Keskin, A.,Tekerlek düşey salınımlarını ölçebilen cihaz tasarımı ve imali”, *Politeknik Dergisi*, 9 (3):185-188, 2006.

Keskin, A., Gürü, M., Altıparmak, D., Kunt, M.A., “Tall yağı biyodizeli üretimi ve B80 oranının dizel yakıtı olarak kullanımı”, ***Politeknik Dergisi***, 10 (4): 391-394, 2007.