

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**BASINÇLI HAVA SİSTEMLERİNDE ENERJİ TASARRUFU
UYGULAMASI**

SÜLEYMAN SAPMAZ

KOCAELİ 2014

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BASINÇLI HAVA SİSTEMLERİNDE ENERJİ TASARRUFU
UYGULAMASI

SÜLEYMAN SAPMAZ

Prof.Dr. İbrahim KILIÇASLAN
Danışman, Kocaeli Üniv.

Prof.Dr. Durmuş KAYA
Jüri Üyesi, Karabük Üniv.

Doç.Dr. Necati ÖZSEZEN
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.


.....
.....
.....

Tezin Savunulduğu Tarih: 17.01.2014

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Enerji tüm sanayi sektörlerinin hammaddesi, ticaret ve günlük yaşamın vazgeçilmez ögesidir. Aynı zamanda ülkelerin gelişmişlik düzeyleri enerji sarfiyatları ile doğru orantılı fakat enerji yoğunlukları ile ters orantılıdır. Ülkemiz gelişmişlik seviyesini artırabilmek için sanayi üretimini arttırmak aynı zamanda birim ürün başına harcanan enerjiyi azaltmak durumundadır. Bu nedenle enerji sarfiyatını azaltmak yolundaki her çalışma ülke ekonomisine ve gelişmişlik seviyesine katkı anlamına gelmektedir.

Endüstriyel hammadde tüketimleri incelendiğinde basınçlı havanın sarfiyat kalemleri arasında önemli bir yer tuttuğu görülmektedir. Aynı zamanda sanayi enerji tüketimi içerisinde basınçlı hava sistemleri ciddi pay almaktadırlar. Kompresör sistemlerinin mekanik tasarımı ile ilgili pek çok yayın bulunmakla beraber kompresör sistemlerinin enerji yoğunluğunu düşürülmesi ile ilgili pek az çalışma bulunmaktadır. Ayrıca sanayide yer alan ve basınçlı hava kullanan pek çok tesis personelinin basınçlı hava sisteminde yapılabilecek enerji geri kazanımlarından habersiz oldukları görülmüştür.

Bu tez alanındaki bilgi ve uygulama eksikliğini gidermek amacıyla akademik bilgi ve endüstriyel uygulama verilerini bir araya getirmektedir.

Bu çalışmada büyük emeği olan danışmanım Prof. Dr. İbrahim KILIÇASLAN'a, Prof. Dr. Durmuş KAYA'ya ve Öğr. Gör. Muharrem EYİDOĞAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Ocak - 2014

Süleyman SAPMAZ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iv
TABLOLAR DİZİNİ	v
SİMGELER DİZİNİ VE KISALTMALAR	vi
ÖZET.....	vii
ABSTRACT	viii
GİRİŞ	1
1. BASINÇLI HAVA SİSTEMİ VE DONANIMLARI	3
1.1. Hava Kompresörleri	4
1.1.1. Yer değiştirmeli kompresörler	7
1.1.2. Dinamik kompresörler	11
1.2. Kurutucular	12
1.3. Hava Tankı	15
1.4. Filtreler ve Regülatörler	15
2. BASINÇLI HAVA SİSTEMİ İLE İLGİLİ KRİTERLER	18
2.1. İşletme Basıncı	18
2.2. Sistem Kapasitesi	19
2.3. Kompresör Türü	20
2.4. Basınçlı Hava Hattı Basınç Kayıpları	21
2.5. Spesifik Güç Tüketimi	22
2.6. Yüksüz Güç Tüketimi	23
2.7. Hava Kalitesi	23
3. KOMPRESÖR KONTROL SİSTEMLERİ	26
3.1. Açık/Kapalı Kontrol.....	26
3.2. Yüklü/Yüksüz Kontrol	27
3.3. Giriş Valfi Kısmı	28
3.4. Değişken Hız Sürücüsü	28
4. BASINÇLI HAVA SİSTEMLERİNDE ENERJİ TASARRUFU UYGULAMASI.....	30
4.1. Basınçlı Havanın Yanlış Kullanımı	31
4.2. Basınçlı Hava Kaçaklarının Azaltılması	32
4.3. Kompresör Emiş Havaası	34
4.4. Kompresör Çıkış Basıncı	36
4.5. Kompresör Atık Isısı	38
4.5.1. Hava soğutmalı kompresörler	39
4.5.2. Su soğutmalı kompresörler	40
4.6. Yüksek Verimli Motor Kullanımı	40
5. VİDALI VE TURBO KOMPRESÖRLERİN MUKAYESESİ VE KOMPRESÖR SEÇİMİ.....	42
5.1. Mevcut Kompresörlerin Değiştirilmesi	45
5.1.1. Seçenek 1	47
5.1.2. Seçenek 2	48

5.1.3. Seçenek 3	49
5.1.4. Seçenek 4	50
5.2. Kompresör Seçeneklerinin Mukayesesi	50
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	55
KAYNAKLAR	57
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER	60
ÖZGEÇMİŞ	61

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Basınçlı hava sistemi temel görünümü ve elemanları.....	4
Şekil 1.2.	Pistonlu bir kompresörde emme ve sıkıştırma kademeleri	7
Şekil 1.3.	Döner kanatlı kompresör sıkıştırma bölgesi ve kanatçıkları.....	8
Şekil 1.4.	Vidalı kompresörde sıkıştırma odası görünümü	10
Şekil 1.5.	Diyaframlı bir kompresörde temel elemanları.....	11
Şekil 1.6.	Turbo kompresör tasarımı.....	12
Şekil 1.7.	Soğutmalı tip kurutma çevrimi ve temel elemanları.....	13
Şekil 1.8.	Membran kurutucu çalışma sistemi	13
Şekil 1.9.	Isıtmasız bir adsorbsiyonlu kurutma sistemi	14
Şekil 1.10.	Hava filtresi şematik görünümü.....	16
Şekil 1.11.	Basınçlı hava regülatörü tasarımı.....	17
Şekil 3.1.	Yüklü/yüksüz kontrol metodunda basınç çalışma aralığı	28
Şekil 3.2.	İleri seviye yüklü/yüksüz kontrol metodunda basınç çalışma aralığı	28
Şekil 3.3.	Bir DHS kontrol sisteminin çalışma prensibi ve temel elemanları.....	29
Şekil 4.1.	Bir kompresörün 10 yıllık toplam maliyet kalemleri.....	31
Şekil 4.2.	Uygulama yapılan kompresör dairesi ve ölçülen sıcaklık değerleri	35
Şekil 4.3.	Kompresör enerji kayıpları ve geri kazanılabilir enerji miktarı.....	39
Şekil 5.1.	Eşdeğer vidalı (DHS) ve turbo kompresörlerin debi-güç grafiği.....	45
Şekil 5.2.	Uygulama yapılan tesise ait hava sarfiyat grafiği	46

TABLULAR DİZİNİ

Tablo 2.1. Basınçlı hava hattı basınç düşüşü ve güç kayıpları.....	19
Tablo 2.2. Kompresör türlerine göre debi, sıkıştırma oranı ve rotor hızları	21
Tablo 2.3. Basınçlı hava kalite kriterleri ve	24
Tablo 2.4. Kalite sınıfları ve kabul edilen değerler.....	25
Tablo 4.1. Sızıntı şiddeti ve güç kaybı miktarları	33
Tablo 4.2. Su soğutmalı bir kompresör sisteminde geri kazanılabilir enerji miktarı .	40
Tablo 5.1. Seçenek 1 aktif ve yedek kompresör konfigürasyonu	48
Tablo 5.2. Seçenek 2 aktif ve yedek kompresör konfigürasyonu	49
Tablo 5.3. Seçenek 3 aktif ve yedek kompresör konfigürasyonu	49
Tablo 5.4. Seçenek 4 aktif ve yedek kompresör konfigürasyonu	50
Tablo 5.5. Birim ve toplam enerji sarfiyatları.....	51
Tablo 5.6. Yedek kompresörler bekleme durumunda buhar sarfiyatı.....	52
Tablo 5.7. Kompresörlerden elde edilecek atık ısı kazanımı	52
Tablo 5.8. 20 yıllık bakım maliyetleri.....	53
Tablo 5.9. Mevcut duruma oranla kompresör seçeneklerinin geri ödeme süreleri	53

SİMGELER DİZİNİ VE KISALTMALAR

C	: Dönüşüm sabiti (3600 s/h)
D	: Delik çapı (m)
E _a	: İzentropik verim (%)
EF	: Elektrik fiyatı (TL/kilovatsaat)
FR _i	: Basıncın düşürülmesiyle elde edilen oransal iş kazancı (%)
k	: Hava özgül ısı katsayısı (1,4)
N	: Kademe sayısı
n _{motor}	: Motor verimi (%)
n _{yv}	: Yüksek verimli motor verim değeri (%)
P ₁	: Sızıntı noktasında hat basıncı (kPa)
P ₀	: Kompresör işletme basıncı (kPa)
P _i	: Atmosferik basınç (kPa)
T ₁	: Ortalama hat sıcaklığı (°C)
T _i	: Atmosferik sıcaklık (°C)
V _f	: Sızıntı debisi (l/s)
W	: Sıkıştırma işi (kW)
Wr	: Hava giriş sıcaklığının azaltılmasıyla elde edilen oransal iş kazancı (%)

Kısaltmalar

ÇS	: Çalışma Saati
EF	: Elektrik Fiyatı
MG	: Motor Gücü
SS	: Sızıntı Sayısı
DHS	: Değişken Hız Sürücüsü
YMK	: Yıllık Maddi Kazanç
YEK	: Yıllık Enerji Kazancı
YF	: Yük Faktörü
YFPT	: Yoğun Faz Pnömatik Taşıma

BASINÇLI HAVA SİSTEMLERİNDE ENERJİ TASARRUFU UYGULAMASI

ÖZET

Basınçlı hava sistemleri sanayi tesislerinin en dikkate değer enerji sarfiyat kalemlerindedir. Bu sistemlerde uygulanabilecek enerji geri kazanım sistemleri ise akademik ve endüstri çevrelerinde yeterince bilinmemektedir. Bu tez ile sanayide basınçlı hava sistemlerinde uygulanabilecek enerji geri kazanım yöntemleri akademik yöntemle incelenmiş ve fabrikalarda uygulamaları yapılmıştır. Uygulamalar farklı zamanlarda farklı sanayi tesislerinde yapılmıştır. Yapılan çalışma alınacak basit önlemlerle ciddi maddi kazançlar sağlanabileceğini göstermiştir. Bu kazanımların yanı sıra farklı çözüm yöntemleri üretilebilir ve gerekli yatırım miktarları da hesaplanabilir. Fakat fiyatların değişkenliği ve uygulama şartları değişeceği için bu çalışmadaki enerji kazanım yöntemleri ile ilgili yatırım maliyetleri verilmemiştir. Kompresör seçimi çalışması yine gerçek sanayi verileri ışığında yapılmıştır. Bu tür sistemlerin seçiminde ön yargıların gerçek değerlerin önüne geçtiği görülmüştür. Bu önyargıları önlemek amacıyla dört farklı seçenek dört temel etkene-yatırım maliyeti, işletme maliyeti, güvenilirlik, bakım maliyeti-dayanacak şekilde oluşturulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Atık Isı Geri Kazanımı, Enerji Verimliliği, Hava Kompresörü, İşletme Maliyeti, Kompresör Seçimi

ENERGY CONSERVATION APPLICATION ON COMPRESSED AIR SYSTEMS

ABSTRACT

Compressed air system is one of the most significant energy consumer systems of industrial plants. Energy recovery methods which are suitable for compressed air systems are not well known by industry and academy. Proper energy recovery methods for compressed air systems are examined by academically then case studies performed on site. Applications made on different plants at various periods. The study has shown that basic precautions may provide serious financial gain. Besides the earnings, technical solution methods and required investment values are computable. Because of the investment values and solution methods are depend on site conditions, investment costs are not given for these issues. Compressor selection study given at is performed with real industrial values. It is seen that prejudices get ahead of values on this kind of compressor selection studies. To avoid prejudices 4 options are compared based on 4 criteria: investment cost, operating cost, reliability, maintenance cost.

Keywords: Waste Heat Recovery, Energy Efficiency, Operating Cost Air Compressor, Compressor Selection.

GİRİŞ

Enerji verimliliği, enerjide dışa bağımlı olan ülkelerde yeni bir enerji kaynağı olarak görülmeli ve kullanılmalıdır. Günümüzde birim ürün başına tüketilen enerji miktarını ifade eden enerji yoğunluğu gelişmişlik ifadesi olarak görülmektedir. Türkiye, birincil enerji yoğunluğu açısından, gelişmiş ülkelerle kıyaslamasında; “enerji yoğun” ekonomilerden birisi olarak değerlendirilebilmektedir [1]. Ülkemizin 1990-2011 yılları arasında, enerjide dışa bağımlılığı; birincil enerji arzında, %52’den %72’ye yükselmiştir [1]. Ülkemiz sanayi üretiminin artışına paralel olarak enerji tüketim oranları da artmakta buna paralel olarak yeni enerji santrallerinin kurulum ihaleleri yapılmaktadır. Yeni santraller her ne kadar enerji talebinin karşılanmasını sağlasa da yerli kaynaklar kullanılmadıkça enerjide dışa bağımlılığımızı azaltmayacaktır.

Endüstriyel tesislerin enerji sarfiyatları incelendiğinde fırınlar, kazanlar, fanlar, pompalar, aydınlatma ve basınçlı hava sistemi vb. gibi sanayi kuruluşunda yaygın olarak bulunan sistemlerde ciddi miktarda enerji sarf edildiği görülmektedir. Basınçlı hava sistemi de bu endüstriyel sistemler arasında enerji sarfiyatı yüksek ve kullanımı yaygın olan sistemler arasındadır.

Sanayileşmenin getirdiği ihtiyaçlarla, basınçlı hava 1960’lardan bu yana fabrika ve işletmelerde yaygın olarak kullanılmaktadır [2]. İşletme karakteristikleri havayı cazip bir enerji taşıyıcısı haline getirmektedir. Çünkü hava, atmosferden alınıp herhangi bir geri dönüş hattına ihtiyaç duyulmaksızın atmosfere atılabilmektedir. Ayrıca hava, kıvılcım ve açık ateşin oluşabileceği tehlikeli ortamlarda parlama ve yanma riski olmaksızın güvenle kullanılabilir [3].

Basınçlı hava; su, elektrik ve doğalgazın ardından imalat süreçlerini kolaylaştıran 4. önemli girdidir [4]. Basınçlı hava sistemi, birçok endüstriyel tesiste elektrik tüketiminde 3. sırada yer almaktadır [5]. Ayrıca basınçlı hava AB endüstriyel enerji kullanımının %10’luk kısmını oluşturmaktadır [6]. Bu nedenle, enerji maliyetlerinin düşürülmesi açısından önemli sistemlerdendir.

Kompresör 10 yıllık işletme maliyetleri incelendiğinde ise enerji maliyetlerinin satış maliyetlerinin 4 katı olduğu görülmektedir [7]. Enerji maliyetinde yapılabilecek %1 oranında azalma satış maliyetinde yapılabilecek %4'lük iyileştirmeye karşılık gelmektedir. Bu nedenle kompresör yatırımlarında kısa vadeli maliyetlerin yanında uzun vadeli işletme maliyetlerinin dikkatle değerlendirilmesi gerekmektedir.

Bu nedenle kompresörlerin enerji sarfiyatlarının dikkatle izlenmesi ve potansiyel kazanç kaynaklarının kullanımı önem arz etmektedir. Bu çalışma kapsamında basınçlı hava sisteminde meydana gelebilecek potansiyel kazançlar ile ilgili hesaplama yöntemleri incelenmiştir. Literatürde yer alan bu hesaplama yöntemleri, farklı tesislerde yapılan etüt ve analizlerde uygulanmış ve tasarruf miktarları hesaplanmıştır. Ayrıca bir tesiste kompresör değişimi için enerji tüketimi ve maliyetler dikkate alınarak 4 farklı senaryo oluşturulmuş ve çıkan sonuçlar değerlendirilmiştir. Yapılan tasarruf çalışmaları, basınçlı hava sistemlerinde alınacak çeşitli önlemlerle, ciddi miktarda enerji geri kazanımı yapılabileceğini göstermiştir.

1. BASINÇLI HAVA SİSTEMİ VE DONANIMLARI

Basınçlı hava sisteminin temel elemanı kompresörlerdir. Kompresörler emiş kanalından çektiği havayı sıkıştırarak, basıncını ve sıcaklığını artırır ve hava tankına depolar. Kompresör içerisindeki akış boyunca havaya bulaşan yağ bazı uygulamalarda problemlere neden olabileceği için yağ filtreleri ile havadan alınmaktadır [3].

Bir kompresör sisteminde görülecek temel elemanların başında elektrik motoru gelir. Eğer kompresör buhar türbini tarafından tahrik ediliyorsa motor yerine buhar türbini kullanılacaktır. Motora kayış-kasnak ya da direkt akuple olarak sıkıştırma elemanları bulunur. Sıkıştırma elemanı kompresör türüne göre belirlenmektedir.

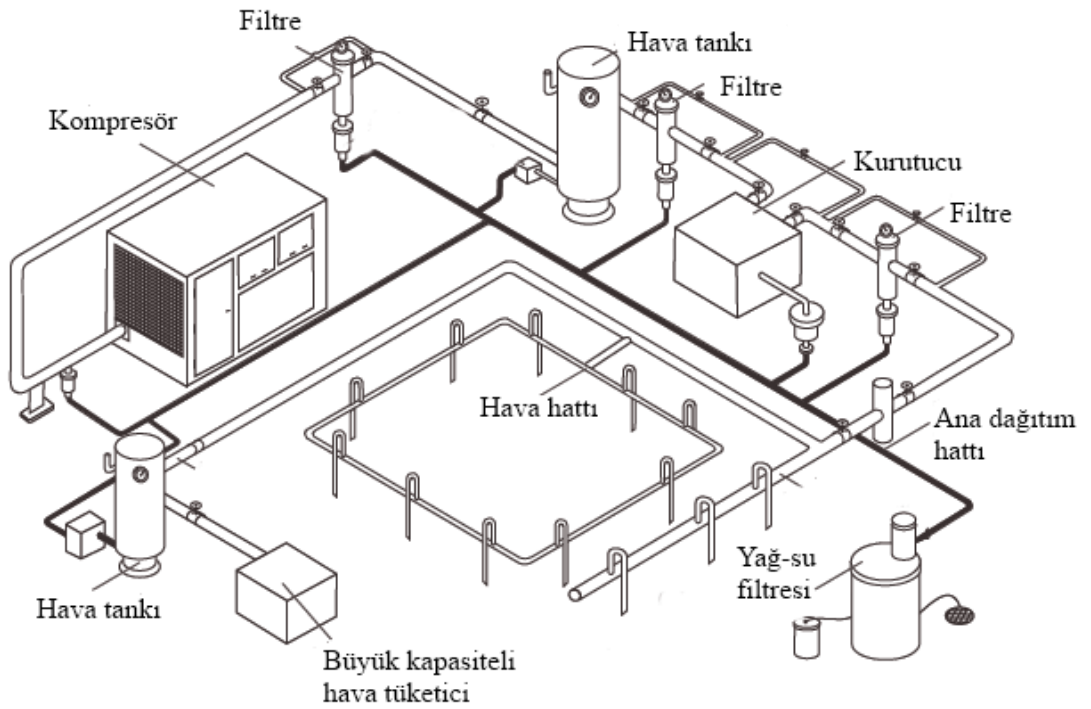
Temel olarak hava kompresörleri yer değiştirmeli ve dinamik olarak sınıflandırılmaktadır. Yer değiştirmeli kompresörler belirli bir hacme hapsedilen havanın, hacmi azaltılarak basıncı artırılır. Dinamik kompresörlerde ise akan gazın hızlandırılması ve enerjisinin difüzer ya da statorda basınç enerjisine dönüştürülmesi ile basınç artırılır [8].

Şekil 1.1 örnek bir basınçlı hava şebekesinin elemanlarını ve basınçlı hava hattını göstermektedir. Kompresörler havayı serbest atmosferden alıp filtrelerden geçirerek sıkıştırırlar. Filtre kullanılmadığı takdirde hava ile beraber gelen toz kompresöre ve tüm proses donanımına zarar verecektir. Hava filtrelerinin tıkalı ya da akışa izin vermeyecek derecede ince olması durumunda ise kompresör motoru aşırı yüklenecek ve basınçlı havanın maliyeti artacaktır. Sıkıştırma işlemi istenen basınç değerine göre tek ya da daha fazla kademe yapılabilir. Sıkıştırma sırasında büyük miktarda ısı açığa çıkar. Kompresörü tahrik eden birincil enerjinin büyük kısmı ara soğutucu ve son soğutucudan oluşan kompresör soğutma sistemi ile taşınır [9].

Atmosferik hava yüksek miktarda nem içermektedir. Bu nem basınçlı hava sisteminden uzaklaştırılmadığı takdirde hatlarda ve donanımların içerisinde

sıvılaştırarak korozyon ve hasar riski oluşturacaktır. Havadan nemin uzaklaştırılması için uygulanan çeşitli yöntemler Bölüm 1.2’de verilmektedir.

Kurutulan hava sistemde kullanılmaya hazırdır. Bununla beraber, tesis hava kullanımında meydana gelecek değişiklikler kompresörde uzun çalışma sürelerine ya da kompresörün sıklıkla dur/kalk yapmasına sebebiyet verecektir. Bu nedenle kurutulmuş hava tanka alınarak buradan sisteme gönderilir. Hava tankları ile ilgili bilgi Bölüm 1.3’te verilmektedir.



Şekil 1.1. Basınçlı hava sistemi temel görünümü ve elemanları

1.1. Hava Kompresörleri

Gazların basıncının atomlar arası hareketlerden kaynaklandığı düşünülmektedir. Havanın sıkıştırılabilirlik miktarı mükemmel gazlar için kullanılan gaz kanunları ile belirlenmektedir. Hava %80 Oksijen, %20 Azot içeriği ile mükemmel gaz değildir. Bununla beraber kritik noktaların dışında sapmaların hesaplamalar üzerinde etkisi azdır [3]. Akışkanların sıkıştırılabilirliği, basınç artışına bağlı olarak hacimde meydana gelecek azalma olarak ifade edilebilmektedir. Sıkıştırılabilirlik miktarının göstergesi Bulk Modülü’dür [8].

$$B=-dP/(dV/V) \quad (1.1)$$

100 bar basınçta hava için Bulk Modülü $1,14 \cdot 10^{-3}$ GPa iken hidrolik akışkan olarak kullanılan bir yağın Bulk Modülü 1-2 GPa'dır. Bu durum havanın yüksek basınçlarda dahi hidrolik sıvıdan çok daha fazla sıkıştırılabileceğini göstermektedir. Bu sıkıştırılabilme özelliği havaya enerji depolama özelliği katmaktadır [8].

Bir maddenin basınç, sıcaklık ve özgül hacmi arasındaki ilişkiyi veren herhangi bir bağıntıya hal denklemi adı verilir. Bazıları basit bazıları karmaşık olan pek çok hal denklemi vardır. Bu denklemlerin en basiti ve en çok bilineni mükemmel gaz hal denklemidir. Bu denklem belirli sınırlar içinde gazların Basınç-hacim-sıcaklık ilişkisini oldukça hassas biçimde verir [10].

Robert Boyle 1662 yılında bir gazın hacminin basıncıyla ters orantılı olarak değiştiğini gözledi. 1802 yılında J. Charles ve J. Gay-Lussac düşük basınçlarda bir gazın hacminin sıcaklıkla orantılı olduğunu deneysel olarak buldular. Böylece,

$$P=R(T/v) \quad (1.2)$$

$$Pv=RT \quad (1.3)$$

bağıntıları ortaya kondu. Bu denklemde R orantının denkleme dönüştürülmesi sırasında ortaya çıkan gaz sabiti adı verilen çarpandır [10].

Mükemmel hal gaz denklemi basit ve kullanışlıdır. Fakat gazlar kritik nokta ve doyma eğrisi yakınlarında mükemmel gaz davranışından oldukça uzaklaşırlar. Verilen bir sıcaklık ve basınçta mükemmel gaz davranışından sapma sıkıştırılabilme çarpanı Z adı verilen bir parametre kullanılarak giderilebilir [10].

$$Z=Pv/RT \quad (1.4)$$

$$Pv=ZRT \quad (1.5)$$

$$Z = V_{\text{gerçek}}/V_{\text{mükemmel}} \quad (1.6)$$

Bu denklemden hareketle mükemmel gazlar için $V_{\text{mükemmel}}=RT/P$ olmaktadır. Bu durumda mükemmel gazlar için Z, sıkıştırılabilirlik çarpanı değeri birdir [10].

Havanın sıkıştırılarak basıncının yükseltilmesi için kompresörler kullanılırlar. Kompresörler giriş kısmında aldıkları akışkanın çalışma prensiplerine göre farklı şekillerde basıncını artırarak basınçlı hava elde edilmesini sağlarlar. Kompresörler tarafından sıkıştırılan havanın basıncı artarken havaya aktarılan enerjinin büyük kısmı ısı enerjisine dönüşmektedir. Bu nedenle, kompresör çıkışında sıcak ve basınçlı hava elde edilmektedir. Kurutucudan çıkan basınçlı havanın sahip olduğu enerji miktarı, şaft yoluyla kompresöre aktarılan enerjinin çok küçük bir kısmıdır. Bu durumun bir sonucu olarak kompresörler düşük verimli makinalardır.

Gazların yüksek basınçlara sıkıştırılması, kompresör tasarımında sorunlara neden olan yüksek sıcaklıklara sebep olmaktadır. Türlerinden bağımsız olarak tüm kompresör elemanları tasarımın kısıtladığı işletme şartlarına sahiptir. Bu tür bir kısıtlama ile karşılaşıldığında sıkıştırma işinin kademeli olarak yapılması gerekmektedir. Sıkıştırma işinin basamaklar halinde yapılması anlamına gelen bu durum, çok kademeli sıkıştırma olarak adlandırılmaktadır. Çok kademeli sıkıştırmanın hacimsel verim üzerinde olumlu etkisi bulunmaktadır. Çok kademeli bir kompresörde hacimsel verim büyük oranda düşük basınçta sıkıştırma yapan birinci kademe tarafından tayin edilmektedir. Çünkü 2. kademe tarafından sıkıştırılacak hava hacmi, birinci kademeye göre belirlenmektedir [11].

Maliyeti göz önüne alınarak basınçlı havanın gerekliliği ya da alternatifleri ciddi şekilde düşünülmeli ve değerlendirilmelidir. Basınçlı hava uygulamaları özellikle elektrik kullanımı ile patlama riskinin yüksek olduğu durumlarda pnömatik donanım kullanımı için bir zorunluluktur. Diğer taraftan basit kurutma ve temizlik operasyonlarında kompresörlerin ürettiği basınçlı hava yerine nispeten düşük basınçta üfleyiciler kullanılması daha ekonomik olacaktır.

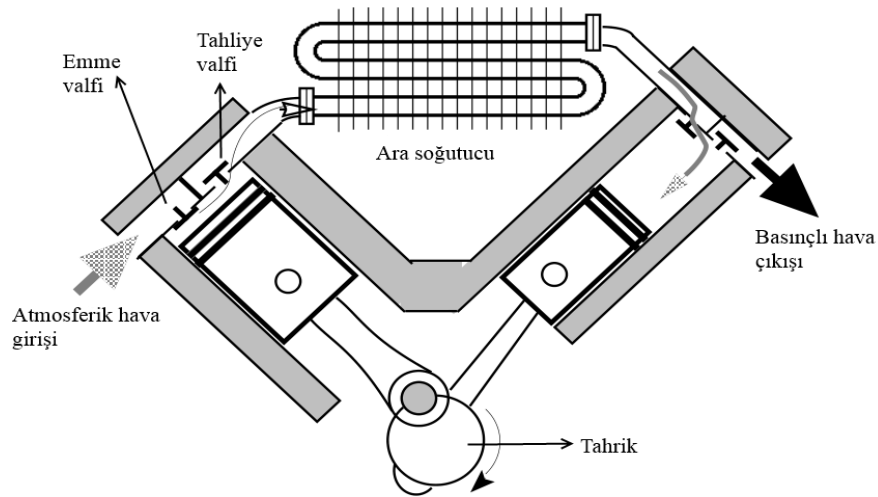
Kompresörler, endüstride kullanılan pek çok donanımdan daha fazla enerji tüketmektedirler. Bu nedenle kompresörler ve basınçlı hava sistemlerinde yapılacak olan iyileştirmeler maliyet kalemlerinde önemli azalmalara sebep olabilir.

1.1.1. Yer değiştirmeli kompresörler

1.1.1.1. Pistonlu kompresörler

Pistonlu kompresörlerde hava, emme zamanında emme valfi açılarak piston içerisine doldurulur. Hava dolduktan sonra emme valfi kapanarak pistonun itilmesi ile silindir içerisindeki hava sıkıştırılarak basıncı artırılır. Pistonlu kompresörlerin yağlı ve yağsız türleri bulunmaktadır. Yağlı sistemde havaya karışan yağın temizlenmesi için yağ filtreleri kullanılır. Bu filtreler kısmen basınç düşüşüne neden olurlar. Yağsız tiplerde ise teflon contalar kullanılır. Fakat aşınma nedeniyle kopan teflon parçacıkları havaya karışarak sisteme gönderilmektedir. Ayrıca aşınan teflon donanımın bakıma ihtiyaç duyması sistemin bakım maliyetinin yüksek olmasına neden olmaktadır.

Pistonlu kompresörler çok geniş bir kullanım aralığına sahiptir. Krank mili devri 125-1000 d/d, piston hızı 150-300 m/d büyük çoğunluğu 200-250 m/d, nominal gaz akış hızı 1300-2500 m/d, kompresör basıncı vakum ve 4000 bar arasında değişmektedir [12]. Bununla beraber hava uygulamalarında pistonlu kompresörler, tek kademeli olarak 10 bar, çift kademeli olarak 70 bar basınç değerlerinde kullanılmaktadır [13].



Şekil 1.2. Pistonlu bir kompresörde emme ve sıkıştırma kademeleri

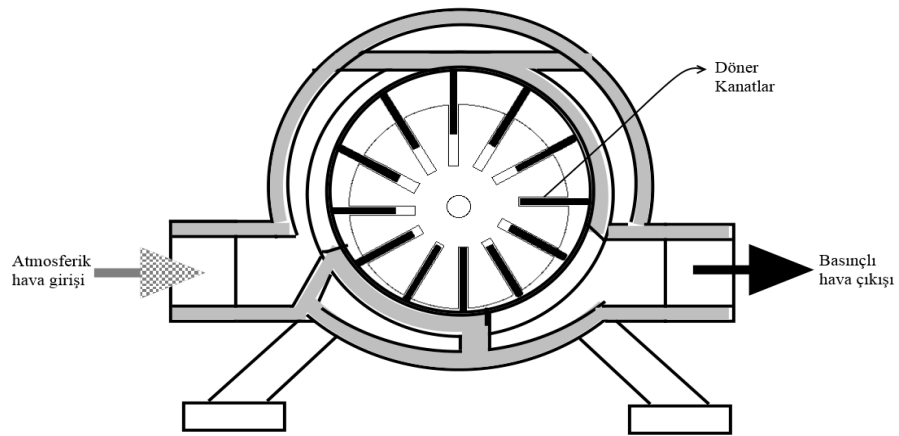
Pistonlu kompresör valfleri, kompresör verimi ve güvenilirliği üzerindeki etkisi nedeniyle pistonlu kompresörlerin en kritik donanımlarıdır. Kompresör valfleri basit çek valfler olmasına rağmen güvenilir bir şekilde milyarlarca defa aç-kapa, akış

yönünde en az basınç kaybı, akışa ters yönde en az sızıntı değerlerini sağlamaları istenmektedir [14].

1.1.1.2. Döner kanatlı kompresörler

Döner kanatlı kompresörler rotor ve sıkıştırma odasının tasarımı açısından farklılıklar göstermekle beraber temel çalışma mantıkları aynıdır. Döner kanatlı kompresörlerde kapalı silindir içerisinde eksantrik olarak yerleştirilen rotor bulunur. Rotor silindir duvarının bir tarafına sınırlı olacak şekilde yerleştirilir. Bu noktada duvar ile rotor arasında sadece yağlayıcı film tabakası bulunur ve minimum rotor açıklığı bölgesi olarak ifade edilmektedir. Bu noktanın açısız olarak karşısı maksimum rotor açıklığı bölgesidir. Rotor üzerinde hareketli kanatçıklar bulunmaktadır. Rotor dönme hareketi ile merkezkaç kuvveti oluşturarak kanatçıkları ileri geri hareket ettirmektedir. Maksimum rotor açıklığı noktasında emilen hava merkezkaç kuvveti ile itilen kanatçıkların yardımıyla kapalı hacme alınmış olur. Açısız hareketin devamı ile bu bölge minimum rotor açıklığı bölgesine itilerek sıkıştırılmaktadır. Bu bölgedeki çıkış valfinden basınçlı hava dışarı aktarılmaktadır. Merkezkaç kuvvetinin itme etkisinin sızdırmazlık için yeterli gelmediği durumlarda kanatçık rotor arasına yay yerleştirilerek yükleme yapılır.

Tek ve çok kademeli döner kanatlı kompresör geometrileri bulunmaktadır. Döner kanatlı kompresörler tek kademede 3,5 bar ve 5500 m³/h, çok kademede 4 bardan 10 bar basınca kadar ve 3000 m³/h debide hava üretebilmektedirler [15].



Şekil 1.3. Döner kanatlı kompresör sıkıştırma bölgesi ve kanatçıkları

1.1.1.3. Vidalı kompresörler

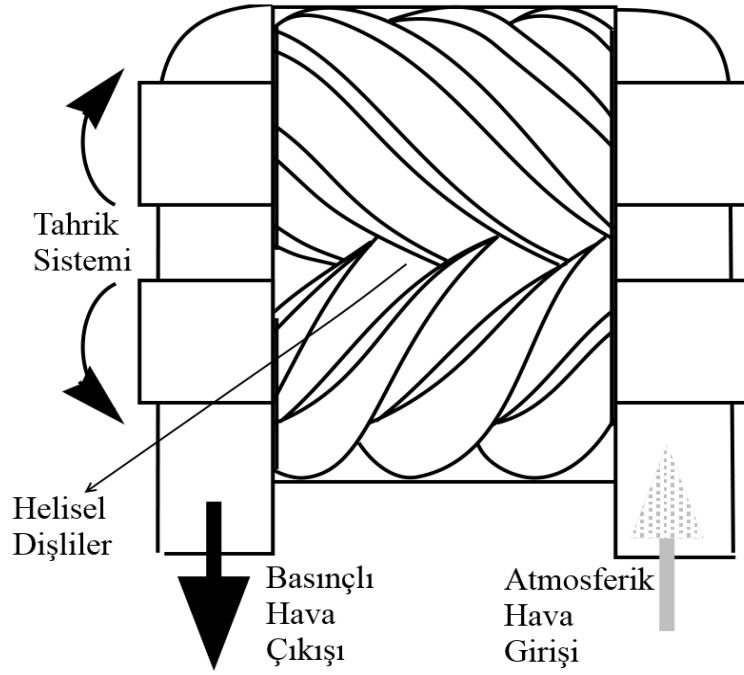
Vidalı kompresörler sıkıştırma için, sıkıştırma odası içerisinde bulunan helisel dişliler kullanan yer değiştirmeli bir kompresör türüdür. Bu helisel dişliler geniş bir basınç aralığında yüksek hızlarda çalışabilmektedir [17]. Atmosferik hava, çevreden emilir ve giriş filtresinde geçerek giriş valfine gelir. Helisel dişlilerin radyal hareketi ile beraber yer değiştirme meydana gelir ve hava, hacmi azaltılarak çıkışa taşınır [18].

Vidalı kompresörlerin yağlı ve yağsız olmak üzere 2 türü bulunmaktadır. Yağlı vidalı kompresörlerde yağ sıkıştırma odasına; yağlama, sızdırmazlık, korozyon direnci ve soğutma sağlamak üzere enjekte edilir. Bu tip vidalı kompresörlerde performans, soğutucu ve kullanılan yağdan etkilenmektedir [18].

Sıkıştırılan gaz ve yağ arasındaki ısı transferi ise özellikle önemlidir. Emme sürecinde gaz, yüksek sıcaklıktaki yağ tarafından ısıtılır ve sonuç olarak kompresör performansı düşer. Diğer taraftan sıkıştırma işleminde ve kompresör çıkışında artan gaz sıcaklığı genellikle enjekte edilen yağ tarafından soğutularak enerji tüketimi azaltılır [19].

Yağsız vidalı kompresörlerde ise vida dişlileri dış ortamda birbirlerine geçtiği ve yağlandığı için sıkıştırılan akışkan ve yağ arasında karışma olmaz. Sızdırmazlık için gerekli işlemlerin üreticiler tarafında zorluklara neden olması yağsız vidalı kompresörlerin yağlı kompresörlere oranla daha pahalı olmasını beraberinde getirmektedir [16].

Buna rağmen temiz ve kaliteli hava ihtiyacı için yağsız vidalı hava kompresörlerinin kullanımı yaygınlaşmaktadır. Yağsız tip vidalı kompresörlerin vida elemanları, sızdırmazlık için farklı kaplama malzemeleri ile kaplanmışlardır. İşletme süresi içerisinde vida elemanı aşınarak malzemedan ayrılmaktadır. Kaplamanın ayrılması vida üzerinde açıklığın artmasına neden olmaktadır. Kompresör içerisinde meydana gelen sızıntılar kompresör veriminin azalmasına neden olmaktadır. bu verim düşüşü nedeniyle kompresör vidalarının belirli aralıklarla değiştirilmesi gerekmektedir. Vida değişim maliyeti yağsız vidalı kompresörlerin tercihinde dikkate alınmalıdır.



Şekil 1.4. Vidalı kompresörde sıkıştırma odası görünümü

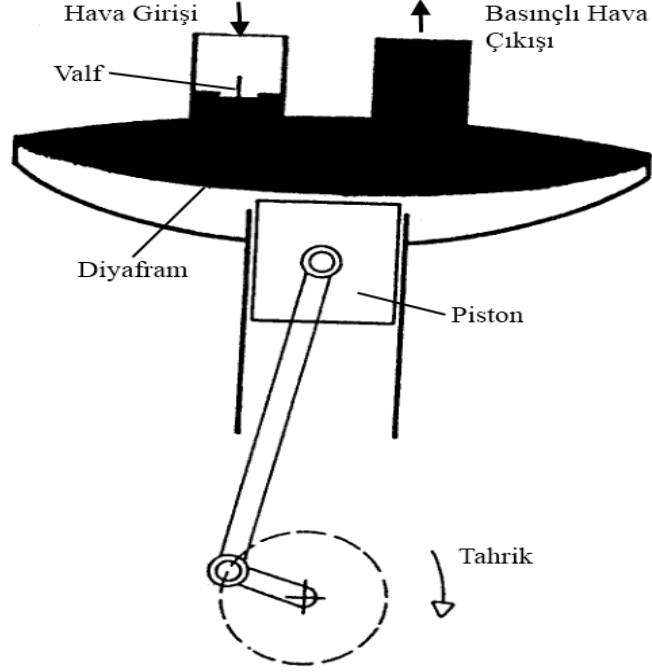
1.1.1.4. Diyaframlı kompresörler

Diyaframlı kompresörlerde sıkıştırılan gaz ile hidrolik akışkan ve piston birbirinden diyafram adı verilen 3 katmanlı metal disk ile ayrılmıştır. Pistonun hareketi hidrolik akışkan vasıtasıyla diyaframa iletilir. Bu hareket diyaframın sıkıştırma bölgesinin içerisine hareket etmesine ve hacmin azaltılarak gazın sıkıştırılmasına neden olur [14]. Sıkışan hava tahliye çek valfi açılarak tanka aktarılır.

Diyaframın sıkıştırma hacmini tamamen boşalttığı nokta üst ölü nokta olarak adlandırılır. Bu noktadan sonra piston ters yönlü harekete başlar ve hidrolik sıvıya iletilen kuvvet azalır. Böylece diyafram da geriye çekilerek normal haline döner. Bu durumda tamamen boşalan sıkıştırma hacminde negatif basınç olduğu için emme çek valfi açılarak içeri hava girişi sağlanır. Piston geri çekilmeyi tamamladığı nokta alt ölü nokta olarak adlandırılır. Bu andan itibaren çevrim tekrar başlar.

Diyaframlı bir kompresörde hidrolik sıvı birden fazla işlem görür: çalışan dişlileri yağlar, diyaframı iterek sıkıştırma işini sağlar ve diyafram yüzeyinde soğutma sağlar. Diyaframlı kompresörler düşük kapasiteli sistemlerdir. Sistemin en büyük avantajı içeri giren havanın dişliler ya da yağ kaplı yüzeylerle temas etmediği için son derece temiz olarak dışarı verilebilmesidir. Bu nedenle yüksek kalitede hava ihtiyacının

karşılanmasında kullanımı uygundur. Bu nedenle diyaframlı kompresörler gıda, kimya ve ilaç sektörlerinde tercih edilmektedir [20]. Diyaframlı kompresörler genellikle sıradan bir pistonlu kompresörün sızıntı, gazların karışması ve basınç sınırları gibi sorunlarla karşılaştığı uygulamalarda kullanılırlar [14].



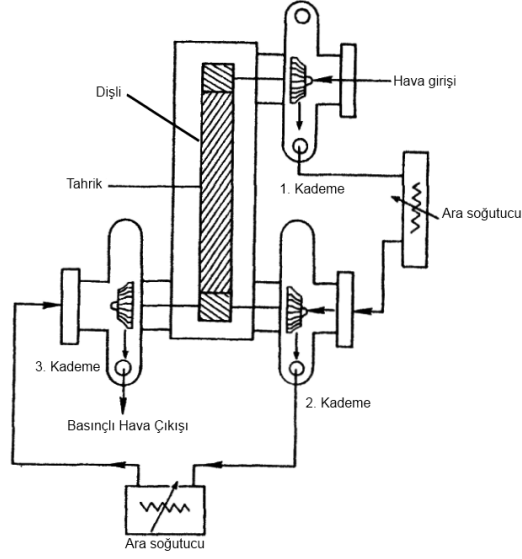
Şekil 1.5. Diyaframlı bir kompresörde temel elemanlar [16]

1.1.2. Dinamik kompresörler

1.1.2.1. Turbo kompresörler

Turbo kompresörler dinamik yer değiştirmeli kompresörlerdir. Hava dışarıdan yüksek hızda dönen pervaneler sayesinde emilir. Dinamik kompresörlerde akan gazın hızlandırılması ve enerjisinin difüzer ya da statorda basınç enerjisine dönüştürülmesi ile basınç artırılır [9].

Pervanelerin çalışma karakteristiği gereği turbo kompresörlerde gönderilen hava miktarı ve basınç ters orantılıdır. Bunun sonucu olarak turbo kompresörlerde basınç azaldıkça üretilen hava debisi artar. Bu nedenle turbo kompresörler düşük basınç değerlerinde, muadili olan yer değiştirmeli kompresörlerden daha fazla hava üretebilmektedir [4].



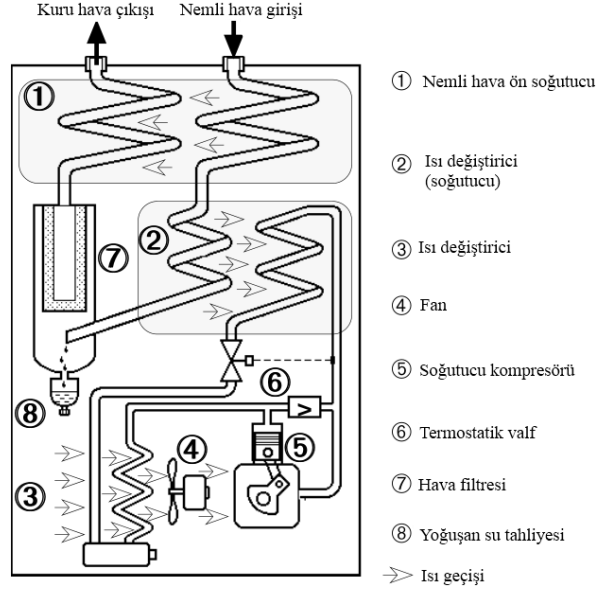
Şekil 1.6. Turbo kompresör tasarımı [38]

1.2. Kurutucular

Atmosferik hava, içerisinde nem bulundurmaktadır. Bu durumda havanın toplam basıncı, kuru hava ve su buharının kısmi basınçlarının toplamına eşittir. Hava içerisinde bulunan su buharının kısmi basıncı, suyun o sıcaklıktaki doyma basıncına ulaştığında hava suya doyar. Doyma basıncı sadece sıcaklığa bağlıdır. Hava sabit basınçta soğutulduğunda kısmi basıncın doyma basıncına eşit olduğu yoğuşma noktasına ulaşılır. Bu andan sonra meydana gelecek soğuma su buharının yoğuşarak havadan ayrılmasına sebep olacaktır [37]. Havanın toz içeriği filtrelerde azaltılabilirken nem içeriğinin azaltılması için kurutucular kullanılır.

Atmosferin nem oranının yüksek olduğu bölgelerde kompresörler büyük miktarda su içeren bir havayı sıkıştıracaktır. Basınçlı hava sisteminde işlenen su miktarına örnek olarak; 20 °C sıcaklıkta ve %60 nem oranına sahip ortamda 8 saatlik çalışma süresi boyunca 100 kW gücünde bir kompresör içerisinde toplam 85 litre su geçecektir [21].

Kompresörlerden gelen basınçlı havanın farklı uygulamalarla suyunun alınması kurutma işlemi olarak adlandırılır. Bu uygulamalardan en basiti soğutmalı kurutma sistemidir. Bu sistemde kurutucuya giren sıcak nemli hava ve çıkan soğuk kuru hava ısı değiştirici içerisinde geçirilerek ön ısıtma yapılır. Ardından nemli hava klasik bir buharlı soğutma çevrimi içerisinde soğutulur. Bu sırada yoğuşan su tahliye edilir.



Şekil 1.7. Soğutmalı tip kurutma çevrimi ve temel elemanları

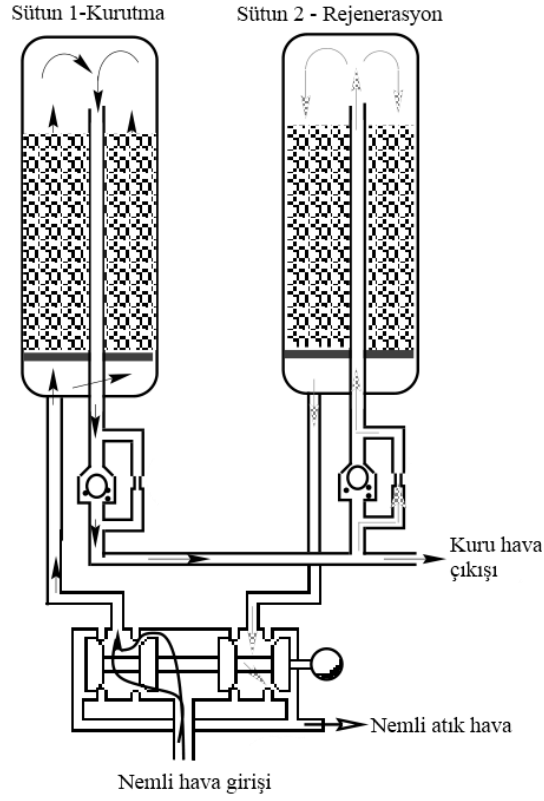
Bir diğer kurutucu türü olan membran kurutucularda ters ozmos kuralına göre çalışırlar. Bu sistemde kurutucu içerisinde geçen su fiber mebranda hava ve azottan ayrılarak kurutma sağlanır. Ayrıca uygun membran kullanılması durumunda farklı gazların da havadan ayrıştırılması sağlanabilir [21].



Şekil 1.8. Membran kurutucu çalışma sistemi

Kurutma işlemi için kullanılan diğer uygulama ise adsorbsiyonlu kurutma işlemidir. Bu işlem temel olarak akışkan içerisindeki parçacıkların katı yüzeyler tarafından moleküler çekim etkisi ile tutulmasıdır [22]. Adsorbant olarak aktif alümina, silika jel ve moleküler elek kullanılmaktadır. Bu tip kurutucular genellikle rejeneratif olarak kullanılırlar. Bu durumda bir kanalda hava kurutulurken kuru havanın bir

kısmı diğer kanaldaki adsorbantın rejenerasyonu amacıyla geçirilir. Bu işlem rejenerasyon tamamlandığı anda tersine döner [21].



Şekil 1.9. Isıtmasız bir adsorbsiyonlu kurutma sistemi

Uygulanan diğer yöntemler arasında aşırı sıkıştırma gelmektedir. Çalışma basıncından daha yüksek basınca çıkarılan hava soğutmalı sistem ile kurutulur. Bundan sonra istenen basınca düşürülerek daha da soğuması sağlanır. Böylece daha düşük yoğuşma noktası değerleri elde edilebilir. Fakat aşırı sıkıştırmadan kaynaklanacak aşırı enerji sarfiyatı bu yöntemin seçiminde göz önünde bulundurulmalıdır.

Diğer bir kurutma yöntemi ise adsorbsiyonlu kurutmadır. Fakat adsorbant olarak yaygın kullanılan sodyum klorür ve sülfürik asit korozif maddelerdir. Ayrıca bu yöntemde aşırı adsorbant kullanımı ve yoğuşma noktasının çok fazla düşürülememesinden dolayı kullanım yaygınlığına sahip değildir [21,22].

Kurutma proseslerinin hassasiyetine bağlı olarak bu cihazlara yağın bulaşmaması da 6nemlidir. Bu nedenle sıkıştırma işleminde eğer yağlı tip bir kompres6r kullanılmış ise kurutucuların girişine, yağ bulaşmasını 6nlemek i6in yağ filtreleri konulmalıdır.

Nemi alınarak kurutulan basın6lı hava bu durumda kullanıma hazırdır. Kurutulan basın6lı hava şebekeye beslenmek 6zere hava tankına depolanır. Fakat tankta ve basın6lı hava hattı boyunca havadaki nemin yoğuşması devam etmektedir. Bu nedenle hava tankında ve hat boyunca değişik noktalarda yoğuşan suyun tahliye edilmesi gerekmektedir.

1.3. Hava Tankı

Sıkıştırılmış hava y6ksek basın6a dayanıklı hava tankına aktarılır. Hava tankının varlığı işletmede meydana gelebilecek ani hava talebi değişikliklerine cevap verebilmek, havanın soğumasını sağlama, yoğuşan suyun tahliyesini sağlamaktır. Yoğuşan suyun tahliyesini sağlamak 6zere otomatik ya da elle kontrol edilen tahliye valfleri kullanılabilir. Hava tankından su tahliye eden valfleri 6eşitli olmakla beraber Bazı valfler basın6lı hava ile beraber su atmakta dolayısı ile basın6 kaybı oluşurmaktadır. Bu ise kompres6rde sanal hava talebi oluşmasına neden olabilmektedir. Bu nedenle tahliye valfleri se6ilirken suyu havadan ayrıştırarak sadece su tahliyesini sağlayan otomatik valflerin kullanımı enerji ekonomisine katkı sağlayacaktır.

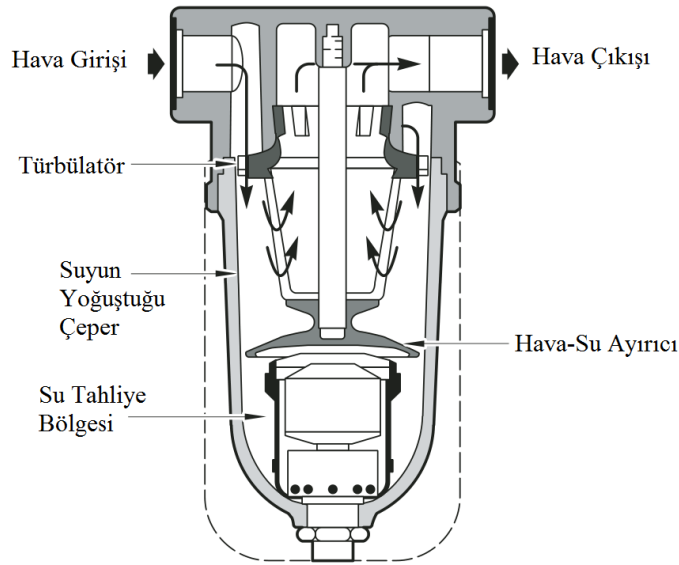
Uygun hava tankı se6ilerek, kompres6r6n hava talebinde oluşabilecek ani talep değişikliklerine ve basın6 değişimlerine uyumlu şekilde 6alışması sağlanır. Hava tankı kapasite se6iminde 6eşitli hesaplama y6ntemleri kullanılmakla beraber bu 6alışmanın konusuna girmediği i6in burada ifade edilmemiştir. Bununla beraber y6kl6/y6ks6z kontroll6 sistemlerde kompres6r6n dur/kalk sayısını azaltmak 6zere DHS (Değişken Hız S6r6c6) sistemlere oranla daha b6y6k hava tankı kullanılması gerektiği bilinmektedir.

1.4. Filtreler ve Reg6lat6rler

Kompres6r girişlerinde hava filtrelenmiş ve kurutucularda nemi alınmış olsa dahi hava katı par6acık ve nem i6erecektir. Bu i6eriğin hat boyunca da filtrelenmesi

gerekecektir. Bunun için kullanılan filtreler merkezkaç kuvveti etkisiyle havadan daha ağır olan su damlacıklarının ve havanın ayrışmasını sağlarlar. Su içeriği alınan hava katı parçacıklarının ayrılması için hatta geri dönmeden önce filtrelendir. Kullanılan filtre metal elek, sinterlenmiş bronz, poroz plastik gibi farklı malzemelerden imal edilmiş olabilir. Şekil 1.7’de sinterlenmiş bronzdan imal edilmiş bir filtre elemanını göstermektedir. Pek çok endüstriyel uygulama için 40 µm filtre yeterli görülmeyle beraber filtre inceliği proseste izin verilen parçacık boyutuna göre belirlenir.

Hava filtresi aşırı basınç düşüşüne sebebiyet vermemeli ve bakımı kolay yapılabilmelidir. Basınç kontrolünün yapılabilmesi için filtrenin giriş ve çıkışına 2 adet manometre konarak basınç farkı alınabileceği gibi giriş ve çıkış arasında basınç farkını gösteren özel göstergeler de temin edilebilmektedir. Pek çok filtre türü filtre elemanı kolaylık çıkarılıp temizlenebilecek ya da değiştirilebilecek yapıda üretilmektedir. Şekil 1.8’de bir hava filtresinin çalışma prensibi açıklanmaktadır.

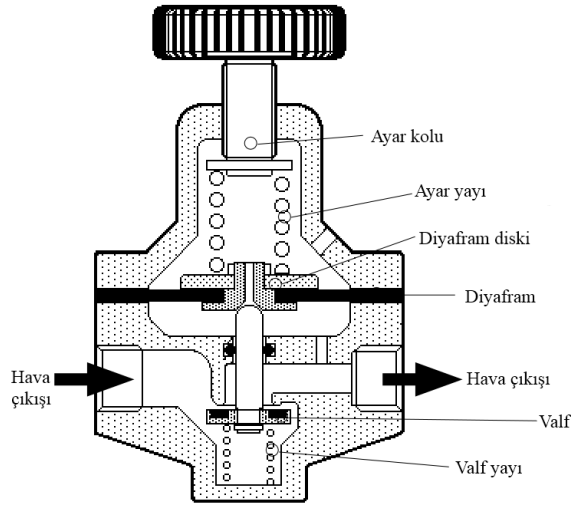


Şekil 1.10. Hava filtresi şematik görünümü

Hava kalitesini etkileyecek bir diğer etken ise havanın yağ içeriğidir. Pnömatik taşıma, elektronik donanımların temizlenmesi, sprey boyama ve enstrümantasyon donanımı basınçlı havanın yağsız olmasının gerektiği uygulamalardandır. Güncel yağsız kompresörler havayı en az yağ oranı ile gönderseler dahi sistemde yağ filtreleri kullanılmaktadır. Yağ filtrelerinde kullanılan filtre elemanı özel üretilmiş

ince fiber malzemeler içermektedir. Hava içerisinde bulunan yağ fiber üzerinde birikir. Biriken yağ damlacık haline geldiğinde drenaj sistemine damlar ve tahliye edilir. Pek çok yağ filtresi μm boyutunda yağ damlacıklarını ve yağ bulutunu temizleme kapasitesine sahiptir. Bununla beraber büyük yağ tanecikleri fiberde tıkanmalara sebep olabilmektedir. Bu nedenle yağ filtrelerinde ön filtreler kullanılarak yağ damlacıklarının inceltilmesi sağlanır. Yağ filtreleri hava filtrelerinin aksine temizlenemezler bu nedenle değiştirilmeleri gerekir. Hava filtrelerinde olduğu gibi yağ filtreleri de basınç düşüşünü izlemek üzere manometrelerle izlenmelidir.

Pnömatik donanım sabit bir basınç değerinde çalışmak üzere tasarlanmıştır. Bunun üzerinde bir basıncın el aletlerinde aşırı tork, aşırı kuvvet ve aşınmaya neden olacağı açıktır. Bunun yanı sıra basınçlı havanın da israfına neden olacaktır. Yukarıda bahsedilen sorunların önlenmesi amacıyla basınç regülatörleri kullanılırlar.



Şekil 1.11. Basınçlı hava regülatörü tasarımı

Basınç regülatörlerinin çeşitli türleri olmakla beraber yaylı bir sistem vasıtasıyla basıncın sabit tutulmasını sağlarlar. Regülatör seçiminde 2 etken dikkate alınmalıdır. Bunlar regülatör ve akış etkenleridir. Regülatör ifadesi basınç regülatörünün farklı donanımlardan kaynaklanan hava talep değişimi durumunda basıncı etkin değere getirme kapasitesidir. Akış ifadesi ise aynı durumda regülatörün istenen akış değerini sağlayabilmesidir.

2. BASINÇLI HAVA SİSTEMİ İLE İLGİLİ KRİTERLER

Basınçlı hava sistemini çeşitli donanımlar oluşturduğu gibi bu sistemin verimi ve kalitesine ait pek çok etken de bulunmaktadır. Kompresör sisteminin tesis edilme aşamasında incelenmesi gereken bu değerler aynı zamanda mevcut bir kompresör sisteminin verim analizinde de değerlendirilmelidir. Bu etkenler aşağıda başlıklar halinde özetlenmiştir.

2.1. İşletme Basıncı

Basınçlı hava hattı ile ilgili dikkate alınacak değerlerden ilki işletme basıncının belirlenmesi olmalıdır. Herhangi bir kompresörün enerji sarfiyatını belirleyen iki faktörden biri kapasite ve diğeri de basınçtır. Bu nedenle ihtiyaçtan daha yüksek çalışma basıncına ya da kapasiteye sahip bir kompresörün satın alınması enerji maliyetinin yükselmesine neden olacaktır.

İşletme basıncı sistemde çalışan pnömatik donanım ya da prosesin hava ihtiyacına uygun olmalıdır. Bunun için kullanılacak donanımın hangi basınçta çalışması gerektiği ya da proste hangi basınçta hava gerektiği tespit edilmelidir. Basınç seçimi yapılırken en yüksek basınç talebi olan donanımın basınç değeri işletme basıncı olarak seçilebilir. Bu durumda düşük basınçla çalışacak donanımın hasar görmemesi için basınç regülatörleri kullanılması gerekir. Fakat sistem donanımları arasında basınç farklılıkları fazla ise bu durumda farklı basınçlar için farklı kompresörlerin çalıştırılması daha ekonomik olacaktır.

Pratikte basınçlı hava filtrelerde, borularda, valflerde, bağlantı noktalarında sürtünme ya da kaçak etkisi ile basıncını kaybeder. Bu olaya basınç kaybı denir. Verimli çalışan bir sistemde basınç kaybı sistemin kompresöre en uzak noktasında, en fazla %10 civarında olabilir [23]. Basınçlı hava sisteminde kullanılacak boruların çapı, boru içinden geçen havanın hızı 6 m/s değerinin altında olacak şekilde seçilmelidir [24]. Bu hız değerinin üzerinde ve altında kayıplar artmaktadır. Tablo 2.1'de

kompresör gücü 100 kW ve basıncı 7 bar olan bir basınçlı hava sisteminde 100 metre uzunluk için boru çapına göre basınç kaybı değerleri görülmektedir [24].

Tablo 2.1. Basınçlı hava hattı basınç düşüşü ve güç kayıpları

Boru Anma Çapı (mm)	100 Metredeki Basınç Düşümü (bar)	Eşdeğer Güç Kaybı (kW)
40	1,8	9,5
50	0,65	3,4
65	0,22	1,2
80	0,04	0,2
100	0,02	0,1

Sistem basıncı belirlenirken basınçlı havanın hangi amaçlarla ne miktarda kullanılacağı öngörülmesi ve prosese göre basınç seçilmelidir. Örneğin pnömatik donanımlar ancak belirlenen basınçlarda istenen kuvvetleri sağlarlar. Eğer çalışma basıncı bu donanımın çalışma basıncında düşük seçilmiş ise donanım verimli çalışmayacaktır. Daha yüksek bir çalışma basıncı seçilirse enerji israf edilmiş olacak ayrıca pnömatik donanım hasara uğratacaktır.

Her ne kadar sızıntılar tamir edilseler dahi sistemde basınç kaybı olması kaçınılmazdır. Bu nedenle kompresörler, sistemdeki basınç talebinden daha yüksek basınçta çalışmalıdırlar.

2.2. Sistem Kapasitesi

Basınçlı hava sisteminde kapasite ifadesi hava debisi anlamına gelmektedir. Kapasitenin tayini proses ya da talep tarafına bağlıdır. Talep tarafında gereken debi belirlendikten sonra bu değere göre kompresör, kurutucu, hava tankı kapasiteleri belirlenir ve hat ile ilgili hesaplamalar yapılabilir. Kapasite ifadesi olarak m^3/h ve l/s ifadeleri sıklıkla kullanılmaktadır.

Kompresörler uzun vadeli geliştirme planlarına da olanak sağlayacak şekilde mevcut talebin %25-50 üstünde kapasitelerle boyutlandırılmaktadır. Kompresör sistemi için öncelikle çalışma basınç aralığı tespit edilmektedir. Bundan sonra hava kullanacak tüm el aletlerinin ve cihazların tüketim değerleri üzerinden sürekli ve ortalama hava talebi tespit edilmektedir. Sürekli talep basınçlı hava kullanan tüm aletlerin sürekli çalışması durumunda oluşan hava talebidir. Ortalama talep ise cihazın kapasitesi ise

belirli bir süre içerisindeki çalışma süresi (%) olarak ifade edilmektedir. Kompresör ortalama talebin altında ölçülendirilemez [4].

Belli bir çalışma süresi içinde cihazın kullanılma oranını gösteren kullanım faktörü sistem kapasitesinin hesabında dikkate alınmalıdır. Örneğin 8 saatlik çalışma süresince bir cihazın toplam 4 saat kullanıldığı varsayılırsa, kullanım faktörü $4/8 = 0,5$ (%50) olacaktır [25]. Basıncı hava hattında kullanılacak her bir donanım için kullanım faktörleri ve ortalama tüketim miktarları dikkate alınarak kompresör kapasitesi tayin edilir.

2.3. Kompresör Türü

Kompresörler türlerine bağlı olarak farklı karakteristik özellikler sunmaktadır. Yüksek basınç için pistonlu kompresörler yaygın kullanılmaktadır. Hava talebinin yüksek olduğu uygulamalarda ise santrifüj kompresörler tercih edilmektedir. Vidalı kompresörler ise orta basınç ve debi değerlerinde tercih edilmektedir. Tablo 2.2’de farklı kompresör türleri için karakteristik debi, sıkıştırma oranı ve devir değerleri verilmektedir.

Pistonlu kompresörler hava ve özel gazların sıkıştırılmasında kullanılan temel kompresör türüdür. Pistonlu kompresörler gürültülü çalışan ve geniş alana ihtiyaç duyan kompresörlerdir. Bu tip kompresörler pistonla silindir arasındaki sürtünmeden dolayı bakım işlemleri yüksek maliyetlere ulaşabilmektedir. Yağsız tür pistonlu kompresörler her ne kadar yağsız bir hava sunsalar da kullanılan sızdırmazlık elemanları hava içerisinde kirliliğe neden olmakta ve sıklıkla değiştirilmesi gerekmektedir.

Vidalı kompresör rotorları çeşitli profillerde düşük toleranslarla rahatça ve ekonomik fiyatlara üretilebilmektedir. İç sızıntı miktarları ilk tasarımlarda yaşanan sızıntıların çok küçük oranlarına indirgenmiştir. Bu nedenle vidalı kompresörler verimli, kompakt, basit ve güvenilir makinelerdir [19]. Günümüzde ticari ve endüstriyel kompresör kullanıcıları 40 kW altı ve tek kompresör içeren sistemlerde pistonlu kompresörlerden vidalı kompresörlere geçmektedirler [26].

Vidalı kompresörlerde soğutma ve sızdırmazlık sağlayan su enjeksiyonu ile iç sızıntılar azaltılmakta ve sıkıştırılmış hava sıcaklığı azaltılmaktadır [27]. Vidalı kompresörlerin performansını termodinamik, yağ-gaz arasında meydana gelen ısı transfer olayları ve makine geometrisinin etkileşimleri belirlemektedir [17].

Bu tür kompresörler rutin duruşlarda yapılacak temel bakım işlemleri ile uzun yıllar çalışabilmektedirler. Kompresörlerin paket ürün olarak satılması büyük bir avantajdır. Yağlı ve yağsız tipte tek ve çok kademeli vidalı kompresör seçenekleri bulunmaktadır.

Yüksek kapasite talebinin olduğu uygulamalarda turbo kompresörler pistonlu ve vidalı kompresörlere oranla daha yüksek verim değerlerine sahiptir. 1000 l/s akış değerine kadar vidalı kompresörlerin verimliliği turbo kompresörlerden yüksektir. Bu akış değerinin üstüne geçildiğinde ise turbo kompresörler tercih edilmelidir.

Döner kanatlı kompresörler piston, vidalı ve turbo kompresörlere nispeten düşük kapasiteli kompresörlerdir. Diyaframlı kompresörler yüksek basınç ve saflık istenen uygulamalarda kullanımı uygundur. Bu sistemlerde debi oldukça düşüktür. Özel gazların sıkıştırılmasında ve solunum havasının sıkıştırılmasında sağlıklı sonuçlar vermektedir.

Tablo 2.2. Kompresör türlerine göre debi, sıkıştırma oranı ve rotor hızları

Sıkıştırma Prensibi	Kompresör Türü	Debi (m ³ /d)	Sıkıştırma Oranı	Rotor Hızı (d/d)
Yer Değiştirmeli	Pistonlu	0-500	2.5-1000	100-3000
	Vidalı ve Döner Kanatlı	0-500	3-12	300-15,000
Dinamik	Santrifüj	60-3000	3-20	1500-60,000

2.4. Basınçlı Hava Hattı Basınç Kayıpları

Havanın verimli şekilde üretilmesi kadar tüketim noktasına kayıpsız iletimi de oldukça önemlidir. Kompresör hava basıncı ile kullanım basıncı birbirine mümkün olduğunca yakın olmalıdır. Çalışma basıncının tespiti, donanım ve aletlerin ihtiyaç duyduğu basınç değerlerinin incelenmesi ile mümkündür. Bazı durumlarda müstakil donanımlar yüksek basınç gerektirmektedir. Bu donanımların yeniden tasarlanması ya da hava talebinin karşılanması için ikinci bir kompresör kullanılması ekonomik olmaktadır [31].

Genel olarak, basınçlı hava sistemlerinde meydana gelen basınç kayıpları 3 ana grupta toplanabilir: Basınçlı hava sisteminden sızıntılarla oluşan hava kaybı, sanal talep ve gereksiz kullanım. Sızıntı, pnömatik sistemlerde en büyük, tamiri ve verimlilik artırımı açısından en ucuz ve basit enerji kayıp kaynağıdır [29].

Çoğu uygulamada sızıntılar kolaylıkla tespit edilebilmektedir. Sızıntı tespiti hatta oluşan seslerden anlaşılabilceği gibi Ağır sızıntılardan kaynaklanan ses kolaylıkla duyulabilir. Bununla beraber küçük sızıntıların tespiti ve duyulması zordur. Bazı durumlarda alet kullanmadan sızıntı tespit etmek mümkün olmasına rağmen bazı durumlarda sızıntıyı tespit edebilmek için ultrasonik cihazların kullanımı gerekmektedir. Sızıntı miktarları tespit edildiğinde basınçlı hava üretim maliyetine bağlı olarak hava sızıntılarının maliyeti tespit edilebilmektedir [30].

Hava hattında basınç kayıplarını önlemek için kompresör daireleri tüketim noktalarına yakın tutulmalıdır. Eğer bu mümkün değilse basınçlı hava en az dirsek kullanılarak kullanım noktasına ulaştırılmalıdır. Dirsek kullanılacak ise keskin dönüşlerden kaçınılmalıdır. Hava ana dağıtım hattında kullanılan borular genellikle çelikten imal edilmektedir. Diğer kullanım boruları ise genelde polimer malzemelerden seçilirler. Ana dağıtım hatları boruların çelik olması ve çalışma ortamından yüksekte oldukları için hasar riski taşımazlar. Ancak iş alanı içerisinde kullanılan polimer borular kırılmaya ve hasar oluşumuna hassastırlar. Bu nedenle kullanımında dikkatli olunmalı ve düzenli olarak kontrol edilmelidir.

2.5. Spesifik Güç Tüketimi

Kompresörlerin verimlilikleri farklı hesap yöntemleri ile hesaplanabilmektedir. Bununla beraber kompresörün performansını incelemenin en basit yöntemi kompresörün özgül enerji sarfiyatının izlenmesidir. Kompresörün özgül güç tüketimi birim basınçlı hava için harcanan enerji olarak ifade edilir (ISO 3857/2) [11].

Örnek olarak 7 bar basınçta çalışan bir kompresör için özgül enerji sarfiyatı:

- 0,085 kWh/Nm³ ve 0,11 kWh/Nm³ arasında çok iyi,
- 0,11 kWh/Nm³ ve 0,13 kWh/Nm³ kabul edilebilir,

- 0,13 kWh/Nm³ ve üstü değerler ise sistemde problem olduğunu göstermektedir [31].

Katalog bilgilerinde kompresör gücü belirtilirken kompresör motorunun nominal durumda çalışırken harcayacağı enerji miktarı ifade edilir. Fakat kompresörler kısmi yüklerde çalıştıklarında enerji sarfiyatı yükü doğrusal orantılı olarak azalmayacaktır. Bu nedenle kompresör seçimi yapılırken ihtiyaç duyulan basınç değerini sağlayan kompresörler arasında gerekli kapasiteyi tam yük veya yakın yüklerde çalışarak sağlayan kompresörün seçimi önem arz etmektedir. Kompresörde enerji sarfiyatı analizi yapılabilmesi için kompresör enerji sarfiyatı ve hava üretimi kayıt altına alınmalı ve bu değerler üzerinde çalışılmalıdır. Ayrıca kompresörlerin özgül enerji sarfiyatları incelenerek kompresörlerin bakıma ihtiyaç duyup duymadığı da tespit edilebilir.

2.6. Yüksüz Güç Tüketimi

Kompresörler kontrol sistemlerine göre açık/kapalı, yüklü/yüksüz, kısmi yükleme (emme valfi kısma), DHS gibi modlarda çalışırlar. Açık/kapalı çalışma modunda çalışma sırasında kompresör motorunun dur-kalk yapması motorda aşırı ısınma, bakım maliyeti ve hasar riski oluşturmaktadır. Bu yüzden kompresörlerde açık-kapalı kontrol sistemine alternatif olarak yüklü/yüksüz kontrol sistemi kullanılmaktadır. Bu sistemde kompresör sıkıştırma yapmadığı halde tahrik sistemi çalışmaya devam etmektedir. Sıkıştırma işi yapılmadığı için güç tüketimi sıkıştırma durumuna göre düşük daha düşük olmaktadır. Kompresör yüksüz durumda dahi tam yük gücünün %30-60'ı kadar enerji tüketmektedir [32].

2.7. Hava Kalitesi

Çalışmalar yaşam alanlarında bir metreküp hava içerisinde 190 milyon kirletici parçacığın bulunduğunu ortaya koymuştur. Bu parçacıkların %80'inden fazlası 2 mikron metreden daha küçük olduğu için kompresör hava emiş filtrelerinden kolaylıkla geçebilmektedirler. Bu kirletici içeriği havadaki su buharı, havacılık, sanayi, evsel ısıtma ve araçlardan kaynaklanan yanmamış hidrokarbonlarda ilave olmaktadır. Bu düşük kaliteli hava sıkıştırıldığında 1 metreküp havadaki kirletici içeriği 1 milyar parçacığa çıkmaktadır [13].

Kirletici parçacıkların küçük olmasından dolayı kompresör girişlerinde hava filtrelerden geçirilmiş olsa dahi bünyesinde toz içermektedir. Bunun yanı sıra sıkıştırma işlemi yağlı tip bir kompresör kullanılarak yapılmış ise havanın yağ içermesi de mümkündür. Eğer yağ, proseste olumsuz etki yaratacaksa yağ filtreleri ile temizlenmesi gerekecektir. Buna alternatif olarak yağsız kompresör tiplerinin sanayide kullanımı gittikçe yaygınlaşmaktadır. Hava kalitesi kapsamında değerlendirilmesi gereken bir diğer bileşen ise nemdir. Hava atmosfer şartlarına bağlı olarak değişken oranlarda nem içermektedir. Nemli günlerde havanın su buharı içeriği daha yüksek olmaktadır [9]. Basınçlı hava kurutuculardan geçirilerek içerisindeki nem kısmen uzaklaştırılır. Fakat nemin olumsuz etki yapmayacağı bir proseste yoğuşma noktasının çok düşük seviyelere indirilmesi ekonomik olmayacaktır Ters durumda ise hava içerisinde bulunan nem ürünü ya da prosesi olumsuz etkileyecektir.

Basınçlı hava kalite sınıflandırması ISO 8573 standardı ile tanımlanmıştır Tablo 2.3'de proseslere göre kullanılması tavsiye edilen hava kaliteleri belirtilmiştir.

Tablo 2.3. Basınçlı hava kalite kriterleri ve sektörel uygunluk değerleri

Uygulama	Toz	Su	Yağ
Ayakkabı	4	6	5
Solunma Havası	1	4	1
Cam	4	6	3-5
Temizlik Havası	4	4-6	4
Pnömatik Taşıma			
*Granül ürünler	3	4-6	2
*Toz Ürünler	2	3	1
Döküm	4	6	5
Gıda ve İçecek	2	4-6	1
Enstrümantasyon	3	3-4	2
Havalı el aleti	4	3	2-5
Madencilik	4	5	5
Tekstil	4	3-5	2
Fotoğrafçılık	1	1	1
Altyapı işler	4	5	5
Kaya Delme	4	5-2	5
Kumlama	-	3	3
Sprey Boyama	3	3-2	1
Kaynak Makinaları	4	6	5

Endüstriyel işletmelerde havanın kullanılacağı prosese göre belirli kirlilikte olmasına izin verilebilir ya da belirli temizlik değerlerinde bulunması istenir. Hava içerisinde bulunan temel kirleticiler katı parçacıklar, buhar fazındaki su buharı ve yağ damlacıklarıdır. Hava kalite sınıflaması Tablo 2.4'te verilmektedir [10].

Tablo 2.4. Kalite sınıfları ve kabul edilen değerler

Kalite Sınıfı	Toz		Su	Yağ
	Partikül Çapı (μm)	Konsantrasyon (mg/m^3)	Çiğlenme Noktası ($^{\circ}\text{C}$)	Konsantrasyon (mg/m^3)
1	0,1	0,1	-70	0,001
2	1	1	-40	0,1
3	5	5	-20	1
4	15	8	3	5
5	40	10	7	25
6	-	-	10	-

3. KOMPRESÖR KONTROL SİSTEMLERİ

Kompresör verimliliği önemli olduğu kadar kompresörün kapasite kullanım kontrolü de önemlidir. Kontrol sistemleri hava talebinin uygun basınç ve kapasitede, enerji verimli, sisteme aşırı yüklenmeden karşılanmasını sağlarlar. Basıncı hava hattında kullanılan havanın hangi zaman aralıklarında hangi miktarda kullanıldığını belirten kapasite kullanım patenleri tespit edilerek kompresörlerin kapasite kullanımı yönetilmelidir. Bu işlem kompresörün çalışmasını basınç ve akış değerlerinin kayda geçirilmesi ile sağlanabilir.

Yer değiştirmeli ve dinamik kompresörlerde farklı kontrol yöntemleri olmakla beraber sanayide yaygın olarak kullanılan kapasite kontrol yöntemleri ile ilgili bilgiler aşağıda başlıklar halinde verilmektedir.

3.1. Açık/Kapalı Kontrol

Hem vidalı hem pistonlu kompresörlere uygulanabilen basit bir sistemdir. Büyük kapasiteli bir hava tankının olduğu sistemde kompresör, tankı işletme basıncının üstündeki bir değere kadar doldurur ve durur [7]. Basınç sensörü minimum set basıncına ulaştığında kompresöre sinyal göndererek kompresör motorunu çalıştırır. Maksimum set basıncına gelindiğinde ise kompresör motoru sistem tarafından durdurulur.

Vidalı bir hava kompresöründe açık/kapalı kontrol sisteminin kullanılması uygundur ancak ağır bir parça olan vida elemanı motorun kaldırması gereken ataleti çok fazla artırmaktadır. Bu nedenle özellikle büyük vidalı kompresörler pistonlu kompresörlerin yapabildiği kadar sık dur/kalk yapamamaktadırlar [31].

Çevrim basit olmakla beraber kompresör motorunun sürekli dur/kalk yapması bakım maliyetini artırdığı gibi kompresörün ömrünü de azaltmaktadır. Ayrıca sürekli dur/kalk işlemi motorun aşırı ısınmasına neden olarak hasara yol açabilir. Bu kısıtlamalara rağmen açık/kapalı kontrol sistemi; çok geniş bir basınç aralığı ve büyük bir hava tankı kullanılması durumunda tercih edilebilir [27].

3.2. Yüklü/Yüksüz Kontrol

Günümüzde üretilen kompresörlerde yüklü/yüksüz kontrol yaygın olarak kullanılan bir kontrol yöntemidir. Bu kontrol sisteminin verimliliği sistemin yük karakteristiği, sistem bileşenleri ve kompresör ayarlarına bağlıdır [27].

Basınçlı hava hattında basınç anahtarları kullanılır. Bu sistemde ihtiyaç duyulan basınç değerleri tespit edilir ve anahtarlara minimum basınç ve maksimum basınç değerleri olarak girilir. Sistem maksimum basınç değerine ulaştığında hava talebi olmadığı için hava giriş valfi kapatılır. Kompresör motoru çalışmaya devam eder. Sistem minimum set basıncına geldiğinde sinyal gönderilerek giriş valfi tamamen açılır. Bu sistemde valf sadece açık ya da kapalıdır. Kontrol sisteminde kompresörün yüksüz konumda ne kadar süre bekleme yapacağı tanımlanabilir. Örneğin yüksüz konumda 20 dk bekleme süresi tespit edilirse kompresör motoru yüksüz durumda 20 dakika bekler ve sonra durur. Bu kontrol sistemi $\pm 0,5$ bar basınç değişim aralığında çalışabilmektedir.

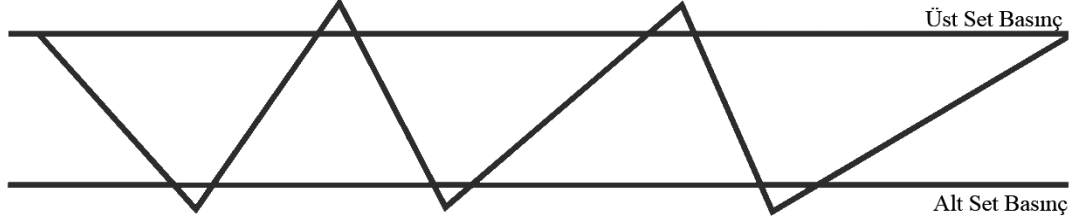
Bu sistemin dezavantajları ise:

- Kompresör yüksüz durumda dahi tam yük gücünün %30-60'ı kadar enerji tüketmektedir. Ayrıca hareket devam ettiği için aşınma da sürekli devam etmesi,
- Düşük voltaj ile kalkış başlangıç akımının yüksek olması, kalkışın uzun sürmesi, düşük güç faktörü ve büyük reaktif kayıplara neden olması,
- Hava talep değişkenliği fazla olduğunda kompresör sık dur-kalk yapacaktır. Bu durumun elektrik donanımlarında hasar riskini arttırması olarak sıralanabilir [32].

Yüklü/yüksüz kontrol sisteminin bir dezavantajı da sistemin ağır çalışmasıdır. Şekil 3.1'de görüldüğü üzere kompresöre sinyalin gönderilmesi ve kompresörün durmasına kadar geçen süre içerisinde hava tankı aşırı basınç değerlerine ulaşır. Bu durum ise işletme maliyetlerinin artmasına neden olacaktır.

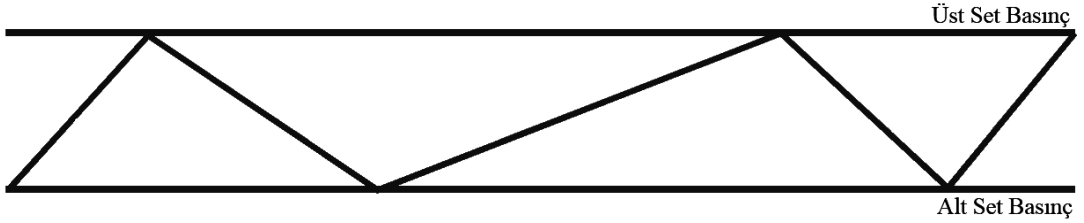
Bu sistemin daha hızlı çalışması için basınç anahtarları yerine dönüştürücüler kullanılır. Kontrol sistemi olarak ise hızlı elektronik düzenleme sistemi kullanılır. Dönüştürücü basınç değerini takip ederek basıncın ne hızla düştüğünü analiz eder. Hızlı elektronik düzenleme sistemi ise bu veriyi değerlendirerek kompresörü doğru

zamanda yüklü konuma getirir. Sistemin şematik çalışma basıncı değerleri Şekil 3.2’de görülmektedir. Bu sistem $\pm 0,2$ bar basınç değişiminde çalışabilmektedir [22].



Şekil 3.1. Yüklü/yüksüz kontrol metodunda basınç çalışma aralığı [21]

Yüklü/yüksüz prensibiyle çalışan kompresörlerde hava ihtiyacı söz konusu olmadığında kompresör boşa çalışarak tam yük enerji sarfiyatının %25’i civarında enerji tüketir [14].



Şekil 3.2. İleri seviye yüklü/yüksüz kontrol metodunda basınç çalışma aralığı [21]

3.3. Giriş Valfi Kısma

Kompresörlerin hava emiş yollarında bulunan emme valfi kısılarak basınç artırılır. Buna bağlı olarak sıkıştırma oranı artacağından hava debisi azalır. Yer değiştirmeli ve dinamik kompresörlere uygulanabilen bu sistem maksimum kapasitesinin %10 aşığına kadar debi kontrolü sağlayabilmektedir. Ancak yüksek sıkıştırma oranı nedeniyle enerji sarfiyatı yüksektir. Tam olarak kısılmış ve akış olmayan bir kompresörde enerji tüketimi tam gücün %70’i kadardır [27].

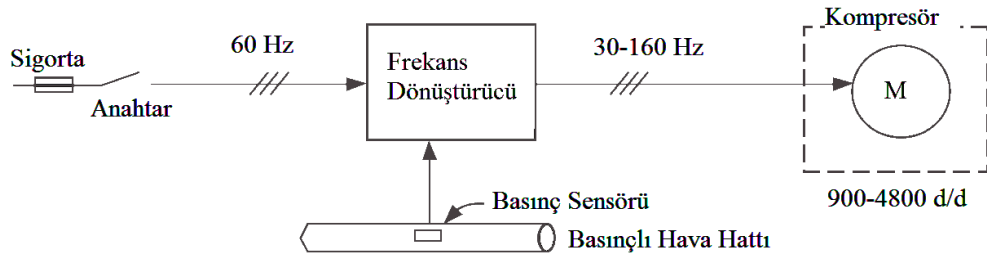
3.4. Değişken Hız Sürücüsü

DHS kullanılarak motorların devir değerleri ayarlanabilmektedir. Elektrik motorlarının verimliliği nominal yüklerde %90 ve üzerindedir. Bununla beraber kısmi yüklerde ve yük takip durumunda bu değer düşmektedir. Geleneksel elektrik

motorları kompresörlerde %50 ve daha aşağısında yükleme değerlerinde dahi nominal gücün %60-80'i oranında enerji tüketmektedirler [33].

Yer değiştirmeli hava kompresörlerinin kapasitesi ve krank mili devri doğru orantılıdır. Bu nedenle hava talebi kompresörü tahrik eden motorun devrinin değiştirilmesi ile değiştirilebilmektedir [32]. DHS kontrollü bir kompresörde sistem basıncı, motor sürücüsünün minimum devrinin üzerinde, geniş bir aralıkta motor devrinin elektronik sürücü ile kontrol edilerek vida elemanın devrinin değiştirilmesi ile karşılanır [27].

DHS (Değişken Hız Sürücüsü) olarak da adlandırılan sistemlerde basınç değerleri aktif olarak kontrol edilir. Bu basınç değerleri frekans konvertörü yardımıyla uygun frekans ile birleştirilerek motora iletilir. Motor verilen frekansa göre hızını ayarlar. Böylece kompresörden hava talebi anlık değişimlere cevap verecek şekilde karşılanmış olur. Bu kontrol sisteminde kompresör $\pm 0,1$ bar aralığında çalışabilir. Şekil 3.4'te bir değişken hız sürücüsünün temel elemanlarını göstermektedir.



Şekil 3.3. Bir DHS kontrol sisteminin çalışma prensibi ve temel elemanları [20]

Kompresör hızının değişkenliğinin sağlanması çok verimli bir kapasite kontrol metodudur. İlave donanımlara ihtiyaç duymadan kompresör üzerinde hassas ve sınırsız kontrol sağlar [14]. Bu sistem düşük gerilim motorlarına kolaylıkla ve ucuz şekilde uygulanabilirken yüksek gerilim motorlarında maliyetler ciddi oranda artmaktadır.

DHS kontrollü kompresörlerde titreşim oluşması nedeniyle titreşim testleri yapılmaktadır. Böylece titreşim oluşturan tüm hızlar tespit edilerek gerekli önlemler alınabilmektedir [34].

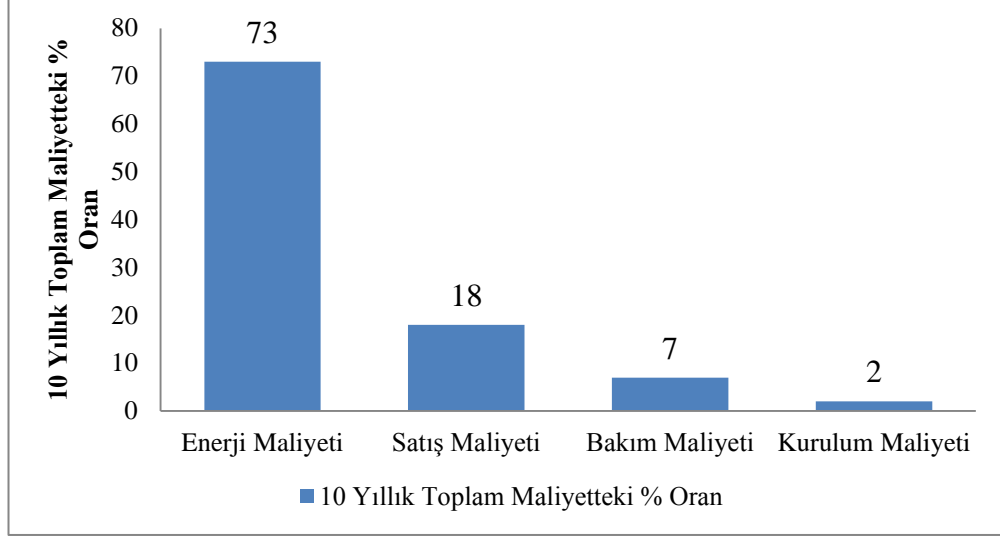
4. BASINÇLI HAVA SİSTEMLERİNDE ENERJİ TASARRUFU UYGULAMASI

Hava kompresörleri tarafından sağlanan faydalı enerjinin maliyeti 3 kısma ayrılabilir: kompresör ve basınçlı hava donanımlarına ait sermaye yatırımının yıllık miktarı, işletme ve bakım maliyeti, enerji maliyeti. Düşük verimlilik ve kompresör sisteminin uzun süre çalışması enerji maliyetinin bu kalemler arasında en büyük paya sahip olmasına neden olmaktadır [35]. Şekil 4.1’de bir kompresör sisteminin 10 yıllık süreçte neden olduğu enerji, satış, bakım ve kurulum maliyeti kalemlerinin oranları verilmiştir [8].

Basınçlı hava sistemlerinde enerji tasarruf yöntemleri literatürde verilmektedir [6, 30, 32, 35, 36]. Bu önlemlerin uygulanmasının yanı sıra kazançların sürdürülebilir olması da önemlidir. Sistemde ya da donanımda gerekli basınç değeri yüksek ise bu basıncı üretmek için gereken maliyet de artmaktadır. Küresel ham petrol fiyatlarının artışına paralel olarak enerji fiyatlarının artması beklenmektedir. Enerji tüketiminin azaltılması işletme maliyetlerinin azalması anlamına gelmektedir. Aynı zamanda karbon dioksit (CO₂) salımı gibi çevresel sakıncalar da önemlidir. Daha az enerjinin tüketilmesi yaşadığımız çevreye zarar veren CO₂’in atmosfere daha az salınımı anlamına gelmektedir [31].

Basınçlı hava sistemi enerji sarfiyatı yoğun endüstriyel sistemlerden biridir. Bu nedenle bu sistemlerde enerji tasarruf imkânları ciddiyle incelenmelidir. Bu tasarruf imkânlarından bazıları kompresör kurulumunda göz önünde bulundurulabilecek iken bazıları kompresör ve basınçlı hava hatlarında planlanmış kontrol faaliyetleri gerekmektedir. Basınçlı hava sistemlerinde: havanın üretimi, şartlandırılması, basınçlı hava hattı, hava kullanan donanımlar, toplam sistem tasarımı ve işletmesi gibi kademelerde tasarruf mümkündür [31].

Aşağıda bu kalemler, başlıklar halinde incelenmiş ve gerekli hesaplama yöntemleri verilmiştir. Yapılan endüstriyel ölçümlerle bu hesap yöntemleri uygulanarak sistem analiz edilmiş ve elde edilebilecek enerji ve maddi kazançlar ortaya konulmuştur..



Şekil 4.1. Bir kompresörün 10 yıllık toplam maliyet kalemleri [8]

Basınçlı hava el aletlerinde, enstrümantasyon cihazlarında, basınçlı kapların test edilmesinde, proste ve mamul ya da yarı mamulün transferi gibi pek çok farklı noktada kullanılmaktadır. Bu noktada her işlem için geçerli olan özel tasarruf kalemleri olabileceği gibi bu başlıklar altında genel bir kompresör sistemi ve hava hattı için geçerli olabilecek tasarruf önlemleri anlatılmıştır.

4.1. Basınçlı Havanın Yanlış Kullanımı

Basınçlı hava israfında en basit önlem personelin bilinçlendirilmesidir. Pek çok tesiste hava basit temizlik işlemleri için kullanılmaktadır. Doğada havanın bedava olmasından daha doğal bir şey yoktur. Fakat kompresörden çıktığı andan itibaren hava ikincil bir enerji kaynağıdır ve üretimimi için bol miktarda elektrik harcanmıştır. Bu durum personele gerektiği şekilde hatırlatılmalı ve personeline bu durumun farkında olması sağlanmalıdır. Çoğu tesiste bu tür basit eğitimlerle basınçlı havanın fark edilebilir miktarda tasarrufu sağlanabilir.

Bunun yanı sıra basınçlı hava basit kurutma işlemlerinde de kullanılmamalıdır. Bu işlemlerde eğer hava kullanma mecburiyeti varsa düşük basınçlı (2-5 bar) üfleyiciler tercih edilmelidir.

4.2. Basıncılı Hava Kaçaklarının Azaltılması

Kişilerin eğitiminden sonra alınabilecek en basit önlem sızıntı kaçaklarının önlenmesidir. Sızıntılar boru bağlantı yerlerinden hava kondensatörleri veya silindir bağlantı noktalarından olabileceği gibi bazı durumlarda borular üzerinde darbeye ya da korozyona bağlı olarak oluşmuş deliklerden de sızıntı görülebilmektedir.

Sızıntıların tespiti, ölçülmesi ve tamir edilmesi: kompresör çalışma süresinin azaltılması ve bu sayede kompresör ömrünün uzatılmasına, gereksiz kompresör kapasitesinin azaltılmasına, havaya çalışan cihazların verimini ve çalışma kalitesini düşüren potansiyel olarak duruşlara neden olan basınç dalgalanmalarının engellenmesine, fazla bakım sürelerinin engellenmesine katkı sağlamaktadır [29].

Sızıntı miktarı hat basıncı, hat sıcaklığı çevre basıncı ve çevre sıcaklığına bağlı olmakla beraber deliğin çapına da bağlıdır. Sızan hava debisi hesaplandığında kompresörün birim havayı sıkıştırmak için harcayacağı enerjiden yola çıkılarak. Güç kaybının hesaplanması için kullanılan denklem hat basıncı ve çevre basıncına bağlıdır.

$$GK = \frac{P_i \times C \times V_f \times \frac{k}{k-1} \times N \times [(P_0/P_i)^{(k-1)/(k \times N)} - 1]}{E_a \times n_m} \quad (4.1)$$

Bu denklemde GK, kW biriminden güç kaybı, P_i , çevre basıncı (kPa), C çevrim sabiti (3600 s/h), V_f , birim delikten sızan hava debisi, k hava özgül ısı katsayısı (1,4), N kompresör kademe sayısı, P_0 kompresör çalışma basıncını (kPa), E_a kompresör adyabatik verimliliği, n_m kompresör motor verimliliğini ifade etmektedir.

Sızıntıların gürültülü fabrika ortamında fark edilmesi oldukça güçtür. Ayrıca kokusu ve rengi olmayan havanın fark edilmesi imkânsızdır. İşletme büyüklüğüne bağlı olarak hava hattının uzunluğu yüzlerce metreyi bulacaktır. Bu nedenle hat deliklerinin elle ve gözle incelenmesi oldukça güçtür. Her deliğin geometrisine bağlı olarak kesit alanı hesaplanması da mümkün olmayabilir. Bu nedenle sızıntı tespiti için ultrasonik sızıntı ölçüm cihazları kullanılabilir. Bu cihazlar fabrika ortamının gürültüsünden etkilenmeden hava sızıntısını ses şiddeti cinsinden tespit

edebilmektedir. Hava sızıntılarının şiddetinin db ölçümleri tablolar kullanılarak farklı basınçlar için ilgili db değerlerine karşılık gelen hava debileri hesaplanabilmektedir.

Tablo 4.1. Sızıntı şiddeti ve güç kaybı miktarları

Nokta Numarası	Güç Kaybı (kW)	Vf (lt/s)	Enerji Kaybı (kWh/yıl)	Enerji Maliyeti (TL/yıl)
1	0,25	1,61	1.975,24	138,27
2	0,24	1,59	1.940,58	135,84
3	0,12	0,80	981,84	68,73
4	0,26	1,67	2.044,54	143,12
5	0,23	1,53	1.871,28	130,99
6	0,22	1,44	1.767,32	123,71
7	0,25	1,64	2.009,89	140,69
8	0,23	1,47	1.801,97	126,14
9	0,20	1,29	1.582,50	110,77
10	0,22	1,44	1.767,32	123,71
11	0,15	0,99	1.207,09	84,50
12	0,38	2,45	3.003,28	210,23
13	0,12	0,79	964,52	67,52
14	0,22	1,42	1.732,66	121,29
15	0,19	1,23	1.507,42	105,52
16	0,17	1,11	1.357,25	95,01
17	0,38	2,45	3.003,28	210,23
18	0,15	0,99	1.207,09	84,50
19	0,38	2,45	3.003,28	210,23
20	0,22	1,42	1.732,66	121,29
21	0,11	0,73	895,21	62,66
22	0,38	2,45	3.003,28	210,23
23	0,38	2,45	3.003,28	210,23
24	0,38	2,45	3.003,28	210,23
25	0,38	2,45	3.003,28	210,23
26	0,38	2,45	3.003,28	210,23
27	0,12	0,80	981,84	68,73
28	0,20	1,29	1.582,50	110,77
29	0,38	2,45	3.003,28	210,23
30	0,38	2,45	3.003,28	210,23
31	0,38	2,45	3.003,28	210,23
32	0,38	2,45	3.003,28	210,23
33	0,38	2,45	3.003,28	210,23
34	0,22	1,42	1.732,66	121,29
35	0,38	2,45	3.003,28	210,23
36	0,38	2,45	3.003,28	210,23
37	0,19	1,23	1.507,42	105,52
38	0,24	1,56	1.905,93	133,42
39	0,38	2,45	3.003,28	210,23
40	0,23	1,53	1.871,28	130,99
Toplam	10,75	70,26	85.980,55	6.018,64

Bir endüstriyel tesiste yapılan çalışmada 40 farklı noktada sızıntı kaçağı tespit edilmiştir. Bu noktalarda oluşan sızıntı miktarı, db değeri ve tablolar kullanılarak hesaplanmıştır örnek olarak 7 bar basınçta 40 db şiddetinde bir sızıntı 0,0008 m³/h hava kaçağına karşılık gelmektedir. Bu debi nedeniyle yaşanan güç kaybı tesisin yılda 8.000 saat çalıştığı kabul edilerek aşağıda hesaplanmıştır [36].

$$GK = \frac{100 \times 3600 \times 0,0008 \times \frac{1,4}{1,4-1} \times 1 \times [(700/100)^{(1,4-1)/(1,4 \times 1)} - 1]}{0,88 \times 0,91} = 0,12 \text{ kW} \quad (4.2)$$

Örnekten görüldüğü üzere basit görülebilen sızıntı kaçakları ciddi kaynak israfına neden olabilmektedir. İlgili kompresör motorunun 100 kW gücünde olduğu kabul edilirse bu motor gücünün %0,1'lik kısmı tek kaçak noktasından israf edilmektedir.

40 farklı noktada kaçak bulunan bir tesisin sızıntı kayıpları Tablo 4.1'de görülmektedir. Bu kaçakların maddi değeri ise yaklaşık olarak yıllık 6.000 TL olarak hesaplanmıştır. Güç kaybı hesaplamasında tesisin yılda 8.000 saat çalıştığı kabul edilmiştir.

Uygulama çalışması yapılırken sızıntı noktaları tespit edilmiş her noktanın numarası ve tanımlayıcı bir ad ile kaydı alınmıştır. Ayrıca sızıntının tamir aşamasında kolayca tekrar tespit edilebilmesi için kalem ile işaretlenmiştir.

4.3. Kompresör Emiş Havası

Kompresörlerin performansı çalışılan çevre şartlarına bağlı olarak ciddi oranda değişiklik göstermektedir. Bu açıdan bakıldığında en önemli değer havanın sıcaklığıdır. Pek çok kompresör açık ortamda çalışabilecek tasarıma sahip olsa da kompresörler genellikle kapalı kompresör dairelerinde çalıştırılmaktadır. Kompresörler motorları ve vidalı kompresörlerde sıkıştırma elemanı proses gereği ısı yaymaktadır. Ayrıca sıkıştırılmış hava aynı zamanda ısınmış halde bulunmaktadır. Dolayısı ile kompresör kendi başına kompresör dairesinde bulunan bir ısı kaynağı olarak düşünülebilir. Ayrıca basınçlı hava hattının önemli bir elemanı olan ve sıkıştırılmış sıcak hava içerisindeki nemi alan kurutucularda ısı kaynağıdır. Bu nedenle kompresör odaları dış ortama oranla daha sıcak olabilmektedir. Özellikle yaz aylarında iç-dış ortam sıcaklık farkı çok artmakla birlikte bu değer kış aylarında

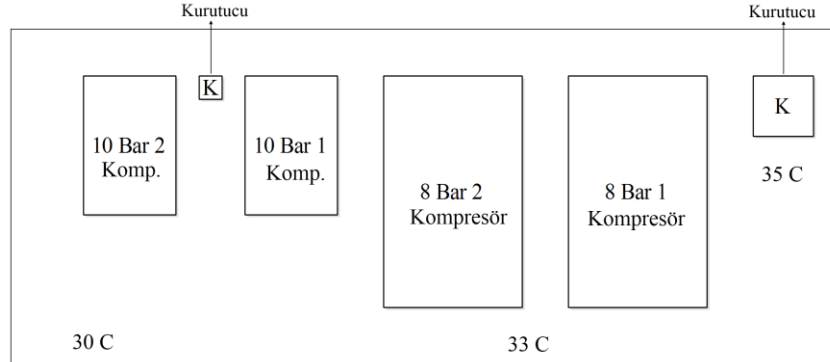
yeterli havalandırma yapılmayan kompresör dairelerinde 10-15 °C ye ulaşmaktadır. Emiş havasının daha soğuk olması durumunda elde edilebilecek oransal iş kazancı, Denklem (4.3) kullanılarak hesaplanabilmektedir. Elde edilen iş kazancı yardımıyla, Denklem (4.4) kullanılarak yıllık enerji kazancı, Denklem (4.5) kullanılarak yıllık maddi kazanç hesaplanabilmektedir [7].

$$W_r = ((W_1 - W_0) / W_1) = ((T_1 - T_0) / T_1) \quad (4.3)$$

$$YEK = \frac{MG \times YF \times \dot{C}S \times W_r}{\eta_{motor}} \quad (4.4)$$

$$YMK = YEK \times EF \quad (4.5)$$

Uygulama yapılan bir endüstriyel tesiste kompresör dairesi incelenmiş ve elde dilecek potansiyel tasarruf miktarları hesaplanmıştır. İlgili kompresör dairesi 8 ve 10 bar basınçlarda çalışan 2 aktif ve 2 yedek kompresör ile 2 adet kurutucu bulunmaktadır. Kompresör dairesi hava kanalları mevcuttur. Bunun haricinde iklimlendirme yapılmamıştır. Şekil 4.2’de görüldüğü üzere kompresör dairesinde yapılan ölçümlerde dış ortam sıcaklığının 19 °C olduğu bir günde kompresör dairesindeki ortalama sıcaklığın 30 °C olarak ölçülmüştür.



Şekil 4.2. Uygulama yapılan kompresör dairesi ve ölçülen sıcaklık değerleri

Kompresör hava emiş kanallarının dışarıya alınması ile emiş sıcaklığı yaklaşık 10 °C azaltılabilmektedir. Bu durumda elde edilebilecek kazanç 8 ve 10 bar için birer kompresörün yıllık 8.000 saat çalıştığı ve yük faktörünün %80 olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır.

$$W_r = (T_1 - T_0) / T_1 = (30 - 20) / 30 = 0,033 \quad (4.6)$$

Eğer kompresör emiş havası 30°C den 20°C'ye düşürülecek olursa kompresör %3,3 daha az çalışarak normal işletmesini sürdürecektir. 8 bar ve 10 bar kompresörleri için elde edilecek kazançlar aşağıda hesaplanmıştır.

8 bar kompresörü için;

$$MG=315 \text{ kW}$$

$$YEK=(MG \times YF \times \text{ÇS} \times W_r)/n_{\text{motor}} \quad (4.7)$$

$$=(315 \times 0,80 \times 8.000 \times 0,033)/0,91=73.107 \text{ kWh}$$

$$YMK=YEK \times EF=73.107 \times 0,191325=13.987 \text{ TL} \quad (4.8)$$

10 bar kompresörü için;

$$MG=132 \text{ kW}$$

$$YEK=(MG \times YF \times \text{ÇS} \times W_r)/n_{\text{motor}} \quad (4.9)$$

$$=(132 \times 0,80 \times 8.000 \times 0,033)/0,91=30.635 \text{ kWh}$$

$$YMK=YEK \times EF=30.635 \times 0,191325=5.861 \text{ TL} \quad (4.10)$$

Toplam Kazanç

$$\text{Toplam YEK}=73.107+30.635=103.742 \text{ kWh}$$

$$\text{Toplam YMK}=13.987+5.861=19.848 \text{ TL}$$

4.4. Kompresör Çıkış Basıncı

Havanın gereksiz kullanımı bir yanlış kullanım örneği olduğu gibi düşük basınç gerektiren bir uygulamada orta basınçta havanın kullanılması da havanın yanlış kullanımına bir örnektir. Bu durumun önüne geçmek için ihtiyaç duyulan hava basıncı tespit edilmeli ve kompresör bu değerlere uygun şekilde seçilmelidir. Kompresörün daha düşük basınçta çalışmasıyla meydana gelecek oransal iş kazancının hesaplama yöntemi Denklem (4.11) de verilmiştir [36].

$$FR_i = \frac{((P_{dp} + P_i)/P_i)^{k \frac{1}{k-1}}}{((P_{dc} + P_i)/P_i)^{k \frac{1}{k-1}}} \quad (4.11)$$

Burada yer alan FR_i oransal iş kazancını ifade etmektedir. P_{dp} mevcut durumda sistem basıncını (kPa), P_{dc} önerilen çıkış basıncını (kPa), P_i çevre basıncını (kPa) ve k havanın özgül ısı oranını ifade etmektedir. Havanın özgül ısı değeri 1,4 tür [36].

Elde edilen oransal iş kazancı kullanılarak yıllık enerji kazancı Denklem (4.12) ve yıllık maddi kazanç Denklem (4.12) kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$YEK=MG \times YF \times \text{ÇS} \times (1-FR_i) \quad (4.12)$$

$$YMK=YEK \times EF \quad (4.13)$$

Uygulama yapılan bir endüstriyel tesiste Yoğun Faz Pnömatik Taşıma (YFPT) hattına 7 bar olarak gelen basınçlı hava 3,5 bar basınca regülatörle düşürülerek kullanılmaktadır. Bu işlem için yeterli basınç 3,5 bar olmasına rağmen 7 bar basınçta hava kullanılması maliyeti arttırmaktadır. Bahsedilen hattın 2013 yılı Ocak ve Mayıs ayları ortalama hava tüketimi 1.500 m³/h tir. Kompresör dairelerinde Ocak ve Mayıs aylarında üretilen saatlik ortalama hava debisi ise 14.657 Nm³/h tir. Bu değerler incelendiğinde 7 bar olarak üretilen havanın 1/10'u 3,5 bara düşürülerek kullanılmaktadır. Tesislerin birincil hava kompresörleri toplam etiket gücü 2.627 kW tir. Bu gücün %10'luk kısmı olan 262,7 kW YFPT hattında kullanılacak olan havanın sıkıştırılmasında kullanılmaktadır.

Bu hattın 7 bar yerine 3,5 bar ile beslenmesi enerji maliyeti açısından en ekonomik çözüm olacaktır fakat 3,5 bar basınçta çalışan kompresörlerin kapasiteleri 1.500 Nm³/h değerinden oldukça düşük olduğu için bu durumda 2 adet kompresör kurulumu gerekecektir ve kurulum maliyetleri yüksek çıkacaktır. Bu nedenle istenilen kapasiteyi sağlayabilecek olan 5 bar basınçta çalışabilen kompresör için hesaplama yapılmıştır. Fakat daha düşük kapasiteli sistemlerde çalışma basıncında kompresör seçilmesi ekonomik kazancı arttıracaktır. Sistemden 3,5 bar için beslenen hava miktarının azalması hali hazırda 7 bar basınçta çalışan kompresörlerden bir tanesinin de boşa çıkmasını sağlayacaktır. Bu kompresörler arasında en verimsiz olanı devre dışı bırakılarak enerji kazanımı daha da artırılabilir.

$$FR_i = \frac{((P_{dp}+P_i)/P_i)^{\frac{1}{k-1}} - 1}{((P_{dc}+P_i)/P_i)^{\frac{1}{k-1}} - 1} = \frac{((500+101,3)/101,3)^{1,4-\frac{1}{1,4}} - 1}{((700+101,3)/101,3)^{1,4-\frac{1}{1,4}} - 1} = 0,82 \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned} \text{YEK} &= \text{MG} \times \text{YF} \times \text{ÇS} \times (1 - \text{FR}_i) = 262,7 \times 0,8 \times 8.000 \times (1 - 0,82) \\ &= 245.738,06 (\text{kWh}) \end{aligned} \quad (4.15)$$

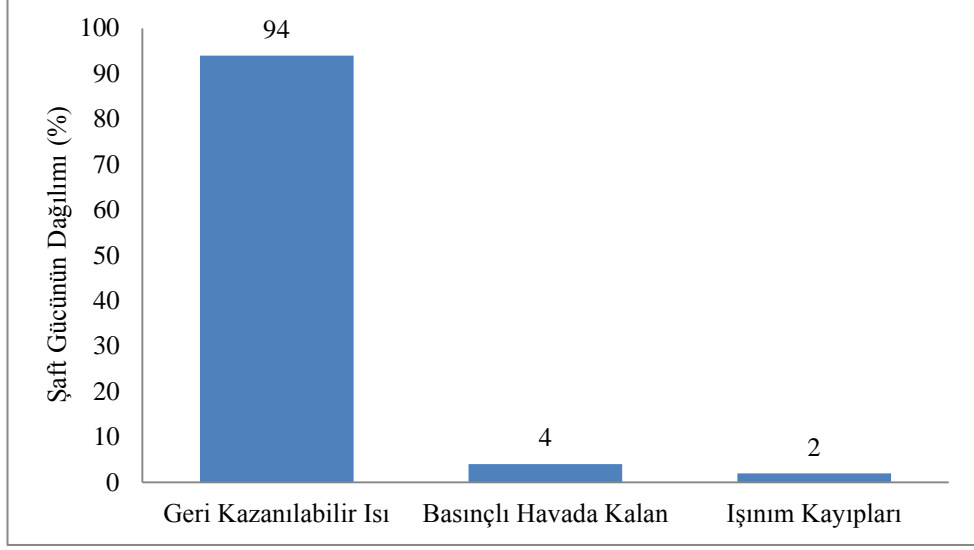
$$\text{YMK} = \text{YEK} \times \text{EF} = 245.738,06 (\text{kWh}) \times 0,181011 \left(\frac{\text{TL}}{\text{kWh}} \right) = 44.481 (\text{TL}) \quad (4.16)$$

4.5. Kompresör Atık Isısı

Kompresörü tahrik eden birincil enerjinin büyük kısmı ara soğutucu ve son soğutucudan oluşan kompresör soğutma sistemi ile taşınarak kaybolur. Bu ısı geri kazanılıp kullanılırsa büyük tasarruf elde edilebilir [25]. Basıncılı hava elde etmek için kompresörlerde harcanan elektrik enerjisinin %80~93'ü ısı enerjisine dönüşmektedir [37]. Üretim veya proses aşamasında, ısıtma amaçlı elektrik, gaz veya sıvı yakıt kullanılıyorsa, bu yöntemlerden birinin kısmen ya da tamamen yerini kompresörden elde edilecek ısı enerjisine bırakma olasılığı vardır. Çeşitli sistemlerle kompresör yağ, soğutma suyu veya sıcak havadan çekilen ısı konfor ısıtması, kazan yanma havası veya besleme suyu ön ısıtması, proses ısıtması ve diğer amaçlar için kullanılabilir. Geri kazanılan ısı enerjisi kazancı belirlerken, elde edilecek sıcaklık seviyeleri, olası kullanım alanlarını belirler. Şekil 4.3 bir kompresörde oluşan enerji kayıplarını ve potansiyel geri kazanım değerini göstermektedir.

Kompresörlere entegre olarak kullanabilen ısı değiştirici donanımların yaygınlaşması ile beraber farklı kompresör odası tasarımları ortaya çıkmaktadır. Bu durum kompresörlerin atık ısının ortam ısıtması için kullanılması için çalışma alanına yerleştirilmesini mümkün hale getirmiştir.

Yer değiştirmeli kompresörlerin özellikle vidalı ve pistonlu kompresörlerin verimliliği sıkıştırılan havanın sıcaklığı ile ters orantılıdır. Bu nedenle yaz aylarında kompresör atık ısısının dış ortama atılması ve sıkıştırılacak olan emiş havasının borularla dışarıdan alınması enerji verimini arttıracaktır [9].



Şekil 4.3. Kompresör enerji kayıpları ve geri kazanılabilir enerji miktarı [20]

Kompresörler sürekli çalışan makineler olduğu için soğutma sistemlerine ihtiyaç duyarlar. Bu işlem için 2 genel yöntem kullanılır. Hava soğutmalı sistemde kompresör kabini bir fan yardımıyla havalandırılarak soğutma sağlanır. Su soğutmalı kompresörlerde ise bu işlem soğutulacak yüzeylerde suyun geçirilmesi ile sağlanır.

Su soğutma sistemi açık çevrim ya da kapalı çevrim olarak kullanılabilir. Açık çevrimde sistemden geçerek ısınan su atılır. Bu proses eğer şebeke suyu kullanılıyorsa maliyetli olacaktır. Bu nedenle genellikle nehir, göl ya da kuyu gibi su kaynaklarının bulunduğu bölgelerde kullanımı ekonomiktir. Kapalı çevrimde ise kompresörde ısınan su ısı değiştirici ya da soğutma kulesinde soğutulur ve tekrar sisteme geri döner.

4.5.1. Hava soğutmalı kompresörler

Hava ile soğutma yapılması durumunda kompresör kabininden yüksek miktarda fakat düşük sıcaklıkta (30-35 °C) hava çıkışı olacaktır. Bu ısı kaynağının taşınması oldukça güçtür. Bu nedenle kaynağın üretildiği bölgede kullanılması uygun olacaktır. Ayrıca kompresör yüzeylerinden bulaşabilecek yağ ve toz parçacıklarının varlığı da kullanımda göz önünde bulundurulmalıdır. Sıcak havanın fırınlara ve kazanlara yakma havası olarak kullanılması uygundur. Eğer tesiste ısı kaynaklı yapılan bir kurutma işlemi varsa soğutma havası bu ısı kaynağını ikame edebilir. Evsel ısıtma kaynağı olarak da bu ısının kullanımı mümkündür.

4.5.2. Su soğutmalı kompresörler

Su soğutmalı kompresörlerde atık ısı kullanımı daha kolaydır. Isıtılan su ısı pompası yardımıyla Mevcut durumda kompresörlerin soğutma suları, soğutma kulesinde soğutulmuş ısı atmosfere atılmaktadır. Bunun yerine ısı pompası yardımıyla 90~100 °C’de sıcak su elde edilebilir. Bu çalışmada kompresöre verilen enerjinin en az %60’ının sıcak su elde etmek için geri kazanılabileceği varsayılmıştır.

Uygulama yapılan bir tesiste 5 adet aktif kompresörden dördünün enerji geri kazanım sistemine uyumlu olduğu görülmüştür. Kompresörlerin yük faktörü %95 olduğu ve sürekli çalıştıkları gözlenmiş, kompresöre giren elektrik enerjisinin sadece %60’ının geri kazanıldığı kabul edilmiştir. Bu doğrultuda yapılan hesaplamalarda kompresör soğutma suyunun kullanılmasıyla sağlanacak tasarruf Tablo 4.2’de verilmiştir.

Tablo 4.2. Su soğutmalı bir kompresör sisteminde geri kazanılabilir enerji miktarı

	Kompresörler	Çekilen Enerji (kWh)	Geri Kazanım Oranı	Geri Kazanılan Enerji (kWh)	Fuel Gaz Eşdeğeri (kg/h)	Tasarruf Miktarının Yıllık Mali Karşılığı (TL)
Mevcut Sistem	901A 1010B 1501A 1610A	1.250	%60	6.000.000	55,84	480.000

4.6. Yüksek Verimli Motor Kullanımı

Kompresör sistemi basit olarak incelendiğinde motora bağlı vida-piston-pervane sisteminin havayı sıkıştırmasına dayanmaktadır. Bu noktadan incelendiğinde kompresör enerji sarfiyatı dendiğinde küçük istisnalar haricinde kompresör motorunun enerji sarfiyatından bahsedilmektedir. Bu durumda kompresörün sıkıştırma elemanları motorun shaft gücünden istifade etmektedirler. Dolayısı ile kompresör motor verimi, yani şebekeden çektiği gücün mile aktardığı güce oranı önemli bir kıstastır. Motorlarda farklı verim sınıfları bulunmaktadır. Yeni kompresör alımlarında bu değer genellikle göz önünde bulundurulmaktadır. Bununla beraber eski kompresör sistemlerinin motorlarının da verim değerleri hesaplanarak değer

uygunluğu incelenmelidir. Elektrik motorlarının verimlerini hesaplanmasında yüklenme değerlerinden faydalanılabilir. Elektrik motorunun daha verimli bir motor ile değiştirilmesi durumunda elde edilecek kazanç hesaplamaları Denklem (4.17) ve Denklem (4.18) kullanılarak yapılabilmektedir [7].

$$YEK=MG \times YF \times \text{ÇS} \times \left[\left(\frac{1}{E_m} \right) - \left(\frac{1}{E_{yv}} \right) \right] \quad (4.17)$$

Bu denklemde YEK kW cinsinden yıllık enerji kazancını, MG kW biriminden motor gücünü, YF kompresörün yüklenme faktörünü, ÇS kompresörün yıllık çalışma saatini, E_m kullanılan motor verimini, E_{yv} ise yeni alınması öngörülen motorun verimini ifade etmektedir.

$$YMK=YEK \times EF \quad (4.18)$$

Elde edilen yıllık enerji kazancının maddi kazançlara dönüşümleri için Denklem (4.19) kullanılmaktadır. Burada YMK yıllık maddi kazanç, YEK yıllık enerji kazancı ve EF ise kullanılan elektrik birim fiyat değeridir.

Yapılan endüstriyel uygulamalarda 50 kW gücünde bir kompresör motorunun verim değeri %83,48 olarak hesaplanmıştır. Bu kompresörün motorunun %95 verimle çalışan yeni bir motorla değiştirilmesi durumunda elde edilecek kazanç hesaplama yöntemi ile birlikte aşağıda verilmiştir. Yıllık enerji kazancı Denklem (4.18) kullanılarak hesaplanmıştır.

Kompresörün ortalama %80 yükte çalıştığı tespit edilmiş ve tesisin yıllık 8.000 saat çalıştığı belirlenmiştir.

$$YEK=MG \times YF \times \text{ÇS} \times \left[\left(\frac{1}{E_m} \right) - \left(\frac{1}{E_{yv}} \right) \right] \quad (4.19)$$

$$=50 \times 0,8 \times 8.000 \times \left[\left(\frac{1}{0,83} \right) - \left(\frac{1}{0,95} \right) \right] = 87.660,11 \text{ kWh}$$

$$YMK=YEK \times EF = 245.738,06(\text{kWh}) \times 0,181011 \left(\frac{\text{TL}}{\text{kWh}} \right) = 44.481 \text{ (TL)} \quad (4.20)$$

Yapılan hesaplamalara göre yıllık 87.660 kWh elektrik enerjisi tasarrufu yapılabileceği ortaya konulmuştur. Bu enerji kazancının maddi karşılığı ise 0,181011 TL/kWh enerji fiyatı üzerinden 44.481 TL olarak hesaplanmıştır.

5. VIDALI VE TURBO KOMPRESÖRLERİN MUKAYESESİ VE KOMPRESÖR SEÇİMİ

Enerji ekonomisi ve işletme maliyetleri dikkate alındığında kompresör seçimi endüstriyel tesisler için dikkatle yapılması gereken bir işlemdir. Kompresör verimlilikleri sıkıştırma işinin fiziksel temelleri gereği düşüktür. Şekil 4.1'den de görüldüğü üzere kompresörlerin 10 yıllık işletme maliyetleri incelendiğinde enerji maliyetinin satış maliyetinin 4 katına ulaştığı görülmektedir. İşletme güvenliği, hava talebinin değişkenliği, kompresör dairelerinin yerleşimi gibi etkenler de hesaba katıldığında kompresör seçimi çok daha önemli bir konuma gelmektedir.

Kompresör seçiminden önce kısaca turbo ve vidalı kompresörlerin karşılaştırılması uygun olacaktır. Uygulama yapılan tesis büyük kapasiteli ve yağsız kompresörlerin kullanımını arzu ettiği için bu çalışmada yağsız turbo ve yağsız vidalı kompresörler mukayese edilmiştir.

Turbo ve Vidalı kompresörlerin değerlendirme ve test standartları farklıdır. Turbo kompresörler ASME PCT 10 standartlarına göre test edilirken Vidalı Kompresörler ISO 1217 standardına göre test edilirler. Bu standart farkı nedeniyle bu kompresörlerin katalog bilgileri temel alınarak karşılaştırılması uygun değildir. Bu nedenle Turbo ve Vidalı kompresörlerin karşılaştırılması standartlardan kaynaklanan farklılıklar göz önünde bulundurularak pratik verilere dayandırılmalıdır. ASME PCT 10 standardına göre Turbo kompresörlerin hava giriş sıcaklığı 35 °C kabul edilerek shaft gücü kataloglara aktarılır. Bu durumda motor verimliliği hesaba dâhil edilmez. Ayrıca Turbo kompresörlerde yağ ısıtma sistemi ve yağ devir daim pompası da kompresör motorundan tahrik edilmeyip harici bir kaynaktan beslenir. Bu nedenle kompresör motoru dışında harici enerji sarfiyatı mevcuttur. Buna karşılık Vidalı kompresörler paket güç olarak test edilir ve kataloglara aktarılırlar.

Turbo kompresörlerin testlerinde hava giriş sıcaklığı olarak kabul edilen 35 °C Turbo kompresörlerin en verimli çalıştığı sıcaklıktır. Ancak açık ortamda çalışan kompresörler için yıllık çalışma süresinin çok kısa bir döneminde hava giriş sıcaklığı

35 °C'ye ulaşacaktır. Turbo kompresör üreticileri bu kabule dayanarak Turbo kompresörlerin özgül enerji sarfiyatının vidalı kompresörlere oranla çok düşük olduğunu ifade etmektedirler. Özgül enerji sarfiyatı turbo kompresörlerde yüksek debilerde (~4.000 m³/h) vidalı kompresörlere oranla daha düşük olmakla beraber üreticiler abartılı değerler sunabilmektedir.

Vidalı kompresörler paket ve katalog ürünü olarak satılmaktadır. Paket içerisine tüm yardımcı donanımlar dâhildir. Turbo kompresörlerde ise pek çok donanım opsiyoneldir. Bu nedenle maliyetleri fiyata ve enerji sarfiyatına dâhil olmayabilir. Satın alma aşamasında opsiyonel donanımın fiyatları da göz önünde bulundurulmalıdır.

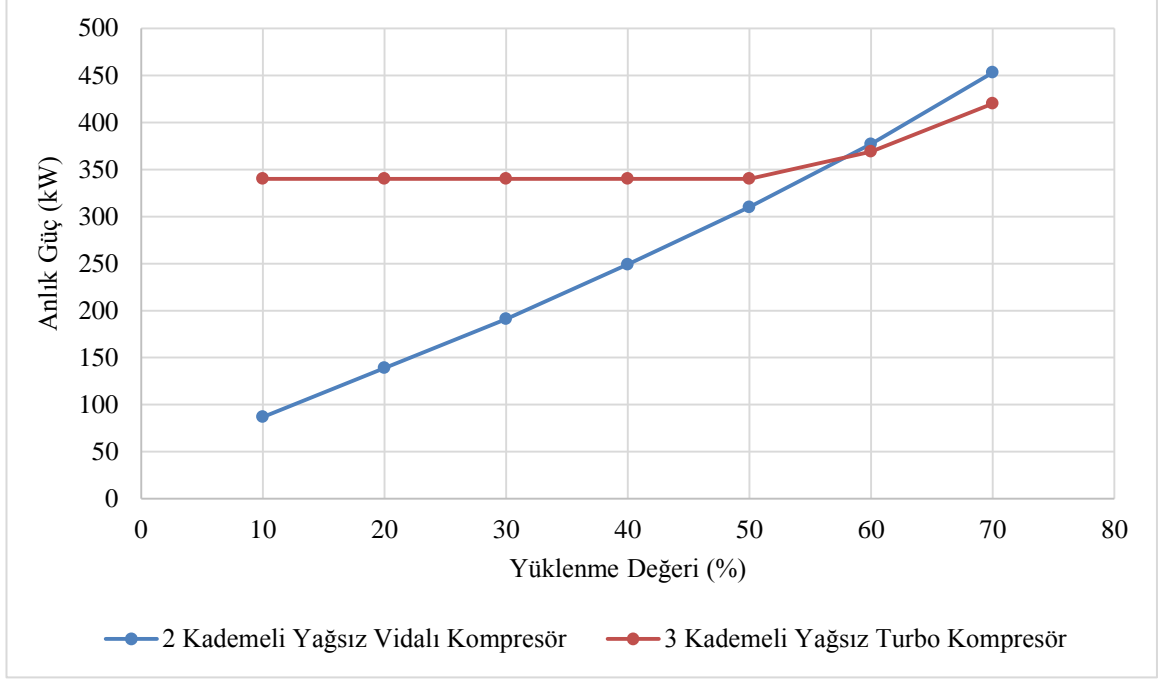
Turbo ve vidalı kompresörlerin çalışma prensipleri farklı olduğu için farklı bakım ihtiyaçlarına sahiptirler. Yağsız vidalı kompresörlerde vida elemanı üzerinde bulunan kaplama (teflon) zaman içerisinde aşınmaktadır. Aşınan parçaların filtrelerde tutulması mümkündür fakat aşınmanın olduğu bölgede vida açıklığı artacağı için kompresörde kaçaklar meydana gelecektir. Bu durum kompresör veriminin düşmesine ve özgül enerji sarfiyatının artmasına neden olacaktır. Bundan daha önemli olarak vida elemanının bu aşınma nedeniyle yaklaşık 40.000 saat çalışma süresi sonunda vida elemanına tekrar kaplama yapılamadığı için vidanın değiştirilmesi gerekmektedir. Vida değişimi ise kompresör satış maliyetinin yaklaşık 1/3 ü kadardır.

Diğer konu ise turbo kompresör pervanelerinin yüksek hızlarda çalışmasının vibrasyon oluşumu ve bu nedenle rotorda sapmaya neden olabileceği riskidir. Vidalı kompresörler 20.000 d/d hızla dönerken Turbo kompresörler 50.000 d/d hızla dönmektedirler. Bu gibi yüksek hızlarda pervaneye gelecek toz parçacıklarının pervanede sürekli olarak aşınmaya neden olacağı ifade edilmektedir. Bu duruma önlem olarak pervane üzerine epoksi kaplama yapılarak pervanenin aşınması önlenmeye çalışılmaktadır. Aynı zamanda Turbo kompresör içerisine toz girişini engellemek için 0,2 µm filtreler kullanılmaktadır. Vidalı kompresörlerde kullanılan 5 µm'lik filtrelerle oranla daha ince olan bu filtrelerin tıkanma riskinin daha fazla olduğu bilinmektedir.

Turbo kompresörler çok yüksek devirlerde çalıştığı için kaymalı yatak kullanılması teknolojik bir mecburiyettir. Bu tür yataklarda kalkıştan önce yağlama yapılması gereklidir. Vidalı kompresörlerde ise bilyeli rulmanlar kullanılır. Teorik olarak kaymalı yatakların ömrü sonsuzdur. Ancak anormal şartlar oluşursa bu ömür çok kısa da sürebilir. Rulmanların ise kullanım ömrü belirlidir ve rutin aralıklarda değiştirilmeleri gerekmektedir. Rulman değişim süresi ve maliyetleri de vidalı kompresörler için dikkate alınmalıdır.

Turbo kompresörlerde yağ ihtiyacı daha fazladır. Bu kompresörlerde yağ tankı yaklaşık 235 litre iken vidalı kompresörlerde 35-50 litre arasındadır. Vidalı kompresörlerde dayanıklılık esas alınarak paslanmaz çelik yağ soğutucuları kullanılırken Turbo kompresörlerde ısı verim dikkate alınarak bakır soğutucular kullanılmaktadır. Bakırın ise korozyon riski yüksektir, paslanmaz çelik kullanılması durumunda ise daha fazla ısı transfer alanına ihtiyaç duyulmaktadır.

Turbo kompresörlerin yüksek kapasitelerde özgül enerji sarfiyatları vidalı kompresörlerden daha düşüktür. Bu tür kompresörlerin avantajı 4.000 m³/h ve üzeri debi değerleri ve tam yükte çalışma şartlarında ortaya çıkmaktadır. Turbo kompresörlerde DHS uygulamasının olmaması kısmi yüklerde bu makineleri vidalı kompresörlere oranla verimsiz kılmaktadır. Fakat yüksek kapasiteye sürekli ihtiyacı olan uygulamalarda turbo kompresör uygulaması özgül enerji sarfiyatları daha düşük olduğu için kârlı olacaktır. Kısmi yükler için ise DHS vidalı kompresör kullanılması daha uygundur. DHS kullanılan bir kompresör kısmi yüklerde motor gücünü kapasiteyle orantılı azaltarak enerji verimliliği sağlar. Şekil 5.1'de eşdeğer DHS kontrollü 2 kademeli yağsız vidalı ve 3 kademeli yağsız turbo kompresörlerin yük değerlerine bağlı olarak çektikleri güçler verilmektedir. DHS kontrollü kompresör %60'ın altındaki yükleme değerlerinde turbo kompresöre oranla daha az enerji tüketmektedir. Bunun yanında %60 üstü yüklenme değerlerinde turbo kompresörün daha düşük enerji tüketimine sahip olduğu görülmektedir. Bu nedenle sabit yükler için tam kapasitede çalışan bir turbo kompresör kullanılması, değişken yükler için ise DHS kontrollü bir vidalı kompresör kullanılması uygun olmaktadır.



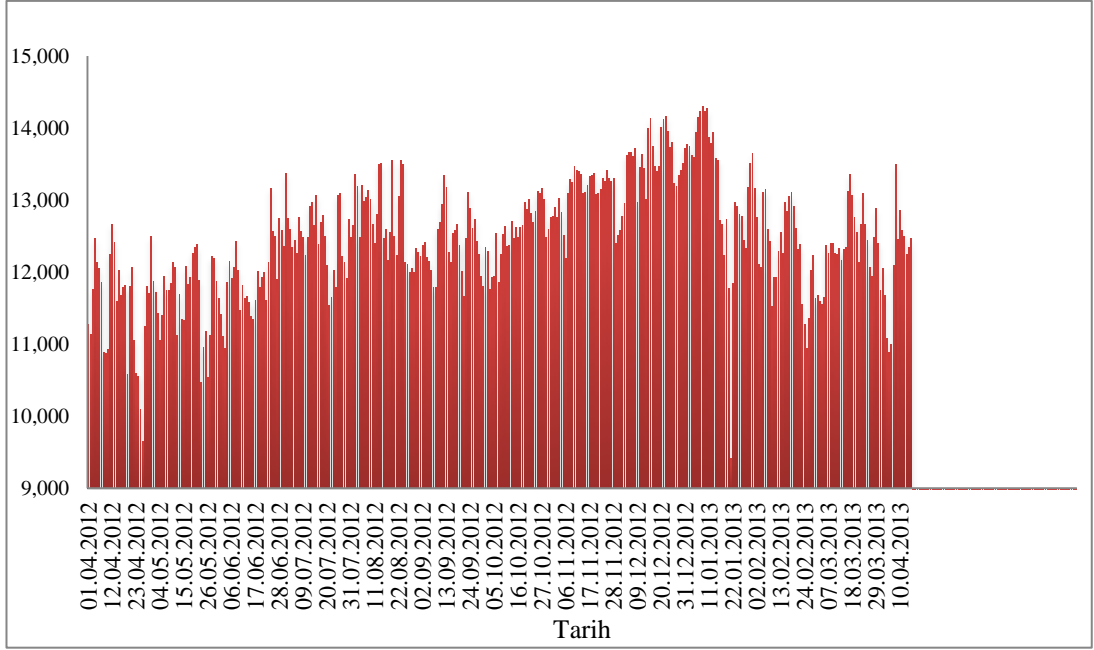
Şekil 5.1. Eşdeğer vidalı (DHS) ve turbo kompresörlerin debi-güç grafiği

5.1. Mevcut Kompresörlerin Değiştirilmesi

Uygulama yapılan endüstriyel tesiste mevcut kompresör sistemi 5 adet elektrik tahrikli kompresör ve bunların yedeği olarak kullanılan 5 adet buhar türbini tahrikli kompresörden oluşmaktadır. Mevcut elektrikli kompresörlerin 4 adedi yağsız Vidalı kompresörler 1 tanesi ise turbo kompresördür. Ölçüm yapılan kompresörlerin verimlilikleri incelendiğinde 901A kompresörünün %13,55 ile çok düşük performans sergilediği ve en verimli elektrikli kompresörün %18,83 verimle çalışan 1010B kompresörü olduğu görülmektedir.

Yapılan ölçüm ve hesaplamalarda kompresörlerin ekonomik ömürlerini doldurdukları tespit edilmiştir. Bu nedenle kompresörlerin değiştirilerek yerlerine yeni kompresörler alınmasına karar verilmiştir. Bu bölümde işletme maliyeti, güvenlik ve diğer kriterlere bağlı olarak 4 farklı seçenek tartışılmıştır.

Tesisin hava sarfiyat grafikleri incelendiğinde yıllık ortalama hava sarfiyatının 12.000-13.000 Nm³/h arasında olduğu görülmektedir. Maksimum hava tüketimi ise 14.100 Nm³/h olarak ölçülmüştür.



Şekil 5.2. Uygulama yapılan tesise ait hava sarfiyat grafiği

Mevcut kompresör kurulu gücü 1.700 kW ve maksimum kapasitesi 12.418 Nm³/h olarak çalışmaktadır. Talep kurulu kapasitenin üzerine çıktığında ise yedekte bulunan buhar tahrikli kompresörler aktif konuma geçerek talebi karşılamaktadır. Yıllık ortalama talebin 12.000-13.000 Nm³/h arasında değiştiği dikkate alınırsa buhar tahrikli kompresörler sürekli olarak dur-kalk yapmak ya da kısmi yüklerde çalışmak durumunda kalmışlardır. Aşırı hava talebi tek bir kompresörün kurulu gücü yanında çok küçük kaldığı için bir kompresör sürekli olarak kısmi yükte çalışmaktadır. Kısmi yük değerlerinde ise kompresör verimliliklerinin düştüğü ve enerji sarfiyatının yükün azalmasıyla doğrusal olarak azalmadığı bilinmektedir. Bölüm 3'te belirtildiği üzere kompresörlerde çeşitli kapasite kontrol yöntemleri uygulanmaktadır. Hava tüketim grafiğinde görülen talep dalgalanmasının yaşandığı uygulamalarda, değişken yüklerde yüksek verim sağlayan DHS kontrol sisteminin kullanılması tavsiye edilmektedir.

Yedek sistem olarak kullanılan buhar türbini tahrikli kompresörler bekleme durumunda çalışmaktadırlar. Böylece herhangi bir acil durumda saniyeler içerisinde yüke girmekte ve sisteme hava beslemesi yapabilmektedirler. Bununla birlikte buhar türbini tahrikli yedek kompresörlerin bekleme halinde tam yük sarfiyatının yaklaşık %10'u kadar buhar sarfiyatı vardır. Bu sarfiyat oranları incelendiğinde mevcut

kompresör sistemi bekleme halinde yaklaşık 1.500 kg/h buhar sarfiyatı olmaktadır. Bu sarfiyatın önlenmesi için elektrikli yedek kompresörlerin kullanılması mümkündür. Buharlı yedekler yerine elektrikli kompresör kullanılması durumunda bu sarfiyat önlenecektir. Bu elektrikli kompresörlerin beslenmesi için yedek güç kaynağı olarak elektrik jeneratörü kurulumu gerekmektedir.

Farklı etkenlere göre hazırlanmış seçenekler aşağıda başlıklar halinde verilmiştir. Bölüm sonunda ise kompresörlerin 20 yıllık işletme durumunda mevcut sisteme göre elde edecekleri kazançlar, yapılması gereken yatırım maliyeti değerleri erilmiş ve bunun ışığında değerlendirmeler yapılmıştır. Seçimler ile ilgili detaylar, senaryolar kısmında incelenecektir.

5.1.1. Seçenek 1

1. Seçenek olarak aktif sisteme 1 adet turbo ve 2 adet DHS vidalı kompresörler eklenmesi ve 1610A kompresörün aktif olarak devam etmesi önerilmektedir. 4.100 Nm³/h'lik Turbo kompresör sabit yük talebi olan 11.000 Nm³/h'in yaklaşık olarak 1/3'ünü karşılayacaktır 4.000 Nm³/h ve üzeri debilerde turbo kompresörler 3 kademeli sıkıştırma yaptıkları için vidalı kompresörlere göre daha verimli olduğu bilinmektedir. Ayrıca vidalı kompresörlerin vida değişimi yukarıda belirtildiği üzere yaklaşık 40.000 saat sonunda yapılmalıdır. Bu işlem ise kompresör satış maliyetini yaklaşık %30'una karşılık gelmektedir. Bu nedenle sabit yük için vidalı kompresör yerine hem enerji hem bakım maliyeti açısından Turbo kompresör kullanılması daha uygundur. Yükün değişkenliği göz önüne alındığında ise kompresör sisteminde bazı kompresörlerin kısmi yüklerde çalışmak zorunda kalacağı açıktır. Bu nedenle sistemde 3.240 Nm³/h debili 2 adet DHS kompresör seçilmiştir. DHS kompresörler kısmi yüklerde çekilen gücü azaltarak enerji sarfiyatını düşürürler. 1 adet DHS kompresör hava talep değişkenliğini karşılayabilecek iken uygulama yapılan tesisin mevcut hava hattının 2 farklı noktadan beslendiği dikkate alınarak her iki noktada da birer DHS vidalı kompresör bulundurmanın doğru olacağı düşünülmüştür. Mevcut kompresörler arasındaki mesafe de dikkate alındığında yük değişiminin 2 noktada farklı olması muhtemeldir.

Turbo kompresör verimli olduğu üzere tam yükte sürekli çalışacak, talep değişkenliklerini ise 2 farklı noktaya konacak olan DHS kompresörler karşılayacaktır. Böylece sistem kısmi yüklerde de enerji verimliliği sağlayacaktır.

Bu seçenekte yedek kompresör olarak mevcut elektrikli kompresörlerin kullanılması önerilmiştir. Ancak bu durumda yedek kompresörlerin acil durumlarda beslemesinin yapılabilmesi için elektrik jeneratörü alınması gerekmektedir. Yedek kompresörlerin beslenebilmesi için gerekli dizel jeneratörün maliyeti 333.963 TL dir. Ayrıca mevcut kompresörler kurulmuş durumda olduğu için herhangi bir lojistik, kurulum, inşaat masrafı da olmayacaktır.

Her ne kadar ekonomik bir çözüm sunmuş olsa da yedek kompresörlerin eski olması sistem güvenliği açısından risk teşkil etmektedir. Fakat bu kompresörlerde detaylı bakım uygulanıp sorunsuz oldukları test edilerek yedek olarak işletmede tutulabilir. Buna rağmen devreye girme süreleri buharlı kompresörlere oranla daha uzun olacaktır.

Tablo 5.1. Seçenek 1 aktif ve yedek kompresör konfigürasyonu

1. SEÇENEK						TOPLAM
Aktif Kompresörler	Turbo Kompresör	1610A	Vidalı DHS	Vidalı DHS	-	
Debi (Nm ³ /h)	4.100	2.900	3.240	3.240	-	13.480
Motor Gücü (kW)	599	450	400	400	-	1.849
Fiyat (TL)	902.800	-	863.760	863.760	-	2.630.320
Yedek Kompresörler	906A	1010B	901A	1110B	1501A	
Debi (Nm ³ /h)	2.761	1.772	1.772	1.772	2.241	8.076
Motor Gücü (kW)	500	Buhar Tür.	250	250	250	1.250
Fiyat (TL)	500	Buhar Tür.	250	250	250	1.250
Yedek Sistem için Jeneratör Fiyatı (TL)						333.963
Toplam Sistem Maliyeti (TL)						2.964.283

5.1.2. Seçenek 2

Bu seçenekte bulunan aktif kompresörler 1. seçenek ile aynıdır. Bu sistemin kurulu yaklaşık gücü 1.926 kW olmakla beraber DHS kompresörler kısmi yüklerde çalışacağı için anlık sarfiyat bu değerinin altında kalacaktır.

Bu sistemin yedeği olarak 4.100 Nm³/h kapasiteli bir adet turbo kompresör, 1 adet konvertörsüz vidalı kompresör satın alınması ve mevcut 1610B buhar türbinli kompresörün kullanılması önerilmektedir. Bu durumda 3 tane buhar türbinli yedek yerine 2 elektrikli ve 1 buharlı yedek kompresör kullanılacaktır. Buharın kullanılmaması ile elde edilecek ısı kazanç 12.494.000 TL olacaktır. Elektrikli yedek kompresörlerin olası bir elektrik kesintisine karşı doğalgaz ya da dizel jeneratörle beslenmesi güvenlik açısından gereklidir.

Tablo 5.2. Seçenek 2 aktif ve yedek kompresör konfigürasyonu

2. SEÇENEK					TOPLAM
Aktif Kompresörler	Turbo Kompresör	1610A	Vidalı DHS	Vidalı DHS	
Debi (Nm ³ /h)	4.100	2.900	3.240	3.240	13.480
Motor Gücü (kW)	599	450	400	400	1.848
Fiyat (TL)	902.800	-	863.760	863.760	2.630.320
Yedek Kompresörler	Turbo Kompresör	1610B	Vidalı		
Debi (Nm ³ /h)	4.100	2.900	3.240		10.240
Motor Gücü (kW)	599	Buhar Tür.	425		1.065
Fiyat (TL)	902.800	-	890.600		1.793.400
Yedek Sistem için Jeneratör Fiyatı (TL)					333.963
Toplam Sistem Maliyeti (TL)					4.757.683

5.1.3. Seçenek 3

Bu durumda ana ve yedek hava kompresörleri 1 ve 2. seçenikle aynı olmakla beraber yedek kompresörlerin buharlı olarak seçilmesi önerilmiştir. Bu seçenek enerji verimliliğini değil güvenliği ön plana çıkaran bir bakış açısıyla hazırlanmıştır.

Tablo 5.3. Seçenek 3 aktif ve yedek kompresör konfigürasyonu

3. SEÇENEK					TOPLAM
Aktif Kompresörler	Turbo Kompresör	1610A	Vidalı DHS	Vidalı DHS	
Debi (Nm ³ /h)	4.100	2.900	3.240	3.240	13.480
Motor Gücü (kW)	599	450	400	400	1.848
Fiyat (TL)	902.800	-	863.760	863.760	2.630.320
Yedek Kompresörler	Turbo Kompresör	1610B	1501B		
Debi (Nm ³ /h)	4.100	2.900	2.241		9.241
Motor Gücü (kW)	Buhar Tür.	Buhar Tür.	Buhar Tür.		-
Fiyat (TL)	902.800	-	-		902.800
Toplam Sistem Maliyeti (TL)					3.533.120

5.1.4. Seçenek 4

Bu seçenekte mevcut 1610A kodlu vidalı kompresöre ek olarak 2 adet DHS 1 adet konvertörsüz vidalı kompresörün aktif olarak çalışmasıyla 13.500 Nm³/h kapasiteye ulaşabilir. DHS kompresörler değişken yükte verimlilik sağlamak için seçilmişlerdir. Kompresör dairelerinin 2 farklı noktada olması nedeniyle 2 adet DHS kompresör seçilmesi öngörülmektedir. Sistem, herhangi bir kompresörün arıza ya da bakımı durumunda onun yerine tek kompresörün devreye girerek yükü karşılamasına olanak sağlamak üzere kompresör kapasiteleri birbirine yakın seçilmiştir. Yedek kompresör olarak 2 adet buhar türbinli Vidalı kompresör seçilmiştir. Bu durumda sistemde 5 adet yağsız vidalı kompresör kullanılacaktır. Bu kompresörlerin 3 adedinin aktif kullanımda olacağı ve fabrikanın 7/24 esasına göre yıl boyunca çalıştığı dikkate alınırsa yaklaşık 5. yılın sonunda aktif kompresör vidalarının değiştirilmesi gerekecektir. Yukarıda belirtildiği üzere vida değişiminin kompresör maliyetinin 1/3'ü kadar olduğu da dikkate alınırsa bu 3 kompresörün 4 yıllık bakım maliyetinin yaklaşık 866.200 TL olacağı hesaplanmıştır. Hali hazırda işletmede bulunan ve değiştirilmemesi öngörülen kompresörün satış maliyetinin yeni alınacak vidalı kompresörlerin maliyetine yakın olduğu değerlendirildiğinde 4 yıllık toplam vida değişim maliyeti 1.126.060 TL olacaktır.

Tablo 5.4. Seçenek 4 aktif ve yedek kompresör konfigürasyonu

4. SEÇENEK					TOPLAM
Aktif Kompresörler	Vidalı	1610A	Vidalı DHS	Vidalı DHS	
Debi (Nm ³ /h)	3.107	2.900	3.240	3.240	12.487
Motor Gücü (kW)	425	450	400	400	1.675
Fiyat (TL)	868.640	-	863.760	863.760	2.596.160
Yedek Kompresörler	Vidalı	Vidalı	1610B		
Debi (Nm ³ /h)	3.400	3.846	2.900		10.146
Motor Gücü (kW)	450	500	Buhar Tür.		950
Fiyat (TL)	927.200	732.000	-		1.659.200
Toplam Sistem Maliyeti (TL)					4.255.360

5.2. Kompresör Seçeneklerinin Mukayesesi

Kompresör seçenekleri arasında karşılaştırma yapılması için debi ve motor gücü değerleri yeterli değildir. Yukarıda yapılan yorumlara ek olarak Turbo ve Vidalı kompresörler ile ilgili ifadelerin sayılara da dönüştürülmesi gerekmektedir. Ciddi bir

analiz yapılabilmesi için kompresörlerin birim hava maliyetleri, yedek kompresörlerin buhar sarfiyatları, Vidalı kompresörlerden kazanılabilecek ısı miktarı, bakım maliyetleri kullanılarak kompresörün uzun vadeli işletme maliyetleri ve yatırım maliyetleri hesaplanmalıdır. Bu değerlendirmeyi sağlayabilmek adına tesisin kompresör sistemi için önerilen 4 seçenek aşağıda verilen enerji ve maliyet tabloları üzerinden karşılaştırılmıştır. Çalışma yapılırken kompresörlerin yılda 8.000 saat çalıştığı kabul edilmiştir.

Mevcut kurulu sistemin hava maliyeti yapılan ölçümler sonucunda 0,148 kWh/m³ olarak hesaplanmıştır. Yeni alınacak kompresörlerin özgül enerji sarfiyatı ise Seçenek 1,2 ve 3 için 0,122 kWh/m³, Seçenek 4 için 0,124 kWh/m³ olarak katalog verileri üzerinden hesaplanmıştır. Bu değerler kullanılarak saatlik, yıllık ve 20 yıllık enerji maliyeti hesaplanmış ve Tablo 5.5’de verilmiştir.

20 yıllık değerler incelendiğinde seçeneklerin enerji sarfiyatları arasında ciddi farklar oluşmadığı görülmektedir. Bununla beraber mevcut sistemin değiştirilmesi ile 20 yıllık işletme enerji maliyetinde yaklaşık 10.000.000 TL’lik azalma elde edilebilecektir.

Tablo 5.5. Birim ve toplam enerji sarfiyatları

Enerji Sarfiyatı					
Özgül Enerji Sarfiyatı					
	kWh/m³	TL/Nm³	TL/saat	TL/YIL	TL/20 YIL
Mevcut Sistem	0,1454	0,026319	328,99	2.631.899,94	52.637.998,80
1. Seçenek	0,1222	0,022120	276,49	2.211.954,42	44.239.088,40
2. Seçenek	0,1222	0,022120	276,49	2.211.954,42	44.239.088,40
3. Seçenek	0,1222	0,022120	276,49	2.211.954,42	44.239.088,40
4. Seçenek	0,1240	0,022445	280,57	2.244.536,40	44.890.728,00

Buhar türbinli yedek kompresörler içerisinde sürekli buhar gezdirilerek çalışmaya hazır tutulmaktadır. Yaklaşık 37 bar basınçta türbine giren buhar 3 bar basınçlı olarak alçak basınç buhar hattına verilmektedir. Burada yapılan sarfiyat ve termodinamik hesaplamalarla yedek kompresörlerin bekleme durumunda meydana gelecek enerji sarfiyatı hesaplanmıştır. Tablo 5.6’da yedek kompresörlerin buhar sarfiyatları değerlendirilmiştir. 1. ve 2. seçenekte elektrik tahrikli yedek kompresörlerin seçilmesi bekleme buhar sarfiyatını ciddi oranda azaltmaktadır. 3 ve

4. Seçeneklerde ise yedek kompresörlerde buharlı kompresörler kullanıldığı için buhar sarfiyatı artmaktadır.

Tablo 5.6. Yedek kompresörler bekleme durumunda buhar sarfiyatı

Stand By Buhar Sarfiyatı					
Buhar Sarfiyatı					
	kg/h	kWh	TL/h	TL/year	TL/20 year
Mevcut Sistem	1.948,00	1.305,16	289,86	2.318.899,20	46.377.984,00
1. Seçenek	491,10	329,04	73,08	584.605,44	11.692.108,80
2. Seçenek	491,10	329,04	73,08	584.605,44	11.692.108,80
3. Seçenek	1.203,58	806,40	179,09	1.432.741,63	28.654.832,64
4. Seçenek	1.014,94	680,01	151,02	1.208.184,58	24.163.691,52

Vidalı kompresörlerde atık ısı geri kazanım sistemin uygulanabilirliği tespit edilmiş olup bu sistemle kompresör tam gücünün %60'ı kadar enerji geri kazanımı yapılabileceği kabulü yapılmıştır. Elde edilecek ısı kompresörlerin bulunduğu bölgede şarj ön ısıtma amaçlı olarak kullanılacak bu şekilde şarj ısıtma sisteminin enerji sarfiyatı azaltılacaktır. Isı birim fiyatı fabrika tarafından 0,08 TL/kWh olarak kabul edilmektedir.

İlk 3 seçenekte kullanılan vidalı kompresör sayısı eşit olduğu için elde edilen atık ısı geri kazanım miktarı da eşit olmaktadır. Seçenek 4 te ise atık ısı geri kazanımı ilk 3 seçeneğe oranla daha yüksek çıkmaktadır.

Tablo 5.7. Kompresörlerden elde edilecek atık ısı kazanımı

Soğutma Suyundan Isı Geri kazanımı				
	kWh	TL/saat	TL/YIL	TL/20 YIL
Mevcut Sistem	750,00	111,60	892.800,00	17.856.000,00
1. Seçenek	750,00	111,60	892.800,00	17.856.000,00
2. Seçenek	750,00	111,60	892.800,00	17.856.000,00
3. Seçenek	750,00	111,60	892.800,00	17.856.000,00
4. Seçenek	990,00	147,31	1.178.496,00	23.569.920,00

Vidalı kompresörler için satıştan sonra en yüksek maliyet kalemi satışın 1/3 ü kadar olan vida değişim maliyetidir. Vidaların yaklaşık 40.000 saatte bir değiştirilmesi önerildiği dikkate alınmış, kompresörün 20 yılda 3 kere bu bakıma ihtiyaç duyacağı değerlendirilmiştir. Vida değişim maliyeti bakım maliyetine yansıtılmıştır. Turbo kompresörlerin yağ değişimi vs. rutin bakımı için gerekli maliyet 200.000 TL olarak kabul edilmiştir. Meydana gelecek maliyetler Tablo 5.8'de verilmektedir.

Tablo 5.8. 20 yıllık bakım maliyetleri

Bakım Maliyeti	
	TL/20 YILr
Mevcut Sistem	2.349.058,06
1. Seçenek	1.693.161,29
2. Seçenek	1.693.161,29
3. Seçenek	1.693.161,29
4. Seçenek	1.971.978,49

Derlenen veriler kullanılarak kompresör seçeneklerinin mevcut sistemin sarfiyatlarına oranla 20 yılda meydana gelecek oransal kazançlar hesaplanmıştır. Bu kazanç miktarları ve gerekli yatırım maliyetleri dikkate alınarak geri ödeme süreleri hesaplanmıştır.

Tablo 5.9. Mevcut duruma oranla kompresör seçeneklerinin geri ödeme süreleri

	Toplam Maliyeti	Yatırım Maliyeti	Fark	Geri Ödeme Süresi
	TL/20 year	TL	TL	YIL
Mevcut Sistem	84.615.022,80	708.240,00	-	
1. Seçenek	40.666.477,20	3.497.680,00	43.948.545,60	1,59
2. Seçenek	40.666.477,20	5.291.363,00	43.948.545,60	2,41
3. Seçenek	57.629.201,04	4.066.800,00	26.985.821,76	3,01
4. Seçenek	48.966.379,52	4.964.000,00	35.648.643,28	2,78

Toplam maliyet hesaplanırken enerji maliyeti, buhar sarfiyatı, atık ısı geri kazanımı, bakım maliyetleri göz önünde bulundurulmuştur. Yatırım maliyetleri hesaplanırken kompresörlerle beraber eğer kullanılmışsa atık ısı geri kazanım ünitesi ve jeneratör satış maliyetleri de dikkate alınmıştır.

Seçenek 1 de yedek kompresör sistemi mevcutların yedeğe alınmasını içerdiği için yatırım maliyetleri oldukça düşük olmaktadır. Bu sistem kısa dönemde karlı olmakla beraber uzun vadede risk taşımaktadır. Bu nedenle yedeğe çekilecek kompresörlerin ağır bakım yapılarak işletmeye alınması daha güvenli olacaktır.

İlk 3 seçenekte aktif kompresör sistemi aynı olduğu için enerji maliyetleri eşit olmasına rağmen 3. Seçeneğin yedek kompresörlerinin tamamı buhar tahrikli olduğu için toplam işletme maliyeti diğer 2 seçenekten daha yüksek olmaktadır. Ayrıca bu 3 seçeneğin yedeklerinin buhar-elektrik tahrikli olmasına bağlı olarak yatırım maliyetleri değişmektedir. İlk 3 seçenekte aktif kompresörler aynı kalmış olsa da yedek kompresörlerin farklılaşması ile yatırım maliyetleri de ciddi oranda

değişmektedir. 3. Seçenek en yüksek geri ödeme süresine sahip olmasına rağmen yedeklerinin buharlı olmasından dolayı sistem güvenliği daha yüksektir.

4. seçenek tamamen Vidalı kompresörlerden oluşmaktadır. Birim hava maliyetlerinde ciddi bir fark olmamasına rağmen vida değişim maliyetleri hesaba katıldığında işletme maliyetlerinin seçenek 1 ve 2'den daha yüksek olması beklenen sonuçtur.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Ülkemiz gibi enerji ithal eden ve enerjide dışa bağımlı olan ülkelerin cari açığın azaltılması yolundaki önemli adımlarından bir tanesi sanayi üretimini artırırken enerji yoğunluğunu-birim ürün başına harcanan enerji-azaltmak olmalıdır. Böylece ürününüz efektif maliyetlere üretilebilecek ve uluslararası piyasada karlılığınız artacaktır.

Bu çalışma kapsamında basınçlı hava hatlarında oluşan önlenebilir kayıplar üzerinde durulmuştur. Basınçlı Hava Sistemlerinde Enerji Tasarrufu Uygulaması başlığı altında 6 madde halinde sistemde enerji verimliliğini artıracak önlemler sıralanmıştır. Bu başlıklardan ilk ikisi talep tarafını ilgilendirmektedir. Diğer 4 adedi ise arz tarafını ilgilendirmektedir.

Talep tarafında incelenen ilk kalem havanın yanlış kullanımının önlenmesidir. Havanın yanlış kullanımında ilk göze batan sıkıştırılmış, pahalı hava ile basit temizlik ve kurutma işlerinin yapılmasıdır. Bu durumun önlenmesi ancak ve ancak personelin basınçlı hava hakkında yeterli bilgiye sahip olmasıyla mümkündür. Basınçlı hava hakkında bilinç arttıktan sonra havanın gereksiz kullanımı azalacaktır. Ayrıca basit temizlik işlemlerinden kaynaklanan sanal talebin azalmasıyla kompresörün yük faktörü de azalacaktır.

Talep tarafında önlenmesi gereken diğer kayıp ise sızıntılardır. Yapılan çalışmalar sızıntıların genellikle bağlantı bölgelerinde meydana geldiğini göstermiştir. Bunun sebebi yetersiz montaj becerisi olabileceği gibi borunun gerektiği gibi sabitlenmemesi de olabilmektedir. Basınçlı hava hatları periyodik izlemelere tabi tutularak kaçak noktaları tespit edilmelidir. Hesaplanan örnekte 40 noktada sızıntı tespit edilmiş ve bu kaçakların yıllık 85.980 kWh enerji kaybına neden olduğu görülmüştür. Sızıntı kaçaklarının tamiri ise oldukça basit ve ucuzdur.

Kompresör tarafında meydana gelen kayıp nedenlerinden ilki emiş havasının kompresör dairesinden alınmasıdır. Kapalı ortamda çalışan kompresör ve

kurutucuların ortam sıcaklığını artıracakđı da açıktır. Bu çalışmada uygulama yapılan tesiste sadece emiş kanallarının kompresör dairesine dışarısına çıkarılmasıyla 103.742 kWh yıllık enerji tasarrufu sağlanabilecektir. Bu sistemde kompresör ve kurutucuların oluşturduğu atık ısının dışarı atılması ise alternatif bir çözümdür. Ancak bu durumda elde edilebilecek kazanç ilk seçeneğe göre daha düşük olacaktır.

Kompresörlerin donanım talebinden yüksek basınçta çalıştırılması sık görülmemele beraber farklı basınç değerleri için tek kompresör sistemi kullanıldığı durumlar da görülmektedir. Bu durum kısa vadede satış maliyetine azaltsa da kompresör enerji maliyetini arttırmaktadır. Bu durumun incelendiği tesiste 7 bar yerine 5 bar basınçta çalışacak bir kompresörün alınması durumunda 245.000 kWh yıllık enerji kazancı sağlanacaktır.

Sıkıştırma için harcanan enerjinin büyük kısmı ısıya dönüştüğu göz önüne alındığında kompresör atık ısıları büyük önem arz etmektedir. Bu başlıkta yapılan uygulama çalışmasında 4 adet vidalı kompresöre enerji eri kazanım sistemi uygulanması durumunda toplam 6.000.000 kWh ısıl enerji geri kazanılabileceği görülmektedir.

Kompresör enerji sarfiyatından bahsedilirken temel olarak elektrik motorunun enerji sarfiyatından bahsedilmektedir. Bu nedenle elektrik motorunun veriminde meydana gelecek düşüş birim hava maliyetini arttıracaktır. Yapılan uygulamada 50 kW gücünde bir motorun veriminin %83,5 değerine düştüğu ölçülmüştür. Bu motorunun %95 verimle çalışabilen bir motorla çalışması durumunda 87.660 kWh yıllık enerji tasarrufu sağlanabileceği görülmüştür.

Yukarıda önerilen geliştirmeler toplamda 6.531.382 kWh enerji tasarruf potansiyeli sunmaktadır. Bununla beraber tüm sanayinin basınçlı hava sistemine özen göstermesi ve basınçlı havanın bedava bir kaynak değil ikincil bir enerji kaynağı olduğunu kabul etmesi gerekmektedir.

Bu tez kapsamında yapılan diğer bir çalışma ise kompresör seçimidir. İstenen şartları sağlayabilecek 4 farklı kompresör seçeneği oluşturulmuş ve farklı bakış açılarından değerlendirilmiştir. Bu seçenekler arasından ekonomi ve güvenilirlik arasında önceliklere bağlı olarak tercih yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Enerji Raporu 2012, *Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi*, Rapor No: 0021/2012, Sayfa 9-236, 2012.
- [2] Cai M., Kagawa T., Design and application of air power meter in compressed air systems, *Proceedings of Second International Symposium on Environmentally Conscious Design and Inverse Manufacturing*, Tokio, Japan, 12-15 December 2001
- [3] Sullivan J. A., *Fluid Power-Theory and Applications*, 3th ed., A Reston Book Prentice Hall, USA, 1989.
- [4] Yuan C., Zhang T., Rangarajan A., Dornfeld D., Ziemba B., Whitbeck R., A Decision-Based Analysis of Compressed Air Usage Patterns in Automotive Manufacturing, *Journal of Manufacturing Systems*, 2006, **25**, 293-300.
- [5] Güleç M., Pnömatik Sistemlerde Tasarruf Önlemleri ve Yöntemleri, *I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi*, İzmir, Türkiye, 3-5 Aralık 1999.
- [6] Saidur R., Rahim N., Hasanuzzaman M., A review on compressed-air energy use and energy savings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010, **14**, 1135–1153.
- [7] *Carbon Trust*, Compressed air: Opportunities for Businesses, Teknik Doküman, London, 2012.
- [8] Rabie M.G., *Fluid Power Engineering*, McGraw-Hill, 1st ed., New York, USA, 2009.
- [9] Talbott E. M, *Compressed Air Systems: A Guidebook on Energy and Cost Savings*, 2nd ed. The Fairmont Press, Georgia, USA, 1993.
- [10] Bloch H. P, Hoefner J. J, *Reciprocating Compressors*, Gulf Professional Publishing, 1st ed., USA, 1996.
- [11] Bloch H. P., *Compressors and Modern Process Applications*, John Wiley & Sons, 1st ed., New Jersey, USA, 2006.
- [12] Barber A., *Pneumatic Handbook*, Elsevier Science, 8th ed, England, 1997
- [13] Hanlon P., *Compressor Handbook*, 1st ed., McGraw-Hill, New York, USA, 2001.
- [14] Bloch H. P, *A Practical Guide to Compressor Technology*, John Wiley & Sons, 2nd ed., New Jersey, ABD, 2006.

- [15] Seshaiyah N., Sahoo R. K., Sarangi S. K., Theoretical and experimental studies on oil injected twin-screw air compressor when compressing different light and heavy gases, *Applied Thermal Engineering*, 2010, **30**, 327-339.
- [16] Carnero M.C., LaTorre E., Alcazar M. A, Conde J., Control of wear applied to compressors: trends in lubricant analysis, *Wear*, 1995, **225**, 905-912.
- [17] Fujiwara M., Performance analysis of an oil-injected screw compressor and its application, *International Journal of Refrigeration*, 1995, **18**, 220-227.
- [18] Stosic N, Smith I.K., Kovacevic A., Optimisation of screw compressors, *Applied Thermal Engineering*, 2003, **23**, 1177-1195.
- [19] Cundiff J. S., *Fluid Power Circuits and Controls: Fundamentals and Applications*, 1st ed., CRC Press LLC, USA, 2002.
- [20] Atlas Copco Airpower NV, *Compressed Air Manual*, 7th ed., Wilrijk, 2003.
- [21] Ertaş E., Basınçlı Hava Kurutucular: Genel Tanıtım, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 2006, 16–32.
- [22] *US Department of Energy*, Industrial Energy Efficiency Sourcebooks, Improving Compressed Air System Performance: a sourcebook for industry, Washington, 2003.
- [23] Tan E., Basınçlı Hava Servislerinin Seçim ve Tesis Etme Kılavuzu (Guide to the Selection and Installation of Compressed Air Services), British Compressed Air Society.
- [24] Çiftçi Ü., Kompresör Seçimi, *I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi*, İzmir, Türkiye, 3-5 Aralık 1999
- [25] Marshall R. C., Optimization of Single-unit Compressed Air Systems, *Energy Engineering*, 2012, **109**, 37-41.
- [26] Jianfeng L., Huagen W., Bingming W., Ziwen X., Pengcheng S., Research on the performance of water-injection twin screw compressor, *Applied Thermal Engineering*, 2009, **29**, 3401-3408.
- [27] Dudić S., Ignjatović I., Šešlija D., Blagojević V., Stojiljković M., Leakage quantification of compressed air on pipes using thermovision, *Thermal Science*, 2012, **16**, 621-632.
- [28] Dudić S., Ignjatović I., Šešlija D., Blagojević V., Stojiljković M., Leakage quantification of compressed air using ultrasound and infrared thermography, *Measurement*, 2012, **45**, 1689-1694.
- [29] Dindorf R., Estimating Potential Energy Savings in Compressed Air Systems, *Procedia Engineering*, 2012, **39**, 204-211.

- [30] Liang H., Li X., Applications of Frequency Conversion Technology in Air-Compressor Units Control System, *Procedia Engineering*, 2011, **15**, 944-948.
- [31] Saidur R., Mekhilef S., Ali M.B. Safari A., Mohammed, H.A., Applications of variable speed drive (VSD) in electrical motors energy savings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, **16**, 543-550
- [32] Yıldız D., Değişken Devirli Kompresörler, *III. Ulusal Hidrolik ve Pnömatik Kongresi ve Sergisi*, İzmir, Türkiye, 4-7 Aralık 2003.
- [33] Yang M., Air compressor efficiency in a Vietnamese enterprise, *Energy Policy*, 2009, **37-6**, 2327-2337.
- [34] Kaya D., Phelan P., Chau D. Sarac H. I., Energy conservation in compressed-air systems, *International Journal of Energy Research*, 2002, **26**, 837–849.
- [35] Saidur R., Mekhilef S., Energy use, energy savings and emission analysis in the Malaysian rubber producing industries, *Applied Energy*, 2010, **87**, 2746–2758.
- [36] Brown R. N., *Compressors: Selection and Sizing*, Gulf Professional Publishing, 2nd ed., 1997, USA.

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

- [1] Kılıçaslan İ., Kaya D., **Sapmaz S.**, Waste Heat Recovery in Galvanising Industry, *International Iron and Steel Symposium*, Karabük, April 2012.

ÖZGEÇMİŞ

Süleyman Sapmaz, 07.01.1988 tarihinde Kocaeli’nde doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Kocaeli’de tamamladıktan sonra 2006 yılında Sakarya Üniversitesi Metalürji ve Malzeme Mühendisliği Bölümünde lisans eğitimine başladı. 2011 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Termal Enerji Sistemleri Ana Bilim Dalında Yüksek Lisans eğitimine başladı. 2012 yılında Kocaeli Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak göreve başlamıştır.