



**KOMPRESÖRLERDE VOLUMETRİK VERİM
ANALİZİNİN DENEYSEL VE TEORİK
OLARAK İNCELENMESİ**

Ramadan GÜR SOY



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KOMPRESÖRLERDE VOLUMETRİK VERİM ANALİZİNİN DENEYSEL VE
TEORİK OLARAK İNCELENMESİ**

Ramadan GÜR SOY

Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2018

TEZ ONAYI

Ramadan GÜRSOY tarafından hazırlanan "KOMPRESÖRLERDE VOLUMETRİK VERİM ANALİZİNİN DENEYSEL VE TEORİK OLARAK İNCELENMESİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU

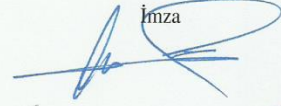
Başkan : Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



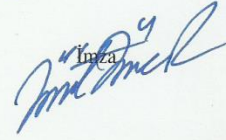
Üye : Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

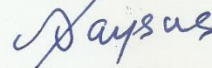


Üye : Doç. Dr. Ümit ÜNVER
Yalova Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım



Prof. Dr. Ali BAYRAM
Enstitü Müdürü
11.12.2018

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

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

beyan ederim.

16/11/2018

Ramadan GÜR SOY

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KOMPRESÖRLERDE VOLUMETRİK VERİM ANALİZİNİN DENEYSEL VE TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

Ramadan GÜRSOY

Bursa Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU

Kompresörler sanayide birçok alanda kullanılmakta ve basınçlı hava gereksinimini karşılamaktadırlar. Kompresörlerin enerji tüketiminin fazlalığı ve basınçlı hava maliyetlerinin yüksek oluşu sebebiyle, enerji tasarrufu ile enerji verimliliği üzerinde yoğun çalışmalar yapılmaktadır.

Bu çalışmanın amacı, kompresör sistemlerinde en üst seviyede volumetrik verimlilik değerine ulaşmak ve volumetrik verimliliği daha ileri seviyelere taşımaktır.

Çalışmada volumetrik verimlilik hesaplanırken iki farklı debi ölçüm metodu kullanılmıştır. İlki debimetre ile debi ölçüm yöntemi, diğeri ise tank doldurma süresiyle debi ölçüm yöntemidir. İki yöntemle elde edilen değerler kıyaslanmış ve volumetrik verimi etkileyen parametrelerin (basınç, sıcaklık, motor gücü, motor dönüş hızı, strok uzunluğu, piston çapı, piston adedi, vb.) analizleri yapılmıştır. Bunlara ek olarak her fabrika için fayda sağlayacak basınçlı hava enerji tasarruf senaryolarından bahsedilmiştir.

Analizler sonucunda hem debimetreye ölçüm hem de tank doldurma süresiyle ölçüm metotları ile elde edilen değerler birbirine çok yakındır. Volumetrik verimlilik kompresör çıkış basıncıyla ters orantılı, kompresör gücü ile doğru orantılıdır. Kompresör yağ sıcaklığı ve vida grubu (hava üretici) dönüş devri arttıkça volumetrik verimlilik artmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Pistonlu ve vidalı kompresörler, basınçlı hava, volumetrik verim, ölçüm metotları, enerji tasarruf senaryoları.

2018, xii + 170 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

EXPERIMENTAL AND THEORETICAL INVESTIGATION OF VOLUMETRIC EFFICIENCY ANALYSIS ON COMPRESSORS

Ramadan GÜRSOY

Bursa Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Akin Burak ETEMOĞLU

Compressors are used many fields of industry and meet pressured air requirements. In consequence of energy consumption surplus on compressors and pressured air high costs, intensive studies are made on energy saving and energy efficiency.

To aim of this study is to reach highest level volumetric efficiency and carry volumetric efficiency to more advanced levels.

In this study, while calculate volumetric efficiency, two different flow measurement methods were used. The first one is flow rate measure method by flowmeter, the other flow rate measure method is receiver filling time method. Values which obtained after using these two methods were compared and made analysis of volumetric efficiency influencing parameters (pressure, temperature, motor power, motor rotation speed, stroke length, piston diameter, number of piston, etc.) . In addition to these, pressured air energy saving scenarios were mentioned which are gain favor for each factories.

As a result of both measure by flowmeter and measure by receiver filling time methods, the values were determined very close with each other. Volumetric efficiency is inversely proportional with compressor output pressure but it is directly proportional with compressor power. When compressor oil temperature and air end (air pump) rotation speed are increase, volumetric efficiency is increase.

Key words: Reciprocating and screw compressors, pressured air, volumetric efficiency, measurement methods, energy saving scenarios.

2018, xii + 170 pages.

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu eserin hazırlanması esnasında her zaman yanımda olan sevgili eşim Sibel GÜRSOY'a, desteklerini esirgemeyen aileme ve bilgi birikimlerini benimle paylaşan, her sıkıntıda yanımda olan değerli danışman hocam Sn. Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU'na teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmaları gerçekleştirdiğim fabrikamda başta tüm olanakları sağlayan Setkom Kompresör Makine San. Tic. Ltd. Şti. firma sahibi Sn. Sedat AKGÜL'e ve tüm teknik ekip arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Ramadan GÜRSOY
16/11/2018

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
2.1. Volumetrik Verim Üzerinde Yapılan Çalışmalar.....	3
2.2. Enerji Verimliliği Üzerinde Yapılan Çalışmalar.....	18
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	28
3.1. Materyal.....	28
3.1.1. Pistonlu kompresörler.....	29
3.1.2. Paletli kompresörler.....	31
3.1.3. Vidalı kompresörler.....	33
3.1.4. Santrifüj (Turbo) kompresörler.....	35
3.1.5. Scroll (Sarmal) kompresörler.....	36
3.2. Yöntem.....	37
3.2.1. Debimetre yardımıyla volumetrik debi ölçümleri.....	38
3.2.2. Tank doldurma süresi yöntemiyle volumetrik debi ölçümleri.....	60
3.2.3. Basınçlı hava sistemlerinde enerji tasarruf senaryoları.....	61
3.2.4. Basınçlı hava ekonomisi.....	77
3.2.5. Kompresör sistemlerinde termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizleri.....	80
4. BULGULAR.....	87
4.1. Vidalı Kompresörler Üzerinde Volumetrik Verim Bulguları.....	87
4.1.1. Vidalı kompresörlerde debimetre yardımıyla volumetrik verim elde edilmesi.....	87
4.1.2. Vidalı kompresörlerde tank doldurma süresi yöntemiyle volumetrik verim elde edilmesi.....	91
4.1.3. Vidalı kompresörlerde debimetre yardımıyla elde edilen volumetrik verimlilik ile tank doldurma süresi yöntemiyle elde edilen volumetrik verimliliğin karşılaştırılması.....	94
4.2. Pistonlu Kompresörler Üzerinde Volumetrik Verim Bulguları.....	97
4.2.1. Tek kademeli pistonlu kompresörler üzerindeki bulgular.....	97
4.2.2. Çift kademeli pistonlu kompresörler üzerindeki bulgular.....	99
4.2.3. Tek ve çift kademeli pistonlu kompresörlerde volumetrik verim eldesi.....	102
4.3. Basınçlı Hava Sistemlerinde Enerji Tasarrufu Üzerindeki Bulgular.....	106
4.3.1. Yüksek verimli motor kullanımının enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi.....	106
4.3.2. Basınçlı hava hatlarında kaçakların onarılmasının enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi.....	107
4.3.3. Düşük basınçlı hava kullanımının enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi.....	108

4.3.4. Kompresör havasının dış ortamdan alınmasının enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi.....	108
4.3.5. Isı geri kazanım sistemlerinin enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi	109
4.3.6. Basınçlı hava hatlarının enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi.....	110
4.3.7. Özgül (Spesifik) güç tüketiminin enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi	114
4.3.8. Yüksüz güç tüketiminin enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi	116
4.4. Basınçlı Hava Ekonomisi Üzerindeki Bulgular	117
4.4.1. Kompresörlerin tam yükte çalışması durumunda basınçlı hava maliyetinin değerlendirilmesi.....	117
4.4.2. Kompresörlerin kısmi yükte çalışması durumunda basınçlı hava maliyetinin değerlendirilmesi.....	120
4.4.3. Değişken hız sürücülü (invertörlü) kompresörlerde maliyet ve tasarruf analizi.	124
4.4.4. Yük-boş çalışan vidalı kompresör yerine invertörlü vidalı kompresör kullanılmasının enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi.....	133
4.5. Kompresör Sistemlerinde Termodinamiğin Birinci ve İkinci Kanun Değerlendirilmesi.....	136
4.5.1. Kompresör sistemlerinde termodinamiğin birinci kanun değerlendirilmesi.....	136
4.5.2. Kompresör sistemlerinde termodinamiğin ikinci kanun değerlendirilmesi.....	137
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	142
KAYNAKLAR	148
EKLER.....	154
EK 1	155
EK 2	156
EK 3	157
EK 4	158
EK 5	159
EK 6	160
EK 7	161
EK 8	162
EK 9	163
EK 10	164
EK 11	165
EK 12	166
EK 13	167
EK 14	169
ÖZGEÇMİŞ	170

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
c	Açıklık oranı
θ	Akış kullanılabilirliği
F_{1n}	Ana rotor ile yardımcı rotor lobları arasında kalan ilk kesit alanı
F_{2n}	Ana rotor ile yardımcı rotor lobları arasında kalan ikinci kesit alanı
P_0	Atmosfer basıncı
$P_{2,azaltılmış}$	Azaltılmış çıkış basıncı
T_{hat}	Basınçlı hava hattındaki sıcaklık
P_{hat}	Basınçlı hava hattındaki basınç
ΔP	Basınç kaybı
K	Boyutsuz düzenleme katsayısı
η_{VSD}	Değişken hız sürücü (invertör) verimi
$T_{dış\ hava}$	Dış hava sıcaklığı
Δh	Entalpi değişimi
S	Entropi
R	Gaz sabiti
\dot{m}	Gerçek kütle debisi
m_g	Giren kütle miktarı
$m_ç$	Çıkan kütle miktarı
$T_{iç\ hava}$	İç hava sıcaklığı
η_{II}	İkinci yasa verimi
$C_{boşaltma}$	Kayıp sabiti
Δke	Kinetik enerji değişimi
S	Kompresör devri
w_{komp}	Kompresörde harcanan iş
t	Kompresörün maksimum basınca ulaşma süresi
P_2	Kompresör maksimum basıncı
P_1	Kompresör minimum basıncı
η_{komp}	Kompresör verimi
A	Minimum kesit alanı
η_{motor}	Motor verimi
k	Özgül ısı oranı
Δpe	Potansiyel enerji değişimi
\dot{V}	Serbest hava debisi
D	Silindir çapı
χ	Silindir etki sayısı (tek veya çift etkili)
n	Silindir sayısı
$\eta_{st. motor}$	Standart motor verimi
L	Strok
V	Tank hacmi
\dot{m}_t	Teorik kütleli debi
W_{tr}	Tersinir iş
\dot{I}	Tersinmezlik

E	Toplam enerji
Q	Toplam ısı geçişi
W	Toplam iş
z_1	Vida grubu ana rotor adedi
η_v	Volumetrik verim
W_y	Yararlı iş
ρ_0	Yoğunluk
$\eta_{y.verimli\ motor}$	Yüksek verimli motor verimi

Kısaltmalar	Açıklama
BHH	Basınçlı hava hacmi
VSD	Değişken hız sürücülü
CFM	feet ³ /dakika
LED	Işık yayan diyot
KYF	Kısmi yük faktörü
OLED	Organik işık yayan diyot
SHH	Serbest hava hacmi
SVK	Setkom Vidalı Kompresör
SO	Sıkıştırma oranı
LCD	Sıvı kristal ekran
SFPM	Standart feet/dakika
TYF	Tam yük faktörü
YS (S)	Yıllık alışma saati
YF (YO)	Yük faktörü (kısmi yükün tam yüke oranı)

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Kompresör çalışma devri ile kompresör giriş hava sıcaklığına bağlı volumetrik verim değişimi	3
Şekil 2.2. Hacimsel verimliliğin çıkış basıncına göre değişik uzunluk/çap oranları için değişimi	4
Şekil 2.3. Hacimsel verimliliğin dönme hızına göre değişik uzunluk/çap oranları için değişimi	5
Şekil 2.4. Global model ve deneysel sonuçların artan basınca karşın volumetrik verim değişimleri	6
Şekil 2.5. “N” rotor profili ve 4/5 lob sayısına sahip vida grubuna ait farkı basınçlarda öngörülen ve ölçülen hacimsel debi değerleri	8
Şekil 2.6. Giriş sıcaklığına bağlı deneysel volumetrik verimlilik	10
Şekil 2.7. Yağ enjektör miktarına bağlı volumetrik verimlilik	10
Şekil 2.8. Motor dönüş devrine bağlı volumetrik verimlilik	11
Şekil 2.9. Kompresör çıkış basıncı artışına bağlı volumetrik verimlilik	11
Şekil 2.10. Tahmin edilen ve ölçülen volumetrik değerleri arasındaki ilişki	13
Şekil 2.11. Aynı dönüş hızına ve sıkıştırma oranına sahip kompresör için rotorlar arasındaki ölü hacme bağlı volumetrik verim analizi	15
Şekil 2.12. Kompresörlerde termodinamik çevrim modeli	17
Şekil 2.13. Yağlama yağının volumetrik verime etkisi	18
Şekil 2.14. Kompresör frekans değişimi ile süpürme hacmi ve volumetrik verim değişimi	22
Şekil 2.15. Basınçlı hava ring hattı dağıtım şeması	24
Şekil 3.1. Kompresörlerin sınıflandırılması	29
Şekil 3.2. Pistonlu kompresör	30
Şekil 3.3. Yarı hermetik ve tam hermetik kompresörler	31
Şekil 3.4. Paletli kompresör kesiti	32
Şekil 3.5. Paletli kompresörlerde akış şeması	32
Şekil 3.6. Vidalı kompresörlerde sıkıştırma çevrimi	33
Şekil 3.7. Yağ enjektörlü vidalı kompresörler	34
Şekil 3.8. Tek kademeli santrifüj kompresör (hermetik tip)	36
Şekil 3.9. Scroll kompresörün iç yapısı	37
Şekil 3.10. Deney düzeneği genel görüntüsü	38
Şekil 3.11. SVK 30 vidalı kompresör	39
Şekil 3.12. SVK 30 vidalı kompresör patlatılmış resmi	40
Şekil 3.13. Genel pistonlu kompresör resmi ve pistonlu kompresörlere ait bileşenler	41
Şekil 3.14. Debimetrenin boru hattına montaj şekli	42
Şekil 3.15. Debimetrenin düz boru üzerindeki yerleşimi	43
Şekil 3.16. Debimetre duyarlı sensörleri	43
Şekil 3.17. Debimetrenin düz boru içinde daldırılma pozisyonu	44
Şekil 3.18. Dik hava tankı	45
Şekil 3.19. Birleştirici boru hattı	46
Şekil 3.20. Emniyet ventili	47
Şekil 3.21. Alttan çıkışlı kuru tip manometre	49

Şekil 3.22. Manuel tahliye vanası	50
Şekil 3.23. Hidrolik bağlantı hortumları	51
Şekil 3.24. Basınç sensörü	52
Şekil 3.25. Sıcaklık sensörü	53
Şekil 3.26. Kompresör kontrol ünitesi	54
Şekil 3.27. Anlık ve toplam akış göstergesi	56
Şekil 3.28. Ana besleme panosu	57
Şekil 3.29. Susturucu	58
Şekil 3.30. Pensampermetre	58
Şekil 3.31. Yük değişimine bağlı elektrik motorun verimliliği	62
Şekil 3.32. Basınçlı hava sisteminde delik çapına bağlı olarak enerji kaybı	66
Şekil 3.33. Basınçlı hava sistemlerinde enerji tasarrufu amaçlı dış ortam havasının kullanılması	69
Şekil 3.34. Bir kompresörden alınan atık ısının kışın ortam ısıtılmasında kullanımı	71
Şekil 3.35. Kullanım suyunun kompresör ile ısıtılması	72
Şekil 3.36. Basınç hatlarında boru iç çapı seçim abağı	76
Şekil 3.37. Tersinir ve tersinmez süreçlerde ekserji ilişkisi	83
Şekil 4.1. Farklı çalışma basınçlarında, kompresör motor gücü artışına bağlı volumetrik verim değişimi	87
Şekil 4.2. Farklı çalışma basınçlarında, kompresör motor gücü ile volumetrik debi arasındaki değişim	88
Şekil 4.3. Artan kompresör güçlerinde, artan kompresör çıkış basıncının volumetrik verim üzerindeki etkisi	89
Şekil 4.4. Kompresör yağ sıcaklığı ile volumetrik verim arasındaki ilişki	90
Şekil 4.5. Farklı çalışma basınçlarında, aynı vida grubunun dönüş hızı değişimine bağlı volumetrik verim değişimi	90
Şekil 4.6. Akuple invertörlü vidalı kompresörlerde vida dönüş hızına bağlı volumetrik verim değişimi	92
Şekil 4.7. Akuple invertörlü vidalı kompresörlerde vida dönüş hızına bağlı debi değişimi	93
Şekil 4.8. Maksimum 8 bar çalışma basıncında debimetre ve tank doldurma süresi yöntemleriyle elde edilen volumetrik verimlilik değerlerinin karşılaştırılması	94
Şekil 4.9. Maksimum 10 bar çalışma basıncında debimetre ve tank doldurma süresi yöntemleriyle elde edilen volumetrik verimlilik değerlerinin karşılaştırılması	95
Şekil 4.10. 8 ve 10 bar çalışma basıncında debimetre ve tank doldurma süresi yöntemleriyle elde edilen volumetrik verimlilik değerlerinin birlikte karşılaştırılması	96
Şekil 4.11. Tek kademeli pistonlu kompresörlerde değişen hava üretici dönüş hızının piston deplasmanına olan etkisi	98
Şekil 4.12. Tek kademeli pistonlu kompresörlerde strok/çap (L/D) oranı değişiminin piston deplasmanına olan etkisi	98
Şekil 4.13. B4900 hava üreticinde değişen hava üretici dönüş hızının piston deplasmanına olan etkisi	99
Şekil 4.14. B4900 hava üreticinde değişen strok/çap oranının piston deplasmanına olan etkisi	100
Şekil 4.15. Çift kademeli pistonlu kompresörlerde değişen hava üretici dönüş hızının piston deplasmanına olan etkisi	101
Şekil 4.16. B6000 hava üreticinin tankı doldurma süresi ile basınç arasındaki ilişkisi	102

Şekil 4.17. Pistonlu kompresörlerde artan çıkış basıncıyla volumetrik verim arasındaki ilişki.....	104
Şekil 4.18. B3700 model hava üreticinde değişen motor faz değerinin artan kompresör basıncına bağlı volumetrik verim analizi	104
Şekil 4.19. B3700 model hava üreticinde değişen motor gücünün artan kompresör basıncına bağlı volumetrik verim analizi	105
Şekil 4.20. Farklı boru çaplarında boru hattı uzunluğuna bağlı basınç kaybı değişimi	112
Şekil 4.21. Farklı boru hattı uzunluğunda kompresör çıkış basıncına bağlı basınç kaybı değişimi	112
Şekil 4.22. Farklı boru çaplarında kompresör debisine bağlı basınç kaybı değişimi....	113
Şekil 4.23. V110 vida grubunun farklı çalışma basınçlarındaki spesifik güç değerlendirilmesi.....	116
Şekil 4.24. 22 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün 0,5 yükte, farklı yıllık çalışma sürelerindeki ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri ...	125
Şekil 4.25. 22 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün farklı yükler altında, 7200 saat yıllık çalışma sürelerinde ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri.....	126
Şekil 4.26. 37 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün 0,5 yükte, farklı yıllık çalışma sürelerindeki ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri ...	127
Şekil 4.27. 37 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün farklı yükler altında, 7200 saat yıllık çalışma sürelerinde ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri.....	128
Şekil 4.28. 55 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün 0,5 yükte, farklı yıllık çalışma sürelerindeki ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri ...	129
Şekil 4.29. 55 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün farklı yükler altında, 7200 saat yıllık çalışma sürelerinde ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri.....	130
Şekil 4.30. 110 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün 0,5 yükte, farklı yıllık çalışma sürelerindeki ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri ...	131
Şekil 4.31. 110 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün farklı yükler altında, 7200 saat yıllık çalışma sürelerinde ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri.....	132
Şekil 4.32. 22 kW yük-boş çalışan vidalı kompresör yerine invertörlü kompresör kullanılmasının 10 yıllık çalışma süreleri sonundaki elektrik tasarruf miktarı.....	133
Şekil 4.33. 37 kW yük-boş çalışan vidalı kompresör yerine invertörlü kompresör kullanılmasının 10 yıllık çalışma süreleri sonundaki elektrik tasarruf miktarı.....	134
Şekil 4.34. 55 kW yük-boş çalışan vidalı kompresör yerine invertörlü kompresör kullanılmasının 10 yıllık çalışma süreleri sonundaki elektrik tasarruf miktarı.....	134
Şekil 4.35. 110 kW yük-boş çalışan vidalı kompresör yerine invertörlü kompresör kullanılmasının 10 yıllık çalışma süreleri sonundaki elektrik tasarruf miktarı.....	135
Şekil 4.36. Farklı çıkış sıcaklıklarında hava kompresörü şematik gösterimi.....	136
Şekil 4.37. Artan çıkış sıcaklığına bağlı gerçek iş değişimi	137
Şekil 4.38. Tersinir iş ile ikinci yasa verimi arasındaki ilişki	138
Şekil 4.39. Tersinmezlik ile ikinci yasa verimi arasındaki ilişki	139
Şekil 4.40. Kompresör çıkış sıcaklığı ile ikinci yasa verimi arasındaki ilişki	139
Şekil 4.41. Farklı çıkış basınçlarında hava kompresörü şematik gösterimi	140
Şekil 4.42. Kompresör çıkış basıncı ile ikinci yasa verimi arasındaki ilişki.....	140

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1. Dönüş devri artışına bağlı performans analizleri.....	6
Çizelge 2.2. Çıkış basıncı artışına bağlı performans analizleri.....	7
Çizelge 2.3. Değişken girdiler sonucunda ölçülen çıkış güç ve debi değerleri.....	14
Çizelge 2.4. Önerilen uygulamalar ile gerçekleştirilebilecek enerji ve mali tasarruf ile önlenecek emisyon miktarları	25
Çizelge 3.1. Debimetre teknik özellikleri	44
Çizelge 3.2. Emniyet ventili teknik özellikleri	48
Çizelge 3.3. Manometre teknik özellikleri.....	49
Çizelge 3.4. Tahliye vanası teknik özellikleri.....	51
Çizelge 3.5. Hidrolik bağlantı hortumları	52
Çizelge 3.6. Basınç sensörü teknik özellikleri	53
Çizelge 3.7. Sıcaklık sensörü teknik özellikleri.....	54
Çizelge 3.8. Kontrol ünitesi teknik özellikleri	55
Çizelge 3.9. Anlık ve toplam akış göstergesine ait teknik özellikleri.....	56
Çizelge 3.10. Pensampermetreye ait teknik özellikleri.....	59
Çizelge 3.11. Standart ve yüksek verimli tip motorların kısmi yüklerdeki verimlerinin karşılaştırılması	64
Çizelge 3.12. Basınçlı hava sistemlerinde hava kaçak miktarları (litre/dak.).....	65
Çizelge 3.13. Hava basıncı ile sıkıştırma oranı arasındaki ilişki	73
Çizelge 3.14. Hava hızına ve basınçlı hava hacmine bağlı olarak boru çapı seçimi.....	74
Çizelge 3.15. Basınçlı boru hatları üzerindeki çeşitli ekipmanların eş değer boru uzunlukları.....	75
Çizelge 4.1. Vidalı kompresörlerde tank doldurma süresi yöntemiyle elde edilen volumetrik verim değerleri.....	91
Çizelge 4.2. Pistonlu kompresörlerde tank doldurma süresi yöntemiyle elde edilen volumetrik verim değerleri.....	103
Çizelge 4.3. İki farklı motor gücüne sahip kompresörün çalışma durumları karşılaştırılması	114
Çizelge 4.4. İki farklı debi değerine sahip kompresörün çalışma durumları karşılaştırılması	115
Çizelge 4.5. İki farklı kompresörün tam yüklü ve yüksüz durumda güç tüketimleri karşılaştırılması	116
Çizelge 4.6. 22 kW vidalı kompresörün tam yük altında, farklı yıllık çalışma saatlerindeki elektrik tüketim maliyetleri.....	118
Çizelge 4.7. 37 kW vidalı kompresörün tam yük altında, farklı yıllık çalışma saatlerindeki elektrik tüketim maliyetleri.....	118
Çizelge 4.8. 55 kW vidalı kompresörün tam yük altında, farklı yıllık çalışma saatlerindeki elektrik tüketim maliyetleri.....	119
Çizelge 4.9. 110 kW vidalı kompresörün tam yük altında, farklı yıllık çalışma saatlerindeki elektrik tüketim maliyetleri.....	120
Çizelge 4.10. Vidalı kompresörlerin yıllık 4320 saat çalışma süresinde farklı tam yük altındaki elektrik tüketim maliyetleri	121

Çizelge 4.11. Vidalı kompresörlerin yıllık 5760 saat çalışma süresinde farklı tam yük altındaki elektrik tüketim maliyetleri	122
Çizelge 4.12. Vidalı kompresörlerin yıllık 7200 saat çalışma süresinde farklı tam yük altındaki elektrik tüketim maliyetleri	123
Çizelge 4.13. Vidalı kompresörlerin yıllık 8000 saat çalışma süresinde farklı tam yük altındaki elektrik tüketim maliyetleri	124



1. GİRİŞ

Kompresörler endüstride otomotiv, tekstil, gıda, sağlık, inşaat gibi birçok alanda kullanılmakta ve bulunduğu yerlerde basınçlı hava ihtiyacını karşılamaktadırlar.

Sanayide kompresörler enerji tüketiminin en çok olduğu alanlardandır. Enerji tüketiminin fazlalığı ve artan enerji maliyetleri, enerji tasarrufu ve enerji verimliliği konusunda yoğun çalışmalar yapılması gerekliliğini göstermektedir. Fabrikalarda dikkat edilmesi gereken en önemli husus basınçlı hava maliyetlerinin yüksek oluşudur. Bu nedenle kompresör kullanan firmalardaki her bir çalışan, enerji verimliliğinin farkında olarak enerji tasarrufunun başta çalıştığı firmaya daha sonra da ülke ekonomisine direkt katkısı olacağı konusunda bilinçlendirilmelidir.

Bu çalışmada, kompresör imalatçısı fabrikada üretilen vidalı ve pistonlu hava kompresörlerinde volumetrik verimlilik tespiti ve volumetrik verimliliğin artırılması üzerinde durulmuştur. Volumetrik verimlilik hesaplamaları yapılırken, hem kompresörün tankı doldurma süresi yöntemi hem de debimetre ile ölçüm yöntemi kullanılmıştır. Daha sonra iki yöntem kıyaslanmış ve sapma yüzdesi tespit edilerek, volumetrik verimi etkileyen parametrelerin (basınç, sıcaklık, motor gücü, motor dönüş hızı, strok uzunluğu, piston çapı, piston adedi, vb.) analizleri yapılmıştır.

Kompresörlerde volumetrik verimlilik üzerinde geçmişte yapılan çalışmalarda ağırlıklı olarak vida grubu geometrisine bağlı değerlendirmeler incelenmiştir. Çok az çalışmada volumetrik verimliliğin değerlendirilen parametrelerin değişimine bağlı kıyaslaması yapılmıştır. Parametre değişimine bağlı yapılmış olan kısıtlı sayıdaki çalışmada da birer model üzerinde mevcut yapı incelenmiştir. Kompresör sistemlerinde mevcut durum geçmiş dönemlerde bu şekilde incelenmişken, bu çalışmada ne kompresör üreticisi firmalar tarafından ne de araştırma yapan teknik personeller tarafından daha önce hiç değinilmemiş bir şekilde kompresör imalatçısı firmada üretilen her bir pistonlu ve vidalı hava kompresörlerinin volumetrik verimleri değişken parametrelere bağlı olarak detaylıca ortaya çıkarılmıştır.

Bu çalışmanın amacı, kompresör sistemlerinde mümkün olduğunca en üst seviyede volumetrik verimlilik değerine ulaşmak ve volumetrik verimliliği daha ileri seviyelere taşımaktır. Bu noktada, iki farklı ölçüm metodu kullanılarak içinde değişik vida grupları ve hava üreteçleri bulunan kompresörler için değerlendirmeler yapılmıştır. Performansı etkileyen parametreler belirlenerek, hangi değişkenin volumetrik verimliliğe ne şekilde etki ettiği tespit edilmiştir. Sonuç olarak ta en yüksek volumetrik verimliliği elde etmek hedeflenmektedir.

Kompresör sistemlerinde volumetrik verimliliğe ek olarak bu çalışmada kompresör kullanan her bir fabrika için fayda sağlayacak basınçlı hava enerji tasarruf senaryolarından bahsedilecektir.

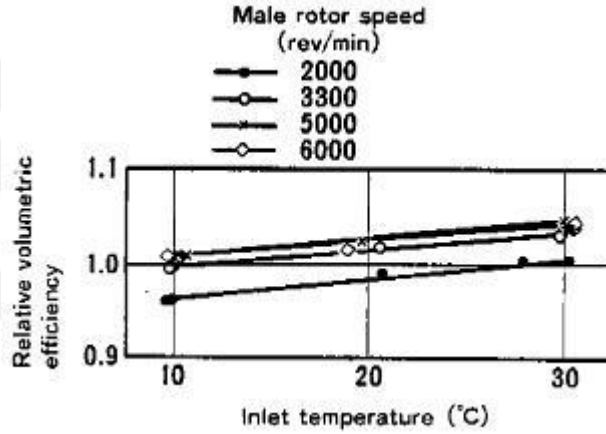
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Volumetrik Verim Üzerinde Yapılan Çalışmalar

Fujiwara ve Osada (1990) vidalı kompresörlerde performans analizleri yapmak için bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Deneysel olarak elde edilen ısı transfer ve akış karakterlerini simülasyon programı içerisinde kullanmışlardır. Volumetrik verim ve kompresör giriş sıcaklığı arasındaki deneysel tespitlerden ısı transfer katsayıları belirlenmiştir. Volumetrik verim ise;

$$\eta_v = \frac{\text{Tahliye Edilen Hava Hacmi}}{\text{Kompresör Deplasmanı}} \quad (2.1)$$

olarak ifade edilmiştir.



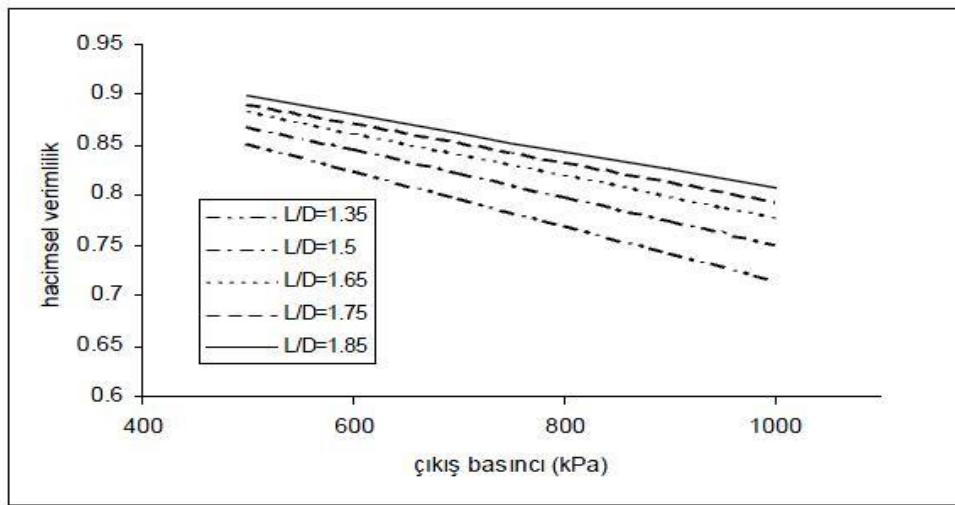
Şekil 2.1. Kompresör çalışma devri ile kompresör giriş hava sıcaklığına bağlı volumetrik verim değişimi (Fujiwara ve Osada 1990)

Şekil 2.1’de görüldüğü gibi düşük hava giriş sıcaklığında volumetrik verimin, daha yüksek giriş sıcaklığında tespit edilen değerlere göre daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Aynı zamanda kompresör vida grubunun daha yüksek devir ile döndürülmesi sonucu daha fazla volumetrik verim elde edilmiştir.

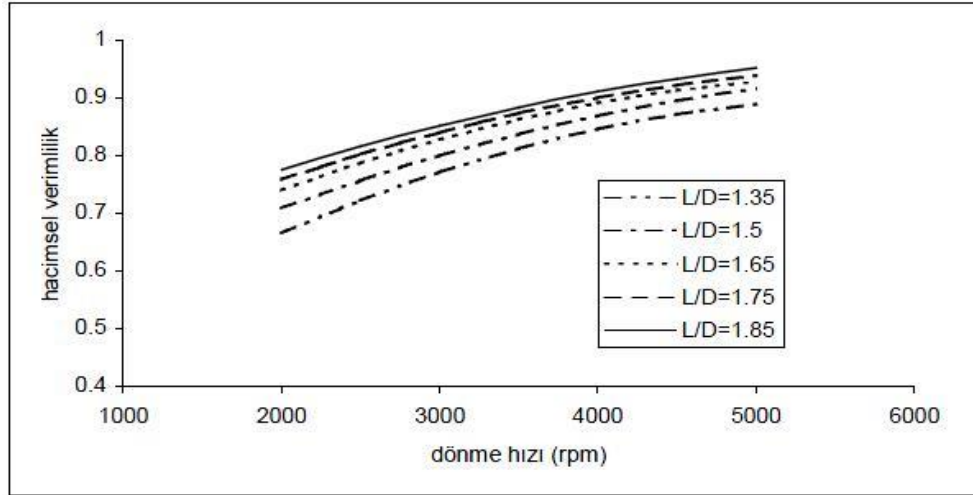
Ishii ve ark. (1996) scroll kompresörler üzerinde yüksek mekanik ve volumetrik verim sağlayacak optimum tasarım üzerinde çalışmışlardır. Emiş hacminin 10,3 cm³ ile 2,5 cm³ arasındaki değerleri için volumetrik verim hesaplamaları yapılmıştır. Emiş hacmi 10,3 cm³ olan kompresörün volumetrik verimi %76,2 iken emiş hacmi 2,5 cm³ olan kompresör için volumetrik verim %20’nin altına inmiştir. Bu değer tamamıyla soğutucu

akışkan kaçak oranıyla alakalı olarak değişmektedir. Akışkan kaçaklarını etkileyen parametre ise ölü hacim oranıdır.

Çetiner ve ark. (1999) verilen herhangi bir vidalı kompresör profil geometrisi için, sıkıştırılan gaz hacminin modellenmesinden başlayarak termodinamik performans analizi yapılabileceğini göstermişlerdir. Kompresör geometrisi ile ilgili çeşitli tasarım parametreleri değiştirilerek optimum kombinasyon bulunabilmektedir. Herhangi bir açısız rotor konumunda gazın sıcaklık ve basıncı, gaz kaçak miktarları ve çalışma debisi bulunabilir. Verimlilik, basınç-hacim grafiği, gazın yaptığı iş gibi performans bilgileri elde edilmektedir. Şekil 2.2 hacimsel verimliliğin çıkış basıncına göre, Şekil 2.3’de ise hacimsel verimliliğin dönme hızına göre, değişik uzunluk/çap oranları için değişimi verilmektedir. Şekillerden görüldüğü gibi gaz çıkış basıncı arttıkça hacimsel verimlilik düşmektedir. Bunun nedeni basıncın artmasıyla kaçakların artmasıdır. Dönme hızı arttıkça hacimsel verimlilik artmaktadır. Bunun nedeni ise hız artınca birim zamandaki kaçaklar sabit kalıp birim zamanda dışarı atılan gaz hacminin artmasıdır, çünkü kaçakların oluşması için daha az süre vardır. Şekillerden görüldüğü gibi uzunluk/çap oranı arttıkça hacimsel verimlilik artmaktadır. Rotor çapı sabit tutulup rotor boyu arttıkça kaçaklara neden olan temas uzunlukları da artmaktadır, fakat aynı şekilde sıkıştırılan hacim de artmaktadır. Bu durumda temas uzunluğunun artması rotor boyuna göre daha az olduğundan kaçak alanlarının artışı daha az olmakta ve verim artmaktadır.



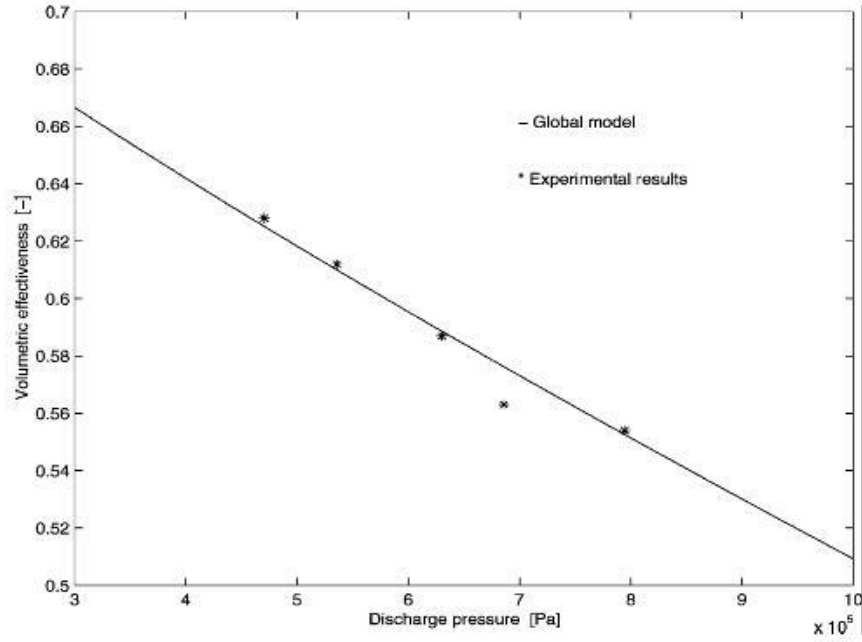
Şekil 2.2. Hacimsel verimliliğin çıkış basıncına göre değişik uzunluk/çap oranları için değişimi (Çetiner ve ark. 1999)



Şekil 2.3. Hacimsel verimliliğin dönme hızına göre değişik uzunluk/çap oranları için değişimi (Çetiner ve ark. 1999)

Lee ve ark. (2001) çalışmalarında yağın kompresör içerisinde basınçlı gaz soğutulmasında önemli bir rol oynadığını belirtmişler. Yağın kompresör performansına çok önemli etkisi vardır. Yağ debisi, yağ sıcaklığı ve yağ enjekte açısı teorik inceleme parametreleridir. Bunlarla birlikte rotor hızı, emiş ve tahliye basıncı, gaz sıcaklığı ve geometrik faktörler performans belirlenmesi için önemli parametrelerdir. Sayısal simülasyon ve deneysel çalışmalarla veriler elde etmeye çalışmışlardır. Yapılan deneysel incelemeler sonucunda, daha düşük yağ giriş sıcaklığında volumetrik verim %93 mertebelerindeyken, daha yüksek sıcaklıklarda %91 mertebelerine kadar düşmektedir. Aynı deneyde sisteme eklenen yağ enjekte miktarı arttığında volumetrik verimde orantısal olarak artış meydana gelmiştir.

Stouffs ve ark. (2001) tarafından yapılan çalışmada silindir çapı 76,2 mm olan çift silindirli bir hava kompresörü kullanılmıştır. Sistemde debi bir orifis yardımıyla ölçülmüş, silindir basıncının anlık olarak belirlenebilmesi ve silindir hacmi bilgisi ile eşleştirilerek diyagramının oluşturulabilmesi için de bir basınç algılayıcısı ve krank açısı kodlayıcısından faydalanılmıştır. Farklı egzoz basınçlarında gerçekleştirilen ölçümler ile, aynı çalışma içerisinde oluşturulan global kompresör modeline deneysel veriler çıkarılması amaçlanmıştır. Şekil 2.4'de global model ile deneysel modelin artan tahliye basıncına ait volumetrik farklılıkları verilmiştir. Global model sonuçları ile deneysel sonuçlar birbirlerine yakın sonuçlar vermişlerdir. Volumetrik verim 0,67 den 0,51'e kadar artan çıkış basıncıyla düşmüştür.



Şekil 2.4. Global model ve deneysel sonuçların artan basınca karşın volumetrik verim değişimleri (Stouffs ve ark. 2001)

Zhang ve ark. (2002) çalışma şartlarını değiştirerek vidalı kompresörler üzerinde performans testleri yapmışlardır. Performansı etkileyen çeşitli faktörleri ve ana parametreleri araştırmışlardır. 3,5 m³/dakika debili kompresör üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Çizelge 2.1’de değişken devirlerde volumetrik verim değişimleri belirlenmiştir.

Çizelge 2.1. Dönüş devri artışına bağlı performans analizleri (Zhang ve ark. 2002)

N	2899	3499	4010	4500	4990
P _s	101.17	101.17	101.17	101.17	101.17
T _s	32.2	34.2	34.4	34.4	35.3
P _d	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
T _d	77	81	84	95	100
T _{oil}	51.0	54.0	60.0	61.6	63.7
Q	2.44	2.99	3.44	3.85	4.01
N _z	15.74	19.32	22.51	25.69	29.69
η _v	0.7655	0.7761	0.7801	0.7787	0.7308
η _{ad}	0.7423	0.7410	0.7318	0.7176	0.6467
q _v	6.41	6.46	6.54	6.67	7.40
Note: D=45mm d=4mm					

Vida grubu devri arttıkça aynı çıkış basıncında volumetrik verimde 0,7655 değerinden 0,7801 değerine kadar artış ve artan devir sebebiyle 0,7308 değerine kadar azalmalar

meydana gelmiştir. Çizelge 2.2’de aynı vida grubu dönüş devrinde maksimum çalışma basıncına bağlı performans tespitleri yapılmıştır. Artan çıkış basıncı sonucunda volumetrik verimde 0,7843’ten 0,6710 değerine kadar düşüm meydana gelmiştir.

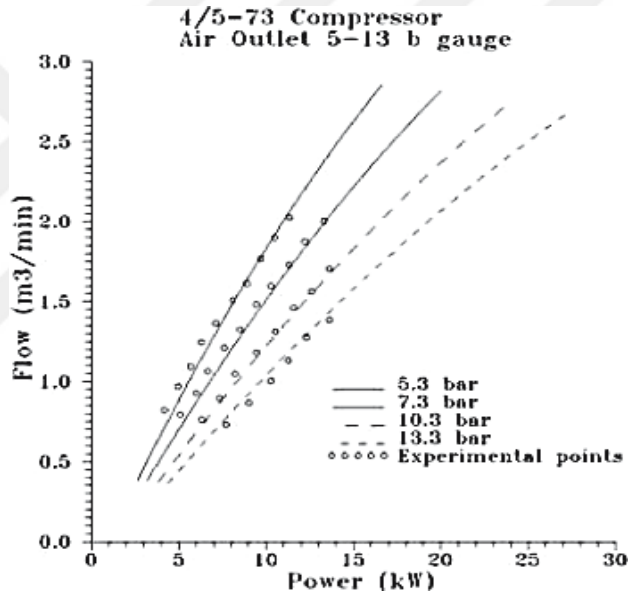
Çizelge 2.2. Çıkış basıncı artışına bağlı performans analizleri (Zhang ve ark. 2002)

N	4000	4000	4000	4000
P_s	101.08	101.08	101.08	101.08
T_s	29.7	31.8	31.9	30.6
P_d	0.5	0.7	0.8	1.0
T_d	86	88	91	94
T_{oil}	59	59.6	62.1	64.7
Q	3.45	3.43	3.09	2.93
N_z	18.78	22.3	23.72	26.83
η_v	0.7843	0.7798	0.7025	0.6710
η_{ad}	0.7241	0.7359	0.6709	0.6336
q_v	5.44	6.50	7.68	9.16
Note:	D=45mm		d=4mm	

Stosic ve ark. (2003) volumetrik verimin tek kademeli vidalı kompresörlerde temel olarak ölü hacme bağlı olduğunu iletmışlerdir. Vidalı kompresörlerin sızdırmazlık etkisini arttırmak için çalışma hacmine yağ enjekte edilir. Teorik araştırmalar ve pratik uygulamalar sonucunda çalışma prosesindeki sızıntılar her zaman vidalı kompresör performansını etkileyen temel faktörlerden olmuştur. Oluşan sızırdırmaların ölü hacmi minimize ederek ve keçe uzunluğunu artırarak azaltılması mümkündür.

Rigola ve ark. (2004) pistonlu hermetik kompresörler üzerinde matematiksel simülasyon modeli geliştirmişlerdir. Kompresör hacmi sabit tutularak, silindir boy ve çap değerleri değıştikçe performans parametrelerinin nasıl değıştiği araştırılmıştır. Hacimsel verim, soğutma etkinlik katsayısı ve soğutma kapasitesinin silindir boy/çap oranı ile değışiminde optimum bir değerin olduğu görölmektedir. Boy/çap oranı arttıkça söz konusu parametreler başlangıçta artarken, optimum değerden sonra sabit kalmaktadır. Kompresörün güç tüketimi ise artan boy/çap oranı ile hemen hemen sabit kalmaktadır. Aynı şekilde hacimsel verim ve soğutma etkinlik katsayısı, optimum bir emme ve boşaltma ağız çapına kadar artmakta daha sonra sabit kalmaktadır. Kompresör motor torku ve elektriksel verim ise artan devir sayıları ile azalmaktadır.

Stosic ve ark. (2005) kitaplarında yüzyılı aşkın süredir bilenen vidalı kompresörlerin son otuz yıldır kullanım alanlarının arttığını belirtmişlerdir. Vidalı kompresörlerin vida grubunu oluşturan rotor profilleri üzerinde birçok farklı modelleri değerlendirmiş ve performans etkileri belirlenmeye çalışılmıştır. Yıllar süren çalışmalar neticesinde bilgisayar modelleme ve matematiksel analizler yardımıyla yapılan rotor profil dizaynları sonucunda, rotor hacimleri küçülerek maliyet tasarrufu sağlanmıştır. Rotor hacimleri küçülmesine rağmen performans olarak artış oluşmuştur. Yapılan deneysel çalışmalarda “N” rotor yapısına sahip vida grupları verimliliğinin en üst seviyelerde oldukları belirlenmiştir. “N” rotor profili ve 4/5 lob sayısına sahip vida grubuna ait öngörülen ve ölçülen değerler Şekil 2.5’de gösterilmiştir.



Şekil 2.5. “N” rotor profili ve 4/5 lob sayısına sahip vida grubuna ait farklı basınçlarda öngörülen ve ölçülen hacimsel debi değerleri (Stosic ve ark. 2005)

Yapılan çalışmada kütle korumu,

$$m = m_g - m_c \quad (2.2)$$

Bu denklemden vida grubu ana rotor adedi z_1 ve toplam kütleyle bağlı gerçek kütle debisi \dot{m} (kg/s) hesaplanabilir:

$$\dot{m} = mz_1n/60 \quad (2.3)$$

Bu denklemdeki n (devir/dakika) kompresör ana motoru dönüş devridir.

Hacimsel debi ise \dot{V} ($m^3/dakika$) emiş durumlarına bağlı olarak;

$$\dot{V} = 60m/\rho_0 \quad (2.4)$$

şeklinde elde edilir.

Çalışma alanında bilinen en yksek hacim değerinden yola ıkılarak teorik ktlelel debi;

$$\dot{m}_t = \frac{(F_{1n}+F_{2n})Lnz_1\rho}{60} \quad (2.5)$$

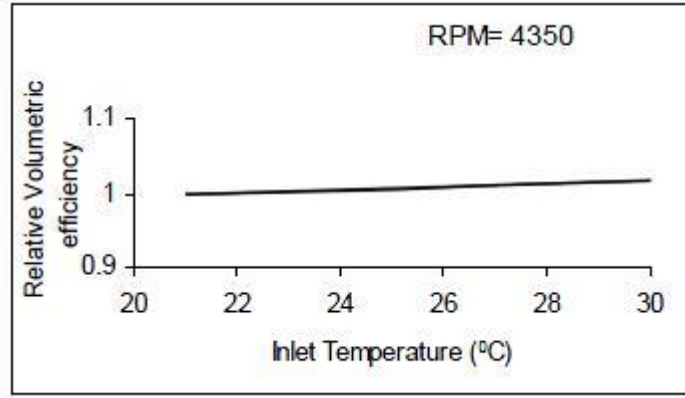
F_{1n} ve F_{2n} ana rotor ile yardımcı rotor lobları arasında kalan kesit alanlarıdır. L ise rotor uzunluğudur.

Bu aıkılamalar sonucunda volumetrik verim:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t} \quad (2.6)$$

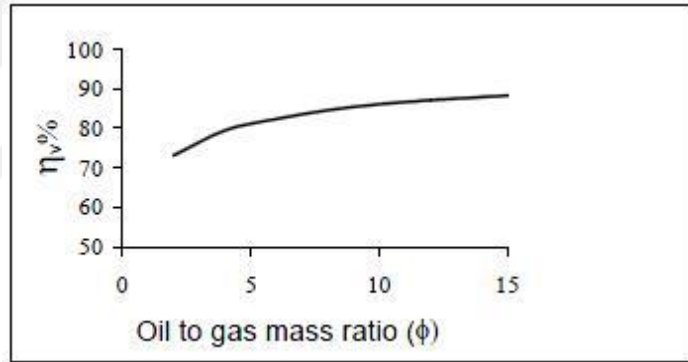
denklemleri şeklinde belirlenmiştir.

Seshaiah ve ark. (2005) makalelerinde yağ enjekteli vidalı kompresrlerin matematiksel analizlerinin, mükemmel gaz yasaları temelinde ve termodinamik ilişkiler sayesinde ortaya ıkıttıklarını belirtmişlerdir. Yağ enjekteli vidalı kompresrlerin performansını etkileyen detay dizayn parametreleridir. Bilgisayar modelleme ile yapılan performans ölçümleri ile deneysel olarak yapılan ölçümler birbirlerine yakınlık göstermiştir. Akış katsayılarını belirlemek için akış debilerinde kaçakların ölü hacim değerleri ölçümlenmelidir. Yapılan deneysel ölçümler sonucunda kompresöre giren hava sıcaklığı artışında volumetrik verimde de doğru orantılı bir şekilde artış meydana gelir. Vida grubu dönüş devri 4350 devir/dakika olan kompresör için giriş hava sıcaklığı $21^\circ C$ iken bağlı volumetrik verimlilik 1 iken, şekil 2.6'te giriş hava sıcaklığı artışı ile bağlı volumetrik verimliliğin 1 değerinin üzerine ıkıttığı gözlemlenmiştir.



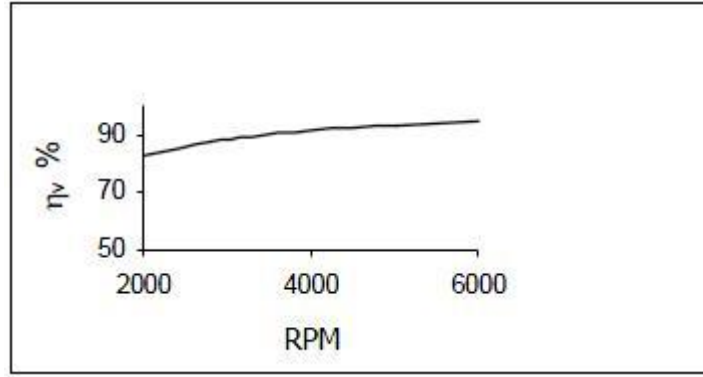
Şekil 2.6. Giriş sıcaklığına bağlı deneysel volumetrik verimlilik (Seshaiah ve ark. 2005)

Aynı çalışma içerisinde kompresörde kullanılan yağ miktarı artışına bağlı volumetrik verimde az miktarda artış meydana gelmiştir. Şekil 2.7’te yağ ve gaz (hava) kütleleri oranına bağlı volumetrik verim grafiği gösterilmiştir.



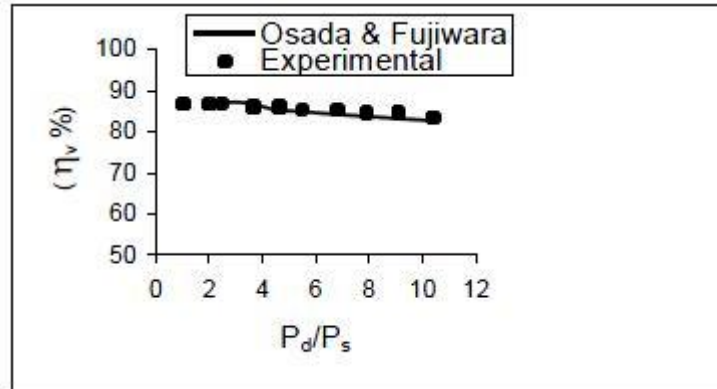
Şekil 2.7. Yağ enjektör miktarına bağlı volumetrik verimlilik (Seshaiah ve ark. 2005)

Motor devrinin volumetrik verim üzerindeki etkisi ele alındığında, yüksek motor devrinde yüksek rotor hızı meydana geldiğinden volumetrik verimdeki etkisi çok küçük oranda olmuştur (Şekil 2.8).



Şekil 2.8. Motor dönüş devrine bağlı bağlı volumetrik verimlilik (Seshaiah ve ark. 2005)

Şekil 2.9’da Seshaiah ve ark. (2005) yaptığı deneysel çalışmalar ile Fujiwara ve Osada (1995) tarafından yapılan benzer çıkış basıncı artışının volumetrik verime etkisi ile ilgili çalışmaların karşılaştırılması gösterilmiştir. Kompresör çıkış basıncı artışında volumetrik verimde azalma meydana gelmiştir (Fujiwara ve Osada 1995).



Şekil 2.9. Kompresör çıkış basıncı artışına bağlı volumetrik verimlilik (Seshaiah ve ark. 2005)

Perez-Searra ve ark. (2005) hermetik pistonlu kompresörler üzerinde farklı termodinamik verimlilikleri analiz etmişlerdir. Çalışmalarda volumetrik verimlilik, izantropik verimlilik ve mekaniksel-elektriksel verimlilikler odak noktalardır. Volumetrik verimlilik, kısmi verimlilikler şeklinde değerlendirilmiştir. Kısmi verimlilikler, basınç düşümü ve ısı transfer etkisi, aşırı doldurma etkileri, aşırı boşaltma etkileri ve kaçaklardır. İzantropik verimlilik ise birbirinden bağımsız iki farklı noktayla ilişkilendirilmiştir. Bunların ilki sıkıştırma, tahliye, genişleme ve emiş işlemleridir. Diğer işlem ise düşük ve yüksek basınç arasındaki giriş ve çıkış kompresör değerleridir.

Son olarak, mekaniksel-elektriksel verimlilik ise ısı transfer kayıp kazanımları, ekserji transferleri ve ekserji yıkımlarıyla ilişkilendirilmiştir. Çalışmada sıkıştırma işlemleri, kompresör karakterleri ve optimizasyon prosesi için tasarımcılara yardımcı olabilecek araçlar üzerinde iyileştirme ve geliştirme değerlendirmeleri yapılmıştır.

Seshaiah (2006) çalışmalarında yağ enjekteli vidalı kompresörler üzerinde deneysel ve hesaba dayalı çalışmalar yapmıştır. 5,5 kW ve 37 kW motor gücüne sahip iki farklı kompresör üzerinde hesaplamalar yapılmıştır. Hava, nitrojen, argon ve helyum gibi farklı çalışma gazları kullanılarak volumetrik verim deneysel olarak ve bilgisayar simülasyonu olarak elde edilmeye çalışılmıştır. Sayısal hesaplar sonucunda deneysel hesaplar ile bilgisayar simülasyonu hesapları arasında %2'lik maksimum bir farklılık gözlenmiştir. Volumetrik verim artışı, kompresöre giren gaz sıcaklığının artışı ile doğru orantılıdır. Çıkış basıncının artması, volumetrik verimi azaltıcı etkiye sahiptir. Kompresör içerisinde yağ ve gaz oranının artışı, volumetrik verimin artışı sağlanmıştır.

Navarro ve ark. (2007) hermetik pistonlu kompresörler için bir model sunmuşlardır. Bu model kompresörlerde volumetrik verime sebep olan iç kayıpları tahmin edebilmektedir. Aynı zamanda bu model kullanıcılarına yararlı bilgiler vermenin yanında kompresör dizaynı ve çalışmasıyla ilgili bilgiler de vermiştir. Oluşturulan model maksimum %3 sapma ile kompresör performansı konusunda öngörülebilir bulunmuştur.

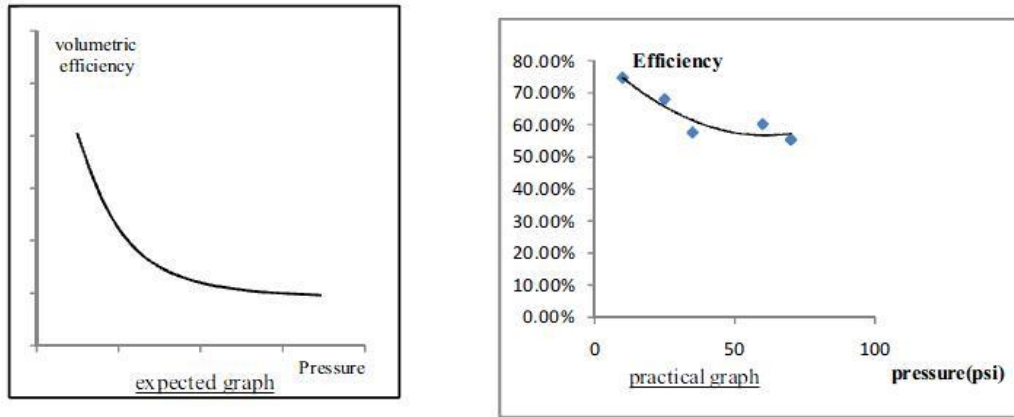
Bayır (2008) üretici firmalar tarafından yayınlanan kompresör kataloglarından hareketle, farklı tip ve marka kompresörlerin performans tablolarını oluşturmuştur. Firmaların yayınladığı bu kataloglarda soğutma kapasitesi ve kompresör gücü mevcut olup izantropik verim, basınç oranı, emiş hacmi, hacimsel verim ve soğutma etkinlik katsayısı hesaplama ile elde edilmiştir. Öncelikle scroll ve pistonlu tip kompresörlerin kapasite ve verimlerinin çalışma şartları ile değişimi incelenmiş ve karşılaştırma yapılmıştır. Kompresörlerde volumetrik verimlilik ise;

$$\eta_v = \frac{\text{Gerçek Kompresör Yer Değiştirmesi}}{\text{Kompresörün Geometrik Yer Değiştirmesi}} \quad (2.7)$$

şeklinde tanımlanmıştır.

R-22 gazı ile yapılan deneylerde tahliye ve giriş basınç oranı 2 birim olan kompresörün volumetrik verimi 0,92 iken, tahliye ve giriş basınç oranı 7 birim olan kompresörün volumetrik verimi 0,77'ye kadar düşmektedir.

Bir kompresör iş girdisini almak ve potansiyel enerji olarak depolamak için icat edilmiştir. Hava emişi ve emilen havanın yüksek basınca sıkıştırılması kompresörün ana işidir. Emilen ve tahliye edilen hava volumetrik verim olarak adlandırılan yaklaşımın en önemli faktörleridir. Volumetrik verimi etkileyen en önemli faktörler; ulaşılan en üst basınç, pistonların ölü hacimleri, kompresör kademe sayısı, çalışma sıcaklığı, valf çalışma hızı, soğutma, sıkıştırma çevriminin izotermal prosesi nasıl kapattığı ve motorun dönüş hızlarıdır. Farklı kompresörler üzerinden ortalama veriler elde edilmiştir. Şekil 2.10'de verilen ölçülen volumetrik değer ile tahmin edilen volumetrik verim arasında bazı kaymalar olmasına rağmen bütünü ele alındığında birbirine benzer değerler oluşmuştur (Ganesh ve ark. 2010).



Şekil 2.10. Tahmin edilen ve ölçülen volumetrik değerleri arasındaki ilişki (Ganesh ve ark. 2010)

Patel ve ark. (2014) günden güne artan güç ve bakım maliyetleri sebebiyle makinelerin çalışma parametrelerinin optimizasyonu için verimliliği artırmak gerektiğini belirtmişlerdir. Pompa, motor, kompresör ve türbin gibi ekipmanların performansları dizayn, operasyon ve servis yük faktörüne bağlıdır. Vidalı kompresörlerin performans optimizasyonu basınç ve akış gibi çalışma parametrelerinin optimizasyonu ile

mümkündür. Bu çalışmada Taguchi metodu kullanılarak deneysel çalışmalar yapılmıştır. Ortam sıcaklığı (°C), basınç (bar) ve frekans (Hz) girdilerine karşın deneyler sonucunda güç tüketimi (kW) ve basınçlı hava debi (CFM) değerleri elde edilmiştir (Çizelge 2.3).

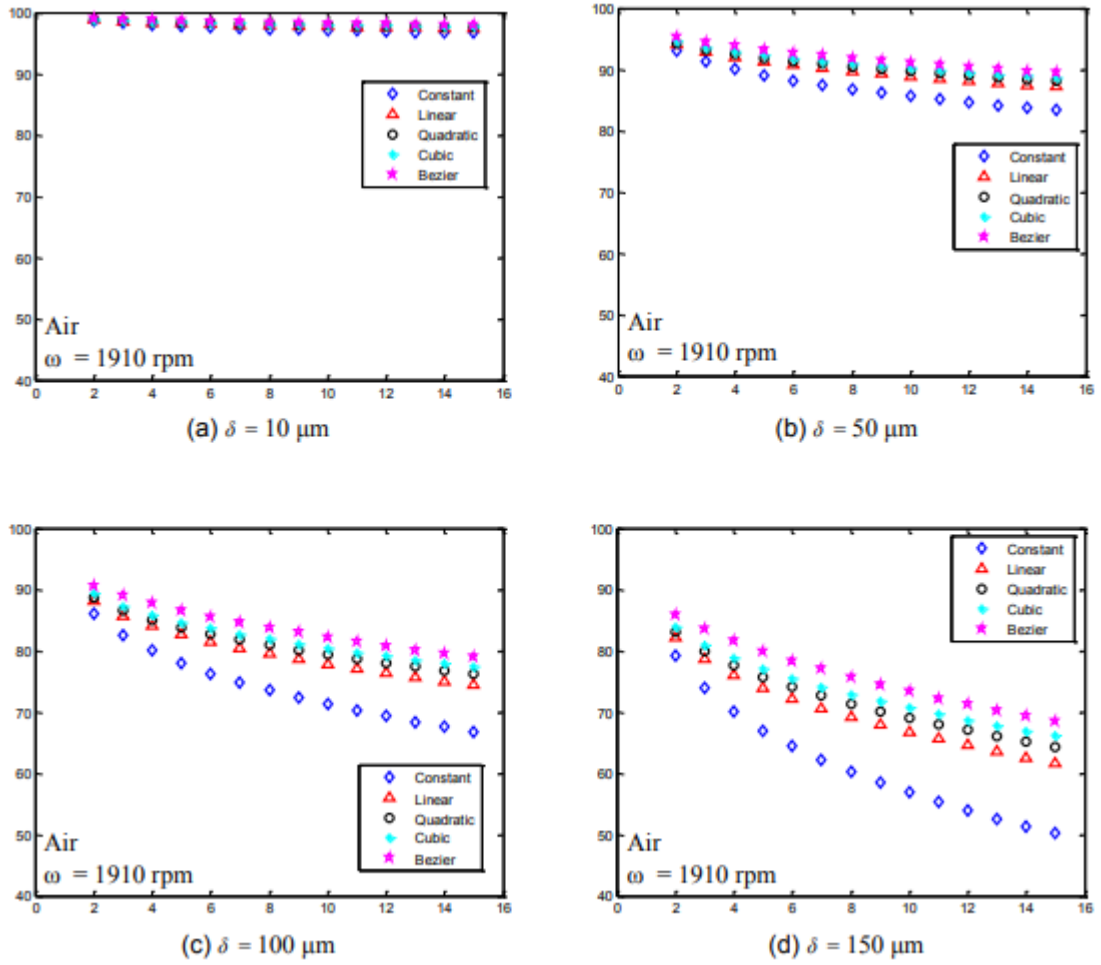
Çizelge 2.3. Değişken girdiler sonucunda ölçülen çıkış güç ve debi değerleri (Patel ve ark. 2014)

INPUT			OUTPUT					
Amb Temp	Frequency	Pressure	POWER			FLOW		
			SET1	SET2	SET3	SET1	SET2	SET3
16.00	49.80	7.00	13.60	13.80	13.70	54.00	52.00	53.00
16.00	50.00	8.50	14.00	41.20	27.60	52.00	54.20	53.10
16.00	50.20	10.00	12.55	12.56	12.56	50.40	50.30	50.35
23.00	49.80	8.50	13.70	13.90	13.80	51.00	50.80	50.90
23.00	50.00	10.00	13.45	13.80	13.63	50.80	51.08	50.94
23.00	50.20	7.00	14.30	14.23	14.27	52.00	52.34	52.17
30.00	49.80	10.00	12.30	12.54	12.42	50.10	52.45	51.28
30.00	50.00	7.00	13.55	14.23	13.89	53.90	54.21	54.06
30.00	50.20	8.50	13.99	14.63	14.31	51.30	52.40	51.85

Elde edilen bu değerler Anova tabloları yardımıyla değerlendirilmiştir. Sonuç olarak çıkış basıncı bulunan değerlere en yüksek etki yapmıştır. Çıkış basıncı, çıkış güç girdisini % 65,93 etkilerken, debiyi %50,26 etkilemiştir. Frekans ise güç üzerinde %13,88 ve debi üzerinde % 17,42 etkiye sahiptir. En az etki ise çevre sıcaklığı sebebiyle oluşmuştur. Güç için % 6,89 etkiye sahipken debi için % 12,51 etkiye sahiptir.

Huang (2015) doktora tez çalışmasında vidalı kompresör rotor profilleri üzerinde volumetrik verimliliği değerlendirmiştir. Bezier eğrileri, sapma fonksiyonu metoduyla belirlenerek volumetrik verim kayıplarını en aza indirmeyi hedeflemiştir. Rotor lobları arasında kalan ölü hacim uzunluğu, sıkıştırma oranı, rotorların dönüş hızları ve farklı çalışma gazları volumetrik verimliliği etkileyen temel hususlar olduğu belirtilmiştir. Hava, nitrojen ve helyum gazları kullanılarak volumetrik verim hesaplamaları yapılmıştır. Aynı ölü hacim uzunluğuna sahip, aynı maksimum çıkış basıncı, aynı sıkıştırma oranı ve aynı dönüş hızları için farklı gazlar kullanıldığında volumetrik verimin

helyumda diğerlerine nazaran daha düşük olduğu belirlenmiştir. Hava ise volumetrik verimi en yüksek olarak ortaya çıkmıştır. Aynı gaz farklı çalışma devirleri ele alındığında devir arttığında volumetrik verimde de artış meydana gelmiştir. Sadece sıkıştırma oranında artış olursa, volumetrik verim ters orantılı olarak azalmaktadır. Şekil 2.11’de havanın aynı sıkıştırma oranı ve aynı devirlerde döndüğünde, rotorlar ve farklı ölü hacim arasındaki ilişki verilmiştir.



Şekil 2.11. Aynı dönüş hızına ve sıkıştırma oranına sahip kompresör için rotorlar arasındaki ölü hacme bağlı volumetrik verim analizi (Huang 2015)

Van Bommel (2016) vidalı kompresörler üzerinde geometrik model ve termodinamik model geliştirmiştir. Çalışma şartlarının fiziksel özelliklerini de hesaba katarak Matlab üzerinde geometrik ve termodinamik modelleri birlikte değerlendirmiştir. Elde edilen verilere göre izantropik verim, volumetrik verim ve gerekli motor shaft güçleri tespit edilmiştir. Elde edilen farklı iki değerden birincisi kaçakların olmadığı, diğeri ise

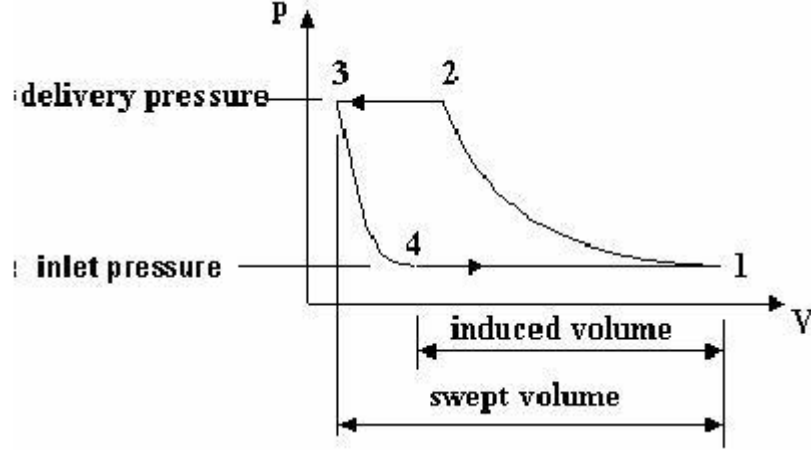
kaçakların olduğu durumlardır. Volumetrik verim kaçakların olmadığı durumda %80 iken, kaçakların olduğu durumda %76'ya kadar düşmüştür. Yaklaşık %5 oranında kaçakların volumetrik verime etkisi belirlenmiştir.

Hindistan Enerji Bakanlığı bünyesinde kurulmuş olan Bureau of Energy Efficiency tarafından yapılan çalışmalarda, kompresörlerin sadece yoğun enerji tüketen cihazlar olmasının yanında, enerji verimlilik çalışmalarında da üzerlerinde araştırmalar yapılması gerekmektedir. Uzunca bir süredir kompresörlerin ve basınçlı hava sistemlerinin performanslarında köklü azalmalar vardır. Performans düşüklüğüne sebep olarak ucuz ve kalitesiz bakım ürünleri kullanımı ve yanlış malzeme seçimi gösterilebilir. Bu sorunlar kompresörleri verimsizleştirirler. Periyodik performans takipleri basınçlı hava maliyetlerini minimize eder. Performans testlerinin amacı kompresör serbest hava verimini, izotermal güç gereksinimini, volumetrik verimliliği ve spesifik güç gereksinimlerini belirlemektir. Yapılan iki çeşit test çalışması vardır. İlki delik çapı metoduyla serbest hava verimi belirlenmeye çalışılmıştır. İkincisi ise en yaygın kullanılan tank doldurma süresi hesabı metodudur. Bu çalışmada debi hesabı; tankta depolanan maksimum basınç ile ilk basınç arasındaki farkın, ortam basıncına bölümüyle, tank hacminin doldurma süresine oranının çarpımına eşittir. Volumetrik verim ise hesaplanan debi değeri ile kompresörün teorik debi değeri oranına eşittir. Yapılan testler sonucunda 14,75 m³/dakika teorik debili kompresörde 1,577 m³/dakika debi kaybı mevcuttur. Bu da % 10,69 oranında debi kaybı anlamına gelmektedir. İlerleyen çalışmalarda oluşan debi kaybının azaltılması hedeflenmiştir (Anonim 2018a).

Dunn, D.J. (2018) termodinamik uygulamaları konusunda volumetrik verimliliği tanımlamıştır. Şekil 2.12'de P-V diyagramında volumetrik verimin değerlendirilmesi yapılmıştır. Gerçekte, piston tüm gazı eksiksiz bir şekilde yok edemez. Piston ve silindir üst noktası arasında ölü hacim meydana gelir. Üç numaralı noktada, silindirde ufak hacimli sıkıştırılmış gaz hapsedilmiştir. Piston silindir başından hareket etmeye başladığında, sıkıştırılmış gaz genişleyerek giriş basıncına gelene kadar düşer. Dört numaralı noktada ise emiş valfi açılarak hava sistem içerisine çekilir. Genişlemeden dolayı dörtten bir noktasına geçişte hacim, süpürülen hacimden daha küçük orandadır.

Volumetrik verimlilik şu şekilde tanımlanır:

$$\eta_v = \frac{\text{İndirgenmiş Hacim}}{\text{Süpürme Hacmi}} \quad (2.8)$$



Şekil 2.12. Kompresörlerde termodinamik çevrim modeli (Dunn 2018)

Eğer valf ve pistonlarda kaçaklar oluşursa volumetrik verimlilik olumsuz şekilde etkilenir.

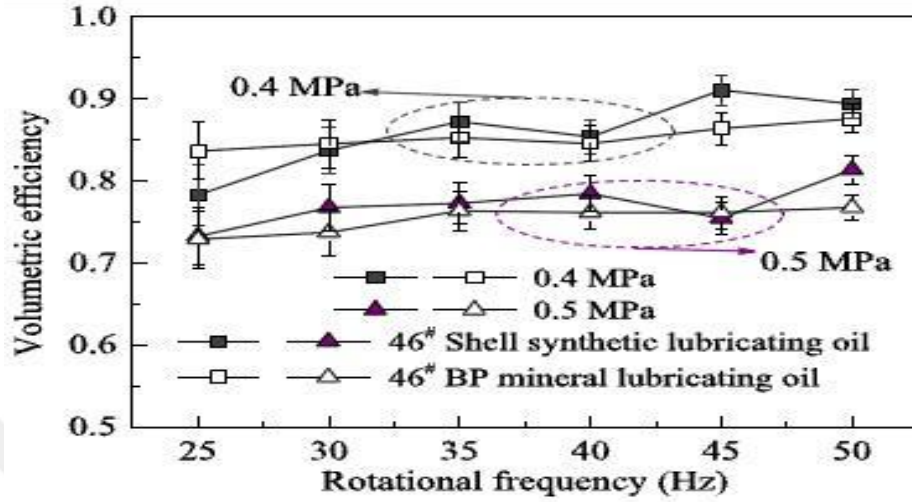
Açıklık oranı da aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$c = \frac{\text{Ölü Hacim}}{\text{Süpürme Hacmi}} \quad (2.9)$$

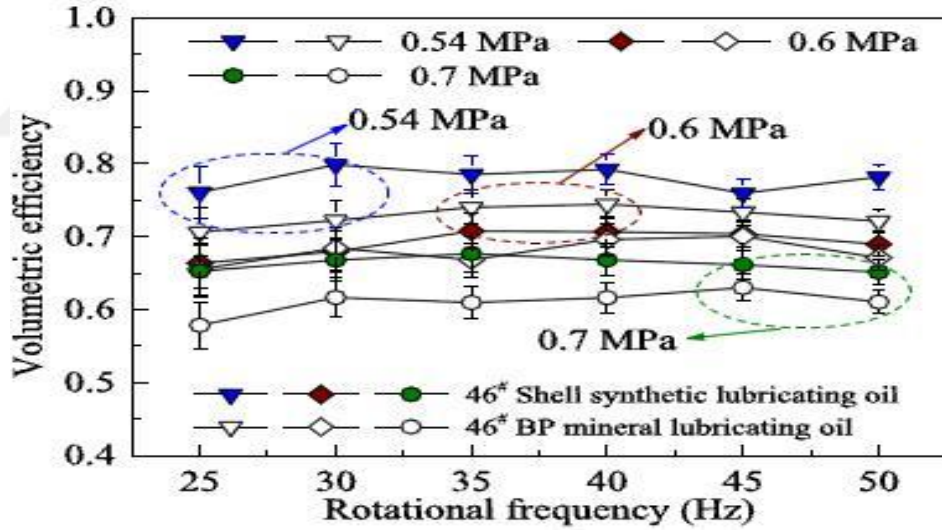
Proses ikiden üçe ve dörtten bire geçişte izotermaldir. Emme ve basma anında sıcaklık değişimi gözlenmemektedir.

Li ve ark. (2018) vidalı kompresörlerde yağlamanın sadece soğutma etkisinin olmadığını aynı zamanda sızdırmazlık etkisinin de olduğunu açıklamışlardır. Kinematik viskoziteleri farklı iki farklı yağ üzerinde deneysel analizler yaparak volumetrik verim üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. 37 kW motor gücüne sahip deney kompresöründe 12,5 litre yağ konularak değerlendirilmeler yapılmıştır. Şekil 2.13'te yapılan deney sonuçları gösterilmiştir. Kinematik viskozitesi daha büyük olan yağın volumetrik verimliliği daha üst seviyededir. Aynı zamanda kinematik viskozitesi daha büyük olan yağın sızdırmazlık özelliği daha fazladır. Doğru yağ seçimi ile kompresör enerji

tüketimi azaltılabilir. Aynı dönüş devrinde çıkış basıncının artması volumetrik verimliliği azaltmaktadır. Aynı çıkış basıncında ise dönüş devrinin artması volumetrik verimi arttırmaktadır.



(a) outlet pressures are 0.4 MPa, 0.5 MPa



(b) outlet pressures are 0.5.4 MPa, 0.6 MPa, 0.7 MPa

Şekil 2.13. Yağlama yağının volumetrik verime etkisi (Li ve ark. 2018)

2.2. Enerji Verimliliği Üzerinde Yapılan Çalışmalar

Erol ve ark. (1996) makalelerinde pistonlu bir kompresör için yedi serbestlik derecesine sahip bir model geliştirmişlerdir. Kabul edilmiş ideal koşullar altında model gerçek

kompresöre yakın sonuçlar vermektedir. Kompresör yaklaşık 0,15 saniye içinde rejime girmektedir. Rejimde kompresör hızı 2902-2983 devir arasında değişmektedir. Durma sürecinde kompresör 0,5 saniye içinde sıfır hıza ulaşmaktadır. Duruş ve kalkış süreçlerinde yatay düzlemde deplasman büyüklükleri 3-10,5 mm arasında kalmaktadır. Rejimde ise hesaplanan genlikler 0,5 mm altındadır. Kompresörün hareketi sırasında titreşim genliklerini ölçebilmek için bir deney düzeneği kurulmuştur. Statorun üst kısmında üç yönde ölçümler yapılmıştır. Teorik modelde bazı basitleştirmeler vardır; kalkış ve duruş safhalarındaki basınç değişimleri ihmal edilmiştir, statordaki ısınma sonucunda meydana çıkan moment hız karakterindeki değişim ihmal edilmiştir. Model sonuçlarının karşılaştırılabilir olup olmadığını anlayabilmek için maksimum genlik değerleri karşılaştırılmıştır.

Rasmussen ve Ritchie (1997) yaptıkları çalışmalarında ev tipi bir buzdolabında kullanılan kompresörde değişken hızlı sürücü kullanarak enerji tüketiminin azaltılmasını incelemişlerdir. Kompresörü üç fazlı sürtünmesiz DC motor ile tahrik etmişler ve motor frekansı için darbe genişlik modülasyonlu frekans değiştiricisi kullanmışlardır. Kompresör motorunun 1500 devir/dakika ile 5000 devir/dakika arasındaki çalışma karakteristiklerini ölçmüşler ve motor veriminin shaft torkundan doğrudan etkilendiğini fakat hız ile çok az bir değişim gösterdiğini tespit etmişlerdir. Sistemin enerji tüketimi sonuçlarına göre % 40'lık bir enerji tasarrufu sağlanmıştır.

Saadet (1999) vidalı kompresörlerde elektronik kullanımının artması, etkin bir kontrol ve kumandanın sağlanması basınçlı havanın enerji maliyetlerinin düşürülmesini sağlayacağını iletmiştir. İşletmelerde ihtiyaç duyulan basınçlı hava sabit olmamakta, sürekli olarak değişmektedir. Mevcut kompresörlerin elektronik uygulamaları ile kontrol edilmesi ve verimli şekilde çalıştırılması enerji maliyetlerini düşürmektedir. Yüksek güçteki elektrik motorlarının kullanıldığı vidalı kompresörlerde, elektronik uygulamalar maliyetlerin düşmesini ve verimliliğin artmasını sağlar. Kompresörlerde elektronik kullanımı genel olarak enerji tasarrufu yapmak, işletim ve bakım planlamasının kolaylığı ve sağlanması gibi amaçlar için tercih edilmektedir. Kompresörlerde elektronik uygulamalar yaygınlaştıkça kaynakları daha verimli kullanma olanağı artacaktır. Günümüzde yoğun rekabetin yaşandığı global pazarlarda

ürün maliyetlerini aşağıya çekmekte önemli bir nokta olan kompresörler, çağa uygun olarak tercih edilmelidir.

Kaya ve ark. (2002) sanayi tesislerinin basınçlı hava sistemlerinde ölçümler yaparak önemli enerji ve para tasarrufu sağlanabileceğini göstermişlerdir. Bu ölçümler; hava kaçaklarının giderilmesi, yüksek verimli elektrik motorları kullanılması, dış ortam havasını kullanarak ortalama giriş havasının azaltılması ve kompresör basıncının gerektiği oranda azaltılmasıdır. Hesap prosedürleri gerçek örneklerle belirlenmiş, potansiyel tasarruflar ve geri ödeme süreleri değerlendirilmiştir. Geri ödeme süreleri; hava kaçağı tamiriyle 2 ay, yüksek verimli motor kullanımıyla 20 ay, dış ortam havasını kullanarak ortalama giriş hava sıcaklığının azaltılmasını sağlayarak 12 ay belirlenmiştir. Kompresör basıncını azaltarak ise aniden tasarrufun artmaya başladığı belirlenmiştir. Birçok işletmenin bakım personelleri tarafından bu uygulamalar yerine getirilmiştir. Günden güne enerji kullanım maliyetlerini azaltma çalışmaları devam etmektedir.

Ueno ve ark. (2003) kompresörlerde kütleli debi ve güç performans karakteristiklerini belirlemek için birçok standart olan verimlilik tanımlarını değerlendirdiler. Bu farklı tanımlamaların her birinin temelinde farklı varsayım olmasına rağmen, kompresör sanayisinde alternatif olarak kullanılmışlardır. Yapılan çalışmalarda standarttan farklı verimlilik tanımlamaları yapılarak farklılıkların anlaşılması hedeflenmiştir. Bu yüzden ilk olarak kompresörler için basit teorik termodinamik modeller üzerinde çalışılmıştır.

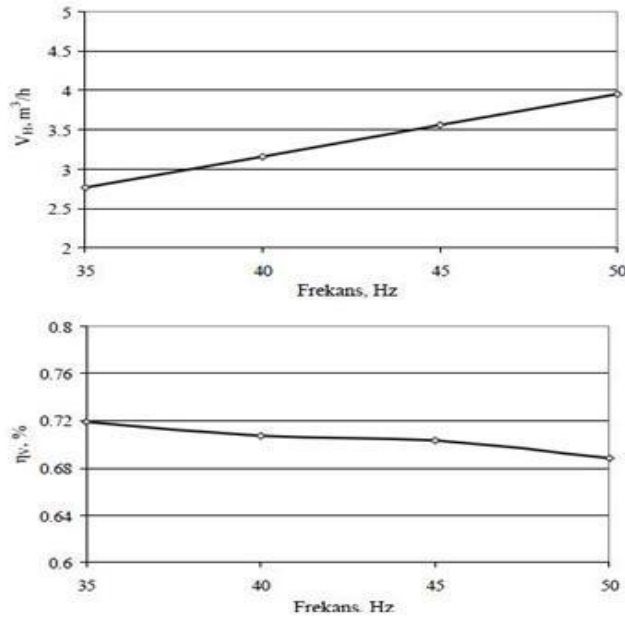
Yıldız (2004) 50 kW'lık bir değişken devirli kompresör ile 45'er kW'lık boş-yük ve klapeli oransal kontrol çalışan 2 ayrı kompresörün, laboratuvarında 1 haftalık periyotlarla 9 hafta süren, 3 ayrı profile bağlı kalınarak yapılan ölçüm sonuçlarına göre % 35 gibi yüksek bir oranda enerji tasarrufu ortaya çıktığını belirtmiştir. Bu oran 10 yıllık süreç içerisinde oransal olarak karşılaştırma yapıldığında enerji maliyetinin ne kadar büyük bir yer tuttuğunu (%75) ve bu oranın değişken devirli kompresörler ile %49'a kadar düştüğü görülmüştür. Günümüz uygulamalarında değişken devirli kompresörler enerji tasarrufu açısından serbest hava veriminin dalgalanmalarına bağlı olarak ortalama % 7 ile %35 arasında değişen kazanımlar sağlamaktadır. Uygulamada boşta çalışma

süresinin oranı ve bu orandaki değişimlerin fazlalığı değişken devirli kompresörün seçimindeki en önemli iki etkeni olmuştur.

Üser ve ark. (2005) başlıca tasarruf potansiyelleri olarak; pnömatik sistemlerde düşük basınçlı hava kullanımı, pnömatik sistemlerdeki kaçakların önlenmesi, kompresör emiş havasının dış ortamdaki alınmasını ele almışlardır. Öncelikle bu tasarruf potansiyellerinin enerji ve bunun mali değerlerinin hesabı için gerekli prosedürler açıklanmış daha sonra her bir potansiyel tasarruf yöntemi için Antalya ETİ Elektrometalurji Ferrokrom ve Karpit fabrikasında gerçekleştirilen tespitler ve gözlemler ele alınarak, bunlar için tasarruf edilen enerji, enerjinin mali değeri, gerekli yatırım tutarı ve geri ödeme süreleri hesap edilmiştir. Bu fabrikadaki tesislerde hesap edilen geri ödeme süreleri; basınçlı hava sistemlerindeki düşük basınçlı hava kullanılmasında gider olmadığı için geri ödeme süresi yoktur, burada elde edilen kazanç 18953\$'dır. Basınçlı hava sistemlerindeki kaçakların önlenmesiyle tasarruf maliyetinin geri ödeme süresi 0,62 ay, kompresör emiş havasının dış ortamdaki alınmasıyla 0,69 aydır. Bu prosedürler farklı sanayi dallarında, farklı tesisler için uygulanabilir. Makalede sunulan cazip ödeme süreleri sanayiciyi yatırıma teşvik etmelidir. Böylece sanayici aynı ürünü daha düşük maliyetle elde ederek, ulusal ve uluslararası alanda rekabet gücünü arttıracaktır.

Kızılkın (2008) soğutma sistemlerindeki enerji tüketimini azaltmak için alternatif çözümlerin geliştirilmesine yönelik sistem tasarımı üzerinde durmak ve bu amaçla, deneysel buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sisteminde kompresörün elektrik motoruna bağlanacak bir frekans değiştirici sayesinde hızı değiştirilerek farklı soğutma yükleri için sistem performansını ve enerji tüketimini incelemiştir. Kompresörün hızının değiştirilmesiyle farklı soğutma yüklerinin karşılanmasına olanak sağlanması ve böylece enerji tasarrufu sağlanmasını planlanmıştır. Bir soğutma sisteminde kompresör en büyük enerji tüketicisi olduğundan toplam sistem verimini ve maliyetini büyük oranda etkiler. Günümüzde soğutma sistemleri genellikle tam yükte çalışma şartlarına göre tasarlanmalarına rağmen çoğu zaman kısmi yüklerde çalışmaktadır. Bundan dolayı bir soğutma sisteminde kompresörün enerji tüketiminin azaltılmasının en geçerli yolu hızının soğutma yüküne göre ayarlanmasıdır. Böyle bir sistemde kompresör kapasitesi,

sürekli olarak soğutma yükünü karşılayacak şekilde değişken hızlı bir sürücü ile kontrol edilir. Bu tür bir kontrolün birtakım avantajları; kısmi yüklerde daha yüksek verim, aşırı dizayn gereksinimlerinin azaltılması, sıcaklığın daha etkin kontrolü ve daha yumuşak kalkış, işletme maliyetleri tasarrufudur. Deneylerde kompresör frekansı 35, 40, 45 ve 50 Hz olarak seçilmiş ve soğuk oda içerisindeki ısıtıcıların kapasitesi 0 (ısıtıcılar kapalı), 0,3, 0,5 ve 0,7 kW olarak ayarlanmıştır. Frekans değeri en düşük 35 Hz olarak belirlenmiştir. Bunun nedeni düşük frekanslarda kompresör hızı düşmesiyle yağ dolaşımının yavaşlaması ve bu sebeple yetersiz yağlanma problemidir. Kompresör hızının artmasıyla soğutucu akışkan debisinde artış gözlemlenmiştir (Şekil 2.14). Örneğin kompresör frekansı 35 Hz'den 50 Hz'ye çıkarıldığında akışkan debisi % 10 oranında artış göstermiştir. Buna paralel olarak kompresör süpürme hacmi de artış göstermiştir. Bunların yanında volumetrik verim (Şekil 2.14), izantropik verim ve mekanik ve elektrik verim değerlerinde hız ile beraber azalma söz konusudur. Volumetrik verimin düşmesi, evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın kompresöre girerken basılmadan önce bir miktar ısınmasına ve dolayısıyla gazın özgül hacminin artmasına bağlıdır.



Şekil 2.14. Kompresör frekans değişimi ile süpürme hacmi ve volumetrik verim değişimi (Kızıllıkan 2008)

Cuevas ve Lebrun (2009) tarafından yapılan deneysel çalışmada değişken hızlı kompresörlerde invertör verimi, kompresör izantropik ve hacimsel verimi etkileyen

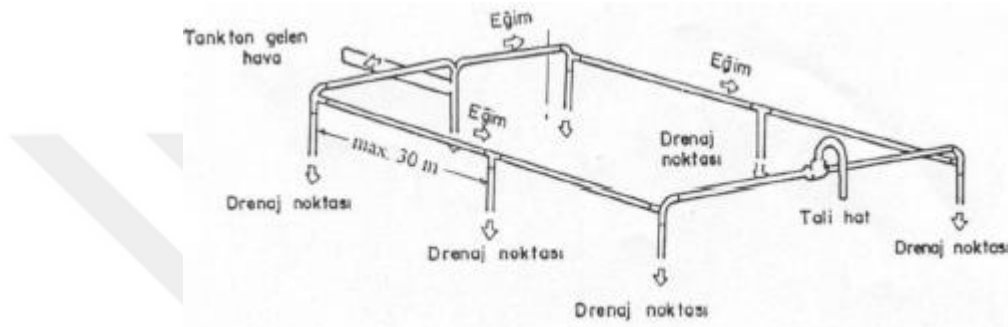
sorunlar incelenmiştir. Deneyle sonucunda invertör veriminin %95 ile %98 arasında değiştii görülmüştür. Bu çalışmalarda kompresör elektriksel gücü 1,5 kW ile 6,5 kW arasında değiştii belirlenmiştir. 75 Hz frekansta elektromekanik kayıplarda azalma görülmüş, bu kayıplar kompresör hızının artmasıyla artmıştır. Maksimum izantropik verim, basınç oranının 2,2 olduğu durumda %65 olarak belirlenmiştir.

Saidur ve ark. (2010) basınçlı hava sisteminde enerji etüt yöntemini açıklarak potansiyel tasarruf alanlarında yapılacak iyileştirme yöntemlerini ele almışlardır. Elektrik motoru ile tahrik edilen bir kompresörde yüksek verimli motor ve hız ihtiyaçlarını karşılamak için değişken hız sürücüsü kullanımı ile oldukça önemli miktarda enerji tasarrufu sağlandığı tespit etmişlerdir.

Acar, E. (2012) tez çalışmasında yüksek oranda enerji tüketimi olan bir fabrikada ürün kalitesini, performansını düşürmeden ve çevreye zarar vermeden enerji tüketimini azaltmak için yeni projeler tasarlanmıştır. Fabrikanın kazan dairesinde mevcut kompresörlerin invertör uygulaması projesine bakıldığında tasarlanan çalışmanın yıllık enerji kazancı ilk yatırım maliyetinin yaklaşık 3,5 katı oranında olmaktadır. İntertörler, motor hız devrini ayarlayan cihazlardır. Motorun devri arttıkça şebekeden çekeceği elektrik akımı artacaktır. Orantılı olarak çekeceği güç de artacağı için maliyet açısından elektrik giderleri de artacaktır. İntertör uygulandığında ise yüksek devir hızında çalışma düşürülmekte böylece elektrik gücü düşmekte ve sonuçta enerji tasarrufu sağlanabilmektedir.

Karataş (2013) bir çelik fabrikasındaki basınçlı hava sisteminin verimliliği hakkında çalışmalar yapmıştır. Bu çalışmalar sırasında yapılan ölçümler ve analizler sonucunda, basınçlı hava sisteminde özellikle ana hatlar üzerinde ve makine giriş bağlantılarında hava kaçakları tespit edilmiştir. Ayrıca enerjinin en son noktaya kadar ulaşımında problemler olduğu ve mevcut basınç hattında takip edilemeyen bir basınçlı hava sistemi gözlenmiştir. Basınçlı hava sisteminin daha verimli çalışabilmesi ve her noktaya sabit basınçta hava ulaştırılabilmesi için hava kaçaklarının giderilmesi ve mevcut tesisatın kapalı devre ring hattı ile değiştirilmesi gerekmektedir (Şekil 2.15). Böylece basınçlı hava kesintisiz ve güvenli bir biçimde işletmenin her yerine iletilebilecek, yeni kurulacak makinelerde bile basınçlı hava yetersizliği oluşmadan hava temini

sağlanabilecektir. Ring sistemi kullanılmadığı takdirde, istenilen basınçlı havanın elde edilmesinde zorluklar ve problemler yaşanması, makinelerin zarar görmesi gibi istenilmeyen durumlarla karşılaşılacaktır. Ring hattının yanı sıra kompresörlerin egzoz gazlarından ısı geri kazanımıyla elde edilecek enerji ile tesis içindeki herhangi bir alanın ısıtmasını gerçekleştirmek ya da proseslerde kullanılan sıcak suyun elde edilmesini sağlamak mümkündür. Bu projeler sayesinde hem atık ısıdan faydalanılmış olacak hem de işletmenin enerji maliyeti düşürülerek, çevreye yayılan CO₂ emisyonu azaltılacaktır.



Şekil 2.15. Basınçlı hava ring hattı dağıtım şeması (Karataş 2013)

Chua (2015) yaptığı çalışmada yağ enjekteli vidalı kompresörler üzerinde giriş hava sıcaklığının etkisini deneysel olarak araştırmıştır. Bir data kontrol sistemi dijital olarak akışkan hareketlerini incelemiştir. Giriş hava sıcaklığı değişimi araştırma yapılan yerdeki yerel hava şartları ile ilişkilidir. Deneylerle kompresör gücü üzerinde giriş hava sıcaklığının, giriş yağ sıcaklığının ve hava debisinin etkileri araştırılmıştır. Sonuç olarak giriş hava sıcaklığının kompresör gücü üzerindeki etkisi yok denecek kadar düşük seviyededir. Buna ek olarak kompresör güç tüketimi yağ giriş sıcaklığı ile pek değişmediği görülmüştür. Kompresör güç tüketimi tamamıyla volumetik verime bağlı bir parametredir.

Rabadia ve Motwani (2015) ülkelerin enerji tasarrufu sayesinde ekonomik olarak büyüyeceği ve teknolojik ilerleme göstereceğini belirtmişlerdir. Sanayilerde çalışma esnasında kayıpları azaltarak %30 ile %40 arasında enerji tasarrufu sağlamak mümkündür. Kompresör sanayilerdeki en fazla enerji tüketen makinedir. Kompresörlerdeki en iyi kontrol yöntemi değişken hız sürücü kullanmaktır. Akış miktarına göre motor dönüş hızını azaltarak enerji kullanım miktarını düşürmektedir.

Yapılan çalışmalardan %10 ile %40 arasında optimum basınca ulaşmak için çıkış basıncının azaltılmasıyla tasarruf edilmiştir.

Raj ve ark. (2016) çalışmalarında kompresörlerde termodinamik analizler üzerinde durdular. Kompresörler kapalı kaplardaki gazları basınçlandırır ve soğutma fabrikaları, güç fabrikaları ve sanayi fabrikaları gibi birçok alanda kullanılırlar. Hava kompresörleri sanayilerde en çok güç tüketen elemanlardır. İhtiyaçlara bağlı olarak enerji tüketimleri günden güne artmaktadır. Bu yüzden enerji verimliliği çok ciddi önem arz etmektedir. Bu yüzden termodinamik analizler başta volumetrik verim analizi olmak üzere bu çalışmada teorik olarak irdelenmiştir. Volumetrik verim, giriş gazının kütleli debisi ve spesifik hacmi çarpımının, piston deplasmanına oranı olarak belirtilmiştir.

Sapmaz ve Kaya (2017) üç farklı sanayi tesisinin basınçlı hava sistemlerini enerji verimliliği açısından değerlendirmişlerdir. Çalışma ile enerji tasarrufu ve emisyon azaltımı sağlanan başlıca uygulamalar; kompresör atık ısısından faydalanılması, basınçlı hava hatlarındaki sızıntıların önlenmesi, kompresör emiş havasının olabildiğince serin bir ortamdan alınması, kompresör motorunun daha verimli bir motor ile değiştirilmesidir. Yapılan çalışma ile üç farklı tesisin basınçlı hava sistemlerinde önerilen metotlar kullanılarak 7 781 689 kWh/yıl enerji tasarrufu potansiyeli tespit edilmiştir (Çizelge 2.4).

Çizelge 2.4. Önerilen uygulamalar ile gerçekleştirilebilecek enerji ve mali tasarruf ile önlenecek emisyon miktarları (Kaya ve Sapmaz 2017)

Tesis No	Uygulama	Enerji Kazanımı kWh/Yıl	Maddi Kazanım TL/Yıl	Önlenen Emisyon kg CO ₂ /Yıl
Tesis 1	Atık Isı Geri Kazanımı	7.200.000	509.289	1.460.160
Tesis 2	Sızıntıların Tamiri	61.341	1.1797	28.339
	Kompresör Hava Giriş Sıcaklığının Düşürülmesi	103.742	1.9848	33.775
Tesis 3	Kompresör Çıkış Basıncının Düşürülmesi	328.946	62.935	151.973
	Yüksek Verimli Motor Kullanımı	87.660	17.770	40.498
Toplam		7.781.689	621.639	1.714.745

Atık ısı kaynağının doğalgaz yakıtlı sıcak su kazanını ikame eden ve destekleyen kullanımını ile 7 200 000 kWh/yıl ısı enerjisi tüketimi ve 1 460 160 kg CO₂ emisyonu önlenmiştir. Enerji tasarrufu 609 000 Sm³ doğalgaz tüketimine eşdeğerdir. Tesiste ultrasonik debimetre ile yirmi iki farklı noktada, farklı çaplarda deliklerden sızıntılar gerçekleştirildiği tespit edilmiştir. Sızıntıların giderilmesi ile 61 341 kWh/yıl elektrik enerjisi tasarrufu ve 11 797 TL/yıl mali tasarruf potansiyeli tespit edilmiştir. Kompresör dairesi içerisinde sıcaklığın dış ortam sıcaklığından yaklaşık 10 °C daha yüksek olduğu ölçülmüştür. Kompresör emiş kanalları kompresör dairesi dışına çıkarılarak emiş hava sıcaklığı düşürülebilecektir. Bu uygulama ile 103 742 kWh/yıl elektrik enerjisi ve 19 848 TL/yıl mali tasarruf potansiyeli tespit edilmiştir. Kompresör çıkış basıncına bağlı olarak özgül sıkıştırma işi artmaktadır. Uygulama çalışmasında 700 kPa havanın 350 kPa basınca regülatörle düşürülerek kullanıldığı görülmüştür. Bu sistemde 500 kPa basınçta çalışacak yeni bir kompresör kullanılarak 350 kPa basınç ihtiyacının bu kompresör ile sağlanması halinde, 328 946 kWh/yıl elektrik enerjisi ve 62 935 TL/yıl mali tasarruf potansiyeli tespit edilmiştir. Sanayi tesislerinde yıpranan motorlar tekrar sarım yapılarak toplam kullanım ömrü arttırılmaktadır. Fakat tekrar sarım işlemi yapılan motorlarda verim değeri düşmektedir. Uygulama çalışması ile verimi %83 olarak ölçülen bir elektrik motorunun %95 verimli yeni bir motor ile değiştirilmesi sonucu, 87 660 kWh/yıl elektrik enerjisi ve 17 770 TL/yıl mali tasarruf potansiyeli tespit edilmiştir.

Guo ve ark. (2017) ön soğutma işlemlerinin enerji tüketimi üzerindeki etkisini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. 11 kW bir vidalı kompresör üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Emiş sıcaklığının her 1°C düşüşünde enerji tüketimi %0,65 oranında azalma göstermiştir. Bağıl nemin her %1 azalışından enerji tüketimi de paralel olarak %0,243 oranında azalmaktadır. Kompresörlerde ön şartlandırma ve ön soğutma ile enerji tüketimi ciddi oranda azaltılabilir.

Basınçlı hava sistemleri sanayilerdeki enerji tüketiminin en çok olduğu alanlardan biridir. Kompresör kullanan fabrikalarda dikkat edilmesi gereken en önemli husus basınçlı hava maliyetlerinin yüksek oluşudur. Enerji tüketiminin fazlalığı ve günden güne artan enerji maliyetleri, enerji tasarrufu ve verimlilik konularında yoğun çalışmalar yapılmasının gerekliliği göstermektedir. Kompresör imalatçısından başlayarak,

kompresörün bulunduğu fabrikanın basınçlı hava yardımıyla çalışan cihazların başında görevli operatöre varınca her birey enerji verimliliğinin ve tasarrufunun ülkemizin ekonomikselse büyümesine ciddi katkısı olacağını bilincinde olmalıdır. Geçmişte yapılan literatür araştırmalarında performans değerlendirme kriterleri arasında yer alan volumetrik verimin genelde vida grubu tasarım geometrisine bağlı değerlendirmelerinde bulunulmuştur. Çok az çalışmada volumetrik verimin kompresörde değerlendirilen parametrelerinin (basınç, sıcaklık, motor gücü, motor dönüş hızı, strok uzunluğu, piston çapı, piston adedi, vb.) değişimine bağlı kıyaslaması yapılmıştır. Yapılmış olan çalışmalarda da birer model ürün üzerinde sadece bahsi geçen ürünün mevcut durumu için değerlendirmeler yapılmıştır. Kompresör teknolojisinin mevcut durumu geçmiş dönemlerde yukarıda bahsedildiği şekilde incelenmişken bu çalışmada bugüne kadar ne üretici firmalar tarafından ne de araştırma yapan teknik personeller tarafından hiç değinilmediği şekilde, imalatçı firmada üretimi gerçekleştiren her bir pistonlu ve vidalı hava kompresörlerinin volumetrik verimlerinin, değişken parametrelere bağlı olarak detaylıca ortaya çıkarılması hedeflenmektedir. Mümkün olduğunca en üst seviyede volumetrik verimlilik değerlerine ulaşmak ve volumetrik verimliliği daha ileri seviyelere ulaştırmayı hedeflemek bu çalışmanın temel sebebidir. Volumetrik verim hesaplamaları yapılırken hem kompresörün tankı doldurma süreleri hesabından hem de debimetre ile debi ölçümlerinden yararlanılacaktır. İki yöntem için kıyaslama yapılarak sapma yüzdesi belirlenmeye çalışılmakta ve volumetrik verimi etkileyen parametrelerin ayrıntılı olarak analizlerinin yapılması amaçlanmaktadır. Buna ek olarak bu çalışmada kompresör kullanan her bir fabrika için fayda sağlayacak basınçlı hava enerji tasarruf senaryolarından detaylıca bahsedilecektir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

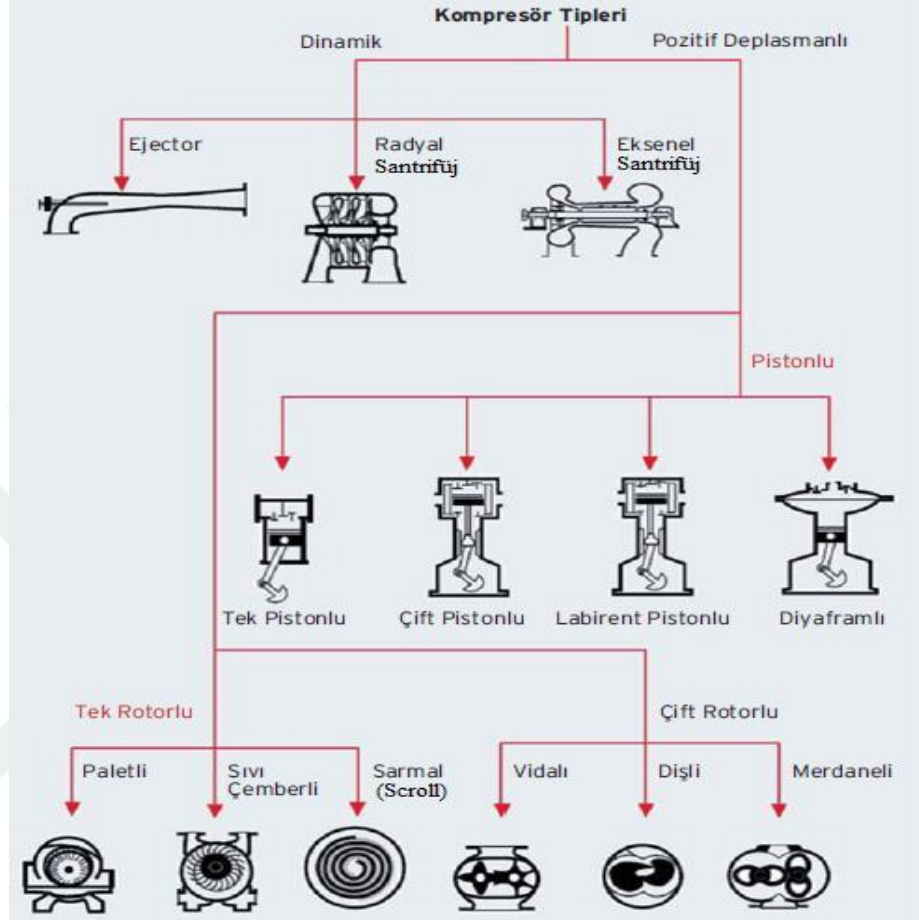
Genelde sıkıştırılabilir bir akışkanın basıncını arttırmak amacı ile kullanılan makineler kompresör olarak adlandırılmaktadır. Kompresörün en önemli işlevi basıncı arttırmasıdır. Bu anlamda giriş basıncı yüksek basınçlı bir değer de olabilir, bir vakum değeri de olabilir. Benzer şekilde çıkış basıncı atmosferin altında bir değer de olabilir, on binlerce paskal değerinde de olabilir. Kompresörlerin çok geniş bir kullanım alanı bulunmaktadır. Isıtma ve soğutma sistemlerinde petrokimya endüstrisinde, otomobillerde, buzdolaplarında, apartmanlarda, uçaklarda, gaz türbinleri gibi pek çok alanda kompresör kullanılmaktadır. Akışkan olarak hava, buhar gibi molekül ağırlıkları göz önüne alındığında sıkıştırılabilir pek çok akışkan kullanılabilir (Karakoç ve ark. 2012).

İdeal bir kompresörde şu özellikler aranır:

- a) İlk kalkışta dönme momentinin mümkün olduğunca az olması,
- b) Değişik çalışma şartlarında emniyet ve güvenliği muhafaza etmesi,
- c) Ömrünün uzun olması ve daha az çalışması,
- d) Titreşim ve gürültü seviyelerinin kısmi ve tam yüklerde ve değişik şartlarda belirli seviyenin üstüne çıkması,
- e) Sürekli bir kapasite kontrolü ve geniş bir yük değişimi, çalışma rejimine uyabilme,
- f) Daha az güç harcayarak birim soğutma değerini sağlayabilmesi,
- g) Maliyetin mümkün olduğunca az olması,
- h) Verimlerinin kısmi yüklerde de düşmemesi (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

Fakat bu karakteristiklerin tümüne birden sahip olan bir kompresör yoktur denebilir. Uygulamadaki şartlara göre yukarıdaki karakteristiklerden en fazlasını sağlayabilen kompresör tercih edilecektir (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

Kompresörler gaz basıncını artırma yöntemine göre pozitif deplasmanlı ve dinamik kompresörler olarak iki ana gruba ayrılır. Kompresörler tipleri Şekil 3.1'deki gibi sınıflandırılmaktadır (Etemoğlu ve ark. 2016).



Şekil 3.1. Kompresörlerin sınıflandırılması (Etemoğlu ve ark. 2016)

3.1.1. Pistonlu kompresörler

Soğutma sistemlerinde en çok kullanılan kompresör türüdür. Silindir içine yerleştirilmiş ileri-geri hareket eden piston ve piston hareketine uyumlu çalışan emme ve basma valflerinden oluşur (Bayır 2008). Bir silindir içerisine gidip, gelme hareketi yapan bir pistonla sıkıştırma işlemini yapan bu tip kompresörlerde, tahrik motorunun dönme hareketi bir krank-biyel sistemi ile doğrusal harekete çevrilir (Şekil 3.2). Buhar haldeki soğutucu akışkanı çekmek için silindir içindeki pistonun aşağı doğru hareketiyle birlikte emiş vanaları açılır. Buhar haldeki soğutucu akışkan pistonun yukarı doğru hareketiyle

sıkıştırılır ve silindir içindeki basınç, yoğuşma basıncının biraz üzerine çıktığında akışkan dışarı atılır (Yamankaradeniz ve ark. 2009).



Şekil 3.2. Pistonlu kompresör (Anonim 2017a)

Pistonlu kompresörlerin avantajları şöyle sıralanabilir:

- Her çeşit motorla tahrik olabilirler.(elektrik motorları, buhar ve gaz türbini, benzin veya dizel motorları)
- Devir sayısı kayış kasnak ve benzeri sistemlerle ayarlanabilir.
- Tahrik motoru arıza yapınca hemen değiştirilerek, çalışma aksatılmaz.
- İmalat kalitesi çok iyidir (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

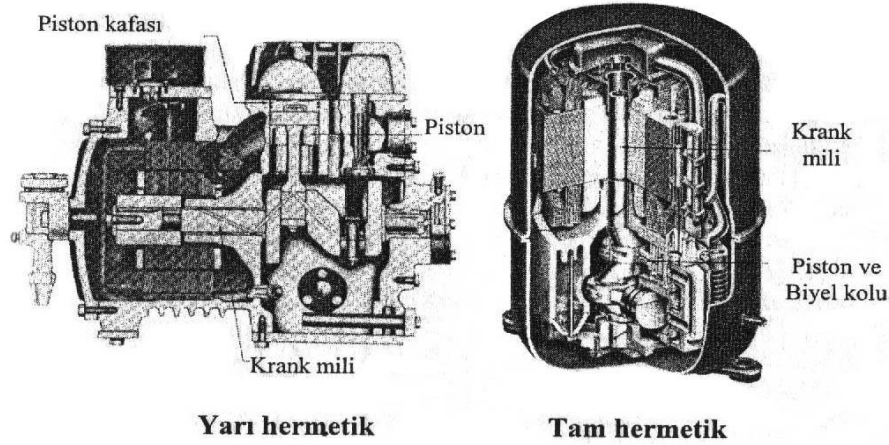
Pistonlu kompresörlerin dezavantajları ise şöyle sıralanabilir:

- Soğutma devresinde, motorun ısı kayıpları geri kazanılmaz. Isı pompaları açısından önemli bir faktör olduğu unutulmamalıdır.
- Sıvı darbelerine karşı diğer kompresörlere nazaran daha az mukavimdir.
- Soğutucu akışkan kaçakları meydana gelir ve bu çok önemli bir durumdur (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

Pistonlu kompresörler; açık tip pistonlu kompresörler ve hermetik tip pistonlu kompresörler olarak ikiye ayrılırlar (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

Açık tip olarak bahsedilen pistonlu kompresörler Şekil 3.2’de gösterilen şekildedir. Kayış tahrikli ya da bir kavramayla doğrudan bağlantılı bir dış motor tarafından tahrik edilen kompresör kastedilmektedir. Bu tip kompresörlerde motorun sağladığı güç 3 kW ile 250 kW arasında değişebilmektedir (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

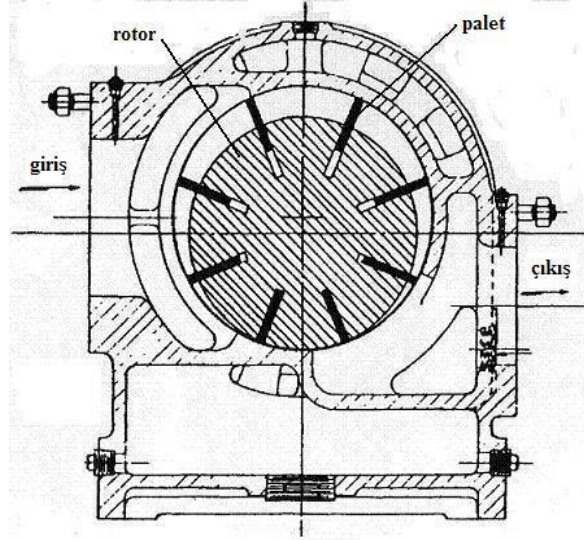
Açık tip kompresörün aksi olan tip kompresörler ise, motorla kompresörün aynı muhafazada korunduğu hermetik (sızdırmaz) kompresördür. Bu tip kompresörlerde genellikle R-12, R-22 ve R134a soğutucu akışkanları kullanılır. En fazla üretilen kompresörler hermetik tip kompresörlerdir. Hermetik kompresörler ise kendi arasında tam hermetik ve yarı hermetik olmak üzere ikiye ayrılırlar. Şekil 3.3’te tam hermetik ve yarı hermetik kompresörler görülmektedir (Yamankaradeniz ve ark. 2009).



Şekil 3.3. Yarı hermetik ve tam hermetik kompresörler (Yamankaradeniz ve ark. 2009)

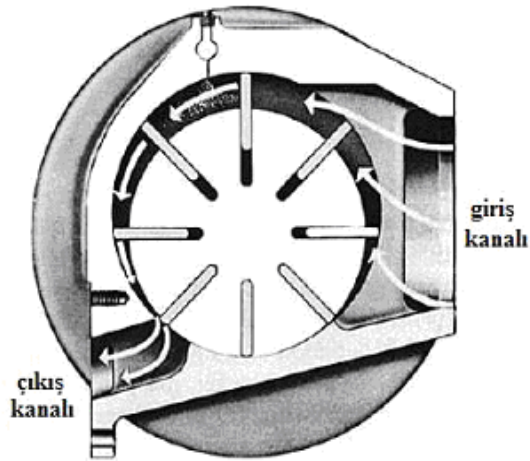
3.1.2. Paletli kompresörler

Paletli kompresörlerin en basit tanımı silindirik bir gövde içine hazne boşluğundan küçük çapta bir silindirik rotorun yerleştirilmesiyle oluşan bir yapıdır (Şekil 3.4). Silindirik rotor boşluğun hacminden küçük olduğu için eksantrik bir yapı oluşur (Brown 1997).



Şekil 3.4. Paletli kompresör kesiti (Brown 1997)

Silindirik rotor üzerinde radyal biçimde yerleştirilmiş serbestçe kanallarında hareket edebilen paletler bulunmaktadır. Giriş kanalından içeri alınan gaz, dönen eksantrik rotorun oluşturduğu santrifüj kuvvetin etkisiyle kayan ve silindir gövdesine doğru kayan paletlerin oluşturdukları kapalı hacim arasına hapsedilir. Her iki palet arası bir sıkıştırma odası oluşturur. Rotorun dönüşü ile bu odalar gittikçe küçülür (Şekil 3.5) ve gazın sıkıştırılması sağlanmaktadır (Brown 1997). Paletlerin sayısı kapasiteye göre değişmekle birlikte 24'e kadar çıkabilmektedir (Davidson ve Bertele 1996).

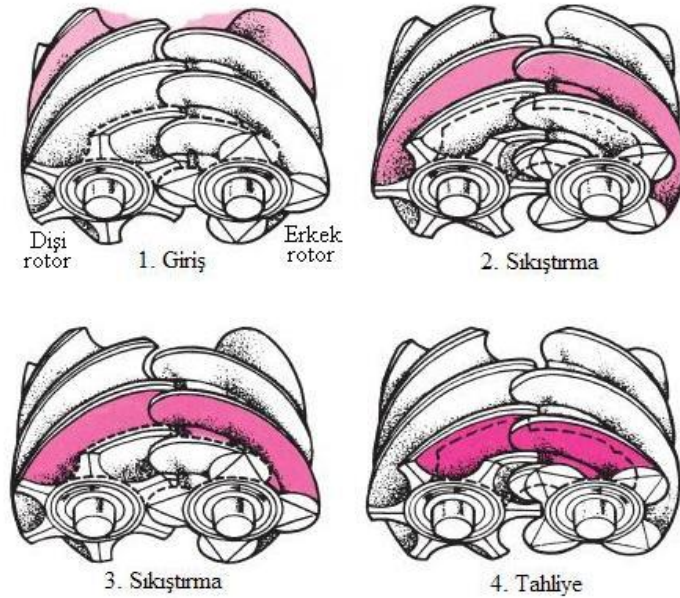


Şekil 3.5. Paletli kompresörlerde akış şeması (Petchers 2003)

Kapasiteleri 100000 m³/h değerine kadar çıkabilmektedir. 27 bar'a kadar da sıkıştırma yapabilmektedir (Brown 1997). Paletli kompresörler, düşük kapasiteli genel endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır (Davidson ve Bertele 1996).

3.1.3. Vidalı kompresörler

Vidalı kompresörler dişleri birbirini saran birisi erkek dişi bir helisel vida çiftinden (helisel rotorlar) oluşmaktadır. Şekil 3.6'da görüldüğü gibi, helisel kompresörün çalışması dişleri birbirini saran iki helisel vidadan birinin, diğerini hareket ettirerek sıkıştırması esasına dayanır. Emme deliği açıkken helisel rotorların dönmesi ile gaz emilir ve emilen gaz helisel rotorlar arasındaki gittikçe artan boşluğu, helisel rotorlar boyunca doldurduktan sonra emme deliği kapatılır. Helisel rotorlar dönmeye devam ederek aradaki gazı sıkıştırır. Bunu takiben basınç deliği açılır ve sıkıştırılmış gaz soğutma sistemine akar (Yamankaradeniz ve ark. 2009).



Şekil 3.6. Vidalı kompresörlerde sıkıştırma çevrimi (Pirro ve Wessol 2001)

Soğutucu akışkanın helisel boşluklardaki hareketi hem radyal, hem de aksel yönde oluşmaktadır. Helisel dişlilerden birisi (genellikle erkek olanı) tahrik gücünü sıkıştırma işlemine iletir ve bu işlem sırasında diğer dişli serbest durumda tahrik edeni takip

ederek döner. Ancak, her iki helisel dişlinin de ayrı ayrı tahrik gücü verilerek, senkronize edilmiş devir sayılarıyla tahrik edildiği tasarım şekillerine de rastlamak mümkündür (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

Vidaların çapı ve uzunluğu kompresörün kapasitesini etkiler. Daha uzun vida, daha yüksek basınç demektir. Daha büyük çap ise daha yüksek kapasite anlamına gelmektedir (Ersever 2008).

Vidalı kompresörler kuru/yağsız çalışacak tarzda tasarlandığı gibi daha çok yağ püskürtmeli olarak yapılır (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

Şekil 3.7’de yağ enjekteli vidalı kompresörler görülmektedir. Kullanım alanları çok geniş olmakla birlikte; başta doğalgaz ve petrol tesisleri olmak üzere çeşitli kirli ve zehirli gazların sevkinde, genel amaçlı basınçlı hava uygulamalarında tekstil, gıda, ilaç, kimya sanayilerinde basınçlı gaz ihtiyacını karşılamaktadır. Ayrıca soğutucu gazların sevkinde, basınçlandırılmasında bu tip kompresörlerden yararlanılmaktadır (Hanlon 2001).



Şekil 3.7. Yağ enjekteli vidalı kompresörler (Anonim 2017a)

Vidalalı kompresörlerin avantajları şöyle sıralanabilir:

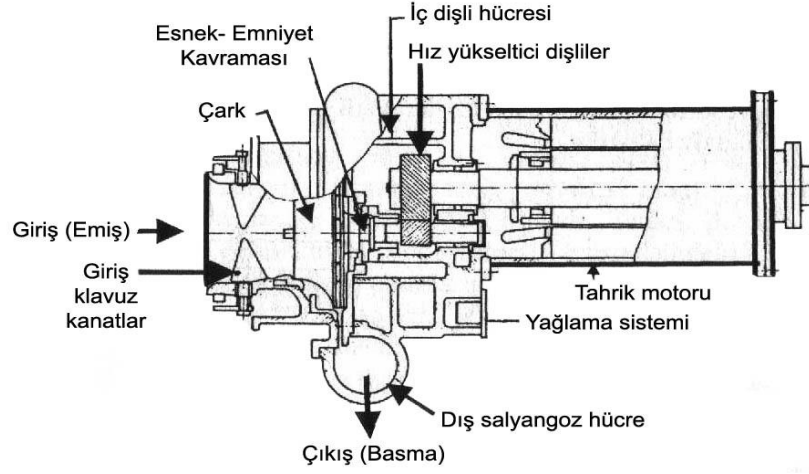
- Verim yüksektir,
- Titreşim ve gürültü yoktur,
- Gaz akışı süreklidir,
- %15 ile %100 arasında güç ayarı yapılabilir,
- Supap ve öteleme hareketi yapan parçaları yoktur,
- Sıkıştırma verimi yüksektir,
- Parçalarda aşınma yoktur (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

Vidalalı kompresörlerin dezavantajları şöyle sıralanabilir:

- Fiyatları oldukça yüksektir,
- Diğer kompresör tiplerine nazaran daha fazla enerji sarf eder,
- Motor kayıplarının geri kazanılması mümkün değildir (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

3.1.4. Santrifüj (Turbo) kompresörler

Buhar sıkıştırma çevrimiyle soğutma işlemi yapan santrifüj kompresörlerin, pistonlu ve kayar paletli veya vida tipi kompresörlerden farklı pozitif sıkıştırma işlemi yerine santrifüj kuvvetlerden faydalanarak sıkıştırma işlemini yapmasıdır (Şekil 3.8). Santrifüj kompresörlerle özgül hacmi yüksek olan akışkanların (daha geniş hacimlerin) kolayca hareket ettirilmesi mümkün olduğu için sık sık büyük kapasiteli derin soğutma (-100 °C kadar) işlemlerinde uygulandığı görülür. Santrifüj kuvvetlerin büyüklüğü hızların karesi ile doğru orantılı olduğundan, giriş-çıkış basıncı farklarının büyütülmesi devrin artırılması ile veya rotor çapının büyütülmesiyle veyahut ta kademe sayısı artırılarak sağlanabilir. Bu nedenle santrifüj makinelerde nadiren de olsa 90 000 d/d gibi çok yüksek rotor devirlerine rastlamak mümkündür. Bu yüksek devirlerin sağlanması için tahrik motoru ile kompresör mili arasına devri yükseltici bir dişli kutusu konulur. Yüksek devirli buhar veya gaz türbinleriyle direkt akuple şekilde tahrik edilen santrifüj kompresörlere uygulamada rastlamak mümkündür (Özkoç 1985).

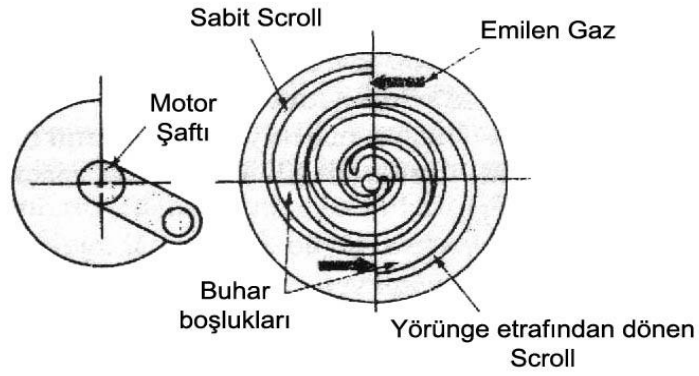
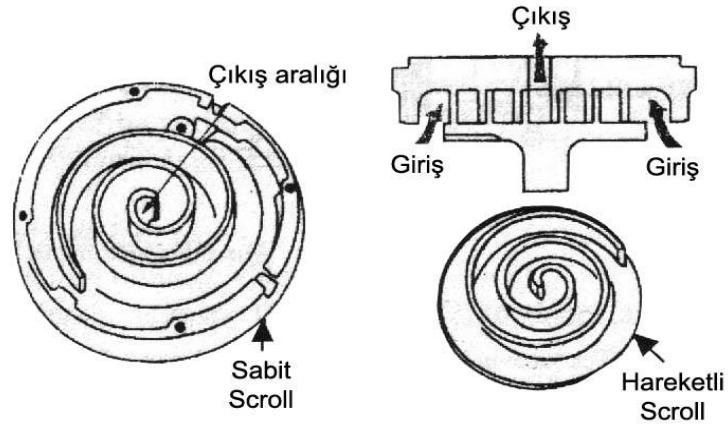


Şekil 3.8. Tek kademeli santrifüj kompresör (hermetik tip) (Özkol 1985)

3.1.5. Scroll (Sarmal) kompresörler

Scroll kompresör, soğutucu akışkan buharını sıkıştırma işi için birbirini üzerine geçmeli, iki spiral disk kullanılır. Şekil 3.9’da görülen üst bölgede, üstteki scroll sabit, diğeri hareketlidir. Buharın girişi, scrollun dış kenarından olurken çıkış, sabit scrollun merkezinden olmaktadır. Alt resimde ise, bir yörüngede hareketli scroll, sabit scroll etrafında döner. Bu hareket esnasında emilen buhar, iki scroll arasında sıkıştırılır. Hareketli scroll dönerken, soğutucu akışkan buharını çıkış ağzına doğru sıkıştırılır. Scroll kompresörler, pistonlu kompresörlere nazaran daha az hareketli parçaya sahiptirler. Bu yüzden daha sessiz çalışırlar (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

Geometrik yapısı sebebiyle kontrollü ve dengeli bir dönme hareketi gerçekleştirir. Böylece titreşimsiz çalışır. Giriş ve çıkışlarda valfler olmadığı için verim kaybı daha azdır. Yağlı ya da yağsız çalışabilmektedir. Geometrisinden dolayı boyutları belli bir noktadan sonra gaz kaçaıklarına sebep olmaktadır. Bu da verimi oldukça düşürür. Buna rağmen çıkışta 8-12 bar arası değerler elde etmek mümkündür. Endüstride buzdolabı kompresörü olarak ve ayrıca otomobillerde havalandırma ünitelerinde kullanılmaktadır (Hanlon 2001).



Şekil 3.9. Scroll kompresörün iç yapısı (Yamankaradeniz ve ark. 2009)

Bu çalışma içerisinde, kompresör imalatçısı firmada üretimi gerçekleştiren pistonlu ve vidalı hava kompresörleri üzerinde teorik ve deneysel olarak analiz çalışmaları yapılmaktadır.

3.2. Yöntem

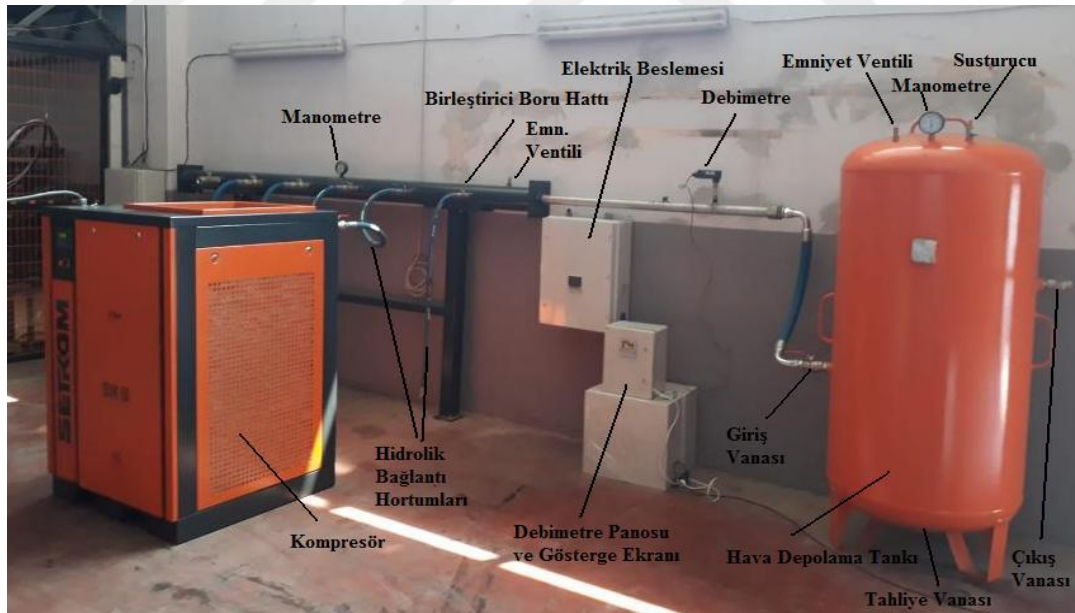
Yapılan araştırmaların yoğunluğu volumetrik verimliliğin tespiti, değerlendirilmesi ve volumetrik verimliliğin artırılması yönündedir. Bu yüzden volumetrik debinin ölçülmesi en önemli kısıttır. Çeşitli debi ölçme yöntemleri kullanılabilir. Bu çalışmada kompresörlerde volumetrik verimliliği belirlemek için iki farklı metod kullanılmıştır. Bunlar debimetre yardımıyla volumetrik debi ölçümleri ve tank doldurma

süresi ile volumetrik debi ölçümleridir. Kullanılan bu metodlar daha sonra karşılaştırılarak analizler oluşturulacak ve sapma oranları belirlenecektir.

3.2.1. Debimetre yardımıyla volumetrik debi ölçümleri

Debimetre ile yapılan ölçümler, bir bireye bağlı olmaksızın gerçekleştirilmektedir. Buradaki en önemli husus debimetre için doğru bir ölçüm düzeneği oluşturulmasıdır. Olması gerektiği şekilde yapılan deney düzeneği sayesinde hata oranının en az olabildiği volumetrik debi ölçüm yöntemlerindedir. Kullanılan debimetrenin ölçüm doğruluk ve hassasiyet değeri tüm ölçümler için en önemli parametredir.

Şekil 3.10'da ölçümlerin gerçekleştiği kompresör imalatçısı fabrika içerisinde yer alan test odası görülmektedir. Test odası içerisinde ölçümlerin sağlıklı bir şekilde yapılabilmesi için deney düzeneği ekipmanları; kompresör, birleştirici boru hattı, debimetre ve hava depolayan tank bir zincir halkası şeklinde birbirine kenetlenmiştir.



Şekil 3.10. Deney düzeneği genel görüntüsü

1883 yılında eğer ölçemezseniz, onu geliştiremezsiniz diyen Lord Kelvin ölçümlerin ne kadar değerli ve olmazsa olmaz olduğunu belirtmiştir (Anonim 2012).

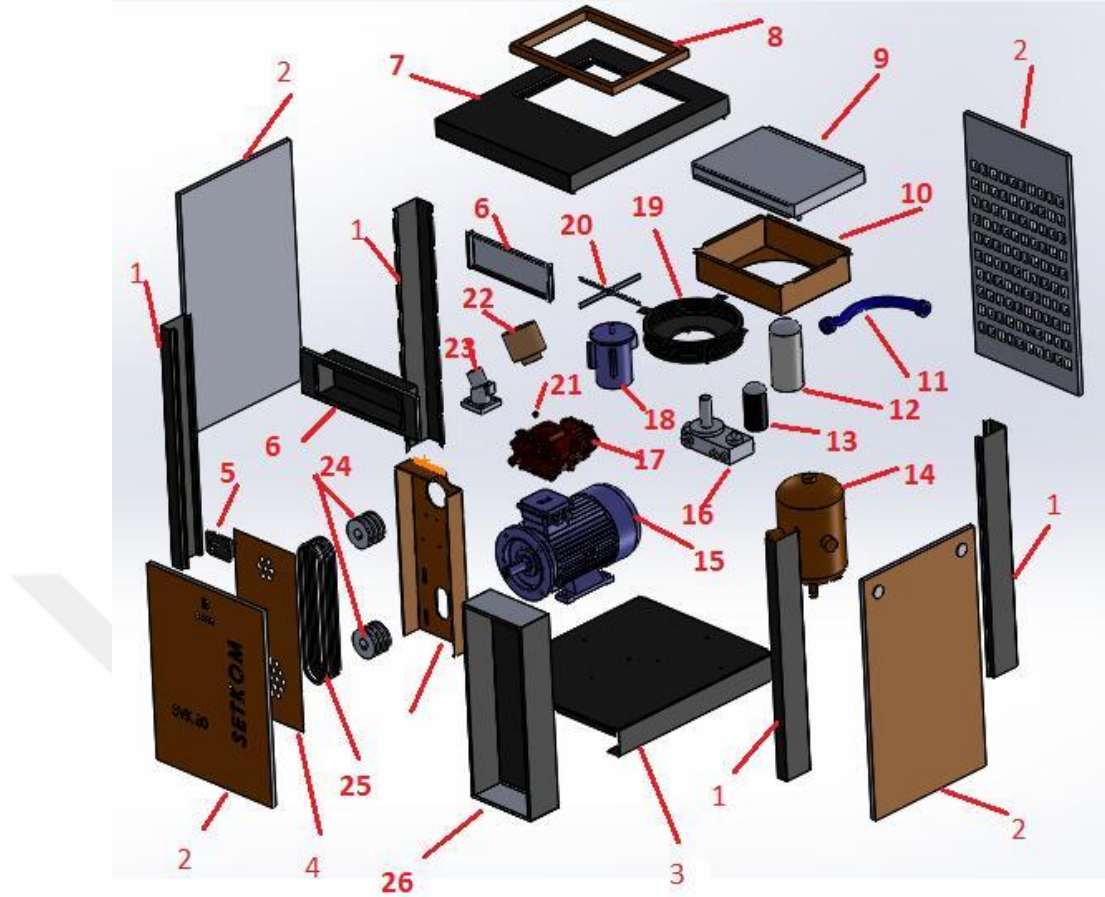
Kompresör

Üzerinde çalışılan malzeme olan kompresörler, içerisindeki vida grubu veya hava üretici, emiş grupları, elektrik motorları, soğutma sistemleri ve yağlama yağı gibi birçok bileşenin kombine şekilde çalıştığı yapılardır. Her bir bileşenin yanlış dizaynı ve yanlış seçilmesi ciddi anlamda enerji kaybına sebep olabilmektedir. Şekil 3.11 deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği vidalı kompresörlerden SVK 30 ve Şekil 3.12’de SVK 30 vidalı kompresöre ait patlatılmış resmi görülmektedir.



Şekil 3.11. SVK 30 vidalı kompresör

İmalatçı firmada 5,5 kW ile 355 kW arasındaki güçlerde vidalı kompresör imalatı yapılabilmektedir. Bu çalışmada 5,5 kW ile 250 kW arasındaki güçler üzerinde çeşitli deneysel çalışmalar gerçekleştirilmektedir.

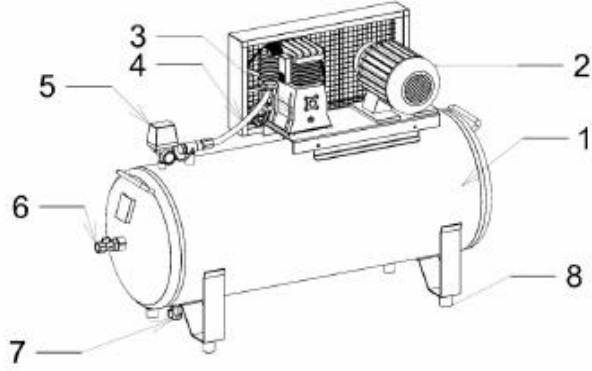


Vidalı Kompresör Bileşenleri: 1-Kasa direkleri, 2- Kapaklar, 3-Alt taban, 4-Mesnet kapağı, 5-Plc kontrol ekranı, 6- Panel sacı, 7-Üst kapak, 8-Çerçeve, 9-Radyatör, 10-Davlumbaz, 11-Hidrolik hortum, 12-Seperatör, 13-Yağ filtresi, 14-Yağ tankı, 15-Ana motor, 16- Seperatör takozu, 17-Vida grubu, 18-Fan motoru, 19-Fan tel koruması, 20-Fan, 21-Basınç sensörü, 22-Hava filtresi, 23-Emiş valfi, 24-Kasnaklar, 25-Kayışlar, 26-Pano.

Şekil 3.12. SVK 30 vidalı kompresör patlatılmış resmi

Vidalı kompresörlerin yanında deneylerde üzerinde değerlendirmeler yapılan model pistonlu kompresörlerdir (Şekil 3.13). Genellikle düşük oranda basınçlı hava ihtiyacı olan firmalarda tercih edilirler.

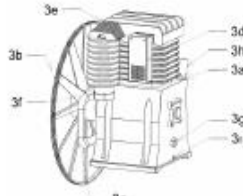
İmalatçı fabrikada üretimi gerçekleşen 1,5 kW ile 11 kW arasındaki elektrik motor gücüne sahip pistonlu kompresörler üzerinde çalışmalar yapılmıştır. 1,5 kW ile 3 kW arasında monofaze (220 Volt) motor alternatif olabilirken, trifaze (380 Volt) motorlu pistonlu kompresörlerde böyle bir sınırlama mevcut değildir.



RESİM 1

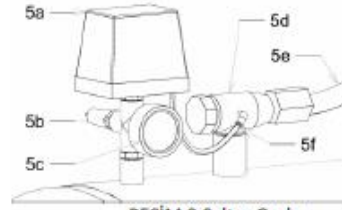
- 1.Hava Tankı
- 2.Elektrik Motoru
- 3.Hava Üretici(Resim 2'ye bakınız)
- 4.Fleks Hava Nakil Hortumu

- 5.Şalter Grubu (Resim 3'e bakınız)
- 6.Hava Çıkış Vanası
- 7.Su Boşaltma Vanası
- 8.Vibrasyon Takozu



RESİM 2:Hava Üreteci

- 3a: Gövde
- 3b: Kasnak
- 3c: Kademe Borusu(Kademeli Modeller)
- 3d: Hava Filtresi
- 3e: Çıkış Kolektörü
- 3f: Fleks Bağlantı Redüksiyonu(Bazı Modeller)
- 3g: Yağ Göstergesi
- 3h: Yağ tapası
- 3i: Yağ boşaltma civatası



RESİM 3:Şalter Grubu

- 5a: Basınç Şalteri
- 5b: Emniyet Ventili
- 5c: Manometre
- 5d: Çek valfi
- 5e: Fleks Hava Nakil Hortumu
- 5f: Hava Tahliye Hortum Sistemi

Şekil 3.13. Genel pistonlu kompresör resmi ve pistonlu kompresörlere ait bileşenler (Anonim 2017b)

Debimetre

Sıkıştırılmış hava gereksinimi, genellikle diğer ekipmanlardan daha fazla elektrik tüketimi gerektirir. Debi ölçerler bir kompresör sistemi üzerindeki kaçakların belirlenmesine, fabrika verimliliğini arttırıcı genel kullanım izlemesine ve departmanların basınçlı hava tüketimlerini azaltma noktasında yardımcı olurlar. Bu sayede ciddi oranda para tasarrufu sağlanır (Steinberg 2013).

Deneyleerde kullanılan debimetre, direkt olarak akış ölçer. 1000 de 1 duyarlılık oranıyla sızıntıların belirlenmesini oldukça kolaylaştırır. Basit montajı ve düşük maliyeti

sebebiyle hava tesisatında birçok noktayı denetleme fırsatı tanımaktadır. Montaj hattı içine kolaylıkla monte edilebilmektedir (Şekil 3.14). Kullanımının alanı çok geniştir. Enerji maliyetleri azaltılırsa imalat işlemlerinde artış meydana gelir (Steinberg 2013).



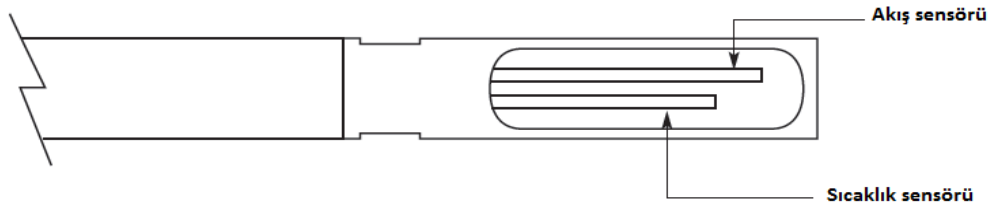
Şekil 3.14. Debimetrenin boru hattına montaj şekli

Test işlemlerinde mümkün olduğunca düz kesitli en uzun boru uzunluğu tercih edilmelidir. İyi gelişmiş akış profili için bu önemli bir detaydır. Boru uzunluğu belirlendikten sonra debimetrenin konumu ise akış yönünde debimetreye kadar 15 birim mesafe ve debimetreden sonraki borunun son noktasına kadar 5 birim mesafede olması akışın düzenliliğinin sağlanarak daha doğru değer elde edilmesi için tavsiye edilmektedir (Şekil 3.15). Düzensiz akış profili ve girdap etkisi oluşturabileceğinden tesisat işlemi yapılırken eğimlerden, deliklerden, fan uygulamalarından, ısıtıcılardan ve özellikle vana uygulama işlemlerinden mümkün olduğunca sakınmak gerekmektedir.



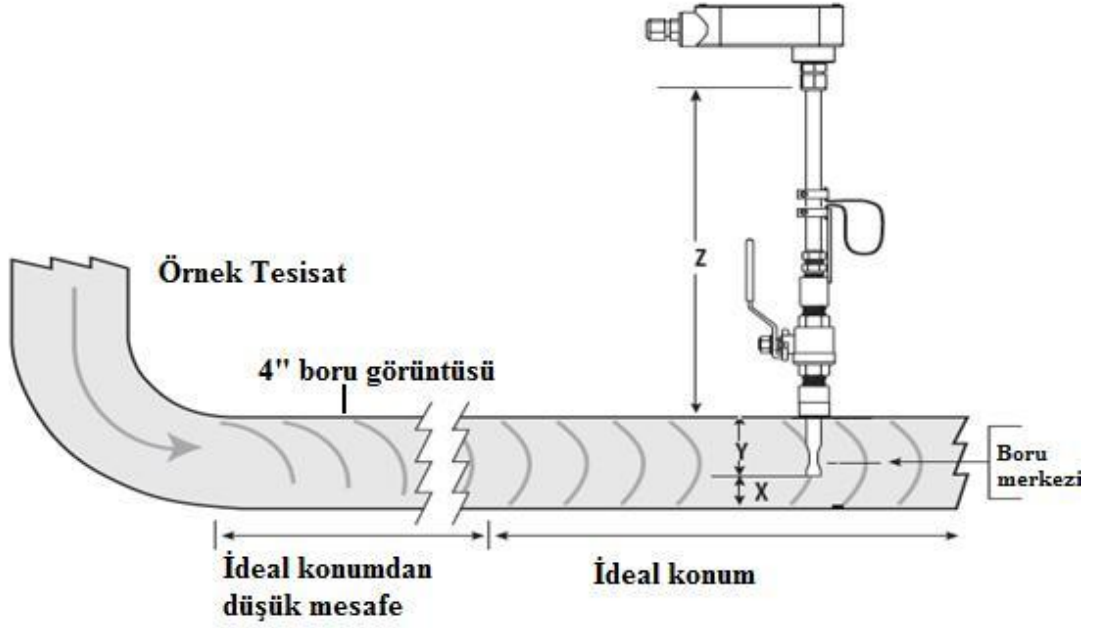
Şekil 3.15. Debimetrenin düz boru üzerindeki yerleşimi

Debimetrede birbiriyle koordineli şekilde çalışabilen iki adet platin sargılı ve birbiriyle kademeli şekilde bulunan iki adet sensör mevcuttur (Şekil 3.16). Bu sensörler paslanmaz çelikle çevrelenmiştir. Sensörlerden biri akış diğeri de sıcaklık algılayıcı görevdedir.



Şekil 3.16. Debimetre duyarlı sensörleri (Steinberg 2013)

Debimetrenin montaj derinliğine gelince, gelişmiş türbülanslı akış profili olduğu varsayılarak borunun merkez noktasına kolayca yerleştirilebilir ve düz bir şekilde monte edilebilmektedir (Şekil 3.17).



Şekil 3.17. Debimetrenin düz boru içinde daldırılma pozisyonu (Steinberg 2013)

Debimetrenin özellik detayları Çizelge 3.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. Debimetre teknik özellikleri (Steinberg 2013)

Marka	Sage Basic SIB Debimetre
Tip	Hat İçi- In Line
Bağlantı Çapı	1/2"
Sensör	1 er adet - Debi ve Sıcaklık
Malzeme	Platin Sargılı 316 Kalite Paslanmaz Çelik Kaplı
Güç	24 VDC (100 mA max.)
Elektronik Yapı	Mikroişlemcili
En Düşük Ölçüm Noktası	5 SFPM
Akış Doğruluğu	Okuma anında $\pm\%1$ hata oranı
Çalışma Gaz Sıcaklığı	-40° ile 200 F arası
Akış Çıkışı	4-20 mA
Ortam Sıcaklığı	-40° ile 150 F arası
Maksimum Çalışma Basıncı	500 PSIG

Hava tankı

Hava tankları kompresör çıkışındaki basınç dalgalanmalarını absorbe eder. Düzgün, aniden değişmeyen hava basıncı sağlar. Kompresör kapasitesini aşan ani hava taleplerinin karşılanabilmesi için gereken miktarda havayı depolar. Hava deposu kapasitesi kompresör kapasitesine ve hava talebinin şekline bağlı olarak saptanır. Hava deposunun litre olarak kapasitesi kompresörün litre/saniye olarak kapasitesinin 6 katından 10 katına kadar seçilebilir. Hava tankının diğer faydası, hava içindeki nemin yoğunlaşmasını ve oluşan yoğunlaşmanın (kondenstatın) boşaltılmasını kolaylaştırmasıdır. Hava tankları mümkünse tesisin en soğuk yerlerine yerleştirilmelidirler. Ortam havası korozyon yapıyorsa, hava deposunun astar bir boya ile boyanması gerekir (Tan 1996). Hava tankları dik ve yatay olarak imal edilebilirler. Şekil 3.18’de dik tank detayı görülmektedir.



Şekil 3.18. Dik hava tankı (Anonim 2017a)

Birleştirici boru hattı

Kompresörden çıkan havanın basınçlanması için kapalı bir kaptı depolanarak sıkıştırılması gerekmektedir. Kompresör ile tank arasında yer alan ve kompresör çıkışındaki havayı tanka iletilmesini sağlayan yapı birleştirici borulardır (şekil 3.19).



şekil 3.19. Birleştirici boru hattı

Sistemde birden fazla kompresör yer alabilme durumu göz önünde bulundurularak boru hattı üzerinde birden fazla çıkış oluşturulmuştur. Olabildięince lineer akışı sağlamak için boru boyları uzun sečilmiřtir. Büyük boru çapı 170 mm ve uzunluğu 3500 mm iken, tesisata devam eden ve üzerinde debimetre bulunduran borunun çapı 60 mm ve uzunluğu 1600 mm olarak sečilmiřtir. Boru malzemesi paslanmaz çeliktir. Seçilen değerlerin belirlenmesinde tamamıyla debimetre üreticisi firma tarafından önerilen mesafeler göz önünde bulundurulmuştur.

Borulama işlemlerinde genelde St 37 malzemedenden üretilmiş dikişsiz borular kullanılır. İletilecek materyalin yapısına göre paslanmaz çelik (gıda), alüminyum alaşımlı hafif metal (tozsuz plastik malzeme iletimi) veya hortum kullanılabilir. Pnömatik iletimde kullanılacak hortumlar; iletim borusu basıncına ve negatif basınca dayanıklı, kesitte

değişmezlik, oynaklık ve hareketlilik, kıvrım yaparken düşük yarıçap oluşturmama ve gereğinden fazla statik elektrik yüklenmeme özelliklerine sahip olmalıdır (Duman 2008).

Emniyet ventili

Emniyet ventili, borulama sistemleri, basınçlı tanklar ve kazanlarda meydana gelecek aşırı basınçtan oluşabilecek tehlikeleri önler (Şekil 3.20).



Şekil 3.20. Emniyet ventili

İnsanların, çalışma alanının (fabrika gibi) ve çevrenin oluşabilecek bir kazada tehlikeye düşmesini önler. Genel anlamda bir relief(boşaltma) vanadır. Emniyet ventilleri, fabrika çalışma basıncından belirlenen miktarlarda daha yüksek basınçlarda(bu değer sistem donanımları baz alınarak belirlenir) açma yapacak şekilde ayarlanır, böylece sistem basıncı negatif yönde etkilenecek şekilde sistemde ek enerji sarfiyatı engellenmiş olur. Aynı zamanda doğru belirlenen açma basınçlarında sistemle doğrudan (sistem donanımları gibi) veya dolaylı (çevre ve insan faktörü) olarak ilişkide olan elemanlar korunmuş ve emniyette tutulmuş olur (Özgül 2007).

Deneyleerde kullanılan emniyet ventilinin özellikleri Çizelge 3.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2. Emniyet ventili teknik özellikleri (Anonim 2018b)

Marka	Padovan Valerio
Model	TA11
Bağlantı Çapı	1/2"
Orifis Çapı	10,8 mm
Orifis Alanı	91,56 mm ²
Tahliye Faktörü	0,6
Maksimum Çalışma Basıncı	11 bar
Maksimum Yüksek Basınç	10%
Oring Yapısı	Viton
Çalışma Sıcaklığı	-10°C ile +200°C arası

Manometre

Manometreler basınç ölçmeye yarayan aletlerdir. Çalışma prensiplerine göre, yaylı, diyaframlı, elektronik sensörlü vb. tiplerde manometreler mevcuttur. Basınçlı hava sistemlerinde en çok kullanılan ölçüm elemanlarından olan manometreler basınçlı hava hattı üzerinde birçok yerden ölçüm alabilir ve basınçlı hava hattının durumu, kaçaklar, basınç düşümleri hakkında ilgili mühendise bilgi verir (Soylu 2017). Tüm basınçlı hava sistemlerinde; ara soğutma, çıkış, yağ, soğutma suyu basınçlarının görülebilmesi için manometre kullanılması gerekir. Manometre seçilirken istenen nitelikte olmasına dikkat edilmeli ve belirli aralıklarla manometrenin gösterdiği basıncın doğruluğu kontrol edilmelidir (Etemoğlu ve ark. 2016).

Şekil 3.21’de deneyleerde kullanılan manometre gösterilmiştir.



Şekil 3.21. Alttan çıkışlı kuru tip manometre

Çizelge 3.3'te deneyde kullanılan manometrenin teknik detayları verilmiştir.

Çizelge 3.3. Manometre teknik özellikleri (Anonim 2018c)

Marka	Simga
Model	Ø 100 kuru tip alttan çıkışlı manometre
Bağlantı Çapı	1/2"
Kalite Sınıfı	2,5 (DIN 16005)
Mekanizma	Pirinç
Gövde	Çelik, siyah fırın boyalı
Çerçeve	Çelik, siyah fırın boyalı, kromaj
Basınç Elemanı	CuSn 8 Bourdon tüpü
Çevre Sıcaklığı	-25°C ile +60°C arası

Kondens tahliye vanası

Basıncı hava sistemlerinde; kompresörün üretmiş olduğu basınçlı hava, çıkış sıcaklığı ne olursa olsun her zaman %100 nem taşımaktadır. Elde edilen basınçlı hava içerisinde bulunan su buharı hava tankında soğumakta ve buhar fazındaki su yoğunlaşarak kondens haline gelmektedir. Yoğuşan su başta hava tankı olmak üzere, tesisatta yer alan kolektör ve borularda paslanmalara neden olmakta ve uzun vadede sisteme kalıcı zararlar vermektedir. Bununla beraber biriken kondens hava akışıyla birlikte düzenli olarak sisteme yürümekte ve pnömatik ekipman arızalarını tetiklemektedir. Dolayısıyla başta hava tankı olmak üzere; filtrelerde, kurutucularda, su seperatörlerinde, kolektörlerde,

basıncılı hava hatlarında ve şartlandırma ekipmanlarında biriken kondensin sürekli ve düzenli tahliyesi gerekmektedir. Endüstride bu işlemi yapan ekipmanlar tank altı su atıcı, otomatik su atıcı, tank altı kondenstop, hava kondenstopu, otomatik kondens tahliye valfi, kondens atıcı ve kondens tahliye ünitesi gibi isimlerle adlandırılırlar (Etemoğlu ve ark. 2016).

Kondens tahliyesi; manuel kontrollü (insan denetiminde), zaman kontrollü ve otomatik tahliye olarak üç farklı şekilde yapılabilir. Manuel kontrollü kondens tahliyesi firmalarda çalışanlar tarafından yapılmaktadır. Bu yöntemle tankta biriken suyun tahliyesi unutulabilmekte ve tüm hatta kondens ilerleyebilmektedir. Zaman kontrollü tahliyede ise zaman kontrollü valfler kullanılır ve belirli zaman aralıklarıyla tahliye yapılır. Kondensi zamanında tahliye edememektedir. Otomatik tahliye sistemleri en çok önerilen yöntemdir. Sıfır hava kaybıyla çalışan otomatik tahliyeler ile insan hatalarından kaynaklanan aksilikler ortadan kalkarken, bu işlem sırasında meydana gelen basınçlı hava kayıpları da engellenmiş olmaktadır. Bu sistemlerin kurgusunda ve işletilmesinde ekipman önü filtre konulmalı, periyodik kontrolleri düzenli bir şekilde yapılmalıdır (Etemoğlu ve ark. 2016).

Çalışmalardaki deney düzeneğinde manuel tahliye vanası kullanılmıştır (Şekil 3.22).



Şekil 3.22. Manuel tahliye vanası (Anonim 2018d)

Çizelge 3.4'te deneyde kullanılan tahliye vanasının teknik özellikleri belirtilmiştir.

Çizelge 3.4. Tahliye vanası teknik özellikleri (Anonim 2018d)

Marka	Konsan
Model	Mini küresel vana
Bağlantı Çapı	1/2"
Gövde	CuZn40Pb2 (Nikel Kaplı)
Kapak	CuZn40Pb2 (Nikel Kaplı)
Küre	CuZn40Pb2 (Nikel Kaplı)
Sızdırmazlık Rengi	PTFE (Teflon)
Mil	CuZn39Pb3
Mandal	Aluminyum (Fırın Boya)
Salmastra (O-ring)	Nitril / NBR

Hidrolik bağlantı hortumları

Kullanma (hizmet) koşullarına uygun yapılı, kuvvetlendirilmiş, yağ direnci yüksek, kaliteli lastik ya da plastik hortumlar kullanılmalıdır. Hortumların ve fittingslerin delik çapına özellikle dikkat edilmelidir. Yetersiz büyüklükte delik çapı aşırı basınç kaybına neden olabilir (Etemoğlu ve ark. 2016).

Değişik bağlantı çaplarında (3/4"- 2") hidrolik bağlantı hortumları, farklı çıkış çaplarındaki kompresörler için çalışma alanında hazırlanmıştır (Şekil 3.23).



Şekil 3.23. Hidrolik bağlantı hortumları

Çizelge 3.5’te hidrolik hortumların özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.5. Hidrolik bağlantı hortumları (Anonim 2018e)

Marka	Sel
Model	Ultimate hortum
Bağlantı Çapı	3/4"- 2"
İç Yapı Malzemesi	Yüksek sıcaklıktaki yağ dirençli sentetik kauçuk
Güçlendirme Malzemesi	Esnekliği yüksek çelik tel örgü
Dış Çevre Kaplaması	Yağ, aşınma ve su dirençli sentetik kauçuk
Maksimum Çalışma Sıcaklığı	+150°C
Maksimum Çalışma Basıncı	35 bar (3")- 250 bar (3/16")

Basınç sensörü

Basınç sensörleri basıncı algılayan ve bu algılanan değeri basınç değişimlerine bağlı olarak değişen elektrik sinyallerine dönüştüren cihazlardır. Üretici firmada kullanılan basınç sensörleri hava kompresörleri için üretilmiştir (Anonim 2018f). Şekil 3.24’te deneylerde kullanılan basınç sensörü gösterilmektedir.



Şekil 3.24. Basınç sensörü (Anonim 2018f)

Çizelge 3.6’da basınç sensörlerinin teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.6. Basınç sensörü teknik özellikleri (Anonim 2018f)

Marka	Enko Elektronik
Tip	EPT 420
Bağlantı Çapı	1/4"
Ölçüm Aralığı	0-16 bar
Çıkış Sinyali	4-20 mA
Besleme Voltajı	+9...30 VDC
Hassasiyet	1%
Koruma Sınıfı	IP 65
Çalışma Sıcaklığı	-20°C... +85°C
Gövde	Paslanmaz çelik gövde pirinç
Ağırlığı	140 g

Sıcaklık sensörü

Vidalı hava kompresörlerinin vida sıcaklığını ölçmek için tasarlanmıştır (Şekil 3.25). 3 metre kablolu ve pirinç rekor ile montajı yapılır. Sensör Tipi NTC dir. Kompresör kontrol üniteleriyle uyumlu çalışır (Anonim 2018g).



Şekil 3.25. Sıcaklık sensörü (Anonim 2018g)

Çizelge 3.7’de sıcaklık sensörlerinin teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.7. Sıcaklık sensörü teknik özellikleri (Anonim 2018g)

Marka	Enko Elektronik
Bağlantı Çapı	3/8"
25°C deki Yüksüz Değeri	10 000 Ω
25°C deki Tolerans	$\pm 1\%$
Çalışma sıcaklık Aralığı	- 40°C ile 105°C
Dielektrik Gücü	1500 V AC
Koruma Sınıfı	IP 68

Kompresör kontrol ünitesi

Kompresör kontrol ünitesi kompresörün çalışmasını, durmasını, basınç regülasyonunu, şebeke basınç ve vida sıcaklık ölçümlerini, alarm durumlarında koruma fonksiyonlarını sunan mikroişlemci kontrollü bir üründür. Cihaz bir kompresör panosundaki göstergeleri tek panel üzerinde toplayarak pano maliyetlerini düşürür. Cihaz şebeke basıncını istenmesi durumunda vida basıncını, vida sıcaklığını ve kompresörün durumunu gösteren 2x16 arka aydınlatmalı LCD ekrana sahiptir. Aynı zamanda alarm ve uyarı durumları LCD ekran üzerinden görülebilir. Cihazın paneli üzerinde alarm ve kompresör çalışma/durma durumlarını gösteren 2 LED indikatör bulunur (Anonim 2018h). Şekil 3.26'da kullanılan kontrol ünitesi gösterilmiştir.



Şekil 3.26. Kompresör kontrol ünitesi

Cihaz üzerinde anlık basınç ve sıcaklık görülebilir. Aynı zamanda kompresörün çalışma durumu takip edilebilir. Cihaz içerisinde ayarlanabilir bakım takip modu mevcuttur.

Kontrol ünitesine ait özellikler Çizelge 3.8’de verilmiştir.

Çizelge 3.8. Kontrol ünitesi teknik özellikleri (Anonim 2018h)

Marka	Enko Elektronik
Tip	CCS 3000
Besleme	12 - 28 VAC veya 17 - 40 VDC
Çalışma Ortam Sıcaklığı	
Röle Çıkışları	4 röle çıkış (6A 250VAC $\cos\phi = 1.0$) 1 fonksiyonel röle çıkış (10A 250Vac, $\cos\phi = 1.0$)
Bağlantı	Vidasız soket
Kutu	Metal Arka kapak 0,8mm Metal ön panel 2 mm
Ağırlık	550 g
Boyutlar (GxYxD)	155 x 133 x 42 mm
Montaj Açıklığı	152 x 115 mm
Montaj	Panel montaj, metal vida ile sabitlemeli Kullanılan panel kalınlığı 2mm
Dijital Giriş	7 adet
Arıza Girişi	6 adet
Basınç Girişi	2 adet 4-20 mA basınç sensörü için analog giriş
Sıcaklık Girişi	1 adet

Anlık ve Toplam Akış Göstergesi

Anlık ve Toplam Gösterge, universal girişi sayesinde birçok akış sensörü için uygundur. OLED göstergesi sayesinde karanlık veya güneşli ortamlarda rahatlıkla okunabilir (Şekil 3.27). Seçilen birimler gösterge üzerinde görülebilir. Çıkışları simülasyon edilebilen cihazın opsiyonel iletişim çıkışı da mevcuttur. Hacimsel akış bilgisayarı olarak ifade edilirler. Doymuş buhar, kızgın buhar veya diğer gazlar için kullanılabilir.

Debimetrenin ölçtüğü değerleri anlık ve toplam akış miktarları olarak ekrana yansıtırlar (Anonim 2013).



Şekil 3.27. Anlık ve toplam akış göstergesi (Anonim 2013)

Anlık ve toplam akış göstergesine ait özellikler Çizelge 3.9’da verilmiştir.

Çizelge 3.9. Anlık ve toplam akış göstergesine ait teknik özellikleri (Anonim 2013)

Marka	Bass Instruments
Tip	Anlık ve toplam akış göstergesi BAB 212
Seçilebilir Girişler	4-20 mA, 0-10 VDC, 0-5 VDC pulse
Ayarlanabilir Çıkışlar	4-20 mA DC
Analog Giriş Çözünürlük	25 kHz, en çok
Sinyal Çıkış Hızı	2 saniye/pulse, en çok
Grafik Gösterim	128x64 dört gri ton OLED
Nem	%10...85 yoğunlaşmayan
Besleme	24 VDC (13...30 V)
Güç Tüketimi	3 W
Boyutlar	100x100 mm (ön), 91x91 mm(arka), Derinlik 100 mm

Ana hat kompresör pano beslemesi

Deneyleerde kullanılan pano üç ayrı kompresörü de aynı anda çalıştırabilecek ve ölçümler alabilecek şekilde tasarlanmıştır (Şekil 3.28). 37 kW, 55 kW ve 110 kW gücündeki üç farklı kompresör için V-otomatlar bulunmaktadır.



Şekil 3.28. Ana besleme panosu

Ana trafodan gelen elektrik hattı bu besleme panosu sayesinde kompresörlere ulaşmaktadır.

Susturucu

Kompresör çıkışındaki gürültüyü azaltmak için gürültü olarak duyulan frekanstaki sesi zayıflatacak şekilde susturucu kullanılabilir. Susturucu hava akışına mümkün olduğunca az direnç göstermelidir (Etemoğlu ve ark. 2016).

Şekil 3.29’de deney tankına monte edilen susturucu görülmektedir.



Şekil 3.29. Susturucu

Pensampermetre

Pensampermetreler sistemlerdeki; akım, voltaj, frekans ve direnç ölçümleri yapmaktadırlar. Deneylerde ise kompresörlerin düzenli bir akım ve voltaj değerinde çalışıp çalışmadığını denetlemeye yardımcı olurlar. Şekil 3.30’da deneylerde kullanılan pensampermetre görülmektedir.



Şekil 3.30. Pensampermetre

Kullanılan pensampermetreye ait özellikler Çizelge 3.10'da verilmiştir.

Çizelge 3.10. Pensampermetreye ait teknik özellikleri (Anonim 2018i)

Marka	Unit-T
Tip	Ut-203
AC Voltaj	4V/40V/400V/600V
DC Voltaj	400mV/4V/40V/400V/600V
AC Akım	40A/400A
DC Akım	40A/400A
Direnç	400Ω/4kΩ/40kΩ/400kΩ/4MΩ/40MΩ
Frekans	10Hz - 1MHz
Gösterge	4 haneli
Pil	9 V
Ağırlık	260 g
Ölçüler	208x76x30mm
Ağız Genişliği	28 mm

Debimetre yardımıyla yapılan deneylerde ölçülen değerler serbest hava debisi olarak ifade edilir. Elde edilen serbest hava veriminin, kompresörün yer değiştirmesine (deplasmanına, ötelenmesine, süpürme hacmine) oranı volumetrik verim ifadesini ortaya çıkarır (Anonim 2018a).

$$\eta_v(\text{Volumetrik verim}) = \frac{\text{Serbest Hava Debisi (m}^3/\text{dak.)}}{\text{Kompresör Yer Değiştirmesi (m}^3/\text{dak.)}} \times 100 \quad (3.1)$$

Serbest hava debisi, debimetre yardımıyla ölçülerek elde edilen değerlerdir.

Kompresörün yer değiştirmesi ise vidalı ve pistonlu kompresörler için ayrı olarak değerlendirilebilir.

Vidalı kompresörlerdeki yer değiştirme; vida grubunun süpürme hacmi veya öteleme miktarı olarak ifade edilir (Anonim 2018a). Vidalı kompresörlerdeki yer değiştirme miktarı vida grubu emiş diyagramlarından elde edilirler.

EK 1, EK 2, EK 3, EK 4, EK 5, EK 6, EK 7, EK 8, EK 9, EK 10, EK 11 ve EK 12’de çalışmalarda kullanılan vida grubu diyagramları verilmiştir.

Vida gruplarının yer değiştirme miktarlarını belirlemek için; öncelikle kompresörde kullanılan motor gücüne karşılık gelen maksimum çalışma basıncındaki vida grubu dönüş devri belirlenir. Belirlenen vida grubu dönüş devrine bağlı olarak kompresörün maksimum çalışma basıncındaki yer değiştirme miktarı yani hacimsel debisi elde edilmektedir. EKLER bölümünde yer alan vida grubu diyagramlarında seçim kriterleri belirtilmiştir.

Pistonlu kompresörlerdeki yer değiştirme ise kompresör deplasmanı veya süpürme debisi olarak ifade edilir (Anonim 2018a).

$$\text{Kompresör deplasmanı} = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times L \times S \times \chi \times n \left(\frac{m^3}{\text{dak.}} \right) \quad (3.2)$$

$D = \text{Silindir çapı (m)}$

$L = \text{Strok (m)}$

$S = \text{Kompresör devri } \left(\frac{\text{devir}}{\text{dak.}} \right)$

$\chi = \text{Tek etkili silindirler için 1, çift etkili silindirler için 2 alınabilir.}$

$n = \text{Silindir sayısı}$

olarak ifade edilmektedir (Anonim 2018a).

3.2.2. Tank doldurma süresi yöntemiyle volumetrik debi ölçümleri

Debimetre ile ölçümlerin değerlendirilmesinin ve uygulanmasının zor olduğu durumlarda tank doldurma süresiyle volumetrik debi tespit edilebilir (Anonim 2018a).

Bu ölçüm yönteminde kronometre yardımıyla kompresörün minimum basınçtan, maksimum basınca ulaşması esnasında geçen sürenin belirlenmesi en önemli kısımdır. Süre ölçüm hassasiyeti, ölçümü gerçekleştiren bireye direkt olarak bağlıdır.

Tank doldurma süresiyle volumetrik debi ölçümünde; serbest hava debisi şu şekilde tespit edilir:

$$\dot{V} = \frac{P_2 - P_1}{P_0} \times \frac{V}{t} \left(\frac{m^3}{dak.} \right) \quad (3.3)$$

Bu denklemde;

\dot{V} = Serbest hava debisi ($m^3/dak.$)

P_2 = Kompresörün ulaştığı maksimum basınç (bar)

P_1 = Kompresörün çalışmaya başladığı ilk andaki basınç (bar)

P_0 = Atmosfer basıncı (bar)

V = Tank hacmi (m^3)

t = Maksimum basınca ulaşılanaya kadar geçen süre (dakika)

olarak ifade edilir (Anonim 2018a).

Denklem 3.3'ten elde edilen değer serbest hava debisi olarak belirlenir. Kompresörün yer değiştirmesi de denklem 3.2'deki yöntem aynı şekilde kullanılarak elde edilir. Kompresörün volumetrik verim değeri ise denklem 3.1'den yararlanılarak bulunur.

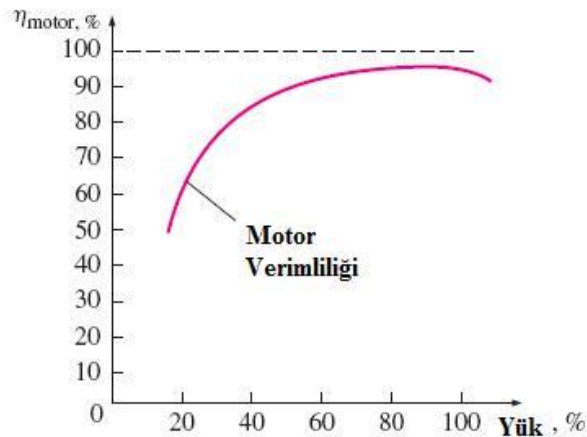
3.2.3. Basınçlı hava sistemlerinde enerji tasarruf senaryoları

Enerji tasarrufu kavramı, günlük hayatımızda olduğu kadar bu enerjinin çok büyük bir bölümünü kullanan endüstriyel tesislerde de hayati önem taşımaktadır. Tasarruf aynı işi daha az enerji kullanarak yapmaktır. Enerji tasarrufu enerjiyi kullanmamak anlamına gelmez. Enerji tasarrufu, bilinen genel yöntemleri, geliştirme prosedürlerini ve yeni teknolojileri kullanarak ve sosyal hayatın standartlarını dikkate alarak enerjiyi daha etkin kullanmak anlamına gelir. En ucuz enerji tasarruf edilen enerjidir. Türkiye'de enerji tüketiminin % 41'i endüstriyel tesislerde, % 31'i binalarda ve % 20'si taşımacılıkta meydana gelmektedir. Türkiye'de endüstriyel tesislerde yıllık 3,7 milyon TEP (ton eşdeğer petrol) denk düşen bir enerji tüketimi mevcuttur. Yapılan bazı çalışmalar, Türk sanayisinde kullanılan enerjinin % 30'unun tasarruf edilebileceğini göstermektedir (Kanoğlu 2010).

Bu bölümde literatürde var olan ancak iş yoğunluğu, farkında olmama, eğitimsizlik veya bilinçsizlik gibi nedenlerle kaybolan milyarlarca dolarlık tasarruf potansiyelini nerelerde aramız gerektiğini vurgulamaktır. Aşağıda, sanayi tesisleri için belli başlı enerji tasarrufu yöntemleri basit ve anlaşılır bir şekilde anlatılmaktadır (Kanoğlu 2010).

Yüksek verimli motor kullanımı

Genellikle kompresörler elektrik motorlarıyla tahrik edilirler. Belirli bir güç çıktısı için bir motorun çektiği elektrik enerjisi, onun verimliliği ile ters orantılıdır. Elektrik motorları tükettikleri elektrik enerjisini mekanik enerjiye tam olarak dönüştüremezler ve çalışma süresinde tüketilen elektrik enerjisine karşılık sağlanan mekanik güç oranı motorun verimliliği olarak adlandırılır. Kompresörleri tahrik etmek için kullanılan motorların verimlilikleri genellikle %70 ile %96 arasında değişmektedir (Çengel ve Boles 2008). Kısmi yükte çalışma durumlarında motorların verimlilikleri düşmektedir. Örneğin bir motorun verimliliği tam yükte %90 iken, yarım yükte %87 ve çeyrek yükte %80'e düşmektedir (Şekil 3.31). Öte yandan benzer özelliklere sahip başka bir motorun verimliliği, tam yükte %91'den çeyrek yükte %75'e düşebilir. İşletme zamanının önemli bir bölümünde çeyrek yükte çalışması umulan bir kompresörün durumu için, birinci motor açıkça daha uygundur (Çengel ve Boles 2008).



Şekil 3.31. Yük değişimine bağlı elektrik motorun verimliliği (Çengel ve Boles 2008)

Son yıllarda geliştirilen yüksek verimli motorların maliyetleri standart motorlara göre % 15 – 25 daha pahalı olmakla birlikte, çoğu zaman işletme maliyetlerinin düşük olmaları nedeni ile bu fark kısa bir sürede geri kazanılır. Ayrıca yüksek verimli motorlarda azalan kayıplar nedeniyle, açığa çıkan ısının dışarıya verilmesi ihtiyacı azalır (Kanoğlu 2010). Standart bir motorun yüksek verimli motor ile değiştirilmesi durumunda tasarruf edilecek enerji aşağıdaki formül yardımı ile hesaplanabilir:

$$En.Tasarrufu (kWh) = Motor Gücü (kW) \times Y\dot{C}S \times YF \times \left(\frac{1}{\eta_{st. motor}} - \frac{1}{\eta_{y.verimli motor}} \right) \quad (3.4)$$

Bu denklemde;

En.Tasarrufu (kWh): Enerji tasarrufu

YÇS: Yıllık çalışma saati

YF: Yük faktörü (kısmi yükün tam yüke oranı)

$\eta_{st. motor}$: Standart motor verimi

$\eta_{y.verimli motor}$: Yüksek verimli motor verimidir.

Hesaplanan enerji tüketimi miktarıyla elde edilebilecek para tasarrufu ise;

$$Para Tasarrufu (TL) = Enerji Tasarrufu (kWh) \times Elektrik Birim Fiyatı \left(\frac{TL}{kWh} \right) \quad (3.5)$$

denklemleri ile hesaplanabilir (Kanoğlu 2010).

Standart verimli IE2 verimlilik sınıflı motorlar ile yüksek verimli IE3 verimlilik sınıflı motorların tam yükte, $\frac{3}{4}$ yükte ve yarım yükteki verimlilikleri Çizelge 3.11’de gösterilmektedir.

Çizelge 3.11. Standart ve yüksek verimli tip motorların kısmi yüklerdeki verimlerinin karşılaştırılması (Anonim 2016)

**IE2
STANDART VERİMLİ
MOTOR**

Anma gücü	Verim η %		
	kW		
	4/4	3/4	1/2
5,5	87,3	87,3	86,5
7,5	88,5	88,5	87,9
11	89,5	89,5	88,6
15	90,4	90,4	89,7
18,5	90,9	90,8	90,1
22	91,3	91,3	90,8
30	92,0	92,0	91,2
37	92,6	92,6	91,7
45	92,9	93,0	91,8
55	93,2	93,7	92,2
75	93,9	94,1	92,5
90	94,2	94,2	92,7
110	94,3	94,3	92,8
132	94,6	94,5	92,9
160	94,8	94,8	93,4
185	95,0	95,0	93,6
200	95,0	95,0	93,6
250	95,0	95,0	93,6
315	95,1	95,1	93,7
355	95,2	95,2	93,8

**IE3
YÜKSEK VERİMLİ
MOTOR**

Anma gücü	Verim η %		
	kW		
	4/4	3/4	1/2
5,5	89,2	89,0	87,4
7,5	90,1	90,1	89,5
11	91,2	91,2	90,4
15	91,9	91,8	91,6
18,5	92,4	92,5	92,0
22	92,7	92,6	92,2
30	93,3	93,3	92,8
37	93,7	93,7	93,1
45	94,0	94,1	93,0
55	94,3	94,5	93,3
75	94,7	94,6	94,0
90	95,0	95,0	93,7
110	95,2	95,2	94,0
132	95,4	95,4	94,1
160	95,6	95,6	94,2
185	95,8	95,7	94,2
200	95,8	95,8	94,6
250	95,8	95,8	94,6
315	95,8	95,8	94,7
355	95,8	95,7	94,8

Basınçlı hava hatlarında kaçakların onarılması

Hava kaçakları, basınçlı hava sisteminde meydana gelen enerji kayıplarının en önde gelen sebebidir. Bir kompresörün hava kaçaklarının oluşturduğu basınç düşümünü önlemesi için daha uzun zaman çalışması gerekmektedir. Çeşitli çalışmaların gösterdiğine göre, üretilen basınçlı havanın yaklaşık % 25'i sızıntılar nedeniyle kayıp olmaktadır. Bu kayıpların tamamen önlenmesi pratik değildir ve % 10'a indirilmesi

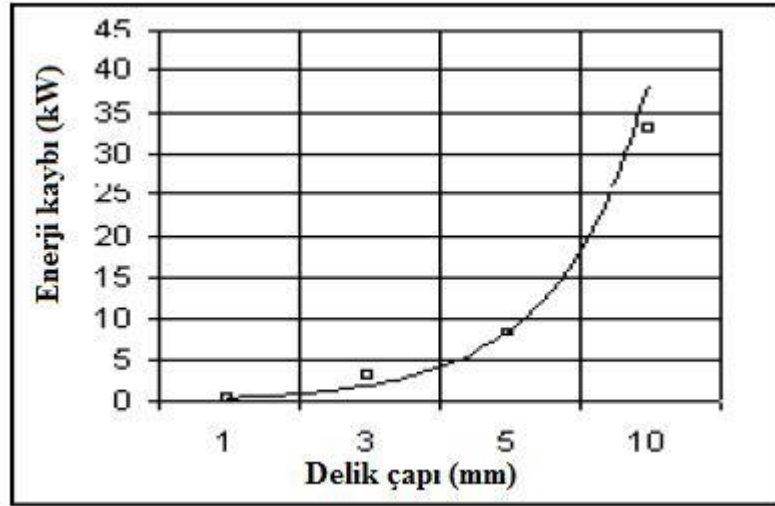
kabul edilebilir bir sınır olarak benimsenmektedir. Çizelge 3.12’de çalışma basıncına ve delik çapına bağlı olarak hava kaçak miktarları verilmiştir (Kanoğlu 2010).

Çizelge 3.12. Basıncılı hava sistemlerinde hava kaçak miktarları (litre/dak.) (Kanoğlu 2010)

Delik çapı (mm)	Çalışma basıncı (bar)				
	2	4	6	8	10
0.5	8	12	15	20	25
1	30	45	65	85	105
1.5	55	90	125	160	200
2	100	170	240	310	380
3	225	375	520	675	825
4	410	700	980	1250	1500
5	640	1050	1500	1870	2300
6	900	1520	2120	2750	3350
8	1250	2700	3770	4800	5850
10	1950	4230	5900	7500	9200

Kaçak hava miktarı hat basıncına, basınçlı havanın kaçak noktasındaki sıcaklığına, kompresör emişindeki hava sıcaklığına ve havanın kaçtığı deliğin çapına bağlıdır. Genelde hava kaçakları, boruların bağlantı yerlerinde, flaşlarda, manşon ve dirseklerde redüksiyonlarda, vana gövdelerinde, filtrelerde, hortumlarda, çekvalflerde, uzatmalarda ve basınçlı havayı kullanan cihazlarda olmaktadır. Sıcaklık değişimleri ve titreşim, bağlantıların gevşemesinin ve böylece de sızıntıların oluşmasının başlıca sebepleridir. Bu nedenle boruların birleşme yerlerini periyodik olarak gözden geçirmek bu konuda yapılacakların başında gelir. Kaçaklar genelde son kullanım yerinde veya basınçlı hava hattının ekipmana bağlandığı yerde olur. Sık sık basınçlı hava girişinin açıp kapandığı bu gibi yerlerde contalar hızla bozulur. Bu nedenle contaların da periyodik olarak bakımının yapılarak eskiyenlerin değiştirilmesi gereklidir. Basınçlı hava kaçaklarını bulmanın birçok metodu vardır. Kullanılan en modern metot, ultrasonik ses detektörü kullanmaktır. Hava kaçaklarının oluşturdukları, insan kulağının duyamayacağı seviyedeki sesleri bir mikrofona vasıtasıyla algılayarak, kulağın duyabileceği seviyeye yükselterek çalışan bu cihazlar ile yaklaşık da olsa kaçan havanın miktarını da tahmin etmek mümkündür (Kanoğlu 2010).

Delik çapı büyüdükçe basınç kayıpları eksponensiyel olarak artmaktadır. Basınçlı hava sisteminde delik çapına bağlı olarak enerji kaybının değişimi Şekil 3.32’de verilmiştir. Bu kayıpların dayandığı veriler şunlardır: vidalı kompresör, motor verimi=0.90, kompresör çıkış basıncı=700 kPa, hat basıncı=650 kPa, kaçan hava sıcaklığı=20°C, atmosfer basıncı=101 kPa, $C_d=0,8$.



Şekil 3.32. Basınçlı hava sisteminde delik çapına bağlı olarak enerji kaybı (Kanoğlu 2010)

Bir basınçlı hava hattında eğer basınç 2 atmosferin üstünde ise havanın hızı kaçığın olduğu delikte ses hızına eşittir. Bu durumda minimum kesit alanın A olduğu bir delikten kaybolan hava debisi aşağıdaki denklemle bulunur:

$$\dot{m}_{hava} = C_{boşaltma} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{P_{hat}}{RT_{hat}} A \sqrt{kR \left(\frac{2}{k+1} \right) T_{hat}} \quad (3.6)$$

A : Minimum kesit alanı

k : özgül ısı oranı. Hava için 1,4

$C_{boşaltma}$: Kayıp sabiti. Delikteki geometrik bozuklukları ifade eder. Sivri kenarlı bozuk bir delik için bu değer 0,60 iken çok iyi yuvarlatılmış düzgün bir delik için 0,97 alınır. Sızıntı olan delikler genelde bozuk şekilli olduğu için gerçek değerinin bilinmediği durumlarda 0,65 alınması tavsiye edilir.

T_{hat} : Basınçlı hava hattındaki sıcaklık,

P_{hat} : Basınçlı hava hattındaki basınçtır.

Bir basınçlı hava hattındaki delikler dolayısıyla kaçan havanın neden olduğu mekanik iş kaybı bu kaçan havayı sıkıştırmak için kompresörde harcanan işe eşittir ve aşağıdaki eşitlikle bulunur.

$$W_{\text{komp}} = \frac{nRT_1}{\eta_{\text{komp}}(n-1)} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (3.7)$$

n : Politropik sıkıştırma sabiti. Eğer sıkıştırma izantropik ise bu değer özgül ısı oranı k 'ya eşittir ve değeri 1,4'dür. Politropik sabit izantropik olmayan sıkıştırmalar ve hava için 1 ile 1,4 arasında değişir.

η_{komp} : kompresör verimidir.

Basınçlı hava hattından delikler dolayısıyla kaçan havanın neden olduğu güç kaybı (veya bu deliklerin tamir edilmesiyle tasarruf edilen güç) şu şekilde bulunur:

$$\text{Güç kaybı} = \dot{m}_{\text{hava}} W_{\text{komp}} \quad (3.8)$$

Bu güç kaybının tasarruf edilmesiyle elde edilecek olan enerji tasarrufu miktarı ise;

$$\text{Enerji tasarrufu} = (\text{Güç kaybı})(\text{Yıllık çalışma süresi}) / \text{Motor verimi} \quad (3.9)$$

denklemleri ile bulunur. Burada kompresörü çalıştıran motorun verimi kullanılmaktadır (Kanoğlu 2010).

Düşük basınçlı hava kullanımı

Basınçlı hava genellikle bedava bir enerji kaynağı olarak düşünülmektedir. Bu sistemlerde temel amaç minimum kapasite ile maksimum iş yapılmasını sağlamaktır. Basınçlı havanın optimum kullanımı çok önemlidir. Bunun yerine kullanılabilir daha verimli, daha ucuz metotlar araştırılmalı, örneğin; 6-8 barda üretilen basınçlı hava düşük basınç gerektiren sistemlerde kullanılmamalıdır. Bilindiği gibi basınç yükseldikçe harcanan enerji de artacaktır. Bu tip düşük basınçlarda kompresör yerine “root blower” dediğimiz üfleyiciler kullanılmalıdır. Gerekirse değişik basınç altında çalışan ekipmanlar ayrı kompresör ve hatlardan beslenmelidir. Hattı ayırıp regülatör kullanmak da verimi artıracak ve yüksek basınç sebebiyle oluşacak sızıntıları engelleyecektir. Basınçlı hava sistemlerinde meydana gelen sızıntılar ve boru kesitlerinin yeterince büyük seçilmemesi gibi nedenler ani hava kullanımlarında basınç düşümüne sebep olmaktadır. Basıncın düşmesi ise işletmeleri kompresör çalışma basıncı set değerlerini yükseltmeye yöneltmektedir. Sonuç olarak harcanan enerji artacaktır. Ayrıca bir diğer çözüm de, çalışma noktalarına yakın yerler de basınçlı hava tankları koymaktır (Kanoğlu 2010).

Kompresör çıkış basıncının gerekli görevi yapabilecek daha düşük bir değere düşürülmesiyle elde edilebilecek tasarruf oranını bulmak için aşağıdaki formül kullanılır:

$$\text{Güç azaltma faktörü} = 1 - \frac{(P_{2,\text{azaltılmış}}/P_1)^{(k-1)/k} - 1}{(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1} \quad (3.10)$$

Burada;

P_1 : Giriş basıncı,

$P_{2,\text{azaltılmış}}$: Azaltılmış çıkış basıncı,

P_2 : Mevcut çıkış basıncı,

k : Özgül ısı oranı. Hava için 1,4.

Basıncın azaltılmasıyla elde edilebilecek yıllık enerji tasarrufu miktarı aşağıdaki formülle bulunur:

$$En. \text{tasarrufu} = (\text{Güç azaltma faktörü})(\text{Komp. Motor Gücü})(YO)(\text{ÇS})/\text{Motor Verimi} \quad (3.11)$$

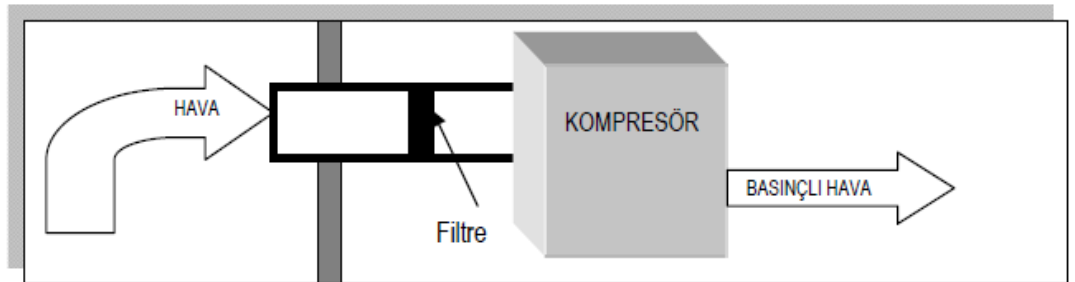
Burada;

YO: Yükleme oranı (fili yükün yam yüke oranı)

ÇS: Yıllık çalışma süresidir (Kanoğlu 2010).

Kompresör havasının dış ortamdaki alınması

Özellikle kış aylarında dış hava sıcaklığı bir fabrika içindeki havanın sıcaklığından düşüktür. Havanın yoğunluğu sıcaklığın düşmesiyle artar ve harcanan daha az enerji ile daha çok hava sıkıştırma imkanı doğar. Hesaplamalara göre yaklaşık her 3°C'lik sıcaklık düşüşünde, enerji kullanımı % 1 azalmaktadır (Kanoğlu 2010).



Şekil 3.33. Basınçlı hava sistemlerinde enerji tasarrufu amaçlı dış ortam havasının kullanılması (Kanoğlu 2010)

Kompresörlerin havayı sıcak olan ortam yerine soğuk olan dış havadan almalarıyla (Şekil 3.33) elde edilebilecek güç azaltma faktörü şu formülle bulunur:

$$\text{Güç azaltma faktörü} = 1 - \frac{T_{\text{dış hava}}}{T_{\text{iç hava}}} \quad (3.12)$$

$T_{dış\ hava}$: Dış hava sıcaklığı,

$T_{iç\ hava}$: İç hava sıcaklığıdır.

Soğuk dış havanın kompresöre emilmesiyle elde edilebilecek yıllık enerji tasarrufu miktarı aşağıdaki formülle bulunur:

$$En. tasarrufu = (Güç\ azaltma\ faktörü)(Komp. Motor\ Gücü)(YO)(ÇS)/Motor\ Verimi \quad (3.13)$$

Burada;

YO : Yükleme oranı (fili yükün yam yüke oranı)

$ÇS$: Yıllık çalışma süresidir (Kanoğlu 2010).

Prensip olarak soğuk, temiz ve kuru hava girişi daha verimli bir sıkıştırma sağlar. Bu nedenle kompresör kurulumu kuzey ve nem (yağmur) almayan bir alanda yapılmalıdır. Hava girişi ile kompresör arasındaki hattın kısa, düz ve çapının büyük olması basınç düşmelerinin minimuma inmesine katkı sağlayacaktır. Hava girişine yerleştirilen filtreler ile havanın içerisinde bulunan toz ve pislikler temizlenmiş olacaktır. Filtreler sık sık değiştirilmelidir yoksa tıkanarak basınç düşümlerine neden olacaktır (Kanoğlu 2010).

Isı geri kazanım sistemleri

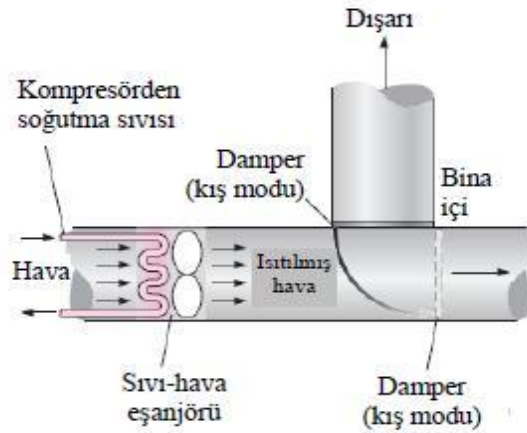
Bir kompresöre gönderilen enerjinin %100'ünün ısıya dönüştüğü bir gerçektir. Sıkıştırma sonucunda kompresördeki hava bir enerji potansiyeli ile yüklenir. Bu enerji miktarı basınçlı hava kullanım noktasında genleşme ve etraftan ısı alma ile açığa çıkmaktadır (Etemoğlu ve ark. 2016).

Kompresörde ortaya çıkan ve ısı olarak kullanılabilir enerji miktarının büyük kısmı yani % 72'si yağ püskürtme soğutmalı kompresörlerde soğutucu yağda, % 13'ü basınçlı havada, % 9'a kadar olan kısmı ise elektro tahrik motorunun ısı kaybı olarak ortaya

çıkılmaktadır. Tamamen kapalı bir çevrimde yağ veya sıvı maddeler ile soğutulan vidalı kompresörlerde elektro motordaki bu enerji kayıpları dahi ısı enerjisi olarak geri kazanılabilir. Yani toplam kompresör için kullanılan enerjinin % 94'e kadarı ısı olarak geri kazanılabilir. Sadece % 2 kadarı ısı yayılması sonucunda kayıp olur ve % 4'lük ısı basınçlı havada kalır (Etemoğlu ve ark. 2016).

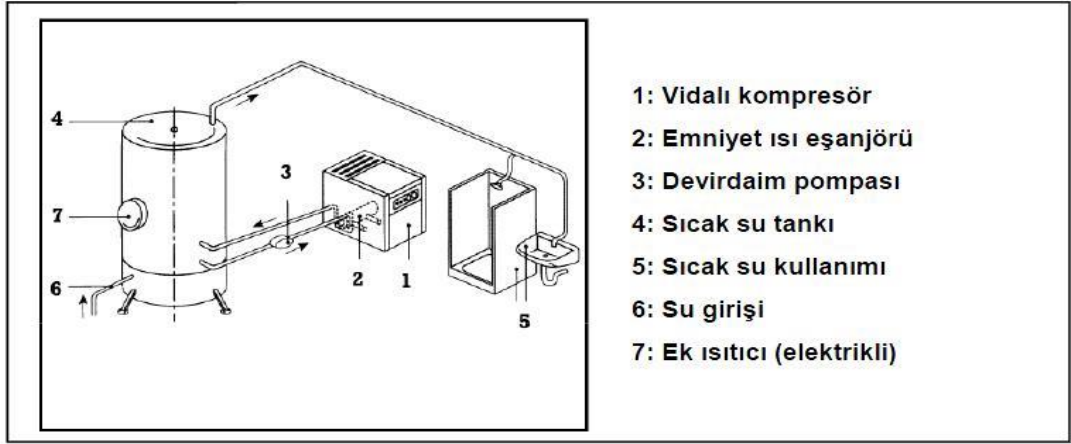
Kompresörlerde ısı geri kazanımı; kompresör atık havasıyla ortam ısıtma (Şekil 3.34) ve yağ çevrimine eşanjör takarak sıcak su eldesi (Şekil 3.35) olarak iki ana başlıkta ifade edilebilir (Etemoğlu ve ark. 2016).

Su veya yağ tarafından kompresörden alınan ısı bir sıvı-hava ısı değiştiricisi ile atmosfere atılır. Atılan bu ısı miktarı kompresörde harcanan ışın % 60'ı ile %90'ı arasında değişir. Bu atık ısı, kış aylarında ortamın ısıtılması, kazanda hava veya suyun ön ısıtılması veya işletmede diğer faydalı bir amaç için kullanılabilir (Kanoğlu 2010).



Şekil 3.34. Bir kompresörden alınan atık ısının kışın ortam ısıtılmasında kullanımı (Çengel ve Boles 2008)

Yağ çevrimine bir ısı eşanjörünü takarak gerek hava soğutmalı gerekse su soğutmalı vidalı kompresörlerle çeşitli amaçlar için sıcak su elde etmek mümkündür. Bunun için ısı eşanjörü plakaları veya güvenli tip ısı eşanjörleri kullanılır – bu kullanım, sıcak suyun ısınma amaçlı olarak, banyo veya yıkama suyu olarak veya üretim ve temizleme süreçlerinde kullanılmasına göre değişebilir (Etemoğlu ve ark. 2016).



Şekil 3.35. Kullanım suyunun kompresör ile ısıtılması (Anonim 2018j)

Kompresör atık ısıyla ortam ısıtma ve kompresöre takılan eşanjör yardımıyla sıcak su eldesi konularından elde edilecek enerji ve maliyet tasarrufu aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır (Kanoğlu 2010):

$$En. Tasarrufu = \frac{(Isı geri kazanım oranı)(\dot{C}S)}{(Isıl değer)(Isıtma verimliliği)} \quad (3.14)$$

$$Isı geri kazanım oranı: (Hava debisi)(Özgül ısı)(Sıcaklık artışı) \quad (3.15)$$

$\dot{C}S$: Çalışma süresi

$$Hava debisi = (Havanın yoğunluğu)(Ortalama hız)(Akış kesit alanı) \quad (3.16)$$

Elde edilen değerler sonrasında maliyet tasarrufu şu şekilde belirlenmektedir:

$$Maliyet tasarrufu = (Enerji tasarrufu)(Enerji birim fiyatı) \quad (3.17)$$

Basınçlı hava hatları ve enerji tasarruf değerlendirilmesi

Basınçlı hava sanayide hava ihtiyacı olan noktalar için yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu amaçla dış ortamdan alınan hava kompresörde basınçlandırılarak

ihtiyaç duyulan noktaya gönderilmektedir. Dış ortamdan alınan havanın hacmi ile basınçlı havanın hacmi arasında bir ilişki bulunmaktadır. Çizelge 3.13’de, hava basıncı ile sıkıştırma oranı arasındaki ilişki görülmektedir (Karakoç ve ark. 2012).

Çizelge 3.13. Hava basıncı ile sıkıştırma oranı arasındaki ilişki (Karakoç ve ark. 2012)

Hava Basıncı (bar)	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	10	12	14	18
Sıkıştırma Oranı	1,5	1,99	2,97	3,96	4,95	5,94	6,92	7,91	8,9	10,87	12,85	14,82	18,77

Serbest hava hacminin basınçlı hava hacmine oranı sıkıştırma oranı olarak ortaya çıkmaktadır. Serbest hava hacmi, bir anlamda sistemde kullanılan hacimsel debidir. 1 saniyede sisteme verilen dm^3 birimindeki hava miktarı serbest hava hacmi olarak tanımlanmaktadır. Dolayısıyla birimi dm^3/s dir. Bu ifadeye göre sıkıştırma oranı şu şekilde yazılabilir:

$$SO = \frac{SHH}{BHH} \quad (3.18)$$

Bu denklemde;

SO: Sıkıştırma Oranı,

SHH: Serbest Hava Hacmi (dm^3/s),

BHH: Basınçlı Hava Hacmi (dm^3/s) olarak ifade edilir (Karakoç ve ark. 2012).

Basınçlı hava hatlarında hava hızına bağlı optimum çapı belirleme

İhtiyaç halinden daha düşük çapta seçilen bir basınçlı hava hattında hız fazla yükseleceğinden sürtünme kaynaklı basınç kayıpları artacaktır. Bu basınç kayıplarını önlemek için kullanım noktasının ihtiyacına bağlı olarak kompresör daha fazla güç tüketecektir. Diğer yandan ihtiyaçtan daha büyük çapta seçilen hatların yatırım maliyeti yüksek olacağından ekonomik bir yatırım olamayacaktır (Soylu 2017).

Hava hattında boru çapı hesabı çok önemlidir. Boru çapı gereğinden küçük çapta seçildiğinde hava hattındaki hava hızı artacaktır. Bu durum basınç kayıplarının

artmasına ve basınçlı havanın kullanım noktasında gerekli basınç seviyesine getirilmesi için kompresör tarafından daha fazla güç harcanmasına neden olacaktır. Boru çapı gereğinden büyük çapta seçildiğinde ise hava hattının ilk yatırım maliyeti daha yüksek olacaktır.

Boru çapı tespitinde iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlardan birisi hıza bağlı olarak diğeri ise basınç kaybına bağlı olarak yapılır.

Hıza bağlı olarak boru çapı tespiti şu şekilde yapılır: Hava hatlarında basınç kaybının kabul edilebilir seviyelerde tutulabilmesi için hızın 6 ile 9 m/s civarında olması istenir. Genellikle de 6 m/s olarak basınç kayıpları seçilir. Hava hatlarında havanın hızı ile boru çapına bağlı olarak basınçlı hava hacmi (BHH) değerleri hazırlanan bir çizelgede verilmektedir. Çizelge 3.14'te hava hızına ve basınçlı hava hacmine bağlı olarak boru çapı seçimi görülmektedir.

Çizelge 3.14. Hava hızına ve basınçlı hava hacmine bağlı olarak boru çapı seçimi (Karakoç ve ark. 2012)

HIZ (m/s)	ÇAP (mm)											
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200
3,0	0,6	1,1	1,7	3,0	4,1	6,5	10,9	15,1	25,7	39,2	56,2	98,5
3,5	0,7	1,3	2,0	3,5	4,7	7,6	12,7	17,6	30,0	45,7	65,5	115,0
4,0	0,8	1,4	2,3	4,0	5,4	8,7	14,6	20,1	34,2	52,2	74,9	131,0
4,5	0,9	1,6	2,6	4,5	6,1	9,8	16,4	22,6	38,5	58,5	84,2	147,0
5,0	1,0	1,8	2,8	5,0	6,8	10,8	18,2	25,1	42,8	65,4	93,6	164,0
5,5	1,1	2,0	3,1	5,5	7,4	11,9	20,0	27,6	47,1	71,9	103,0	181,0
6,0	1,2	2,1	3,4	6,0	8,1	13,0	21,8	30,1	51,3	78,5	112,0	197,0
6,5	1,3	2,3	3,7	6,5	8,8	14,1	23,7	32,6	55,6	85,0	122,0	213,0
7,0	1,4	2,5	4,0	7,0	9,5	15,1	25,5	35,1	59,9	91,5	131,0	230,0
7,5	1,5	2,7	4,3	7,5	10,1	16,2	27,3	37,6	64,2	98,0	140,0	246,0
8,0	1,6	2,8	4,5	8,0	10,8	17,3	29,1	40,1	68,5	105,0	150,0	263,0
8,5	1,7	3,0	4,8	8,5	11,5	18,4	31,0	42,6	72,8	111,0	159,0	278,0
9,0	1,8	3,2	5,1	9,0	12,2	19,5	32,8	45,1	77,1	118,0	169,0	296,0

Bu çizelgeden makul hava hızına karşılı basınçlı hava hacmi (BHH) değerine bakarak boru çapı tespiti yapılabilecektir (Karakoç ve ark. 2012)

Basınçlı hava hatlarında basınç kaybına göre optimum çapı belirleme

Basınç kaybına bağlı olarak boru çapı tespiti aşağıdaki şekilde yapılır. Özellikle uzun hava hatlarında hıza bağlı olarak seçilen çap değerlerinde basınç kaybı istenilen değerlerden daha yüksek çıkabilmektedir. Bu nedenle uzun hava hatlarında basınç kaybı hesap yolu ile tespit edilir. Bu amaçla aşağıdaki eşitlik kullanılmaktadır:

$$\text{Basınç Kaybı } \Delta P \text{ (bar)} = \frac{K.L.SHH^2}{SO.D^{5,3}} \quad (3.19)$$

Burada L uzunluğu (m), SHH serbest hava hacmini (dm^3/s), SO sıkıştırma oranını, D boru iç çapını (mm), K ilgili birimlerde boyutsuz düzeltme katsayısını (800) olarak ifade edilmektedir (Karakoç ve ark 2012).

Basınç kaybı hesabı yapılırken, boru dışında pek çok ekipmanın da eş değer boru uzunluğuna ihtiyaç duyulmaktadır (Karakoç ve ark. 2012).

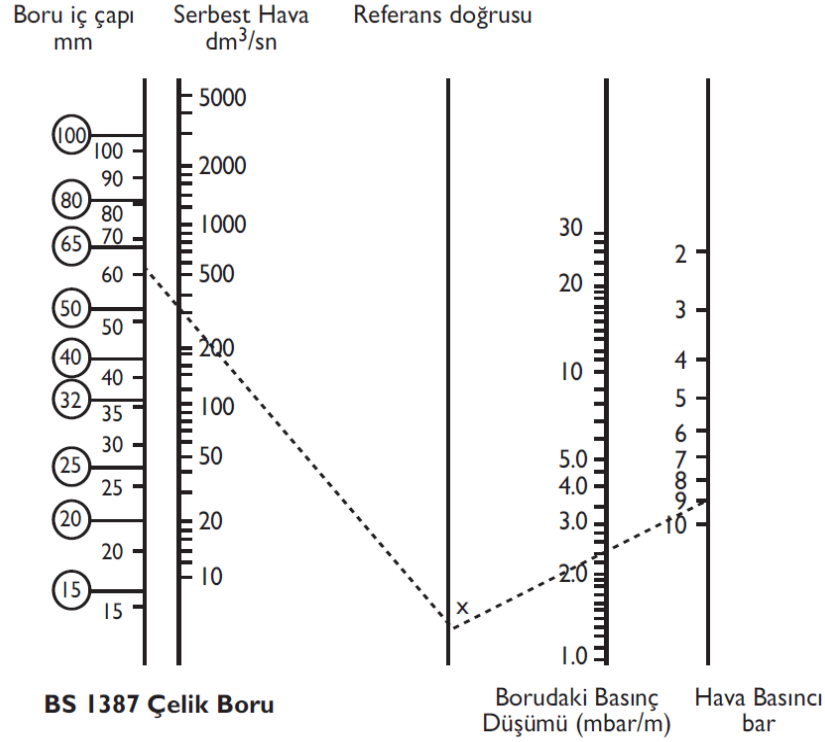
Çizelge 3.15'te basınçlı boru hatları üzerindeki çeşitli ekipmanların eş değer boru uzunlukları verilmiştir.

Çizelge 3.15. Basınçlı boru hatları üzerindeki çeşitli ekipmanların eş değer boru uzunlukları (Karakoç ve ark. 2012)

	15	20	25	32	40	50	65	80	100	120
Dirsek	0,26	0,37	0,49	0,67	0,76	1,07	1,37	1,83	2,44	3,2
Glob Vana	0,76	1,07	1,37	1,98	2,44	3,36	3,96	5,18	7,32	9,45
Gate Vana	0,107	0,14	0,18	0,27	0,32	0,40	0,49	0,64	0,91	1,20
Te	0,12	0,18	0,24	0,38	0,40	0,52	0,67	0,85	1,2	1,52

Boru iç çapı seçimlerinde bir diğer yöntem boru iç çapı seçim abağı kullanmaktır (Şekil 3.36). Her boru tipi için ayrı bir abak bulunmaktadır. Seçim abaklarının ortasından bir referans doğrusu geçmektedir. Bu referans doğrusunun sağ tarafında hava basıncı, borudaki basınç düşümü (mbar/m) olurken, sol tarafında hava debisi (dm^3/s) ve boru iç çapı (mm) bulunmaktadır. Dört değişkenin bulunduğu boru iç çapı seçim abağında üç

bilinen işaretlenerek referans doğrusunda bir doğru uzatılır ve dördüncü bilinmeyen bulunur (Soylu 2017).



Şekil 3.36. Basınç hatlarında boru iç çapı seçim abağı (Karakoç ve ark. 2012)

Özgül güç tüketimi

Kompresörlerde, özgül güç tüketimi $kW/(lt/s)$ veya $kW/(m^3/dak)$ birimi ile verilmekte olup birim hava debisi başına ihtiyaç duyulan kompresör gücü olarak tanımlanmaktadır (Soylu 2017). Özgül güç tüketimi değeri her kompresörün boyutuna ve tasarımına bağlı olarak tanımlanmaktadır. Özgül güç tüketimi ne kadar düşükse, kompresör bir anlamda birim hacimsel debi (m^3/dak) başına o kadar az güç tüketmektedir. Diğer bir deyimle, kompresörün özgül güç tüketimi ne kadar az ise, kompresörün tüketeceği elektrik enerjisi de o kadar az olmaktadır.

Aynı debi ve basınçtaki iki farklı motor gücüne sahip kompresörlerin özgül güç tüketimleri karşılaştırıldığında; daha düşük motor gücüne sahip kompresörün seçilmesi uygun olacaktır.

Aynı motor gücü ve basınç değerindeki kompresörlerin özgül güç tüketimleri karşılaştırıldığında; özgül güç tüketimi daha az olan yani debisi yüksek olan kompresör tercih edilmelidir.

Yüksüz güç tüketimi

Yüksüz güç tüketimi kompresörün yük altında olmadan boşa çalışma durumunda güç tüketimini ifade etmektedir. Açık – Kapalı kontrol ile yüksüz durumda kompresör kapasitesinin %25 – 30'u oranında güç tüketir. Kompresörün tasarımına ve boyutuna bağlı olarak değişmektedir (Soylu 2017).

Aynı motor gücüne sahip iki ayrı kompresör ele alındığında yüksüz güç tüketimi daha az olan kompresör toplamda daha az elektrik tüketeceğinden tercih edilmelidir.

3.2.4. Basınçlı hava ekonomisi

Birçok sanayi fabrikası basınçlı havayı, basit havalı cihazları çalıştırmak veya daha karmaşık yapıları pnömatis ekipmanların işleyişini sağlamak amacıyla kullanmaktadırlar. Yapılan araştırmalar sonucunda bir çok fabrikada %30 veya daha çok oranda elektrik tüketerek basınçlı hava üretildiği belirlenmiştir. Basınçlı hava bir fabrikadaki en pahalı enerji kaynağıdır. Genellikle işletmeler basınçlı hava tüketiminin maliyetini tam olarak belirleyememektedirler (Anonim 2000).

Dünyadaki çeşitli üretici firmalar daha fazla enerji tasarrufu yapabilmeyi peşindedirler. Bunun sebebi sadece maliyetlerin azaltılması değil aynı zamanda çevrenin de (kaynaklar, ozon tabakası, sera etkisi vb. gibi) korunmasını sağlamaktır. Değişken devirli kompresörler enerjinin bir formu olan basınçlı havanın daha verimli kullanılmasını sağlamaktadır. Değişken devirli kompresörler basınçlı hava sisteminin azalan ve artan hava ihtiyacını azalan ve artan güç miktarlarıyla karşılamaktadır. Kalkış ve duruşlar sınırsız sayıda olduğu için motorun boşa çalışmasına gerek kalmamaktadır.

Boşta çalışmada harcanan enerji tüketimi de potansiyel olarak enerji tasarrufuna dönüşmektedir (Yıldız 2004).

Basınçlı hava tüketimin olduğu her işletmede basınçlı hava maliyetini belirleme ve gereken durumda da değişken hız sürücülü kompresör kullanımına dikkat edilmesi enerji tüketiminin hesaplanması ve enerji tasarrufunun belirlenmesinde önem teşkil etmektedir.

Kompresörlerin tam yükte çalışması durumunda basınçlı hava maliyetinin hesaplanması

Çoğu durumda basınçlı havanın hali hazırdaki maliyeti bilinmez. Kompresörlerin tam yükte çalıştığına yıllık enerji tüketimlerini hesaplamak karmaşık bir işlem değildir. İşletmelerdeki tam yük altında basınçlı hava maliyeti aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$Yıllık\ En.\ Maliyeti = \frac{Motor\ Gücü\ (kW) \times YÇS \times YF \times Elk.\ Birim\ Fiyatı}{\eta_{motor}} \quad (3.20)$$

Burada;

Yıllık En. Maliyeti: Yıllık enerji maliyeti (TL)

YÇS: Yıllık çalışma saati

YF: Yük faktörü (kısmi yükün tam yüke oranı), tam yükleme durumunda $YF = 1$ 'dir.

Elk. Birim Fiyatı: Elektrik birim fiyatı $\left(\frac{TL}{kWh}\right)$

η_{motor} : Motor verimidir (Anonim 2003).

Kompresörlerin kısmi yükte çalışması durumunda basınçlı hava maliyetinin hesaplanması

Kompresörler yapıları gereği tam yüklenme durumuyla maksimum basınca ulaştıktan sonra belirli bir süre boşta veya kısmi yük altında çalışmaktadırlar. Bu durumda enerji

tüketimleri tam yüklenme durumuna nazaran azalmaktadır. Azalan enerji tüketimleri sayesinde tasarruf elde edilmektedir (Anonim 2003).

Kısmi yüklenme durumunda sistemden tam yüklenme değerinin %30'u oranında enerji çekilmektedir (Anonim 2003).

İşletmelerdeki kısmi yük altında basınçlı hava maliyeti aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$Yıllık\ En.\ Maliyeti = \frac{Motor\ Gücü\ (kW) \times YÇS \times (\%TYF + (0,3 \times \%KYF)) \times Elk.\ Birim\ Fiyatı}{\eta_{motor}} \quad (3.21)$$

Burada;

Yıllık En. Maliyeti: Yıllık enerji maliyeti (TL)

YÇS: Yıllık çalışma saati

%TYF: Tam yük faktörü

%KYF: Kısmi yük faktörü

Elk. Birim Fiyatı: Elektrik birim fiyatı $\left(\frac{TL}{kWh}\right)$

η_{motor} : Motor verimidir (Anonim 2003).

Değişken hız sürücülü (invertörlü) kompresörlerde basınçlı hava maliyetinin hesaplanması

Değişken hız sürücülü (invertörlü) kompresörler sistemin basınçlı hava tüketimine göre motor gücünü, motorun devrini kısarak veya arttırarak ayarlamaktadır. İhtiyaç kadar yükte ve boşta çalışma dengesini belirleyerek elektrik tasarrufu sağlanmaktadır.

Değişken hız sürücülü sistemlerde de elektrik maliyetini belirlemek için kısmi yük altındaki denkleme benzer bir formülasyon kullanılır. Sadece invertör verimi formüle eklenmektedir:

$$Yıllık\ En.\ Maliyeti_{VSD} = \frac{Motor\ Gücü\ (kW) \times YÇS \times (\%TYYF + (0,3 \times \%KYF)) \times Elk.\ Birim\ Fiyatı}{\eta_{motor} \times \eta_{VSD}} \quad (3.22)$$

Burada;

$Yıllık\ En.\ Maliyeti_{VSD}$: Değişken hız sürücülü kompresörün yıllık enerji maliyeti (TL)

$YÇS$: Yıllık çalışma saati

$\%TYYF$: Tam yük faktörü

$\%KYF$: Kısmi yük faktörü

$Elk.\ Birim\ Fiyatı$: Elektrik birim fiyatı $\left(\frac{TL}{kWh}\right)$

η_{motor} : Motor verimi

η_{VSD} : Değişken hız sürücü (invertör) verimidir (Benton ve Burns 2017).

Değişken hız sürücülerde diğer elektronik aletlerde olduğu gibi voltaj dönüştürme işlemleri esnasında verimsel kayıplar oluşur. Motor yükleme oranları azaldığında invertörlerin de verimi azalmaktadır. Genel olarak değişken hız sürücülü sistemlerin verimlilikleri %94 ile %97 arasında değişmektedir (Benton ve Burns 2017).

3.2.5. Kompresör sistemlerinde termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizleri

Kompresör sistemlerinde termodinamiğin birinci kanun analizi

Termodinamiğin birinci kanunu enerji yoktan var edilemeyeceğini ve var olan enerjinin de yok edilemeyeceğini söyler. Yani birinci kanun, bir sistemde enerjinin bir şekilde diğerine dönüşümü ile ilgilidir (Özdemir 2017). Bu dönüşümler sonucunda sistemin toplam enerjisinin değişmeyeceğini ifade eder. Termodinamiğin birinci kanununun genel ifadesi aşağıdaki şekildedir:

$$Q - W = E \quad (3.23)$$

Termodinamik sistemlerin analizinde sınırları belirlemek çok önemlidir. Belirlenen sistem sınırlarına göre, sistem kapalı veya açık sistem olarak incelenebilir. Sistem sınırlarını uygun bir şekilde belirlemek hesapları kolaylaştırır:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (3.24)$$

Burada g indisi girişi, ζ indisi de çıkışı göstermektedir. Mühendislik uygulamalarının birçoğunda sadece bir giriş ve bir çıkış söz konusudur. Bu durumlar için giriş hali 1 indisi ile çıkış hali 2 indisi ile gösterilebilir:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.25)$$

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (3.26)$$

Enerjinin korunumu ilkesine göre aşağıdaki denklemler elde edilir:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \theta_\zeta - \sum \dot{m}_g \theta_g \quad (3.27)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gz_\zeta \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \quad (3.28)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} (\Delta h + \Delta ke + \Delta pe) \quad (3.29)$$

Bu denklem \dot{m} 'e bölünür ve kinetik enerji ile potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse:

$$q - w = \Delta h \quad (3.30)$$

Denklem (3.30) birinci yasanın en basit gösterimidir. Denklem (3.29)'de yer alan terimlerle ilgili bazı açıklamalar aşağıda verilmektedir:

\dot{Q} kontrol hacmi ile çevresi arasında birim zamanda olan ısı geçişi, \dot{W} ise güçtür. $\Delta h = h_\zeta - h_g$ bir akışım entalpi değişimidir. Giriş ve çıkış halleri için entalpi değerleri özellik tablolarından bulunabilir.

$$\Delta ke = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \quad (3.31)$$

$$\Delta pe = g(z_1 - z_2) \quad (3.32)$$

Kompresör hesaplamalarında;

$\dot{Q} \cong 0$ Bu makinelerde ısı transferi, eğer bazı kompresörlerde olduğu gibi istenerek soğutma yapılmıyorsa, mil işine göre küçüktür. Çözümlemelerde ısı geçişi için deneysel çalışmalara dayanan yaklaşık bir değer kullanılabilir veya istenerek yapılan bir soğutma yoksa sıfır alınabilir.

$\dot{W} \neq 0$ Bu makinelerin tümünde sınırları geçen dönen mil vardır. Kompresörler için sisteme dışarıdan sağlanan gücü gösterir.

$\Delta ke \cong 0$ Kompresörlerde entalpi değişimlerinin yanında çok küçük kaldığı için ihmal edilebilir.

$\Delta pe \cong 0$ Kompresör için geçen akışkanın potansiyel enerjisi değişimi küçüktür ve ihmal edilebilir (Özdemir 2017).

Kompresör sistemlerinde termodinamiğin ikinci kanun analizi

Bir sistemin bulunduğu halden tamamen tersinir şekilde çevre ile dengeye gelinceye kadar hal değiştirmesi sağlanırsa sistem en büyük teorik yararlı işi yapmış olur ki buna kullanılabilirlik ya da ekserji adı verilir (Karakoç ve ark. 2011).

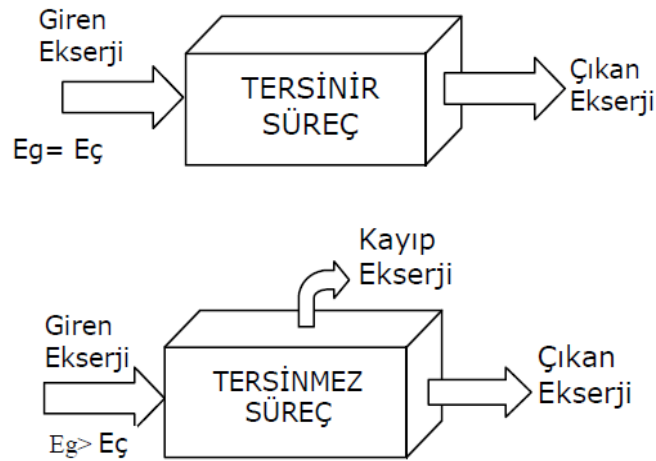
Yeni bir enerji kaynağı bulunduğunda bu kaynağın enerji miktarının değil, bu enerjinin iş yapabilme, mesela bir jeneratörü çalıştırma yeteneğine sahip olduğu miktarı önemlidir. Enerjinin geri kalanı atık ısı olarak dışarıya verilecektir. Bu bakımdan belirli bir halde belli bir miktarda enerjiden elde edilebilecek işi veren bir özelliğin tanımlanması çok yararlı olacaktır (Özdemir 2017).

Bir sistemin ölü halde bulunması çevresiyle termodinamik dengede bulunması anlamına gelir. Ölü haldeyken sistem çevre sıcaklığında ve basıncındadır. Yani çevre ile ısı ve

mekanik dengededir. Ayrıca sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjisi değişimi sıfırdır. Ölü haldeyken bir sistemin kullanılabilirliği sıfırdır (Özdemir 2017).

Tersinir iş ve tersinmezlik

Kullanılabilirlik çözümlemesi, belirli iki hal arasında çalışan mühendislik sistemlerini incelemek için tek başına yeterli değildir. Çünkü kullanılabilirlik çözümlemesinde son hal her zaman ölü haldir, gerçek mühendislik sistemlerinde ise çoğunlukla böyle değildir. Tersinir iş ve tersinmezlik bir hal değişiminin gerçek ilk ve gerçek son haline göre tanımlanan iki büyüklüktür. Tersinir süreçte giren ekserji çıkan ekserjiye eşit olurken, tersinmez süreçte giren ekserji çıkan ekserjiden büyük olmaktadır (Şekil 3.37).



Şekil 3.37. Tersinir ve tersinmez süreçlerde ekserji ilişkisi (Özdemir 2017)

Bir hal değişimi sırasında sistemin yararlı işini bulabilmek için sistemin çevreye karşı veya çevrenin sistem üzerinde yaptığı iş olan çevre işini de göz önünde bulundurmak gerekir.

$$W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1) = mP_0(v_2 - v_1) \quad (3.33)$$

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} \quad (3.34)$$

Tersinir iş, belirli iki hal arasındaki hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş diye tanımlanır ve W_{tr} olarak gösterilir. Bu iş, ilk ve son haller arasındaki hal değişimi tümünden tersinir olarak gerçekleştiği zaman elde edilir. Son hal ölü hal olduğu zaman tersinir iş kullanılabilirliğe eşittir.

Tersinir iş ile yararlı iş farkı tersinmezlik diye adlandırılır ve I ile gösterilir:

$$I = W_{tr} - W_y \quad \text{veya} \quad I = W_y - W_{tr} \quad (3.35)$$

Bir hal değişimi sırasında birim zamanda oluşan tersinmezlik ise \dot{I} ile gösterilir:

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y \quad (3.36)$$

Tümünden tersinir bir hal değişimi için tersinmezlik sıfırdır. Tüm gerçek hal değişimleri sırasında tersinmezlik sıfırdan büyüktür (Özdemir 2017). İş üreten düzenekler için $W_{tr} \geq W_y$ ve iş tüketen düzenekler için $W_{tr} \leq W_y$ olur (Çengel ve Boles 2008).

Kompresörlerde ekserji analizi

Kompresörler sürekli akışlı sürekli açık sistem prensibine göre çalışmaktadır. Bu kısımda ekserji analizinin sürekli akışlı sürekli açık sistem üzerindeki değerlendirilmesine yer verilecektir.

Birden çok girişi ve çıkışı olan, P_0 basıncında ve T_0 sıcaklığındaki çevre ile ısı alışverişini yapan sürekli akışlı açık bir sistem ele alındığında:

$$1.\text{yasa} \quad \dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c \left(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \quad (3.37)$$

$$2.\text{yasa} \quad \dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_c s_c - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{\dot{Q}_{\text{cev}}}{T_0} \quad (3.38)$$

$\dot{Q}_{cev} = -\dot{Q}$ ve $\dot{S}_{\text{üretim}}$, açık sistemin toplam entropi üretimidir. Bu iki denklem kullanılarak ısı geçişi terimi yok edilirse aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gz_\zeta - T_0 s_\zeta \right) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.39)$$

Sürekli akışlı açık sistemlerin sınırları sabit olduğundan çevre işi söz konusu değildir. Dolayısıyla yukarıdaki iş gerçek işe ya da yararlı işe eşittir.

Tersinir iş, denklemde toplam entropi terimi $\dot{S}_{\text{üretim}}$ sıfıra eşitlenerek bulunur.

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gz_\zeta - T_0 s_\zeta \right) \quad (3.40)$$

Sürekli akışlı açık sistemin bir girişi ve çıkışı varsa denklemler basitleştirilebilir:

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m} \left[(h_g - h_\zeta) - T_0 (s_g - s_\zeta) + \frac{V_g^2 - V_\zeta^2}{2} + g(z_g - z_\zeta) \right] \quad (3.41)$$

Bir akışın en büyük iş potansiyeli akış kullanılabilirliği (θ) diye adlandırılır. Çıkış halini ölü hal olarak ve $V_0=0$, $z_0=0$ kabul edilerek tek girişi ve çıkışı olan sürekli akış için kullanılabilirlik aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\theta = \left[(h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \right] \quad (3.42)$$

Tersinir iş, akış kullanılabilirliği kullanılarak hesaplanır:

$$W_{tr} = \sum m_g \theta_g - \sum m_c \theta_c \quad (3.43)$$

Tersinmezlik ise aşağıdaki denklemi ile hesaplanır:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y \quad (3.44)$$

Sürekli akışlı kompresör için ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi olur:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{tr}}{\dot{W}_y} = \frac{\theta_2 - \theta_1}{h_2 - h_1} = 1 - \frac{T_0 \text{Süretim}}{h_2 - h_1} \quad (3.45)$$

İkinci yasa veriminin tanımı gereği bu değer %100'ü geçemez (Özdemir 2017).

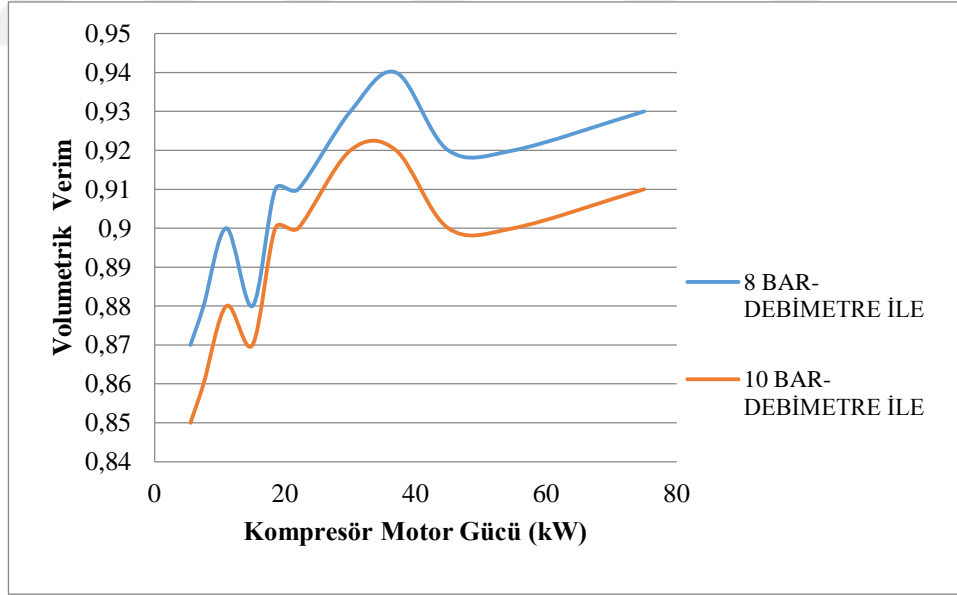
4. BULGULAR

Bulgular bölümünde vidalı ve pistonlu hava kompresörleri üzerinde yapılan teorik çalışma analizleri ve deneylerde elde edilen sonuçlar ayrıntılarıyla ortaya konulmaktadır.

4.1. Vidalı Kompresörler Üzerinde Volumetrik Verim Bulguları

4.1.1. Vidalı kompresörlerde debimetre yardımıyla volumetrik verim elde edilmesi

Debimetre yardımıyla yapılan deneysel çalışmalar sonucunda volumetrik verimin 8 ve 10 barlık çalışma basınçlarında kompresör motor gücü artışına bağlı değişim grafiği Şekil 4.1’de gösterilmektedir. Değerler 3.1 denkleminde elde edilerek grafikler oluşturulmuştur. Deneylerdeki ortam sıcaklığı ortalama olarak 20°C’de gerçekleşmiştir. 5,5 kW ile 75 kW arası motor gücüne sahip kompresörler üzerinde dörder adet deney yapılarak ortalama sonuçlar belirlenmiştir.

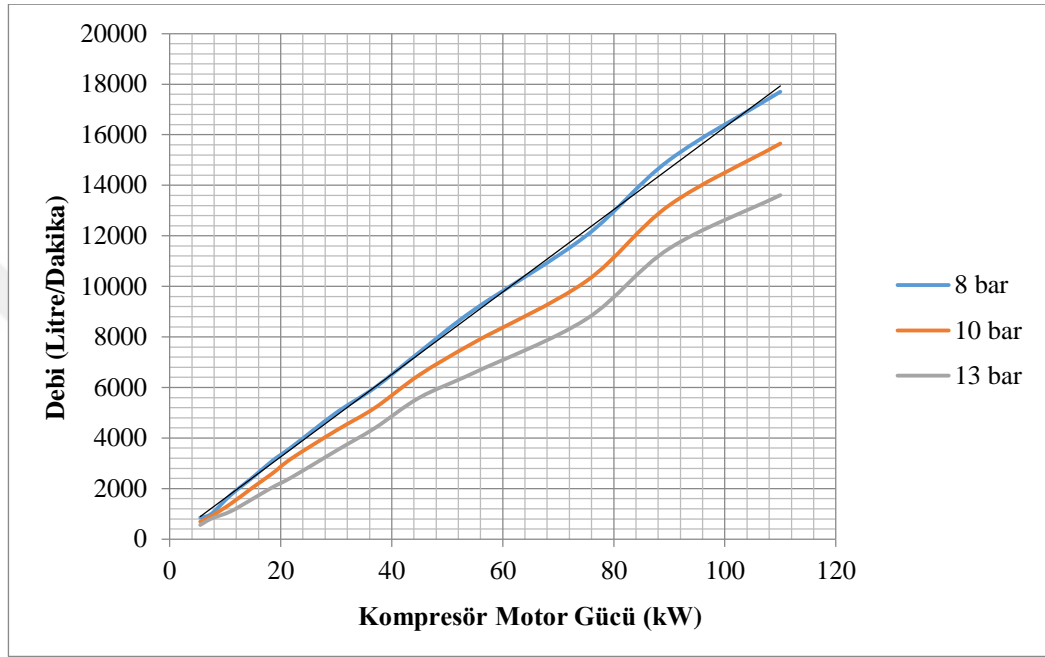


Şekil 4.1. Farklı çalışma basınçlarında, kompresör motor gücü artışına bağlı volumetrik verim değişimi

Grafiğin geneli ele alındığında artan kompresör motor gücüne bağlı 8 ve 10 barlık çalışma basınçlarında genellikle artan bir volumetrik verim tespit edilmiştir. Grafiğin

düzenliliğini bozan noktalarda ise kullanılan farklı vida grupları yapısının sistemin volumetrik verimliliğini azalttığı tespit edilmiştir.

Şekil 4.2’de kompresör motor gücü ile volumetrik debi arasındaki ilişkinin farklı çalışma basınçları altında değerlendirilmeleri gösterilmektedir.

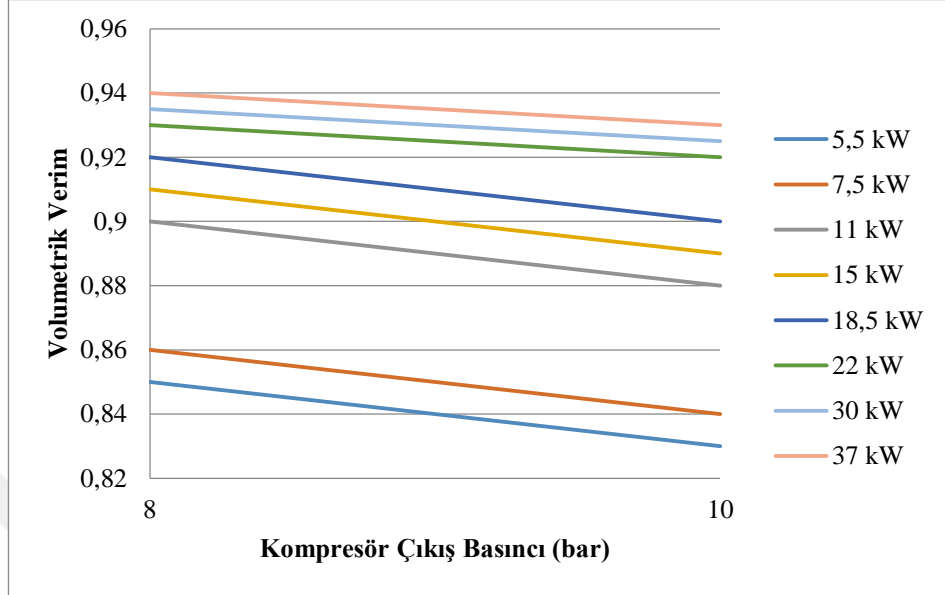


Şekil 4.2. Farklı çalışma basınçlarında, kompresör motor gücü ile volumetrik debi arasındaki değişim

Elde edilen bulgular 5,5 kW ile 110 kW arasındaki motor gücüne sahip kompresörlerin katalog verileri, farklı basınç değerlerindeki debileri kıyaslanarak elde edilmektedir. Artan motor gücü ile volumetrik debi düzenli bir şekilde artmaktadır. Aynı motor gücünde farklı çalışma basınçları kıyaslandığında ise çalışma basıncı düşük olan kompresörün debisinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Aynı debi değerine ulaşabilmek için ise hem çalışma basıncının hem de buna bağlı olarak motor gücünün paralel şekilde artması gerekmektedir.

Debimetre ile yapılan deneylerde kompresör çıkış basıncının artışına bağlı volumetrik verimliliğin, farklı kompresör motor güçlerindeki değişimi incelenen diğer bir durumdur. Deneyler ortalama olarak 20°C ortam sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Her bir farklı kompresör için dörder adet deney gerçekleştirilerek ortalama sonuçları kıyas

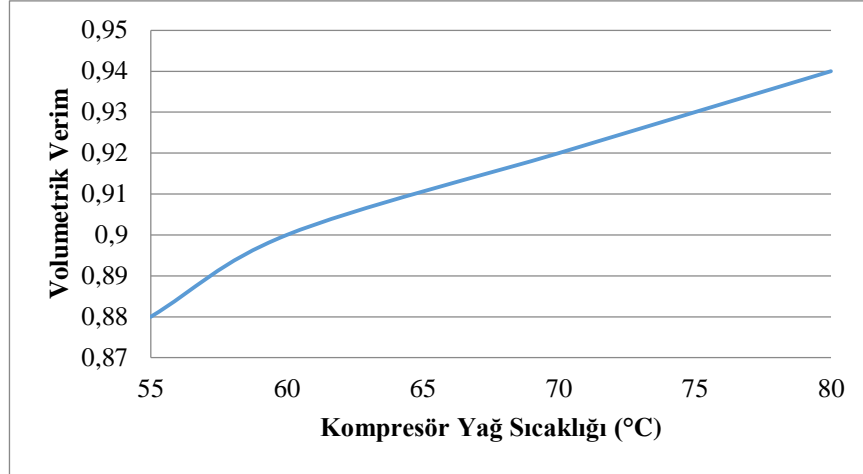
alınmıştır. Şekil 4.3'te bahsedilen parametrelerin değişimine bağlı volumetrik verim eldesi belirtilmektedir.



Şekil 4.3. Artan kompresör güçlerinde, artan kompresör çıkış basıncının volumetrik verim üzerindeki etkisi

Yapılan çalışmadaki değerler, 5,5 kW ile 37 kW arasındaki motor gücüne sahip kompresörlerin ortalama 20°C ortam sıcaklığında dörder adet tekrarlanan deneylerin ortalamasıdır. Artan kompresör çıkış basıncı ile volumetrik verimlilikte lineer bir düşüm gözlemlenmektedir. Bununla beraber kompresör gücü arttıkça volumetrik verimlilik artmaktadır.

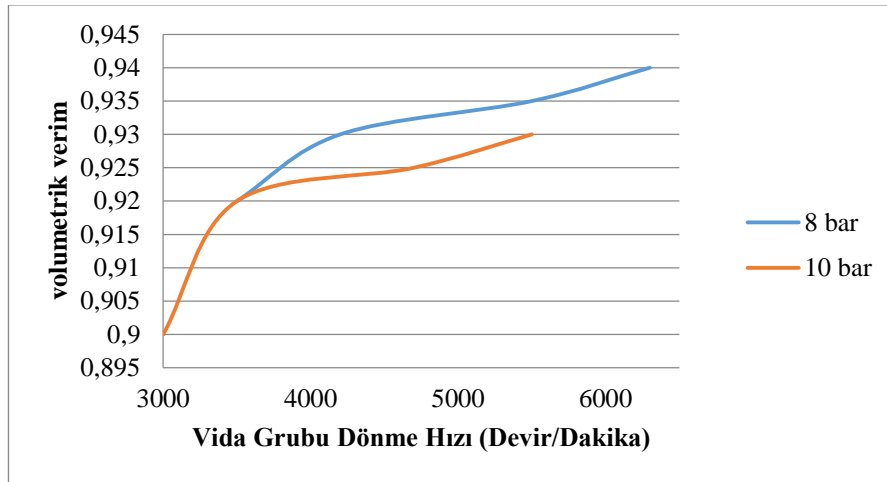
Şekil 4.4'te ise 37 kW (50 HP) gücündeki vidalı kompresör üzerinde dörder adet yapılan deneylerin ortalamaları alınarak artan kompresör yağ sıcaklığına bağlı volumetrik verim değişimi belirlenmiştir.



Şekil 4.4. Kompresör yağ sıcaklığı ile volumetrik verim arasındaki ilişki

SVK 50 model vidalı kompresör üzerinde gerçekleştirilen deneylerde debimetre ölçümleri sonucunda yağ sıcaklığı artışıyla volumetrik verimliliğin düzenli bir şekilde arttığı gözlemlenmektedir. 55°C yağ sıcaklığında volumetrik verim 0,88 mertebesindeyken, 80°C yağ sıcaklığında ise ciddi bir artışla 0,94 değerine ulaşmıştır.

Farklı bir deneysel çalışmada, aynı vida grubunun farklı dönüş hızlarına bağlı volumetrik verim değerlendirmesi yapılmıştır. 8 ve 10 bar çalışma basınçlarındaki volumetrik verimlilikleri belirlenmiştir (Şekil 4.5). Deneyler 20°C ortalama ortam sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Değerler tekrarlanan dörder deneyin ortalamalarıdır. Kullanılan vida grubu EKLER bölümünde de teknik verileri bulunan V110 vida grubudur.



Şekil 4.5. Farklı çalışma basınçlarında, aynı vida grubunun dönüş hızı değişimine bağlı volumetrik verim değişimi

Deneyleerde kullanılan V110 vida grubunun dönüş devri arttırıldığında volumetrik verimi de artmaktadır. Değişen çalışma basıncı farklılığı kıyaslandığında ise daha düşük çalışma basıncında, vida grubu daha yüksek devirle dönerek daha yüksek volumetrik verimliliğe ulaşmaktadır.

4.1.2. Vidalı kompresörlerde tank doldurma süresi yöntemiyle volumetrik verim elde edilmesi

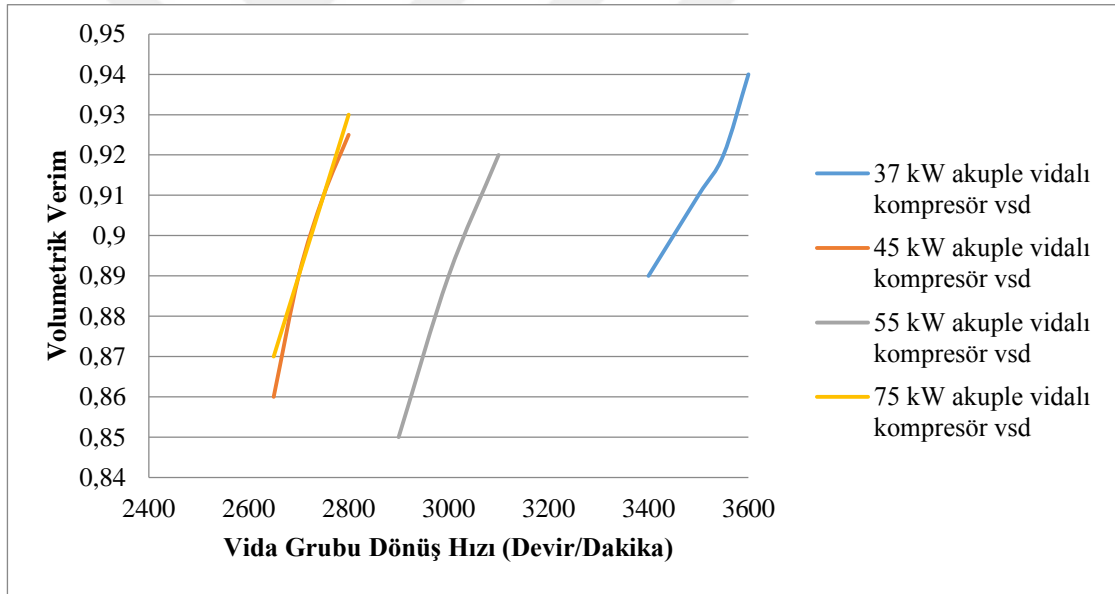
Denklem 3.1'de kullanılan volumetrik verim denklemi sayesinde 5,5 kW ile 250 kW arasında motor gücüne sahip kompresörler için 8 ve 10 bar çalışma basınçlarında tank doldurma süresine bağlı volumetrik verimlilik değerleri tespit edilmiştir. Her bir kompresör üzerinde dörder deney yapılarak ortalama değerleri belirlenmiştir. Deneyleer yapılması aşamasında ortalama ortam sıcaklığı 20°C olarak ölçülmüştür. Çizelge 4.1'de ölçülen volumetrik verim değerleri tüm kompresör güçleri için elde edilmiştir.

Çizelge 4.1. Vidalı kompresörlerde tank doldurma süresi yöntemiyle elde edilen volumetrik verim değerleri

MODEL	MOTOR		$\eta_{v,8\text{ BAR}}$	$\eta_{v,10\text{ BAR}}$
	HP	kW		
SVK 7,5	7,5	5,5	0,85	0,83
SVK 10	10	7,5	0,86	0,84
SVK 15	15	11	0,9	0,88
SVK 20	20	15	0,91	0,89
SVK 25	25	18,5	0,92	0,9
SVK 30	30	22	0,93	0,92
SVK 40	40	30	0,935	0,925
SVK 50	50	37	0,94	0,93
SVK 60	60	45	0,93	0,91
SVK 75	75	55	0,92	0,9
SVK 100	100	75	0,93	0,92
SVK 125	125	90	0,92	0,91
SVK 150	150	110	0,92	0,91
SVK 180	180	132	0,93	0,92
SVK 220	220	160	0,92	0,91
SVK 270	270	200	0,92	0,9
SVK 340	340	250	0,93	0,91

Ölçümler sonucunda 8 bar basınçta 7,5 HP gücünde düşük olarak elde edilen volumetrik verimlilik değerleri artan kompresör gücüyle en üst mertebelere 0,94 değeriyle 50 HP gücünde ulaşmaktadır ve yüksek olarak 0,92-0,93 değer aralığında 340 HP değerine kadar devam etmiştir. Bu değerler de daha önce volumetrik verim üzerinde yapılan çalışmalara nazaran oldukça yüksek seviyelerdedir. 10 bar çalışma basıncında ise 8 bar çalışma basıncına nazaran çok küçük sayılabilecek %1-2 düşük değerler bulunmuştur.

Akuple invertörlü vidalı kompresörlerde, motorun çalışma hızı invertör sayesinde istenilen değerde ayarlanabilir. Şekil 4.6'da dört farklı akuple invertörlü kompresörün volumetrik verimliliğinin değişimi, değişen motor dönüş hızına bağlı olarak gösterilmektedir. Her bir kompresör üzerinde dörder deney yapılarak ortalama sonuçlar elde edilmiştir. Aynı zamanda deneylerdeki ortalama ortam sıcaklığı 20°C'dir.

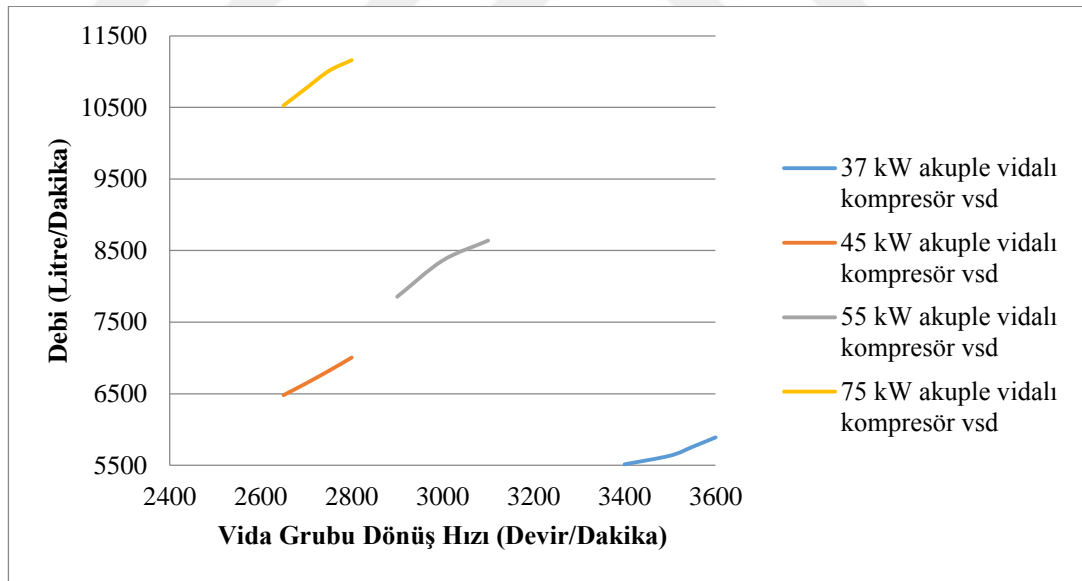


Şekil 4.6. Akuple invertörlü vidalı kompresörlerde vida dönüş hızına bağlı volumetrik verim değişimi

Akuple vidalı kompresörlerdeki volumetrik verimlilik genel olarak vida grubu profil yapısına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. 45 kW motor gücündeki akuple invertörlü vidalı kompresördeki maksimum volumetrik verim 0,925 iken, 55 kW akuple invertörlü kompresörde maksimum 0,92 değerindedir. Yapılan deneysel çalışmadaki en yüksek motor gücüne sahip olan 75 kW akuple invertörlü kompresörde 0,93 değerinde volumetrik verim elde edilmiştir. Motor gücü en düşük olan 37 kW akuple invertörlü

kompresörde ise 0,94 değerinde en yüksek volumetrik verimlilik hesaplanmıştır. Vida gruplarının dönüş hızı tespiti tamamıyla vida gruplarının rotor profil yapısının çalışma koşullarındaki gereksinimleriyle ilişkilidir. 37 kW gücündeki akuple invertörlü kompresör için maksimum vida dönüş devri 3600 devir/dakika iken 75 kW gücündeki akuple invertörlü vidalı kompresörün maksimum çalışma devri 2800 devir/dakikadır. Motor gücü değişimi ile volumetrik verim değişiminin lineer bir değeri akuple invertörlü kompresörler için bulunmamaktadır. Akuple kompresörlerde kullanılan vida gruplarının farklı rotor yapıları volumetrik verimlerin belirlenmesindeki temel nedendir.

Akuple invertörlü vidalı kompresörlerde ölçümleri belirlenen diğer parametre hacimsel debi değerleridir. 37 kW, 45 kW, 55 kW ve 75 kW motor güçlerine sahip akuple invertörlü vidalı kompresörler üzerinde yapılan dörder deney ortalama değerleri Şekil 4.7'de belirtilmektedir. 20°C ortalama ortam sıcaklığında yapılan tank doldurma süresi yöntemiyle vida grubu dönüş devirlerinin değişiminin, kompresörlerin debi değerlerine etkileri araştırılmıştır.



Şekil 4.7. Akuple invertörlü vidalı kompresörlerde vida dönüş hızına bağlı debi değişimi

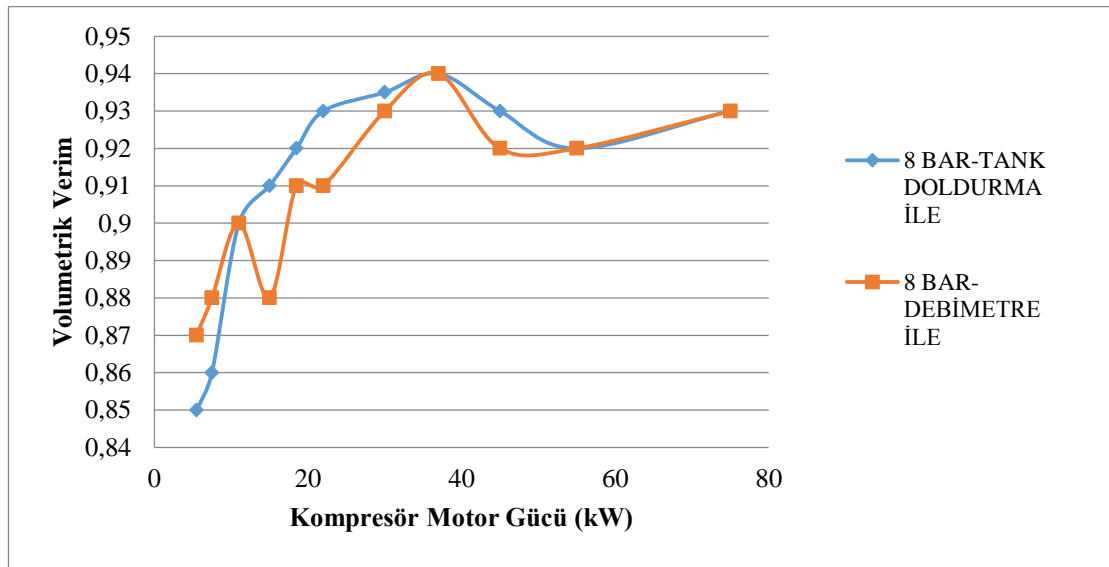
Akuple invertörlü vidalı kompresörlerde de kayış kasnak tahrikli vidalı kompresörlerde olduğu gibi motor gücü arttıkça hacimsel debi değeri artış göstermektedir. Vida gruplarının dönüş hızlarındaki farklılaşmanın sebebi vida grubu rotor profillerinden

kaynaklanmaktadır. 75 kW akuple invertörlü kompresör 2800 devir/dakika dönüş hızında 11160 litre/dakika debi değerine sahipken, 55 kW gücündeki akuple invertörlü kompresör 3100 devir/dakika dönüş hızında 8640 litre/dakika debi değerine sahiptir. 45 kW akuple invertörlü kompresör 2800 devir/dakika dönüş hızında 7005 litre/dakika debide basınçlı hava üretirken, 37 kW gücündeki akuple invertörlü kompresör 3600 devir/dakika dönüş hızında 5890 litre/dakika debide basınçlı hava üretmektedir.

4.1.3. Vidalı kompresörlerde debimetre yardımıyla elde edilen volumetrik verimlilik ile tank doldurma süresi yöntemiyle elde edilen volumetrik verimliliğin karşılaştırılması

Debimetre yardımıyla elde edilen volumetrik verim bulguları ve tank doldurma süresi yardımıyla elde edilen volumetrik verim bulguları ayrı ayrı bundan önceki kısımlarda ifade edilmiştir. Bu kısımda iki yöntemi aynı grafikler üzerinde inceleyerek sapma oranlarını belirlemek hedeflenmektedir.

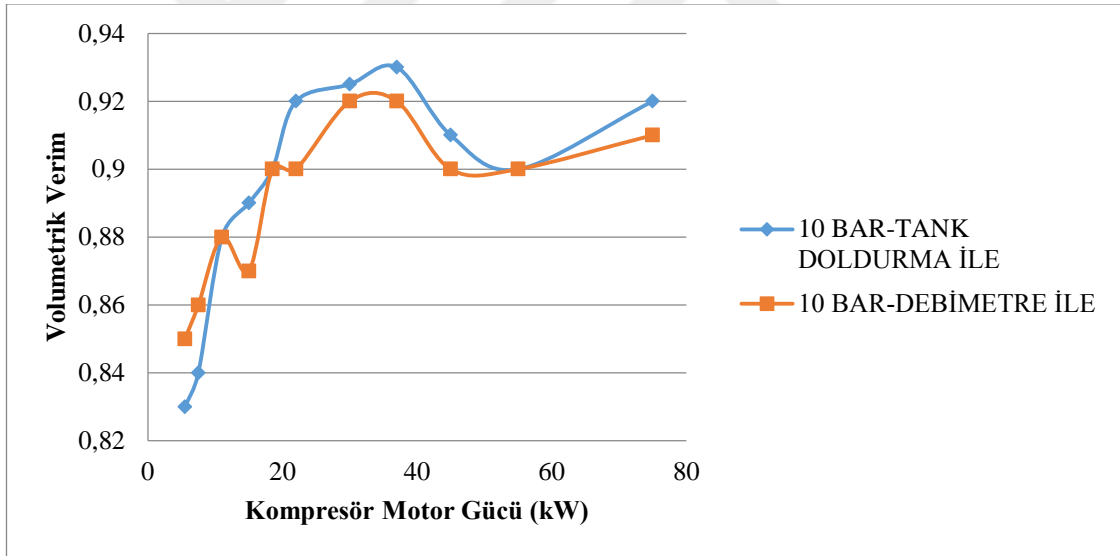
Maksimum çalışma basıncı 8 bar olan kompresörler üzerindeki deneyler kıyaslanmıştır. Şekil 4.8’de bu kıyaslamaya ait grafik gösterilmektedir.



Şekil 4.8. Maksimum 8 bar çalışma basıncında debimetre ve tank doldurma süresi yöntemleriyle elde edilen volumetrik verimlilik değerlerinin karşılaştırılması

Yapılan kıyaslamada 5,5 kW ile 75 kW arasındaki kayış kasnak tahrikli vidalı kompresörlerin volumetrik verimlilikleri değerlendirilmektedir. Volumetrik verimlilik değerleri arasında maksimum farklılık 15 kW gücündeki kompresörde %3'lük oranda bulunmuştur. 11 kW, 37 kW, 55 kW ve 75 kW gücündeki kompresörlerde ise elde edilen volumetrik verimlilik değerlerinde farklılık yoktur. Diğer güçteki kompresörlerde %1 ile %2'lik oranda farklılık belirlenmiştir. Ortalama olarak değerler ele alındığında 8 bar çalışma basıncında tank doldurma süresi yöntemiyle elde edilen verimlilik değerlerinin ortalaması %91,1 iken debimetre ile elde edilen volumetrik verim değerlerinin ortalaması %90,8'dir. İki yöntem arasındaki ortalamalarda %0,3'lük farklılık bulunmuştur. Bu oran iki yöntemin de doğru sonuçlar verebileceğini göstermektedir.

Maksimum çalışma basıncı 10 bar olan kompresörler üzerindeki deneyler Şekil 4.9'da kıyaslanmıştır.

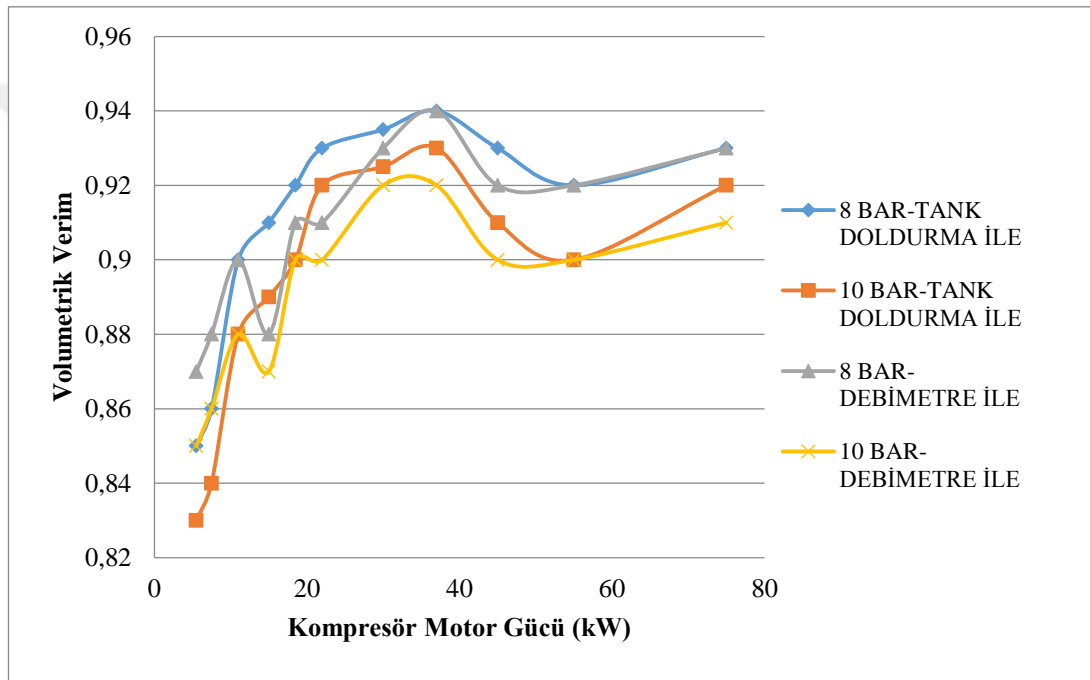


Şekil 4.9. Maksimum 10 bar çalışma basıncında debimetre ve tank doldurma süresi yöntemleriyle elde edilen volumetrik verimlilik değerlerinin karşılaştırılması

Yapılan 10 bar çalışma basıncı kıyaslamasında da 5,5 kW ile 75 kW arasındaki kayış kasnak tahrikli vidalı kompresörlerin volumetrik verimlilikleri değerlendirilmektedir. Volumetrik verimlilik değerleri arasında maksimum farklılık 5,5 kW, 7,5 kW, 15 kW ve 22 kW gücündeki kompresörde %2'lik oranda bulunmuştur. 11 kW, 18,5 kW ve 55 kW gücündeki kompresörlerde ise elde edilen volumetrik verimlilik değerlerinde farklılık yoktur. Diğer güçteki kompresörlerde %1 oranında farklılık belirlenmiştir. Ortalama

olarak değerler ele alındığında 10 bar çalışma basıncında tank doldurma süresi yöntemiyle elde edilen verimlilik değerlerinin ortalaması %89,5 iken debimetre ile elde edilen volumetrik verim değerlerinin ortalaması %89,2'dir. İki yöntem arasındaki ortalamalarda %0,3'lük farklılık bulunmuştur. Bu oranda da iki yöntemin de doğru sonuçlar verebileceğini göstermektedir.

8 ve 10 bar çalışma basınçlarındaki deney sonuçları karşılaştırıldığında ise Şekil 4.10'daki grafik elde edilmektedir.



Şekil 4.10. 8 ve 10 bar çalışma basıncında debimetre ve tank doldurma süresi yöntemleriyle elde edilen volumetrik verimlilik değerlerinin birlikte karşılaştırılması

Elde edilen grafikte görüldüğü gibi hem debimetre ile elde edilen volumetrik verim değerlerinde hem de tank doldurma süresi yöntemiyle elde edilen volumetrik verim değerlerinde paralellik görülmektedir. Deney sonuçlarında sadece bir kompresördeki sapma %3 iken diğer kompresörlerin bazılarında %1-2 sapma, bazılarında ise birebir aynı sonuçlar bulunmuştur. Toplam değerler ele alındığında hem 8 hem de 10 bar çalışma basınçlarında elde edilen volumetrik değerlerinde tank doldurma süresi ile elde edilen volumetrik verimlerde %0,3 gibi çok küçük farklılık bulunmuştur. Bu da her iki

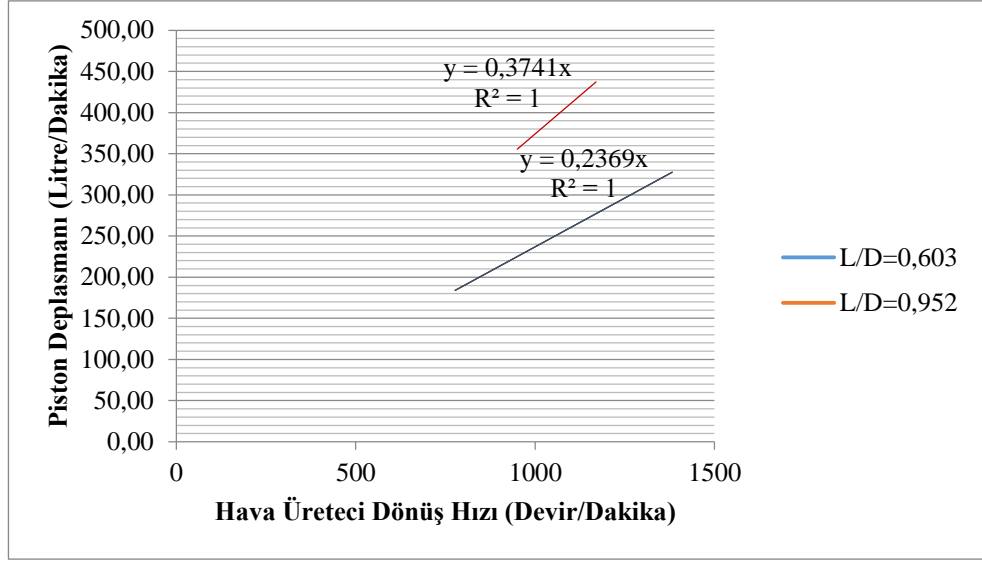
yönteminde volumetrik verimlilik hesaplanmasında kullanılmasında herhangi bir sorun oluşturmayacağını ortaya koymaktadır.

4.2. Pistonlu Kompresörler Üzerinde Volumetrik Verim Bulguları

Pistonlu kompresörler yapılarına göre tek kademeli ve çift kademeli olarak iki gruba ayrılırlar. Kademeyi oluşturan parametre piston çaplarının aynı veya farklı oluşlarıdır. Tek kademeli kompresörlerin piston çapları aynı ve maksimum çalışma basınçları 9 bardır. Çift kademeli pistonlu kompresörlerin ise piston çapları birbirinden farklı ve maksimum çalışma basınçları 12 bardır.

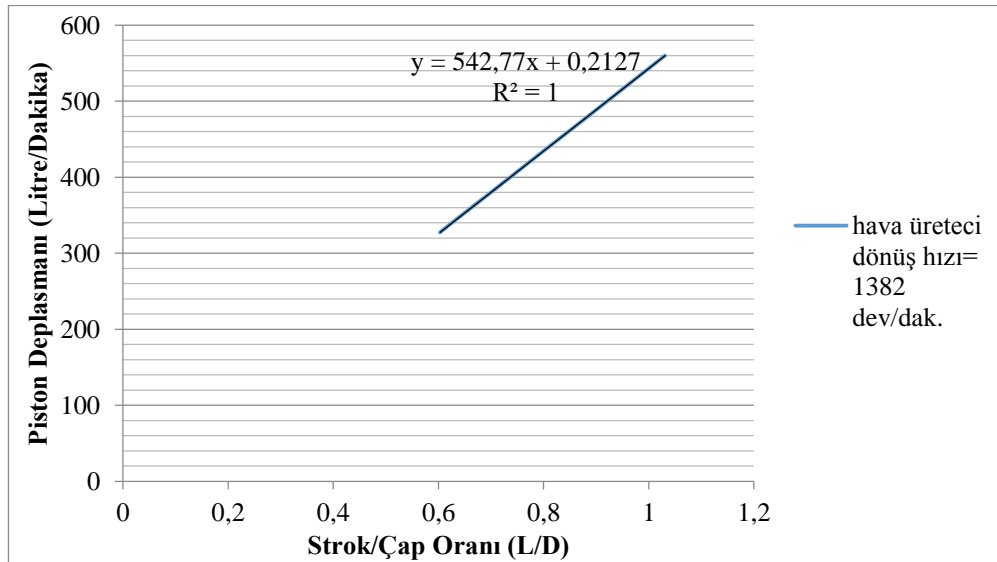
4.2.1. Tek kademeli pistonlu kompresörler üzerindeki bulgular

Tek kademeli pistonlu kompresörlerin hava üreteçleri B2800 ve B3700 olarak ikiye ayrılmaktadır. Kullanılan elektrik motor gücü, elektrik motor fazı, strok uzunluğu, elektrik motor kasnağı çapı gibi değişkenlerle hava üretecinin piston deplasmanı değişmektedir. Şekil 4.11’de B2800 ve B3700 hava üreteçlerine ait hava üretici dönüş hızına bağlı piston deplasmanı değerleri belirlenmiştir. B2800 hava üretecinin L/D strok ve piston çapı oranı 0,603 iken B3700 hava üretecinin L/D oranı 0,952’dir. Her iki hava üretecinde de dönüş hızı arttıkça piston deplasmanlarında artış görülmektedir. L/D oranı (strok uzunluğu/piston çapı oranı) daha büyük olan B3700 hava üretecinin piston deplasmanı L/D uzunluğu 0,603 olan B2800 hava üreteğine nazaran daha yüksek mertebelindedir. Her iki modelin de piston çapları eşittir. Piston deplasmanı (kompresör yer değiştirmesi) farkının oluşma sebebinin temeli ise strok uzunluklarının B3700’de 60 mm iken B2800’de 38 mm oluşudur. B3700’ün daha yüksek olan strok uzunluğu sebebiyle daha yüksek motor gücünde çalışması mümkündür. Değerler hava üretecinin mevcut yapısı ele alınarak belirlenmiştir.



Şekil 4.11. Tek kademeli pistonlu kompresörlerde değişen hava üretici dönüş hızının piston deplasmanına olan etkisi

B2800 tek kademeli hava üretici üzerinde aynı piston çapı ve aynı hava üretici dönüş devrinde ele alınan strok uzunluğu değişimine bağlı piston deplasmanı eldesi Şekil 4.12'de gösterilmektedir. Değerler standart dışı olarak üretilebilecek hava üreticileri için incelenmiştir.



Şekil 4.12. Tek kademeli pistonlu kompresörlerde strok/çap (L/D) oranı değişiminin piston deplasmanına olan etkisi

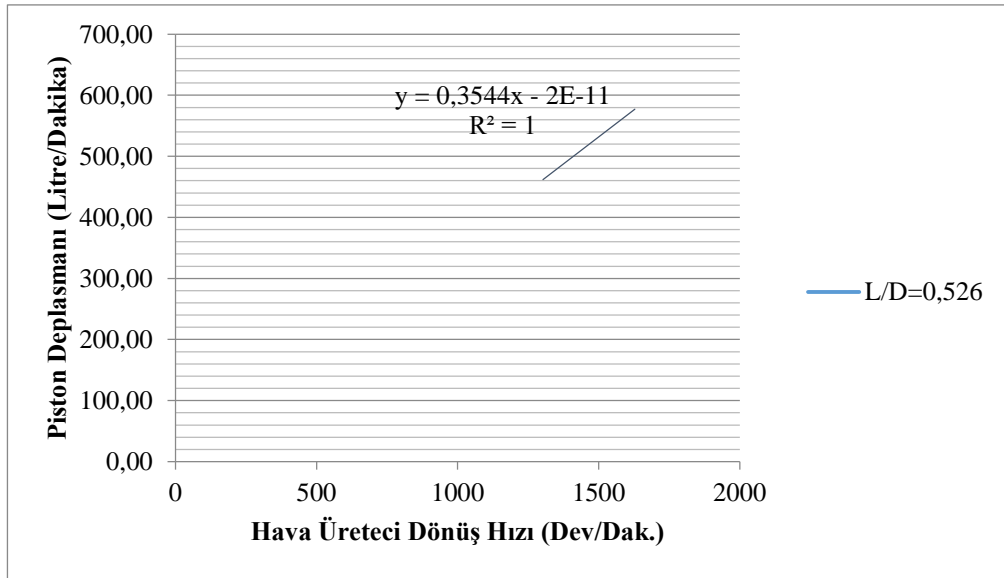
B2800 hava üretici için 63 mm piston çapı ve 1382 devir/dakika dönüş hızında strok uzunluğu 38 mm, 40 mm, 45 mm, 50 mm, 55 mm, 60 mm ve 65 mm olduğu durumlar

varsayılarak piston deplasmanının lineer bir şekilde arttığı görülmektedir. 38 mm strok uzunluğunda 327,36 litre/dakika piston deplasmanı hesaplanmışken, 65 mm strok uzunluğu olduğunda bu değer 559,95 litre/dakika değerine ulaşmaktadır. Strok/Çap oranı, sabit piston çapı olduğundan strok uzunluğu arttıkça artmaktadır. Artan L/D oranıyla piston deplasmanı da artmaktadır.

4.2.2. Çift kademeli pistonlu kompresörler üzerindeki bulgular

Çift kademeli pistonlu kompresörlerin hava üreteçleri B4900, B5900, B6000 ve B7000 olarak dörde ayrılmaktadır. Kullanılan elektrik motor gücü, elektrik motor fazı, strok uzunluğu, piston çapları farklılıkları, elektrik motor kasnağı çapı gibi değişkenlerle hava üretecinin piston deplasmanı tek kademeli hava üreteçlerinde olduğu gibi burada da değişmektedir.

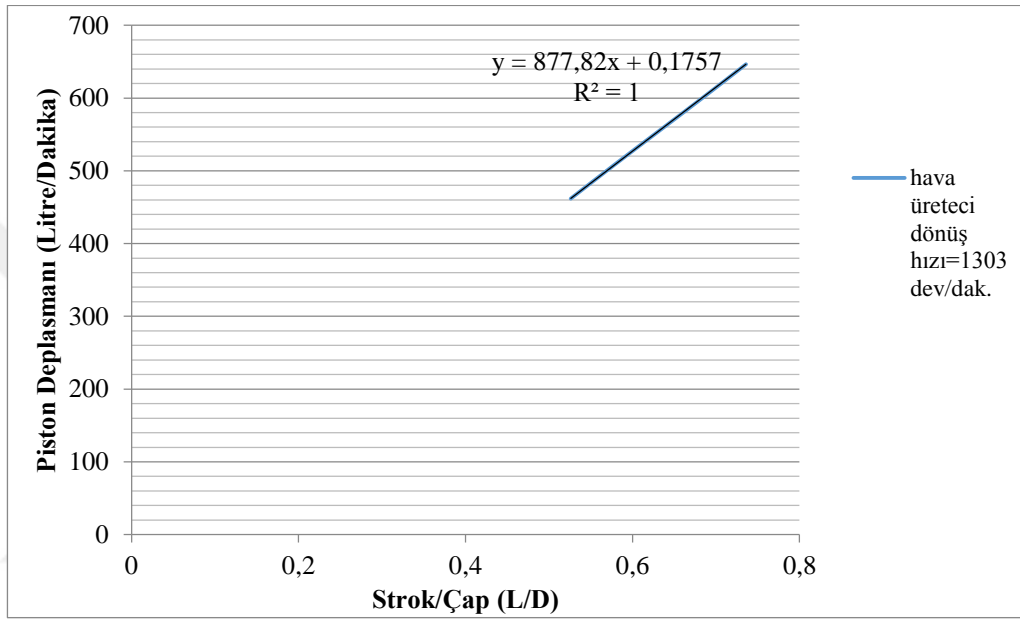
Her bir çift kademeli kompresörlerdeki hava üreteçleri, değişen parametrelere benzer değişimler göstererek yanıt vermektedir. Şekil 4.13'te B4900 hava üretecine ait hava üreteci dönüş hızına bağlı piston deplasmanı değişimi verilmiştir.



Şekil 4.13. B4900 hava üretecinde değişen hava üreteci dönüş hızının piston deplasmanına olan etkisi

B4900 hava üretici, dönüş devri 1303 dev/dak. iken 461,73 litre/dak. piston deplasmanına sahiptir. Dönüş devri 1629 dev/dak. olduğunda ise 577,17 litre/dak. piston deplasmanına sahiptir. Artan hava üretici dönüş hızıyla piston deplasmanı da artmaktadır.

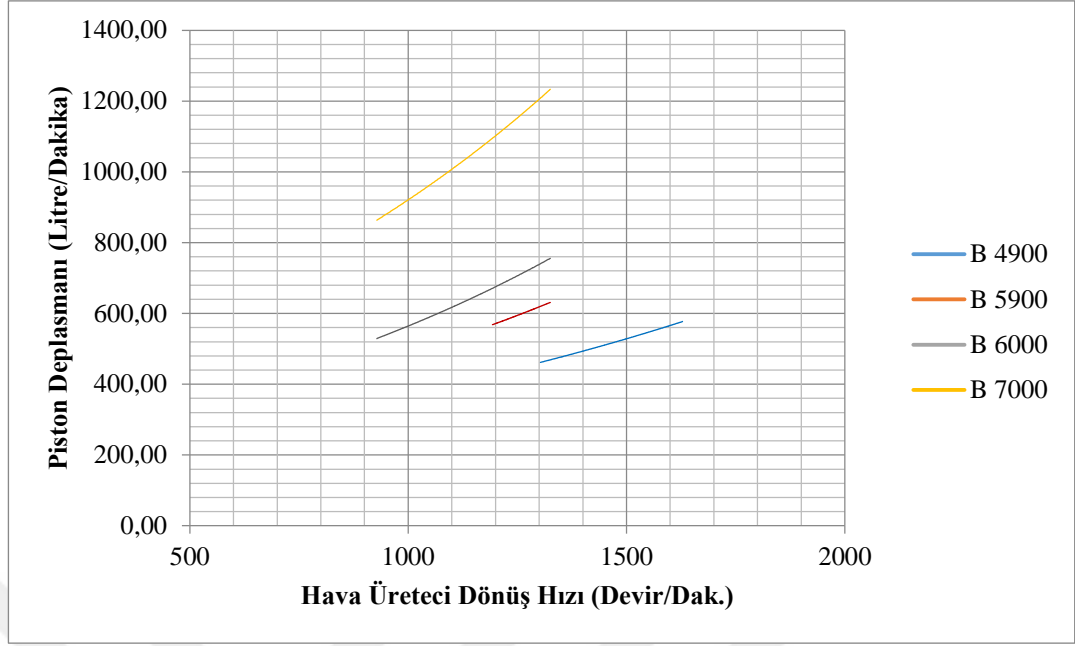
L/D oranının artışının B4900 hava üretici üzerindeki etkileri ise Şekil 4.14'te belirtilmiştir.



Şekil 4.14. B4900 hava üreticinde değişen strok/çap oranının piston deplasmanına olan etkisi

Sabit 1303 litre/dakika dönüş hızındaki B4900 hava üretici için L/D oranı 0,526 iken 461,73 litre/dak. piston deplasmanı hesaplanırken, L/D oranı 0,736 değerine ulaştığı durumda piston deplasmanı 646,43 litre/dak. değerine ulaşarak lineer bir artış meydana gelir.

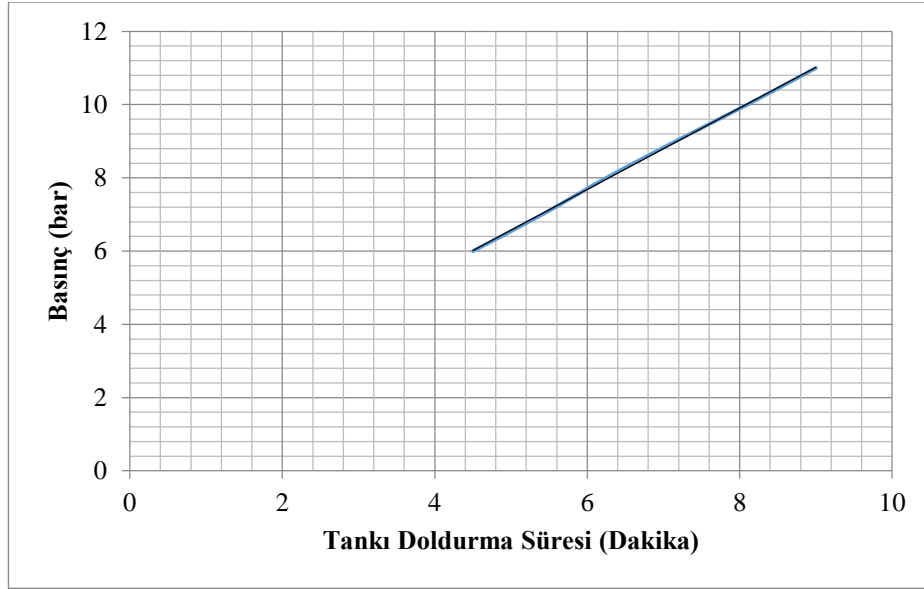
Pistonlu kompresörlerin en önemli bileşeni olan hava üreteçlerinin piston deplasman kapasitesini piston çapları ve strok uzunlukları belirler. Tüm çift kademeli hava üreteçleri için hava üreteçleri dönüş hızlarına bağlı piston deplasmanı değerleri bir bütün halinde Şekil 4.15'te belirtilmiştir.



Şekil 4.15. Çift kademeli pistonlu kompresörlerde değişen hava üretici dönüş hızının piston deplasmanına olan etkisi

Her bir çift kademeli hava üreticinde, dönüş hızı artışı ile piston deplasmanı artmaktadır. Piston deplasman miktarını etkileyen diğer bir parametre ise strok uzunluğunun fazlalığı ve piston çapının büyük oluşudur. B7000 hava üreticinin piston çapları 70-135 mm'dir. Strok uzunluğu ise 65 mm'dir. Strok uzunluğu ve çap değeri en büyük olduğunda piston deplasmanı 1233,29 litre/dakikadır. B7000'den bir beden küçük olan hava üretici B6000'dir. B6000'in piston çapları 60-110 mm'dir. Strok uzunluğu ise 60 mm'dir. Piston deplasman değeri de 755,82 litre/dakikadır. B5900 hava üretici analizine bakıldığında piston çapları 55-105 mm'dir. Strok uzunluğu ise 55mm'dir. B5900 hava üretici için piston deplasmanı ise 631,28 litre/dakikadır. Çift kademeli pistonlu kompresörlerin en küçüğü B4900 hava üreticidir. Piston çapları 50-95 mm'dir. Strok uzunluğu 50 mm'dir. B4900 için piston deplasmanı 577,17 litre/dakikadır. Görüldüğü gibi piston çapı ve strok oranı birlikte artarsa kompresörlerin piston deplasmanları arttığından basınçlı hava üretim kapasiteleri de beraberinde artış gösterecektir.

Pistonlu kompresörlerde ulaşılan bir başka değer ise çıkış basıncı artışıyla tankın dolma süresi değişimidir. B6000 model hava üreticinin üzerinde takılı olduğu pistonlu kompresörün 500 litre hacimli tankı doldurma süreleri hesaplanmıştır (Şekil 4.16).



Şekil 4.16. B6000 hava üreticinin tankı doldurma süresi ile basınç arasındaki ilişkisi

Yapılan tankı doldurma süre ölçüm deneylerinde B6000 hava üretici 500 litre tankı 11 bar maksimum basınçta doldurabilmesi için 9 dakikalık süre gereklidir. Ölçümler için başlangıç basınç değeri 6 bar olarak seçilmiştir ve 6 bar basınca kompresör 4,5 dakikada ulaşmıştır. Doğrusal bir şekilde artan basınçla süre değişmiştir. Bu değerler tüm pistonlu kompresörler için genellenebilir. Çalışma basıncı arttıkça kompresörün tankı doldurma süresi de artmaktadır.

4.2.3. Tek ve çift kademeli pistonlu kompresörlerde volumetrik verim eldesi

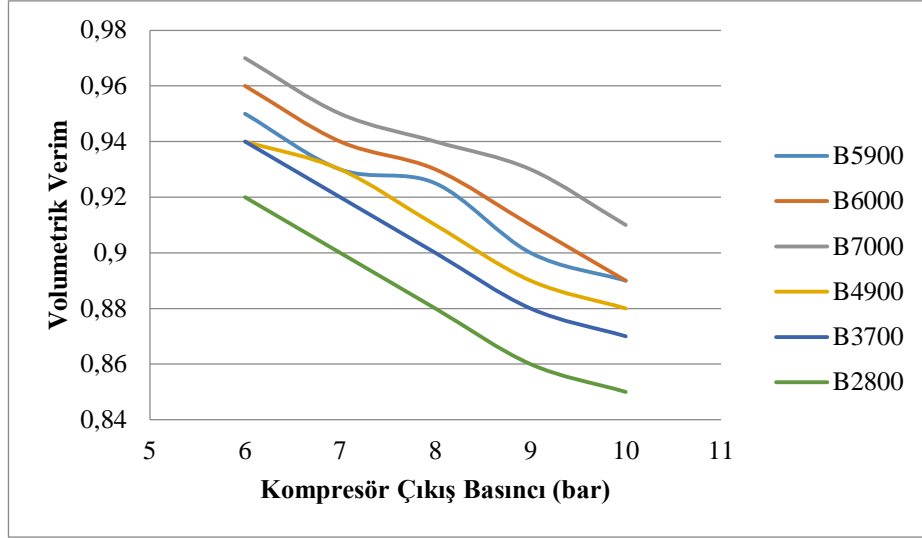
Pistonlu hava kompresörlerinden elde edilen tank doldurma süresi hesapları birlikte ele alındığında Çizelge 4.2'deki tablo oluşmaktadır. 6,7,8,9 ve 10 bar çalışma basınçlarındaki volumetrik verimler kıyaslanmıştır. Her bir model hava üretici içeren pistonlu kompresör üzerinde dörder adet deney yapılarak ölçümlerin ortalaması alınmıştır. Deneyler 20°C ortalama ortam sıcaklığında gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 4.2. Pistonlu kompresörlerde tank doldurma süresi yöntemiyle elde edilen volumetrik verim değerleri

MODEL	$\eta_{v,6 \text{ BAR}}$	$\eta_{v,7 \text{ BAR}}$	$\eta_{v,8 \text{ BAR}}$	$\eta_{v,9 \text{ BAR}}$	$\eta_{v,10 \text{ BAR}}$
B2800	0,92	0,9	0,88	0,86	0,85
B3700	0,94	0,92	0,9	0,88	0,87
B4900	0,94	0,93	0,91	0,89	0,88
B5900	0,95	0,93	0,925	0,9	0,89
B6000	0,96	0,94	0,93	0,91	0,89
B7000	0,97	0,95	0,94	0,93	0,91

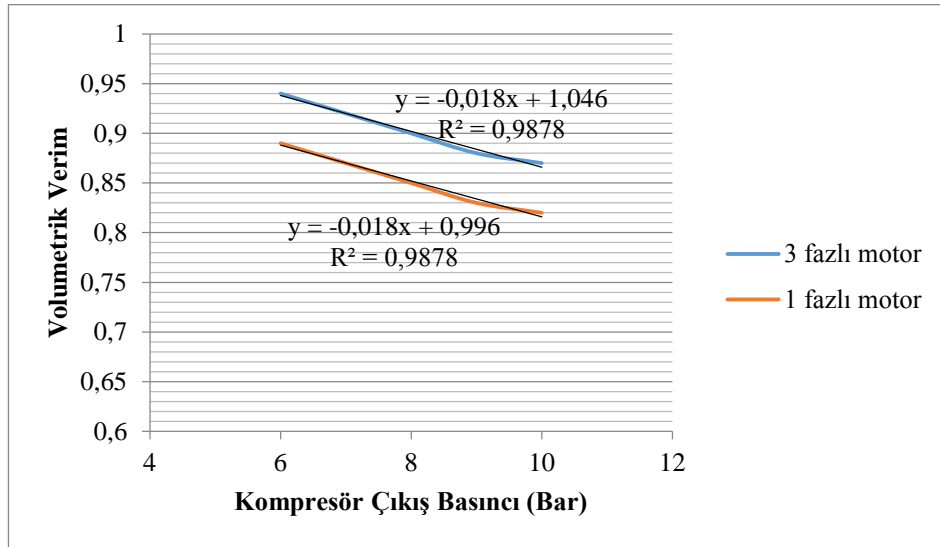
Kompresör imalatlarının gerçekleştiği firmada yapılan deneyler sonucunda, değişik hava üreticileri kullanım durumuna bağlı olarak tank doldurma süre hesabı yöntemiyle oluşturulan pistonlu kompresör volumetrik verim tablosu Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Kompresörlerde kullanılan hava üretici büyüklüğü arttıkça kompresörün volumetrik verimliliği de artmaktadır. 8 bar çalışma basıncında B2800 hava üretici ihtiva eden pistonlu kompresörün volumetrik verimliliği 0,88 iken, B7000 hava üretici ihtiva eden pistonlu kompresörün volumetrik verimliliği 0,94’tür. Çalışma basıncının volumetrik verim üzerindeki etkisi incelendiğinde, 6 bar çalışma basıncında B5900 hava üreticinin volumetrik verim değeri 0,95 iken, 10 bar çalışma basıncında 0,89 volumetrik verimlilik değerine düşmektedir. B5900 hava üretici en fazla pistonlu kompresörlerde kullanılan modeldir. Tüm kompresör yapıları ele alındığında çalışma basıncı 10 bar olduğu durumda B2800 model hava üretici içeren kompresörün volumetrik verimliliği 0,85 ile en düşük değerindeyken, B7000 hava üretici içeren pistonlu kompresör 6 bar çalışma basıncında 0,97 değerinde volumetrik verimliliğe sahiptir (Şekil 4.17). Değerler farklı sırayla ve farklı boyut kompresörlerde gerçekleşen ölçümlerin ortalaması hesaplanarak oluşturulmuştur.



Şekil 4.17. Pistonlu kompresörlerde artan çıkış basıncıyla volumetrik verim arasındaki ilişki

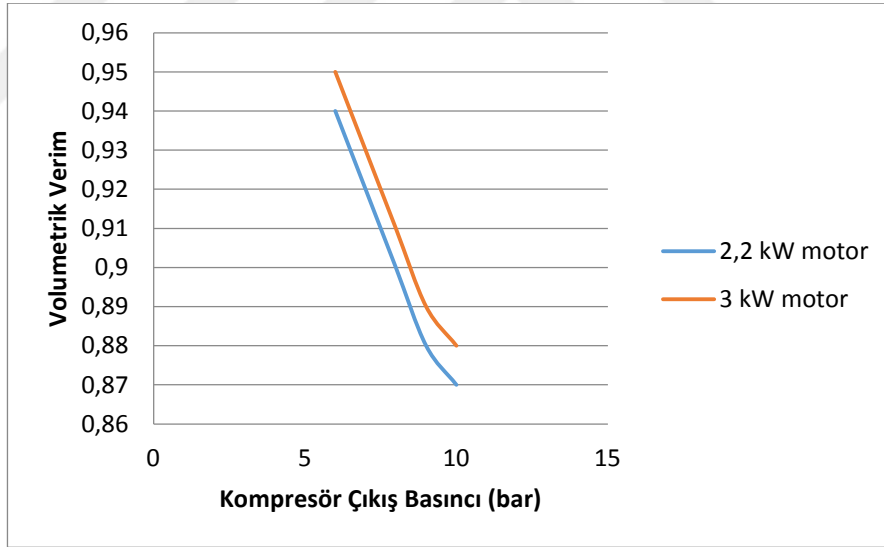
Ölçümlerin ayrıntılı kısımlarına gelindiğinde bazı özel durumlar incelenmektedir. Şekil 4.18’de B3700 model hava üretici ihtiva eden pistonlu kompresörün elektrik motor gücünün monofaze (220 volt) ve trifaze (380 volt) olduğu durumlarda volumetrik verim değişimleri gösterilmiştir. Deneyler ortalama 20°C hava sıcaklığında gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.18. B3700 model hava üreticinde değişen motor faz değerinin artan kompresör basıncına bağlı volumetrik verim analizi

B3700 hava üreticinde elektrik motoru trifaze (3 fazlı) olduğunda monofaze (1 fazlı) motora nazaran aynı çıkış basıncında daha yüksek volumetrik verimliliğe sahiptir. 6 bar çalışma basıncında trifaze motorlu kompresör 0,94 oranında volumetrik verimliliğe sahiptir. Bu durum monofaze motor için 6 bar çalışma basıncında 0,89 değerine düşmektedir. B3700 hava üretici içeren kompresör çıkış basıncı arttıkça volumetrik verimliliği azalmaktadır. Trifaze motorlu kompresörde bu değer 6 bar basınçta 0,94 iken, 10 bar basınçta bu değere 0,87'ye kadar düşmektedir. Dört farklı deneyin ortalamaları alınarak tank doldurma süresi yöntemiyle volumetrik verim değerleri oluşturulmuştur.

B3700 model hava üretici içeren pistonlu kompresör tekrar ele alındığında, farklı motor güçlerinin trifaze motor fazlarındaki volumetrik verim üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Şekil 4.19'da bu hava üretici için 2,2 kW ve 3 kW motor güçlerinde volumetrik verimin artan çıkış basıncıyla değişimi hesaplanmıştır.



Şekil 4.19. B3700 model hava üreticinde değişen motor gücünün artan kompresör basıncına bağlı volumetrik verim analizi

B3700 model hava üretici içeren pistonlu kompresörlerde 2,2 kW ve 3 kW motor güçleri ele alındığında, çıkış basıncı arttıkça her ikisinde de volumetrik verimlilik azalmaktadır. 6 bar çalışma basıncında 2,2 kW motor gücündeki kompresör 0,94 volumetrik verimliliğe sahipken, 3 kW motor gücünde ise volumetrik verim değeri

artarak 0,95 değerine ulaşmaktadır. Artan motor gücüyle volumetrik verimlilik artmaktadır.

4.3. Basınçlı Hava Sistemlerinde Enerji Tasarrufu Üzerindeki Bulgular

Bu bölümde kompresörler üzerinde elde edilebilecek tasarruflar detaylıca ve örneklerle anlatılacaktır.

4.3.1. Yüksek verimli motor kullanımının enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi

Standart bir motor yerine yüksek verimli kullanılmasıyla elde edilecek tasarruf miktarı ve para tasarrufunu aşağıda belirtilen Senaryo 1 üzerinde ele alalım.

Senaryo 1; bir işletmede sargıları yanarak değişmesi gereken 150 HP gücü olan bir kompresör motoru, üzerinde eskisiyle aynı IE2 verimli standart bir motor veya IE3 verimli yüksek verimli bir motor ile değiştirilecektir. Standart motorun fiyatı 9 030 TL iken yüksek verimli motorun değeri 10 940 TL'dir. Kompresör yılda 7200 saat tam yükte çalışmaktadır. Elektriğin birim fiyatını 0,40 TL/kWh olduğu varsayılarak bu işletmenin yüksek verimli motor alarak yapacağı yıllık enerji ve para tasarrufu hesaplanacaktır. Ayrıca tasarruf miktarının ilk fiyat farkını ne kadar sürede geri ödeyeceği belirlenecektir.

Denklem 3.4'ten yararlanılarak yıllık enerji tasarrufu 7 940 kWh olarak bulunur. Denklem 3.5'ten ise yıllık 3 176 TL para tasarrufu bulunur. Yüksek verimli motor almak için 1 910 TL fazla ücret ödenmesi gerekmektedir. Ödenmesi gereken fazla ücretin (1 910 TL) nin yıllık para tasarrufuna (3 176 TL) oranı 0,6 yıl olarak bulunur. Yüksek verimli motor için ödenen fazla para 7,2 ay gibi kısa bir süre içerisinde kendisini amorti edecektir.

Hesaplamalardan da anlaşılacağı şekilde yüksek verimli motor tercih edilmesi enerji tasarrufunu da beraberinde getirip para tasarrufu sağlanmasında yardımcı olacaktır.

Kompresör tercih ederken tüm parametreler detaylıca incelenerek enerji tasarrufunun maksimum düzeyde olacağı şekilde seçim yapmak gerekmektedir.

4.3.2. Basınçlı hava hatlarında kaçakların onarılmasının enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi

Basınçlı hava hatlarındaki kaçaklar hem ciddi oranda enerjinin kaybedilmesine ve yüklü miktarda paranın kullanılmadan havaya atılmasına sebep olur.

Senaryo 2; basınçlı hava hatlarındaki kaçakların etkisini incelemek için bir fabrika içerisindeki durum ele alınmıştır. Basınçlı hava 20°C sıcaklığında ve 850 kPa üst basınçta bir boruda ilerlemektedir. Boru üzerinde 5 mm çapında bir delik tespit edilmiştir. Bu deliğin kapatılmasıyla elde edilebilecek enerji ve para tasarrufu aşağıda belirlenecektir. Atmosferik basınç 90 kPa olarak alınabilir (Kanoğlu 2010). Basınçlı hava %80 verimli ve yılda 6 000 saat çalışan bir vidalı kompresörden elde edilmektedir. Kompresörü çalıştıran motor verimi %93 ve elektriğin birim fiyatı 0,40 TL/kWh olduğu varsayılmaktadır.

Mutlak basınç üst basınçla atmosferik basıncın toplamına eşittir. Birim kütledeki havanın 20°C ve 90 kPa basınçtan 850+90=940 kPa basınca sıkıştırılması gereken iş Denklem 3.7 yardımıyla 327 kJ/kg olarak elde edilir. Havanın gaz sabiti 0,287 kJ/kgK'dır ve politropik sabit 1,3 olarak alınmıştır.

Delik çapı;

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (4.1)$$

denklemden $19,63 \times 10^{-6} m^2$ olarak bulunur. Delikten kaçan havanın debisi ise Denklem 3.6'dan 0,02832 kg/s şeklinde elde edilir. Böylece güç kaybı Denklem 3.8'den 9,26 kW'dır. Delik kapatılmasıyla elde edilen yıllık enerji tasarrufu ise Denklem 3.9 yardımıyla 59 742 kWh olarak bulunur. Yıllık elde edilen para tasarrufu ise yıllık enerji tasarrufu değeriyle, elektriğin birim fiyatının (0,40 TL/kWh) çarpılmasıyla 23 897 TL elde edilir.

Çalışmanın ele alındığı fabrika basınçlı hava tesisatında 5 mm gibi çok ufak sayılan bir delikten oluşan yıllık enerji kaybı çok yüksek değerdedir. Eğer bu delik kapatılmamış olursa yıllık yaklaşık 24 000 TL'lik para boş yere havaya atılacaktır.

4.3.3. Düşük basınçlı hava kullanımının enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi

Sanayideki en bilinçsizle tercih edilen hususlardan biri de gereksiz yere yüksek basınçlı kompresör tercih edilmesidir. Gereksiz yere 1 bar bile yüksek seçilen çalışma basıncı elektrik üzerinde %7'lik ilave tüketim oluşturur (Etemoğlu ve ark. 2016) ve debi olarak çıkış hava basıncının artışına bağlı azalma görülür.

Senaryo 3; üzerinde çalışılan sanayi kuruluşunda basınçlı hava, ihtiyacı olan havayı 100 kPa'dan 800 kPa basınca yükselten 125 HP motor gücüne sahip kompresörden temin etmektedir. Detaylı incelemeler sonucunda basınçlı hava ihtiyacının 600 kPa olduğu belirlenmiştir. Eğer kompresör çalışma basıncı 600 kPa'a çekilirse tasarruf edilecek enerji ve para tasarrufu aşağıda hesaplanacaktır. Basınçlı havayı oluşturmak için kompresör, yılda 5 000 saat ve ortalama %75 kısmi yükte çalışmaktadır. Kompresör motor verimi %94,2'dir ve elektrik birim fiyatı 0,40 TL/kWh olarak varsayılmaktadır.

Denklem 3.10 aracılığıyla güç azaltma faktörü 0,176 olarak bulunur. Enerji tasarrufu ise Denklem 3.11'den 63 057 kWh/yıl olarak elde edilir. Para tasarrufu ise yıllık enerji tasarrufu ile elektriğin birim maliyetinin çarpımı ile 25 223 TL olarak bulunur.

Görüldüğü şekilde 200 kPa'lık çalışma basıncındaki yanlış seçim miktarı, yüksek oranda basınçlı havadan faydalanamadan savurganlığa sebep olur.

4.3.4. Kompresör havasının dış ortamdan alınmasının enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi

Her 3°C'lik sıcak düşümünde enerji kullanımının %1 oranında azaldığı düşünülürse mümkün olduğunca temiz ve sıcaklığı düşük hava ile kompresörün ilk emiş havası sağlanırsa enerji tasarruf miktarında artış tespit edilir.

Senaryo 4; çalışmaların yapıldığı fabrikada 160 kW gücünde bir vidalı kompresör bulunmaktadır. Kompresör ortalama sıcaklığı 20°C olan kompresör odasında yer almaktadır ve iç havayı sıkıştırarak basınçlandırmaktadır. Aynı zamanda dış ortam sıcaklığı 5°C'dir. Kompresörün havayı dışarıdan alması durumundaki yıllık enerji ve para tasarrufu aşağıda hesaplanmaya çalışılacaktır. Kompresör yılda 5 000 saat ve ortalama %60 yükte çalışmaktadır. Elektrik motor verimi %94,8'dir ve elektriğin birim fiyatı 0,40 TL/kWh olarak varsayılmaktadır.

Güç azaltma faktörü Denklem 3.12'den yararlanılarak 0,0512 olarak bulunur. %5,12 oranındaki güç tasarrufu ise yıllık Denklem 3.13'ten 33 701 kWh olarak bulunur. Para tasarrufu ise elde edilen yıllık enerji tasarrufu ile elektrik birim maliyetinin çarpımıyla 13 481 TL/yıl olarak bulunur. Mümkün olduğunca kompresör ortamının düşük sıcaklıklarda tutulması ve kompresörlerin düşük sıcaklıkta emiş havası alması, yüksek oranda firmaların para tasarrufu sağlamasına fırsat vermektedir.

4.3.5. Isı geri kazanım sistemlerinin enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi

Kompresör atık ısısı yardımıyla sanayi sistemlerinde yüksek oranda enerji tasarrufu sağlamak mümkündür.

Senaryo 5; verimi %88 olan doğalgaz kazanı ile ısıtılan bir fabrika ele alalım. Bu fabrikanın hava ihtiyacı büyük boyutlu bir vidalı kompresör ile sağlanmaktadır. Kompresör soğutucusu sıvı-hava ısı eşanjörü ile soğutulmaktadır. Eşanjörün hava bölümü 80 cm yüksekliğinde ve 80 cm genişliğindedir. Normal çalışma şartlarında eşanjörde hava, 20°C'den 50°C'ye çıkarılmaktadır. Havanın ortalama hızı 3 m/s'dir. Kompresör günde 18 saat ve haftada 6 gün çalışmaktadır. Kış sezonunu 24 hafta ve doğalgaz fiyatını 0,52 TL/m³ olarak kompresör atık ısısının fabrikadaki ortam ısıtılmasında kullanılmasıyla elde edilebilecek enerji ve maliyet tasarrufu aşağıda hesaplanmaktadır. Doğalgazın ısı değeri 34 500 kJ/m³ olarak alınabilir. Havanın yoğunluğu 1,2 kg/m³'tür (fabrika deniz seviyesinde kurulu olduğu düşünülerek). Havanın özgül ısı değeri 1,0 kJ / kg°C alınabilir (Kanoğlu 2010).

Hava debisi Denklem 3.16'dan $8\,294\text{ kg/h}$ olarak bulunur. Isı geri kazanım oranı ise Denklem 3.15'ten $248\,830\text{ kJ/h}$ şeklinde elde edilir. Kış mevsiminde kompresör $2\,592\text{ saat/yıl}$ çalışmıştır. Denklem 3.14 yardımıyla yıllık enerji tasarrufu $21\,244\text{ m}^3/\text{yıl}$ 'dır. Elde edilecek maliyet tasarrufu ise Denklem 3.17'den $11\,047\text{ TL/yıl}$ olarak bulunur.

Görüldüğü üzere ısıtmaya harcanması gereken yaklaşık $11\,000\text{ TL}$ 'lik miktar fabrikanın tasarrufu olmuştur.

Üstteki değerlendirmede fabrikada atık ısı geri kazanımına bağlı tasarruf detayları incelenmişti. Aynı fabrikada mevcut sistem üzerinden sıcak su eldesiyle oluşan tasarruf detayları aşağıda incelenmiştir.

45 kW gücündeki kompresörde suyu ısıtmak için kayıplardan sonra $38,33\text{ kW}$ 'lık bir güç sıcak suyu ısıtmak için kullanılabilir. Doğalgazın ısı değeri $10,2\text{ kWh/m}^3$ olarak veriliyor (Etemoğlu ve ark. 2016). Denklem 3.17 yardımıyla yıllık tasarruf 9718 TL olarak hesaplanır.

Hem kompresör atık ısısından yararlanarak ortam ısıtma ve sıcak su tasarruf miktarları ele alındığında ufak işlemlerle fabrikalarda yüksek oranda para tasarruf edilecektir.

4.3.6. Basınçlı hava hatlarının enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi

Basınçlı hava hatlarında optimum çap, hava hızına ve basınç kaybına bağlı olarak seçilebilir.

Basınçlı hava hatlarında optimum çapın hava hızına bağlı olarak değerlendirilmesi

Senaryo 6a; $10\text{ m}^3/\text{dakika}$ serbest hava hacimli bir vidalı kompresörün 7 bar çalışma basıncındaki sıkıştırma oranı ve basınçlı hava hacmi aşağıda açıklandığı şekilde belirlenmektedir.

Sıkışma oranı Çizelge 3.13 yardımıyla 7,91 olarak bulunur. Basınçlı hava hacmi ise Denklem 3.18'den $21,07 \text{ dm}^3/\text{s}$ olarak belirlenir. Hava hızına ve basınçlı hava hacmine bağlı optimum boru çapı Çizelge 3.14'ten hava hızı 6 m/s kabul edilerek $DN 65$ olarak belirlenir.

Basınçlı hava hatlarında optimum çapın basınç kaybına bağlı olarak değerlendirilmesi

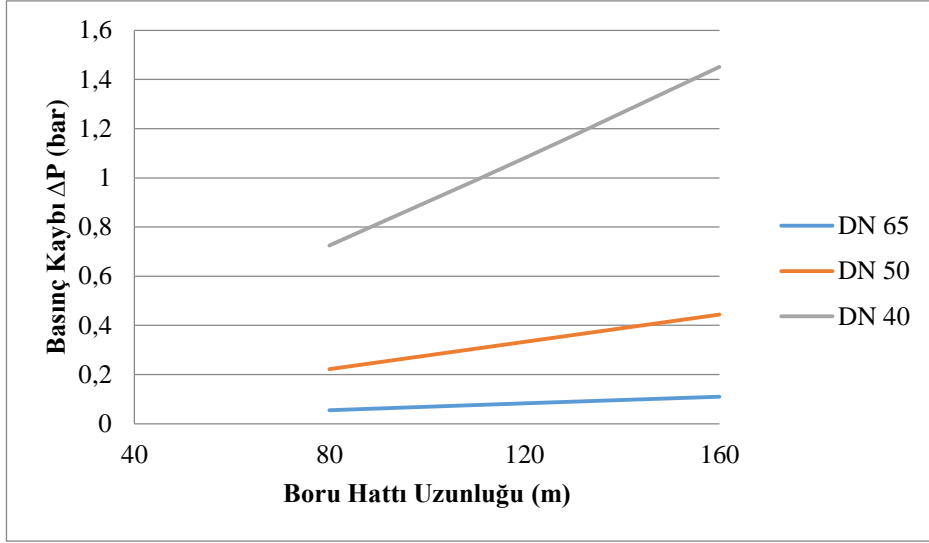
Senaryo 6b; 175 m uzunluğundaki bir hava hattında basınç kaybının 500 mbar'dan fazla olmaması istenmektedir. Hava basıncı 8 bar ve serbest hava hacmi (SHH) $400 \text{ dm}^3/\text{s}$ olduğuna göre, birim boru uzunluğu başına basınç kaybı ve hava hattındaki borunun çapı şu şekilde hesaplanır:

Birim boru uzunluğundaki basınç kaybı $\Delta P_{\text{kayıp}} = \frac{500 \text{ mbar}}{175 \text{ m}} = 2,85 \frac{\text{mbar}}{\text{m}}$ olarak bulunur.

Boru iç çapı seçim abağında (Şekil 3.36) 9 bar (8 bar işletme basıncı ve 1 bar atmosfer basıncı olmak üzere) hava basıncı çubuğunda, $\Delta P_{\text{kayıp}}$ basınç düşümü çubuğunda işaretlenerek referans doğrusuna çizgi çizilir. Serbest hava hacmi çubuğunda serbest hava hacmi işaretlenir ve referans doğrusundaki noktayla birleştirilir ve boru çapı bulunur. İlgili değerlendirme için boru çapı 65 mm bulunur.

Hava hızına ve basınçlı hava hacmine bağlı olarak boru çapı seçiminde örnek olarak ele alınan; $10 \text{ m}^3/\text{dakika}$ serbest hava hacimli bir vidalı kompresörün 7 bar çalışma basıncındaki değerlendirme çalışmaları basınç kaybı uygulamaları için de aşağıda yapılmıştır.

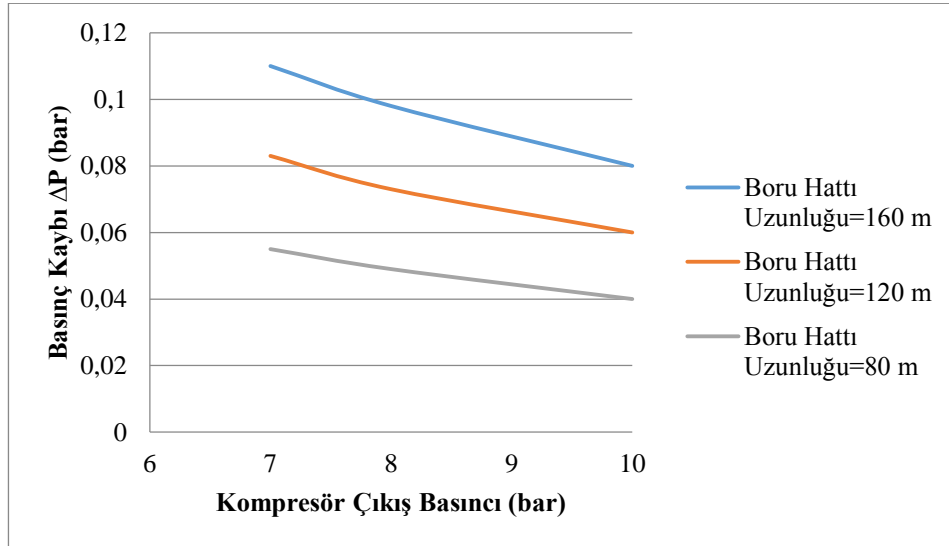
Analizler Denklem 3.19 yardımıyla elde edilerek yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda oluşan grafikler sırasıyla verilmektedir:



Şekil 4.20. Farklı boru çaplarında boru hattı uzunluğuna bağlı basınç kaybı değişimi

Boru hattı uzunluğu arttıkça, basınç kaybı değerleri de artmaktadır (Şekil 4.20). Tesisatta seçilmiş olan düşük boru çapı sebebiyle basınç kaybı da artmaktadır. Seçilen DN 65 çapında basınç kaybı 0,11 bar iken, DN 40 çapında bu değer 1,451 bar değerine kadar yükselebilmektedir.

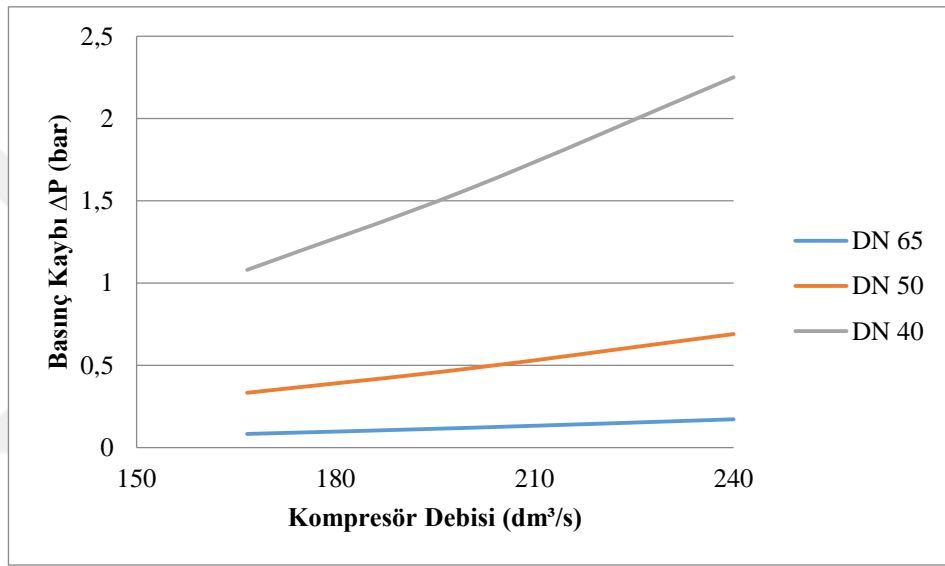
Farklı boru hattı uzunluğunda kompresör çıkış basıncına bağlı basınç kaybı değişimi Şekil 4.21’de verilmiştir.



Şekil 4.21. Farklı boru hattı uzunluğunda kompresör çıkış basıncına bağlı basınç kaybı değişimi

Kompresör çıkış basıncı arttıkça basınç kaybı azalmaktadır. 160 metre uzunluğundaki tesisatta 7 bar çıkış basıncındaki basınç kaybı 0,11 bar iken, 10 bar çıkış basıncındaki basınç kaybı 0,08 bardır. Boru hattı uzunluğu arttıkça basınç kaybı miktarı artış göstermiştir. 10 bar çıkış basıncı için 160 metre uzunluğundaki hatta basınç kaybı 0,08 bar iken, 120 metre uzunluğundaki hatta basınç kaybı 0,06 bar ve 80 metre uzunluğundaki hatta ise bu değer 0,04 bar olarak hesaplanmıştır.

Farklı boru çaplarında kompresör debisine bağlı basınç kaybı değişimi Şekil 4.22’de gösterilmiştir.



Şekil 4.22. Farklı boru çaplarında kompresör debisine bağlı basınç kaybı değişimi

Kompresör debisi artışıyla basınç kaybı da artmaktadır. DN 40 çapındaki tesisat 240 dm^3/s çıkış debisinde 2,25 barlık basınç kaybına ulaşmıştır. Aynı çıkış debisinde DN 50 için basınç kaybı 0,69 iken, DN 65 çapındaki tesisat için basınç kaybı değeri 0,172 bardır. 200 dm^3/s ise DN 40 çapındaki tesisattaki basınç kaybı 1,57 bar, DN 50 çapındaki tesisat için 0,48 ve DN 65 çapındaki tesisat için basınç kaybı 0,12 bardır. Kompresör çıkış debisi azaldıkça basınç kaybı da azalmaktadır. Daha düşük çaplı tesisatlarda basınç kaybı en fazladır.

4.3.7. Özgül (Spesifik) güç tüketiminin enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi

Senaryo 7a; 7 m³/dak. kapasiteli ve maksimum çalışma basıncı 8 bar olan iki farklı kompresörün elektrik motor güçleri sırayla 45 kW ve 55 kW olarak aşağıdaki Çizelge 4.3'te verilmektedir. Kompresörlerin yıllık çalışma değerleri 7000 saattir. Buna göre bu iki kompresörün yıllık enerji tüketimlerini hesaplayarak bunlardan hangisinin enerji tasarrufu açısından tercih edilebileceği aşağıda değerlendirilmektedir.

Çizelge 4.3. İki farklı motor gücüne sahip kompresörün çalışma durumları karşılaştırılması

KOMPRESÖR	Çalışma Basıncı	Yıllık Çalışma Saati	Debi
45 kW	8 bar	7000 saat	7 m ³ /dak.
55 kW	8 bar	7000 saat	7 m ³ /dak.

45 kW kompresörün özgül güç tüketimi= $\frac{45 \text{ kW}}{7 \frac{\text{m}^3}{\text{dak.}}} = 6,43 \text{ kW} / (\text{m}^3/\text{dak})$ 'tür.

45 kW kompresör için yıllık enerji maliyeti=

$6,43 \text{ kW} / (\text{m}^3/\text{dak}) \cdot 7 \text{ m}^3/\text{dak} \cdot 7000 \text{ saat/yıl} = 315 070 \text{ kWh/yıl}$ 'dir.

55 kW kompresörün özgül güç tüketimi= $\frac{55 \text{ kW}}{7 \frac{\text{m}^3}{\text{dak.}}} = 7,86 \text{ kW} / (\text{m}^3/\text{dak})$ olur.

55 kW kompresör için yıllık enerji maliyeti=

$7,86 \text{ kW} / (\text{m}^3/\text{dak}) \cdot 7 \text{ m}^3/\text{dak} \cdot 7000 \text{ saat/yıl} = 385 140 \text{ kWh/yıl}$ olarak hesaplanır.

Yıllık enerji tüketim farklılığı= $(385140-315070) \text{ kWh/yıl} = 70070 \text{ kWh/yıl}$ 'dır.

Buna göre 45 kW gücündeki kompresör 55 kW gücündeki kompresöre nazaran 70 070 kWh yılda daha az enerji tüketecektir. Bu sebeple aynı debi ve çalışma basıncındaki iki farklı kompresör sistemi ele alındığında gücü daha düşük olan 45 kW gücündeki kompresörün seçilmesi uygun olacaktır.

Senaryo 7b; 16 m³/dak. hava ihtiyacı olan ve maksimum çalışma basıncı 7,5 bar olan bir işletmede 110 kW motor gücüne sahip iki kompresörün debileri aşağıdaki Çizelge 4.4'te verilmiştir. Kompresörlerin dizaynları tamamen aynı sadece vida grupları B-110 kW da A-110 kW ya nazaran bir beden daha büyüktür. Kompresörlerin yıllık çalışma oranları 7000 saattir (Çizelge 4.4). Buna göre bu iki kompresörün yıllık enerji tüketimlerini hesaplayarak bunlardan hangisinin enerji tasarrufu açısından tercih edilebileceğini aşağıda hesaplanacaktır.

Çizelge 4.4. İki farklı debi değerine sahip kompresörün çalışma durumları karşılaştırılması

KOMPRESÖR	Çalışma Basıncı	Yıllık Çalışma Saati	Debi
A-110 kW	7,5 bar	7000 saat	17,8 m ³ /dak.
B-110 kW	7,5 bar	7000 saat	19,7 m ³ /dak.

$$\text{A-110 kW kompresörün özgül güç tüketimi} = \frac{110 \text{ kW}}{\frac{17,8 \text{ m}^3}{\text{dak.}}} = 6,20 \text{ kW} / (\text{m}^3/\text{dak}) \text{ ve}$$

$$\text{B-110 kW kompresörün özgül güç tüketimi} = \frac{110 \text{ kW}}{\frac{19,7 \text{ m}^3}{\text{dak.}}} = 5,58 \text{ kW} / (\text{m}^3/\text{dak}) \text{ tür.}$$

16 m³/dak. hava ihtiyacı olan bir işletme için;

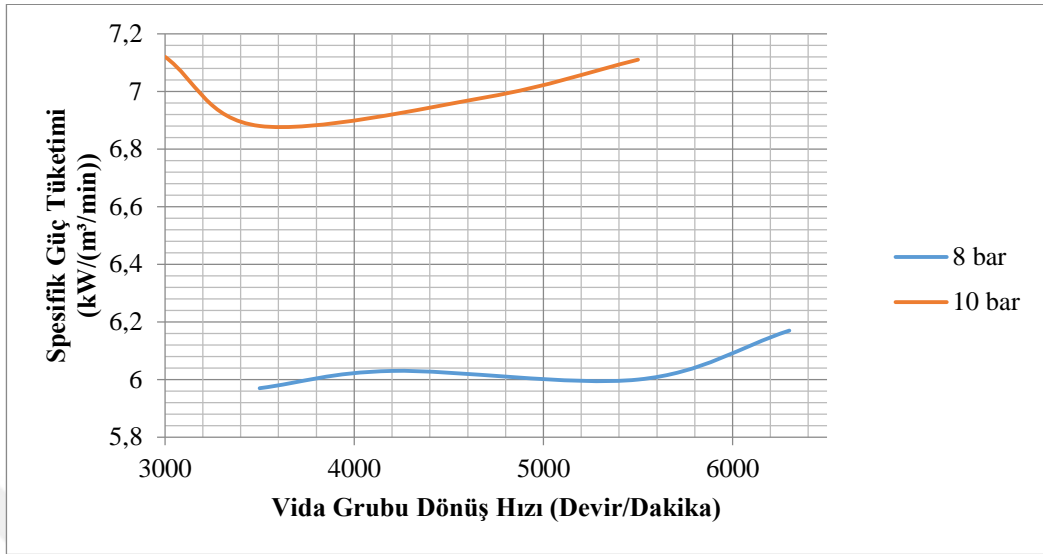
Yıllık enerji tüketim tasarrufu=

$$(6,20-5,58) \text{ kW} / (\text{m}^3/\text{dak}) \times 16 \text{ m}^3/\text{dak.} \times 7000 \text{ h/yıl} \times 0,40 \text{ TL/kWh} = 27 \text{ 776 TL' dir.}$$

Bir beden büyük vida grubuna sahip B-110 kW kompresörün satış fiyatı A-110 kW dan 13 600 TL daha fazladır. Sonuç olarak özgül güç tüketimi daha az olan B-110 kW kompresörü için ödenen ilk yatırım ücreti yaklaşık 6 ay içerisinde kendisini amorti edecektir. Yaklaşık 7 yıl içerisinde de bu büyüklükteki kompresör ilk yatırım maliyetini elektrik tasarrufu sayesinde karşılayacaktır.

Üretici fabrikada kullanılan V110 vida grubu 25 HP, 30 HP, 40 HP ve 50 HP motor gücündeki kompresörlerde kullanılabilir. Bu vida grubu takılı olan

kompresörlerde 8 ve 10 bar basınçtaki vida grubu dönüşüne bağlı özgül güç (spesifik güç) değişimi Şekil 4.23'te belirtilmiştir.



Şekil 4.23. V110 vida grubunun farklı çalışma basınçlarındaki spesifik güç değerlendirilmesi

Kullanılan vida grubunun 8 bar basınçtaki spesifik güç tüketimleri daha düşük olduğundan 8 bar basınçta kullanılmasıyla 10 bar basınca nazaran daha fazla enerji tasarrufu elde edilecektir.

4.3.8. Yüksüz güç tüketiminin enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi

Senaryo 8; yüksüz güç tüketimleri sırasıyla 22 kW ve 11 kW olan kompresörlerin her ikisinin de tam yükteki güçleri 75 kW'dır. Bu kompresörler yıllık çalışma sürelerinin %70'ini tam yükte %30'unu ise boşta çalışarak geçirmektedirler. Kompresörlerin her ikisi de yılda 7000 saat çalışmaktadırlar (Çizelge 4.5). Aşağıda her iki kompresörün de yıllık toplam enerji tüketimleri hesaplanarak, hangisinin tercih edilebilir olduğunu belirlenecektir

Çizelge 4.5. İki farklı kompresörün tam yüklü ve yüksüz durumda güç tüketimleri karşılaştırılması

KOMPRESÖR	Tam Yük Güç Tüketimi (kW)	Yüksüz Güç Tüketimi (kW)	Yıllık Çalışma Saati
A	75	22	7000 saat
B	75	11	7000 saat

Kompresör A için:

Boşta: 22 kW. 7000 saat.0,3 = 46 200 kWh

Tam Yükte: 75 kW. 7000 saat.0,7 = 367 500 kWh

Toplam: 413 700 kWh değeri bulunur.

Kompresör B için:

Boşta: 11 kW. 7000 saat.0,3 = 23 100 kWh

Tam Yükte: 75 kW. 7000 saat.0,7 = 367 500 kWh

Toplam: 390 600 kWh değeri bulunur.

Sonuçlar değerlendirildiğinde A kompresörünün toplam tüketimi 413 700 kWh, B kompresörünün toplam tüketimi 390 600 kWh'dir. Bu sonuca göre yüksüz güç tüketimi düşük olan B kompresörünün tercih edilmesi gerekmektedir.

4.4. Basınçlı Hava Ekonomisi Üzerindeki Bulgular

Kompresörlerin tam yükte ve kısmi yüklerdeki enerji tüketiminin maliyeti ile invertörlü kompresör kullanılarak elde edilebilecek tasarruf miktarları bu kısımda ayrıntılarıyla ele alınacaktır.

4.4.1. Kompresörlerin tam yükte çalışması durumunda basınçlı hava maliyetinin değerlendirilmesi

Motor güçleri sırasıyla 22 kW, 37 kW, 55 kW ve 110 kW olan dört ayrı vidalı kompresör üzerinde elektrik tüketim maliyetleri Denklem 3.20 aracılığıyla belirlenmiştir. Çizelge 4.6, Çizelge 4.7, Çizelge 4.8 ve Çizelge 4.9 da kompresörlerin tam yüklerdeki farklı yıllık çalışma saatlerindeki elektrik tüketim maliyetleri belirlenmiştir.

Çizelge 4.6. 22 kW vidalı kompresörün tam yük altında, farklı yıllık çalışma saatlerindeki elektrik tüketim maliyetleri

Kompresör Gücü	Yıllık Çalışma Süresi	Yük Faktörü (Yükte Çalışma Oranı)
		1 (Tam Yük Pozisyonu)
		Yıllık Elektrik Tüketimleri
22 kW	4320 saat	41.639,00 TL
	5760 saat	55.518,00 TL
	7200 saat	69.398,00 TL
	8000 saat	77.108,00 TL

Yıllık çalışma miktarıyla doğru orantılı olarak, yıllık elektrik tüketim maliyetleri de artmaktadır. Yıllık çalışma süresi 4320 saat olan 22 kW gücündeki vidalı kompresörün elektrik tüketim maliyeti yıllık olarak 41 639 TL iken, 8000 saat yıllık çalışma süresi olan kompresörün yıllık elektrik tüketim maliyeti 77 108 TL'dir (Çizelge 4.6).

Çizelge 4.7. 37 kW vidalı kompresörün tam yük altında, farklı yıllık çalışma saatlerindeki elektrik tüketim maliyetleri

Kompresör Gücü	Yıllık Çalışma Süresi	Yük Faktörü (Yükte Çalışma Oranı)
		1 (Tam Yük Pozisyonu)
		Yıllık Elektrik Tüketimleri
37 kW	4320 saat	69.045,00 TL
	5760 saat	92.060,00 TL
	7200 saat	115.076,00 TL
	8000 saat	127.862,00 TL

Kompresör motor gücü arttıkça elektrik tüketim bedellerinde de artış gözlemlenmektedir. 37 kW vidalı kompresörde 5760 saat yıllık çalışma süresindeki

miktar 92 060 TL olarak tespit edilmişken, 22 kW vidalı kompresörde 5760 saat yıllık çalışma süresinde miktar 55 518 TL olarak tespit edilmiştir (Çizelge 4.7).

Kompresörlerin yıllık çalışma süreleri elektrik tüketimlerini etkileyen en önemli parametrelerden biridir. 55 kW gücündeki vidalı kompresörde yıllık çalışma süresi 4320 saat iken elektrik tüketim maliyeti 101 974 TL olarak bulunmuşken, 5760 yıllık çalışma süresi olması durumunda bu değer 135 966 TL olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde 7200 saat çalışma süreli 55 kW gücündeki vidalı kompresörde yıllık elektrik tüketim bedeli 169 957 TL'dir. 8000 saat yıllık çalışma süresi olduğunda 188 841 TL'lik elektrik maliyeti belirlenmiştir (Çizelge 4.8).

Çizelge 4.8. 55 kW vidalı kompresörün tam yük altında, farklı yıllık çalışma saatlerindeki elektrik tüketim maliyetleri

Kompresör Gücü	Yıllık Çalışma Süresi	Yük Faktörü (Yükte Çalışma Oranı)
		1 (Tam Yük Pozisyonu)
		Yıllık Elektrik Tüketimleri
55 kW	4320 saat	101.974,00 TL
	5760 saat	135.966,00 TL
	7200 saat	169.957,00 TL
	8000 saat	188.841,00 TL

110 kW gücündeki vidalı kompresörün değişken yıllık çalışma durumları ele alındığında 8000 saatlik çalışma süresinde 373 277 TL gibi çok ciddi miktarda elektrik tüketimi bulunmaktadır (Çizelge 4.9).

Çizelge 4.9. 110 kW vidalı kompresörün tam yük altında, farklı yıllık çalışma saatlerindeki elektrik tüketim maliyetleri

Kompresör Gücü	Yıllık Çalışma Süresi	Yük Faktörü (Yükte Çalışma Oranı)
		1 (Tam Yük Pozisyonu)
		Yıllık Elektrik Tüketimleri
110 kW	4320 saat	201.569,00 TL
	5760 saat	268.759,00 TL
	7200 saat	335.949,00 TL
	8000 saat	373.277,00 TL

4.4.2. Kompresörlerin kısmi yükte çalışması durumunda basınçlı hava maliyetinin değerlendirilmesi

Motor güçleri sırasıyla 22 kW, 37 kW, 55 kW ve 110 kW olan dört ayrı vidalı kompresörün kısmi yükte çalışma durumundaki elektrik tüketim maliyetleri Denklem 3.21 aracılığıyla belirlenmiştir. Çizelge 4.10, Çizelge 4.11, Çizelge 4.12 ve Çizelge 4.13 te kompresörlerin 0,5, 0,65, 0,75 ve 0,85 tam yük altında farklı yıllık çalışma saatlerindeki elektrik tüketim maliyetleri belirlenmiştir.

Çizelge 4.10'da yıllık çalışma süresi 4320 saat olan vidalı kompresörlerin farklı tam ve kısmi yük altındaki yıllık elektrik tüketim maliyetleri verilmiştir. Yükte çalışma oranı artan kompresörlerde beklenen bir şekilde daha yüksek miktarda elektrik maliyeti oluşmaktadır. 22 kW kompresörün 0,5 oranındaki tam yükte çalışma durumunda elektrik tüketim bedeli yıllık 27 065 TL iken, 0,85 oranındaki tam yükte çalışma durumundaki elektrik bedeli yıllık 37 267 TL olarak hesaplanmıştır. Kompresör gücü arttıkça da kompresörün tükettiği elektrik miktarı artacağından, elektrik maliyetinde artış görülmektedir.

Çizelge 4.10. Vidalı kompresörlerin yıllık 4320 saat çalışma süresinde farklı tam yük altındaki elektrik tüketim maliyetleri

Kompresör Gücü	Yıllık Çalışma Süresi	Yük Faktörü (Yükte Çalışma Oranı)			
		0,85	0,75	0,65	0,5
		Yıllık Elektrik Tüketimleri			
22 kW	4320 saat	37.267,00 TL	34.352,00 TL	31.437,00 TL	27.065,00 TL
37 kW		61.796,00 TL	56.962,00 TL	52.129,00 TL	44.879,00 TL
55 kW		91.267,00 TL	84.129,00 TL	76.991,00 TL	66.283,00 TL
110 kW		180.405,00 TL	166.295,00 TL	152.185,00 TL	131.020,00 TL

Yıllık çalışma süresi 5760 saat olan vidalı kompresörlerin farklı tam ve kısmi yük altındaki yıllık elektrik tüketim maliyetleri Çizelge 4.11’de verilmiştir. Yükte çalışma oranı artan kompresörlerde beklenen bir şekilde daha yüksek miktarda elektrik maliyeti oluşmaktadır. 37 kW kompresörün 0,5 oranındaki tam yükte çalışma durumunda elektrik tüketim bedeli yıllık 59 839 TL iken, 0,85 oranındaki tam yükte çalışma durumundaki elektrik bedeli yıllık 82 394 TL olarak hesaplanmıştır. Kompresör gücü arttıkça da kompresörün tükettiği elektrik miktarı artacağından, elektrik maliyetinde artış görülmektedir. 55 kW kompresörün 0,75 oranındaki tam yükte çalışması durumunda yıllık elektrik maliyeti 112 172 TL iken, 110 kW kompresörün ise 0,75 oranındaki tam yükteki yıllık elektrik tüketim miktarı 221 726 TL’dir.

Çizelge 4.11. Vidalı kompresörlerin yıllık 5760 saat çalışma süresinde farklı tam yük altındaki elektrik tüketim maliyetleri

Kompresör Gücü	Yıllık Çalışma Süresi	Yük Faktörü (Yükte Çalışma Oranı)			
		0,85	0,75	0,65	0,5
		Yıllık Elektrik Tüketimleri			
22 kW	5760 saat	49.689,00 TL	45.802,00 TL	41.916,00 TL	36.087,00 TL
37 kW		82.394,00 TL	75.950,00 TL	69.506,00 TL	59.839,00 TL
55 kW		121.689,00 TL	112.172,00 TL	102.654,00 TL	88.378,00 TL
110 kW		240.540,00 TL	221.726,00 TL	202.903,00 TL	174.694,00 TL

Çizelge 4.12’de yıllık çalışma süresi 7200 saat olan vidalı kompresörlerin farklı tam ve kısmi yük altındaki yıllık elektrik tüketim maliyetleri verilmiştir. Yükte çalışma oranı artan kompresörlerde beklenen bir şekilde daha yüksek miktarda elektrik maliyeti oluşmaktadır. 55 kW kompresörün 0,5 oranındaki tam yükte çalışma durumunda elektrik tüketim bedeli yıllık 110 472 TL iken, 0,85 oranındaki tam yükte çalışma durumundaki elektrik bedeli yıllık 152 112 TL olarak hesaplanmıştır. Kompresör gücü arttıkça da kompresörün tükettiği elektrik miktarı artacağından, elektrik maliyetinde artış görülmektedir. 110 kW kompresörün 0,75 oranındaki tam yükte çalışması durumunda yıllık elektrik maliyeti 277 158 TL iken, 22 kW kompresörün ise 0,75 oranındaki tam yükteki yıllık elektrik tüketim miktarı 57 253 TL’dir.

Çizelge 4.12. Vidalı kompresörlerin yıllık 7200 saat çalışma süresinde farklı tam yük altındaki elektrik tüketim maliyetleri

Kompresör Gücü	Yıllık Çalışma Süresi	Yük Faktörü (Yükte Çalışma Oranı)			
		0,85	0,75	0,65	0,5
		Yıllık Elektrik Tüketimleri			
22 kW	7200 saat	62.111,00 TL	57.253,00 TL	52.395,00 TL	45.108,00 TL
37 kW		102.993,00 TL	94.937,00 TL	86.882,00 TL	74.799,00 TL
55 kW		152.112,00 TL	140.215,00 TL	128.318,00 TL	110.472,00 TL
110 kW		300.674,00 TL	277.158,00 TL	253.642,00 TL	218.367,00 TL

Yıllık çalışma süresi 8000 saat olan vidalı kompresörlerin farklı tam ve kısmi yük altındaki yıllık elektrik tüketim maliyetleri Çizelge 4.13’de verilmiştir. Yükte çalışma oranı artan kompresörlerde beklenen bir şekilde daha yüksek miktarda elektrik maliyeti oluşmaktadır. 37 kW kompresörün 0,5 oranındaki tam yükte çalışma durumunda elektrik tüketim bedeli yıllık 83 110 TL iken, 0,85 oranındaki tam yükte çalışma durumundaki elektrik bedeli yıllık 114 436 TL olarak hesaplanmıştır. Kompresör gücü arttıkça da kompresörün tükettiği elektrik miktarı artacağından, elektrik maliyetinde artış görülmektedir. 55 kW kompresörün 0,75 oranındaki tam yükte çalışması durumunda yıllık elektrik maliyeti 155 794 TL iken, 110 kW kompresörün ise 0,75 oranındaki tam yükteki yıllık elektrik tüketim miktarı 307 953 TL’dir.

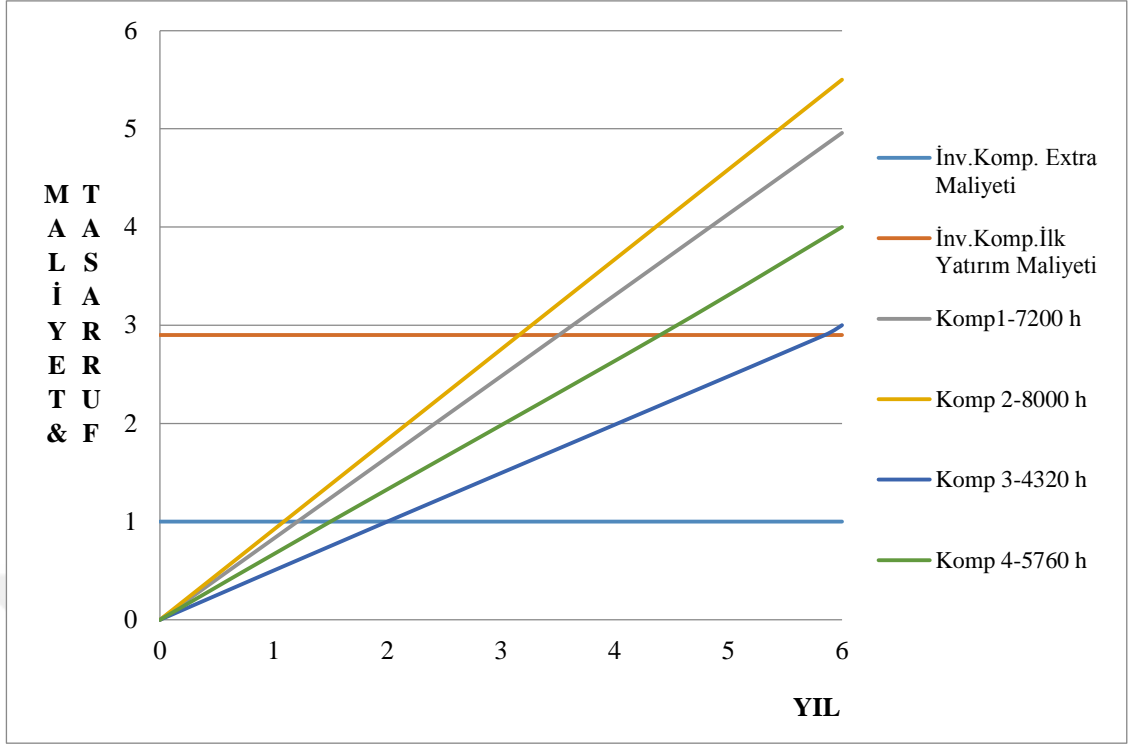
Çizelge 4.13. Vidalı kompresörlerin yıllık 8000 saat çalışma süresinde farklı tam yük altındaki elektrik tüketim maliyetleri

Kompresör Gücü	Yıllık Çalışma Süresi	Yük Faktörü (Yükte Çalışma Oranı)			
		0,85	0,75	0,65	0,5
		Yıllık Elektrik Tüketimleri			
22 kW	8000 saat	69.012,00 TL	63.614,00 TL	58.217,00 TL	50.120,00 TL
37 kW		114.436,00 TL	105.486,00 TL	96.536,00 TL	83.110,00 TL
55 kW		169.013,00 TL	155.794,00 TL	142.575,00 TL	122.747,00 TL
110 kW		334.083,00 TL	307.953,00 TL	281.824,00 TL	242.630,00 TL

4.4.3. Değişken hız sürücülü (invertörlü) kompresörlerde maliyet ve tasarruf analizi

Bu kısımda 22 kW, 37 kW, 55 kW ve 110 kW gücündeki yük-boş çalışan kompresörlerle invertörlü kompresörlerin, farklı yük oranlarında ve farklı yıllık çalışma sürelerinde analizleri yapılmaktadır. İntertörlü kompresör için ödenen ekstra maliyet farklı ile komple invertörlü kompresör sisteminin tasarruflar sayesinde kaç yılda maliyet geri dönüşü gerçekleşeceği belirlenecektir. İntertörlü kompresörlerin yıllık elektrik tüketimleri Denklem 3.22 sayesinde tespit edilmektedir.

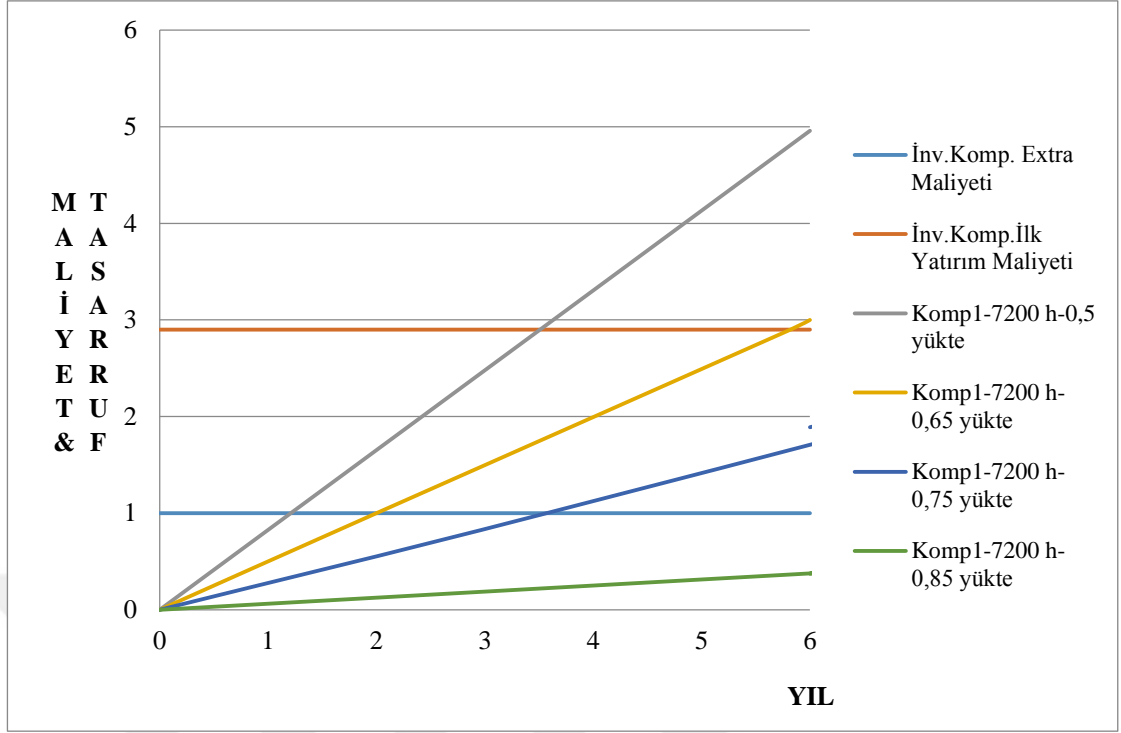
Şekil 4.24'te 22 kW motor gücüne sahip yük-boş çalışan vidalı kompresör ile invertörlü kompresörün 0,5 yük altında çeşitli yıllık çalışma sürelerindeki ekstra maliyet farklılığının ve komple kompresör sistemi maliyetinin geri dönüş süreleri ayrıntılarıyla verilmektedir.



Şekil 4.24. 22 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün 0,5 yükte, farklı yıllık çalışma sürelerindeki ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri

22 kW gücünde vidalı kompresörler üzerinde yapılan analizler sonucunda; 0,5 yük altında yılda 4320 saat çalışan invertörlü vidalı kompresör için invertörün ekstra maliyet farkı 2 yıl içinde, invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti de yaklaşık 6 yıl içerisinde kendisini amorti edecektir. Yine 0,5 yükte yılda 5760 saat çalışan invertörlü kompresörün invertör için ödenen maliyet farkı yaklaşık 1,5 yılda, komple invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti 4,5 yılda geri dönecektir. Eğer aynı çalışma yükünde yıllık çalışma süresi 7200 saat olan bir invertörlü vidalı kompresör ele alınırsa invertör için ödenen ekstra maliyet farkı 1,2 yılda, invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti de 3,5 yılda kendisini amorti edecektir. Yıllık çalışma süresi 8000 saat olan ve 0,5 yükte çalışan invertörlü kompresör ele alındığında invertör için ödenen ekstra maliyet 1 yılda, komple invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti ise 3 yılda geri dönecektir.

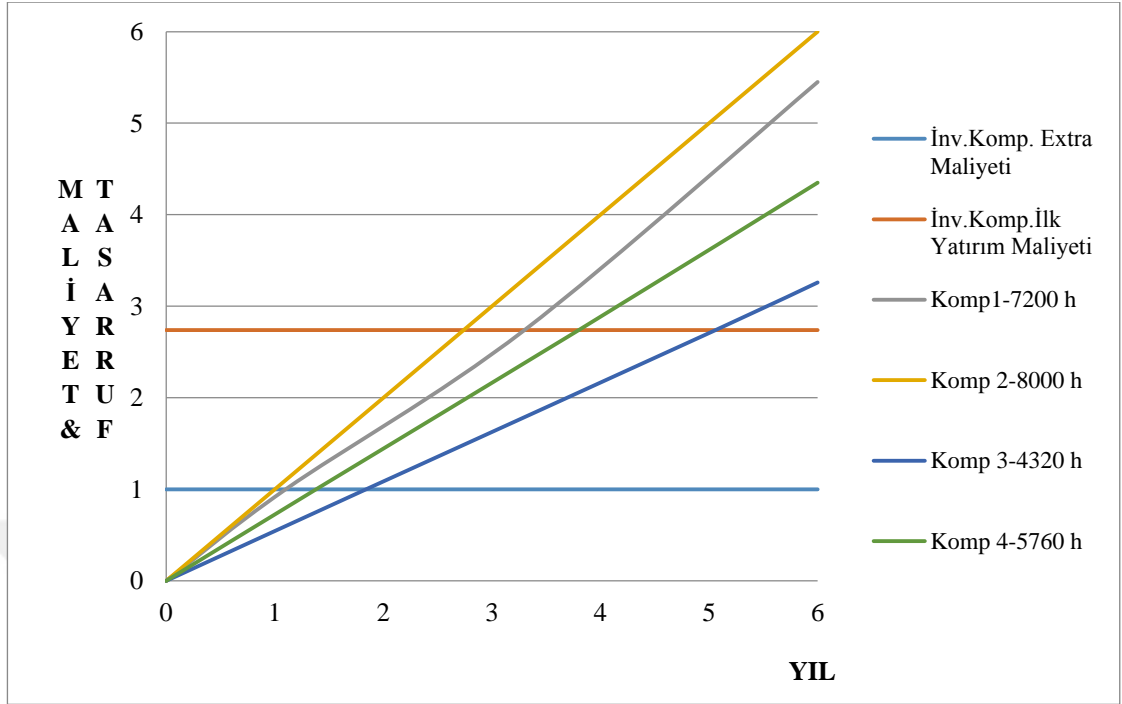
Şekil 4.25'te 22 kW motor gücüne sahip yük-boş çalışan vidalı kompresör ile invertörlü kompresörün 7200 saat yıllık çalışma sürelerinde ve farklı yükte çalışma durumlarında ekstra maliyet farklılığının ve komple kompresör sistemi maliyetinin geri dönüş süreleri verilmektedir.



Şekil 4.25. 22 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün farklı yükler altında, 7200 saat yıllık çalışma sürelerinde ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri

Yılda 7200 saat çalışan 22 kW gücünde vidalı kompresörler üzerinde farklı yükler altında yapılan analizler sonucunda; 0,5 yük altında yılda çalışan invertörlü vidalı kompresör için invertörün ekstra maliyet farkı 1,2 yıl içinde, invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti de yaklaşık 3,5 yıl içerisinde kendisini amorti edecektir. 0,65 yükte çalışan invertörlü kompresörün invertör için ödenen maliyet farkı yaklaşık 2 yılda, komple invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti 6 yılda geri dönecektir. Eğer 0,75 yükte çalışan bir invertörlü vidalı kompresör ele alınırsa invertör için ödenen ekstra maliyet farkı 3,5 yılda, invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti de 10 yılda kendisini amorti edecektir. Yıllık çalışma süresi 7200 saat olan ve 0,85 yükte çalışan invertörlü kompresör ele alındığında invertör için ödenen ekstra maliyet 16 yılda, komple invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti ise 47 yılda geri dönecektir.

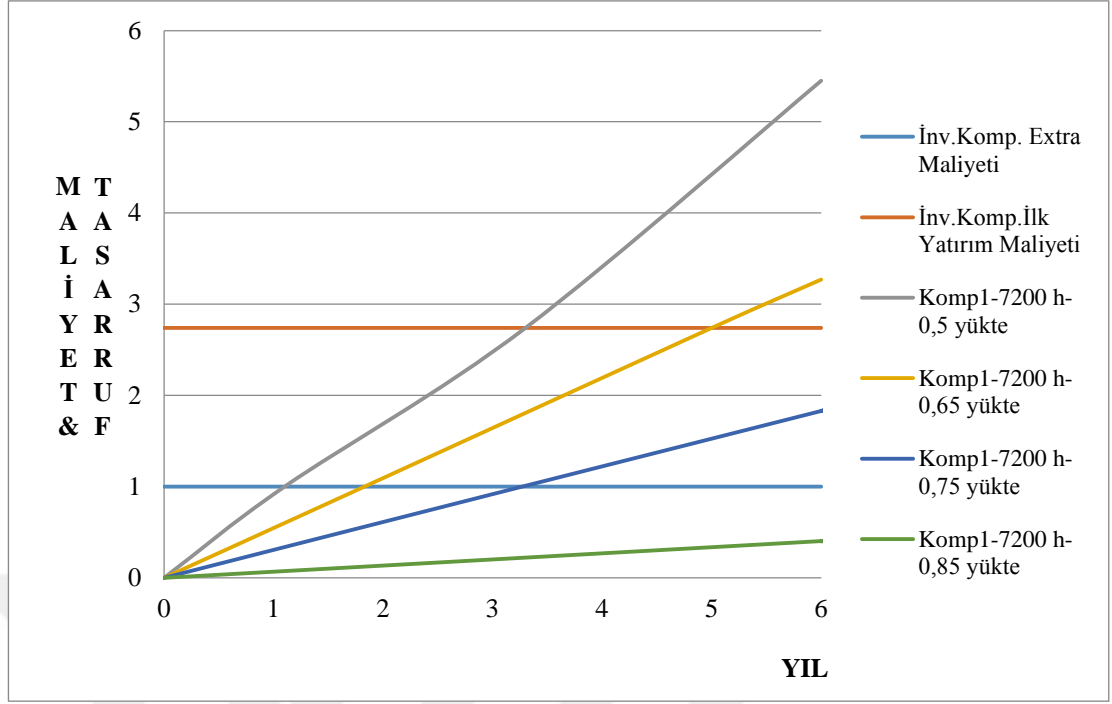
Şekil 4.26'da 37 kW motor gücüne sahip yük-boş çalışan vidalı kompresör ile invertörlü kompresörün 0,5 yük altında çeşitli yıllık çalışma sürelerindeki ekstra maliyet farklılığının ve komple kompresör sistemi maliyetinin geri dönüş süreleri ayrıntılarıyla verilmektedir.



Şekil 4.26. 37 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün 0,5 yükte, farklı yıllık çalışma sürelerindeki ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri

37 kW gücünde vidalı kompresörler üzerinde yapılan analizler sonucunda; 0,5 yük altında yılda 4320 saat çalışan invertörlü vidalı kompresör için invertörün ekstra maliyet farkı 1,8 yıl içinde, invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti de yaklaşık 5 yıl içerisinde kendisini amorti edecektir. Yine 0,5 yükte yılda 5760 saat çalışan invertörlü kompresörün invertör için ödenen maliyet farkı yaklaşık 1,4 yılda, komple invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti 3,8 yılda geri dönecektir. Eğer aynı çalışma yükünde yıllık çalışma süresi 7200 saat olan bir invertörlü vidalı kompresör ele alınırsa invertör için ödenen ekstra maliyet farkı 1,1 yılda, invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti de 3,3 yılda kendisini amorti edecektir. Yıllık çalışma süresi 8000 saat olan ve 0,5 yükte çalışan invertörlü kompresör ele alındığında invertör için ödenen ekstra maliyet 1 yılda, komple invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti ise 2,7 yılda geri dönecektir.

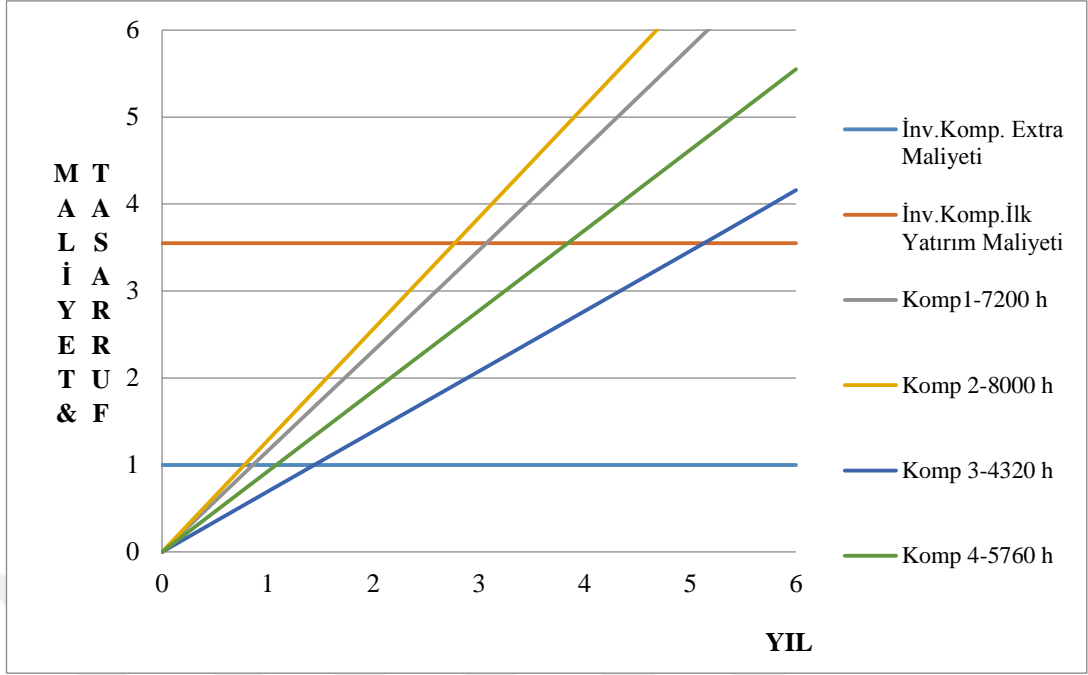
Şekil 4.27’de 37 kW motor gücüne sahip yük-boş çalışan vidalı kompresör ile invertörlü kompresörün 7200 saat yıllık çalışma sürelerinde ve farklı yükte çalışma durumlarında ekstra maliyet farklılığının ve komple kompresör sistemi maliyetinin geri dönüş süreleri verilmektedir.



Şekil 4.27. 37 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün farklı yükler altında, 7200 saat yıllık çalışma sürelerinde ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri

Yılda 7200 saat çalışan 37 kW gücünde vidalı kompresörler üzerinde farklı yükler altında yapılan analizler sonucunda; 0,5 yük altında yılda çalışan invertörlü vidalı kompresör için invertörün ekstra maliyet farkı 1,1 yıl içinde, invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti de yaklaşık 3,3 yıl içerisinde kendisini amorti edecektir. 0,65 yükte çalışan invertörlü kompresörün invertör için ödenen maliyet farkı yaklaşık 1,8 yılda, komple invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti 5 yılda geri dönecektir. Eğer 0,75 yükte çalışan bir invertörlü vidalı kompresör ele alınırsa invertör için ödenen ekstra maliyet farkı 3,2 yılda, invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti de 9 yılda kendisini amorti edecektir. Yıllık çalışma süresi 7200 saat olan ve 0,85 yükte çalışan invertörlü kompresör ele alındığında invertör için ödenen ekstra maliyet 15 yılda, komple invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti ise 41 yılda geri dönecektir.

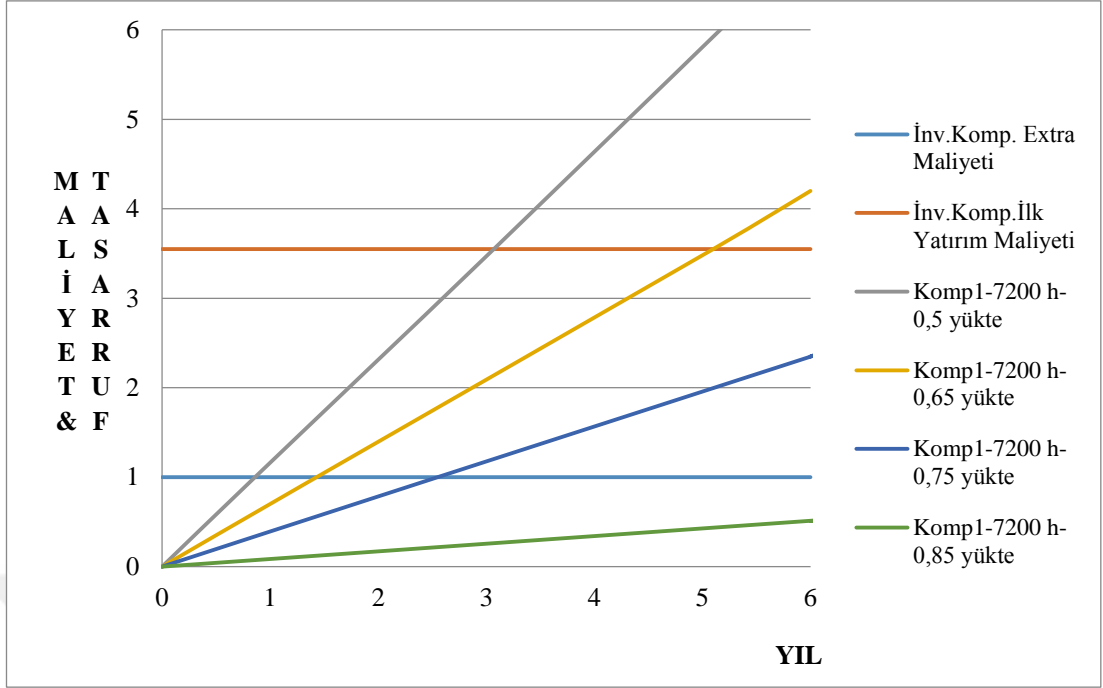
Şekil 4.28'de 55 kW motor gücüne sahip yük-boş çalışan vidalı kompresör ile invertörlü kompresörün 0,5 yük altında çeşitli yıllık çalışma sürelerindeki ekstra maliyet farklılığının ve komple kompresör sistemi maliyetinin geri dönüş süreleri ayrıntılarıyla verilmektedir.



Şekil 4.28. 55 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün 0,5 yükte, farklı yıllık çalışma sürelerindeki ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri

55 kW gücünde vidalı kompresörler üzerinde yapılan analizler sonucunda; 0,5 yük altında yılda 4320 saat çalışan invertörlü vidalı kompresör için invertörün ekstra maliyet farkı 1,4 yıl içinde, invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti de yaklaşık 5 yıl içerisinde kendisini amorti edecektir. Yine 0,5 yükte yılda 5760 saat çalışan invertörlü kompresörün invertör için ödenen maliyet farkı yaklaşık 1 yılda, komple invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti 3,8 yılda geri dönecektir. Eğer aynı çalışma yükünde yıllık çalışma süresi 7200 saat olan bir invertörlü vidalı kompresör ele alınırsa invertör için ödenen ekstra maliyet farkı 0,8 yılda, invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti de 3 yılda kendisini amorti edecektir. Yıllık çalışma süresi 8000 saat olan ve 0,5 yükte çalışan invertörlü kompresör ele alındığında invertör için ödenen ekstra maliyet 0,7 yılda, komple invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti ise 2,7 yılda geri dönecektir.

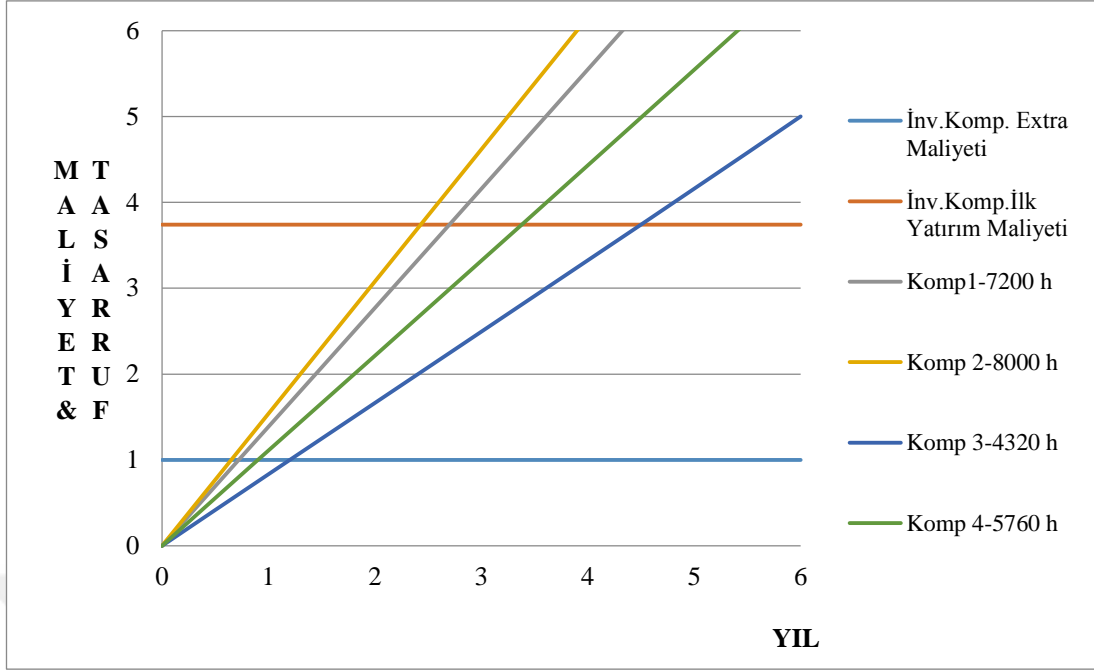
Şekil 4.29'da 55 kW motor gücüne sahip yük-boş çalışan vidalı kompresör ile invertörlü kompresörün 7200 saat yıllık çalışma sürelerinde ve farklı yükte çalışma durumlarında ekstra maliyet farklılığının ve komple kompresör sistemi maliyetinin geri dönüş süreleri verilmektedir.



Şekil 4.29. 55 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün farklı yükler altında, 7200 saat yıllık çalışma sürelerinde ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri

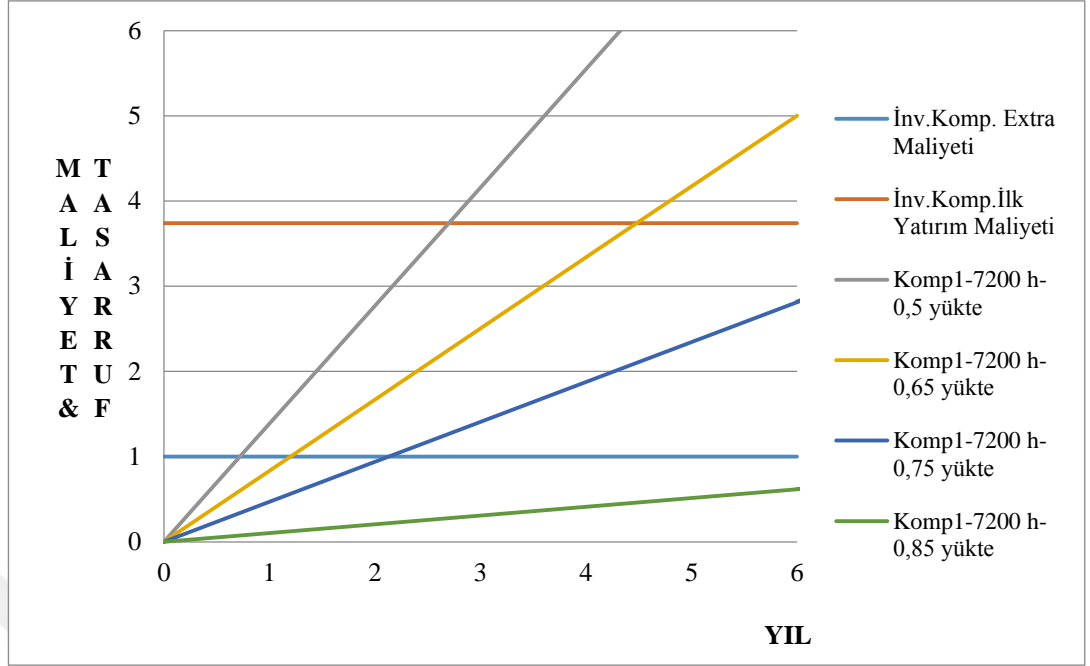
Yılda 7200 saat çalışan 55 kW gücünde vidalı kompresörler üzerinde farklı yükler altında yapılan analizler sonucunda; 0,5 yük altında yılda çalışan invertörlü vidalı kompresör için invertörün ekstra maliyet farkı 0,8 yıl içinde, invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti de yaklaşık 3 yıl içerisinde kendisini amorti edecektir. 0,65 yükte çalışan invertörlü kompresörün invertör için ödenen maliyet farkı yaklaşık 1,4 yılda, komple invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti 5 yılda geri dönecektir. Eğer 0,75 yükte çalışan bir invertörlü vidalı kompresör ele alınırsa invertör için ödenen ekstra maliyet farkı 2,5 yılda, invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti de 9 yılda kendisini amorti edecektir. Yıllık çalışma süresi 7200 saat olan ve 0,85 yükte çalışan invertörlü kompresör ele alındığında invertör için ödenen ekstra maliyet 11 yılda, komple invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti ise 41 yılda geri dönecektir.

Şekil 4.30'da 110 kW motor gücüne sahip yük-boş çalışan vidalı kompresör ile invertörlü kompresörün 0,5 yük altında çeşitli yıllık çalışma sürelerindeki ekstra maliyet farklılığının ve komple kompresör sistemi maliyetinin geri dönüş süreleri ayrıntılarıyla verilmektedir.



Şekil 4.30. 110 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün 0,5 yükte, farklı yıllık çalışma sürelerindeki ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri

110 kW gücünde vidalı kompresörler üzerinde yapılan analizler sonucunda; 0,5 yük altında yılda 4320 saat çalışan invertörlü vidalı kompresör için invertörün ekstra maliyet farkı 1,2 yıl içinde, invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti de yaklaşık 4,5 yıl içerisinde kendisini amorti edecektir. Yine 0,5 yükte yılda 5760 saat çalışan invertörlü kompresörün invertör için ödenen maliyet farkı yaklaşık 0,9 yılda, komple invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti 3,4 yılda geri dönecektir. Eğer aynı çalışma yükünde yıllık çalışma süresi 7200 saat olan bir invertörlü vidalı kompresör ele alınırsa invertör için ödenen ekstra maliyet farkı 0,7 yılda, invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti de 2,7 yılda kendisini amorti edecektir. Yıllık çalışma süresi 8000 saat olan ve 0,5 yükte çalışan invertörlü kompresör ele alındığında invertör için ödenen ekstra maliyet 0,65 yılda, komple invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti ise 2,4 yılda geri dönecektir. Şekil 4.31’de 110 kW motor gücüne sahip yük-boş çalışan vidalı kompresör ile invertörlü kompresörün 7200 saat yıllık çalışma sürelerinde ve farklı yükte çalışma durumlarında ekstra maliyet farklılığının ve komple kompresör sistemi maliyetinin geri dönüş süreleri verilmektedir.



Şekil 4.31. 110 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörün farklı yükler altında, 7200 saat yıllık çalışma sürelerinde ekstra maliyeti ve ilk yatırım maliyetinin geri dönüş süreleri

Yılda 7200 saat çalışan 110 kW gücünde vidalı kompresörler üzerinde farklı yükler altında yapılan analizler sonucunda; 0,5 yük altında yılda çalışan invertörlü vidalı kompresör için invertörün ekstra maliyet farkı 0,7 yıl içinde, invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti de yaklaşık 2,7 yıl içerisinde kendisini amorti edecektir. 0,65 yükte çalışan invertörlü kompresörün invertör için ödenen maliyet farkı yaklaşık 1,2 yılda, komple invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti 4,5 yılda geri dönecektir. Eğer 0,75 yükte çalışan bir invertörlü vidalı kompresör ele alınırsa invertör için ödenen ekstra maliyet farkı 2 yılda, invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti de 8 yılda kendisini amorti edecektir. Yıllık çalışma süresi 7200 saat olan ve 0,85 yükte çalışan invertörlü kompresör ele alındığında invertör için ödenen ekstra maliyet 9,5 yılda, komple invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti ise 36 yılda geri dönecektir.

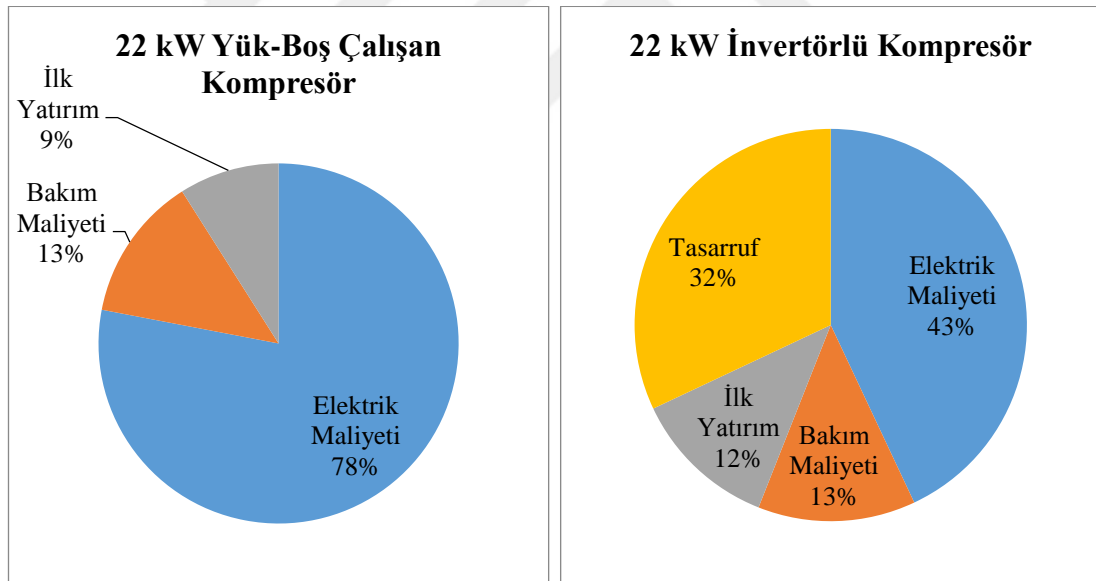
Üzerinde analizler yapılan 22 kW, 37 kW, 55 kW ve 110 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörler ele alındığında; aynı yük altında yıllık çalışma süreleri arttıkça hem invertör ekstra maliyeti hem de komple invertörlü kompresör geri dönüş süreleri kısalmaktadır. Yıllık çalışma süreleri ve yükleri aynı olan kompresörlerde motor gücü

daha yüksek olan kompresörün invertör ekstra maliyeti ve komple invertörlü kompresör geri dönüş süreleri azalmaktadır.

4.4.4. Yük-boş çalışan vidalı kompresör yerine invertörlü vidalı kompresör kullanılmasının enerji tasarrufuna etkisinin değerlendirilmesi

22 kW, 37 kW, 55 kW ve 110 kW yük-boş çalışan ve invertörlü vidalı kompresörlerin 10 yıllık çalışma süreleri bu bölümde kıyaslanmaktadır. Yük-boş çalışan vidalı kompresörlerin ilk yatırım maliyetleri, bakım maliyetleri ve elektrik tüketimlerinin değerlendirmeleri yapılmıştır. Eğer yük-boş çalışan vidalı kompresör yerine invertörlü kompresör kullanılmış olsaydı değişen yüzdesel değerler hesaplanmış ve elektrik maliyetinin azalmasıyla elde edilen tasarruf oranları belirlenmiştir.

22 kW yük-boş çalışan vidalı kompresör ile invertörlü kompresörün 10 yıllık çalışma süresi sonucunda elde edilen elektrik tasarrufu miktarı Şekil 4.32’de gösterilmektedir.

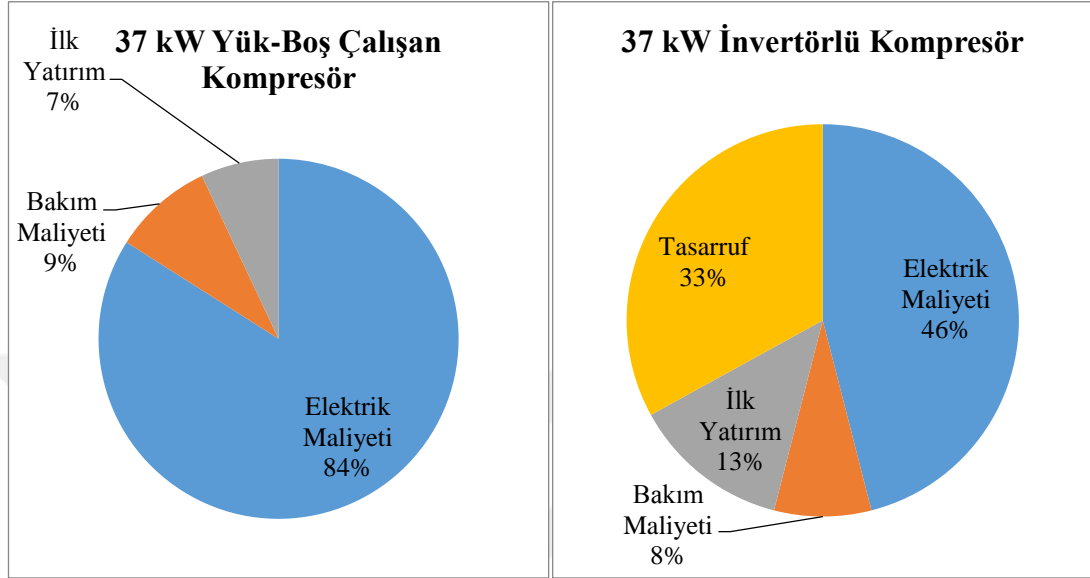


Şekil 4.32. 22 kW yük-boş çalışan vidalı kompresör yerine invertörlü kompresör kullanılmasının 10 yıllık çalışma süreleri sonundaki elektrik tasarruf miktarı

Yapılan çeşitli değerlendirmeler sonucunda; 22 kW yük-boş çalışan kompresör yerine invertörlü kompresör kullanılarak %32 oranında 10 yıllık çalışma süresi sonunda elektrik için ödenecek para, tasarruf olarak firmaların kasasında kalabilmektedir.

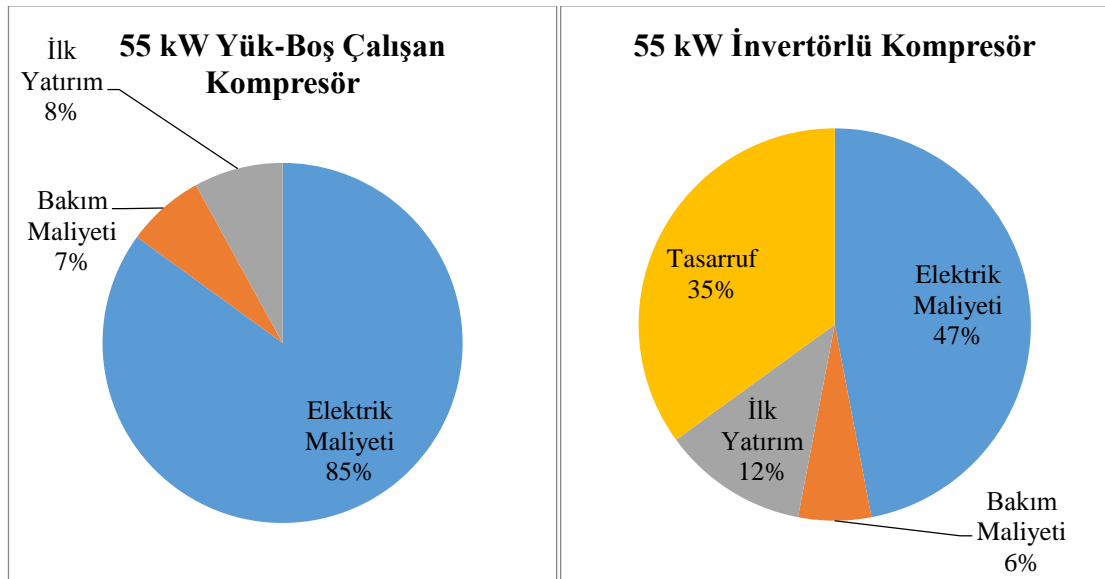
37 kW yük-boş çalışan vidalı kompresör ile invertörlü kompresörün 10 yıllık çalışma süresi sonucunda elde edilen elektrik tasarrufu miktarı Şekil 4.33’te gösterilmektedir. 37

kW yük-boş çalışan kompresör yerine invertörlü kompresör kullanılarak %33 oranında 10 yıllık çalışma süresi sonunda elektrik için ödenecek para tasarruf edilebilmektedir. İlk yatırım maliyeti %7'den %13'e yükselmiştir. Artan ilk yatırım maliyeti sebebiyle bakım miktarı orantısız olarak invertörlü kompresörde azalmıştır.



Şekil 4.33. 37 kW yük-boş çalışan vidalı kompresör yerine invertörlü kompresör kullanılmasının 10 yıllık çalışma süreleri sonundaki elektrik tasarruf miktarı

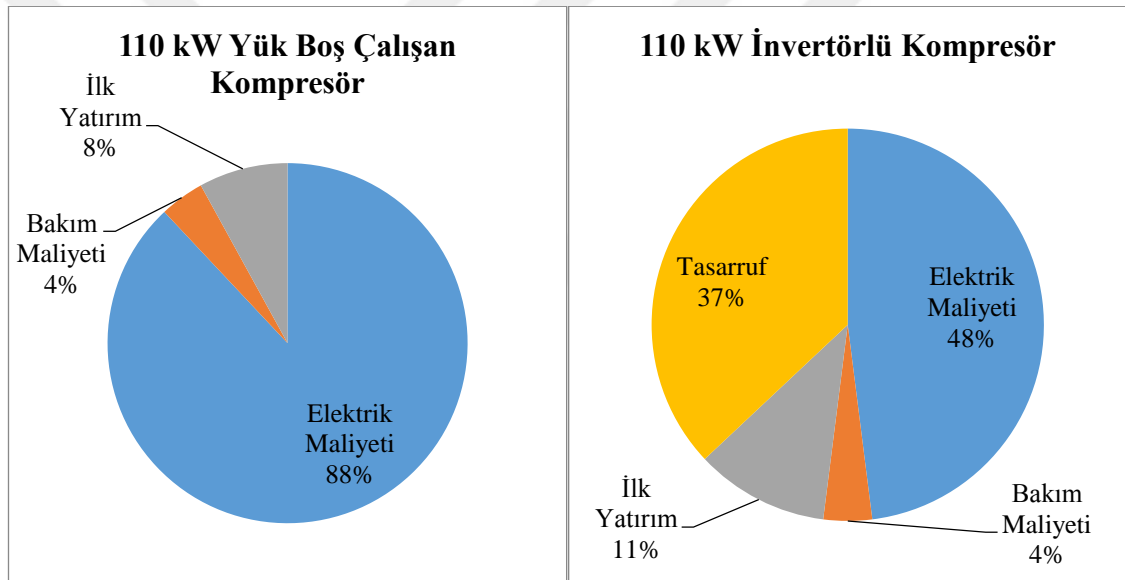
55 kW yük-boş çalışan vidalı kompresör ile invertörlü kompresörün 10 yıllık çalışma süresi sonucunda elde edilen elektrik tasarrufu miktarı Şekil 4.34'te gösterilmektedir.



Şekil 4.34. 55 kW yük-boş çalışan vidalı kompresör yerine invertörlü kompresör kullanılmasının 10 yıllık çalışma süreleri sonundaki elektrik tasarruf miktarı

Yapılan çeşitli değerlendirmeler sonucunda; 55 kW yük-boş çalışan kompresör yerine invertörlü kompresör kullanılarak %35 oranında 10 yıllık çalışma süresi sonunda elektrik için ödenecek para tasarruf edilebilmektedir.

110 kW yük-boş çalışan vidalı kompresör ile invertörlü kompresörün 10 yıllık çalışma süresi sonucunda elde edilen elektrik tasarrufu miktarı Şekil 4.35'te gösterilmektedir. 110 kW yük-boş çalışan kompresör yerine invertörlü kompresör kullanılarak %37 oranında 10 yıllık çalışma süresi sonunda elektrik için ödenecek para tasarruf edilebilmektedir. İlk yatırım maliyeti %8'den %11'e yükselmiştir. Bakım maliyeti aynı kalmışken, ilk yatırım maliyetinde azalma tespit edilmiştir.



Şekil 4.35. 110 kW yük-boş çalışan vidalı kompresör yerine invertörlü kompresör kullanılmasının 10 yıllık çalışma süreleri sonundaki elektrik tasarruf miktarı

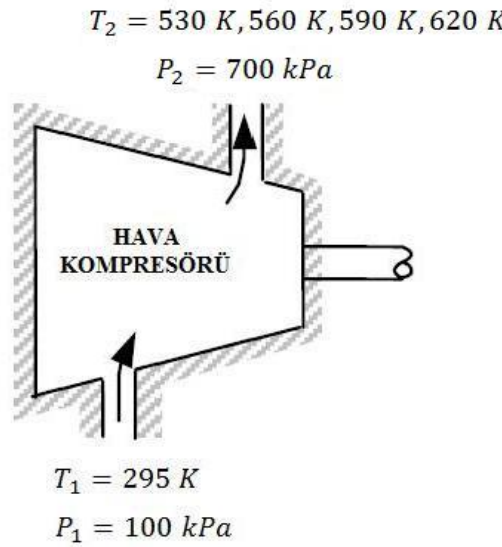
10 yıllık çalışma süreleri ele alındığında kompresör gücü arttıkça elektrik tasarruf miktarları artmaktadır. 22 kW invertörlü kompresörde tasarruf miktarı %32 seviyesindeyken, 110 kW invertörlü kompresörde bu oran %37 değerine ulaşmıştır. İntertörlü kompresörlerde elektrik maliyetinin azaltılmasıyla çok önemli miktarda elektrik tasarrufu sağlanabilmektedir.

4.5. Kompresör Sistemlerinde Termodinamiğin Birinci ve İkinci Kanun Değerlendirilmesi

Örnek bir kompresör için termodinamiğin birinci ve ikinci kanun hesaplamaları ele alınmıştır.

Çevre havası bir kompresöre 100 kPa basınç ve 295 K sıcaklıkta girmekte, 700 kPa basınç ve 530 K, 560 K, 590 K ve 620 K farklı sıcaklıklarda çıkabilmektedir (Şekil 4.36). Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal ederek her bir durum için;

- Gerçek işi (Termodinamik birinci kanun)
- Tersinir işi
- Tersinmezliği
- İkinci yasa verimini belirlemek için çalışmalar yapılmıştır.

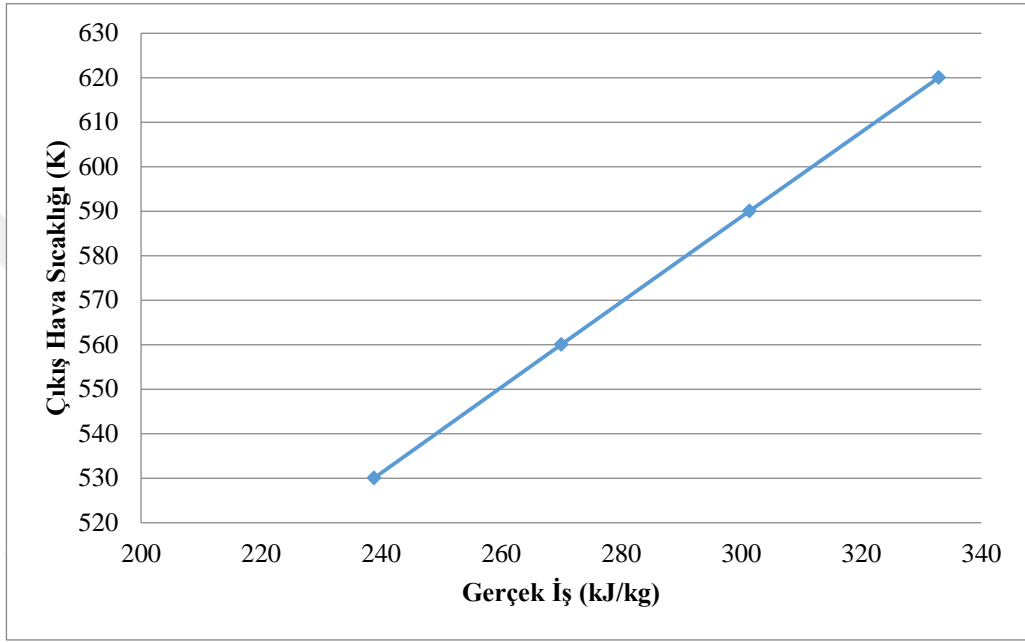


Şekil 4.36. Farklı çıkış sıcaklıklarında hava kompresörü şematik gösterimi

4.5.1. Kompresör sistemlerinde termodinamiğin birinci kanun değerlendirilmesi

Ele alınan örnek durum için termodinamik birinci kanun analizi Denklem 3.30 yardımıyla yapılmaktadır. Denklemlerde kullanılan entalpi (h) ve entropi (s) gibi değerler havaya ait mükemmel gaz özellik tablolarından elde edilmektedir (EK 13). Havaya ait gaz sabiti (R) ve özgül ısı değeri (C_p) EK 14'teki tablodan bulunmaktadır.

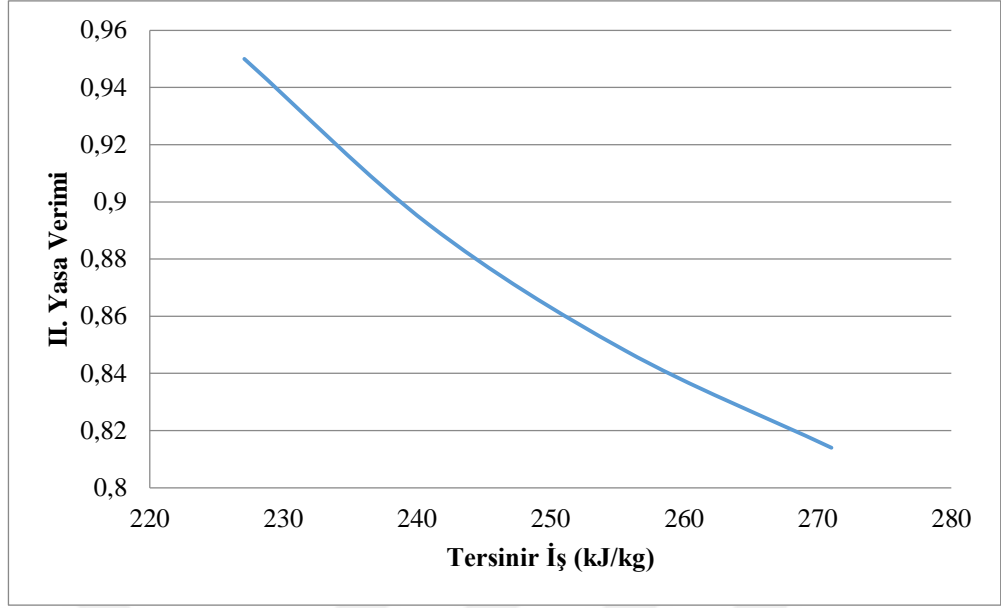
530 K çıkış sıcaklığında; elde edilen gerçek iş $-238,81 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur. Aynı şekilde 560 K çıkış sıcaklığı için bu değer -270 kJ/kg olarak elde edilmiştir. 590 K çıkış sıcaklığındaki gerçek iş $-301,35 \text{ kJ/kg}$ iken 620 K sıcaklığında ise bu değer $-332,9 \text{ kJ/kg}$ olarak hesaplanır. Değerlerin negatif oluşu kompresörün iş tüketen bir sistem oluşudur. Şekil 4.37’de artan çıkış sıcaklığının gerçek iş üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Sıcaklık artarken gerçek iş doğrusal bir şekilde artış göstermiştir.



Şekil 4.37. Artan çıkış sıcaklığına bağlı gerçek iş değişimi

4.5.2. Kompresör sistemlerinde termodinamiğin ikinci kanun değerlendirilmesi

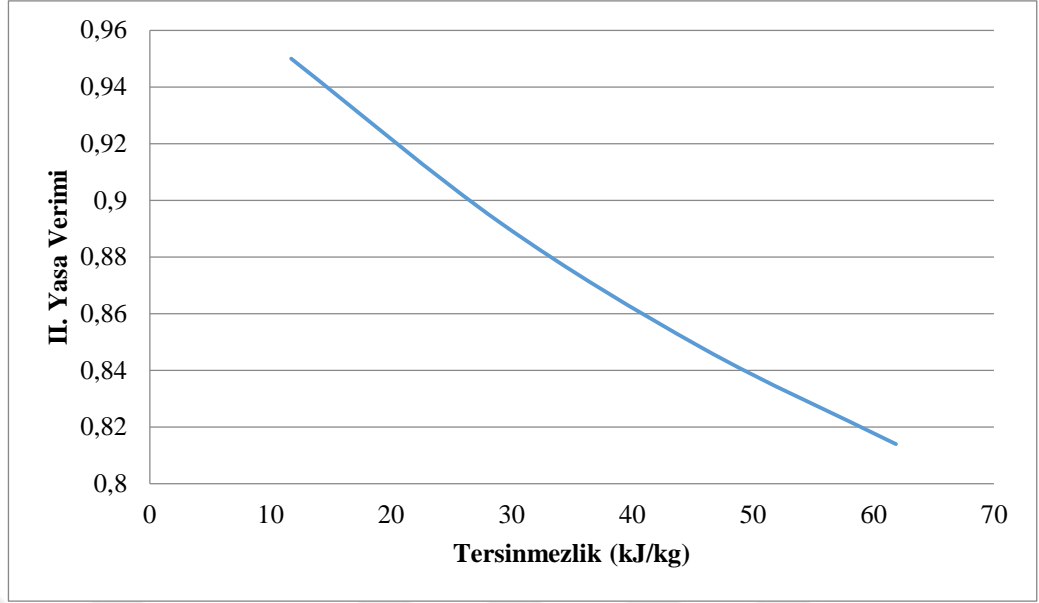
Üzerinde çalışılan örnek kompresör için ikinci kanun analizleri ele alınmıştır. Denklem 3.43 aracılığıyla tersinir iş hesaplamaları yapılmıştır. Şekil 4.38’de tersinir iş ile ikinci yasa verimi arasındaki ilişki verilmiştir.



Şekil 4.38. Tersinir iş ile ikinci yasa verimi arasındaki ilişki

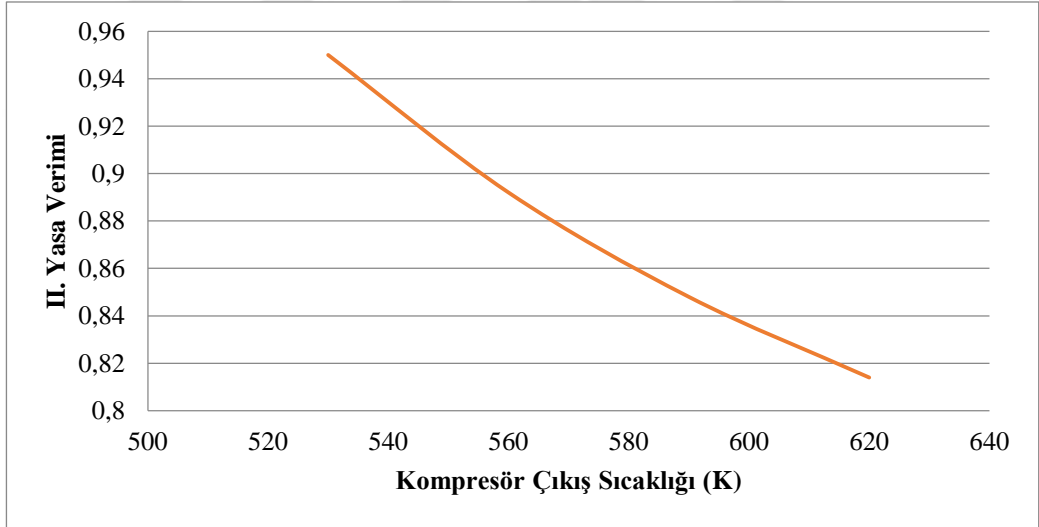
Kompresörün artan sıcaklığıyla tersinir işi de artmaktadır. Ancak tersinir işin artması ikinci yasa veriminde azalmaya sebebiyet vermiştir. 530 K çıkış sıcaklığında tersinir iş $227,085 \text{ kJ/kg}$ iken, ikinci yasa verimi %95'tir. Çıkış sıcaklığı 620 K ise tersinir iş $271,03 \text{ kJ/kg}$ olarak tespit edilirken ikinci yasa verimi %81,4'e düşmüştür.

Denklem 3.35 aracılığıyla tersinmezlik hesaplanabilir. 530 K çıkış sıcaklığında elde edilen tersinmezlik değeri $11,725 \text{ kJ/kg}$ iken 560 K de bu değer $29,095 \text{ kJ/kg}$, 590 K de $45,765 \text{ kJ/kg}$ ve 620 K çıkış sıcaklığında ise tersinmezlik değeri $61,87 \text{ kJ/kg}$ 'dir. Tersinmezlik ve ikinci yasa verimi arasındaki ilişki Şekil 4.39'de gösterilmektedir.



Şekil 4.39. Tersinmezlik ile ikinci yasa verimi arasındaki ilişki

İkinci yasa verimi Denklem 3.45 yardımıyla bulunur. Kompresör çıkış sıcaklığı arttıkça ikinci yasa verimliliğinde azalma görülmüştür (Şekil 4.40).



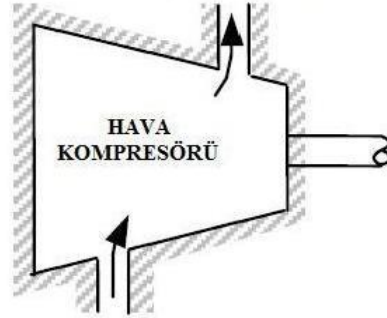
Şekil 4.40. Kompresör çıkış sıcaklığı ile ikinci yasa verimi arasındaki ilişki

530 K çıkış sıcaklığında; elde edilen ikinci yasa verimi %95 olarak bulunur. Aynı şekilde 560 K çıkış sıcaklığı için bu değer %89,2 olarak elde edilmiştir. 590 K çıkış sıcaklığındaki ikinci yasa verimi %84,8 iken 620 K sıcaklığında ise bu değer %81,4 olarak hesaplanır.

Farklı çıkış basınçlarındaki ikinci yasa verimlilik değişimini incelemek amacıyla; çevre havası bir kompresöre 100 kPa basınç ve 295 K sıcaklıkta giren, 620 K sıcaklık ve 600

kPa, 700 kPa, 800 kPa, 900 kPa ve 1000 kPa gibi farklı basınçlarda çıkabilen bir kompresör ele alınmıştır (Şekil 4.41).

$$T_2 = 620 \text{ K}$$
$$P_2 = 600 \text{ kPa}, 700 \text{ kPa}, 800 \text{ kPa}, 900 \text{ kPa}, 1000 \text{ kPa}$$

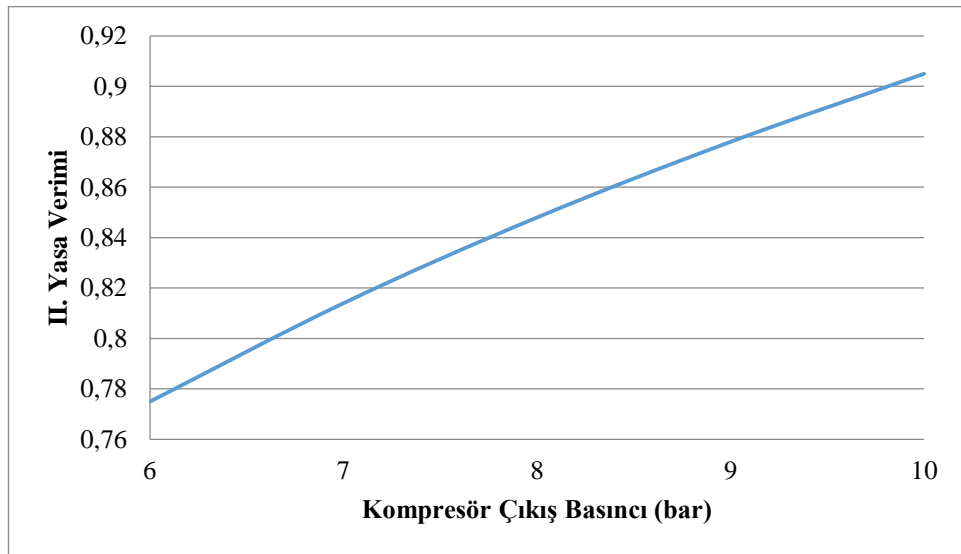


$$T_1 = 295 \text{ K}$$

$$P_1 = 100 \text{ kPa}$$

Şekil 4.41. Farklı çıkış basınçlarında hava kompresörü şematik gösterimi

Şematik gösterimi verilen kompresörde, 600 kPa çıkış basıncında ikinci yasa verimi %77,5 iken 700 kPa çıkış basıncında ikinci yasa verimi %81,4'tür. 800 kPa çıkış basıncı için %84,8 olarak tespit edilen ikinci yasa verimi, 900 kPa çıkış basıncında %87,8 olarak belirlenmiştir. Değerlendirmelerin yapıldığı en yüksek çalışma basıncı 1000 kPa'da ikinci yasa verimi %90,5 olarak bulunmuştur (Şekil 4.42).



Şekil 4.42. Kompresör çıkış basıncı ile ikinci yasa verimi arasındaki ilişki

Artan kompresör çıkış basıncıyla ikinci yasa verimi de artmaktadır. 600 kPa'da %77,5 olarak belirlenen ikinci yasa verimi, 1000 kPa'da %90,5 olarak hesaplanmıştır.



5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada kompresör imalatı yapan fabrikada üretilen vidalı ve pistonlu hava kompresörlerinin mevcut volumetrik verimliliği debimetre ile ve tank doldurma süresi yöntemiyle ayrı olarak hesaplanmıştır. Her iki yöntemde elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak sapma oranları tespit edilmiştir. Daha sonraki aşamada volumetrik verimliliği etkileyen parametrelerin (basınç, sıcaklık, motor gücü, motor dönüş hızı, strok uzunluğu, piston çapı, piston adedi, vb.) volumetrik verimi ne şekilde etkilediği ölçümlerle belirlenerek, daha ileri seviyelere ulaştırmak amaçlanmıştır.

İşletmelerdeki enerji tüketiminin yoğun olduğu yerlerin başında basınçlı hava sistemleri gelmektedir. Günümüzde basınçlı havanın yüksek maliyetli oluşu bu alandaki enerji tasarrufu ve enerji verimliliği konusunda yüksek miktarda çalışma yapılmasının gerekliliğini gösterir. Bu çalışmada volumetrik verimlilik analizlerine ek olarak kompresörlerde enerji tasarruf şekilleri üzerinde durulmuştur.

Kompresörlerde tam ve kısmi yük altındaki maliyet değerlendirmeleri yapılmış, değişken hız sürücü (invertör) kullanılmasıyla elde edilecek ekstra yatırım maliyeti ile komple kompresör ilk yatırım maliyetlerinin geri dönüş süreleri tespiti amaçlanan diğer bir kısımdır.

Termodinamik birinci ve ikinci kanun analizleri örnek kompresörler üzerinde değerlendirilerek, değişken parametrelerin etkisinin incelenmesi hedeflenmiştir.

Vidalı kompresörler üzerinde yapılan deneylerde, hem debimetre ile elde edilen volumetrik verim değerlerinde hem de tank doldurma süresi yöntemiyle elde edilen volumetrik verim değerlerinde paralellik görülmektedir. Deney sonuçlarında sadece bir kompresördeki sapma %3 iken diğer kompresörlerin bazılarında %1-2 sapma, bazılarında ise birebir aynı sonuçlar bulunmuştur. Toplam değerler ele alındığında hem 8 hem de 10 bar çalışma basınçlarında elde edilen volumetrik verim değerlerinde hem de tank doldurma süresi ile elde edilen volumetrik verimlerde %0,3 gibi çok küçük farklılık bulunmuştur. Bu da her iki yöntemde volumetrik verimlilik hesaplanmasında kullanılmasında herhangi bir sorun oluşturmayacağını ortaya koymaktadır. Sapma

oranının bazı güçlerde farklı oluşu, kompresör emiş valfi klapesinin aldığı sinyal sebebiyle açılıp kapanmasındaki değişkenliklere ve tank doldurma süresi yönteminde tamamen ölçümün bireye bağlı olarak yapılmasına bağlıdır.

Kompresörlerin motor güçleri arttıkça ürettiği debi değerlerinde de artış meydana gelmiştir. 22 kW gücündeki kompresör 8 bar maksimum çalışma basıncında 3650 litre/dakika debide basınçlı hava üretirken, 110 kW gücündeki kompresör yine aynı çalışma basıncında 17700 litre/dakika basınçlı hava üretim kapasitesine sahiptir. 5,5 kW ile 37 kW arasındaki motor gücüne sahip kompresörlerin ele alındığında, artan kompresör çıkış basıncı ile volumetrik verimlilikte lineer bir düşüm gözlemlenmektedir. Bununla beraber kompresör gücü arttıkça volumetrik verimlilik artmaktadır.

37 kW gücündeki kompresörde yağ sıcaklığına bağlı volumetrik verimlilik tespitinde 55°C yağ sıcaklığında volumetrik verim 0,88 mertebesindeyken, 80°C yağ sıcaklığında ise ciddi bir artışla 0,94 değerine ulaşmıştır. Yağ sıcaklığı artışıyla volumetrik verimliliğin düzenli bir şekilde arttığı belirlenmiştir.

Deneylerde kullanılan vida gruplarının dönüş devri arttırıldığında volumetrik verimi de artmaktadır. Değişen çalışma basıncı farklılığı kıyaslandığında ise daha düşük çalışma basıncında, vida grubu daha yüksek devirle dönerek daha yüksek volumetrik verimliliğe ulaşmaktadır. Akuple vidalı kompresörlerdeki volumetrik verimlilik genel olarak vida grubu profil yapısına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Yapılan deneysel çalışmadaki en yüksek motor gücüne sahip olan 75 kW akuple invertörlü kompresörde 0,93 değerinde volumetrik verim elde edilmiştir. Motor gücü en düşük olan 37 kW akuple invertörlü kompresörde ise 0,94 değerinde en yüksek volumetrik verimlilik hesaplanmıştır. Vida gruplarının dönüş hızı tespiti tamamıyla vida gruplarının rotor profil yapısının çalışma koşullarındaki gereksinimleriyle ilişkilidir.

Pistonlu kompresörlerdeki deneylerde ise hava üreticinin yapısının büyümesiyle volumetrik verimlilikte artma gözlemlenmiştir. Pistonlu kompresörlerin dönüş devirlerinin artması, piston deplasmanını da arttırmaktadır. Buna paralel olarak strok/çap oranının artması da piston deplasmanını arttırmaktadır. Pistonlu kompresör

çalışma basıncı arttığı sürede tankın dolması da daha uzun sürede gerçekleşmiştir. Kompresör çıkış basıncının artışına bağlı olarak volumetrik verimlilikte azalma meydana gelmiştir. 6 bar çalışma basıncında en büyük yapıya sahip B7000 hava üretici 0,97 değerinde volumetrik verime ulaşmışken, 10 bar çalışma basıncında aynı hava üreticinin volumetrik verimi 0,91'dir. Hava üreticinde elektrik motoru trifaze (3 fazlı) olduğunda monofaze (1 fazlı) motora nazaran aynı çıkış basıncında daha yüksek volumetrik verimliliğe sahiptir. Aynı hava üretici içeren pistonlu kompresörlerde 2,2 kW ve 3 kW motor güçleri ele alındığında, çıkış basıncı arttıkça her ikisinde de volumetrik verimlilik azalmaktadır. Artan motor gücüyle ise volumetrik verimlilik artmaktadır.

Basıncılı hava sistemlerinde enerji tasarruf şekilleri incelendiğinde; standart elektrik motoru yerine yüksek verimli motor tercih edilmesi enerji tasarrufunu da beraberinde getirip para tasarrufu sağlanmasında yardımcı olacaktır. Kompresör tercih ederken tüm parametreler detaylıca incelenerek enerji tasarrufunun maksimum düzeyde olacağı şekilde seçim yapmak gerekmektedir. Basıncılı hava hatlarındaki kaçaklar ise hem ciddi oranda enerjinin kaybedilmesine ve yüklü miktarda paranın kullanılmadan havaya atılmasına sebep olur. Yılda 6000 saat çalışan bir kompresör 8,5 barlık maksimum çalışma basıncına ulaşmaktadır. Bu kompresörün tesisat hattı üzerinde 5 mm'lik bir delik tespit edilmiştir. Çalışmanın ele alındığı fabrika basıncılı hava tesisatında 5 mm gibi çok ufak sayılan bir delikten oluşan yıllık enerji kaybı çok yüksek değerdedir. Eğer bu delik kapatılmamış olursa yıllık yaklaşık 24 000 TL'lik para boş yere havaya atılacaktır. Sanayideki en bilinçsizle tercih edilen hususlardan biri de gereksiz yere yüksek basıncılı kompresör tercih edilmesidir. 1 bar yüksek seçilen çalışma basıncı gereksiz yere elektrik üzerinde %7'lik ilave tüketim oluşturur ve debi olarak çıkış hava basıncının artışına bağlı azalma görülür. İlk emiş havasının dış ortamdan alınması kompresör sistemlerinde çok önemlidir. Her 3°C'lik sıcak düşümünde enerji kullanımının %1 oranında azalma sağlamaktadır. Bu şekilde yapılan çalışmalarda enerji tasarruf miktarında artış tespit edilir. Kompresör sistemlerinde atık ısı yardımıyla sanayi kuruluşlarında yüksek oranda enerji tasarrufu sağlamak mümkündür. Atık ısı, ortam ısıtılması ve sıcak su eldesi gibi noktalarda değerlendirilebilmektedir. Basıncılı hava hatlarında optimum çap; hava hızına ve basınç kaybına bağlı olarak seçilebilir. Boru

hattı uzunluğu arttıkça, basınç kaybı değerleri de artmaktadır. Tesisatta seçilmiş olan düşük boru çapı sebebiyle basınç kaybı da artar. Kompresör çıkış basıncı arttıkça basınç kaybı ise azalmaktadır. Kompresör debisi artışıyla basınç kaybı da paralel olarak artmaktadır. Daha düşük çaplı tesisatlarda basınç kaybı en fazladır. Kompresör sistemlerinde spesifik güç (özgül güç) seçim yapılırken dikkat edilmesi gereken önemli bir husustur. Aynı debi ve çalışma basıncındaki iki farklı kompresör sistemi ele alındığında gücü daha düşük olan kompresörün seçilmesi uygun olacaktır. Spesifik güç tüketimi daha az olan kompresörün enerji tasarrufu daha yüksek olmaktadır. Yüksüz güç tüketimi ise ele alınacak parametrelerden bir diğeridir. Yüksüz güç tüketimi düşük olan kompresör daha az enerji tüketeceğinden, tercih edilmesi daha doğru olur.

Basıncılı hava ekonomisi konusundaki çalışmalar sonucunda, kompresörlerin yükte ve boшта çalışma analizi çok iyi yapılmalıdır. Boшта çalıştığında bir kompresör, yükte çalıştığının yaklaşık 0,3 katı kadar elektrik tüketir. Kompresörlerin yükte çalışma oranı arttıkça elektrik maliyetleri de artar. Buna paralel olarak ta yıllık çalışma süreleriyle de elektrik tüketimleri arasında paralellik vardır. Doğru değerlendirmeler sonucunda invertörlü kompresör kullanılmasıyla, kompresör fabrikanın ihtiyacı kadar elektrik tüketerek ciddi oranda tasarruf sağlamaktadır. 22 kW gücünde vidalı kompresörler üzerinde yapılan analizler sonucunda; 0,5 yük altında yılda 4320 saat çalışan invertörlü vidalı kompresör için invertörün ekstra maliyet farkı 2 yıl içinde, invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti de yaklaşık 6 yıl içerisinde kendisini amorti edecektir. Yine 0,5 yükte yılda 5760 saat çalışan invertörlü kompresörün invertör için ödenen maliyet farkı yaklaşık 1,5 yılda, komple invertörlü kompresörün ilk yatırım maliyeti 4,5 yılda geri dönecektir. Eğer aynı çalışma yükünde yıllık çalışma süresi 7200 saat olan bir invertörlü vidalı kompresör ele alınırsa invertör için ödenen ekstra maliyet farkı 1,2 yılda, invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti de 3,5 yılda kendisini amorti edecektir. Yıllık çalışma süresi 8000 saat olan ve 0,5 yükte çalışan invertörlü kompresör ele alındığında invertör için ödenen ekstra maliyet 1 yılda, komple invertörlü kompresör ilk yatırım maliyeti ise 3 yılda geri dönecektir. Üzerinde analizler yapılan 22 kW, 37 kW, 55 kW ve 110 kW yük-boş çalışan ve invertörlü kompresörler ele alındığında; aynı yük altında yıllık çalışma süreleri arttıkça hem invertör ekstra maliyeti hem de komple invertörlü kompresör geri dönüş süreleri kısalmaktadır. Yıllık çalışma süreleri ve

yükleri aynı olan kompresörlerde motor gücü daha yüksek olan kompresörün invertör ekstra maliyeti ve komple invertörlü kompresör geri dönüş süreleri azalmaktadır.

22 kW, 37 kW, 55 kW ve 110 kW yük-boş çalışan ve invertörlü vidalı kompresörlerin 10 yıllık çalışma süreleri kıyaslanmaktadır. Yük-boş çalışan vidalı kompresörlerin ilk yatırım maliyetleri, bakım maliyetleri ve elektrik tüketimlerinin değerlendirmeleri yapılmıştır. 10 yıllık çalışma süreleri ele alındığında kompresör gücü arttıkça elektrik tasarruf miktarları artmaktadır. 22 kW invertörlü kompresörde tasarruf miktarı %32 seviyesindeyken, 110 kW invertörlü kompresörde bu oran %37 değerine ulaşmıştır. İntertörlü kompresörlerde elektrik maliyetinin azaltılmasıyla çok önemli miktarda elektrik tasarrufu sağlanabilmektedir.

Termodinamik birinci ve ikinci kanunları örnek kompresörler üzerinde incelendiğinde; kompresör çıkış sıcaklığı artarken gerçek iş doğrusal bir şekilde artış göstermiştir. Kompresörün artan sıcaklığıyla tersinir işi de artmaktadır. Ancak tersinir işin artması ikinci yasa veriminde azalmaya sebebiyet vermiştir. Tersinmez işin artması da ikinci yasa veriminde azalmaya sebep olmuştur. Kompresör çıkış sıcaklığı da ikinci yasa verimiyle ters orantılı olarak bulunmuştur. Artan kompresör çıkış basıncıyla ikinci yasa verimi de artmaktadır.

Gelecek çalışmalar için değerlendirmeler yapıldığında; kompresör tasarımında iyileştirmeler yapılarak volumetrik verimliliğin daha yüksek mertebelere taşınabilmesi mümkündür. Ölçümler sonucunda volumetrik verimin düşük olduğu güçteki kompresör tipleri için hem vida grubu analizleri hem de kullanılan ekipman analizleri tekrar gözden geçirilmelidir. Yeni örnekler üzerinde volumetrik verim değerlendirilmesi devamlı yapılarak optimum volumetrik verimlilik değerine ulaşılması hedeflenmelidir. Vida grupları tasarım geometrisi volumetrik verimlilikte çok önemli yer tutmaktadır. Ar-ge yatırımlarıyla ülkemizde de üretimi yok denecek kadar az olan vida gruplarının üretilmesiyle, sürekli performansları artırma çalışmaları yapılmalıdır. Değişken çalışma koşullarında (olabildiğince sıcak veya soğuk çalışma ortamı, aşırı tozlu çalışma ortamı, vb.) tüm performans analizleri yapılmaya devam edilerek, parametrelerin maksimum ve minimum etkileri belirlenmelidir. Kompresör üretici fabrikada yağsız vidalı

kompresörler, dizel portatif kompresörler gibi sanayide belirli bir kullanım alanı olan kompresör tipleri üretebilmesi için yatırım yapılabilir. Bu sayede ulaşılan kullanıcı çeşitliliği artabilir. Yapılan testlerdeki kompresörlerde özel mineral bazlı kompresör yağları kullanılmıştır. Standart kullanılan yağın yanında özel sentetik kompresör yağları kullanılarak volumetrik verime etkileri araştırılabilir. Mevcut çalışmalar akış analiz programlarıyla desteklenebilir. Sonuç olarak akış analizleri ve ısı transfer hesaplamaları program aracılığıyla belirlenerek, gerçek durum ile kıyaslanabilir. Bu sayede kompresör sistemleri üzerinde korelasyonlar elde edilebilir. Kompresör performansını etkileyen parametreler üzerinde hata ve belirsizlik analizleri yapılarak, performans üzerindeki pozitif ve negatif etkileri belirlenebilir.

Enerji verimliliğinin ve enerji tasarruf değerlendirmelerinin çok önemli olduğu günümüzde her firmada basınçlı hava sistemleri üzerinde volumetrik debi ölçümleri yapılarak hem enerji verimliliği artırılabilir hem de ciddi miktarda para tasarrufu sağlanabilir. Kompresör imalatçısından başlayarak, kompresörün bulunduğu fabrikanın basınçlı hava yardımıyla çalışan cihazların başında görevli operatöre varınca her birey enerji verimliliğinin ve tasarrufunun ülkemizin ekonomiksel büyümesine ciddi katkısı olacağının bilincinde olmalıdır.

KAYNAKLAR

Acar, E. 2012. Enerji yoğunluklu bir fabrikanın enerji verimliliği özelinde incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara.

Anonim, 2000. Determine the cost of compressed air for your plant. <https://www.nrel.gov/docs/fy01osti/28006.pdf>- (Erişim tarihi:24.08.2018).

Anonim, 2003. Improving compressed air system performance: A sourcebook for industry. https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/05/f16/compressed_air_sourcebook.pdf- (Erişim tarihi:24.08.2018).

Anonim, 2007a. VMC air ends installation and run books. VMC S.P.A. 2007. Creazzo, Italy.

Anonim, 2007b. Aerzen air ends performance diagrams. Aerzener Maschinenfabrik GmbH 2007. Aerzener, Germany.

Anonim, 2012. VP Instruments product catalogue. Van Putten Instruments 2012. Delft, The Netherlands.

Anonim, 2013. Anlık ve toplam akış göstergesi bağlantı ve kullanma kılavuzu 2013. Bass Ölçme Enstrümanları Ltd. Şti., İstanbul.

Anonim, 2016. Asenkron motorlar genel ürün kataloğu 2016. Gamak Makine Sanayi A.Ş., İstanbul.

Anonim, 2017a. Vidalı ve pistonlu hava kompresörleri ürün kataloğu 2017. Setkom Kompresör Makine San. ve Tic. Ltd. Şti., Bursa.

Anonim, 2017b. Pistonlu kompresör kullanma kılavuzu 2017. Setkom Kompresör Makine San. ve Tic. Ltd. Şti., Bursa.

Anonim, 2018a. Energy performance assessment of compressors. <https://beeindia.gov.in/sites/default/files/4Ch8.pdf>-(Erişim tarihi:10.06.2018).

Anonim, 2018b. Padovan Valerio safety valve conformity of declaration 2018. Padovan Valerio, Rome, Italy.

Anonim, 2018c. Genel amaçlı manometreler kataloğu 2018. Simga Mekanik Aletler A.Ş., İstanbul.

Anonim, 2018d. Ürün kataloğu 2018. Konsan Tesisat Malzemeleri Ltd. Şti., İstanbul.

Anonim, 2018e. Hydraulic hoses catalogue 2018. Sel Hoses Polimer Kauçuk San. ve Paz. A.Ş., İstanbul.

Anonim, 2018f. EPT 420 basınç sensörü ürün broşürü 2018. Enko Elektronik Kontrol Sist. Ltd.Şti., İzmir.

Anonim, 2018g. Kompresör sıcaklık sensörü ürün broşürü 2018. Enko Elektronik Kontrol Sist. Ltd.Şti., İzmir.

Anonim, 2018h. CCS 3000 kompresör kontrol ünitesi ürün broşürü 2018. Enko Elektronik Kontrol Sist. Ltd.Şti., İzmir.

Anonim, 2018i. Pensampermetreler kataloğu 2018. Uni-T Turkey, Kocaeli.

Anonim, 2018j. Era power basınçlı hava tekniği eğitim notları 2018. [https://docplayer.biz.tr/1206664-Erapower-basincli-hava-teknigi-egitim-notlari.html#show_full_text-\(Erişim_tarihi:02.04.2018\)](https://docplayer.biz.tr/1206664-Erapower-basincli-hava-teknigi-egitim-notlari.html#show_full_text-(Erişim_tarihi:02.04.2018)).

Bayır, E. 2008. Scroll ve pistonlu tip soğutma kompresörlerinin kapasite ve verimlerinin çalışma şartları ile değişimi. *Yüksek Lisans Tezi*, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir.

Benton, N., Burns P. 2017. Chapter 22: Compressed air evaluation protocol. The uniform methods project: Methods for determining energy-efficiency savings for specific measures. <https://www.nrel.gov/docs/fy17osti/68577.pdf>-(Erişim tarihi:24.08.2018).

Brown, R.N. 1997. Compressors: Selection and Sizing. Gulf Professional Publishing, Houston,USA, 552 pp.

Chua, M.H. 2015. Experimental investigation of inlet air temperature on input power in an oil-flooded rotary screw compressor. *Master of Science Thesis*, Department of Mechanical Engineering in the Graduate School, The University of Alabama, Tuscaloosa, Alabama, USA.

Cuevas, C., Lebrun J. 2009. Testing and modeling of a variable speed scroll compressor. *Applied Thermal Engineering*, 29(2-3): 469-478.

Çengel, Y.A., Boles, M.A. 2008. Termodinamik mühendislik yaklaşımıyla, beşinci baskı. Güven Bilimsel Kitapevi San.Tic. Ltd. Şti., İzmir, 946 s.

Çetiner, B., Eralp, O.C., Akkök, M. 1999. Vidalı kompresörlerin bilgisayar yardımı ile simülasyonu ve performans analizi. I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, 3-5 Aralık, 1999, İzmir, Türkiye.

Davidson, J., Bertele, O. 1996. Process Fan and Compressor Selection. Antony Rowe Ltd, Wiltshire, UK.

Duman, G. 2008. Bazı tarımsal ürünlerin pnömatik iletiminde basınç düşümünün saptanması. *Doktora Tezi*, Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tarım Makinaları Anabilim Dalı, Ankara.

Dunn, D.J. 2018. Applied Thermodynamics, Tutorial 2, Gas Compressors. <http://www.freestudy.co.uk/thermodynamics/t2201.pdf>- (Erişim tarihi:13.06.2018).

Erol, H., Durakbaşı T., Belek, H.T. 1996. Dynamic modeling and measurements on a reciprocating hermetic compressor. Proceedings of International Compressor Engineering Conference, Purdue University, 23-26 July, 1996, West Lafayette, Indiana, USA.

Ersever, E. 2008. Vidalı kompresörlerde yeni bir ayrıştırma sistemi. *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

Etemoğlu, A.B., Aypak, N., Gülbay, A., Çakal, C., Aydemir, E., Gümüş, Z. 2016. Basınçlı hava sistemlerinde enerji verimliliği el kitabı. Busiad Yayınları, Bursa, 92 s.

Fujiwara, M., Osada, Y. 1990. Performance analysis of oil injected screw compressor and its application. International Compressor Engineering Conference (Purdue University), 17-19 July, 1990, West Lafayette, Indiana, USA.

Fujiwara, M., Osada, Y. 1995. Performance analysis of oil injected screw compressor and its application. *International Journal of Refrigeration*, 18(4): 220-227.

Ganesh, S. 2010. Volumetric efficiency of a compressor. [https://tr.scribd.com/doc/43968031/Volumetric-Efficiency-of-compressor-\(Erişim-tarihi:28.11.2011\)](https://tr.scribd.com/doc/43968031/Volumetric-Efficiency-of-compressor-(Erişim-tarihi:28.11.2011)).

Guo, D., Ma, Z., Zhang, J., Liu, M. 2017. Energy impact of air pre-cooling on screw air compressor. *Procedia Engineering*, 205: 937–944.

Hanlon, P. C. 2001. Compressor handbook. McGraw-Hill, New York, USA, 720 pp.

Huang, C.Y. 2015. New twin screw compressor design by deviation function method. *Ph.D.Thesis*, Faculty of Mechanical Engineering, University of California, Los Angeles, USA.

Ishii, N., Sakai, M., Sano, K., Yamamoto, S., Otokura, T. 1996. A fundamental optimum design for high mechanical and volumetric efficiency of compact scroll compressors. International Compressor Engineering Conference (Purdue University), 23-26 July, 1996, West Lafayette, Indiana, USA.

Kanoğlu, M. 2010. Enerji verimliliği örnek projeleri. http://www.tskb.com.tr/i/content/486_1_mehmet-kanoglu-enerji-verimliliği-ornek-projeleri.pdf-(ErişimTarihi:24.08.2018).

Karataş, M.A. 2013. Basınçlı hava sistemlerinde enerji verimliliği: Bir çelik fabrikasının hava denetleme çalışması. http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/63ef172464fbedb_ek.pdf (ErişimTarihi:25.03.2018).

Karakoç, T.H., Karakoç, N., Erbay, B., Aras, H. 2011. Enerji analizi, Editörler: Ergün, Y., Danışlı, M., Anadolu Üniversitesi Yayınları, Eskişehir, s: 72-97.

Karakoç, T.H., Söğüt, Z., Üren, S., Çelik, C., Durmaz, Ş., Orhan, İ. 2012. Sanayide enerji ekonomisi, Editör: Karakoç, T.H., Anadolu Üniversitesi Yayınları, Eskişehir, s: 142-169.

Kaya, D., Phelan, P., Chau, D., Saraç, H.İ. 2002. Energy conservation in compressed-air systems. *International Journal of Energy Research*. 26: 837-849.

Kızılkın, Ö. 2008. Alternatif soğutucu akışkanlı değişken hızlı kompresörlü bir soğutma sisteminin teorik ve deneysel incelenmesi. *Doktora Tezi*, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isparta.

Lee, W.S., Ma, R.H., Chen, S.L., Wu, W.F., Hsia, H.W. 2001. Numerical simulation and performance analysis of twin screw air compressors. *International Journal of Rotating Machinery*, 7(1): 65-78.

Li, Y., Xie, G., Sunden, B., Lu, Y., Wu, Y., Qin, J. 2018. Performance study on a single-screw compressor for a portable natural gas liquefaction process. *Energy*, 148: 1032-1045.

Navarroa, E., Granryd, E., Urchueguia, J.F., Corberan, J.M. 2007. A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors. *International Journal of Refrigeration*, 30: 1254-1265.

Özdemir, E. 2017. Bir gaz türbini çevriminin termodinamik analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Tekirdağ.

Özgül, A.Ç. 2007. Emniyet ventilleri, uygulama alanlarına göre seçim ve hesaplama yöntemleri. *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

Özkol, N. 1985. Uygulamalı soğutma tekniği, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayını, Ankara, 464s.

Patel, J., Patel, A., Vora, N. 2014. Performance optimization of single stage oil flooded rotary screw compressor. *International Journal of Advance Engineering and Research Development (IJAERD)*, 1(5): 2348-2357.

Perez-Searra, C.D., Rigola, J., Soria, M., Oliva, A. 2005. Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors. *International Journal of Refrigeration*, 28: 579-593.

Petchers, N. 2003. Combined Heating, Cooling and Power Handbook: Technologies and Applications. The Fairmont Pres, Inc., Lilburn, USA, 900 pp.

Pirro, D. M., Wessol, A.A. 2001. Lubrication Fundamentals. Marcel Dekker, Inc., New York, USA, 540 pp.

Rabadia, C., Motwani, K. 2015. Energy saving opportunities in pumps and compressors. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology*, 3(8): 387-395.

Raj, N.D., Shujathullah, M., Dinesh, M., Reddy, P.V. 2016. Thermodynamic analysis of gas compressor. *International Journal of Mechanical And Production Engineering*, 4(10): 110-113.

Rasmussen, C.B., Ritchie, E. 1997. Variable speed brushless DC motor drive for household refrigerator compressor. 8th International Conference on Electrical Machines and Drives, 1-3 September, 1997, Cambridge, U.K.

Rigola, J., Perez Segarra, C.D., Oliva, A. 2004. Parametric studies on hermetic reciprocating compressors. *International Journal of Refrigeration*, 28: 253-266.

Saadet, M. 1999. Vidalı kompresörlerde elektronik uygulamaları ve önemi. I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, 3-5 Aralık, 1999, İzmir, Türkiye.

Saidur, R., Rahim, N., Hasanuzzaman, M. 2010. A review on compressed-air energy use and energy savings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14: 1135-1153.

Sapmaz, S., Kaya, D. 2017. Basınçlı hava sistemlerinde enerji verimliliği ve emisyon azaltım fırsatlarının incelenmesi. *Mühendis ve Makine Dergisi*, 58(689): 23-26.

Seshaiah, N., Ghosh, S.K., Sahoo, R.K., Sarangi, S.K. 2005. Mathematical analysis of oil injected twin screw compressor. *Indian Journal of Cryogenics*, 2: 12-19.

Seshaiah, N. 2006. Experimental and computational studies on oil injected twin-screw compressor. *Ph.D. Thesis*, Mechanical Engineering Department, National Institute of Technology, Rourkela, India.

Soylu, E. 2017. Basınçlı hava sistemlerinde enerji verimliliği. [https://www.researchgate.net/publication/312662891_Basincli_Hava_Sistemlerinde_Enerji_Verimliliği-\(ErişimTarihi:21.07.2018\)](https://www.researchgate.net/publication/312662891_Basincli_Hava_Sistemlerinde_Enerji_Verimliliği-(ErişimTarihi:21.07.2018)).

Steinberg, R. 2013. Sage flow meter user manual for basic model SIB 2013. Sage Metering, Inc, Monterey, USA.

Stosic, N., Smith, I., Kovacevic, A. 2003. Optimization of screw compressor. *Applied Thermal Engineering*, 23: 1177–1195.

Stosic, N., Smith, I., Kovacevic, A. 2005. Screw compressors mathematical modelling and performance calculations. City University School of Engineering and Mathematical Sciences, London, U.K., 138 pp.

Stouffs, P., Tazerout, M., Wauters, P. 2001. Thermodynamic analysis of reciprocating compressors. *International Journal of Thermal Sciences*, 40: 52-66.

Tan, E. 1998. Basınçlı hava kılavuzu. <http://www.singlix.com/417/CAG.pdf>- (ErişimTarihi:21.07.2018).

Ueno, K., Bye, R.E., Hunter K.S. 2003. Compressor Efficiency Definitions. https://vairex.com/wp-content/uploads/Resources/VAIREX_Compressor_Efficiency_Def_12May03.pdf- (Erişim tarihi:13.06.2018).

Üser, Y., Yalçın, M.A., Özen, Ş., Cerit, B. 2005. Endüstriyel bir tesisteki basınçlı hava üretim ve dağıtım sistemlerde enerji tasarrufu analizi. IV. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, 1-4 Aralık, 2005, İzmir, Türkiye.

Van Bommel, L.L. 2016. Thermodynamic model of a screw compressor. *Master of Science Thesis*, Faculty of Mechanical Engineering-Sustainable Process and Energy Technology, Delft University of Technology, Netherlands.

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., Yamankaradeniz, N. 2009. Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları. Dora Yayıncılık, Uludağ Üniversitesi, Bursa, 690 s.

Yıldız, D. 2004. Değişken devirli kompresörler. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 41: 60-66.

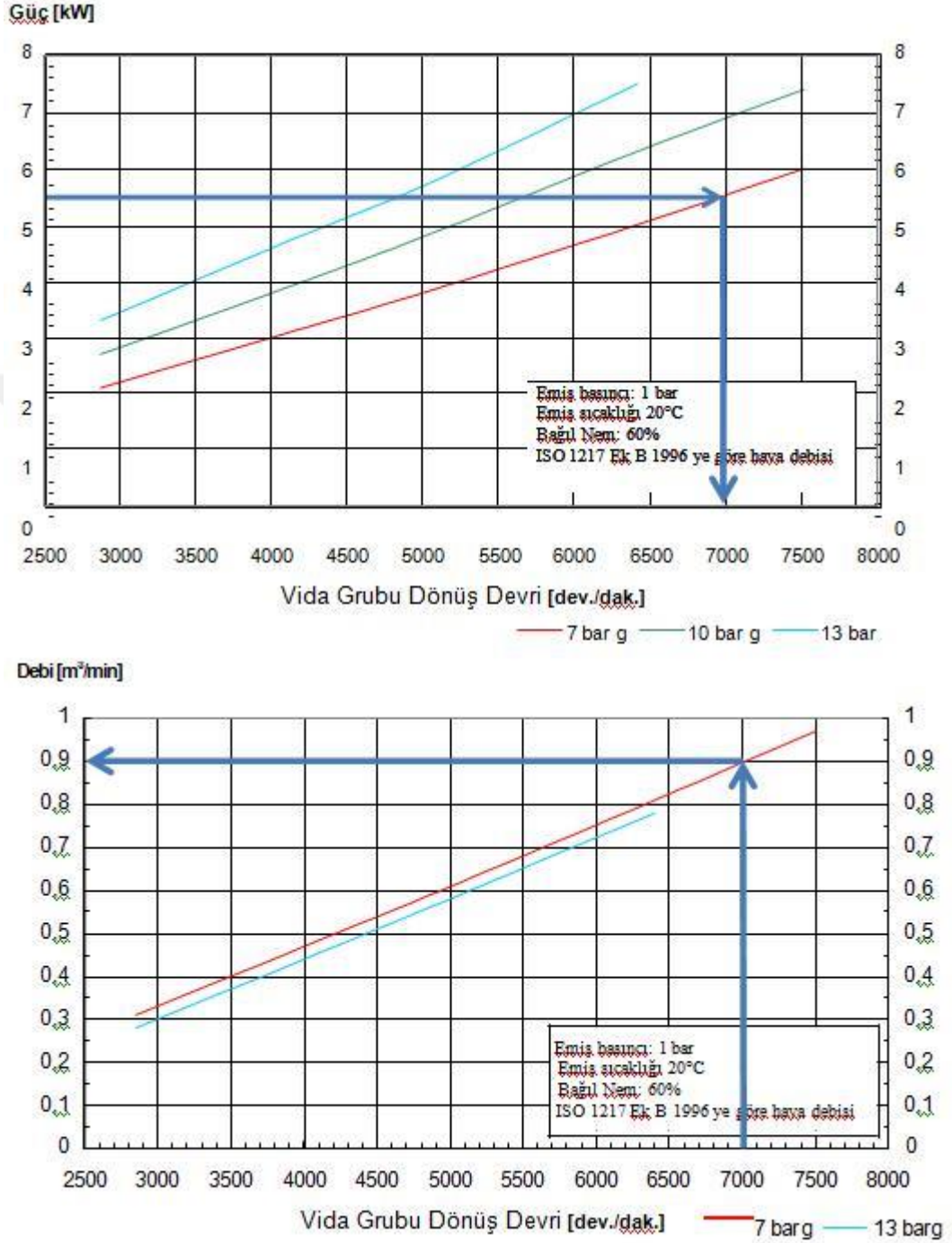
Zhang, Z., Tan, Y., Shi, G., Qian, Z. 2002. Experimental study of oil injected screw air compressor. International Compressor Engineering Conference (Purdue University), 16-19 July, 2002, West Lafayette, Indiana, USA.

EKLER

- EK 1** VMC V60 VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI
- EK 2** VMC V75 VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI
- EK 3** VMC V90 VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI
- EK 4** VMC V110 VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI
- EK 5** VMC V130 VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI
- EK 6** VMC V150 VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI
- EK 7** AERZEN VMX 22R VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI
- EK 8** AERZEN VMX 45RD VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI
- EK 9** AERZEN VMX 75RD VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI
- EK 10** AERZEN VMX 110RD VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI
- EK 11** AERZEN VMX 160RD VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI
- EK 12** AERZEN VMX 250RD VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI
- EK 13** HAVANIN MÜKEMMEL GAZ ÖZELİKLERİ
- EK 14** BİLİNEN BAZI GAZLARIN MÜKEMMEL GAZ ÖZGÜL ISILARI

EK 1

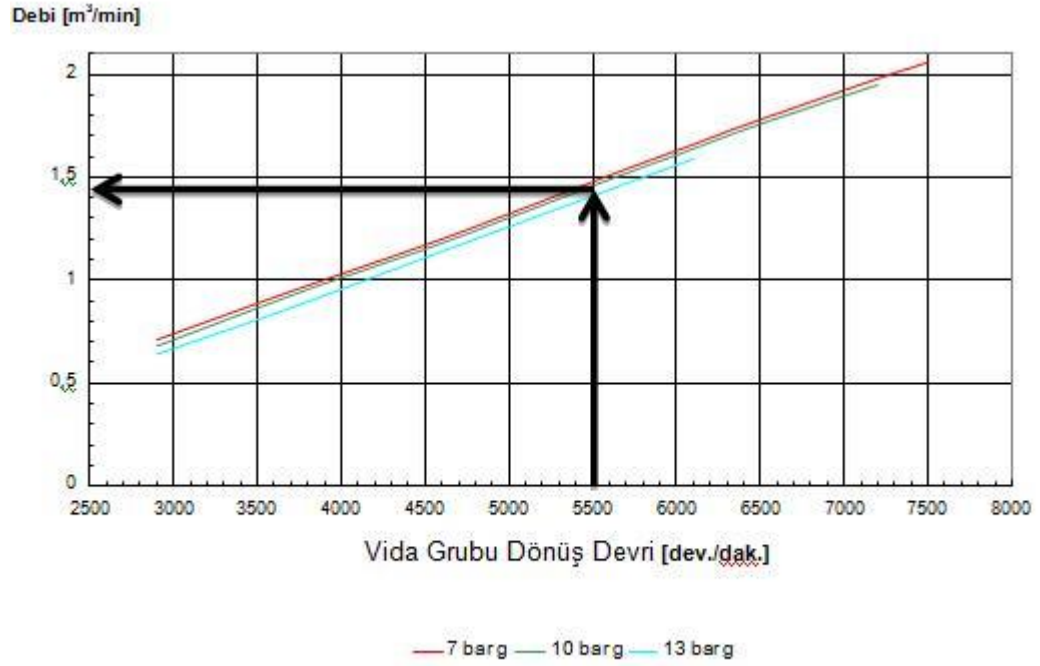
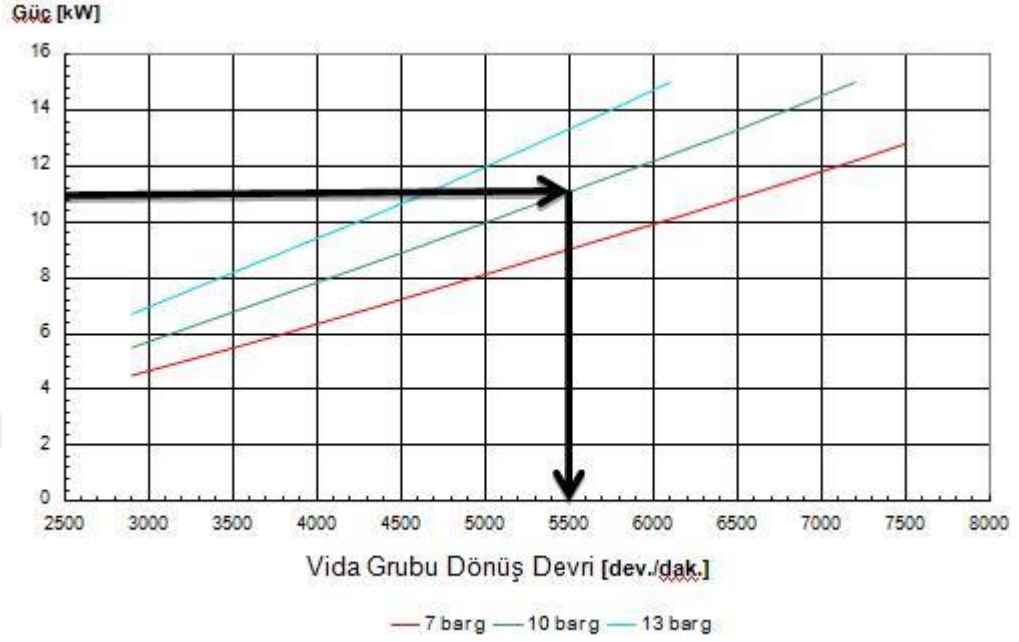
VMC V60 VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI



(Anonim 2007a)

EK 2

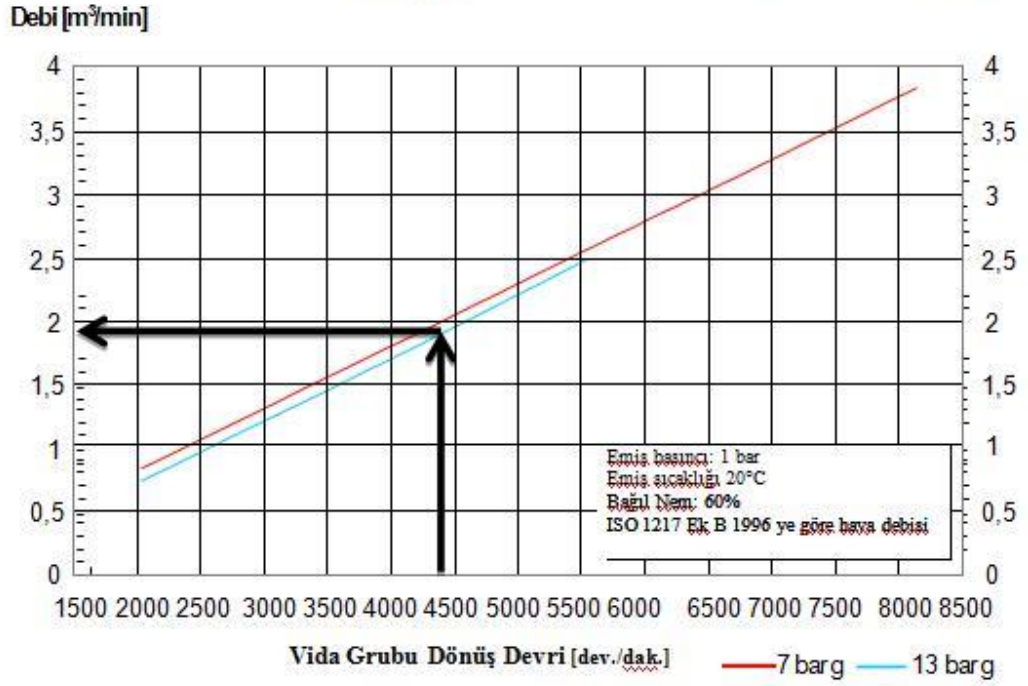
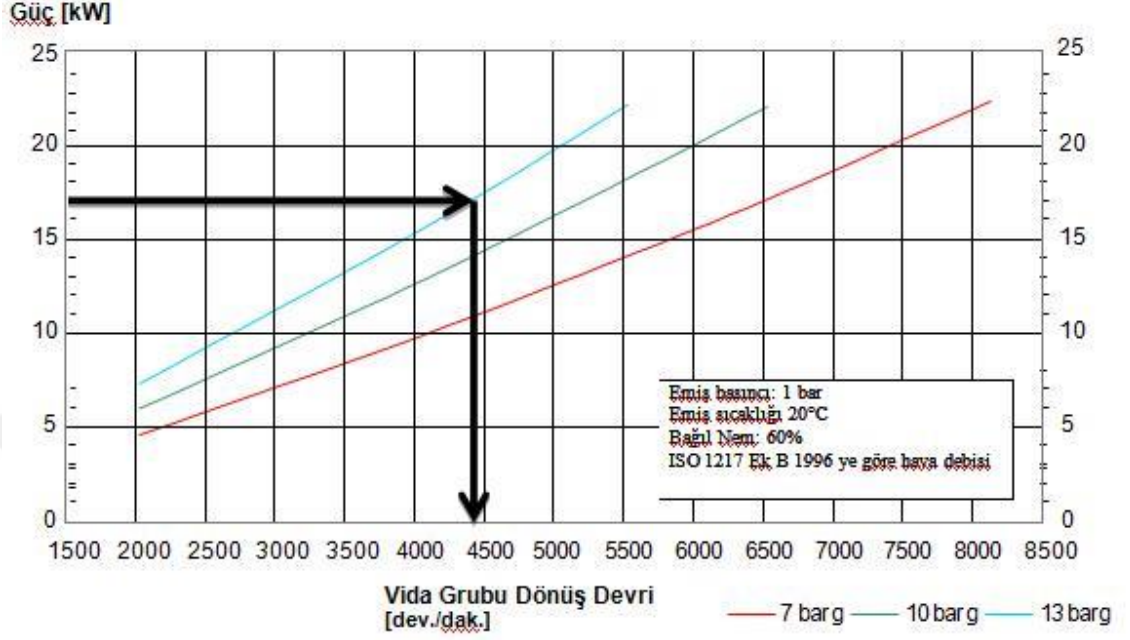
VMC V75 VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI



(Anonim 2007a)

EK 3

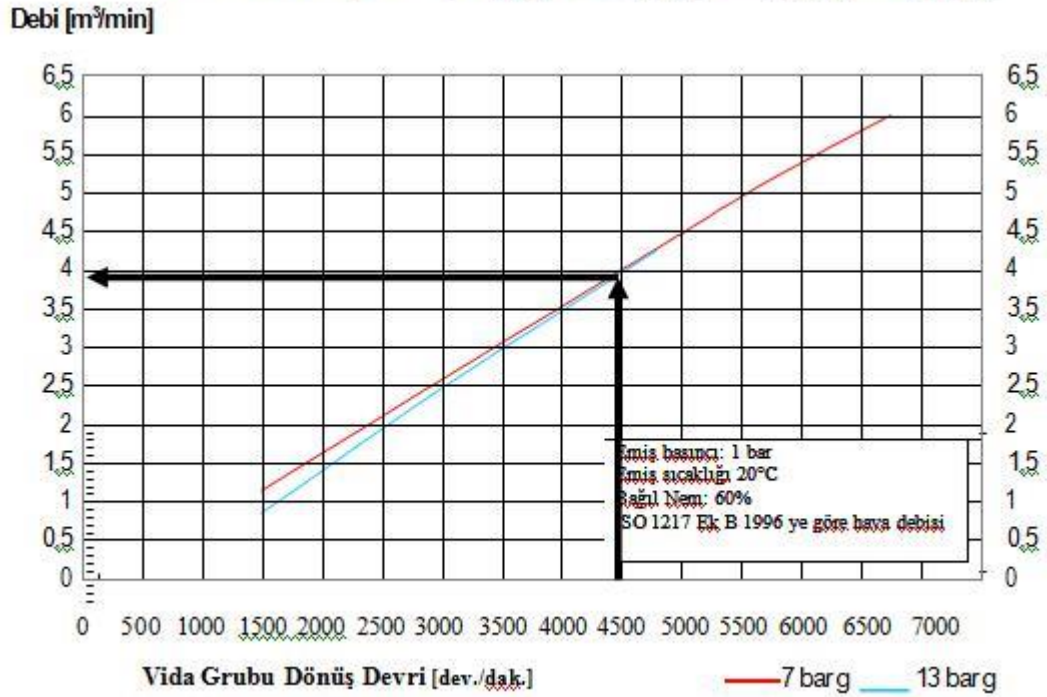
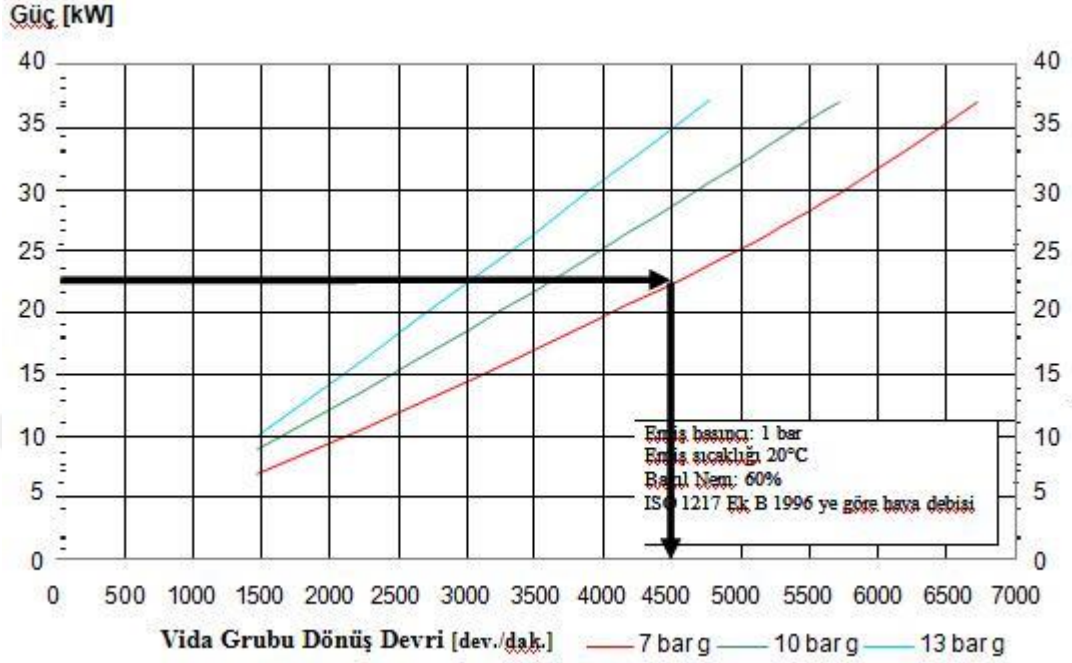
VMC V90 VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI



(Anonim 2007a)

EK 4

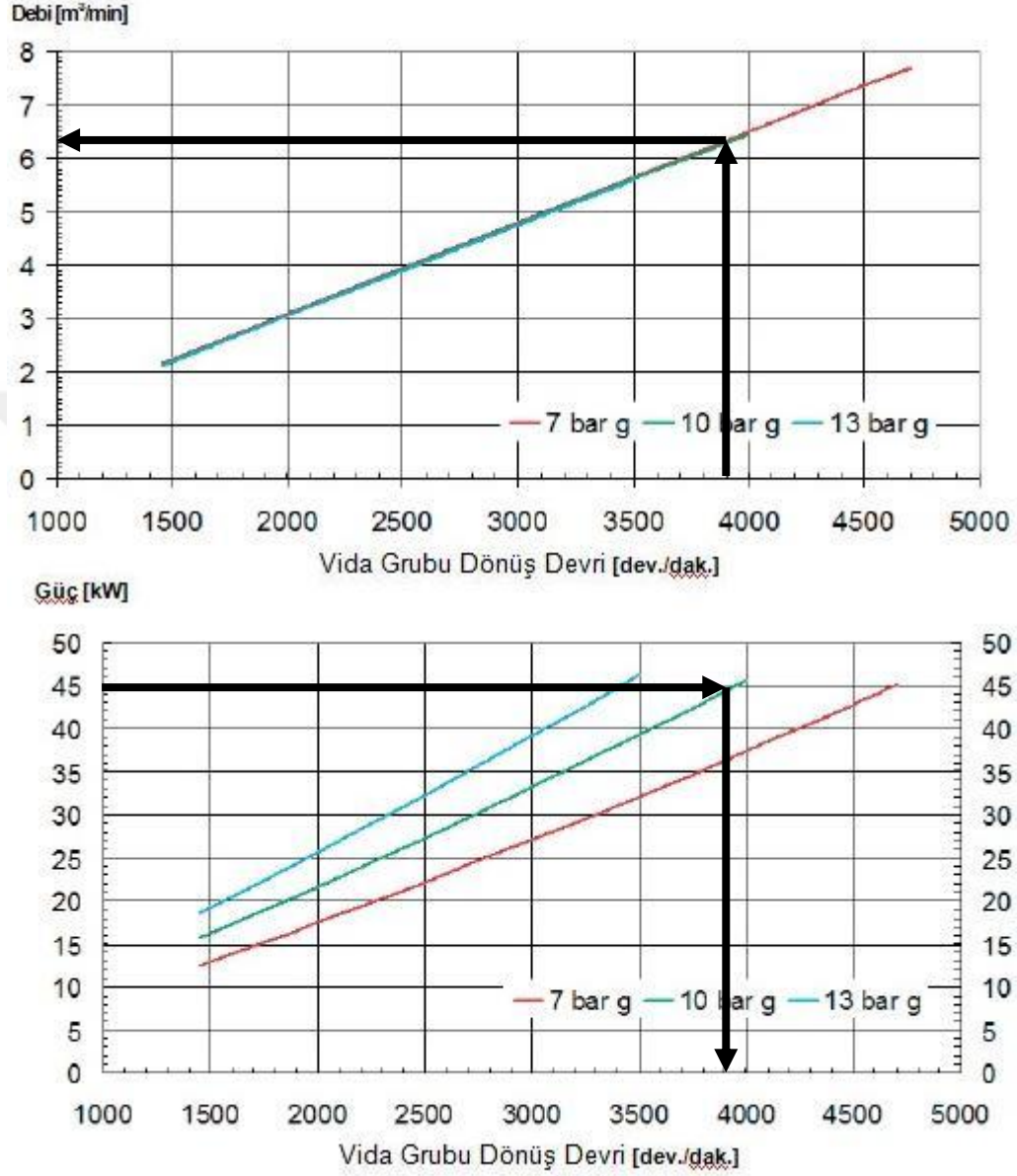
VMC V110 VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI



(Anonim 2007a)

EK 5

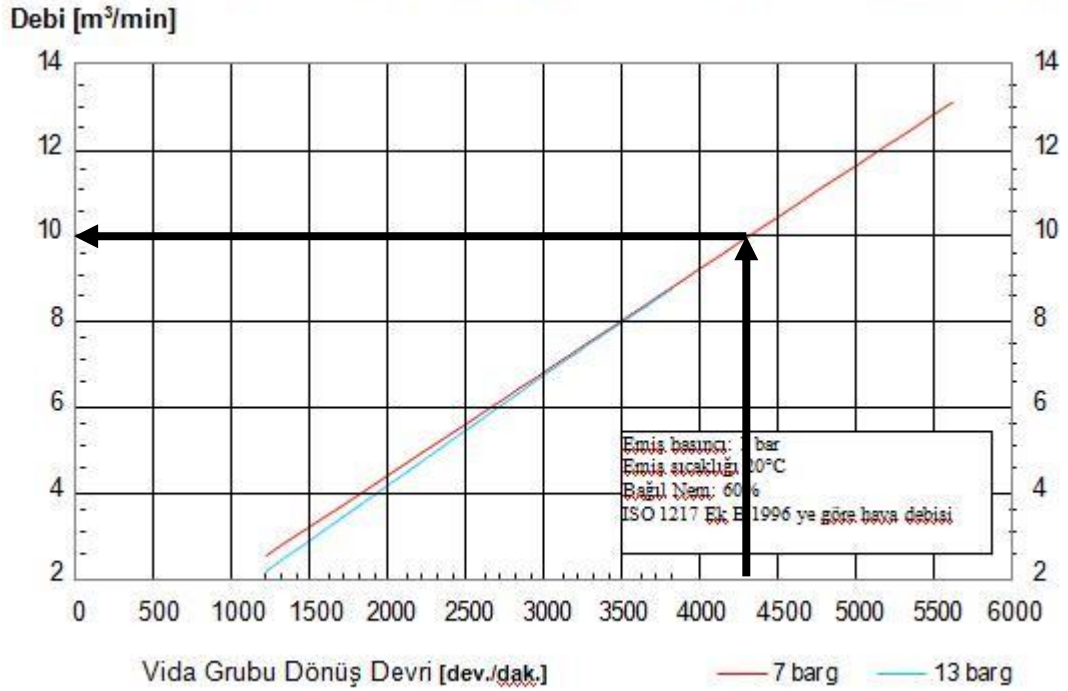
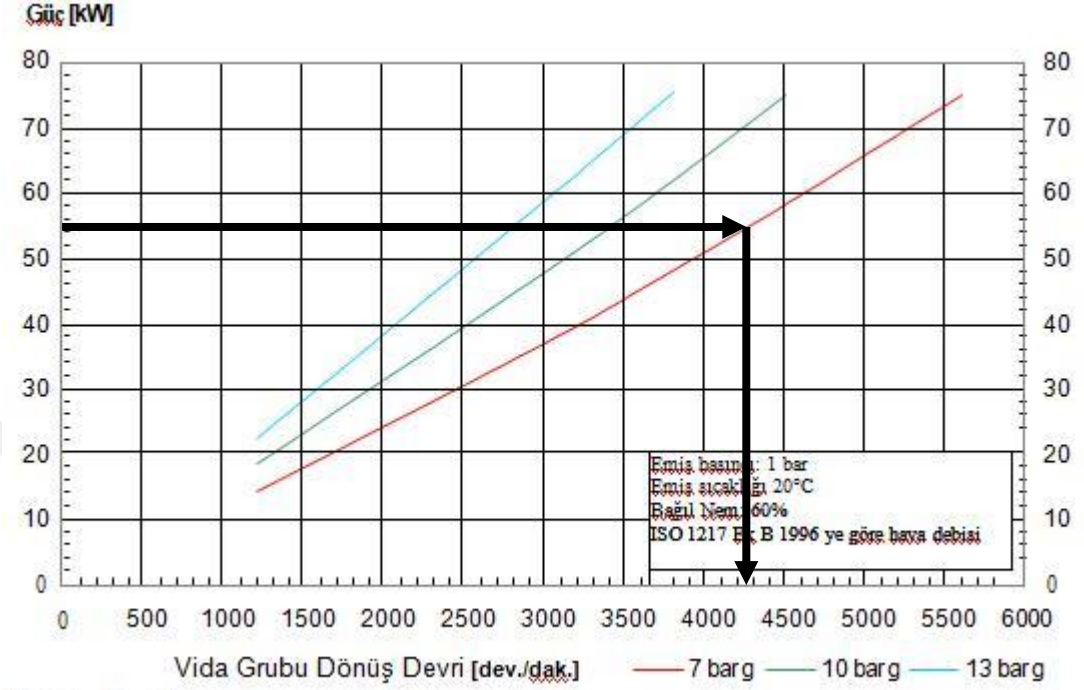
VMC V130 VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI



(Anonim 2007a)

EK 6

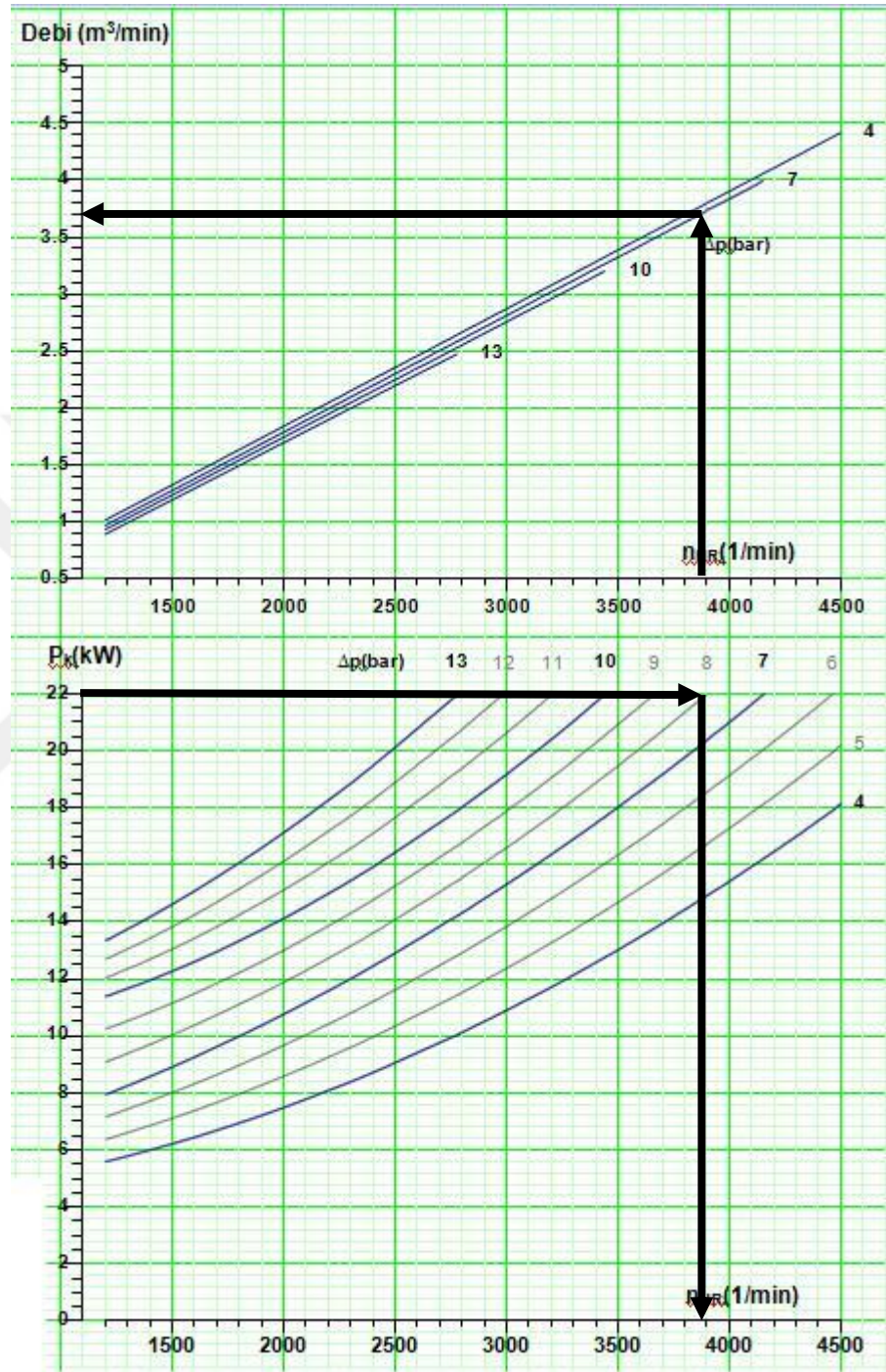
VMC V150 VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI



(Anonim 2007a)

EK 7

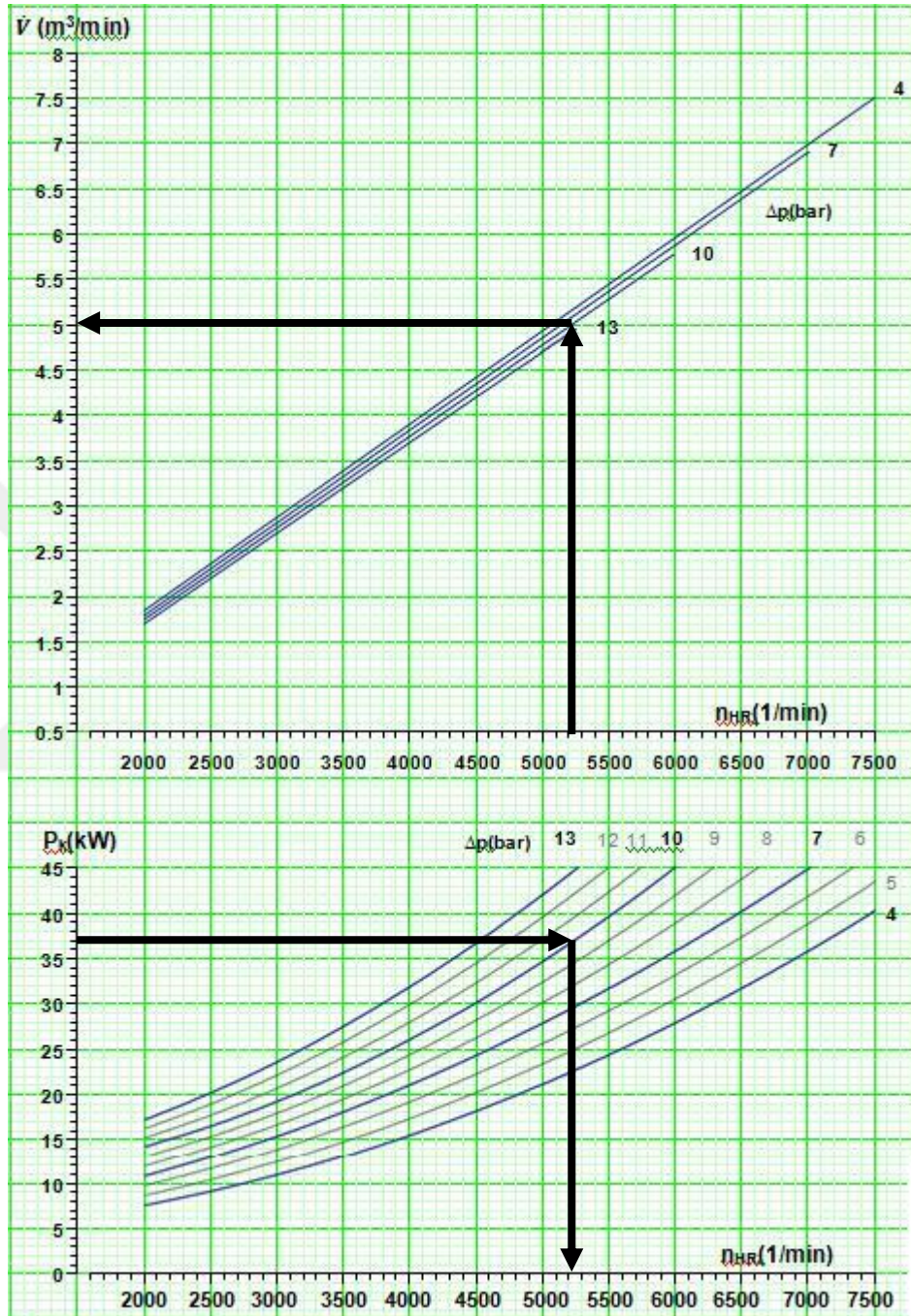
AERZEN VMX 22R VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI



(Anonim 2007b)

EK 8

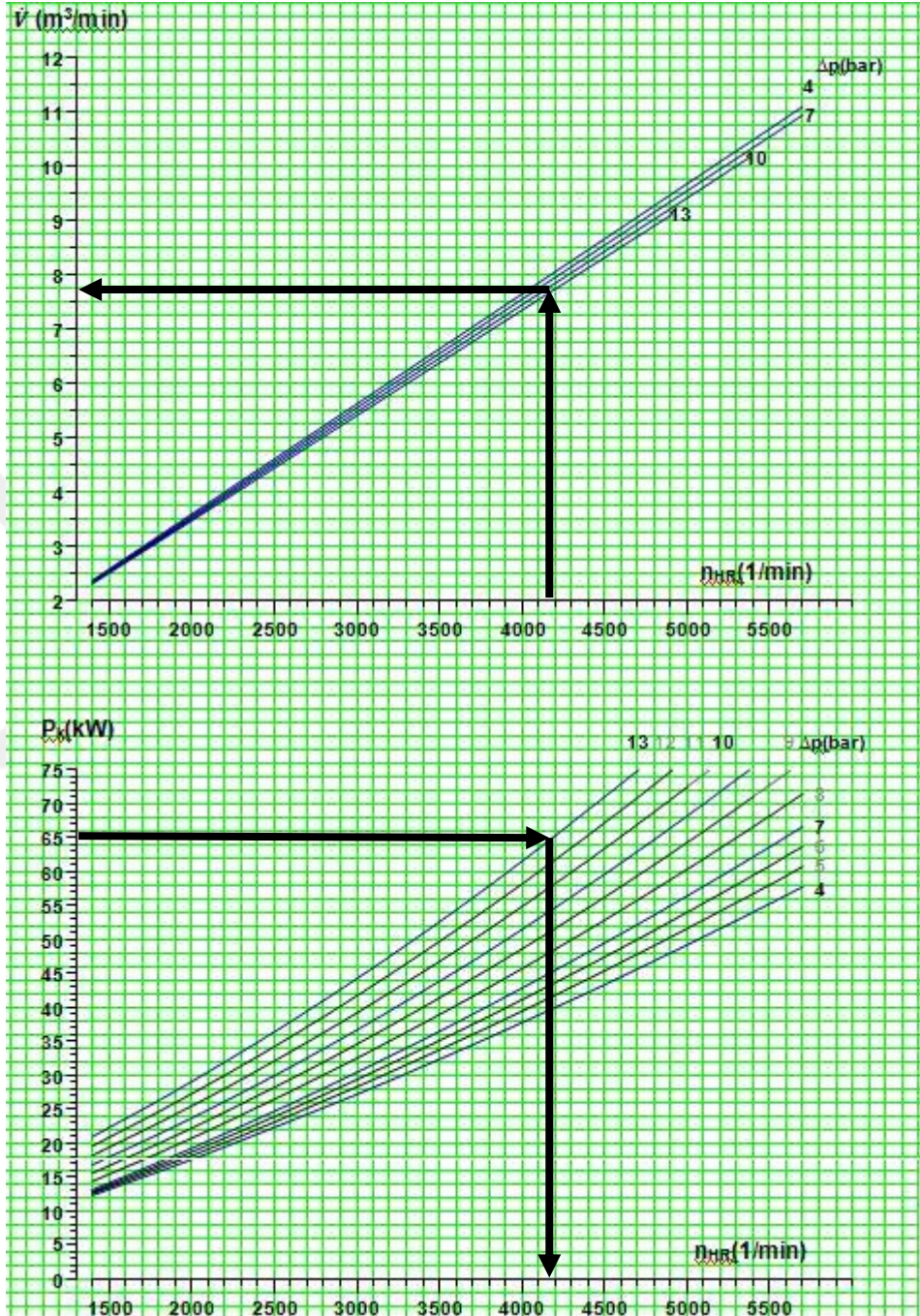
AERZEN VMX 45RD VIDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI



(Anonim 2007b)

EK 9

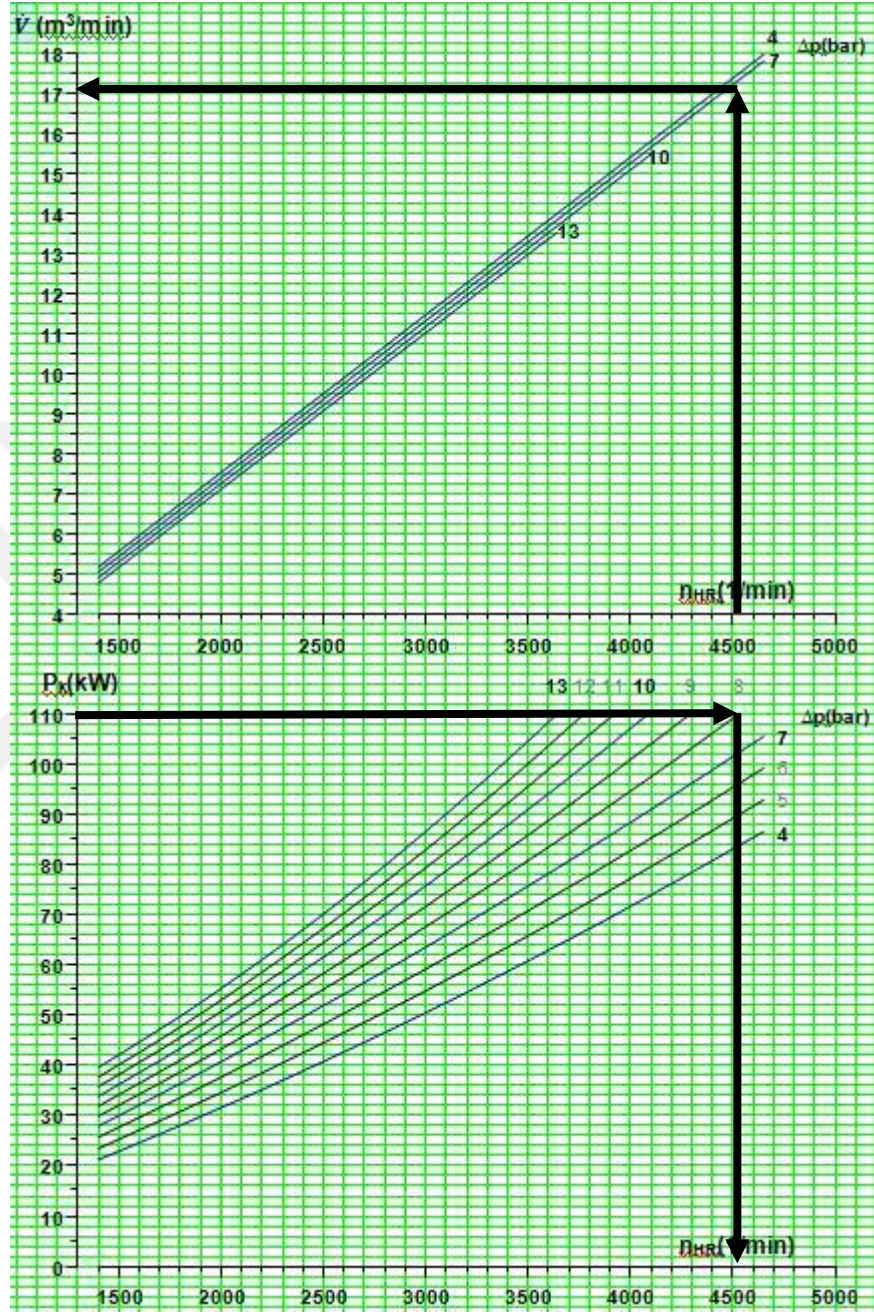
AERZEN VMX 75RD VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI



(Anonim 2007b)

EK 10

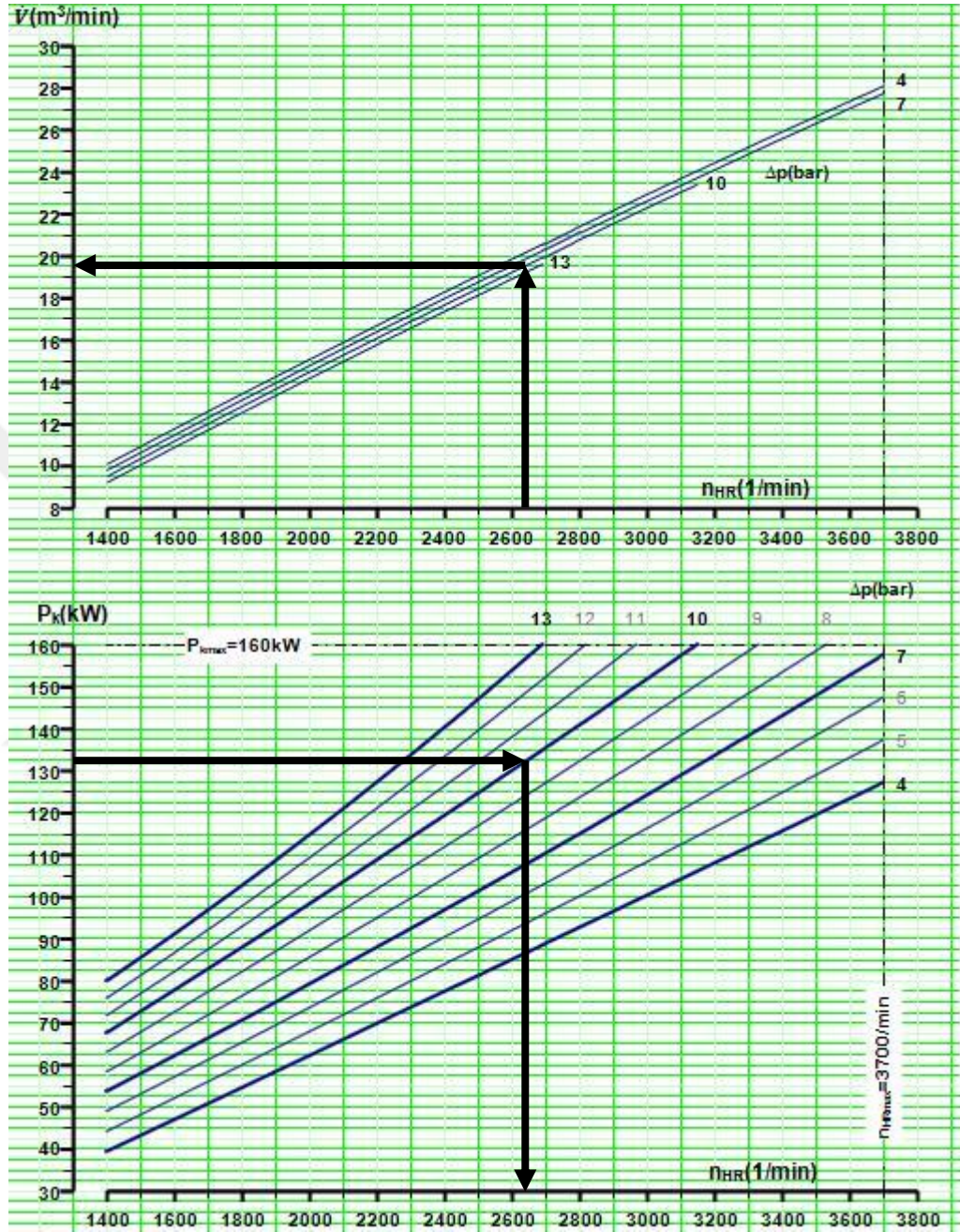
AERZEN VMX 110RD VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI



(Anonim 2007b)

EK 11

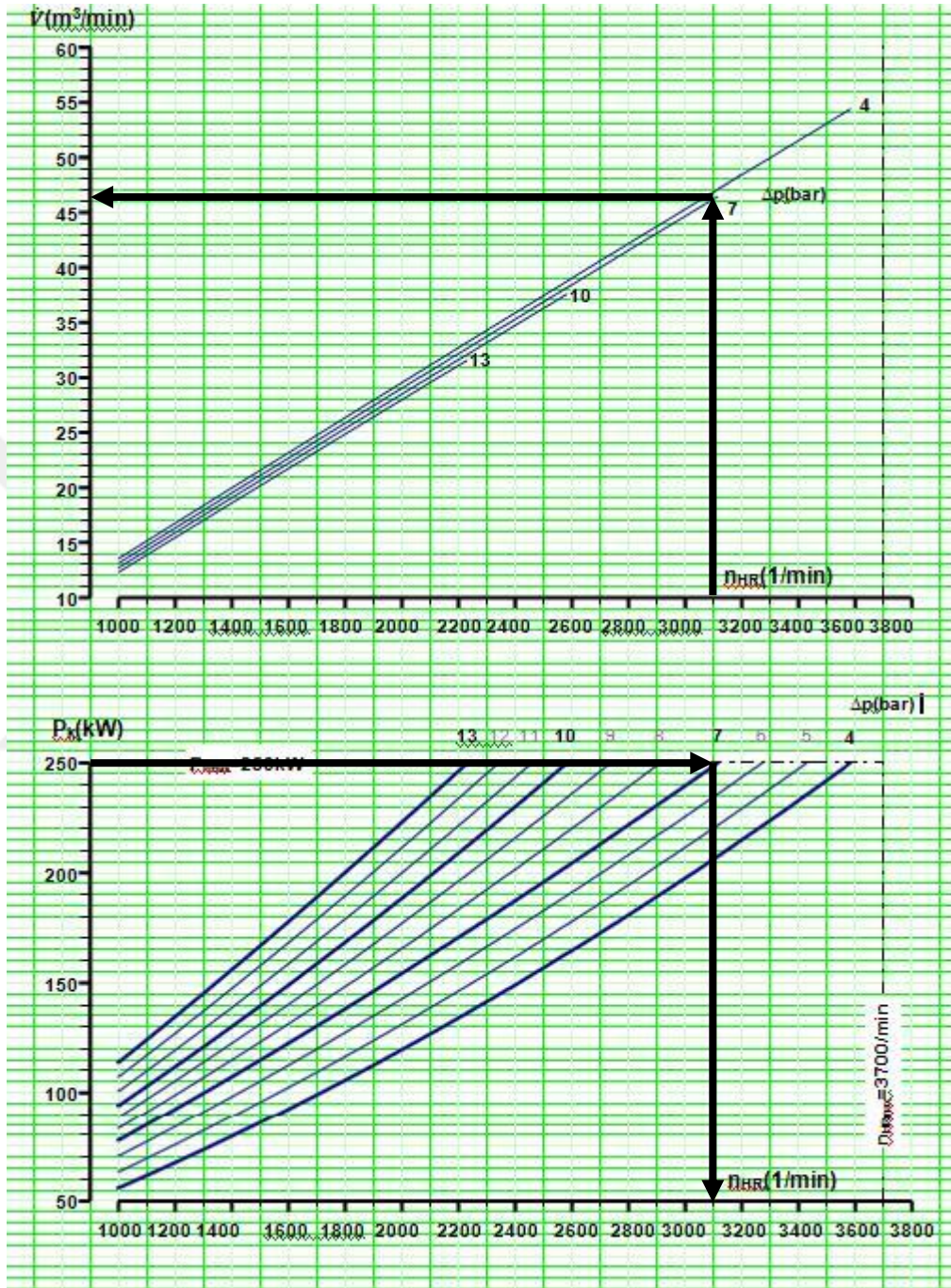
AERZEN VMX 160RD VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI



(Anonim 2007b)

EK 12

AERZEN VMX 250RD VİDA GRUBU PERFORMANS DİAGRAMI



(Anonim 2007b)

EK 13

HAVANIN MÜKEMMEL GAZ ÖZELİKLERİ

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/(kg.K)	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/(kg.K)
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	793.36	23.29	3.01260
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531						

EK 13 (DEVAM)

HAVANIN MÜKEMMEL GAZ ÖZELİKLERİ

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/(kg.K)	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/(kg.K)
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638	1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.52364
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510	1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.53879
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345	1640	1806.46	878.9	1335.72	5.355	3.55381
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160	1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.56867
1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.30959	1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.58335
1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.32724	1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.34474	1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200	1800	2003.3	1310	1487.2	3.994	3.6684
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.37901	1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.39586	1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.41247	1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.42892	2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.44516	2050	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.46120	2100	2377.7	2559	1775.3	2.356	3.8605
1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.47712	2150	2440.3	2837	1823.8	2.175	3.8901
1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.49276	2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.50829	2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474

Not: P_r (bağıl basınç) ve v_r (bağıl özgül hacim) özellikleri, izantropik durum değişimlerinin çözülmesinde kullanılan boyutsuz büyüklüklere dir. Basınç ve özgül hacim özellikleriyle karıştırılmamalıdır.

(Çengel ve Boles 2008)

EK 14

BİLİNEN BAZI GAZLARIN MÜKEMMEL GAZ ÖZGÜL ISILARI

300 K sıcaklıkta

Gaz	Kimyasal formülü	Gaz sabiti, R kJ/kg · K	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k
Hava	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argon	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Bütan	C_4H_{10}	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Karbon dioksit	CO_2	0.1889	0.846	0.657	1.289
Karbon monoksit	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Etan	C_2H_6	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Etilen	C_2H_4	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helyum	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hidrojen	H_2	4.1240	14.307	10.183	1.405
Metan	CH_4	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Neon	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Azot	N_2	0.2968	1.039	0.743	1.400
Oktan	C_8H_{18}	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oksijen	O_2	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propan	C_3H_8	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Su buharı	H_2O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

Not: kJ/kg · K birimi kJ/kg · °C birimiyle eşdeğerdır.

(Çengel ve Boles 2008)

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ramadan GÜRSOY
Doğum Yeri ve Tarihi : Kırcaali – 29.04.1987
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Bursa Ulubatlı Hasan Anadolu Lisesi, 2006
Lisans : Uşak Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği, 2010
Yüksek Lisans : Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 2018

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Setkom Kompresör Mak. San. Tic. Ltd. Şti., Bursa
Üretim Müdürü (2011-Devam)

İletişim (e-posta) : ramadangursoy1987@gmail.com