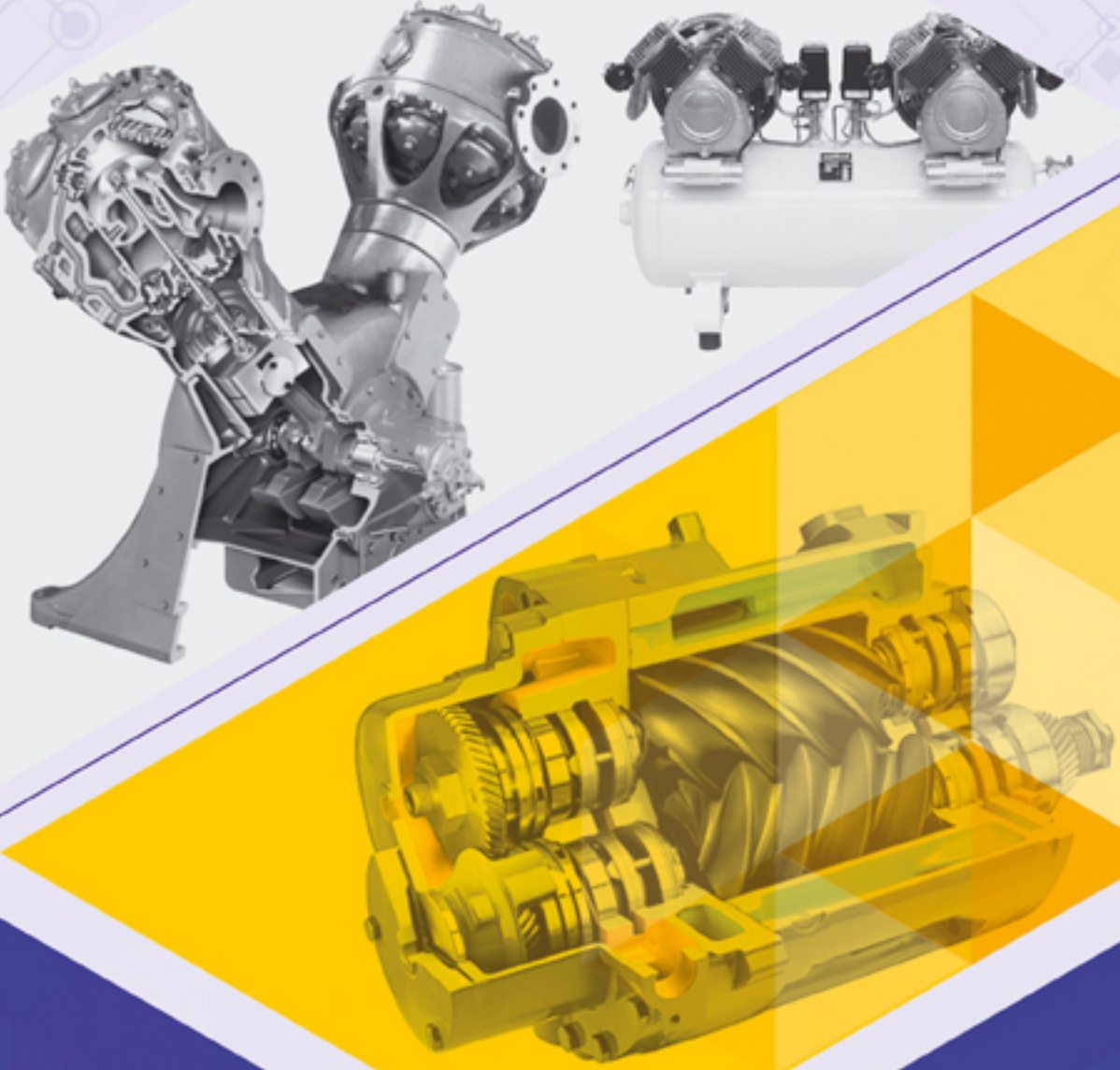


Endüstriyel Sistemlerde Optimizasyon



Basınçlı Hava Sistemleri

T.C.
ENERJİ VE
TABİİ KAYNAKLAR
BAKANLIĞI



YENİLENEBİLİR ENERJİ
GENEL MÜDÜRLÜĞÜ



TCV
TÜRKİYE TEKNOLOJİ GELİŞTİRME VAKFI



Çalışmalar
Güçlendirme

Endüstriyel Sistemlerde Optimizasyon

Basınçlı Hava Sistemleri

Aralık 2016

ABD Enerji Bakanlığı Enerji Verimliliği ve Yenilenebilir Enerji Ofisi için hazırlanmıştır.

Hazırlayan: Lawrence Berkeley National Laboratory [Lawrence Berkeley Ulusal Laboratuvarı]

Bu doküman, aşağıdaki kişiler tarafından hazırlanmıştır:

- Aimee McKane, Lawrence Berkeley Ulusal Laboratuvarı
- Wayne Perry, Kaeser Compressors, Inc.
- Tom Taranto, Data Power Services, LLC

Ayrıca, aşağıdaki kişiler ve kuruluşlar, bu projede kullanılan materyali sağlamışlardır:

- Compressed Air Challenge™
- The Compressed Air and Gas Institute [Basıncılı Hava ve Gaz Enstitüsü]
- Dave McCulloch, Mac Consulting Services
- Erwin Ruppelt, Kaeser Kompressoren
- Bill Scales, Scales Air Compressor Corporation

UNIDO tarafından oluşturulmuş notlara dayanan bu kitap, Türkiye'deki sanayi ve enerji verimliliği literatürü de dikkate alınarak, "Sanayide Enerji Verimliliğinin Artırılması Projesi" kapsamında geliştirilmiş ve uyarlanmıştır. Metinlerin çevirisi ve edisyonu Proje Yönetim Birimi tarafından koordine edilmiştir:

Ulusal Proje Direktörü

Erdal Çalikoğlu

Proje Koordinatörü

Dr. Kubilay Kavak

Editörler

Prof. Dr. Atilla Bıyıkoglu, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail Coşkun, Gazi Üniversitesi

Çeviri

Adnan Bıçaksız, AngloTurca Çeviri Hizmetleri

© Her hakkı saklıdır. Birleşmiş Milletler Sınai Kalkınma Teşkilâtı (UNIDO), Ağustos 2014.

Bu dokümanın yayın hakları, "Sanayide Enerji Verimliliğinin Artırılması Projesi" kapsamında UNIDO tarafından YEGM'e devredilmiştir.

YEGM HAKKINDA

Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü (YEGM), Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığının ana hizmet birimlerinden biri olarak, enerji verimliliği, yenilenebilir enerji ve enerji teknolojileri ve bilgi yönetimi eksenlerinde çalışmalar yapmak üzere, 02/11/2011 tarihli Resmi Gazetede yayımlanan 11/10/2011 tarihli ve 662 sayılı "Aile ve Sosyal Politikalar Bakanlığının Teşkilat ve Görevleri Hakkında Kanun Hükmünde Kararname ile Bazı Kanun ve Kanun Hükmünde Kararnamelerde Değişiklik Yapılmasına Dair Kanun Hükmünde Kararname" ile kurulmuştur. Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü, Türkiye'de enerji verimliliği ile ilgili politika ve stratejilerin genel çerçevesinin belirlenmesinde ve diğer kurum ve kuruluşlarca yürütülen faaliyetlerin koordine edilmesinde önemli rol ve sorumluluklara sahiptir. Bu kapsamda, enerji kaynaklarının ve enerjinin üretiminden tüketimine her safhasında ülke yararına, etkin ve verimli kullanımı ile ilgili çalışmalar yapmak, enerji verimliliği ile ilgili politika ve stratejiler geliştirmek, başka kuruluşlar tarafından yürütülen çalışmalarda koordine edici ve yönlendirici bir rol oynamak, enerji verimliliği ile ilgili ulusal ve sektörel hedeflerin belirlenmesine katkıda bulunmak, kamu kuruluşlarına ve yerel yönetimlere danışmanlık hizmetleri sunmak kuruluşun başlıca görevleridir.

UNIDO HAKKINDA

Birleşmiş Milletler Sınai Kalkınma Teşkilâtı (UNIDO), Birleşmiş Milletler'in uzmanlaşmış bir kuruluşudur. Görevi kalkınmakta olan ülkelerde ve geçiş ekonomilerinde sürdürülebilir endüstriyel kalkınmayı destekleyip hızlandırmak ve birleşik küresel kaynaklarını ve uzmanlığını kullanarak dünyanın en yoksul ülkelerindeki yaşam şartlarını iyileştirmeye yönelik çalışmalar yapmaktır. UNIDO son yıllarda faaliyetlerini yoksulluğun azaltılması, kapsayıcı küreselleşme ve çevresel sürdürülebilirlik üzerinde yoğunlaştırarak, küresel kalkınma gündeminde genişletilmiş bir rol üstlenmiştir. UNIDO'nun hizmetleri iki çekirdek işleve dayanmaktadır: UNIDO; küresel bir forum olarak, sanayiyle ilgili bilgi üretmekte ve yaymaktadır; teknik bir işbirliği kurumu olarak, teknik destek sağlamakta ve projeler uygulamaktadır. UNIDO, uzun vadeli etki sağlamayı amaçladığı üç ana tematik alan üzerine odaklanmaktadır: i) Üretim faaliyetleri aracılığıyla yoksulluğun azaltılması, ii) Ticari kapasitenin artırılması, iii) Enerji ve çevre.

UNDP HAKKINDA

Birleşmiş Milletler'in küresel kalkınma ağı olan BM Kalkınma Programı (UNDP); insanlara bilgi, deneyim ve daha iyi bir yaşam kurmaları için kaynak ulaştıran ve değişimi savunan bir kuruluştur. UNDP, krizlere dayanıklı ve herkesin yaşam kalitesini geliştiren türde bir büyümeyi sağlayan ve sürdüren toplumlar inşa edilmesine destek vermek için toplumun her kesiminden insanlarla ortaklıklar kurmaktadır. UNDP, 177 ülke ve bölgede, çeşitli ortakları ile birlikte, toplumlara kendi buldukları çözümlerde yardımcı olarak, onların ulusal ve küresel kalkınma çabalarına destek vermektedir. UNDP, güçlü bireyler ve güçlü toplumlar için küresel bir perspektif ve yerel bir anlayış sunmaktadır. UNDP Türkiye, ulusal kalkınma planı ile ortaya konulan Türkiye'nin kalkınma hedef ve önceliklerine cevap verecek şekilde ve üç temel alanda çalışmaktadır: Kapsayıcı ve sürdürülebilir kalkınma; kapsayıcı ve demokratik yönetim; iklim değişikliği ve çevre. Ayrıca, stratejik ortaklıklarla hem yurtiçinde hem de yurtdışında Türkiye'nin kalkınma çabalarını desteklemektedir.

İçindekiler

İçindekiler	v
Şekillerin Listesi	x
Tabloların Listesi	xiii
Denklemlerin Listesi	xiv
Kısaltmalar	xv
Birimler	xvi
Öğrenme Hedefleri	xvii
1. BASINÇLI HAVA SİSTEMLERİNE GİRİŞ	1
1.1. Basınçlı Hava Sistemleri	2
1.2. Basınçlı Hava Sistemlerinin Yönetilmesi	3
1.3. Basınçlı Hava Ekonomisi	4
1.3.1. Basınçlı hava enerji dönüşümü	5
1.3.2. Basınçlı hava talebini minimize etmek	5
1.3.3. Basınç artışı ile hava talebinin artması	7
1.3.4. Kaçaklar - hava tüketimi ve enerji kaybı	9
1.3.5. Basınçlı hava dağıtım sistemi	11
1.3.6. Kompresör kontrollerini optimize etmek	11
2. BASINÇLI HAVA	13
2.1. Temel Tanımlar	14
2.2. Gaz Kanunları	16
2.3. Hacim	17
2.4. Dağıtım Sisteminde Basınçlı Hava Akışı	19
2.5. Basınçlı Hava Depolamaya Giriş	20
3. KOMPRESÖRLER VE UYGULAMALARI	23
3.1. Kompresör Tipleri	23
3.2. İleri-Geri Hareketli (Resiprokan) Kompresörler	24
3.3. Dönel Kompresörler	26
3.4. Dönel Vidalı Kompresörler	28
3.5. Dönel Vidalı Kompresör Kontrol Yöntemleri	29
3.5.1. Yüklü/yüksüz (Devrede/devredışı)	29
3.5.2. Modülasyon kontrolü	32
3.5.3. Rotor uzunluk kontrolü	33
3.5.4. Değişken hız kontrolü	34

3.6. Dinamik Kompresörler	36
3.6.1. Santrifüj kompresörler	36
3.6.2. Eksenel kompresörler.....	37
3.7. Santrifüj Kompresör Performansı.....	37
3.7.1. Santrifüj kompresör sürücülerini	37
3.7.2. Çok kademeli santrifüj kompresörler	38
3.7.3. İşletme ve bakım	47
4. HAVANIN TEMİZLENMESİ	49
4.1. Hava Kalite Standartları	49
4.2. Kurutma Yöntemleri	52
4.2.1. Aşırı basınçlandırma yoluyla kurutma.....	53
4.2.2. Soğutma yoluyla kurutma	53
4.2.3. Difüzyon (yayıma) yoluyla kurutma	53
4.2.4. Adsorpsiyon (soğurma) yoluyla kurutma	54
4.2.5. Adsorpsiyon (yüzeçekim) yoluyla kurutma (ısıtmasız)	54
4.2.6. Adsorpsiyon (yüzeçekim) yoluyla kurutma (içten ısıtmalı)	54
4.2.7. Adsorpsiyon (yüzeçekim) yoluyla kurutma (dıştan ısıtmalı).....	55
4.2.8. Çiğ noktası seçimi	55
4.2.9. Son soğutma	55
4.2.10. Kurutucu tipinin seçimi.....	56
4.2.11. Kurutucunun konumu	57
5. BASINÇLI HAVA SİSTEMLERİ.....	59
5.1. Hava Sistemi Kullanım Noktası Tasarımı	59
5.2. Tahmin Edilen Yüksek Basınç Talepleri	62
5.2.1. Basınç ölçerler.....	62
5.2.2. Yüksek hacimli kesikli talepler	64
5.2.3. Yüksek hacimli kesikli taleplerin incelenmesi	65
5.2.4. Boru düzeni - kullanım noktası boruları.....	65
5.3. Arz İle Talebin Dengelenmesi	67
5.3.1. Sistem çalışma basıncının kararlı hale getirilmesi	67
5.3.2. Yapay talep	68
5.3.3. Kaçaklar.....	69
5.3.4. Yapay talebin azaltılması	70
5.4. Birincil Depolama Sistemlerinin Mühendislik Hesapları	71
5.4.1. Depolama: göl ve rezervuar	71
5.4.2. Basınçlı hava birincil depolamasının hesaplanması.....	72

6. BASINÇ PROFİLİ.....	75
6.1. Basınç Profillerinin Pratik Uygulaması	77
6.2. Basınç Profili Tasarım Kriterleri	78
6.3. Arz Tarafı Basınç Limitleri	79
6.3.1. Arz tarafı basınç üst limiti	80
6.3.1.1. Kompresör maksimum çalışma basıncı (MWP)	80
6.3.1.2. Modülasyon kontrollü kompresörlerin maksimum çalışma basıncı.....	80
6.3.1.3. Diğer bileşenlerin maksimum çalışma basıncı.....	81
6.3.2. Arz tarafı basınç alt limiti	81
6.3.2.1. Minimum basınç sınıfı - hava hızı	81
6.4. Talep Tarafı Basınç Limitleri	81
6.4.1. Talep tarafı basınç üst limiti.....	81
6.4.2. Talep tarafı basınç alt limiti.....	82
6.5. Kullanım Noktası Basınç Profili	82
6.5.1. Algılanan ve gerçek gerekli basınç.....	83
6.5.2. Statik akış ve dinamik akış.....	84
6.5.3. Kullanım noktası boru tesisatı basınç kaybı.....	85
6.5.4. Kullanım noktası hedef basıncı	85
6.6. Dağıtım Sistemi Basınç Profili.....	86
6.6.1. Dağıtım sistemi performansı	86
6.6.2. Sürekli basınç gradyanının etkisi.....	87
6.6.3. Akış ve basınç farkı, ΔP	88
6.6.4. Kompresörler akışa sebep olur; sistem direnci basınç meydana getirir	89
6.6.5. Akışkan akışında basınç kaybı.....	90
6.7. Kompresör Kontrol Sinyalleri	92
6.7.1. Temizleme ekipmanı basınç farkı, ΔP nedeniyle kontrol sinyalinin değişmesi	92
6.7.2. Kompresör kontrol basıncı sinyallerini etkileyen bileşenler	94
6.7.3. Kontrol sinyal basıncının uzaktan algılanması	94
7. HAVA DEPOLAMA VE SİSTEM ENERJİ DENGESİ	97
7.1. Arz ve Talebin Dengelenmesi	97
7.1.1. Verimli bir arz-talep enerji dengesinin sürdürülmesi	98
7.1.2. Sistem arz-talep kontrol stratejisi.....	99

7.2. Depolamaya Giriş.....	100
7.2.1. Depolama kapasitesinin hesaplanması.....	100
7.2.2. Beklenmedik duruş olayı için depolamanın hesaplanması	101
7.2.3. Depolama.....	101
7.2.4. Birincil depolama sistemlerinin mühendislik hesapları	101
7.3. Basınçlı Hava Sistemi Enerji Dengesi	102
7.3.1. Birleşik Gaz Kanunu'nun uygulanması	103
7.3.2. Depolama hesaplamalarına zamanın eklenmesi	106
7.3.3. Alıcı doldurma testi.....	106
7.3.4. Alıcıdaki toplam hava	107
7.3.5. Alıcıdaki kullanılabilir hava	107
7.3.6. Basınçlı hava sistemleri pnömatik kapasitesi.....	108
7.3.7. Dinamik hava debisini hesaplamak için sistem kapasitesinin kullanılması	110
7.3.8. Zaman tabanlı dinamik performans hesaplamaları	111
7.3.9. Kompresör yük çevrimlerini değerlendirmek için pnömatik kapasitesinin kullanılması.....	112
7.3.10. Basınçlı hava sisteminin pnömatik kapasitesinin hesaplanması	114
Alıştırmalar	116
Çözümler	120
8. BASINÇLI HAVA SİSTEMİNİN DEĞERLENDİRİLMESİ.....	125
8.1. Sistem Yaklaşımı.....	125
8.2. Tesis Hakkında Bilgiler	126
8.3. Sistem Mühendisliği Süreci	127
8.4. Enerji Değerlendirme Hedefleri.....	129
8.5. Basınçlı Hava Sisteminin Dinamik Performansı	129
8.5.1. Sorunlar ve fırsatlar	130
8.5.2. Değerlendirmenin organize edilmesi.....	130
8.5.3. Hava sisteminin tanımlanması.....	130
8.5.4. Değerlendirme tasarımı	131
8.5.5. Eylem planı.....	131
8.5.6. Hedef kontrolü.....	132
8.5.7. Değerlendirmenin uygulanması.....	133
8.5.8. Veri analizi.....	133
8.5.9. Raporlama ve dokümantasyon.....	133
8.6. Basınçlı Hava Sistemi Değerlendirmesinde Yapılan Yaygın Hatalar.....	134

9. VERİ TOPLAMA VE ANALİZ.....	135
9.1. Basınçlı Hava Profiline Ortaya Çıkarılması.....	135
9.2. Hava Debisi ve Basınç İhtiyaçlarının Belirlenmesi.....	136
9.3. Veri Analizi Alıştırması	138
9.3.1. Oluşan arz tarafı kontrol tepkisi ve arz-talep dengesi	142
9.4. Veri Toplama Örnekleme Oranı, Veri Ortalama İşlemi ve Veri Depolama Aralığı	143
9.4.1. Saatlik değişen veriler	144
9.4.2. Dinamik tepki	145
9.4.3. Bilgi hedefleri ve ölçme planını destekleyecek sensörlerin seçilmesi	147
9.5. Doğruluk ve Tekrarlanabilirlik	147
9.5.1. Doğruluk özellikleri ve potansiyel ölçüm hatası	147
9.6. Transdüser Sinyalleri, Tepki Süresi, Gürültü ve Parazit.....	148
9.6.1. Basınç transdüserleri.....	150
9.6.2. Debimetreler	151
9.6.3. Güç ve enerji transdüserleri, akım, gerilim, güç ve enerji	152
9.7. Transdüser Sinyallerinin Mühendislik Birimlerine Ölçeklenmesi	153
9.7.1. Eğim ve ofset yöntemiyle doğrusal ölçekleme	153
9.7.2. İki nokta tanımlayarak doğrusal ölçekleme.....	155
9.7.3. Diğer ölçekleme yöntemleri.....	155
EKLER	157
Ek-A: Sözlükçe	157
Ek-B: İyi Uygulamalar Özeti.....	167
Ek-C: Basınçlı Hava Sistemi Bakımı Hakkında Temel Bilgiler	172
Ek-D: Basınçlı Havanın Uygunsuz Kullanımları.....	182
Ek-E: Basınç/Debi Kontrolörleri	183
Ek-F: Plan İçin Basınçlı Hava Maliyetinin Belirlenmesi.....	185
Ek-G: Basınçlı Hava Kaçaklarının Minimize Edilmesi.....	186
Ek-H: Basınçlı Hava Sistemi Kontrolleri	188
Ek-İ: Basınçlı Hava Sistemi Ekonomisi.....	193
Ek-J: Basınçlı Hava Sisteminde Isı Geri Kazanımı	197
Ek-K: Basınçlı Hava Sistemi Kaçakları.....	199
Ek-L: Basınçlı Hava Sisteminde Basınç Düşüşü.....	202

Şekillerin Listesi

Şekil 1.1.	Tipik basınçlı hava sistemi	3
Şekil 1.2.	Basınçlı havanın yıllık maliyeti	5
Şekil 1.3.	Basıncın artırılmasıyla oluşan yapay talep	8
Şekil 2.1.	Boru boyutlandırma diyagramı	20
Şekil 2.2.	Yüklü/yüksüz kapasite kontrolünün olduğu durumda ortalama güce karşılık ortalama kapasite	21
Şekil 3.1.	İki kademeli, tek etkili, dupleks ileri-geri hareketli (resiprokan) kompresör paketi	24
Şekil 3.2.	İki kademeli, çift etkili ileri-geri hareketli (resiprokan) kompresör	25
Şekil 3.3.	Yağlı dönel vidalı kompresör hava kafası	26
Şekil 3.4.	Yağsız dönel vidalı kompresör hava kafası	27
Şekil 3.5.	Dönel kanatlı silindirik rotor ofseti	27
Şekil 3.6.	Tipik tek kademeli dönel vidalı kompresör hava kafasının montaj patlatma görünümü	28
Şekil 3.7.	Yüklü/yüksüz çevrimler	31
Şekil 3.8.	Yüklü/yüksüz güç eğrisi	31
Şekil 3.9.	Dönel vidalı kompresörler için modülasyon güç eğrisi	32
Şekil 3.10.	Dönel vidalı kompresörler için değişken deplasmanlı güç eğrisi	34
Şekil 3.11.	Dönel vidalı kompresörler için değişken hız sürücüsü güç eğrisi	34
Şekil 3.12.	Örnek santrifüj kompresör performans eğrisi	36
Şekil 3.13.	Ara soğutuculara sahip, üç kademeli santrifüj kompresör	38
Şekil 3.14.	Santrifüj kompresör performans eğrisi, güç ile birlikte	39
Şekil 3.15.	Santrifüj kompresör performans eğrisi - maksimum verim konumu	40
Şekil 3.16.	Santrifüj kompresör performans eğrisi - tasarım noktası, kısma hattı ve blöf	41
Şekil 3.17.	Çoklu santrifüj kompresör performansı ile çoklu pozitif deplasmanlı dönel vidalı kompresör performansının karşılaştırılması	42
Şekil 3.18.	Santrifüj ve dönel vidalı kompresörlerden oluşan birleşik sistem blok diyagramı	43
Şekil 3.19.	Santrifüj ve dönel vidalı kompresörlerden oluşan birleşik sistem performans profili	43
Şekil 3.20.	Santrifüj ve dönel vidalı kompresörlerden oluşan birleşik sistem blok diyagramı, basınç akış kontrollü	44
Şekil 3.21.	Santrifüj ve dönel vidalı kompresörlerden oluşan birleşik sistem blok diyagramı, dönel vidalı için basınç akış kontrollü	45
Şekil 3.22.	Santrifüj ve dönel vidalı kompresörlerden oluşan birleşik sistem blok diyagramı, dönel vidalı için basınç akış kontrollü ve santrifüj kompresör için geri basınç kontrollü	45

Şekil 3.23. Yapay talebi elimine eden basınç/akış kontrollü santrifüj ve dönel vidalı kompresörlerden oluşan birleşik sistem performans profili.....	46
Şekil 4.1. Kurutma yöntemleri	52
Şekil 5.1. Kısaç silindiri blok diyagramı	60
Şekil 5.2. Test makinesinin dinamik basınç grafiği.....	63
Şekil 5.3. Test makinesi basınçlı hava kullanım noktası bağlantısı.....	63
Şekil 5.4. Yüksek hacimli talep (data power services)	64
Şekil 5.5. Kullanım noktası boru düzeni örnekleri	66
Şekil 5.6. Artırılan basınçta yapay talep.....	68
Şekil 5.7. Yapay talebin azaltılması.....	70
Şekil 5.8. Depolama basınç farkının basınç/debi kontrolü.....	72
Şekil 5.9. Uygun biçimde ayarlanmış sistem, basınç/debi kontrollü	73
Şekil 5.10. Basınç/debi kontrolü olmaksızın sistem performansı	74
Şekil 6.1. Minimum ve normal çalışma basıncı için basınç profili	76
Şekil 6.2. Depolama için basınç farkını gösteren basınç profili	76
Şekil 6.3. Pnömatik kaldırma silindiri basınç profili.....	83
Şekil 6.4. Normal, kabul edilebilir dağıtım basıncı gradyanı gösterimi	86
Şekil 6.5. Aşırı, kabul edilemez basınç gradyanı gösterimi.....	87
Şekil 6.6. İki hacim arasında basınç farkı bulunan sistem	88
Şekil 6.7. Sürekli gradyanı bulunan hava sistemi	88
Şekil 6.8. Boru hattındaki basınç gradyanı	89
Şekil 6.9. Hava debisi ve sistem direnci sistem basıncını belirler.....	89
Şekil 6.10. Akışa direnç basınç meydana getirir.....	90
Şekil 6.11. Hız ve basınç düşüşü arasındaki ilişki	91
Şekil 6.12. Paket dönel vidalı kompresör tipik kontrol düzeni.....	92
Şekil 6.13. Sistem blok diyagramı ve basınç profili	93
Şekil 6.14. Kompresör yük çevrimleriyle gösterilen basınç profili dinamikleri.....	93
Şekil 7.1. Havanın atmosferik basınçtan 7 bar gösterge (efektif) basıncına sıkıştırılması (8 bar mutlak).....	104
Şekil 7.2. Hava alıcı basınç değişimi	105
Şekil 7.3. Alıcı doldurma testi için kompresör - alıcı.....	106
Şekil 7.4. Sistem diyagramı - basınç profili.....	107
Şekil 7.5. 15 m ³ /dk'lık kompresör sistemi blok diyagramı.....	113
Şekil 7.6. Sistem kapasitesi saha testi.....	115
Şekil 7-A1. Tek kompresör beslemeli depo.....	117
Şekil 7-A2. Tek kompresör beslemeli depo-kurutuculu kullanım hattı	117
Şekil 7-A3. Çift kompresör beslemeli depo-kurutuculu kullanım hattı.....	118
Şekil 7-A4. Çift kompresör beslemeli depo	118

Şekil 7-A5. Çift kompresör beslemeli seri bağlı çift depo	119
Şekil 7-A6. Hava basınç sistemine ait basınç-zaman grafiği	119
Şekil 8.1. Basınçlı hava sistemi değerlendirmesi için sistem mühendisliği süreci.....	128
Şekil 9.1. Sistem basınç profili.....	138
Şekil 9.2. Hava sistemi blok diyagramı.....	139
Şekil 9.3. Test noktalarını gösteren hava sistemi blok diyagramı	140
Şekil 9.4. Talep profili ve karakteristik belirteç talep olayları	141
Şekil 9.5. Talep profiline arz tarafının tepkisi	142
Şekil 9.6. Kompresör yüklü/yüksüz çevrimi	145
Şekil 9.7. Topraksız güç kaynağı paraziti olan debimetre	149
Şekil 9.8. Basınç transdüserlerinin karşılaştırılması-1	150
Şekil 9.9. Basınç transdüserlerinin karşılaştırılması-2	151
Şekil 9.10. Basınç çevirici eğimi ve ofseti	154
Şekil Ek-1. Basitleştirilmiş örnek blok diyagram	168
Şekil Ek-2. Örnek basınçlı hava sistemi	169
Şekil Ek-3. Kontrollerin sistem basıncına etkileri	189

Tabloların Listesi

Tablo 1.1. Basıncılı havanın uygunsuz kullanımları.....	6
Tablo 1.2. Basıncılı hava enerjisi kullanımına alternatifler	7
Tablo 1.3. Orifisten geçen basıncılı hava akışı ve güç kaybı.....	9
Tablo 1.4. Orifisten havanın boşalması	10
Tablo 2.1. Normal şartlarda atmosferik havanın bileşenleri.....	13
Tablo 2.2. Çeşitli rakımlarda atmosferik hava basıncı, sıcaklığı ve yoğunluğu.....	15
Tablo 2.3. Çeşitli koşullara göre hacim tanımı.....	16
Tablo 2.4. Çeşitli sıcaklıklarda su buharı doyma basınçları.....	18
Tablo 4.1. Parçacıklı kirlilik sınıfları.....	50
Tablo 4.2. Nem ve sıvı haldeki su sınıfları	50
Tablo 4.3. Yağ sınıfları (toplam konsantrasyon)	51
Tablo 4.4. Tipik hava kalite sınıfı tavsiyeleri.....	51
Tablo 5.1. Orifisten havanın boşalması - hava kaçağı tahminleri [m^3/dk].....	69
Tablo 7.1. Değişkenlerin ve ölçü birimlerinin tanımı.....	109
Tablo 8.1. Her test ölçüm noktasının benzersiz biçimde tanımlanması.....	131
Tablo 9.1. Değerlendirmenin bilgi hedefleri ve ölçme konumları.....	137
Tablo 9.2. Veri toplama yöntemleri.....	144
Tablo 9.3. Farklı örnekleme oranları ve veri aralıklarının karşılaştırılması	145
Tablo 9.4. Parazit veya sinyal gürültüsü kaynakları	149
Tablo Ek-1. Basıncılı havanın uygunsuz kullanımlarına örnekler.....	182
Tablo Ek-2. Farklı besleme basınçları ve yaklaşık eşit orifis boyutları için kaçak hızları	186

Denklemlerin Listesi

Denklem 5.1. Kısaç silindiri için çözüm (m^3).....	60
Denklem 5.2. Silindir hacmini doldurmak için serbest hava miktarı (m^3):	60
Denklem 5.3. Ortalama hava debisi (m^3) için çözüm.....	60
Denklem 5.4. Tepe dinamik hava debisi çözümü (m^3/dk)	61
Denklem 7.1. Depolama kapasitesinin hesaplanması	100
Denklem 7.2. Depo hacminin hesaplanması.....	100
Denklem 7.3. Basınçlı hava sistemlerinin enerji dengesi.....	103
Denklem 7.4. Birleşik Gaz Kanunu.....	104
Denklem 7.5. Sıkıştırma oranı	104
Denklem 7.6. Gaz hacmi - alıcı hacmi ilişkisi.....	105
Denklem 7.7. Alıcıdan salınan gaz hacmi	105
Denklem 7.8. Alıcıdan gelen hava debisi	106
Denklem 7.9. Alıcı doldurma testi hesabı.....	107
Denklem 7.10. Hava depolama debisinin hesaplaması	108
Denklem 7.11. Pnömatik kapasitans	109
Denklem 7.12. Kapasitans $C_{pn} = m^3 / atm$	109
Denklem 7.13. Gaz hacminin hesaplanması	110
Denklem 7.14. Sistem kapasitansının hesaplanması.....	110
Denklem 7.15. Depodan salınan havanın hesaplanması	110
Denklem 7.16. Tepe dinamik talep hava debisinin (standart ft^3/dk) hesaplanması.....	111
Denklem 7.17. Pnömatik kapasitans ile hesaplanan hava debisi	111
Denklem 7.18. Sistem kapasitansının hesaplanması.....	111
Denklem 7.19. Tepe sistem hava talebinin (Nm^3/dk) hesaplanması.....	112
Denklem 7.20. Depo tekrar dolarken sistem hava talebinin hesaplanması	112
Denklem 7.21. Yüklü/yüksüz tarzında çalışan kompresörün kısmi yük kapasitesi	113
Denklem 7.22. Kompresör yük çevrimi esnasında sistem hava debisi	114
Denklem 7.23. Kompresörün yüksüz çevrimi esnasında sistem hava debisi	114
Denklem 7.24. Sistem hacminden pnömatik kapasitansın hesaplanması.....	115
Denklem 7.25. Test verilerinden sistem kapasitansının hesaplanması.....	116
Denklem 9.1. Ölçme veri aralığı için çözüm.....	146
Denklem 9.2. Ölçülen akım şiddetinden hesaplanan güç.....	153
Denklem 9.3. Eğim için çözüm (ölçek faktörü)	153
Denklem 9.4. Y eksenini kestiği nokta.....	154
Denklem 9.5. Ofsetin grafik çözümü.....	154

Kısaltmalar

Kısaltma	Orjinal Açıklaması	Açık Hali / Açıklaması
ABD	(United States of America) USA	Amerika Birleşik Devletleri
ASME	American Society of Mechanical Engineers	Amerikan Makine Mühendisleri Derneği
CAGI	Compressed Air Gas Institute	Basınçlı Hava ve Gaz Enstitüsü
DIN	German Institute for Standardization	Alman Ulusal Standardı
FAD	Free Air Delivered	Serbest Hava Hacmi (m ³ /dk)
FRL	Filter/Regulator/Lubricator	Filtre/Regülatör/Yağlayıcı
FS	Full Scale	Tam Ölçek (TÖ)
IGV	Inlet Guide Vane	Giriş Kılavuz Kanatçığı
INCOSE	International Council on Systems Engineering	Uluslararası Sistem Mühendisliği Konseyi (INCOSE)
IPMVP	International Performance Measurement and Verification Protocol	Uluslararası Performans Ölçme ve Doğrulama Protokolü
ISO	International Standards Organization	Uluslararası Standardizasyon Teşkilatı
LSL; USL	Lower Specification Limit; Upper Specification Limit	Alt Spesifikasyon Limiti; Üst Spesifikasyon Limiti
MWP	Maximum Working Pressure	Maksimum Çalışma Basıncı
OEM	Original Equipment Manufacturer	Orijinal Ekipman Üreticisi
PDP	Pressurized Dew Point	Basınç Çiğ Noktası
SOW	Statement Of Work	İş Beyanı (Şartname)
UNIDO	United Nations Industrial Development Organization	Birleşmiş Milletler Sınai Kalkınma Teşkilatı
VFD	Variable Frequency Drive	Değişken Frekanslı Sürücü
VSD	Variable Speed Drive	Değişken Hız Sürücüsü

Birimler

ft	fit
g/m ³	gram/metreküp
gal	galon
h	saat
hp	beygirgücü
inch	inç
kg/m ³	kilogram/metreküp
kN	kilo Newton
kPa	kilo Pascal
kW	kilowatt
kWh	kilowatt-saat
l/s	litre/saniye
lb	libre, paund
m	metre
m ³ /dk	metreküp/dakika
mA	miliamper
mg/m ³	miligram/metreküp
milibar	milibar
mm	milimetre
mmHg	milimetre cıva
mV	milivolt
N	Newton
Nm ³ /dk	normal metreküp/dakika
psi	inç kare başına libre
psia	inç kare başına libre (mutlak)
psig	inç kare başına libre (gösterge)
s	saniye
SCFM	standart ft ³ /dk
t	ton
V; volt	volt
y	yıl

Öğrenme Hedefleri

Basıncılı Hava Sistemi Yönetimi Eğitimi İçin Genel Öğrenme Hedefleri

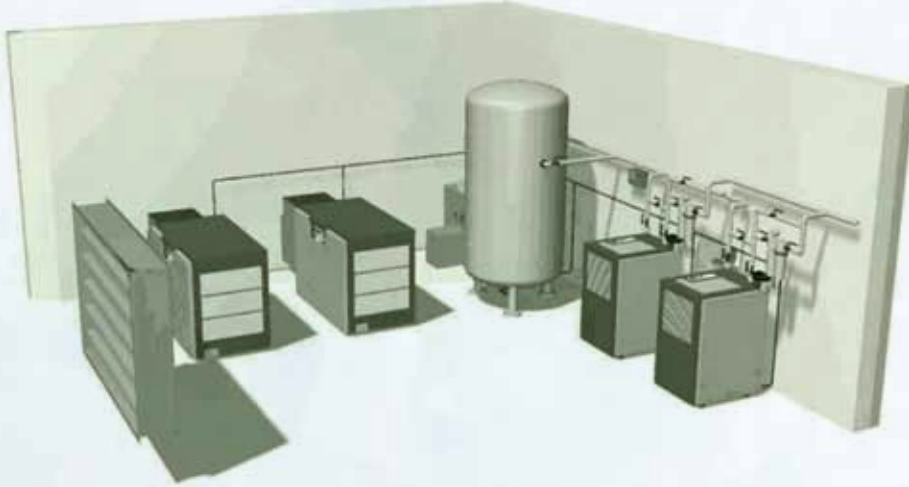
Bu eğitimin amacı, katılımcıların aşağıda sayılanları başarıyla yapabilmesini sağlayacak biçimde basınçlı hava sistemlerine ilişkin genel elemanları kavramalarını sağlamaktır:

1. Sistemin tüm bileşenlerini tanımak ve işlevlerini kavramak.
2. Talep kaynaklarını tespit etmek ve uygunluklarını değerlendirmek.
3. Basıncılı hava beslemesindeki değişimlerin tesisteki üretim üzerinde etkilerini değerlendirmek.
4. Sistem performansı için referans düzey oluşturmak.
5. Sistemin çeşitli bileşenlerinin enerji maliyetini hesaplamak.
6. Bileşenlerin ömür boyu maliyetlerini hesaplamak.
7. Sistem dinamiklerini belgelemek için ölçümler yapmak.
8. Sistem performansını artıracak ve işletim maliyetini azaltacak değişiklikler önermek.

Bu görevleri başarmak için, katılımcılar aşağıdaki konuları öğrenecektir:

1. Enerji maliyeti nasıl hesaplanır,
2. Düşük hava kalitesinin üretim üzerindeki maliyet etkisi nasıl tahmin edilir,
3. Basıncılı hava sistemleri ile ilgili tanımlar ve gaz kanunları,
4. Pozitif deplasmanlı ve dinamik kompresörlerin genel çalışma ilkeleri ve tipleri,
5. Pozitif deplasmanlı ve dinamik kompresörlerin uygun kullanımı,
6. Basıncılı hava kalite ihtiyaçları,
7. Basıncılı hava işleme ekipmanı ve uygulaması,
8. Basit blok diyagramı nasıl yapılır,
9. Basınç profili nasıl geliştirilir,
10. Talep kaynakları nasıl tespit edilir: 1) Sistem dinamikleri, 2) kritik basınç uygulamaları, 3) kritik akış uygulamaları ve 4) kaçak yükü,
11. Uygun kontrol stratejileri ile arz tarafı ve talep tarafı nasıl dengelenir,
12. Uygun depolama ihtiyaçları nasıl belirlenir,
13. Sistemi kavramak ve önerilerde bulunmak için gerekli veriler nasıl toplanır.

Basınçlı Hava Sistemlerine Giriş



Basınçlı hava yüzyılı aşkın süredir sanayide kullanılmaktadır. Ancak, endüstriyel tesisler basınçlı havayı verimli biçimde üretmeyi ve kullanmayı yakın zaman önce öğrenmeye başlamıştır. Basınçlı hava bir zamanlar bedelsiz kabul ediliyor veya şirketin sürekli işletme maliyetinin bir parçası sayılıyordu. Dünya genelinde artan enerji maliyetleriyle birlikte, tesis Yöneticileri, artık basınçlı havanın bedelsiz olmadığını ve basınçlı hava maliyetinin birim ürün maliyetini etkilediğini anlamaya başlamıştır.

Endüstriyel basınçlı hava sistemini daha iyi yönetmek için tesis genelinde bir program başlatmak zordur. Çünkü, bu sistemin bir bütün halinde yönetilmesi hakkında çok az bilgi vardır. Kompresörler, kurutucular veya filtreler hakkında yeterli bilgiye sahip olunabilir. Ancak, komple bir sistemin dinamiklerini öğrenmek ise çok daha zordur.

Bu eğitim kılavuzu, bir basınçlı hava sisteminin nasıl çalıştığını anlamaya başlamak için yeterli materyal sağlamaktadır. Ancak, gerçek öğrenme sahada başlayacaktır.

1.1. Basınçlı Hava Sistemleri

Basınçlı havanın başlıca üç kullanım amacı vardır: Güç kaynağı, bir prosesin parçası veya kontrol.

Güç uygulamalarında hava, ortam veya atmosfer basıncının üzerinde bir basınca sıkıştırılır. Basınçlandırılan hava, dağıtım sistemi (boru tesisatı) yoluyla taşınır ve havayı sıkıştırmak için kullanılmış olan enerjinin bir kısmı geri kazanılarak iş yapılır. Geri kazanılan iş, hava silindiri-deki çubuğun hareket ettirilmesi, boya tabancasının nozulundan boyanın bir ürüne püskürtülmesi veya başka türden kuvvet veya hareket uygulaması olabilir.

Proses uygulamalarında hava, prosesin bir parçasıdır. Hava, yanmayı kolaylaştırmak, sıvıyı havalandırmak veya bir kimyasal tepkimeyi hızlandırmak için kullanılabilir. Proses uygulamalarında hava, hareket oluşturmaz veya kuvvet uygulamaz.

Kontrol uygulamaları, gaz mekaniği bilimini (pnömatik), elektrik devresinin kullanıldığı biçimde kullanır. Basınçlı hava, bir makine veya prosesin işleyişini başlatır, durdurur, düzenler veya farklı şekilde kontrol eder. Birçok tesiste basınçlı hava bu işlevlerin iki veya üçü için kullanılır.

Aslında, basınçlı hava çoğu zaman, su ve elektrik gibi bir yardımcı hizmete benzer. Diğer uygulamalarda basınçlı hava, üretim prosesinin ayrılmaz bir parçasıdır. Üretim, ürün kalitesi, ısı-karta oranı ve yeniden işleme maliyetini etkileyen uygulamalar için basınçlı hava, izlenmesi ve kontrol edilmesi gereken kritik bir proses değişkenidir.

Bir sisteme sağlanan basınçlı havanın sadece bir kısmı üretim işlemlerinde kullanılır. Sisteme sağlanan basınçlı havanın çoğu, genellikle %50 veya daha fazlası, israf edilmektedir. Basınçlı hava israfı, basınçlı hava sistemi tasarımı, işletimi ve bakımına ilişkin olarak verilen kararların sonucudur.

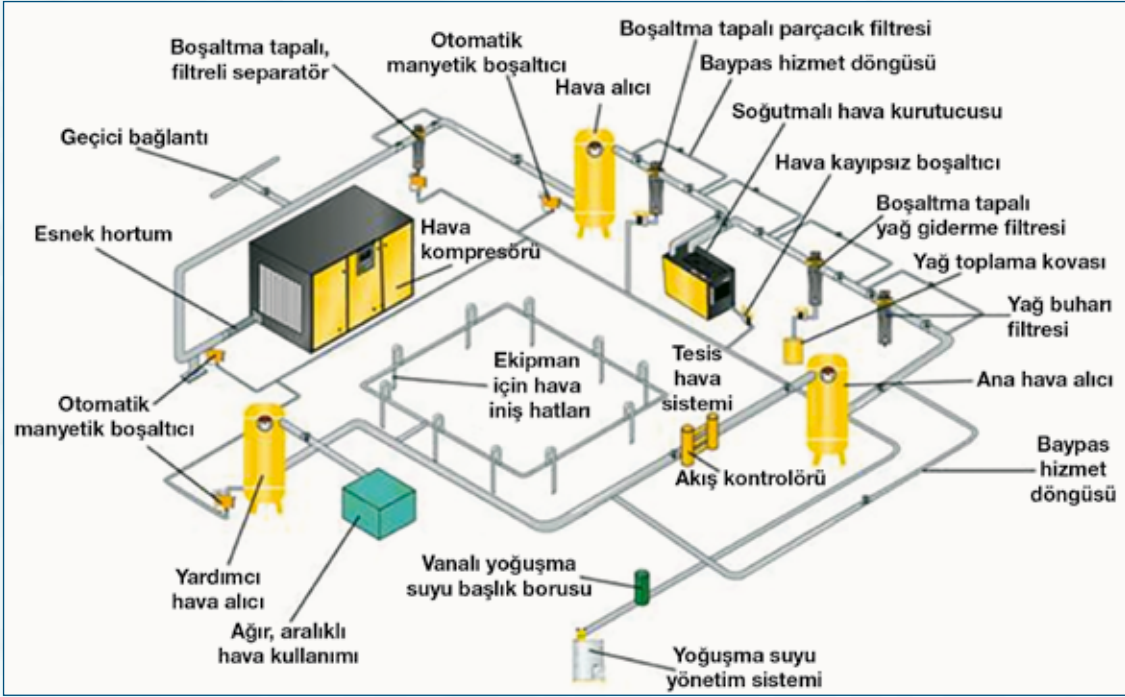
Basınçlı hava ve enerji israfı aşağıdakilerin sonucunda oluşmaktadır:

- Basınçlı havanın uygunsuz biçimde kullanılması,
- Sistemin aşırı yüksek basınçta işletilmesi,
- Yetersiz ve/veya kontrolsüz basınçlı hava enerjisinin depolanması,
- Kaçaklar, açık bırakılan damlama boruları ve yoğuşma suyu boşaltıcıları,
- Kısıtlı boru tesisatı, filtreler ve diğer bileşenlerde geri kazanılamayan basınç kaybı,
- Verimsiz kompresör kontrol stratejisi.

Performansı optimize etmek için; basınçlı hava sisteminin üretim amaçlı hava taleplerini nasıl karşıladığı, israfın nasıl önleneceği, basınçlı hava enerji depolamasının nasıl uygulanacağı ve kompresör kontrolünün nasıl optimize edileceğini anlamak gerekir.

Basınçlı hava sistemi, Şekil 1.1'de görüldüğü üzere, arz tarafı bileşenleri ile talep tarafı bileşenlerinden oluşur.

Şekil 1.1. Tipik basınçlı hava sistemi



Arz tarafı, basınçlı havayı üretmek ve işlemek için gereken tüm ekipmanı içerir. Bunlar tipik olarak kompresör, depolama için basınçlı hava alıcısı, nemi giderecek kurutucu ve yağ ve parçacıkları giderecek filtrelerdir. Bazı uygulamalarda ayrıca, arz ile talep tarafını ayıran basınç / akış kontrolörü de bulunabilir.

Sistemin talep tarafı, dağıtım (boru tesisatı) sistemi, ilâve kullanım noktası filtreleri ve basınçlı havayı kullanan aletler, prosesler ve/veya kontrolleri içerir. Uygun biçimde tasarlanmış bir basınçlı hava sistemi, mümkün olan en düşük basınçta en az havayı kullanmak üzere optimize edilmiş talep tarafına ve mümkün olan en düşük kilowatt girdisi ile havayı sağlamak üzere optimize edilmiş arz tarafına sahiptir.

1.2. Basınçlı Hava Sistemlerinin Yönetilmesi

Gelenek, başlangıçtaki gerekçesi unutulmuş olsa dahi, yapılmaya devam edilen şeydir. Basınçlı hava sistemi yönetimindeki gelenekler sorgulanmalı ve incelenmelidir.

Geleneksel basınçlı hava sistemi yönetimi örnekleri şunları içerir:

- Tesiste üretim birinci sıradaki önceliktir.
- Tesiste basınçlı hava beslemesi daima mevcut olmalıdır.
- Basınçlı havanın fazla arzı kabul edilir, düşük arz kabul edilemez.
- Minimum basınç muhafaza edilmelidir. Daha yüksek basınç kabul edilir.

Basınçlı hava sistemi yönetiminde yeni anlayış aşağıdaki kuralları koymaktadır:

- Tesiste üretkenlik birinci sıradaki önceliktir.

- Tesiste basınçlı hava talebi daima karşılanmalıdır.
- Basınçlı hava arzı, talep ile dengede olmalıdır. Fazla arz ve düşük arz kabul edilemez.
- Basınçlı hava basıncı kararlı olmalıdır. Gerekinden fazla veya düşük basınçlar kabul edilemez.

Geleneksel olarak basınçlı hava sisteminde talep, maliyeti kontrol etme kaygısı olmaksızın karşılanagelmıştır. Hava arzını talep ile dengeleme çabası olmamıştır. Bir hava uygulamasının 6,5 bar istendiği yerde, sistemde 9 bar basıncın bulundurulması yaygındır. Bu durum verimsizliğe ve büyük miktarda enerji israfına sebep olur. Sisteme aşırı basınç verilmesi, basınçlı hava taleplerini karşılayabilir; ancak, bu gelenek, aynı zamanda sisteme uygulanan enerjinin %30 ilâ 40'ını israf etmektedir.

Aşırı güç verilmiş hava sistem, sadece verimsiz olmakla kalmaz, aynı zamanda bu yönetim tarzı, basınçlı hava basıncı ve kalitesinin genellikle dengesiz olmasına yol açar. Dengesiz performans, üretimi doğrudan etkileyerek ve üretim kayıpları, ekipman ayarı için zaman kaybı ve ürün ıskartasına yol açar. Aşırı basınçlandırılmış hava sisteminde, günlük işletimde, üretim hacmine veya faal olan proseslere bağlı olarak önemli basınç değişimleri meydana gelir. Toplam sistem basıncı değiştikçe, hava talebi etkilenir. Sistem basıncındaki değişimler, filtreyi ve kurutucu performansını etkiler, havanın kötü kalitede veya dengesiz olmasına yol açar.

Sistem Yaklaşımı

Sistem Yaklaşımı, münferit bileşen veriminden ziyade toplam sistem verimine odaklanan, basınçlı hava sistemi yönetimine tam entegre yaklaşımdır. Yaklaşım aşağıdaki ilkelere dayanır:

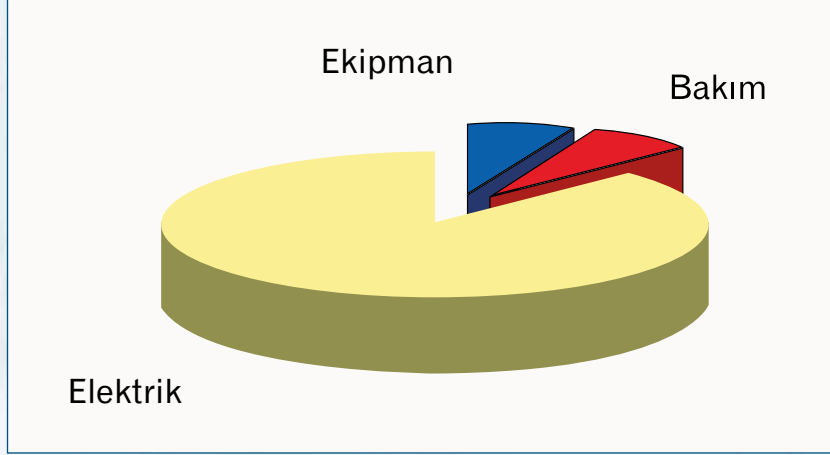
- Tesisteki kritik üretim işlevlerini destekleyen basınçlı hava kullanımını anlamak,
- Mevcut düşük performanslı uygulamaları ve sistemin işleyişinde aksamalara yol açan uygulamaları düzeltmek,
- İsraf yaratan uygulamaları ortadan kaldırmak,
- Basınçlı hava arzı ile üretimin basınçlı hava talepleri arasında enerji dengesi kurmak ve sürdürmek,
- Basınçlı hava depolaması ve hava kompresör kontrolünü optimize etmek.

1.3. Basınçlı Hava Ekonomisi

Endüstriyel basınçlı hava sistemleri, önemli düzeyde sermaye yatırımı ve büyük miktarda işletim maliyeti demektir. İşletim maliyeti, daha çok enerji ve bakım maliyetine dayanmaktadır. İşletim maliyetini daha az etkileyen maliyet ise, hava sisteminin üretim prosesi ve tesis üretkenliği üzerindeki etkisidir. Basınçlı hava sisteminin işletimi ile ilgili toplam maliyeti oluşturan dört bileşen vardır:

- Sermaye yatırımı
- Bakım maliyeti
- Enerji maliyeti
- Hava sistemi performansı ve tesiste üretkenlik kaybı

Şekil 1.2. Basınçlı havanın yıllık maliyeti



Ekipman ve bakım maliyeti, Şekil 1.2'de görüldüğü üzere, basınçlı hava sisteminin kurulumu ve işletimi için gereken toplam maliyetin yalnızca küçük bir bölümünü teşkil eder. On yıllık dönem boyunca, kompresör çalıştırmak için gereken enerji, yıllık basınçlı hava maliyetinin genellikle %75 veya daha fazlasını oluşturur (kaynak: Compressed Air Challenge®). Basınçlı hava sistemi güvenilirmez ise ve performansı düşükse, üretim kaybı, ürün kalitesi, ıskarta oranları ve yeniden işleme maliyeti başlı başına en büyük maliyet kalemi olabilir.

1.3.1. Basınçlı hava enerji dönüşümü

Basınçlı hava, çıkış ağzını terk ettiği hava sıcaklığında kullanılabilir olsaydı ve boru tesisi mükemmel yalıtılmış ve havayı sıkıştırmak için harcanan enerjinin tamamı, kullanım noktasında kullanıma hazır olsaydı, basınçlı hava sisteminin verimi mükemmel olurdu. İzantropik sıkıştırma, tanım itibarıyla geri döndürülebilir bir süreçtir ve enerji girdisinin tamamı iş yapmak için kullanılabilir. Bununla birlikte, uygulamada karşılaşılan durum bundan farklıdır.

Örneğin, 1 kW eşdeğeri basınçlı hava üretebilen bir basınçlı hava motoru, yaklaşık 5,2 kW kompresör gücüne ihtiyaç duyar. Diğer bir deyişle, bir kompresör tarafından kullanılan gücün yalnız %19'u faydalı işe dönüştürülebilmektedir. Kalan %81'i ise atık ısı olarak kaybedilir. Bu teorik bir hesaplamadır. Çünkü, diğer sistem kayıpları dikkate alınmamıştır.

Komple basınçlı hava sistemine ait olan enerji tüketiminin optimize edilmesi önemlidir. Çünkü, havayı sıkıştırmak için kullanılan enerjinin büyük bir kısmı, iş yapmak üzere geri kazanılamaz. Bu durum, arz, dağıtım ve nihai kullanım (talep) için geçerlidir.

1.3.2. Basınçlı hava talebini minimize etmek

Yukarıda açıklandığı üzere, pnömomatik iş yükünün 1 kW azaltılması, o havayı sıkıştırmak için gereken gücü 5,2 kW azaltacaktır. Bu ise, sistemi optimize etmeye başlamak için en uygun kısmın arz tarafı olduğunu göstermektedir. Burada yapılacak değişiklikler, enerji tüketiminin azaltılmasına en büyük etkiyi yapacaktır.

Uygunsuz Kullanım

Elektrik enerjisinin basınçlı hava enerjisine dönüştürülmesinde, enerji veriminin düşük olduğu dikkate alındığında, basınçlı havanın uygunsuz kullanımı, basınçlı hava enerjisiyle çalışan herhangi bir üretim işi olarak düşünülebilir. Bu basınçlı hava enerjisi, enerjinin üretim işine dönüştürülmesinde daha verimli olan, alternatif enerji teknolojisi ile yer değiştirebilir.

Basınçlı havanın bazı yaygın ve tipik uygunsuz kullanımları Tablo 1.1'de sunulmuştur.

Tablo 1.1. Basınçlı havanın uygunsuz kullanımları

Uygunsuz kullanım	Basınçlı hava kullanım tanımı
Açık üfleme	Soğutma, yatak soğutma, kurutma, temizleme, basınçlı hava hatlarını boşaltma ve konveyörde sıkışmaları açma gibi işlemler.
Serpme	Serpme, basınçlı hava kullanılarak sıvının havalandırılması, karıştırılması, oksijenlendirilmesi ve süzülmesidir.
Havalandırma	Havalandırma (aspirasyon), başka bir gazın (örneğin baca gazı gibi) akışını sağlamak için basınçlı havanın kullanılmasıdır.
Atomizasyon	Atomizasyon, bir sıvının bir prosese aerosol olarak dağıtılması veya verilmesi için basınçlı havanın kullanılmasıdır.
Yastıklama	Yastıklama, sıvı ve hafif katıları taşımak için basınçlı havanın kullanılmasıdır.
Seyreltik fazda taşıma	Seyreltik fazda taşıma, toz halindeki katıları seyreltik biçimde taşımak için basınçlı havanın kullanılmasıdır.
Yoğun fazda taşıma	Yoğun fazda taşıma ise, katıların yığın biçiminde taşınmasıdır.
Personeli serinletme	Personeli serinletme, operatörlerin serinlemek amacıyla havalandırma sağlayacak biçimde basınçlı havayı kendi üzerlerine yöneltmesidir (her zaman uygunsuz).
Açık ağızlı el tabancaları veya çubukları	Açık ağızlı el tabancaları veya çubukları, hiçbir regülatör kumandası olmayan elle tutulan üfleme aletleridir. Bunlar, çoğu kez sağlık ve güvenlik kurallarını ihlâl ederler ve çok tehlikelidirler (her zaman uygunsuz).
Diyaframlı pompalar	Diyaframlı pompalar yaygın biçimde regülatörsüz ve hız kontrol vanasız olarak bulunmaktadır. Bu diyaframlı pompalar, gerekenden daha yüksek değerlere ayarlanmış regülatörlerle monte edilir.
Vakum üretimi	Vakum jeneratörleri sanayi genelinde kullanılmaktadır. Vakum jeneratörü uygulamalarının bazıları şunlardır: Atölye vakum cihazları, tamburlu pompalar, paletleyiciler, palet çözücüler, kutulayıcılar, ambalaj ekipmanı ve otomatik kalıp kesme ekipmanı.
Vakum venturi	Basınçlı havanın bir venturi, boşaltma pompası (edüktör) veya çıkarma aygıtı (ejektör) ile birlikte kullanılarak negatif basınçlı kütle akışının oluşturulduğu uygulamalar.
Kabin soğutma	Kabin soğutma, panel temizleme ile karıştırılmamalıdır (panel temizleme: patlamaya karşı korunmuş bir panelin içinden pozitif basınçlı soygazın geçirilmesi).

Herhangi bir üretim işi süreci için genellikle, görevin başarılmasını sağlayabilecek birden fazla alternatif yöntem vardır. Bu alternatif yöntemler Tablo 1.2’de listelenmiştir. Görevlerin çoğu için kullanılan “geleneksel” enerji kaynağı basınçlı havadır.

Tablo 1.2. Basınçlı hava enerjisi kullanımına alternatifler

Uygunsuz kullanım	Alternatif	Uygunsuz kullanım	Alternatif
Açık üfleme	Fan, üfleç, süpürge, elektrikli süpürge	Personeli serinletme	Elektrikle çalışan fan
Serpme	Üfleç, mekanik karıştırma	Açık ağızlı el tabancaları veya çubukları	Üfleç (düşük veya orta basınçlı), düşük basınçlı kompresör, elektrikli süpürge, fırça, süpürge veya diğer mekanik cihaz
Havalandırma	Üfleç, fan	Diyaframlı pompalar	Elektrikle çalışan pompa
Atomizasyon	Üfleç, yüksek basınçlı nozul	Vakum üretimi	Elektrikle çalışan vakum pompası, merkezi vakum sistemi
Yastıklama	Üfleç (düşük veya orta basınçlı), düşük basınçlı kompresör	Vakum venturi	Üfleç ile çalıştırılan düşük basınçlı Venturi
Seyreltik fazda taşıma	Üfleç (düşük veya orta basınçlı), düşük basınçlı kompresör	Kabin soğutma	Havalandırma fanı, ısı boruları, sıvı soğutma, refrijerasyonlu soğutucu
Yoğun fazda taşıma	Üfleç (düşük veya orta basınçlı), düşük basınçlı kompresör, mekanik konveyör	Vakum üretimi	Elektrikle çalışan vakum pompası, merkezi vakum sistemi

1.3.3. Basınç artışı ile hava talebinin artması

Tüm basınçlı hava sistemleri, sistemin uygun işlev görmesi için gereken minimum basınca sahiptir. Genellikle bu minimum basınç tanımlanmamıştır. Ancak, basınç minimum seviyenin üzerinde olduğu sürece, örneğin 5,52 bar olursa, kimse şikâyet etmez. Kompresörleri 7,58 barda çalıştırmak, sistemde 6,9 bar basıncı muhafaza eder ve işlem ihtiyaçları karşılanır. Yani, 5,52 bar kabul edilebilir düzey ise, 6,9 barın faaliyetler için daha iyi olacağı söylenebilir.

Yanlış! Daha fazla basınç daha iyi değildir. Sisteme 1,4 bar fazla basınç sağlanması, sistemin %20 daha fazla hava akışı tüketmesine, veya diğer bir deyişle, %20 israf etmesine neden olur.

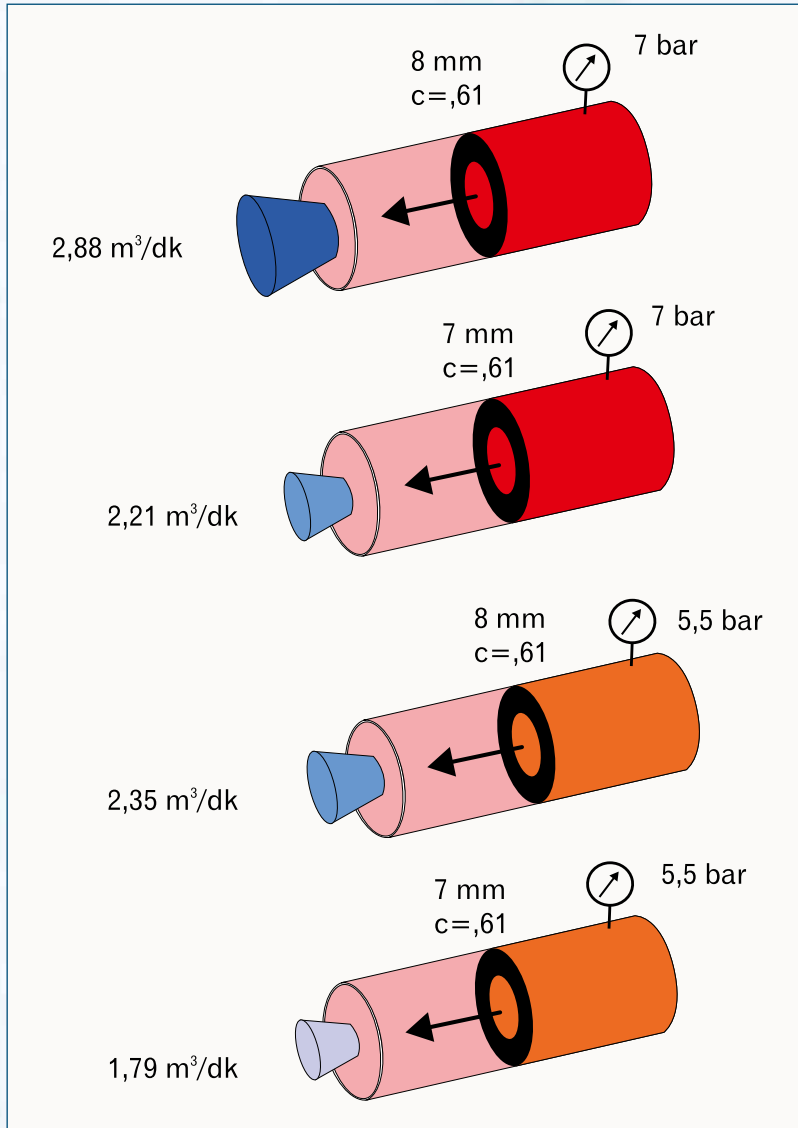
Yapay Talep

Bir orifise artırılmış hava basıncının uygulanması, o orifisten geçen basınçlı hava debisini artırır. Yapay talep, uygulanan talep tarafı basıncının, üretim amaçlı hava kullanımını desteklemek için gerekli optimum basıncın üzerine çıkarılması, basınçlı hava sistemi tarafından tüketilen basınçlı hava debisinin artması demektir. Regüle edilmemiş basınçlı hava kullanımı ile regüle edilmemiş kaçakların tamamı, sistemin toplam yapay talebine ilâve edilir.

Katsayısı 0,61 ve çapı 6 mm olan ve akış yukarısına 7 bar uygulanan bir orifisten 1,62 m³/dk basınçlı hava debisi geçer.

Akış yukarısı basıncının 7 bar yerine, 5,5 bar olacak şekilde kontrol edildiğini kabul edelim. Aynı 6 mm'lik delikten bu kez, sadece 1,32 m³/dk debisinde basınçlı hava geçer. Bu ise, sisteme uygulanan basıncın 1,5 bar düşürülmesiyle hava talebinin %20 azalması demektir.

Şekil 1.3. Basıncın artırılmasıyla oluşan yapay talep



Yapay Talep

Optimum çalışma basıncında sistem debisi ile sisteme fiilen uygulanan basınçta tüketilen debi arasındaki farka yapay talep denir. Şekil 1.3'te görüldüğü üzere, 7 barda işletim, 2,8 m³/dk düzeyinde yapay talep yaratır ve sisteme beslenen havanın %20'si israf edilir.

Her regüle edilmemiş hava talebi yapay talebi artırır. Çünkü, sistemin sorunsuz işlemini sağlamak için, sistem basıncı minimum basıncın ötesine yükseltilmektedir. Bir uygulamada regülatör bulunması, uygulamanın regüle edilmiş olduğu anlamına gelmez. Çoğu kez, regülatör kontrol edildiğinde, maksimum değere ayarlandığı ve hiçbir şeyi regüle etmediği görülür. Kısmi açık vana bir regülatör değildir, basit olarak, boru üzerinde tam açık vananın sahip olduğu genişlikten daha küçük bir deliğe sahiptir. Kaçaklar, regüle edilmemiş hava talebi olarak değerlendirilir. Sistem basıncının artırılması, sistemdeki her kaçaktan daha fazla hava geçmesine neden olur.

1.3.4. Kaçaklar - hava tüketimi ve enerji kaybı

Basıncılı hava sistemlerinin kaçak yaptığını herkes bilir. Ancak bilinmeyen şey, ne kadar kaçak olduğu veya bunun maliyetinin ne olduğudur. Kaçaklar, toplam basınçlı hava talebinin %20 ilâ %30'unu teşkil eder. Düzgün yuvarlak orifisli, 3 mm çapında bir delikten, 6 bar basınçta yaklaşık 0,5 m³/dk debide hava geçer. Bir yılda bu kaçağın toplamı 240.000 metreküpten fazla hava demektir. Tablo 1.3'de, 6 bar efektif basınçta, farklı delik çaplarından kaçan hava debisine karşılık gelen kayıplar kW cinsinden sunulmuştur.

Tablo 1.3. Orifisten geçen basınçlı hava akışı ve güç kaybı

Delik çapı [mm]	6 barg (g=gösterge)'de Hava Tüketimi, [m ³ /dk]	kayıp [kW]
1	0,065	0,3
2	0,240	1,7
4	0,980	6,5
6	2,120	12,0

Küçük basınçlı hava sistemlerinde, tüm hava kullanımının kapatılması ve basıncın düşmesi için geçen sürenin ölçülmesi, kaçak oranını belirlemek için yeterlidir. Bu yöntemin formülü aşağıda sunulmuştur:

$$V_L = \frac{V_R \times (P_I - P_F)}{T}$$

Burada: V_L = Kaçak hacmi [m³/dk]

V_R = Depo hacmi [m³]

P_I = Başlangıç basıncı [bar]

P_F = Son basınç [bar]

T = Ölçüm periyodu (süre) [dk]

Daha büyük sistemlerde ise, kaçakların yaklaşık miktarı, tüm hava kullanımını kapatıp besleme kompresörünün yük çevrimini ölçerek bulunabilir.

Bu yöntem için kullanılacak formül aşağıdadır:

$$V_L = \frac{V_C \times t}{T}$$

Burada:

- V_L = Kaçak hacmi, m³/dk
 V_C = Kompresörün hacimsel debisi, m³/dk
 t = Kompresörün yükte çalışma süresi, dk
 T = Toplam ölçüm periyodu (süre), dk

Günde 24 saat çalışan çok büyük sistemlerde, kaçak oranının belirlenmesi pratik olmayabilir. Sürekli hava akışı ölçümü yapılıyorsa, kaçak durumu, tatiller veya minimum üretim zamanlarında takip edilebilir.

Tablo 1.4, belirtilen işletim koşulları için basınçlı hava kaçağı tahminlerini (m³/dk) sunmaktadır. Bu veriler, akış katsayısı 0,61 olan keskin kenarlı bir orifis kullanılarak elde edilmiştir. Düzgün yuvarlak bir delik (akış katsayısı 0,97 olan) için kaçaklar ve maliyet %60 kadar artabilmektedir.

Tablo 1.4. Orifisten havanın boşalması

Orifisten önce gösterge (efektif) basıncı, [bar]	Orifis çapı, mm (Not: Hesaplanan debi (m ³ /dk), orifis katsayısı 0,61 varsayılmıştır)											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20
4,0	0,03	0,11	0,25	0,45	0,70	1,01	1,38	1,80	2,28	2,82	6,34	11,28
4,5	0,03	0,12	0,28	0,50	0,78	1,12	1,52	1,98	2,51	3,10	6,98	12,40
5,0	0,03	0,14	0,30	0,54	0,85	1,22	1,66	2,16	2,74	3,38	7,61	13,53
5,5	0,04	0,15	0,33	0,59	0,92	1,32	1,79	2,34	2,97	3,66	8,24	14,65
6,0	0,04	0,16	0,35	0,63	0,99	1,42	1,93	2,52	3,19	3,94	8,87	15,78
6,5	0,04	0,17	0,38	0,68	1,06	1,52	2,07	2,70	3,42	4,23	9,51	16,90
7,0	0,05	0,18	0,41	0,72	1,13	1,62	2,21	2,88	3,65	4,51	10,14	18,03
7,5	0,05	0,19	0,43	0,77	1,20	1,72	2,35	3,06	3,88	4,79	10,77	19,15
8,0	0,05	0,20	0,46	0,81	1,27	1,82	2,48	3,24	4,11	5,07	11,40	20,27
8,5	0,05	0,21	0,48	0,86	1,34	1,93	2,62	3,42	4,33	5,35	12,04	21,40
9,0	0,06	0,23	0,51	0,90	1,41	2,03	2,76	3,60	4,56	5,63	12,67	22,52
9,5	0,06	0,24	0,53	0,95	1,48	2,13	2,90	3,78	4,79	5,91	13,30	23,65
10,0	0,06	0,25	0,56	0,99	1,55	2,23	3,03	3,96	5,02	6,19	13,94	24,77

Kaçaklarda yapay talep bileşeni bulunmaktadır. Sistem basıncı azaldıkça, kaçak nedeniyle kaybedilen basınçlı hava azalmaktadır. Sistem basıncının kontrol edilmesi, tek bir kaçak tamir edilmese dahi, kaçak maliyetinde büyük azalmalar yaratabilir. Kaçakların tamir edilmesi elbette önemlidir; ancak, tamir öncelikleri maliyet/geri dönüş hususlarına dayanmalıdır.

1.3.5. Basınçlı hava dağıtım sistemi

Basınçlı hava dağıtım sistemi, sistemin arz tarafını, talep tarafındaki çeşitli basınçlı hava kullanım noktalarına bağlayan boru hatları ağıdır. Dağıtım borularının görevi, basınçlı havayı arz tarafından talep tarafına taşıyarak, gerekli basınçlı hava debisi ve basıncını tedarik ederek üretim işinin yapılmasını sağlamaktır.

Basınçlı hava, direncin en düşük olduğu yolu izleyerek, yüksek basınçlı alanlardan düşük basınçlı alanlara akarak suretiyle dağıtım ağına hareket eder. Borular, vanalar, boru bağlantıları, filtreler, bağlantılar dâhil olmak üzere, sistemdeki her bileşenin basınçlı hava akışına karşı sürtünme direnci vardır. Hava akışı ile boru hattı direnci arasındaki etkileşim, basınç kaybına sebep olur.

Geri Kazanılamayan Basınç Kaybı

Basınçlı hava sistemindeki *geri kazanılamayan basınç kaybı*, sistemdeki iki nokta arasında, basınçlı hava akışı ile basınçlı havanın içinden aktığı bileşenlerin sabit sürtünme direnci arasındaki etkileşimden doğan basınç farkıdır. Üretim amaçlı son kullanım hava talepleri bakımından, üretim işinin uygun biçimde yapılabilmesi için sağlanması gereken hava debisi ihtiyacı ve minimum kabul edilebilir bir basınç vardır. Hava kompresörleri, sistemin arz tarafında, geri kazanılamayan basınç kaybını da karşılamaya yetecek derecede yüksek basınçlı hava sağlamak zorundadır. Öte yandan, sistem, her son kullanım bağlantı noktasında minimum kabul edilebilir basıncı da sağlamak zorundadır. Pozitif deplasmanlı bir kompresörün çıkışında sağlanan hava basıncının artırılması, kompresörün enerji tüketimini artırır. Bu nedenle, basınçlı hava sistemi genelinde geri kazanılamayan basınç kaybının asgariye indirilmesi arzu edilir.

1.3.6. Kompresör kontrollerini optimize etmek

Çok sayıda kompresörden oluşan kurulumların çoğu, yetersiz biçimde kontrol edilmektedir. Merkezi kontrolörün olmaması ve/veya münferit kompresör kontrollerinin uygunsuz ayarlı olması, gerçekte ihtiyaç duyulandan daha fazla gücün harcanmasına neden olabilir. Basınçlı hava sistemleri sıklıkla, münferit hava kullanıcılarının ihtiyaç duyduğundan çok daha yüksek basınçlarda çalıştırılmaktadır. Birçok durumda, kompresör kontrollerine basit ayarlar yapmak suretiyle %20 veya daha fazla enerji tasarruf edilebilir. Buna ek olarak, uygun biçimde ayarlanmış ve çalıştırılan kompresörler, bakım maliyetini büyük ölçüde azaltmaktadır.

Temel Kazanımlar

1. Basınçlı hava, endüstriyel tesisler için zorunlu bir yardımcı hizmettir.
2. Bazı üretim kullanımları için, basınçlı hava bir proses değişkenidir.
3. Birçok sistem, tüketilen basınçlı havanın %50 veya daha fazlasını israf etmektedir.
4. Sistem yönetimi, geleneksel hedeflerden ziyade, üretkenliğe odaklanmalıdır.
5. Sistem yaklaşımı, münferit bileşen veriminden ziyade, entegre sistem verimini dikkate alan yaklaşımdır.
6. Basınçlı hava üretimi, verimsiz bir enerji dönüşümüdür.
7. Hava, ancak ve ancak başka alternatif yoksa kullanılmalıdır.
8. Basınçlı havanın uygunsuz kullanımları ortadan kaldırılmalıdır.
9. Sisteme sağlanan basıncın azaltılması yapay talebi ortadan kaldırır.
10. Kaçak miktarının azaltılması sistemde kaybı azaltır.
11. Geri kazanılamayan basınç kayıpları asgariye indirilmelidir.
12. Basınçlı hava sistemleri, uygulanabilir en düşük basınçta çalıştırılmalıdır.
13. Uygun biçimde devreye sokulan kontrol stratejisi ile kompresör kontrolü optimize edilmelidir.



Bölüm 2

Basınçlı Hava

Basınçlı hava, basınçlandırılmış atmosferik havadır. Basınçlı havanın en yaygın işlevi, enerji taşıyıcısı olarak görev yapmasıdır. Bu, enerjinin belirli bir mesafede taşındıktan sonra iş yapmasını mümkün kılar (hava tekrar atmosfer basıncına dönerken).

Atmosferik hava, Tablo 2.1'de sunulduğu üzere, çeşitli gazların karışımından oluşmuştur. Bu karışımın başlıca bileşenleri azot ve oksijendir. Argon ve diğer eser gazlar bu karışımın yaklaşık %1'ini teşkil eder.

Tablo 2.1. Normal şartlarda atmosferik havanın bileşenleri

Bileşen	Hacim yüzdesi * Hacim değişebilir
Azot	78,08
Oksijen	20,95
Argon	0,93
Karbondioksit*	0,03
Neon	0,018
Helyum	0,00052
Metan	0,00015
Kripton	0,00011
Karbonmonoksit*	0,0001
Azotmonoksit*	0,00005
Hidrojen*	0,00005
Ozon*	0,00004
Ksenon	0,000008
Azotdioksit	0,0000001
İyot	2×10^{-11}
Radon	6×10^{-18}

Atmosferik hava, moleküler kuvvet ile birbirlerine bağlanan moleküllerden oluşur. Moleküller sürekli hareket halindedir. Belirli miktardaki bir gazın içerdiği toplam moleküler kütleinin düşük olması, gazın kendi orijinal hacminin çok küçük bir oranına sıkıştırılabilmesine imkân tanır.

Bir gaz kapalı bir hacimde tutulursa, moleküllerin sürekli hareketi ve kabın duvarlarına çarpması bir kuvvet yaratır. Basınç, belirli bir alan üzerindeki kuvvet olarak tanımlanır. Basıncı hava sistemleri için, kuvvet ölçüsü genellikle kPa, bar veya psi (birim inç kareye düşen pound) olarak ifade edilir. Gazlar için diğer kuvvet ölçüleri arasında Torr, inç veya milimetre cıva, inç veya milimetre su, milibar ve diğerleri vardır.

Atmosfer koşullarında ve 0°C sıcaklıkta, santimetre kare başına saniyede yaklaşık 3×10^{23} adet moleküler çarpışma olur. Atmosferik gazın bir miktarı, kapalı ortamda tutulur ve sıcaklığı artırılırsa, moleküllerin hızı ve enerji düzeyi artar. Artan hız ve enerji ile, diğer moleküller ve kabın duvarları ile çarpışma sayısı artar ve kaptaki basınç yükselir. Basınç, sıcaklık ve hacim arasında orantısal ilişki vardır.

Sabit hacimde sıcaklık artarsa basınç artar. Sabit sıcaklıkta hacim azaltılırsa basınç artar. Endüstriyel basınçlı hava teknolojilerinin çoğunda kullanılan fizik kanunu budur. Bir kompresör, havanın basıncını artırarak havanın tutulduğu hacmi küçültmek amacıyla mekanik enerji kullanır. Bu basınçlı hava, daha sonra bir dağıtım sistemi vasıtasıyla kullanım noktasına iletilir; burada hava tekrar genişler ve işi görecektir enerji geri kazanılır.

2.1. Temel Tanımlar

Basınç – Belirli bir alana uygulanan kuvvet.

$$\text{Basınç} = \frac{\text{Kuvvet}}{\text{Alan}} \quad 1 \text{ Pascal} = \frac{1 \text{ Newton}}{1 \text{ m}^2} \quad 1 \text{ bar} = \frac{14.5 \text{ Libre}}{1 \text{ inç}^2}$$

Mutlak basınç – Bir gazın mutlak sifıra (mutlak vakum) göre ölçülen basıncıdır. Mutlak basınç, tüm teorik sıkıştırma hesaplamaları için kullanılır ve basınçlı hava uygulamalarından çok vakum uygulamalarında daha yaygın kullanılır.

Gösterge (efektif) basıncı – Ortam basıncının üzerinde ölçülen basınçtır. Basıncı hava sistemleri için pratik ölçü birimi budur. Gösterge (efektif) basıncı, sistem ile yerel atmosfer arasındaki basınç farkının ölçüsüdür ve sistemde iş yapmak üzere mevcut olan enerji miktarını belirlemede bir faktördür.

Atmosfer basıncı – Yerkürede, belirli bir nokta üzerindeki hava sütununun basıncıdır. Bu basınç, Tablo 2.2'de görüldüğü üzere, rakım ve hava koşullarına göre değişebilir. Çoğu hesaplama için, atmosfer basıncını belirlemede en büyük rolü rakım oynar. Atmosfer basıncına bazen ortam basıncı da denir.

Tablo 2.2. Çeşitli rakımlarda atmosferik hava basıncı, sıcaklığı ve yoğunluğu

Rakım, metre	Basınç, bar	Sıcaklık, °C	Yoğunluk, kg/m ³
0	1,013	15,0	1,225
100	1,001	14,4	1,213
200	0,989	13,7	1,202
300	0,978	13,1	1,190
400	0,966	12,4	1,179
500	0,955	11,8	1,167
600	0,943	11,1	1,156
800	0,921	9,8	1,134
1000	0,899	8,5	1,112
1200	0,877	7,2	1,090
1400	0,856	5,9	1,060
1600	0,835	4,6	1,048
1800	0,815	3,3	1,027
2000	0,795	2,0	1,007
2200	0,775	0,7	0,986
2400	0,755	-0,6	0,966
2600	0,737	-1,9	0,947
2800	0,719	-3,2	0,928
3000	0,701	-4,5	0,909
3200	0,683	-5,8	0,891
3400	0,666	-7,1	0,872
3600	0,649	-8,4	0,854
3800	0,633	-9,7	0,837
4000	0,616	-11,0	0,819
5000	0,540	-17,5	0,736
6000	0,472	-24,0	0,660
7000	0,411	-30,5	0,590
8000	0,356	-37,0	0,525

FAD (Serbest Hava Hacmi) – Bu bir hacim ölçüsüdür. FAD, kompresör paketinin terminal noktasında, giriş koşullarındaki havanın hacmidir. Bu terim, ortam koşulları ne olursa olsun, ortam koşullarındaki hava hacmini kasteder. Basınç, sıcaklık veya bağıl nemdeki değişiklikler (kütledeki değişiklikler) bu sınıflandırmayı değiştirmez. Bu nedenle, bu sınıflandırma, ağırlıktan bağımsız bir hacim ölçüsüdür. FAD için diğer terimler arasında m³/dk, litre/saniye [l/s], acfm (gerçek ft³/dk) ve birçok başka ifade vardır.

Nm³/dk (Normal metreküp / dakika) – Bu bir ağırlık ölçüsüdür. ABD terminolojisinde, bu ölçü SCFM'ye (standart ft³/dk) karşılık gelir. Nm³/dk ve m³/dk benzermiş gibi görünseler de, litre ile kilogram kadar farklıdır. Nm³/dk, belirli bir sıcaklık, basınç ve nem koşullarında bir metreküplük boşluğu işgal eden havanın ağırlığıdır (veya kütesidir). Birtakım farklı standart koşullar söz konusu olabilir; bu nedenle hesaplamaları yapmadan önce, hangi tanımın kullanılacağı belirlenmelidir.

Tablo 2.3. Çeşitli koşullara göre hacim tanımı

	Sıcaklık	Basınç	Bağıl nem	Yoğunluk
DIN 1343'e göre hacim* (normal fiziksel durum)	0°C = 273,15°K	1,01325 bar	%0	1,294 kg/m ³
DIN/ISO 2533'e göre hacim**	15°C = 288,15°K	1,01325 bar	%0	1,225 kg/m ³
Atmosferik koşullara göre hacim	Atmosfer sıcaklığı	Atmosfer basıncı	Atmosfer nemi	Değişken
İşleyiş durumuna göre hacim	Çalışma sıcaklığı	Çalışma basıncı	Değişken	Değişken
----- Kaeser Kompresoren'in izniyle -----				
* Deutsches Institut Fur Normung E.V. (Alman Ulusal Standardı) / 01-Oca-1990 DIN 1343 Referans koşullar, normal koşullar, normal hacim; kavramlar ve değerler				
** Uluslararası Standardizasyon Teşkilatı / 01-Mayıs-1975 ISO 2533:1975 Standart Atmosfer				

2.2. Gaz Kanunları

Boyle Kanunu'na göre, sabit sıcaklıkta bir gazın hacmi (V), basınç (P) ile ters orantılı olarak değişir. Kapalı kaptaki gazın hacmi azalır, basıncı artar. Hacim artarsa basınç azalır.

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1}$$

veya

$$P_1 \times V_1 = P_2 \times V_2$$

Charles Kanunu'na göre, sabit basınçta bir gazın hacmi, mutlak sıcaklık (T) ile doğru orantılı olarak değişir. Basınç sabit tutulur ve gazın sıcaklığı artırılırsa, hacim artar. Basınç sabit tutulur ve sıcaklık azaltılırsa, hacim azalır.

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

veya

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$$

Amonton Kanunu'na göre, sabit hacimde bir gazın basıncı, mutlak sıcaklıkla doğru orantılı olarak değişir. Hacim sabit tutulur ve gaz ısıtılırsa basınç artar. Hacim sabit tutulur ve sıcaklık azaltılırsa basınç azalır.

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

veya

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}$$

Bu üç kanunu birleştirdiğimizde aşağıdaki denklemi elde ederiz:

$$P_1 \times \left(\frac{V_1}{T_1} \right) = P_2 \times \left(\frac{V_2}{T_2} \right)$$

2.3. Hacim

Tanım itibarıyla, hava sıkıştırıldığında hacmi azalır. Orijinal kütle daha küçük bir boşluk içinde tutulur. 7 metreküp ortam havası tarafından işgal edilen hacmin 1 metreküpe indirilmesi, basıncın 1 bardan 7 bar mutlak basınca veya 6 bar gösterge (efektif) basıncına yükselmesine yol açar.

Not: Isının tamamı muhafaza edilebilseydi ve basınçlı hava genişlerken kullanılabilseydi, havayı sıkıştırmak için gereken enerjinin çoğu, iş yapmak üzere geri kazanılabilirdi. Ne yazık ki, havayı sıkıştırmak için gereken işin büyük bir bölümü, atık ısı olarak ortama salınır ve havalı aletlerin çoğu, havayı genişlerken kullanamaz. Birçok havalı alet, havayı kendi girişine gelen basınç ile aynı basınçta boşaltmaktadır. Aletler, basınçlı havanın genişleme özelliğinden yararlanabilse, daha fazla enerji geri kazanılabilir.

Güç uygulamalarının çoğu için, basınçlı hava ihtiyaçları, genellikle, sıkıştırılmış ortam havasının belirli bir miktarına karşılık gelen hacim cinsinden ifade edilir. Örneğin, 7 bar basınçta ve 0,5 m³/dk debide hava sağlaması gereken bir alet, 7 bar gösterge (efektif) basıncına (8 bar mutlak basınç) sıkıştırılmış ortam havasından yarım metreküpten biraz fazlasına ihtiyaç duyar. Yarım metreküpten biraz fazla hava gereklidir, çünkü kompresörlerin çalışmasında da bir takım kayıplar vardır.

Proses uygulamalarının çoğunda, ihtiyaçlar genellikle kütle veya ağırlık ölçüsü cinsinden ifade edilir. Bu ölçü, DIN standardına göre kilogram hava veya hacim olarak veya başka bir terminolojiye göre "Standart Metre Küp" olarak ifade edilebilir. Belirli bir kompresörün hacimsel debisini kütle ölçüsüne dönüştürmek için birkaç şey gereklidir:

1. Standardın tanımı (aşağıdaki formülde DIN 1343)
2. Kompresörün hacimsel debisi
3. Kompresörün girişindeki maksimum ortam sıcaklığı
4. Minimum ortam atmosfer basıncı
5. Maksimum ortam bağıl nemi
6. Çeşitli sıcaklıklarda su buharı doyma basıncı

Bu bilgilerden hareketle, belirli koşullarda belirli bir kompresörün kütledebisi, aşağıdaki genel gaz denklemi kullanılarak hesaplanabilir.

$$V_N = \frac{V_0 \times T_N \times (P_A - (F_{rel} \times p_D))}{P_N \times T_0}$$

Burada:

- V_N = DIN 1343'e göre hacim
 V_0 = Kompresörün hacimsel debisi
 T_N = DIN 1343'e göre sıcaklık, 273,15°K
 T_0 = Tesisteki ortam sıcaklığı, °K
 P_N = DIN 1343'e göre mutlak ortam hava basıncı, 1,01325 bar
 P_A = Tesisteki mutlak ortam hava basıncı, bar (a)
 F_{rel} = Tesisteki bağıl nem
 p_D = Havada bulunan su buharının doyma basıncı, bar; hava sıcaklığına bağlı olarak

Denklemden kullanmadan önce, sıcaklıkların mutlak sıcaklıklara dönüştürülmesi gerektiğini unutmayın: Celsius veya Santigrat, Kelvin'e, Fahrenheit ise Rankin'e dönüştürülmelidir. Tablo 2.4'te, -10 ile 50 °C sıcaklıklarına karşılık gelen su buharının doyma basınçları sunulmuştur.

Tablo 2.4. Çeşitli sıcaklıklarda su buharı doyma basınçları

T [°C]	p_D [Bar]	T [°C]	p_D [Bar]	T [°C]	p_D [Bar]
-10	0,0026	10	0,0123	30	0,0424
-9	0,0028	11	0,0131	31	0,0449
-8	0,0031	12	0,0140	32	0,0473
-7	0,0034	13	0,0150	33	0,0503
-6	0,0037	14	0,0160	34	0,0532
-5	0,0040	15	0,0170	35	0,0562
-4	0,0044	16	0,0182	36	0,0594
-3	0,0048	17	0,0194	37	0,0627
-2	0,0052	18	0,0206	38	0,0662
-1	0,0056	19	0,0220	39	0,0699
0	0,0061	20	0,0234	40	0,0738
1	0,0064	21	0,0245	41	0,0778
2	0,0071	22	0,0264	42	0,0820
3	0,0074	23	0,0281	43	0,0864
4	0,0081	24	0,0298	44	0,0910
5	0,0087	25	0,0317	45	0,0968
6	0,0094	26	0,0336	46	0,1009
7	0,0100	27	0,0356	47	0,1061
8	0,0107	28	0,0378	48	0,1116
9	0,0115	29	0,0400	49	0,1174
				50	0,1234

Hava ihtiyaçları, örneğin, kg gibi hava ağırlığı cinsinden belirlenmişse, bu hava ağırlığının DIN 1343'e göre standart ağırlığa ($1,294 \text{ kg/m}^3$) bölünmesi gerekir. Bu da, DIN 1343'e göre "Standart Metre Küp"ü verir.

2.4. Dağıtım Sisteminde Basınçlı Hava Akışı

Basınçlı hava sistemi tasarlarken veya mevcut bir sistemin tasarımını gözden geçirirken, dağıtım sistemindeki basınçlı havanın hızı da hesaba katılmalıdır. Aşırı hızlı basınçlı hava akışları, salt boru ve boru bağlantılarından akış tablolarına dayanarak hesaplanmış değerleri aşan basınç düşmelerine yol açar. Aşırı hız ayrıca, nem ve atıkların dağıtım sistemindeki boşaltma ayaklarının ötesine itilmesine neden olur. Maksimum hızın ne olacağına ilişkin birtakım tavsiyeler vardır. Ancak, ana hava dağıtım borusunda 6 m/s 'nin, kullanım noktasına giden kısa branşlarda (15 metreden kısa) ise 15 m/s 'nin aşılmaması hedeflenmelidir.

Belirli bir boru çapı için maksimum debi aşağıdaki formüller kullanılarak hesaplanır:

15 m/s hız için:

$$Q = \frac{(P + 1) \times d^2}{85}$$

6 m/s hız için:

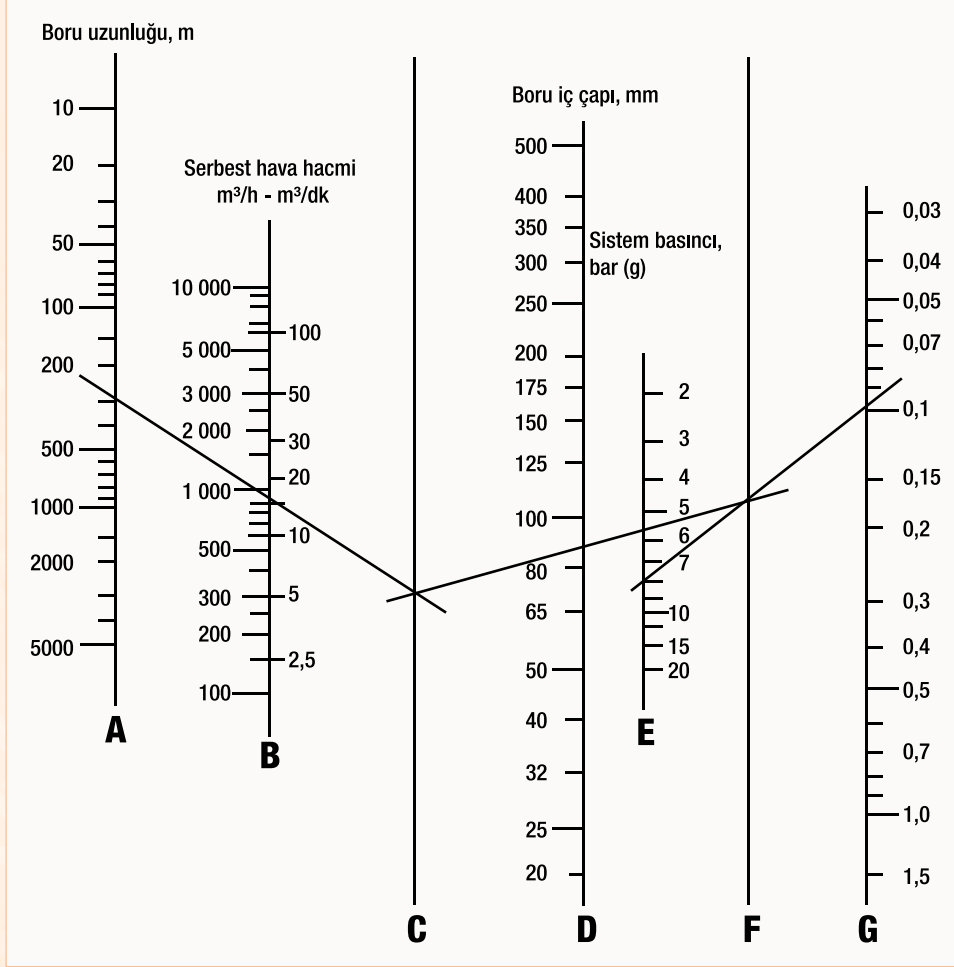
$$Q = \frac{(P + 1) \times d^2}{212}$$

Burada:

- Q = Debi, l/s
- P = Gösterge (efektif) basıncı, bar
- d = Boru iç çapı, mm

Dağıtım sistemleri için boru boyutlandırmanın hızlı bir yöntemi ise, Şekil 2.1'deki boru boyutlandırma diyagramının kullanılmasıdır. Kabul edilebilir basınç düşüşünün $0,1 \text{ bar}$ veya daha düşük tutulması, hızları 6 m/s civarında tutacak boru çapları sağlar.

Şekil 2.1. Boru boyutlandırma diyagramı



Şekil 2.1'deki boru boyutlandırma diyagramını kullanmak için, toplam boru uzunluğunu "A" eksenini üzerinde ve o boru için toplam hava debisini "B" eksenini üzerinde işaretleyerek boyutlandırmaya başlayın. Yukarıdaki örnekte; 15 m³/dk hava 300 m'lik boru hattında dolaşmaktadır. "A" ve "B" üzerinde işaretlenen noktaları kesen bir çizgi çekin, çizgiyi uzatarak "C" eksenini kestirin. Ardından, "E" eksenini üzerinde sistem göstergesi (efektif) basıncını ve "G" eksenini üzerinde de arzu edilen basınç düşüşünü işaretleyin. Bu iki noktayı birleştiren bir çizgi çekin ve "F" eksenini kestiği yeri not edin. Son olarak "C" ve "F" eksenleri üzerindeki kesişim noktalarını birleştiren bir çizgi çekin; bu çizginin "D" eksenini kestiği noktayı okuyun; okunan değer, işletim koşullarını karşılamak için gereken boru iç çapıdır.

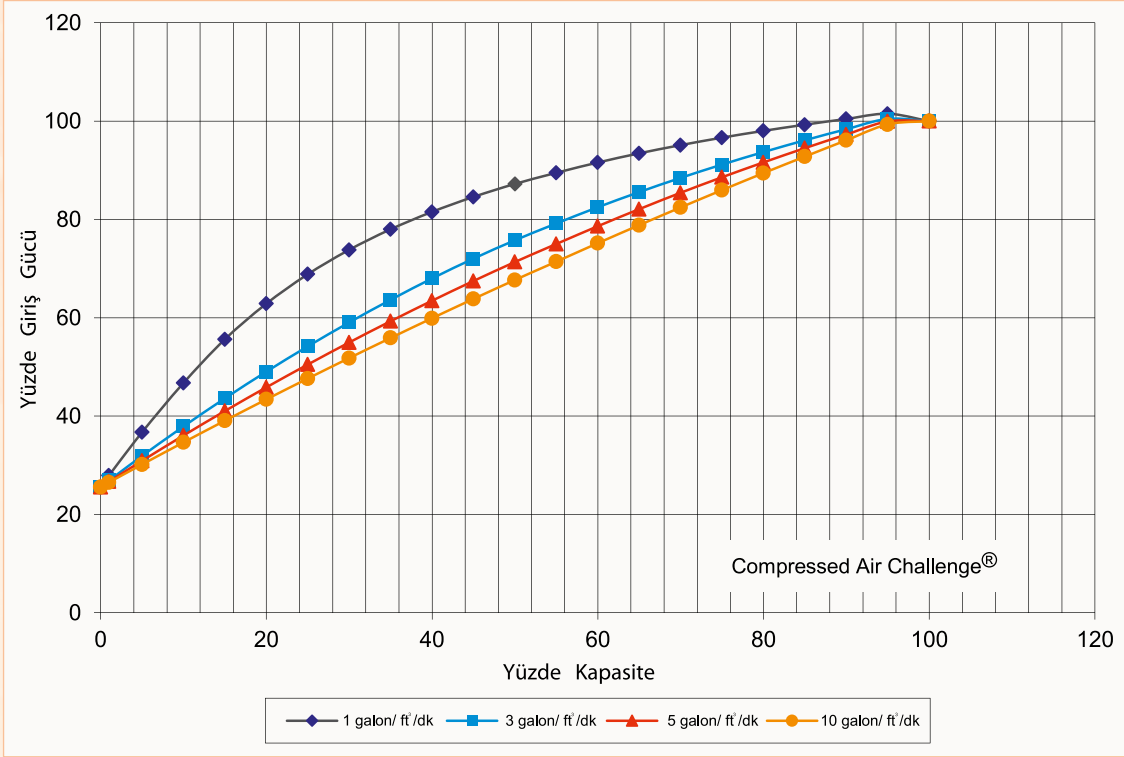
2.5. Basıncılı Hava Depolamaya Giriş

Basıncılı hava sisteminde en önemli olan, fakat, en çok göz ardı edilen konulardan biri de, depolamadır. Sistemde uygun miktarda depolanan basıncılı hava, kısa süreli tepe talep dönemlerinde üretimin kesintisiz devam etmesini sağlayabilir. Bu türden tepe talep dönemleri, bir kompresörün arıza yapması ve diğerinin devreye girmesi veya talepteki sürekli artışa cevaben ilave kompresörlerin devreye girmesi gereken anları kapsar.

Depolamanın kompresör verimine etkisi de önemlidir. Yüklü/yüksüz çalışan dönel vidalı kompresörler, büyük depo hacimleriyle daha verimli çalışır.

Yüklü/yüksüz çalışan kompresörler için, basınçlı hava depolaması, kompresörün yük çevriminin sıklık ve süresini etkiler. Daha sık yük çevrimleri, yüksüz çalışma süresinin kısalmasına neden olur; bu da kompresörün kullandığı ortalama gücü artırır. Şekil 2.2’de yüklü/yüksüz kapasite kontrolünün olduğu durumda, ortalama güce karşılık gelen ortalama kapasite yüzdeleri farklı debiler için sunulmuştur.

Şekil 2.2. Yüklü/yüksüz kapasite kontrolünün olduğu durumda ortalama güce karşılık ortalama kapasite



Depoda mevcut kullanılabilir basınçlı hava, basınç farkı ile mevcut depo hacminin çarpımıdır. Kullanılabilir hava deposunu belirleme formülü şudur:

$$V_a = V_s \times \left(\frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\text{amb}}} \right)$$

Burada:

Q = Debi, l/s

V_a = Depodaki kullanılabilir basınçlı hava

V_s = Depolama sistemi toplam hacmi

P_{max} = Maksimum depolama veya alıcı basıncı (devreden çıkış basıncı)

P_{min} = Minimum depolama veya alıcı basıncı (devreye giriş basıncı)

P_{amb} = Mutlak ortam havası basıncı

Formülde görüleceği üzere, depolama sisteminin gerçek hacmindeki değişimler veya basınç farkındaki değişimler, kullanılabilir depolama yaratabilir. Formül ayrıca, basınç farkı olmadığına kullanılabilir depolama olmayacağını göstermektedir.

Temel Kazanımlar

1. Basınçlı hava, pnömatik alet ve cihazlara enerji iletmenin yaygın bir yöntemidir.
2. Basınçlı hava tarafından görülen iş, son kullanıcı ekipmana iletilen havanın ağırlığına bağlıdır.
3. Havanın ağırlığı, basınç, sıcaklık ve bağıl nem koşullarına bağlıdır.
4. Basınç, hacim ve sıcaklık birbiriyle ilişkilidir; bu ilişkide hava ideal gaz olarak kabul edilir.
5. Basınçlı hava enerjisi bir yerden diğerine iletilirken oluşan basınç kaybı, geri kazanılmayan bir enerji kaybıdır.
6. Basınç kaybı miktarı, basınçlı hava boru sistemindeki hıza bağlıdır.
7. Basınçlı hava depolanabilir.
8. Depodaki kullanılabilir basınçlı hava enerjisi miktarı, depolama tankının hacmi ve depolama basıncı ile minimum sistem basınç ihtiyacı arasındaki basınç farkına bağlıdır.



Bölüm 3

Kompresörler ve Uygulamaları

3.1. Kompresör Tipleri

Kompresörler iki temel gruba ayrılır: Pozitif deplasmanlı (pistonlu) ve dinamik kompresörler. Pozitif deplasmanlı kompresörler, belirli bir hava hacmini kapalı bir ortamda hapseder ve ardından istenilen basınca gelinceye kadar bu hacmi küçültürler. Dinamik kompresörler ise, hava akımına hız kazandırmak suretiyle basınç yaratırlar. Dinamik kompresörler hava veya gaz hacmini hapsedmezler. Çeşitli tasarımlara sahip kanatları kullanarak havayı hızlandırırlar; böylece belirli haznelerde hava akışı yavaşlarken basınç artar.

Pozitif deplasmanlı kompresörler çeşitli alt kategorilere ayrılabilir. Başlıca iki kategori, ileri-geri hareketli (resiprokan) ve dönel olarak ayrılmıştır. Bisiklet pompası, ileri-geri hareketli kompresör örneğidir. Bir silindirin içinde hareket eden piston, vanaların açılmasıyla havayı içeri alır, vanalar kapanarak hava hapsedilir, sıkıştırılır ve basınçlı hava dışarı verilir. Diğer ileri-geri hareketli kompresör tipleri arasında tek veya çift etkili ve tek veya çok kademeli kompresörler vardır. Şekil 3.1'de iki kademeli, tek etkili, dupleks ileri-geri hareketli (resiprokan) kompresör paketi görülmektedir.

Dönel vidalı kompresörler, günümüzde sanayide en yaygın biçimde kullanılan pozitif deplasmanlı kompresörlerdir. Dönel vidalı kompresörler, basit bisiklet pompası gibi pozitif deplasmanlıdır. Sıkıştırma sürecinde hava, dişi rotorun oluğunda hapsedilir. Erkek lob dişi oluğa geçtiğinde, hapsedilen hacim azaltılır ve hava basıncı artırılır.

Şekil 3.1. İki kademeli, tek etkili, dupleks ileri-geri hareketli (resiprokan) kompresör paketi (Kaeser Compressors'ün izniyle)

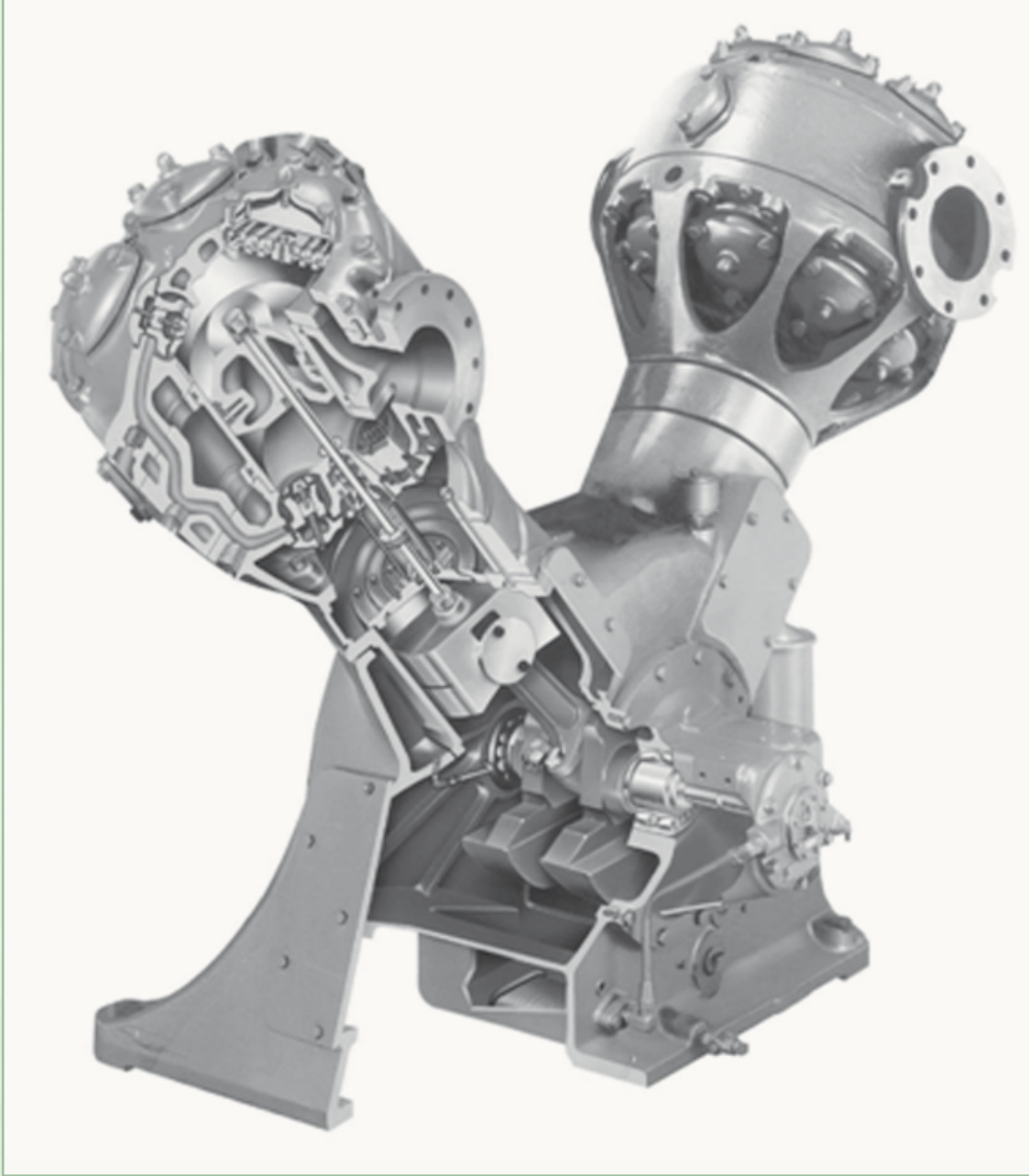


3.2. İleri-Geri Hareketli (Resiprokan) Kompresörler

Tek kademeli ileri-geri hareketli kompresör, tek strokta havayı içeri alır ve nihai çıkış basıncına sıkıştırır. Tek kademeli kompresörün sıkıştırma oranı, nihai mutlak çıkış basıncının mutlak giriş hava basıncına oranıdır. Çıkış gösterge (efektif) basıncı 7,5 bar (8,5 bar mutlak) olan bir kompresörün sıkıştırma oranı 8,5:1'dir. İki kademeli kompresör ise, nihai çıkış basıncına ulaşmak için ilk kademede havayı ara düzeyde bir basınca sıkıştırır ve sonra da ikinci kademede nihai basınca sıkıştırır. Yani, nihai çıkış basıncına ulaşmak için iki ayrı adım vardır. Her kademenin sıkıştırma oranı, toplam sıkıştırma oranının kare köküdür. Havanın 7,5 bar gösterge (efektif) basıncına sıkıştırılması için, kademe başına 2,92'lik sıkıştırma oranı sağlanır. Üç kademeli kompresörün her kademede sıkıştırma oranı ise, toplam sıkıştırma oranının küp köküdür. Sıkıştırma kademeleri arasında basınçlı hava soğutulabilirse, çok kademeli kompresörlerin verim avantajı vardır. Havayı sıkıştırmak için gereken güç, kütle ve sıkıştırma oranlarının bir fonksiyonudur. 8,5:1 sıkıştırma oranına sahip tek kademeli bir kompresör, aynı hacmi sıkıştırmak için, her kademesi 2,92 ve toplam sıkıştırma oranı 5,84 olan iki kademeli kompresörden daha fazla güce ihtiyaç duyar.

İleri-geri hareketli (resiprokan) kompresörler, tek etkili veya çift etkili biçiminde iki gruba ayrılır. Tek etkili bir kompresör, havayı veya gazı pistonun bir tarafında sıkıştırır. Bu işlem, otomobil pistonunun hareketine benzer. Çift etkili bir kompresör ise, pistonun her iki tarafında sıkıştırma yapar. Hareketin her iki yönünde sıkıştırma yapmak, yalnız bir yönde sıkıştırma yapmaktan daha verimlidir. Bu nedenle çift etkili bir kompresör genellikle tek etkili kompresörden daha verimlidir. Genellikle, tek etkili bir kompresör 7,8 ilâ 8,5 kW/m³/dk özgül güce ihtiyaç duyar; çift etkili kompresör ise 5,3 ilâ 5,7 kW/m³/dk özgül güce ihtiyaç duyar. Şekil 3.2'de, iki kademeli, çift etkili ileri-geri hareketli (resiprokan) bir kompresör görülmektedir.

**Şekil 3.2. İki kademeli, çift etkili ileri-geri hareketli (resiprokan) kompresör
(Joy Mfg.'nin izniyle)**



Tüm ileri-geri hareketli kompresörler, toplam verimlerini sınırlayan tasarım özelliklerine sahiptirler. Piston yüzü ile sıkıştırma odasının tavanı arasında bir açıklık vardır. Bu boşluğa sıkıştırılan hava veya gaz, giriş stokunda yeniden genişler. Yeniden genişleyen hava, giriş vanasından girecek ortam havasının yerine silindir hacmini doldurur. Ayrıca, bu basınçlı hava ısıtılmıştır ve giriş havasına bir miktar ön ısıtma sağlar, dolayısıyla silindire girebilecek miktarı azaltır. Vanalar ve piston segmanları aşınır maddelerdir. İleri-geri hareketli kompresörler, vanalar ve segmanlar aşındırılarak birbirlerine alıştırdığında ve uygun biçimde sızdırmazlık sağladığında daha verimli olurlar. Parçaların birbirine alışması sağlandıktan sonra, vanalar ve segmanlar zamanla aşınır ve sızdırmazlık yeteneklerini kaybederler. Hava veya gaz bu bileşenlerden geçerek kaçar ve kompresörün verimini düşürür.

Şekil 3.3. Yağlı dönel vidalı kompresör hava kafası
(Kaeser Compressors'ün izniyle)



3.3. Dönel Kompresörler

Dönel kompresörlerin yaygın iki tipi dönel vidalı ve dönel kanatlı kompresörlerdir.

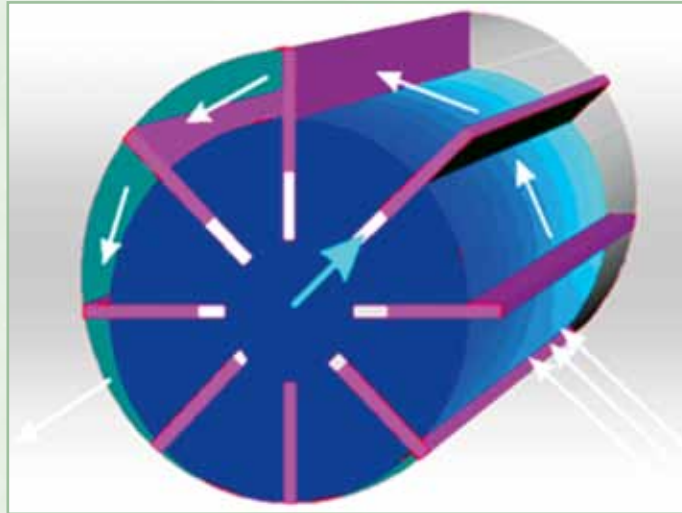
Dönel vidalı kompresörler, sanayide kullanılan pozitif deplasmanlı kompresörlerin en yaygın tipidir. Bu kompresörler, yağlı ve yağsız olarak iki alt gruba ayrılır. Yağlı vidalı tip kompresörlerin başlıca kullanım alanı genel endüstriyel hava beslemesidir. Şekil 3.3'de, yağlı dönel vidalı bir kompresöre ait hava kafası görülmektedir. Kuru tip dönel kompresörler ise yaygın olarak, kirlenmenin önemli bir kaygı olduğu gıda, farmasötik ve elektronik uygulamalarında kullanılır. Şekil 3.4'de ise, yağsız dönel vidalı bir kompresör hava kafası görülmektedir. Uygun filtrasyon ve izleme yapılarak, yağlı kompresörler de bu uygulamaların bazılarında kullanılabilir.

Dönel vidalı kompresörlerde, bir ucunda giriş deliği ve diğer ucunda çıkış deliği bulunan gövdenin içine monte edilmiş iki rotor bulunur. Erkek rotor, aşağıya doğru sarmal oluşturan loblara sahiptir. Dişi rotor ise, rotor loblarının yerleştiği müteakabil oluklara sahiptir. Rotor çifti giriş deliğini geçtikçe, hava, dişi rotordaki oluklara, veya diğer ifadeyle oyuklara dolar. Rotorlar gövde içinde dönmeye devam eder ve oluktaki havanın giriş deliğiyle bağlantısının kesildiği noktayı geçer. Dönme devam eder, hapsedilen havanın hacmi azalır. Hapsedilmiş hava kütleli çıkış deliğine ulaşıncaya kadar sıkıştırma devam eder. Sonrasında, basınçlı hava çıkış hattından dışarıya, separatör haznesine (yağlı vidalı tip ise) veya doğrudan kompresörün son soğutucusuna (kuru vidalı tip ise) itilir.

Şekil 3.4. Yağsız dönel vidalı kompresör hava kafası
(Atlas Copco'nun izniyle)



Şekil 3.5. Dönel kanatlı silindirik rotor ofseti



Şekil 3.5'de görüldüğü üzere, dönel kanatlı kompresörler, bir gövde içinde bulunan silindirik rotor ofsetinden oluşur. Kanatlar, silindirik rotorda açılmış yarıklara radyal olarak takılmıştır.

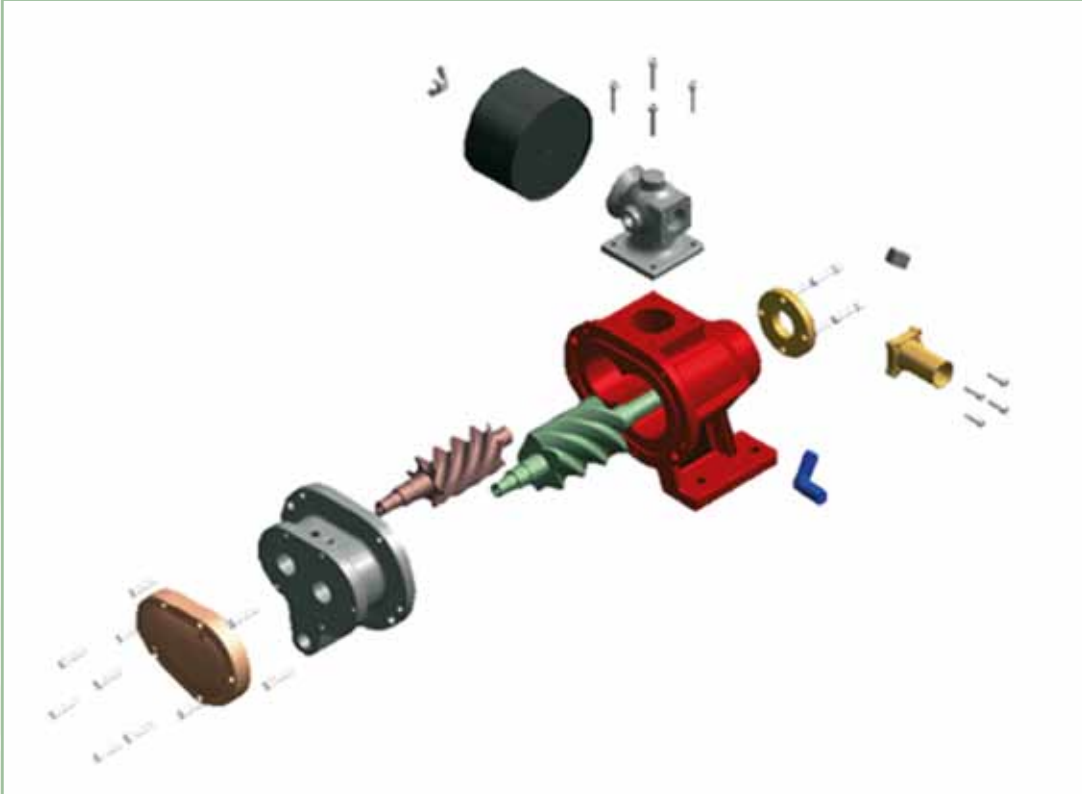
Rotor döndükçe, kanatlar santrifüj kuvvetle veya yaylar sayesinde gövdeye doğru itilir. Rotor ve gövde aynı eksene sahip değildir. Giriş deliği, sıkıştırma odası artmakta olduğu bölgede bulunur. Rotor giriş deliğini geçtiğinde, bir miktar hava hapsedilmiş olur. Rotor dönmeye devam ettikçe, hapsedilen hava, arzu edilen sıkıştırma elde edilinceye kadar daha küçük hacme daraltılır. O noktada rotor, gövdedeki çıkış deliğini geçer ve hava dışarı itilir.

Kanatların aşınması nedeniyle sık sık bakım ve onarım gerektirdiğinden, bu tipte kompresörler, sınırlı süreli çalışma isteyen hafif görevler için en uygun tiptir.

3.4. Dönel Vidalı Kompresörler

Dönel vidalı kompresörler, tek kademeli veya iki kademeli olabilir. Hatırlanacağı üzere, iki kademeli kompresörler, havayı belirli bir giriş basıncından nihai çıkış basıncına iki adımda veya kademedede sıkıştırır. İlk kademedede, mutlak giriş basıncındaki bir miktar hava hacmi ara düzeyde basınca sıkıştırılır. İkinci kademedede ise, ara düzey basınçtaki hacmi nihai çıkış basıncına sıkıştırır. Kademe sayısına bakılmaksızın, toplam sıkıştırma oranı aynı kalmakla birlikte, iki kademeli kompresörde kademe başına sıkıştırma oranı, toplam sıkıştırma oranının kare köküdür. Bir gazı sıkıştırmak için gereken güç, kademe başına sıkıştırma oranlarının toplamı ve kütle akışının fonksiyonu olduğundan, daha yüksek toplam sıkıştırma oranına sahip olan tek kademeli sıkıştırma, aynı kütle hacmini sıkıştıran iki kademeli kompresörden teorik olarak daha fazla güç gerektir. Şekil 3.6'da, tipik tek kademeli dönel vidalı bir kompresör hava kafasının montaj patlatma görüntüsü sunulmuştur.

Şekil 3.6. Tipik tek kademeli dönel vidalı kompresör hava kafasının montaj patlatma görünümü (Kaeser Compressors'ün izniyle)



Kademe başına ideal sıkıştırma oranı, çeşitli varsayımlar ile tespit edilir; Mükemmel ara soğutma varolmalıdır, her kademenin boyutu ve delikleri kesin biçimde belirlenmelidir. Kompresör tek tasarım noktasında çalışmalı veya her iki kademenin hacmini değiştirebilmelidir. Yağlı iki kademeli dönel vidalı kompresörlerde ara soğutma mümkün değildir. Kademeler arasında hava akımının soğutulması, su yoğuşmasına neden olur ve bu yoğuşan su ikinci kademeye girerken yağlama akışkanına derhal karışır. Kademeler arasında genellikle birtakım soğutma akışkanı konulur; ancak bu akışkan, kademeler arası sıcaklığı, ortam sıcaklığına düşürecek derecede soğutmaz. Her kademenin boyut ve delik yapısı, tam yükte çalışma için tasarlanırlar. İki kademeli bir kompresörde havanın debisi tam kapasiteden az ise, ideal sıkıştırma oranına ulaşılmaz, bu durum verimin azalmasına neden olur.

Bugün piyasada bulunan iki kademeli yağlı vidalı kompresörler için başlıca iki kontrol düzeni vardır. Birincisi basit biçimde giriş modülasyonudur. Birinci kademe bulunan bir giriş vanası, artan sistem basıncına tepki olarak giriş debisini sınırlar. İkinci kontrol düzeni ise değişken deplasmandır (spiral vana). Bu yöntem ise, yalnız birinci kademedeki debiyi kontrol eder. Yöntemlerin hiçbiri ikinci kademe kapasitesini düzenlemez.

Her iki tip kompresör de tam yükte çalışırken giriş vanaları tam açık durumdadır ve rotor gövdesine giren hava, ortam basıncına yakın mertebededir. Sistem basıncı arttıkça, modüle edici kontrol, giriş vanasını kapamaya başlar, bu da rotor yüzündeki basıncın azalmasına neden olur. Sistem, kompresörün kapasitesinin %75'ine ihtiyaç duyarsa, giriş vanası, rotor yüzeyindeki mutlak basıncın ortam basıncının %75'i olduğu noktaya kadar akışı kısıtlar. Deniz seviyesinde bunun anlamı, rotolara girişteki basıncın 1 bar yerine 0,75 bar olması demektir. Birinci kademe hâlâ havayı 2,92 kez sıkıştırmakta ve havayı 2,19 bar basınçta boşaltmaktadır. Sistem basıncının biraz yükseldiğini ve makinenin modüle etmesi için sinyal gönderdiğini varsayalım; ikinci kademe artık 2,19 bardan 8,65 bara sıkıştırmaya başlar. Bu da, ikinci kademe 3,95'lik sıkıştırma oranı yaratır. Toplam sıkıştırma oranı, iki kademenin sıkıştırma oranlarının toplamıdır: $2,92 + 3,95 = 6,87$. Toplam sıkıştırma oranındaki bu artış, kütle akışındaki azalmayı dengeler ve kısmi yükte performansın standart modülasyonlu güç eğrisine sahip olmasını sağlar.

Birinci kademe değişken deplasmanlı hava kafası kullanılması, kısmi yükte performansı sadece biraz iyileştirir. Gaz kanunlarına göre, sabit deplasmanlı ikinci kademe, tam yükten daha düşük düzeyde çalışırken kademeler arası basıncı modülasyonlu örnekteki ile aynı düzeye çeker. Aynı hacmi işgal eden aynı sayıda molekül, aynı basıncı yaratır. Buna göre, ikinci kademedeki sıkıştırma oranı, modülasyonlu makinenin ikinci kademesi ile aynı olur. Kademeler arası basınç düşmüş olduğu için birinci kademenin sıkıştırma oranı düşer. Giriş vanası ortam basıncına açıktır ve yalnız 2,19 bara kadar sıkıştırma yapmak zorunda kalır. Pratikte, birinci kademenin sabit basınç oranı, çeşitli yüklerde kademeler arası basınç ile tam eşleşmez. Hava kafası, tam yükte performansı optimize edecek biçimde tasarlanmıyorsa, kısmi yükte muhtemelen biraz fazla sıkıştırma yapıyor olabilir.

Dönel vidalı kompresörler 5,7 ilâ 6,7 kW/m³/dk özgül güce ihtiyaç duyar.

3.5. Dönel Vidalı Kompresör Kontrol Yöntemleri

3.5.1. Yüklü/yüksüz (Devrede/devredışı)

Dönel vidalı kompresörler için en eski kontrol düzenlerinden birisi, ileri-geri hareketli tipte kontrollerin dönel vidalı kompresöre uyarlanmasıdır. Basınç tabanlı bu kontroller, 0,7 ile 1 bar aralığında çalışır. Ölçülen sistem basıncı, basınç anahtarının üst ayar noktasına ulaşıncaya kadar kompresör tam yükte çalışır. Ayar noktasına ulaşıldığında bir sinyal gönderilerek giriş vanası ka-

patılır ve yağ separatör haznesindeki basıncın bir kısmı veya tamamı serbest bırakılır. Bu noktada, sıkıştırılan yegâne hava, giriş plakası çevresinden sızmış olan havadır. Birtakım kontroller ile bu kaçaklar kalibre edilerek, yağın uygun biçimde dolaşmasını sağlamaya yetecek pozitif basıncı muhafaza etmek için hava/yağ haznesine daima belirli bir miktarda hava sağlanır. Giriş vanası kapalı iken, kompresör yüksüz çalışıyor denir. Sistem basıncı alt ayar noktasına düştüğünde, bir sinyal gönderilerek giriş vanası yeniden açılır ve kompresör tekrar tam yükte çalışmaya başlar. Bu türden kontrol, basınçlı hava için doğru depolama kapasitesine sahip olacak biçimde tasarlanmış bir sisteme uygulandığında sistem taleplerini yeterince karşılayabilir. Doğru depolama kapasitesine sahip olmayan bir sisteme bu türden kontrol edilen kompresörün uygulanması, beklenenden daha yüksek enerji tüketimine, sistem basıncında kabul edilemez dalgalanmalara ve beklenenden daha kısa ekipman ömrüne neden olabilir.

Yağlı dönel vidalı kompresörler de, hava sisteminin akış aşağısına taşınan yağ miktarını sınırlamaya yönelik kontrollere sahip olmak zorundadır. Yüklü/yüksüz kontrollü bir kompresör tam yükte çalışırken birkaç şey vuku bulmaktadır. Sistem basıncı, alt ayar noktasından üst ayar noktasına yükselmektedir (üst ayar noktası genellikle alt ayar noktasından 0,7 bar daha yukarıdadır). Üst ayar noktasına ulaşıldığında, giriş vanası kapanır ve kompresör sistem için hava üretmeyi durdurur. Bu noktada, yağ separatör elemanı, basınçlı hava ve yağ karışımının tam akışına maruz kaldığı için doymuştur; ve yağ da hava kabarcıklarıyla doymuştur. Kompresör kontrollü giriş vanasını kapattığında, hava/yağ haznesindeki basıncın bir kısmını bırakmak üzere bir blöf vanasını da açar. Yine de, separatör elemanı boşalırken süpürme yeteneği sağlamak ve yağın içindeki hava genişlerken köpüklenmeyi önlemek için, haznede biraz basınç kalması gerekir. Separatör elemanındaki süpürme borusu ile kompresör üzerindeki dönüş noktası arasında basınç farkı olmaksızın, yağ giderilemez ve bu kalan yağ, kompresör yeniden yüke geçtiğinde akış aşağısına sevk edilir.

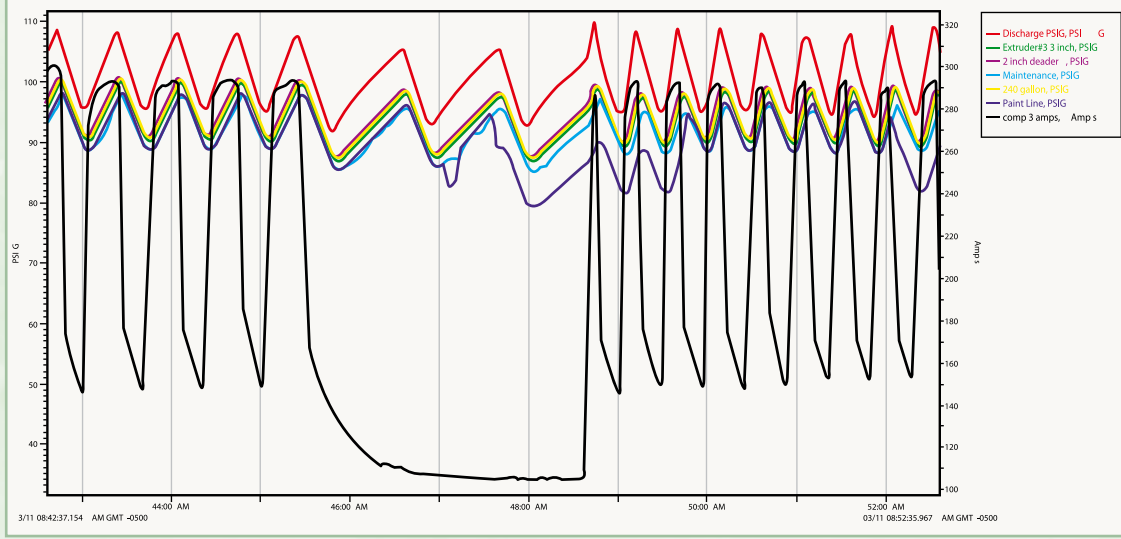
Küçük bir kompresör (22 kW'tan küçük), haznedeki basıncı yaklaşık 15 saniyede boşaltabilir. Bu boşaltma esnasında haznenin tam basıncı muhafaza etmesi gerekmez; ancak, çevrimin sonuna yakın yerde, en azından bir miktar basınç kalması için orifisli blöf vanası kullanılır.

Hazne basıncı, anında bırakılmadığı için, giriş vanası kapandığında güç ihtiyacı (kW) hemen yüksüz düzeye düşmez. Testler göstermiştir ki, giriş vanası kapandığında, güç ihtiyacı, genellikle, tam yük düzeyinin yaklaşık %80'ine düşmekte; ardından, kompresör hazne basıncı azalırken istikrarlı biçimde yüksüz güç ihtiyacına düşmektedir. Tam kapasiteden düşük düzeyde çalışan bir yüklü/yüksüz kompresör için gereken gerçek ortalama güç (kW), aşağıdaki faktörlerin bir fonksiyonudur:

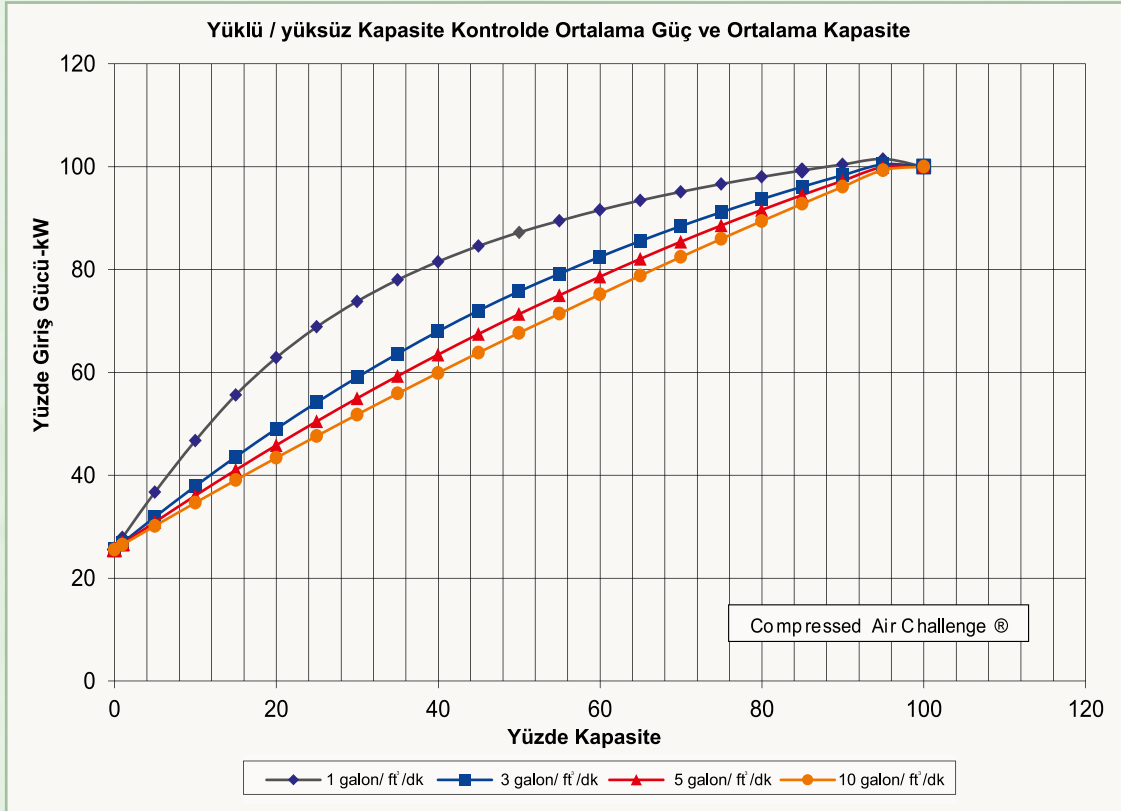
- Başlangıç tam yük güç ihtiyacı
- Nihai tam yük güç ihtiyacı
- Başlangıç yüksüz güç ihtiyacı
- Nihai yüksüz güç ihtiyacı
- Hazne blöf süresi ihtiyacı
- Yüklü/yüksüz çevrim süresi

Bu türden kontrolde optimum enerji kullanımına ulaşmak için, alıcı (basınçlı hava depolama tankı), blöf süresinin toplam yüksüz sürenin önemsiz bir kısmını teşkil edeceği şekilde yeterli büyüklükte olmalıdır. Şekil 3.7'deki normal yük çevrimleri, akım şiddetinin 140 ampere düştüğünü göstermektedir. Ancak ve ancak başka bir kompresörün ayar kompresörü olarak çalıştırılmaya başlamasıyla birlikte, Kompresör 3'ün yüksüz çevrimi, yaklaşık 108 amper tam yüksüz akım şiddetine ulaşmaya yetecek derecede uzun sürmüştür.

Şekil 3.7. Yüklü/yüksüz çevrimler
(Kaynak: Draw Professional Services)



Şekil 3.8. Yüklü/yüksüz güç eğrisi



Kısa çevrimli yüklü/yüksüz kompresör kontrolünün kısmi yük güç eğrisi üzerindeki etkisi yukarıda Şekil 3.8'de gösterilmiştir. Basıncı hava sistemi depo hacmi arttıkça, kısmi yük güç performansı iyileşmektedir. Şekil 3.8'de sunulan eğriler, Compressed Air Challenge®'den alınmıştır ve yağ haznesi boşaltma süresi 40 saniye ve kontrol basıncı farkı 10 psig olan bir kompresöre

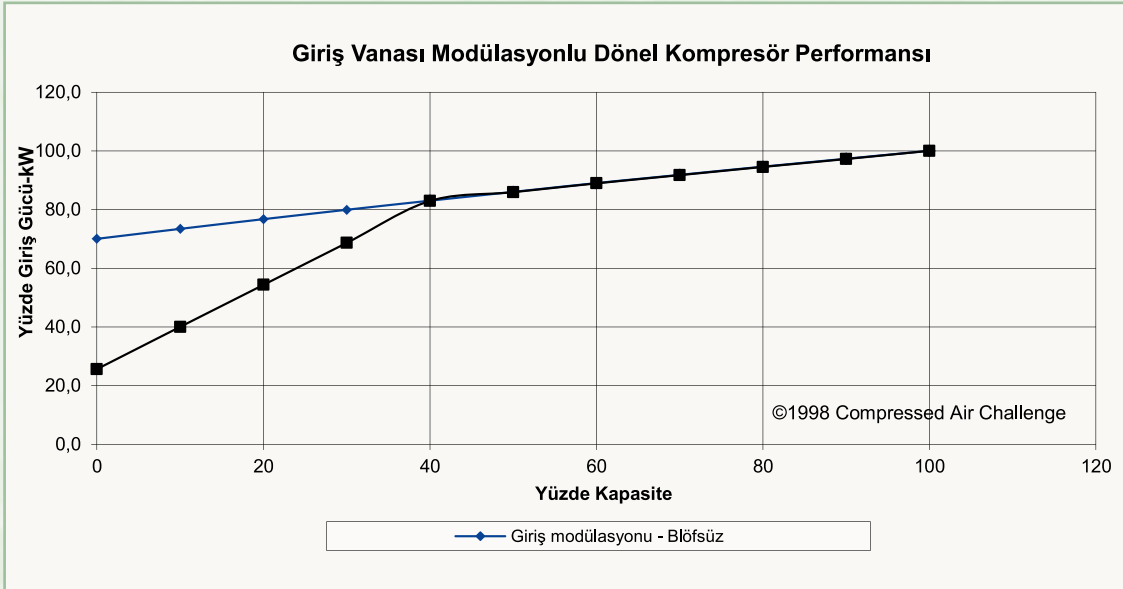
ilişkin özel duruma dayanmaktadır. Çalışma parametrelerinde herhangi bir değişiklik, bu eğri-
rin de değişmesine sebep olacaktır.

Çok makineli uygulamalarda makine sayısı, maksimum kabul edilebilir sistem basınç değışı-
mi ile sınırlandırılır. Her yüklü/yüksüz makineye, en yakındaki diğer kompresörden, en az 0,14
bar farklı olan üst ve alt basınç noktaları ayarlanmak zorundadır. Başlangıçta 6,9 ile 7,5 bar ara-
lığında çalışmak üzere tasarlanmış bir sisteme eklenen bu şekilde kademelendirilmiş kompre-
sörler, ya gerekenden daha yüksek basınçlara sıkıştırmak için boş yere güç harcamak zorunda
kalırlar ya da arzu edilen çalışma basıncının altında çalışırlar.

3.5.2. Modülasyon kontrolü

Yüklü/yüksüz kontroller, çıkış hava basıncında yaklaşık 0,7 barlık sürekli bir salınım da-
yanır. Bu sürekli dalgalanma çoğu uygulamada arzu edilmez. Çünkü hava cihazı verimi, besle-
me basıncında her 0,07 bar değişiklikte %1 ile %1,4 arasında değişir. Depolama kapasitesi kü-
çük olan uygulamalarda yüklü/yüksüz kontroller basınçta hızlı dalgalanmalar ve giriş vanasın-
da aşırı yıpranma yaratır. Modülasyon kontrolü ise, belirli bir sistem talebine karşılık minimum
vana hareketiyle sabit sistem basıncı sağlamak suretiyle bu sorunların her ikisini de çözer. Mo-
dülasyonlu makineler için, alıcının boyutunu artırmak, güç tüketimini yüklü/yüksüz kontrollerde
olduğu kadar azaltmaz. Şekil 3.9'da, dönel vidalı kompresörler için modülasyon güç eğrisi su-
nulmuştur.

Şekil 3.9. Dönel vidalı kompresörler için modülasyon güç eğrisi



Modülasyonlu kontroller genellikle, kompresörün sistem talebine tepkisini belirlemek için
0,7 veya 1 barlık basınç kullanır. Bu türden bir kontrolün 6,9 barlık tam yük çalışma basıncına
ayarlanması, giriş vanasının 6,9 bar altındaki tüm basınçlarda tamamen açık olması demektir.
Sistem basıncında bu ayarın ötesine bir artış, sistemin artık kompresörün tam kapasitesini kul-
lanmadığını ve aşırı kapasitenin basınç artışına neden olduğunu gösterir. Basınç, tam yük ayarı-
nın üzerine çıkar çıkmaz bir sinyal gönderilerek (pnömatik veya elektriksel) kompresör kapasite-
sini düşürmek üzere giriş vanası kapatılmaya başlar. Modülasyonlu makinelerdeki hava kafa-

sı, yüklü/yüksüz makinelerin hava kafaları gibi sabit deplasmana sahiptir. Sabit deplasmanlı bir kompresörün kapasitesini modüle etmenin yegâne yolu, giriş akışını sınırlamak suretiyle giriş vanası ile rotorlar arasındaki mutlak emme basıncını azaltmaktır. Gaz kanunlarına göre, basıncın %10 azaltılması sabit hacimdeki kütleyi %10 azaltır (sabit deplasmanlı hava kafası). Bu süreç, kompresörün modülasyon aralığında sorunsuzdur. Sistem basıncının kontrolün üst sınırına yükseleceği zamana kadar, giriş vanası tamamen kapanmış olur.

Bir gazı sıkıştırmak için gereken güç, kütle ve sıkıştırma oranının bir fonksiyonudur. Sistem basıncının artırılması, giriş vanasını tetikleyerek giriş akışını azaltır, sonuçta emme basıncının düşmesine yol açar. Çıkış basıncı arttıkça emme basıncı düşer ve sıkıştırma oranları sayısı artar. Kütle akışı azaldıkça sıkıştırma oranları sayısının artıyor olması nedeniyle, modülasyonlu kompresörlerin kısmi yükte çalışması, tam yükteki güç ihtiyacının önemli bir yüzdesini gerektirir.

Çok makineli uygulamalarda çalışan modülasyonlu kompresörler, yüklü/yüksüz kompresörlerde olduğu gibi, makine sayısı konusunda aynı limitlere tâbidir. Çok makineli bir uygulamadaki tüm modülasyonlu makineler, aynı anda tam yükten düşük düzeyde çalışıyor olabilirler. Bu da, tesiste oldukça istikrarlı hava basıncı sağlar, ancak gücü oldukça verimsiz kullanır.

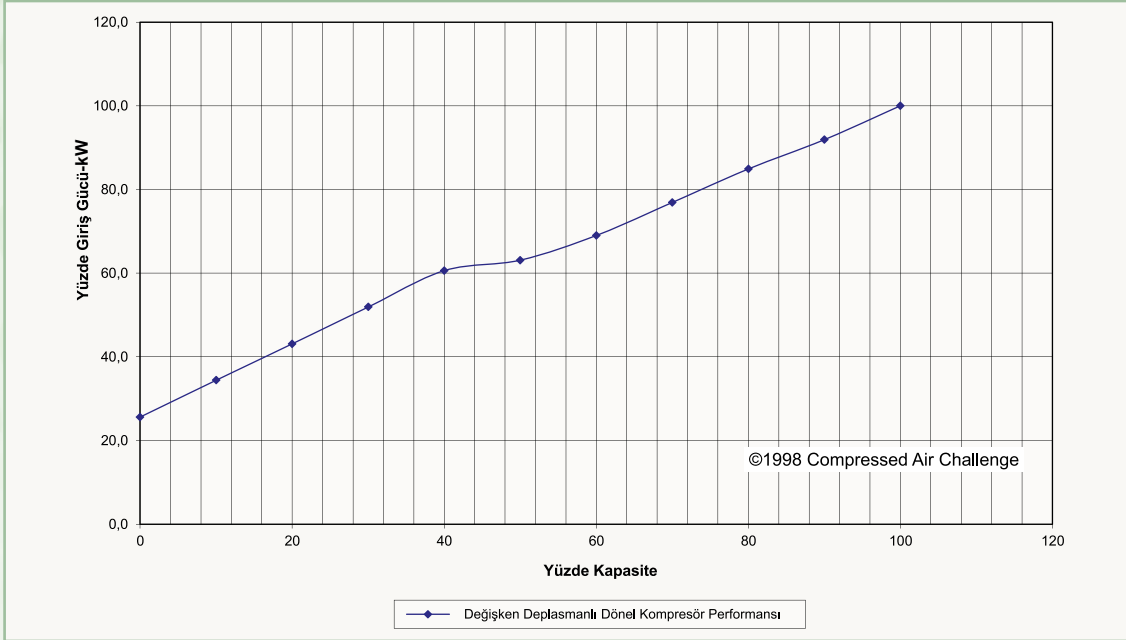
3.5.3. Rotor uzunluk kontrolü

Rotor uzunluk kontrolü, sıkıştırma oranlarını artırma sorunu yaşamaksızın sistem talebiyle kompresörün çıktısını eşleştirmek üzere geliştirilmiştir. Rotor sıkıştırma alanının etkili uzunluğunu kontrol etmek suretiyle, giriş basıncı kararlı kalabilmekte ve sıkıştırma oranları da kompresörün kapasitesinin üst %50'lik bölümünde nispeten sabit kalabilmektedir. Sıkıştırma oranlarını artırmaksızın kütleli debiyi azaltmaya ilişkin bu yöntem, kısmi yükte çalışmada bariz bir güç avantajı sağlar. Rotorların etkili uzunluğunu kontrol etmenin bazı yöntemleri hâlihazırda üretimdedir. Bu türlerin hepsi, kısmi yükte çalışma aralığında bazı noktalarda modüle edici kontroller veya yüklü/yüksüz kontrollerden daha iyi verim sağlamakla birlikte, rotor uzunluk kontrolünün her tipinin tasarım ve üretiminde çalışma ve verim farklılıkları vardır.

Dönüştürülebilir vana ve spiral vana temelde aynı tasarımdadır. Bu tasarımları üreten şirketler farklı kontrol yöntemleri kullanırlar; ancak, sıkıştırma alanının etkili uzunluğunu kontrol etme mekanizması her iki vana için de aynıdır. Her iki tasarım, rotor gövdesinin düşük basınçlı giriş ucunda, iki rotor oyuğunun birleştiği yerde belirli sayıda deliğe sahiptir. Bu delikler, gövdenin kalınlığı kadar derindir. Bu deliklerin altında, spiral kesik oyuklu silindirik biçimli bir vana vardır; bu vana ya deliği kapatır ya da giriş hava yoluna bağlanan bir oyuğa açılır. Deliğin az miktarda açılması dahi, rotor uçlarının delikleri ayıran rotor oyuğu çıkıntısındaki bölmeyi geçinceye kadar sıkıştırmanın başlamasını engeller. Bu da, sıkıştırılmak üzere hapsedilmiş havanın hacmini etkili biçimde azaltır ve gereken güç düşürür.

Deliklerin kapatılması, rotor oyuğunda bir açıklık (cep) yaratır. Rotor ucu bu cebin üzerinden geçerken, sıkıştırılmaya başlamış havanın bir kısmı rotor ucunun çevresinden kayar ve yüksek basınç alanından düşük basınç alanına geçer. Bu olay, %50'nin üzerindeki yük seviyelerinde, bu cepleri içeren rotor oyuğu kısmında, sıkıştırma esnasında, verimi olumsuz etkiler. Genellikle, bu verim kaybı, ortak mucitlerden birinin görüşüne göre %4'tür ve test sonuçlarıyla doğrulanmıştır. Dönüştürülebilir veya spiral vanalı kompresör, ya cepsiz kompresör ile aynı havayı üretmek için daha fazla güç kullanacak, ya da aynı güçte daha az hava üretecektir. Şekil 3.10'da dönel vidalı kompresörler için değişken deplasmanlı güç eğrisi sunulmuştur.

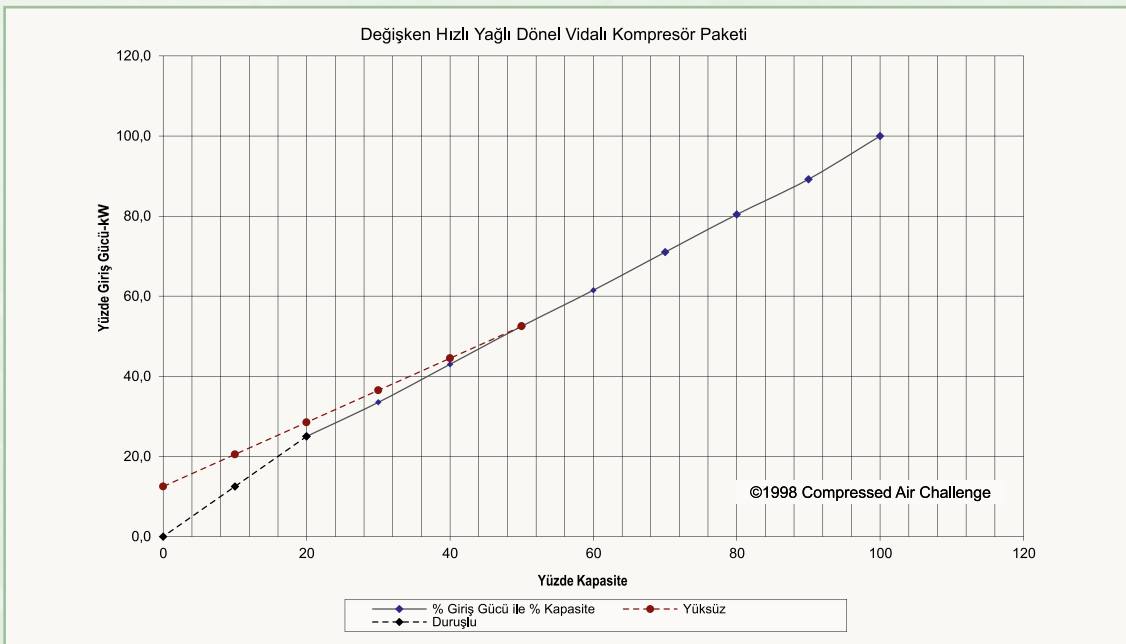
Şekil 3.10. Dönel vidalı kompresörler için değişken deplasmanlı güç eğrisi



3.5.4. Değişken hız kontrolü

Değişken hız sürücüleri birçok dönel vidalı kompresör için mevcuttur. Bu değişken hız genellikle, değişken frekanslı sürücü veya anahtarlamalı relüktans sürücü kullanılarak elde edilebilir. Değişken hızlı makineler, hava kafasındaki hızı değiştirmek suretiyle hava arzını hava talebi ile eşleştirebilmektedir. Çıkış basıncında çok az değişim veya giriş basıncında hiç değişim olmadığından bu türden kontrol, uygun tasarımı ve paketlenirse çok verimlidir. Şekil 3.11’de, dönel vidalı kompresörler için değişken hız sürücüsüne ait güç eğrisi sunulmuştur.

Şekil 3.11. Dönel vidalı kompresörler için değişken hız sürücüsü güç eğrisi



Değişken hız sürücüleri, AC akımı DC akıma dönüştürmek ve ardından farklı frekanslarda AC akımı simüle eden darbeli DC akım beslemek suretiyle çalışır. Bu sürecin doğasında birtakım kayıplar vardır. Dolayısıyla değişken hız sürücülü kompresör seçerken dikkat edilmelidir. Bu türden kontrolün en yararlı olduğu durumlar, geniş bir yük aralığı olan ve tam yükte kısa süre çalışan tek kompresörlü uygulamalardır. Çoklu kompresör uygulamalarında, değişken hızlı kontrol yalnız ayar kompresörüyle sınırlı tutulmalıdır. Etkili kontrol aralığı, sistemde temel yük makinelerinin tam kapasitelerini aşacak biçimde boyutlandırılmalıdır. Bu türden kontrol, diğer her türlü kontrol içinde en iyi kısmi yük verimine sahiptir. Sürekli tam yükte çalışmada ise, sürücüdeki elektrik kayıpları bunu daha az cazip bir kontrol yöntemi haline getirmektedir.

Standart dönel vidalı kompresöre değişken frekanslı kontrolör uygulanması, enerji tasarrufları bakımından beklenen sonuçları doğurmayabilir. Dönel vidalı kompresörler, belirli bir hız aralığında verimli olarak çalışır. Hava kafasının çok hızlı veya çok yavaş dönmesi, kompresörün verimini olumsuz etkiler. Mevcut bir kompresör, verim eğrisinin ucunda çalışıyorsa, kompresörün yavaşlatılması, aslında daha az değil daha fazla güç gerektirebilir.

VSD Kompresör Uygulaması ve “Kontrol Açığı”

Değişken hız sürücülü (VSD ya da DHS) kompresör uygulaması yapıldığında, sistem tasarımına dikkat edilmelidir. Değişken hızlı kompresörler basınç sinyaline tepki verir ve nispeten dar bir basınç bandı olan $\pm 0,10$ ilâ $0,15$ bar aralığını muhafaza edecek şekilde hızlanır veya yavaşlar.

Örnek olarak, maksimum hız çıktısı $10,0 \text{ m}^3/\text{dk}$ ve minimum hız çıktısı $2,5 \text{ m}^3/\text{dk}$ olan bir değişken hız ünitesini ele alalım. Bu durumda, bu ünitenin kontrol aralığı $7,5 \text{ m}^3/\text{dk}$ olur. Bu VSD ünitesi, m^3/dk 'lık kontrol aralığında hızlanmak ve yavaşlamak suretiyle $\pm 0,10$ ile $0,15$ bar aralığını muhafaza edecektir. Sistem talebi $2,5 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'nın altına düşünce ünite durur ve sistem basıncını muhafaza etmek için çalışmaya başlar. Ünite durma ve başlama yapıyor olacağı için, basınç salınımı sistemin depolama kapasitesine bağlı olarak $0,3$ ile $0,6$ bar arasında olabilir. Bu sistem örneğinde, 0 ile $2,5 \text{ m}^3/\text{dk}$ arasında bir düşük akış kontrol açığı vardır; bu da ünitenin durmasına ve başlamasına neden olur. Öte yandan, sistem talebi $10,0 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'yı aşarsa değişken hız ünitesi tam hızda olacak ve talep, kompresörün tam yük kapasitesini aştıkça basınç düşecektir. Basınç düşüş oranı, talebin ünite kapasitesini ne kadar süreyle aştığına bağlı olarak, büyük hava alıcılar bakımından ilâve depolama ile karşılanabilir veya ortadan kaldırılabilir. Ancak, talep $10,1 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'ya çıkarsa ve bir sonraki ünite $10,0 \text{ m}^3/\text{dk}$ sabit hızlı ünite ise, bu sabit hızlı ünite $10,0 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'yı ve ilâve $0,1 \text{ m}^3/\text{dk}$ ihtiyaç için buna karşılık gelen gücü devreye sokar. $10,0 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'lık ünite VSD'nin yavaşlamasına neden olur. $0,1 \text{ m}^3/\text{dk}$ talep karşısında VSD ünitesinin minimum hızı hâlâ $2,5 \text{ m}^3/\text{dk}$ olacağından sistem basıncı artar, $10,0 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'lık üniteyi devre dışı bırakır veya kısar. Bu olaya tam akış kontrol açığı denir. Bu durumdan kaçınmak için, VSD ünitesinin kontrol aralığı, bir sonraki temel yük ünitesinin tam akışından fazla olmalıdır.

VSD ile aynı tam yük kapasitesine sahip bir kompresör kullanmak yerine, bu $10,0 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'lık değişken hızlı kompresör ile $7,0 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'lık sabit hızlı üniteyi çalıştırmak iyi bir tercih olur. Talep, VSD'nin kapasitesini aştığında sabit hızlı kompresör devreye girer ve tam yükte çalışır. Talep $10,1 \text{ m}^3/\text{dk}$ olsaydı, sabit hız $7,0 \text{ m}^3/\text{dk}$ katkıda bulunur; VSD ise yavaşlayarak $3,1 \text{ m}^3/\text{dk}$ katkıda bulunurdu. Talep, sabit hızlı ünitenin tam kapasitesini aştığından ve minimum hızda VSD'nin arzından daha büyük olduğundan, VSD istikrarlı bir basınç sağlayabilir ve kompresörler yükleme ve yükten çıkma yapmazlar. Talep $17 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'yı aşarsa, başka bir $7 \text{ m}^3/\text{dk}$ sabit hızlı kompresör kullanılabilir. Bu da, $2,5 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'dan $24 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'ya kadar sorunsuz bir geçiş sağlar.

Tüm bu örnekler teorik olduğundan, gerçek zaman ve gerçek saha koşullarına dayalı olarak gerçek ihtiyaçların tespit edilmesi için akış profilinin çıkarılması kuvvetle tavsiye edilir. Bu da kullanıcının sistemi daha kesin biçimde anlamasını ve birçok enerji tasarruf potansiyelini ortaya çıkarmasını ve aynı zamanda toplam sistem performansını gerçekten iyileştirmesini sağlar.

3.6. Dinamik Kompresörler

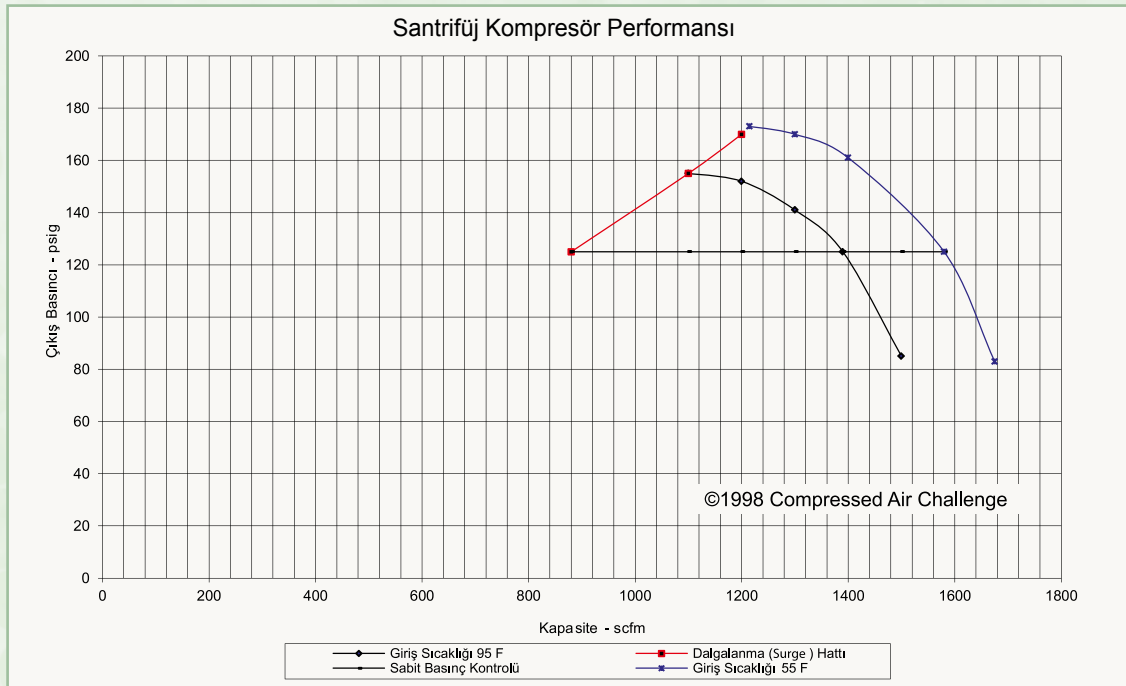
Dinamik kompresörler iki gruba ayrılır: Santrifüj (veya turbo) ve eksenel. Her iki tip, giriş hava akımını hızlandırmak ve sonrasında hızı basınca dönüştürmek suretiyle havayı sıkıştırır. Santrifüj kompresörler, genel endüstriyel uygulamalar için en yaygın dinamik kompresör tipidir.

3.6.1. Santrifüj kompresörler

Santrifüj kompresörler, giren hava akımını hızlandıran bir veya daha fazla pervane setine sahiptir. Pervaneler basıncın yaklaşık %50'sini üretir. Basıncın kalanı da, difüzör ve salyangoz, hava akımının hızını yavaşlattığında oluşur. Bu prensip, motorlarda turboşarj cihazlarının çalışma prensibi ile aynıdır. Motorlar egzoz gazlarını kullanarak pervaneyi döndürür; santrifüj kompresörler de genellikle pervanenin, güç kaynağı olarak, elektrik motoru ve dişli setini kullanır. Bu kompresörlerdeki pervaneler, dakikada 50.000 devire varan çok yüksek hızlarda dönerler. Basıncı yaratmak için hızın kullanılması, tesisin normal işletme basıncına ulaşmak için birkaç sıkıştırma kademesi gerektirir. İki ve üç kademeli santrifüj kompresörler yaygındır. Sıkıştırma esnasında yağ enjeksiyonu yoktur; dolayısıyla kademeler arasında ara soğutma mümkündür.

Santrifüj kompresörler, 15 m³/dk ilâ 3.000 m³/dk veya daha yüksek kapasitelerde mevcuttur. 45 ilâ 50 m³/dk ve daha büyük kapasiteli bu tipte kompresörler, çok büyük dönel vidalı kompresörlere göre bir parça verim avantajına sahiptir. Santrifüj kompresörlerin işletim maliyeti 5,7 ilâ 7,1 kW/m³/dk mertemesindedir. Ancak, bu avantaj sadece kompresörün temel yük kompresörü olarak çalışması durumunda geçerlidir. Dinamik kompresörlerin uygun biçimde çalışması için, kendi tasarım noktalarına yakın hava debisine sahip olmaları gerekir. Talebin dalgalandığı uygulamalarda kullanılmamalıdır. Şekil 3.12'de, örnek bir santrifüj kompresöre ait performans eğrisi sunulmuştur.

Şekil 3.12. Örnek santrifüj kompresör performans eğrisi



3.6.2. Eksenel kompresörler

Eksenel kompresörler, jet motoruna benzer ilke ile çalışır. Kompresör, çok sayıda sıralı sabit kanatlara sahip bir gövde içinde, çok sayıda sıralı dönel kanatları olan bir rotordan oluşur. Hava eksenel olarak, rotor düzlemi boyunca aşağıya doğru sıkıştırılır. Eksenel kompresörler genellikle petro-kimya tesisleri gibi yüksek hacimli uygulamalarda kullanılır. Eksenel kompresörlerin kapasiteleri 30.000 m³/dk gibi çok yüksek olabilir.

3.7. Santrifüj Kompresör Performansı

Santrifüj kompresörler, endüstriyel basınçlı hava sistemlerinde en yaygın kullanılan dinamik kompresördür. Fabrikada paket haline getirilmiş üniteler halinde teslim edilir, montajı nispeten kolaydır, özellikle büyük kapasiteler söz konusu olduğunda ilk maliyeti caziptir. Uygulama aralığı genellikle 500 hp (2.000 ft³/dk) ve üzeridir. Hacimsel debisi 15.000 ft³/dk, 20.000 ft³/dk ve daha büyük değerlerde olan kapasiteler de mevcuttur. Ancak, kompresör çıktısı büyüdükçe, fabrika paketine dönüşme olasılıkları azalır.

Santrifüj kompresörler, kendi üst/alt kapasite aralıklarında çok verimli biçimde çalışarak düşük özgül enerjiyle hava üretebilirler. Üst/alt kapasite aralığının altında ise birçok santrifüj kompresör, fazla kapasiteyi atmosfere üfler; bu da bir kompresörü kontrol etmenin çok verimsiz yöntemidir.

Son yıllarda piyasada mevcut santrifüj kompresörlerin kapasite aralığı küçülmüştür. Santrifüj kompresörler artık 200 hp (800 ft³/dk) gibi küçük boylarda bulunabilmektedir. Dönel vidalı kompresörler büyüdükçe ve santrifüj kompresörler küçüldükçe, büyük dönel vidalı kompresörler ile küçük santrifüj makinelerin kapasite aralıkları artık örtüşmeye başlamıştır.

Pozitif deplasmanlı ile santrifüj veya dinamik makinelerin karışımını içeren birleşik sistemler artan sayıda kurulmaktadır. Pozitif deplasmanlı ve dinamik kompresörleri tek sistemde kullanmak, verimli ve güvenilir kontrol açısından zorluklar arz eder. Dinamik sıkıştırmanın doğası nedeniyle, santrifüj kompresörlerin kontrolü sabit basınç sağlar. Pozitif deplasmanlı kompresörler, kompresör kapasitesini devreye sokmak ve çıkarmak için üst ve alt basınç limitleri kullanır. Santrifüj kompresörün sabit basınç kontrolleriyle pozitif deplasmanlı basınç kontrol bandının arzu edilmeyen etkileşimi, toplam sistem verimini düşürebilir.

3.7.1. Santrifüj kompresör sürücülere

Santrifüj kompresörler için geniş bir yelpazede sürücü tipleri mevcuttur. Santrifüj kompresörlerin 200 hp (800 ft³/dk)'den başlayarak 3.500 hp (20.000 ft³/dk) ve ötesinde kapasitelere sahip olduğunu düşünürsek bu şartıcı değildir. En yaygın sürücü, elektrik motorudur. Küçük paketler genellikle 230 veya 460 volt 3-faz gücü kullanır. Daha yüksek güçlü motorlar ise, çok yaygın olarak 2.300 veya 4.160 volt 3-faz gücünde çalışan orta gerilimli ünitelerdir. 500 hp'den itibaren, 1,0 ve/veya öncü güç faktörüne sahip opsiyonel senkron motorlar mevcuttur; bunlar tesisin toplam güç faktörünü muhafaza etmede veya daha iyiye götürmede yardımcı olabilirler.

Diğer sürücüler ise gaz veya dizel yakıtlı motor sürücülere içerir. Çok büyük kompresörler, gaz türbinli sürücü kullanabilir. Buhar türbinli sürücüler, daha sık kullanılmaktadır. Birçok nedenle, alternatif sürücüler düşünülebilir.

Düşük maliyetli buhar mevcutsa, bazı durumlarda buhar türbinli sürücüler çok cazip olabilir. Yaz dönemlerinde, kışın ortam ısıtması için kullanılan buharın fazlalığı oluşabilir. Dönemsel

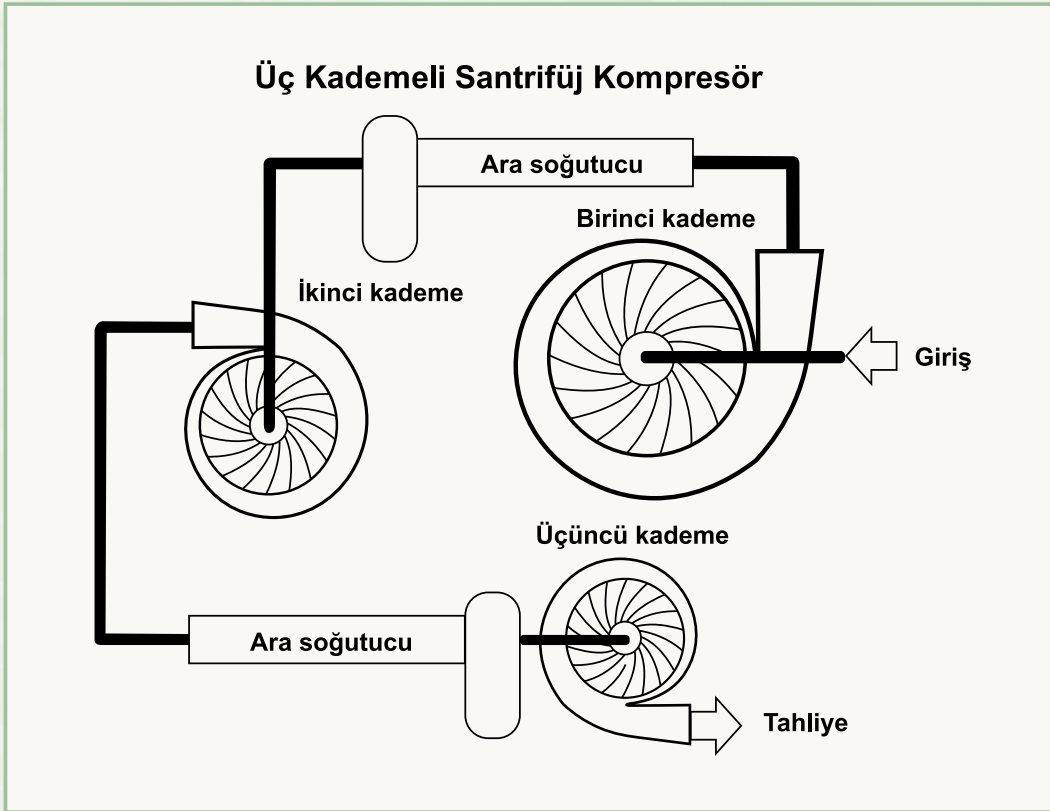
elektrik fiyatları yazın tepe dönemlerde yüksekse, buhar sürücülü kompresör kullanmak ekonomik olarak doğru olabilir. Böyle bir işletme stratejisini uygulama kararı eksiksiz bir ekonomik etüd gerektirir, çünkü kış ayları için alternatif sürücülü kompresör kapasitesinin bulunması gerekir.

Elektrik kısıntıları üretimi aksatıyorsa, alternatif sürücüler cazip olabilir. Bazı yerlerde “kesintili güç” satın alınabilmektedir. Kesintili güç, enerji şirketinin belirli bir süre içinde (10 veya 20 dakika) enerjinin kesileceğini tesise bildirdiği bir anlaşmaya tâbi olan elektrik enerjisidir. Bunu yapabilmeyen bir yolu da, elektrik kesileceği zaman elektrikli kompresörden elektrikli olmaya geçiş yapmaktır.

3.7.2. Çok kademeli santrifüj kompresörler

Santrifüj kompresörler dinamik kompresörlerdir. Diğer bir deyişle, pervanenin merkezine giren hava, pervane tarafından hızlandırılır ve uçtan yüksek hızla ve girişteki basıncından biraz yüksek bir basınçla çıkar. Yüksek hızlı hava difüzör bölümüne ve hava hızının yavaşlatıldığı kademelerin salyangozuna girer ve hız enerjisi basınç enerjisine dönüştürülür.

Şekil 3.13. Ara soğutuculara sahip, üç kademeli santrifüj kompresör



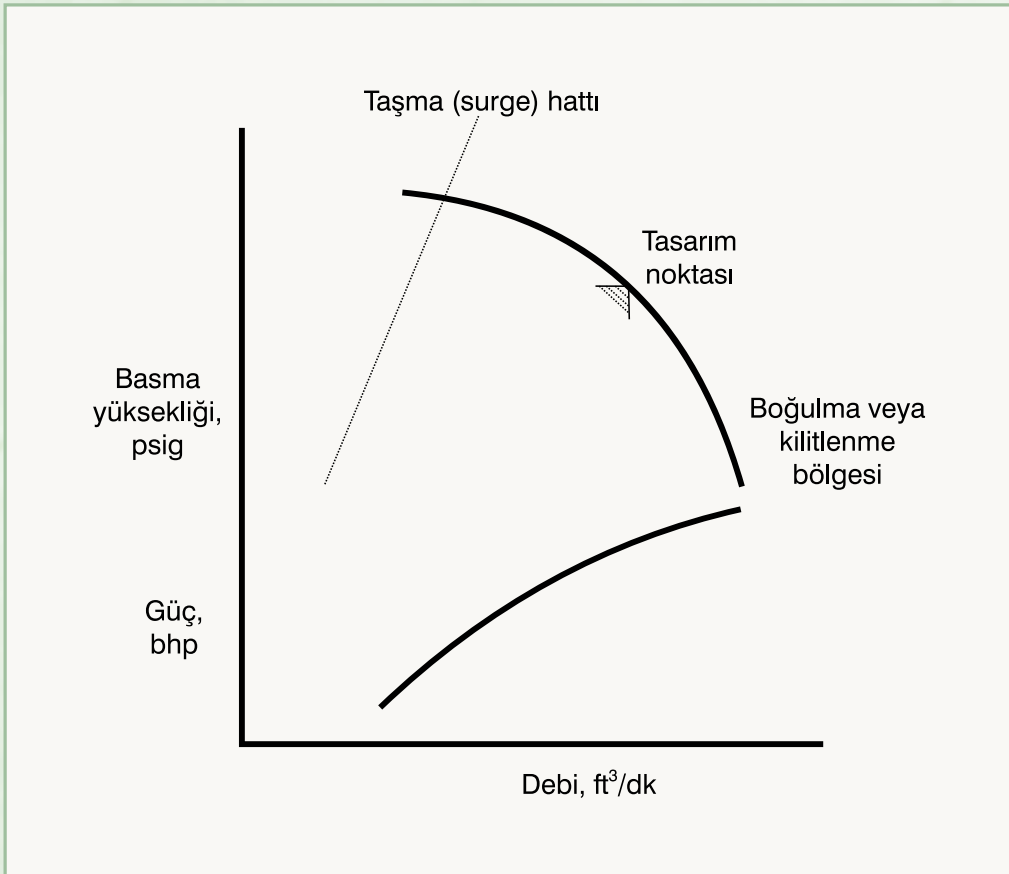
Kademeyi terk ettikten sonra hava, kademeler arası borulardan, ara soğutucudan, kademeler arası separatörden geçer ve bir sonraki kademelerin pervanesine gider; burada süreç tekrarlanır. Tesis hava basıncı aralığının 7 ilâ 9 bar (100 ilâ 130 psig) olduğu durumlarda, santrifüj kompresörlerde genellikle üç sıkıştırma kademesi vardır. Şekil 3.13’de, ara soğutuculara sahip, üç kademeli bir santrifüj kompresör görülmektedir. Üç kademeli sıkıştırma için, her kademelerin sıkıştır-

ma oranı, kompresörün toplam sıkıştırma oranının küp köküdür. Bazı kompresör üreticileri, daha ucuz ve daha düşük verimli iki kademeli tasarımlar sunmaktadır; bunlarda her kademenin sıkıştırma oranı, kompresörün toplam sıkıştırma oranının kare köküdür.

Tıpkı pozitif deplasmanlı ileri-geri hareketli kompresörlerin deplasman ve performans özelliklerini belirleyen belirli bir çap ve stroka sahip olması gibi, santrifüj kompresörler de performans özelliklerini belirleyen belirli bir geometriye sahiptir.

Aerodinamik tasarım ve dinamik sıkıştırma, Şekil 3.14'deki diyagramda gösterilen basma yüksekliği (basınç) ve debi ilişkisi yaratır.

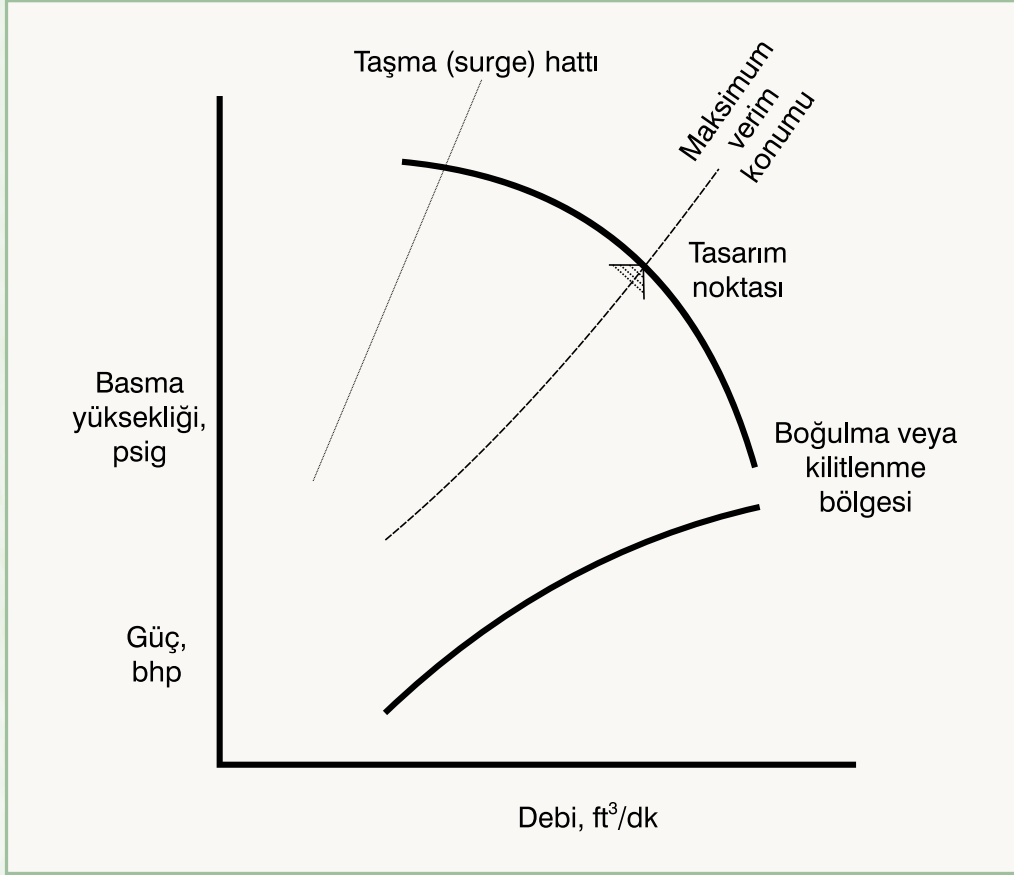
Şekil 3.14. Santrifüj kompresör performans eğrisi, güç ile birlikte



Belirli bir üreticinin aerodinamik tasarımı, bir kompresörün kendi basma yüksekliği/debi performans eğrisini oluşturur. Bazı tasarımlarda daha dik eğriler, bazılarında daha yatık eğriler ortaya çıkar. Taşma (*surge*) noktasına ulaşmadan önce olabilecek basınç artışı miktarı, aerodinamik tasarıma bağlı olarak değişir. Kompresör herhangi bir giriş kontrolü olmaksızın çalıştırılıyorsa, eğri üzerinde yer alan noktalarda çalışır. Sistem hava talebi düştükçe basınç artar, debi ve güç düşer.

Dinamik kompresörler için güç ve basınç ilişkisi, pozitif deplasmanlı makinelerin tam tersidir. Pozitif deplasmanlı makineler için, çıkış basıncındaki her barlık artışta güç %6 artar (her 2 psig için %1). Ancak santrifüj kompresörler için, basınç arttıkça güç azalır. Hava debisi de basınç arttıkça azalır.

Şekil 3.15. Santrifüj kompresör performans eğrisi – maksimum verim konumu



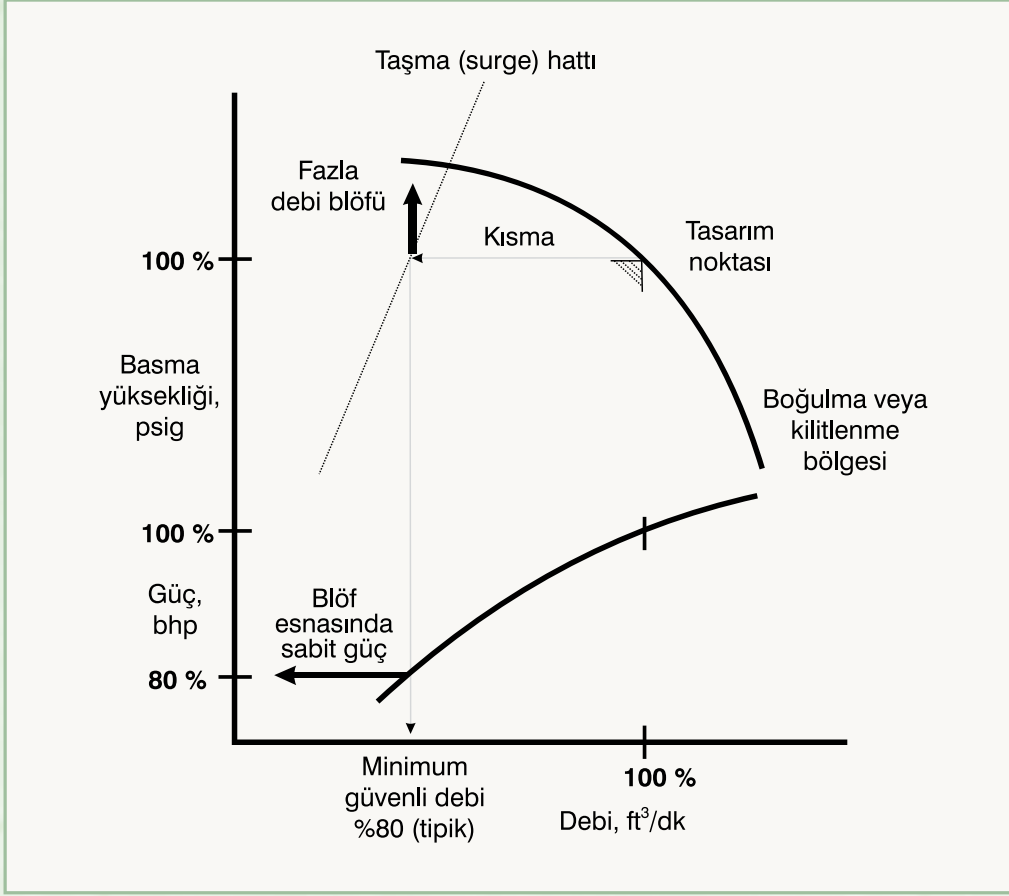
Santrifüj kompresör performansı ile ilgili başka bir karakteristik performans hattı (yukarıda gösterilmektedir) daha vardır. Buna "maksimum verim konumu" denir. Santrifüj kompresörün tasarımcısı verimli bir aerodinamik seçim yapmışsa, kompresörün tasarım noktası, maksimum verim konumunun performans hattını kestiği noktada olur. Maksimum verim konumu, Şekil 3.15'de sunulan santrifüj kompresör performans eğrisi üzerinde gösterilmiştir.

Basma yüksekliği azaldıkça kompresörden sağlanan debinin artması ilginçtir. Güç de artmaktadır. Maksimum verim konumundan boğulma bölgesine doğru gittikçe, azalan verim nedeniyle özgül güç (kW/100 ft³/dk) artmaktadır.

Performans eğrisi üzerinde hareket ederken, basma yüksekliğinin artması sağlanan debi ve gücü azaltır. Çıkış basıncının, taşmanın (*surge*) oluşacağı noktaya kadar yükselmesini önlemek gerekir. Kompresörün çıkış debisi azaldıkça ve aerodinamik performans, kompresör çıkış basıncının sistem basıncından daha düşük olduğu noktaya ulaşıncaya, taşma (*surge*) meydana gelir. Hava akımının tersine dönmesinin vuku bulduğu noktaya taşma (*surge*) denir (hava, çıkıştan geriye geriye doğru akar). Taşma (*surge*), kompresörde titreşim ve mekanik strese neden olur. Bir kompresör sık sık taşma (*surge*) olayı ile çalıştırılırsa, kompresörde önemli mekanik hasar olması muhtemeldir.

Taşmanın (*surge*) oluşmasını önleyecek bir güvenlik koruması olarak, çoğu santrifüj kompresör üreticisi, kompresör çıkışına bir blöf vanası koyar. Kompresör kontrolleri, taşmanın (*surge*) oluşabileceği durumları algıladığında, blöf vanası açılmaya başlar ve fazla hava akışını atmosfere bırakır. Kompresörün sağladığı hava akışını minimum güvenli debide veya üzerinde tutmak suretiyle taşma (*surge*) önlenir. Santrifüj kompresörleri blöf ile birlikte çalıştırmak oldukça verimsizdir, çünkü havayı sıkıştırmak için kullanılan enerji atmosfere bırakılarak israf edilmektedir.

Şekil 3.16. Santrifüj kompresör performans eğrisi – tasarım noktası, kısma hattı ve blöf

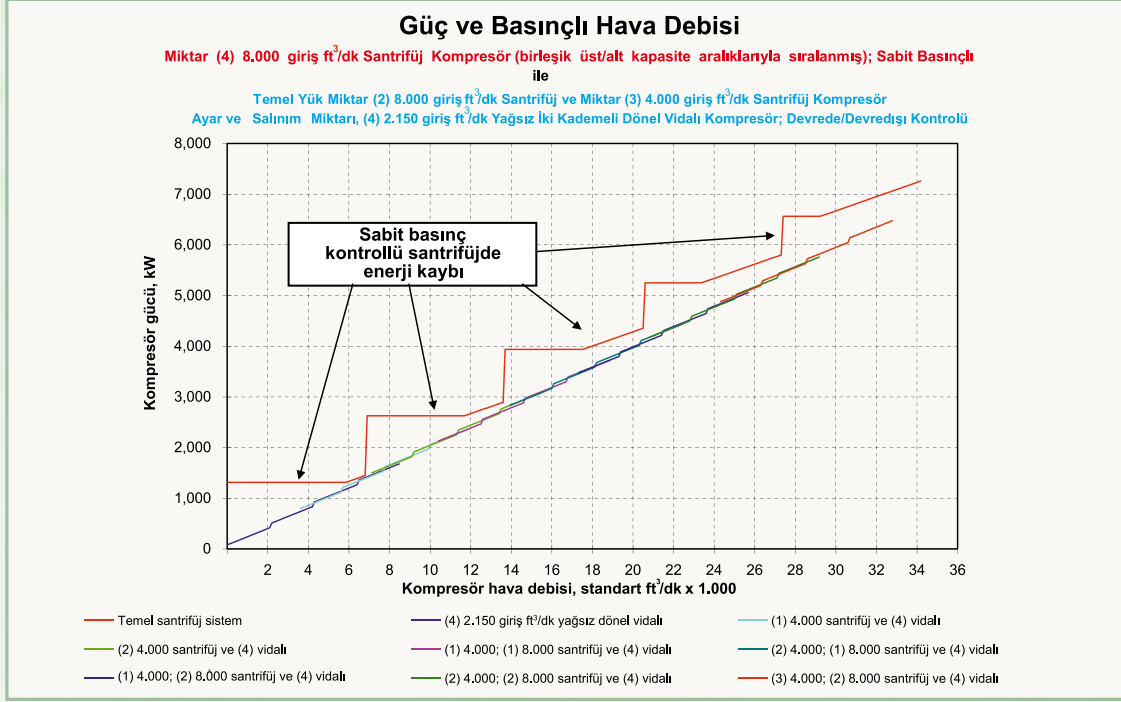


Genellikle, kompresöre giren debinin, taşmanın (*surge*) olacağı basıncın altındaki debilerde tutularak kontrol edilmesi tercih edilir. Bu kontrol aralığına bazen "kısma" veya "kapasite daraltma" denir. Kompresörün girişine, modüle edici kontrol vanası (kısma vanası) veya giriş kılavuz kanatları (IGV) takılır. Basınç arttıkça, giriş kısılarak kısmi vakum yaratılır ve kompresörün hava basması ve güç tüketimi düşürülür. Santrifüj bir kompresörün tasarım noktası, kısma hattı ve blöf bölgeleri Şekil 3.16'da santrifüj kompresör performans eğrisi üzerinde gösterilmiştir.

Bu kontrol metodu, taşma noktasına ulaşıncaya kadar, kendi aerodinamik performans eğrisi üzerinde, müsaade edilen sistem basıncından daha düşük minimum güvenli debiye ve daha geniş kapasite daraltma aralığına imkân verir. Giriş kılavuz kanatları, girişin kısılmasına göre, daha büyük derecede azaltma (tam kapasitenin %25 ilâ %30'u) ve daha iyi kısmi yük güç azaltımı sağlar. Giriş kılavuz kanatları genellikle, ilk maliyetleri nedeniyle, 500 hp ve daha büyük kompresörlerde ilâve bir maliyet seçeneği olarak mevcuttur.

Kapasite daraltma kontrolü olsa dahi, sistem hava talebi, maksimum kapasite daraltma aralığının altında olduğunda, fazla havanın blöfüne ve taşmanın (*surge*) önlenmesine ihtiyaç vardır.

Şekil 3.17. Çoklu santrifüj kompresör performansı ile çoklu pozitif deplasmanlı dönel vidalı kompresör performansının karşılaştırılması



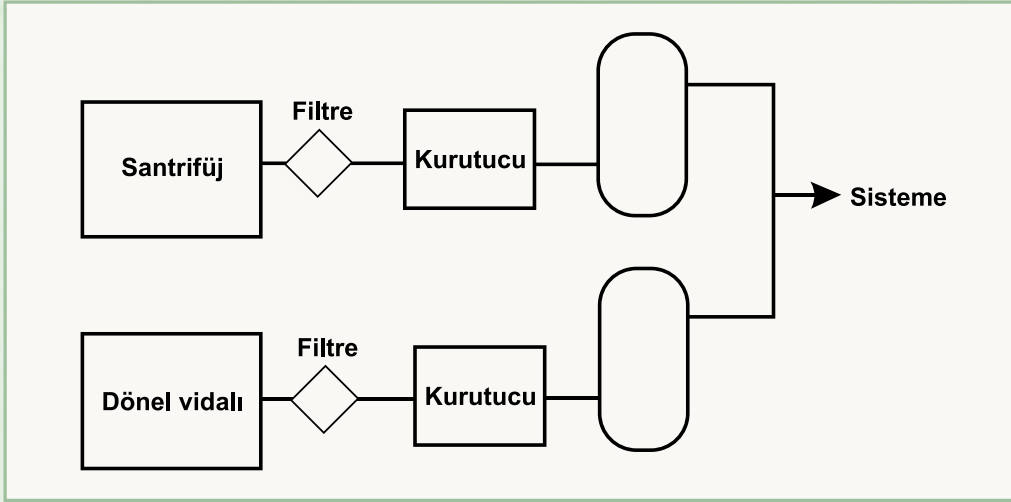
Tek bir sistemde birden fazla santrifüj kompresör bulunduğu, bunları aynı anda kısmak suretiyle kapasite daraltma miktarı daha iyi hale getirilebilir. Şekil 3.17'de sunulan grafik, her biri 8.000 ft³/dk kapasiteli toplam 4 santrifüj kompresör ile 0 ile 34.000 ft³/dk aralığında kapasite performansını göstermektedir. Daha fazla sayıda kompresör eklendikçe, blöfte çalışan kontrol aralığı daralmaktadır. Bu strateji, çok sayıda daha küçük kapasiteli santrifüj kompresör gerektirir. Santrifüj kompresörlerin faydalarından birisi, büyük makineler için ölçek ekonomisidir.

Bir santrifüj kompresör için en iyi uygulama, daima kendi kısma aralığında çalışarak temel yük kapasitesi sağlamasıdır. Santrifüj kompresörün kendi kapasitesinin bir kısmını blöf yoluyla her boşaltması verimin düşmesi demektir. Blöfü minimize etmenin diğer bir yöntemi de, kompresörün işleyişini izleyen ve makineyi taşma (*surge*) noktasına yakın yerde çalıştıran gelişmiş mikro işlemci kullanmaktır. Bir kompresörün gerçek taşma (*surge*) noktasını birçok faktör etkiler. Kompresörün taşma (*surge*) noktası; giriş sıcaklığı, soğutma, soğutma suyu sıcaklığı, makinenin ve soğutucuların durumu vs.ye göre değişir. Makinenin işleyişini ve taşma (*surge*) noktasını etkileyen birçok faktörü izlemek suretiyle, kontrol yöntemi, kompresörün taşmasına neden olmaksızın daha geniş bir kısma aralığı kullanabilir. Böylesine geliştirilmiş bir kontrol ile dahi, santrifüj kompresör, kendi kapasite aralığının önemli bir kısmını blöf yoluyla kullanmak zorundadır.

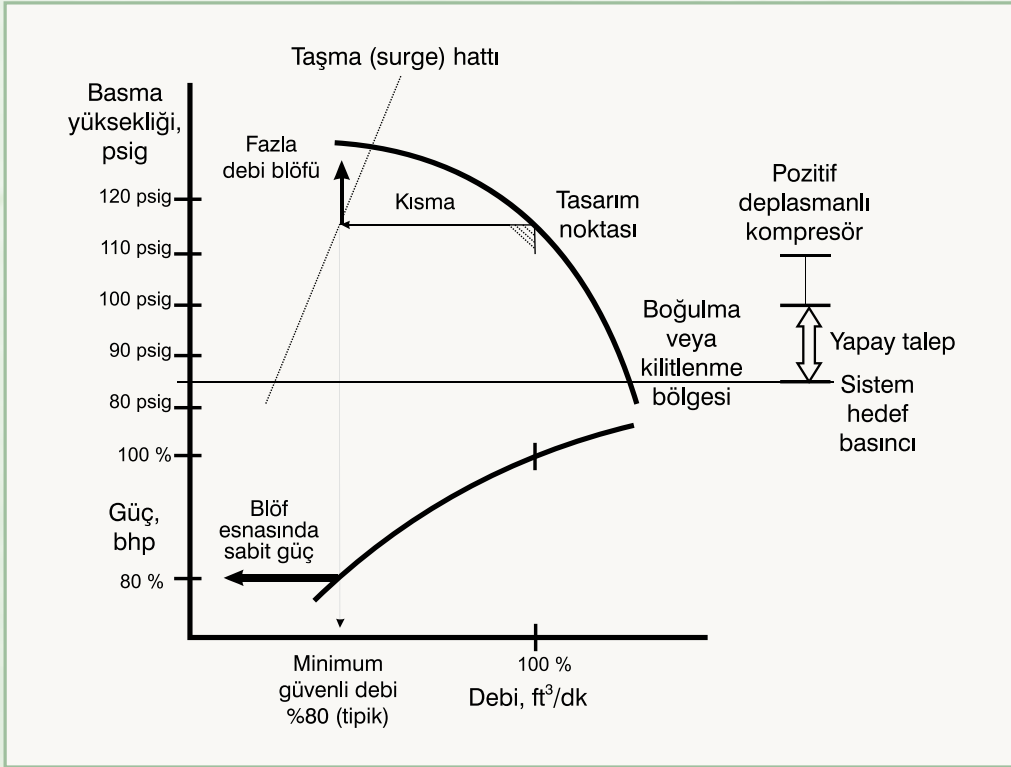
Şekil 3.17'de sunulan grafik, ayar makineleri olarak çalışan yüklü/yüksüz pozitif deplasmanlı kompresörler ile temel yük olarak çalışan çeşitli santrifüj kompresörlerden oluşan karma bir sistem için güç ve debi ilişkisini de göstermektedir.

Uygun kompresör seçimi ve kontrolü ile, basınçlı havanın blöf yoluyla kaybedilmeden sistem çalıştırılabilir. Pozitif deplasmanlı kompresörlerin dinamik kompresörler ile birbirine bağlanmasında uygun kontrol sağlanmalıdır. Pozitif deplasmanlı kompresörler 0,4 ilâ 0,7 bar kontrol basınç bandı aralığında çalışırken, santrifüj kompresörler, 1 bar veya üstü basınçlarda, sabit basınç kontrolü ile tasarlanırlar. Biri santrifüj diğeri dönel vidalı kompresör olmak üzere, iki kompresörden oluşan bir sistem farz edelim.

Şekil 3.18. Santrifüj ve dönel vidalı kompresörlerden oluşan birleşik sistem blok diyagramı



Şekil 3.19. Santrifüj ve dönel vidalı kompresörlerden oluşan birleşik sistem performans profili



Şekil 3.18'de sunulan sistem tasarımı, santrifüj kompresöre temel yük; yüklü/yüksüz dönel vidalı kompresöre de ayar yeteneği sağlamaktadır. Dönel vidalı kompresörün kontrol basınç bandı 6,9 ilâ 7,6 psig iken, santrifüj kompresörün kısma basıncı 8,0 bar olmaktadır. Sistem için en düşük optimum basınç, 5,8 barlık hedef basınç ise, önemli büyüklükte bir yapay talep bileşeni mevcut demektir. Şekil 3.19'da, santrifüj ve dönel vidalı kompresörlerden oluşan birleşik sistem performans profili görülmektedir.

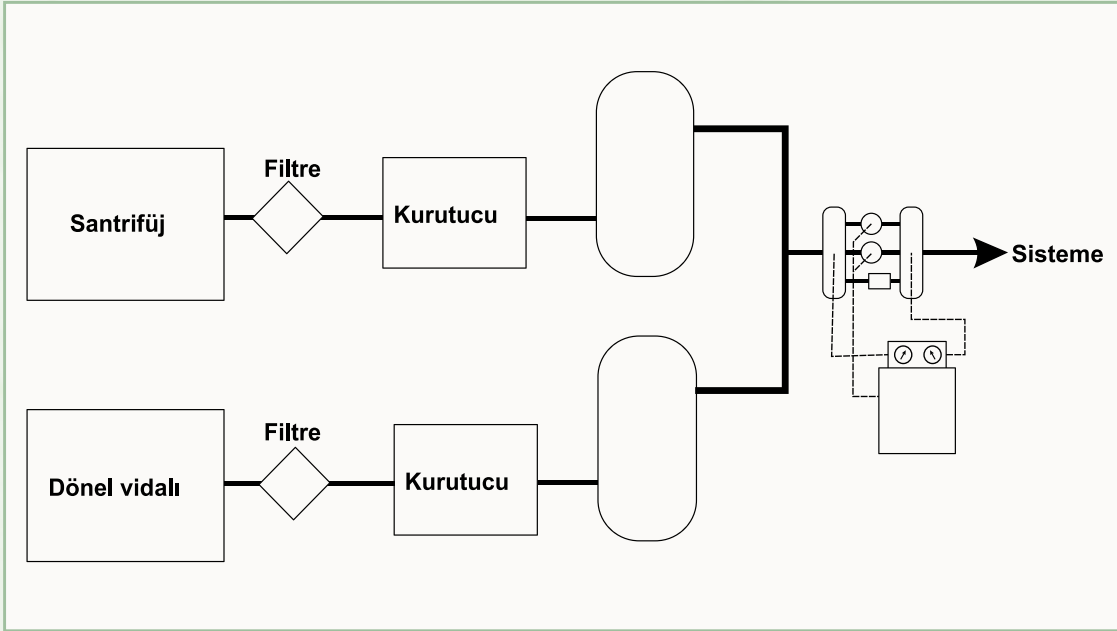
Santrifüj kompresörün kısma basıncının düşürülmesi aşırı derecede verimsiz çalışmaya yol açabilir. Kısma ayarının 7,2 bara düşürüldüğünü farz edelim. Dönel vidalı kompresör yüklen-

dikçe basınç artar. Basınç, 7,2 barlık kısma basıncına ulaştığında, santrifüj kompresör çıkışını azaltmaya başlar. Sistem basıncı, dönel vidalı kompresörün yükten çıkış noktası olan 7,6 bara yükselemez. Gerçekte, sistemin hava talebi düşmeye devam ederse, santrifüj kompresör sonuçta blöf yapmaya başlar. O noktada, dönel vidalı kompresörün çıkışı efektif olarak santrifüj kompresörün blöfünü beslemektedir.

Dönel vidalı kompresörün basıncını düşürmek suretiyle yapay talep azaltılabilir. Bununla bağlantılı iki sorun vardır. Sistem basıncı düştükçe, santrifüj kompresör kendi eğrisi üzerinde boğulma bölgesine doğru maksimum verim konumundan uzakta çalışır. İkincisi ise, sistem basıncı hedef basınca yaklaşacak biçimde azaldıkça, artık depolama basınç farkı daha az olur. Anlık talepleri desteklemeye yetecek depolama yoksa, sistem basıncı hedef basıncın altına düşebilir.

Bir alternatif de, sistemin arz ve talep tarafları arasındaki orta noktada akış kontrolünü sağlamaktır. Akış kontrolü, 5,8 barlık hedef basıncın muhafaza edilmesini sağlar.

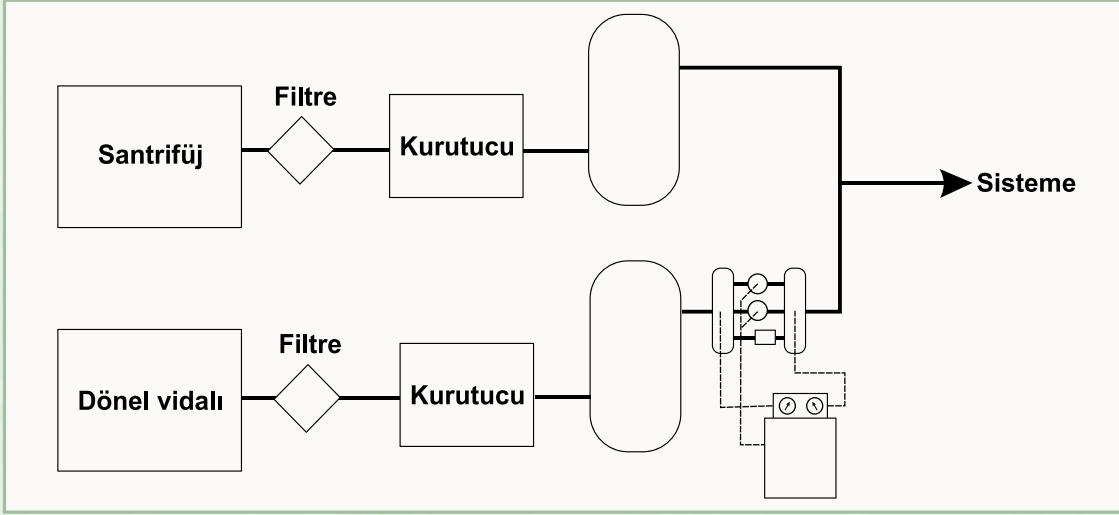
Şekil 3.20. Santrifüj ve dönel vidalı kompresörlerden oluşan birleşik sistem blok diyagramı, basınç akış kontrollü



Şekil 3.20'de sunulan konfigürasyonda, sistem hedef basıncı 5,8 bara ayarlanarak yapay talep ortadan kaldırılabilir. Akış yukarısında daha yüksek basınç, kullanılabilir hava depolaması sağlar. Ancak, santrifüj kompresör çıkışı, hâlâ, dönel vidalı kompresörün kontrol basınç bandının salınımına bağlıdır. Ayrıca, dönel vidalı kompresörün santrifüj kompresörün blöfünü beslediği durumda, kontrol basıncı ile kısma basıncı ayarlarının birbiriyle uyumsuz olması ihtimali vardır.

Santrifüj ve dönel vidalı kompresörler arasında çıkış basıncının etkileşmesini önlemek için, çıkış borusu bağlantılarını ayırmak gerekir. Santrifüj kompresörün çıkışını akış kontrolünün akış aşağısına koymak suretiyle, santrifüj kompresörün çıkışı, dönel vidalı kompresörün kontrol basınç bandından izole edilmiş olur.

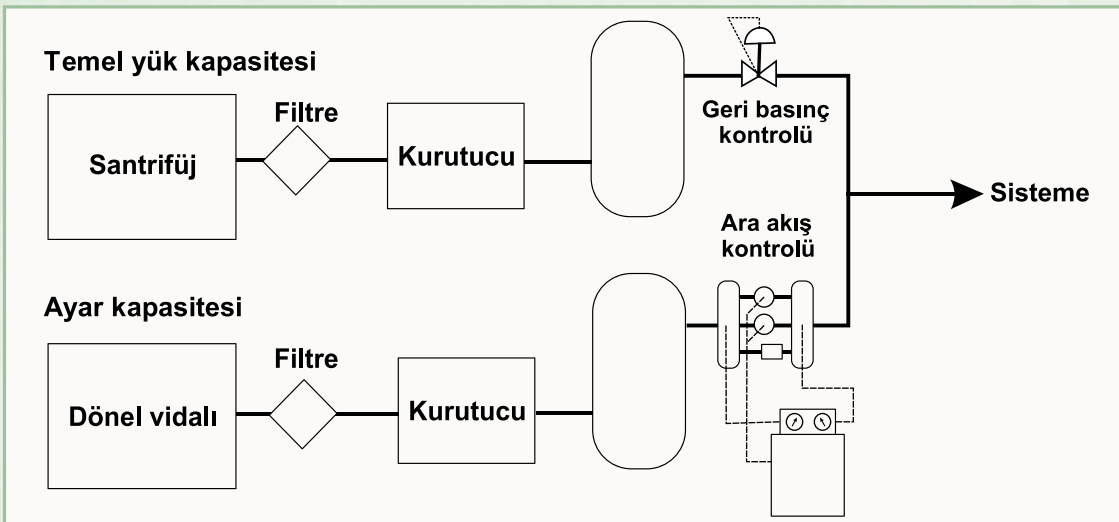
Şekil 3.21. Santrifüj ve dönel vidalı kompresörlerden oluşan birleşik sistem blok diyagramı, dönel vidalı için basınç akış kontrollü



Şekil 3.21’de blok diyagramda gösterilen yaklaşım, santrifüj kompresörün çıkışının, dönel vidalı kompresörün kontrol basıncı bandından izole edilmesini sağlamaktadır. Ancak, sistem hedef basıncı 5,8 bar iken, santrifüj kompresör boğulma bölgesine doğru çalışmaktadır. Bu sorunu aşmak için iki alternatif vardır. Kompresörün büyük bakım zamanı gelmişse, kompresörün aerodinamiğini daha düşük tasarım basıncı için yeniden tasarlamak mümkün olabilir. Üreticiye danışılarak, aerodinamiği yeniden tasarlanmanın mümkün olup olmadığı araştırılabilir. Kompresör gövdesinin, kademeler arasındaki boruların/soğutucuların sınırlamaları, tasarım basıncının olması gerekenden daha yüksek seçilmesine sebep olabilir.

İkinci alternatif ise santrifüj kompresörün çıkışında geri basınç kontrolü uygulamaktır. Geri basınç kontrolü, santrifüj kompresörün, ara akış kontrolünün akış aşağısında, havayı boşaltırken kendi tasarım noktasında çalışmasını sağlayacak bir ayar noktasının muhafaza edilmesini mümkün kılar. Santrifüj kompresörün çıkışı, santrifüj kompresörün boğulma bölgesinde çalışmasına neden olmaksızın, dönel vidalı kompresörün kontrol basıncı bandından izole edilmiş olur.

Şekil 3.22. Santrifüj ve dönel vidalı kompresörlerden oluşan birleşik sistem blok diyagramı, dönel vidalı için basınç akış kontrollü ve santrifüj kompresör için geri basınç kontrollü

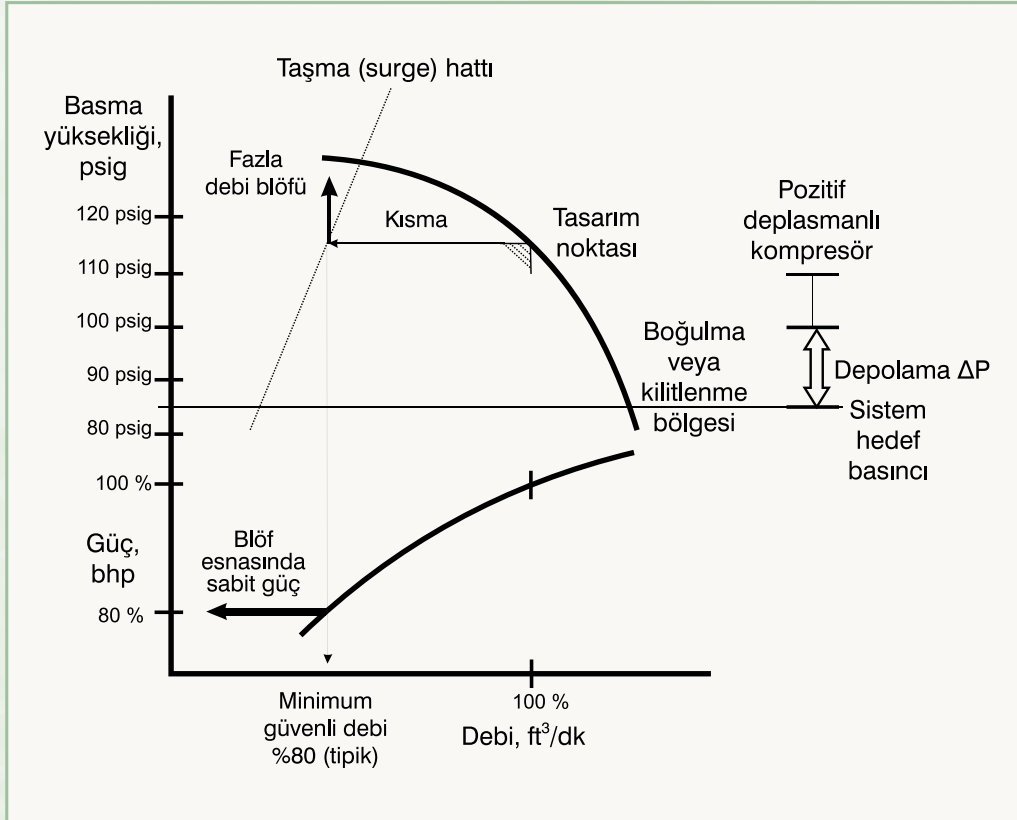


Şekil 3.22'de gösterildiği üzere, karma bir kompresör sistemi yapılandırılırken dikkate alınması gereken birkaç performans faktörü vardır. Ayar depolaması, kompresörlerin izne bağlı başlama zamanını desteklemelidir. Santrifüj kompresörler açısından, başlama süresi bir dakika veya daha uzun süre gerektirebilir. Depolamanın, bir kompresörün beklenmedik durmasını ve yerini alacak kapasitenin devreye girmesini destekleyip desteklemediği sorgulanmalıdır.

Geri basınç kontrol vanası, kendi kontrol aralığının etkili kesiminde çalışırken, santrifüj kompresör kapasitesi ve empoze edilen ΔP ile uyumlu bir akış katsayısı (C_v) seçimine sahip olmalıdır. Geri basınç vanasının tepki hızı, akış yukarıya alıcı hacmiyle uyumlu olarak kontrol edilmelidir. Geri basınç vanası potansiyel olarak, akış yukarılarında hızlı basınç değişimlerine neden olabilir; bunlar da santrifüj kompresörün kontrollerini etkileyebilir.

Birden fazla yerde birden fazla kompresörü bulunan sistemlerde, kompresör basınç ayar noktalarını, blöfü önleyecek biçimde düzenlemek gerçekten imkânsız olabilir. Kompresör konumları arasında sistem genelinde basınç gradyanları, sistemin hava debisi değiştiğinde sürekli değişir. Olabilecek normal basınç değişimlerini karşılamak için, operatörlerin basınç kontrol ayar noktalarını günde birkaç kez düzenlemesi gerekebilir. Çeşitli kompresörlerde uygun biçimde uygulanan akış kontrol vanaları, sistemde çeşitli yerlerde bulunan birden fazla kompresörü kontrol etmek için pratik bir yöntem sağlar.

Şekil 3.23. Yapay talebi elimine eden basınç/akış kontrollü santrifüj ve dönel vidalı kompresörlerden oluşan birleşik sistem performans profili



Şekil 3.23'te görüldüğü üzere, ara akış kontrolü, kontrollü depolama farkı sağlar ve sistem hedef basıncını kontrol etmek suretiyle yapay talebi ortadan kaldırır. Geri basınç akış kontrolü, santrifüj kompresörleri kendi tasarım noktalarında çalışır durumda tutar. Geri basınç akış kontrolü ayrıca, santrifüj kompresörün blöf edilmesini önler. Basınç yükselmeye başlarsa, geri ba-

sınç akış kontrolü açılarak santrifüj kompresörün sağladığı havanın sisteme girmesi temin edilir. Sistem basıncı yükselmeye başladığında, bu artış ara akış kontrolünde algılanır. Ara akış kontrolü bunun üzerine kapanır ve beslemenin ayar kapasitesi kısmından gelen debi azalır. Kısmi yük koşullarında verimli çalışacak biçimde tasarlanmış ayar kompresörleri, sağladıkları havayı azaltarak ve daha az güç harcayarak tepki verirler.

Santrifüj ve pozitif deplasmanlı kompresörlerden oluşan kombinasyonu çalıştıran karma sistemlerin, uygun tasarlanmış kontrol ile ortadan kaldırılabilir. Blöf ve yapay talebi olması, çoğunlukla önemli miktarda atığa sebep olur.

3.7.3. İşletme ve bakım

Santrifüj kompresörlerin işletim ve bakımının, rutin kontrollere özen gösterilerek yapılması çok önemlidir. Santrifüj kompresörler çok az büyük tamir ve bakıma ihtiyaç duyarak uzun süre çalışabilmektedirler. Ancak, örneğin bir ara soğutucunun boşaltıcısı gibi rutin operasyonel kontrol gerektiren bir bileşendeki küçük bir sorun, çok büyük tamir maliyetine yol açabilir.

Rutin günlük kontroller, en azından aşağıda sunulan konularda üreticinin tavsiyelerine göre yapılmalıdır:

- Hava giriş filtresi basıncı düşüşü
- Hava giriş sıcaklığı ve basıncı
- Kademeler arası sıcaklık ve basınçlar
- Kompresör üzerindeki her soğutucuda, soğutma suyu giriş ve çıkış basınçları ve sıcaklıkları
- Yağ basıncı ve sıcaklığı
- Tüm yoğuşma suyu boşaltma tapalarının düzgün çalıştığına kontrol edilmesi/doğrulanması
- Titreşim seviyelerinin kontrol edilmesi.

Günlük kontroller yapıldıkça bir kütüğe kaydedilmelidir. Kütük gözden geçirilerek daha ciddi bir durumun ön ikazı olabilecek sıcaklık, basıncı ve/veya titreşim değişimleri değerlendirilmelidir. Çoğu uygulamada bu kontroller her vardiyada (24 saatlik işletimde, günde 3 kez) yapılmaktadır.

Daha az sıklıkta olmak üzere, örneğin aylık operasyonel kontroller yapılmalıdır. Kritik taşma (*surge*) kontrol ve kapasite kontrol işlevlerine özel dikkat gösterilmelidir. Hava kontrol boruları, yağ boruları ve su borularında kaçak veya çatlak kontrolü yapılmalıdır. Yoğuşma suyu kapanları gerektiği şekilde temizlenmeli ve/veya değiştirilmelidir. Yağ seviyesi, yağ haznesi vanası kontrol edilmeli ve gerektiği şekilde bakımı yapılmalıdır. Soğutma suyu sistemi bileşenleri, basıncı ve sıcaklık ölçerler kontrol edilmeli; hat süzgeçleri temizlenmeli ve/veya değiştirilmelidir.

Gevşemiş civata, boru bağlantısı, yıpranma ve aşınma kontrolleri de belirli aralıklarda yapılmalıdır. Üreticinin tavsiyelerine uyulması yerinde olur. Düzenli yağ testi programı uygulamak için kompresör üreticisi ve yağ tedarikçisine danışılmalıdır. Yağ değiştirme talimatlarına uyulması önemlidir. Santrifüj kompresörlerin işletiminde, yağın uygun durumda olmasının kritik önemi vardır. Yağın düşük performansı kısa süre içinde büyük bileşen arızalarına ve pahalı tamirata yol açabilir.

Rutin bakım, her türlü makineyi çalıştırmada önemli bir konudur. Santrifüj kompresörler dışındaki kompresör tasarımları, optimum altı operasyonel kontroller ve rutin bakıma daha tole-

ranslı olabilir. Tesiste, küçük sorunların büyük sorunlar haline gelmesini önleyecek rutin kontrol/bakım yürütme öteden beri pek etkin biçimde yapılmıyorsa, diğer kompresör tasarımlarının düşünülmesi tavsiye edilir. Santrifüj kompresörlere bakım yapmamak çok pahalıya patlayabilir.

Temel Kazanımlar

1. Endüstriyel kompresörler iki büyük kategoriye ayrılır: Pozitif deplasmanlı ve dinamik.
2. İleri-geri hareketli (resiprokan) kompresörler, pozitif deplasmanlı kompresörlerdir.
3. Dönel vidalı kompresörler de pozitif deplasmanlı kompresörlerdir.
4. Dönel vidalı kompresörler, en yaygın endüstriyel kompresör tipidir.
5. Dönel vidalı kompresörler için birçok farklı tipte kısmi yük kapasite kontrolü mevcuttur.
6. Kısmi yük kapasite kontrolünün farklı tipleri farklı kısmi yük güç özelliklerine sahiptir.
7. Santrifüj kompresörler, sanayide kullanılan dinamik kompresörlerin en yaygın tipidir.
8. Aerodinamik tasarım, santrifüj kompresörler için basma yüksekliğine karşılık debi performans eğrisini belirler.
9. Santrifüj kompresörleri blöflü olarak çalıştırmak aşırı derecede verimsiz olabilir.
10. Santrifüj kompresörü, performans aralığının kilitleme (veya boğulma) bölgesinde çalıştırmak verimsizdir.
11. Bir sistemde birden fazla santrifüj kompresörü çalıştırırken, blöflü çalıştırmak yerine kompresörleri kısmak tercih edilir.
12. Pozitif deplasmanlı ve santrifüj kompresörlerin kombinasyonunu kullanan bir sistemi işletirken, kontrol stratejisi ve sistem basınç profiline özel dikkat gösterilmelidir.
13. Santrifüj kompresörler için rutin bakımın düzgün yapılmaması, kompresörün büyük bileşenlerinde maliyetli arızalara yol açabilir.



Bölüm

4

Havanın Temizlenmesi

Hava sıkıştırıldığında, havadaki her şey de sıkıştırılır. Tipi ne olursa olsun her kompresör, ortam havasındaki kirlenmeleri yoğunlaştırır. Bu kirlenmeler katı parçacıkları, hidrokarbon buharları (yağ, benzin ve dizel yakıt dumanı), kimyasal buharları ve su buharını içerir. Yağsız kompresör kullanılması, basınçlı havanın temiz olmasını garanti etmez. Ortam havasındaki kirlenmeler basınçlı havadan giderilmezse, hava dağıtım sisteminde ve basınçlı havayı kullanan ekipmanda yoğunlaşır.

4.1. Hava Kalite Standartları

Hava kalitesi ihtiyaçlarını tanımlamaya yardımcı olan çeşitli kılavuzlar ve standartlar mevcuttur. Bunların en yaygın olanları ANSI/ISA-7.0.01-1996 Quality Standard for Instrument Air (ANSI/ISA-7.0.01-1996 Alet Havası için Kalite Standardı) ve International Standard ISO 8573-1 Compressed Air – Part 1: Contaminants and purity classes (Uluslararası Standart ISO 8573-1 Basınçlı Hava – Bölüm 1: Kirlenmeler ve saflık sınıfları)'dır. ISO 8573-1 uluslararası standardı, basınçlı hava üretimi ve temizlenmesi için doğru sistemi seçmede çok faydalıdır. Standart; "susuz", "yağsız" veya "tozsuz" gibi muğlak kalite terimlerinin yerine basit rakamsal değerler getirmekte ve bunları tanımlanmış kalite sınıfları halinde ayırmaktadır. ISO 8573-1 standardı, basınçlı hava kaynağına bakmaksızın, parçacıklar, su veya yağ bakımından basınçlı havanın saflık sınıflarını belirler. Standart, çeşitli basınçlı hava talepleri için uygun sınıf düzeyleri tavsiye etmez; sadece bir sınıftaki çeşitli kirlenmelerin kabul edilebilir miktarını belirtir.

Parçacıklı kirlenmeler için basınçlı hava saflık sınıfları, parçacık boyutu aralığı belirtir ve buna karşılık gelen izin verilebilir kirlenme seviyesini metreküp başına tanecik sayısı cinsinden belirler. Tablo 4.1'de, parçacıklı kirlilik sınıfları sunulmuştur.

Tablo 4.1. Parçacıklı kirlilik sınıfları

Sınıf	Parçacık Boyutu Aralığı En küçük $\leq d \leq$ En büyük (μm)		Parçacık Sayısı ¹ Metreküp hava başına Maksimum parçacık sayısı
	0	Her uygulama için belirlendiği şekilde (Sınıf 1'den daha katı)	
1	0,5	1,0	1
2	1,0	5,0	10
3	1,0	5,0	500
4	1,0	5,0	1.000
5	1,0	5,0	20.000
6	--	5,0	$\leq 5 \text{ mg/m}^3$
7	--	40,0	$\leq 10 \text{ mg/m}^3$

Nem ve sıvı haldeki su sınıfları Tablo 4.2'de sunulduğu gibi tanımlanmıştır. Nem değerleri basınç çığ noktası olarak, sıvı haldeki su değerleri ise sıvı haldeki suyun konsantrasyonu olarak CW (g/m^3) verilmektedir.

Tablo 4.2. Nem ve sıvı haldeki su sınıfları

Sınıf	Nem	Sıvı haldeki su konsantrasyonu $\text{LSL}^2 \leq C_w \leq \text{USL}^3$	
	Basınç çığ noktası	(g/m^3)	(g/m^3)
0	Her uygulama için belirlendiği şekilde (Sınıf 1'den daha katı)		
1	$\leq -70^\circ\text{C} \leq -94^\circ\text{F}$	--	--
2	$-40^\circ\text{C} \leq -40^\circ\text{F}$	--	--
3	$-20^\circ\text{C} \leq -4^\circ\text{F}$	--	--
4	$+3^\circ\text{C} \leq +37^\circ\text{F}$	--	--
5	$+7^\circ\text{C} \leq +45^\circ\text{F}$	--	--
6	$+10^\circ\text{C} \leq +50^\circ\text{F}$	--	--
7	--	0	0,5
8	--	0,5	5,0
9	--	5,0	10

Yağlı kirlilik sınıfları da, aerosol, sıvı ve buhar dâhil olmak üzere toplam yağ konsantrasyonu olarak (mg/m^3) belirlenmiş ve Tablo 4.3'de sunulmuştur.

¹ Tam spesifikasyonda, daha küçük parçacık boyutları için parçacık sayıları da yer almaktadır. Burada sadece en büyük parçacık boyutu aralıklarına yer verilmiştir.

² LSL – Lower Spec. Limit [Alt Spesifikasyon Limiti]

³ USL – Upper Spec. Limit [Üst Spesifikasyon Limiti]

Tablo 4.3. Yağ sınıfları (toplam konsantrasyon)

Sınıf	Toplam Yağ Konsantrasyonu (Aerosol, sıvı ve buhar)
	≤ USL (mg/m ³)
0	Her uygulama için belirlendiği şekilde (Sınıf 1'den daha katı)
1	≤ 0,01
2	≤ 0,1
3	≤ 1,0
4	≤ 5,0

Tablo 4.4. Tipik hava kalite sınıfı tavsiyeleri

Tipik Hava Kalite Sınıfları ⁴				Tipik Hava Kalite Sınıfları			
Uygulama	Toprak	Su	Yağ	Uygulama	Toprak	Su	Yağ
Hava karıştırma	3	5	3	Endüstriyel el aletleri	4	5-4	5-4
Hava taşıma	2	2	3	Takım tezgâhı	4	3	5
Hava ölçme	2	3	3	Madencilik	4	5	5
Hava motorları, ağır	4	4-1	5	Ambalaj ve tekstil makineleri	4	3	3
Hava motorları, küçük	3	3-1	3	Fotoğraf tabı	1	1	1
Hava türbinleri	2	2	3	Tesis havası, genel	4	4	5
Tuğla ve cam makineleri	4	4	5	Pnömatik silindirler	3	3	5
Makine parçalarını temizleme	4	4	4	Hassas basınç regülatörleri	3	2	3
İnşaat	4	5	5	Proses kontrol aletleri	2	2	3
Tanecikli ürünleri taşıma	3	4	3	Kaya matkapları	4	5-4	5
Toz ürünleri taşıma	2	3	2	Kumlama	-	5-2	5
Akışkanlar, güç devreleri	4	4	4	Sprey boyama	3	3-2	3
Akışkanlar, sensörler	2	2-1	2	Kaynak makineleri	4	4	5
Döküm makineleri	4	4	5				
Yiyecek-içecek işleme	2	3	1				

Tablo 4.4'de, tipik hava kalite sınıfları sunulmuştur. Hava temizleme sisteminin birincil görevi, basınçlı havanın içindeki suyu gidermektir. Giriş koşullarının 20°C, %70 bağıl nem (doyma) ve 1 bar mutlak olduğu durumda; 5 m³/dk'lık kompresör günde 30 litre su üretecek kadar

⁴ Kaynak: Compressed Air Challenge® Eğitim Kursu: Basınçlı Hava Sistemleri Yönetimi, İleri Düzey. Bu tavsiyeler sadece tipiktir ve hiçbir açık veya örtük garanti veya sorumluluk içermeksizin önerilmiştir. Bazı uygulamalar için birden fazla sınıf düşünülebilir. Ortam koşulları, özellikle çığ noktası seçimi etkiler. Kendi ihtiyaçlarınızı belirlemek için kullanım noktası ekipman üreticilerine danışınız.

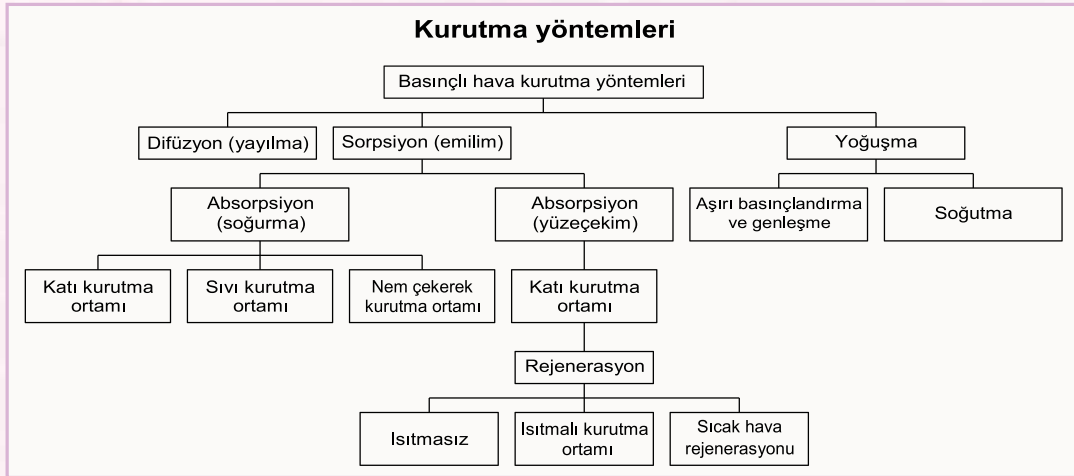
su buharını sıkıştırır. Su buharının sıkıştırılması çığ noktasını değiştirir. Basınçlı hava sisteminde çığ noktasına basınç çığ noktası denir. Kural olarak, daha yüksek basınçlar daha yüksek basınç çığ noktalarına yol açar. Bu örnekte, basıncın 7 bardan 12 bara yükseltilmesi, basınç çığ noktasını 51°C'den 62°C'ye yükseltir. Basınçlı hava sisteminde sıcaklığın basınç çığ noktasına soğuduğu noktada, sıkıştırılmış su buharı yoğunlaşarak sıvı haldeki suya dönüşür.

Son soğutucuda yaklaşık 20 litre su yoğunlaşır (7 bar çalışma basıncı ve 30°C çıkış sıcaklığında). Kalan 10 litre ise sistemde herhangi bir elverişli noktada yoğunlaşır. Sınıfı 3°C olan bir soğutmalı kurutucu, 25°C giriş sıcaklığında, kalan 10 litrenin yaklaşık %74'ünü yoğunlaştırır. Dağıtım sistemindeki basınç nispeten sabit kaldığı sürece, yoğunlaşmanın devam edebilmesi için basınçlı hava sıcaklığının 3°C'nin altına düşmesi gerekir. Kalan su, atmosfere bırakılıncaya kadar buhar halinde kalmaya devam eder; atmosfere bırakıldığında da, basınçtaki düşmenin soğutucu etkisi, buharın yoğunlaşmasına neden olabilir.

Tipik yoğunlaşma noktaları arasında şunlar vardır: Dönel vidalı kompresörün yağ separatör tankı, son soğutucu, depolama alıcısı, soğutmalı kurutucu ve borular. Bunlardan ikisinde yoğunlaşma hiç arzu edilmez. Yağ separatör tankında yoğunlaşma, suyun yağ yerine kompresör yataklarına gönderilmesine yol açar. Basınçlı hava dağıtım hatlarındaki sıvı haldeki su, ekipmana hasar verir, hava hatlarının paslanmasına neden olur ve bakım maliyetini artırır.

4.2. Kurutma Yöntemleri

Şekil 4.1. Kurutma yöntemleri



- Sorpsiyon (emilim): Nemin adsorpsiyon (yüzeçekim) veya absorpsiyon (soğurma) yöntemiyle giderilmesi.
- Adsorpsiyon (yüzeçekim): Fiziksel süreç; nem moleküler kuvvet ile kurutma ortamına bağlanır.
- Absorpsiyon (soğurma): Kimyasal süreç; nem kurutma ortamıyla kimyasal tepkime yoluyla çıkarılır.
- Yoğuşma: Su, çığ noktasının altına düşürülmek suretiyle ayrıştırılır.
- Aşırı basınçlandırma ve ardından genleşme

- Soğutmalı kurutucuda soğutkan sirkülasyonu ile soğutma
- Difüzyon (yayılma): Havadaki su buharı ve diğer gazların kısmi basınçlarındaki farklar nedeniyle, nem bir membrandan geçer.

4.2.1. Aşırı basınçlandırma yoluyla kurutma

Aşırı basınçlandırma, basınçlı havayı kurutmanın en basit yöntemidir. Hava genellikle, arzu edilen çalışma basıncınının 20 katına sıkıştırılır. Kurutma sürecinde, 15 barlık bir uygulamada genellikle 300 barlık basınç görülür. Aşırı basınçlandırma, su buharını yoğunlaştırır ve basınç çığ noktasını büyük ölçüde değiştirir. Aşırı basınçlandırılan hava, nem separatörü ve kapalı olan bir son soğutucuya beslenir. Ardından havanın gerçek arzu edilen çalışma basıncına genleşmesine izin verilir. Bu şekilde çok düşük basınç çığ noktaları elde edilebilir. Ancak, havayı bu yöntemle kurutmak için gereken enerji çok yüksektir ve ekipman da çok pahalıdır. Diğer yöntemler daha çok enerji verimli ve daha ucuzdur.

4.2.2. Soğutma yoluyla kurutma

Soğutmalı kurutucunun çalışma ilkeleri dört aşamaya ayrılır:

- Sıcak basınçlı hava, kurutucuya girer ve ilk olarak ısı değiştiricinin içinde, kurutucunun soğutmalı kısmını terk eden soğuk basınçlı hava tarafından soğutulur.
- Soğutkan sirkülasyonlu diğer bir ısı değiştiricide ilâve soğutma yapılır. Genellikle hava 3°C ilâ 5°C'ye soğutulur.
- Yoğuşma suyu, ayırıcı bir sistem ile basınçlı havadan ayrıştırılır ve kurutucudan dışarıya akıtılır.
- Kurutulan hava, gelen sıcak hava akımını içeren ısı değiştiriciden geçirilerek tekrar ısıtılır. Süreçten geçtiğinde basınçlı havanın bağıl nemi %10-25 civarına düşürülmüş olur.

Soğutmalı kurutucular genellikle %100 doymuş, 40°C civarında sıcaklıkta ve yaklaşık 7 bar basınçtaki giriş havası içindir. Daha yüksek giriş sıcaklıkları ve daha yüksek basınçlar için özel kurutucular mevcuttur.

4.2.3. Difüzyon (yayılma) yoluyla kurutma

Membran kurutucu, bu uygulama için özel geliştirilmiş, ince ve içi boş insan yapısı lif demetinden oluşur. Bu lifler mekanik ve kimyasal olarak işlenir; böylece basınçlı hava içinde bulunan su buharı, liflerin yüzeyindeki çok ince gözeneklerden geçer. Nemli basınçlı hava, lif demetinin diğer ucuna akar; su buharı gözeneklerden geçerek dışarı çıkar ve kuru hava, lif demetinin diğer ucunu terk eder. Bu süreçte, havanın küçük bir miktarı da kaçarak su buharını gövdeden dışarı iten süpürücü görevi görür. Borulardaki su buharının kısmi basıncı, boruların dışındaki su buharının kısmi basıncından daha yüksek olduğu için, su buharı molekülleri, gözeneklerin içinden çekilir.

Bu kurutucular, en çok, kullanım noktası kurutucuları olarak işe yarar. Dış güç kaynağına ihtiyaç duymaz ve basınçlı hava hattına kolayca kurulabilir. Tehlikeli alanlarda kullanım için mükemmeldir. Süpürme yoluyla hava kaybı miktarı ve kirlenmeye açık olmaları nedeniyle, büyük çaplı kurutma için pek uygun değildir.

4.2.4. Absorpsiyon (soğurma) yoluyla kurutma

Absorpsiyon, basınçlı havadaki su buharının, kimyasal tepkime yoluyla higroskopik kurutma ortamı (desikant/kimyasal kurutucu) tarafından soğurulduğu kimyasal bir süreçtir. Çoğu endüstriyel uygulamada, katı kurutma ortamı kullanılır. Kurutma ortamı genellikle pelet biçimindedir ve dikey tankta tutulur. Hava tankın altına akar ve ardından yukarıya doğru desikant yatağından geçer. Su buharı kısmen desikant tarafından soğurulur. Yoğuşma suyu tankın tabanında toplanır ve boşaltılır. Desikant sıvılaştığı için, periyodik olarak yeni desikant eklenmelidir. Bu tipte kurutucu, basınç çığ noktasını yalnız 15°C civarına kadar düşürebilir. Bu tipte kurutucular, sadece dağıtım sistemindeki havanın daha fazla soğutulamayacağı uygulamalar için düşünülmelidir. Giriş havası sıcaklığı 30°C'den düşükse, kurutma ortamı nemlenir, topaklanır ve aşırı basınç düşmesine neden olur.

4.2.5. Adsorpsiyon (yüzeçekim) yoluyla kurutma (ısıtmasız)

Bu tipteki kurutucuda, kompresör ve hava alıcıdan gelen basınçlı hava sıvı ve katı kirlilikten arınmış olmalıdır (parçacık boyutu 0,01 mm düzeyinde). Ardından basınçlı hava, yön değiştirme vanası kanalıyla akış dağıtıcıya akar, oradan da desikant haznesinin tamamına eşit miktarda dağıtılır. Kütle yükleme bölgesinde, havadaki nemin asıl kısmı adsorpsiyon yoluyla desikant tarafından alınır. Haznenin ikinci üste birlik kısmı havadaki kalan nemi alır, gereken çığ noktasına ulaşılmasını sağlar. Haznenin sonuncu üste birlik kısmı ise, güvenlik yedeği görevi görür. Basınçlı hava, desikant bölgesini çıkış difüzörü kanalıyla terk eder ve ardından, parçacık filtresi tarafından toz parçacıklarından (parçacık boyutu 1 mm'ye kadar olanlar dâhil) arındırılır.

Desikant, ilk haznedeki kurumuş havanın bir kısmıyla tazelenir. Bu süpürme, ikinci hazne yoluyla ters akışa yöneltilir. Havadaki genleşme nedeniyle, nemi soğurma yeteneği artar ve kuru hava desikantı oldukça iyi düzeyde tazeleyebilir. Gereken süpürme hacmi, fiziksel kanunlara tâbidir ve ayarlanabilir süpürme jeti (kurutucuya takılmışsa) ile optimize edilebilir. Doymuş süpürme havası, susturuculu süpürme egzozundan kurutucuyu terk eder.

Bu tipte kurutucunun çalıştırılması için pek fazla enerji gerekmez. Kurutucu, önemli miktarda (%15 ilâ 20) kuru basınçlı havaya ihtiyaç duyar; ısıtmasız rejeneratif kurutucu seçileceği zaman, bu havanın maliyeti de dikkate alınmalıdır.

4.2.6. Adsorpsiyon (yüzeçekim) yoluyla kurutma (içten ısıtmalı)

Kompresör paketinden (son soğutucu, santrifüj separatör ve hava alıcı) gelen basınçlı hava, adsorpsiyonlu kurutucuya girmeden önce ilk olarak, katı ve sıvı haldeki kirlenici parçacıkları ve yağ aerosollarını gideren bir ön filtreden geçer. Adsorpsiyonlu kurutucu, su buharını havadan alır. Bu işlem, havayı bir giriş vanası kanalıyla desikant dolu ilk kurutma haznesine yöneltmek, burada da adsorpsiyon yoluyla havanın nemini almak suretiyle yapılır. Hava, yön değiştirme vanası kanalıyla kurutucudan çıkar ve desikant tozlarını gidermek üzere akış aşağısında çıkış filtresine beslenir.

Birinci haznedeki adsorpsiyon süreci esnasında, ikinci hazne tazelenir. Bunu yapmak için, dahili elektrikli ısıtıcı ile desikant yatağı ısıtılır ve su buharı süpürülür. Daha önce temizlenmiş ve genleşmiş havanın küçük bir kısmı (%2-3), deşarj vanası kanalıyla nemi atmosfere taşır. Desikantın basınçla soğutulması için, basınçlı havanın yaklaşık %5'i gerekir.

İlk hazne nem ile hemen hemen doyduğunda, otomatik vanalar süreci tersine çevirir böylece ilk hazne tazelenir ve hava ikinci haznede kurutulur. Bu yön değiştirme, kontrolör tipine bağlı olarak, ya belirlenmiş bir zaman aralığına göre ya da etkili su yüklemesine göre yapılır.

4.2.7. Adsorpsiyon (yüzecekim) yoluyla kurutma (dıştan ısıtmalı)

Dıştan ısıtmalı desikantlı kurutucular, içten ısıtmalılar ile aynı süreci kullanarak kuruturlar. Aralarındaki temel fark, desikant yatağının rejenerasyonu (tazeleme) yöntemidir.

Desikant yatağını tazelemek için, bir üfleç, giriş filtresiyle temizlenmiş ortam havasını çeker. Bir ısıtıcı da, bu süpürme havasını 120-160°C'ye ısıtır, ardından bu hava ikinci haznedeki desikant yatağının rejenerasyonu için ters akışa beslenir. Rejenerasyon süreci tamamlandığında, yani nem desikanttan alındığında, bir sıcaklık sensörü ısıtıcıyı kapatır. Artık soğuk olan üfleç havası, desikanttan ısıyı alır. Soğutma prosedürünün son aşamasında, basınçlı hava, süpürme jeti kanalıyla yönlendirilerek, atmosferik havanın desikantı tekrar nemle doyurması önlenir. Son olarak, süpürme havası, boru sistemi kanalıyla kurutucuyu terk eder ve açık havaya çıkar.

Gereken süpürme havası hacmi, kurutucu kapasitesinin yaklaşık %2'sidir. Bu da, tüm işletim koşullarında sabit ve düşük bir basınç çığ noktasının elde edilmesini sağlar.

Gereken süpürme havası miktarını daha da azaltacak veya soğutmalı hava kurutucu vasıtasıyla havayı ön kurutmaya tâbi tutmak suretiyle daha düşük çığ noktası elde edecek biçimde tasarlanmış değişik desikantlı kurutucular mevcuttur.

4.2.8. Çığ noktası seçimi

Basınç çığ noktası (PDP) tabiri, basınçlı havanın kuruluk derecesini tanımlamak için kullanılır. Bu, doyma sıcaklığıdır veya diğer bir deyişle su buharının tamamının gaz halinde kalacağı minimum sıcaklıktır. Dolayısıyla +5°C'lik bir PDP, basınçlı havanın ancak +5°C'de doyacağı anlamına gelir. Örneğin, bir son soğutucunun çıkış sıcaklığı +30°C ise, 1 m³ basınçlı havada hâlâ 30 g su vardır. PDP'si +5°C olan bir kurutucu akış aşağısına bağlanırsa, soğutma prosesi ile her m³ hava başına 30-7=23 g su ayrıştırılır. Veya farklı bir bakışla, +20°C'deki basınçlı havanın doymuş su içeriği %100 ise; +8°C'lik basınç çığ noktasında su içeriği %52 azaltılır, +2°C'de %70 azaltılır ve -20°C'de ise %94 azaltılır. Optimum basınç çığ noktasını belirlerken aşağıdaki noktalar gözlenmelidir:

- Basınçlı havanın son soğutucudan veya hava alıcıdan çıkış sıcaklığı
- Mevsimlere göre ortam havasının sıcaklığı
- Borunun döşendiği duvarların (pencerelerin altı dâhil) sıcaklığı
- Borunun açık havaya döşenip döşenmediği
- Ekipman kapatıldığında ve boru sistemi soğuduğunda olabilecek en düşük sıcaklık (iç ve dış sıcaklıklara bağlı olarak).

Bu noktalar dikkate alınarak basınçlı havanın en düşük sıcaklığı belirlenir. Boruların yalnız küçük bir kısmı açık havaya maruzsa, nispeten yüksek akış hızı, yoğunlaşmayı önlemeye yetecek ısıyı muhafaza edebilir. Basınç çığ noktası, ya boru sistemindeki en düşük sıcaklığın altındaki basınç çığ noktası kullanılarak ya da basınçlı havanın ilgili uygulama alanının ihtiyaçlarına göre belirlenir. Gereken PDP +4°C ise, +2°C için kurutucu seçilmelidir, ancak sadece +4°C'de çalışması gerekir. Çığ noktasının 1°C düşük olması, yaklaşık %4 daha fazla enerji tüketimi demektir.

4.2.9. Son soğutma

Son soğutucu, kompresörün daimi bir bileşeni olabilir. Ancak, son soğutucunun çıkış sıcaklığı temelde kurutucunun giriş sıcaklığı ile aynı olduğundan, kurutucu seçerken son soğutucu-

nun işlevi dikkate alınmalıdır. Bir kompresör ya hava ya da su soğutmasıyla çalışır. Hava soğutmalı ise, basınçlı hava sıcaklığı gerçek soğutma havası sıcaklığının 10 ila 20°C üzerinde olabilir. Bu da, yaz aylarında 30 ilâ 45°C, kış aylarında da 10 ilâ 20°C dolayında çıkış sıcaklığı demektir. Su soğutmalı son soğutucularda, 10°C civarında sıcaklık farkı beklenebilir. Bu durumda ulaşılabılır çıkış sıcaklığı, oldukça değişken olabilecek suyun sıcaklığına bağlıdır. Örneğin soğutma kulesi suyu yaklaşık 30°C'dir, çeşme suyu ise 10 ilâ 15°C'dir. Bununla ilgili ekonomik değerlendirme, kompresör seçimiyle bağlantılı olarak yapılmalıdır.

4.2.10. Kurutucu tipinin seçimi

Normal olarak dört tip kurutucu mevcuttur:

- Soğutmalı kurutma; +2°C'ye (1° ilâ 5°C) kadar basınç çığ noktası ile;
- Adsorpsiyonlu kurutucular; -20°C'den -80°C'ye kadar basınç çığ noktası ile; (Desikantlı kurutucular ya ısı tazelemeli ya da ısıtmasız tazelemeli olabilir.)
- Absorpsiyonlu kurutucular; (Basınç çığ noktası giriş havası sıcaklığına ve kısmen de ortam sıcaklığına bağlıdır. Örneğin 40°C'lik giriş sıcaklığı ve ortam sıcaklığı için PDP = -11°C. Bu tip kurutucu yalnız özel durumlarda kullanılır.)
- Sorpsiyonlu kurutma, -30°C civarında basınç çığ noktası ile; (Bu yöntem sadece yağsız hava için uygundur.)

Çeşitli hava kurutma tipleri, farklı enerji yoğunluğu gerektirir. Genellikle düşük basınçlı hava basınç çığ noktası performansı, basınçlı havanın birim debisi başına daha fazla enerji ister. Aşağıdaki nispi enerji performansı Compressed Air Challenge®'dan alınmıştır:

- 1,6 kW / 100 l/s: Soğutmalı kurutma,
- 0,4 – 0,6 kW / 100 l/s: Basınç çığ noktası -40°C olan adsorpsiyonlu⁵ kurutucular,
- 0,4 kW: Absorpsiyonlu kurutucular; basınç çığ noktası değişir,
- 1,6 kW / 100 l/s: Basınç çığ noktası -30°C olan sorpsiyonlu kurutma.

Borular bina içinde döşeliyise, soğutmalı kurutucu genellikle yeterlidir. Bu kurutucular çoğunlukla iki kademe halinde çalışır. Birinci kademede giriş havası, kurutucuyu terk eden soğuk hava ile soğutulur. Bu, suyun yaklaşık %60'ını giderir. Kalanı da soğutma ile giderilir. Tüm kurutucuların yaklaşık %90'ı soğutmalı kurutuculardır.

Hemen hemen istisnasız olarak, desikantlı adsorpsiyonlu kurutucular, basınç çığ noktasının 0°C'nin altında olması gerektiği hallerde kullanılır. Bu kurutucularda su buharı, desikanta moleküler kuvvetle bağlanır. Daha sonra desikant ısıtılmalı veya ısıtmasız olarak tazelenir.

Isıtmasız tazelemeli kurutucuların satın alınması ucuz olabilir, ancak işletilmesi çok pahalıdır. Giriş sıcaklığı +60°C'ye kadar yüksek olabilir. Bunun aksine, ısıtılmalı kurutucuların satın alınması çok pahalıdır ancak işletilmesi çok daha ucuzdur. Giriş sıcaklığı +40°C'yi aşmamalıdır.

Öte yandan, absorpsiyon ise, suyun desikanta bağlandığı bir kimyasal süreçtir.

⁵ Güç ihtiyacı kurutucuda ve bağlantılı filtrasyonda basınç düşüşünü içerir, ancak desikant yenileme maliyeti hariçtir. Absorpsiyon tipi kurutucularda doğrudan elektrik enerjisi girdisi yoktur.

4.2.11. Kurutucunun konumu

Genellikle, basınçlı hava sisteminde bir kurutucunun konumu, sistem dinamikleri anlaşıl-madan kolayca belirlenemez. Hava talebinde büyük dalgalanmaların olduğu koşullarda, hava alıcının akış yukarısında seçilen konum avantajlı olabilir çünkü kurutucunun sadece kompre-sör performansı ile uyumlu olması gerekir. Son soğutucunun çıkış sıcaklığı, kurutucunun gi-riş sıcaklığıdır. Hava alıcı, son soğutucunun akış aşağısındaki basınçlı havayı soğutacak şekil-de konumlanırsa, hava alıcının akış aşağısına kurutucunun konulması düşünülmelidir. Su za-ten hava alıcıda ayrıştırılmış olduğundan, daha küçük bir kurutucu seçilebilir. Ancak kurutucu, olabilecek maksimum hacimsel debiyi karşılamaya yetecek kapasitede seçilmelidir. Kurutucu-nun gerçek hava talebine uyacak şekilde boyutlandırılmasında risk mevcuttur; çünkü deneyim-ler göstermektedir ki, zaman geçtikçe artan sayıda kullanıcı hava şebekesine bağlanmaktadır.

Temel Kazanımlar - Hava Temizleme Teknolojisi

1. Kirlilik sınıflarını belirlemek ve ölçmek için hava kalite standartlarına başvurulmalıdır.
2. Hava temizleme ekipmanı uygulaması, desteklenen uygulamalar için gereken temizlik sınıfını sağlamalıdır. İlâve maliyet ve verimsizlik nedeniyle, basınçlı havanın gereğinden fazla temizlenmesinden kaçınılmalıdır.
3. Belirli filtre tipleri belirli kirleticileri giderir. Giderilecek kirleticisi tipine ve gereken temizlik derecesine göre filtre seçilmeli ve uygulanmalıdır.
4. Basınçlı hava filtreleri uygulanırken ve muhafaza edilirken basınç düşüş maliyeti gözönü-ne alınmalıdır.
5. Çeşitli tipte hava kurutucuları, farklı basınç çığ noktası performansı sağlar. Düşük basınç çığ noktası performansı, ekipmanın ilk maliyetini ve işletim maliyetini artırır.
6. Basınçlı havanın uygun nem sınıfına göre kurutulması gerekir. Basınçlı havanın gereğinden fazla kurutulması çok pahalıdır ve kaçınılmalıdır.



Bölüm 5

Basınçlı Hava Sistemleri

Basınçlı hava uygulamaları, belirli hacimde hava ve uygun besleme basıncına ihtiyaç duyar. Hava kullanım hacmi, ortalama hava talebi olarak veya tepe dinamik hava debisi olarak kabul edilebilir. Kompresörler, ortalama hava talebine dayalı olarak boyutlandırılır. Basınçlı hava depolama, tepe hava debisi ihtiyaçlarını karşılayacak biçimde tasarlanabilir.

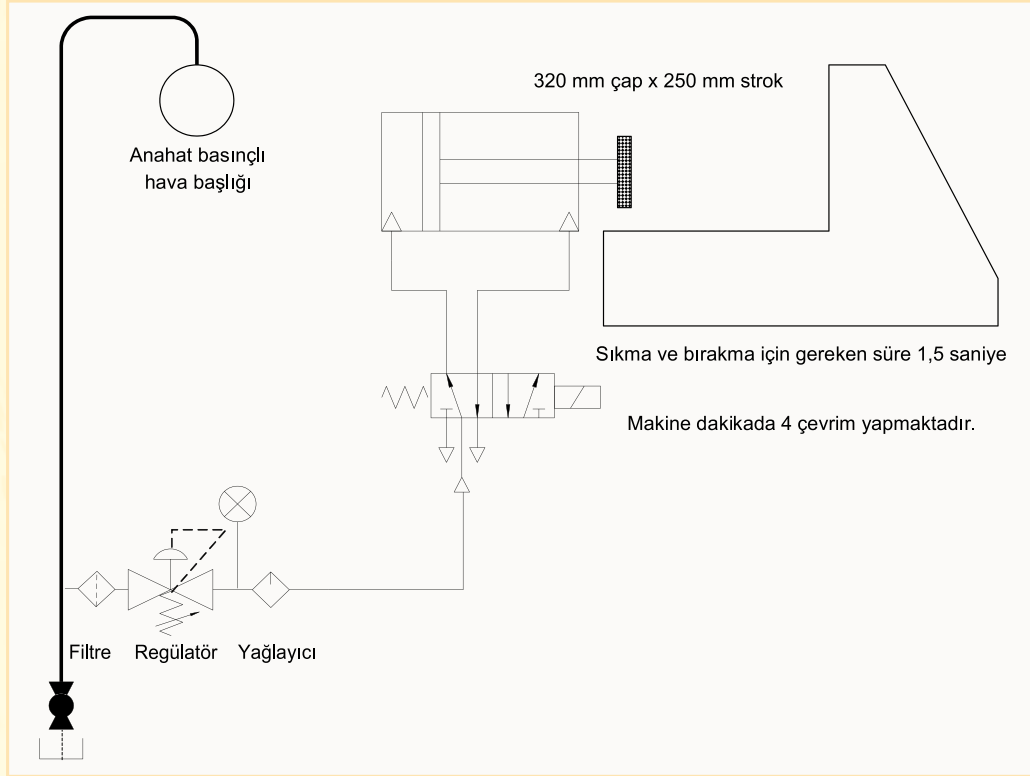
Depolama, kompresör odasında bulunan birincil depolama veya son kullanım ihtiyaçları yakınında bulunan ikincil depolama biçiminde olabilir. Depolama alıcı tankının akış aşağısında bulunan tüm bileşenler, ihtiyaç duyulan tepe hava debisini karşılamaya yetecek büyüklükte boyutlandırılmalıdır.

Örneğin, bir yoğun fazda taşıma sistemi, ortalama 150 l/s hava talebinde bulunur. Ancak, çalışma çevrimi, basınçlı hava kullanılırken 15 saniye açık ve taşıma kabı yeniden doldurulurken 15 saniye kapalıdır. Yoğun fazda taşıma tarafından kullanılan tepe dinamik debisi 300 l/s'dir.

5.1. Hava Sistemi Kullanım Noktası Tasarımı

Örneğin, bir kısaç uygulamasının 45.000 Newton'luk sıkma kuvveti gerektirdiğini farz edelim. Kısaç, 250 mm hareket etmektedir; 1,5 saniye içinde tutmak ve bırakmak zorundadır. Kısaç, dakikada 4 çevrim yapmaktadır. 300 mm çapında, 6,9 bar sıkma basıncında pnömatik silindir 45 kN'lik kuvvet uygulamaktadır. Şekil 5.1'de, kısaç silindiri blok diyagramı görülmektedir.

Şekil 5.1. Kıskaç silindiri blok diyagramı



Şekil 5.1'de gösterilen kıskaç silindiri için ortalama hava kullanımı (m^3) nedir?

Denklem 5.1. Kıskaç silindiri için çözüm (m^3)

$$V = \frac{\pi r^2 \times l}{(1000)^3} = \frac{\pi (160)^2 \times 250}{(1000)^3} = 0,02 \text{ metreküp}$$

0,02 m^3 'lik hacmi 6,9 bara sıkıştırmak için gereken serbest hava miktarı (m^3):

Denklem 5.2. Silindir hacmini doldurmak için serbest hava miktarı (m^3):

$$V_{m^3} = V \times \frac{\Delta P}{P_{atm}} = 0,02 \text{ m}^3 \times \frac{6,9 \text{ bar}}{1 \text{ bar}} = 0,138 \text{ m}^3$$

Not: Silindirin piston kolu tarafındaki hacim, piston kolunun hacmi nedeniyle biraz daha azdır.

Silindir dakikada 4 strok yaparsa, 1 dakikalık çalışma esnasında hacim 8 kez doldurulmaktadır.

Denklem 5.3. Ortalama hava debisi (m^3) için çözüm

$$\text{Ortalama hava debisi } V (m^3) = 8 \times \frac{\text{Strok}}{dk} \times 0,138 \times \frac{m^3}{\text{Strok}} = 1,104 m^3 \quad (1 \text{ dakikalık ortalama})$$

Kıskaç silindirini beslemek için ne boyda basınçlı hava hattı, hava vanası, filtre, regülatör, yağlayıcı vs. kullanılmalıdır?

Hava hattı boyutu _____

Filtre, regülatör, yağlayıcı _____

Vana boyutu _____

Kullanım noktası boruları ve diğer ekipmanını uygun biçimde uygulamak amacıyla, tasarımcı basınçlı hava talebinin dinamik tepe hava debisini dikkate almalıdır.

Dinamik olarak, tüm hava kullanımı silindirin hareket ettiği 8 kez boyunca meydana gelir ve her hareket 1,5 saniye sürer. Havanın aktığı toplam süre $8 \times 1,5$ saniye = 12 saniyedir. Hava talebi debisi ise 12 saniyede $1,104 \text{ m}^3$ veya $5,52 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'dir.

Hava kullanımı 12 saniyede $1,104 \text{ m}^3$ iken, hava silindirinin bir çevriminde tepe hava debisini elde etmek için Denklem 4'ü kullanın.

Denklem 5.4. Tepe dinamik hava debisi çözümü (m^3/dk)

$$\text{Dinamik Hava Debisi } (\text{m}^3/\text{dk}) = \frac{1,104 \text{ m}^3}{12 \text{ s}} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ dk}} = 5,52 \text{ m}^3/\text{dk}$$

Büyük pnömatik kıskaç silindiri tarafından kullanılan dinamik hava debisine dayalı olarak, kullanım noktasında hangi büyüklükte bileşenleri kullanmak istersiniz?

Hava hattı boyutu _____

Filtre, regülatör, yağlayıcı _____

Vana boyutu _____

Kıskaç silindiri uygulamasını değerlendirirken dikkate alınması gereken bir konu daha vardır. Tepe dinamik hava debisi $5,52 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'dir ve sıkma için gereken minimum basınç $6,9$ bardır (45 kN kuvvet). Ancak tepe debi, silindir hareket ederken meydana gelir ve gereken basınç ihtiyacı ise silindir dururken meydana gelir.

“Statik akış” uygulamaları, tepe hava debisinin gereken kullanım noktası basıncı ile eş zamanlı olmayan uygulamalardır. Şekil 5.1’de gösterilen büyük pnömatik kıskaç silindiri, ortalama $1,104 \text{ m}^3/\text{dk}$, tepe hava debisi $5,52 \text{ m}^3/\text{dk}$ ve minimum $6,9$ bar basınç gerektirmektedir. Tepe hava debisi ve basınç ihtiyacı aynı anda oluşmaz. Hava akarken, kıskaç tutuncaya kadar silindir ilerler; o esnada hava debisi $5,52 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'dir ve basınç ihtiyacı basit olarak silindir ve kıskaç aksamını hareket ettirmeye yetecek kadardır. Kıskaç tuttuğunda, hava debisi temelde sıfırdır (sadece kaçaklar) ve gereken kıskaç basıncı $6,9$ bardır.

Talebin statik akış olduğunu düşünürsek, seçiminiz ne olur?

“Dinamik akış” uygulamalarında ise, tepe hava debisi ve gereken kullanım noktası basıncı aynı anda gerçekleşmek zorundadır. Örneğin, bir elektronik bileşen test makinesi, pnömatik silindir ilerledikçe çeşitli yay yüklü kontakları tutmaktadır. Çeşitli uzunluktaki yaylar, silindir ilerledikçe farklı test kontaklarının tutmasını sağlar. Hava debisi, hızı ve dolayısıyla her bileşenin testinin tamamlanması için gereken toplam süreyi belirler. Silindir hareket ederken, iş stroku boyunca yayların sıkıştırılmaya devam edilmesi için basınç gereklidir. Uygun çalıştırma, gerekli hava debisi ve çalışma basıncının test problemleri ilerlerken aynı anda oluşması gerekmektedir.

Mevcut hava taleplerinin basınç ihtiyaçlarını değerlendirirken, aşağıdakileri gerçekleştirebilmek için Dağıtım Basıncı Gradyanı (Bölüm 6'da anlatılmaktadır) ve Kullanım Noktası Bağlantılarının incelenmesi önemlidir:

1. Tepe ve ortalama hava talebi ile bunların basınç gradyanları ve sistem basınç profili üzerindeki etkilerini tanımlamak,
2. Gerçek dinamik koşullarda kabul edilebilir bir basınç profilini doğrulamak için hava taleplerini statik akış veya dinamik akış olarak karakterize etmek.

Talep karakteristikleri ve tepe hava debisi ihtiyacı, sistem basınç profilinin uygunluğunu belirler. Talepler statik akış veya dinamik akış olarak karakterize edilmelidir. Gerçekte kullanım noktası bileşenleri yoluyla basınç düşüşünün tepe hava debisi esnasında aşırı düşük basınca yol açması nedeniyle, dinamik akış taleplerinin sıklıkla, yüksek basınç gerektirdiği anlaşılmaktadır.

5.2. Tahmin Edilen Yüksek Basınç Talepleri

Tahmin edilen yüksek basınçlı hava talepleri, sıklıkla, sistem için minimum hava basıncı ihtiyacını belirler. Basınç ihtiyaçlarının doğrulanması önemlidir. Hava talebinin doğru basınç profili, gerekli besleme basıncının tanımlanmasına yardım eder. Diğer önemli bir husus da, kullanım noktası bağlantısında aşırı basınç düşmesini önlemektir. Özellikle dinamik akış hava taleplerinde, tepe hava debisi altında kullanım noktasında zaman zaman basınç düşmesi, uygulamanın düzgün çalışması için yüksek basınca gerek duyulduğu algısına yol açabilir. Alternatif olarak, kullanım noktası borularında azalan direnç, tepe hava debisinin aşırı yüksek besleme basıncı olmaksızın gerekli kullanım basıncının sağlanmasına imkân tanıyabilir.

Sistemde hava basıncının azaltılması yoluyla enerji tasarrufu fırsatını değerlendirmek için, tahmin edilen yüksek basınçlı hava taleplerinin uygun biçimde doğrulanması önemlidir.

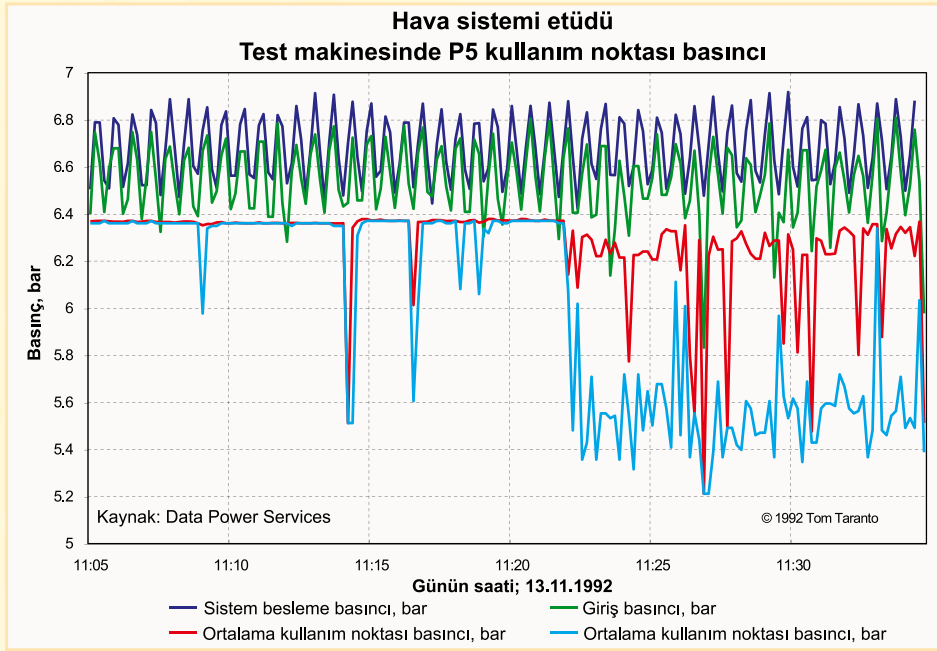
Tahmin edilen yüksek basınç taleplerinin araştırılması, aşağıdakileri gerçekleştirmek için gereklidir:

1. Uygulama basınç ve debi ihtiyaçlarını doğrulamak,
2. Kullanım noktası boruları ve bağlantılarının, özellikle dinamik akış uygulamaları için uygunluğunu değerlendirmek,
3. Kullanım noktası dinamik akış ve basınç talebi için, veri kütükleme ve mevcut uygulama performansının dokümantasyonunu değerlendirmek,
4. Bağlantı veya uygulama değişimleri, tahsisli depolama veya uygun olduğu yerlerde basınç yükseltici çözümlerini değerlendirmek,
5. Doğrulanmış yüksek basınçlı kullanımlar için, alternatif besleme konfigürasyonlarının etkisini ve sistemin kalan kısmında sistem basıncının azaltılması yoluyla potansiyel enerji tasarruflarını değerlendirmek.

5.2.1. Basınç Ölçerler

Şekil 5.2'deki veri grafiği, pnömatik olarak işletilen bir test makinesine aittir. Hava kullanımı dinamiktir; diğer bir ifadeyle, hava akarken iş yapılmaktadır. Basınç ölçer 6,21 bar göstermiştir. "Makine güvenilir biçimde çalışmadığı için daha yüksek besleme basıncı gerekir", ifadesinin doğruluğu sorgulanmalıdır. Beklenen cevabın aksine, bu ifadenin yanlış olduğu aşağıdaki inceleme sonucu ortaya konmuştur.

Şekil 5.2. Test makinesinin dinamik basınç grafiği



Bir basınç ölçerdeki mekanik sönümlenme (*damping*), ölçerin dinamik koşullardaki değişime hızlı tepki vermesine imkân tanımaz. Düşük hızda ortalama veri okumaları da (ortalama kullanım noktası), 6,21 bar civarında ortalama besleme basıncı göstermektedir. Ancak, minimum basıncı tespit etmek üzere yüksek hızda basınç örnekleme (ortalama kullanım noktası), dinamik besleme basıncının gerçekte 5,52 bara yakın olduğunu göstermektedir.

Şekil 5.3'te test makinesi basınçlı hava kullanım noktası bağlantısında gösterilen, kullanım noktasındaki boru bağlantılarının yetersiz olmasının neden olduğu kısıtlamalar, dinamik besleme basıncını sınırlamaktadır.

Şekil 5.3. Test makinesi basınçlı hava kullanım noktası bağlantısı



Yüksek basınçlı hava taleplerinin performansını değerlendirirken, mevcut dinamik basınç profillerine ilişkin doğru ölçümler alınması gerekir. Bunun için kullanım noktası bağlantıları gözden geçirilmeli ve tepe hava debisi koşullarında gereksiz basınç düşmesine neden olabilecek kısıtlamalar kaldırılmalıdır.

5.2.2. Yüksek hacimli kesikli talepler

Yüksek hacimli kesikli talepler, nispeten kısa sürelerde büyük hava debisi tüketir. Talep oluyanın ardından uzunca bir süre boyunca nispeten düşük hava kullanımı olur. Bu olaylar, yüksek tepe hava debisi ihtiyaçları ve nispeten düşük ortalama hava talebi ile karakterize edilir.

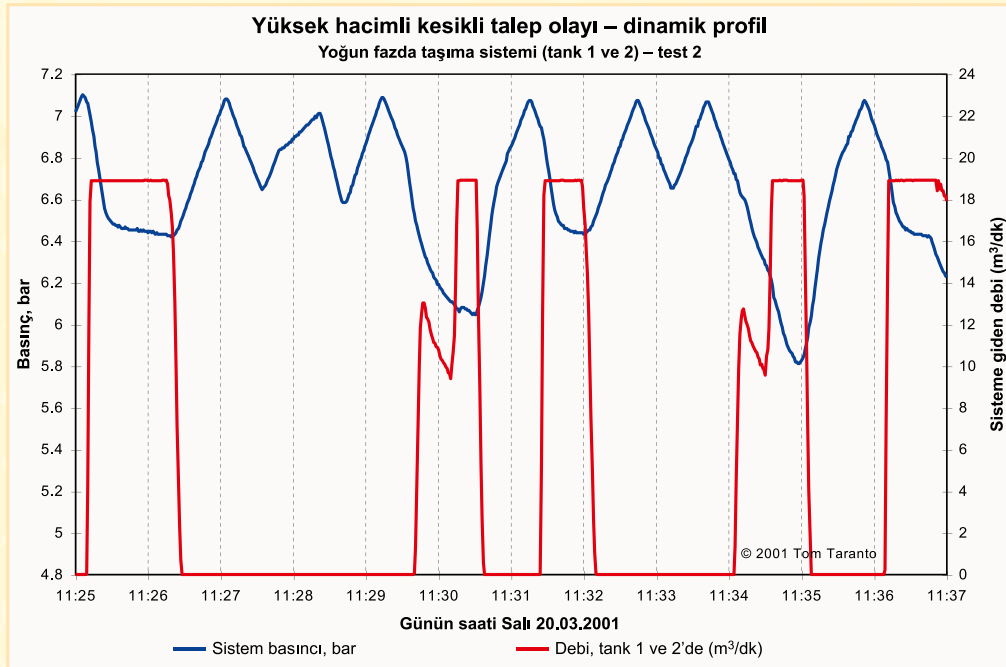
Yüksek hacimli kesikli talep olayları, sistem basınç profilini düzensiz biçimde etkiler. Ayrıca, ortalama hava talebi ile karakterize edilmeyen tepe hava debisi ihtiyaçları da oluşturur.

Sıklıkla, sistemin tamamı yüksek hacimli kesikli talep olaylarına tepki verir. Hava debisindeki hızlı değişimlerin etkisi, sistem basınç profilini etkiler. Buna ek olarak; kompresör kontrol sinyalleri, sistem besleme basıncı, dağıtım basıncı gradyanı ve kullanım noktası basıncının tümü etkilenir.

Yüksek hacimli kesikli talep olayları, sıklıkla bir kompresörü devreye sokar. Bir kompresörün devreye girmesi ve sisteme hava sağlamaya başlaması için 15 ilâ 20 saniye veya daha fazla sürenin geçebileceği dikkate alındığında, kompresör daha devreye girmeden kısa süreli olay sona ermiş olabilir. Kompresörün tepkisi yetersizdir ve bu olay enerji kaybına sebep olur. Hava talebi, depodan hava sağlama suretiyle daha iyi karşılanır. Şekil 5.4'de, yüksek hacimli talep olayına ait dinamik basınç profili sunulmuştur.

Buna ilişkin yaygın bir operasyonel çözüm ise, toplam sistem basıncını artırmaktır. Yeterli düzeyde dip basıncını muhafaza edebilmek için, kesikli basınç düşüşünü desteklemek üzere normal işletimde aşırı sistem çalışma basıncı olması enerji israfına yol açabilir.

Şekil 5.4. Yüksek hacimli talep (data power services)



5.2.3. Yüksek hacimli kesikli taleplerin incelenmesi

Aşağıdakileri yapmak gerekir:

1. Kısa süreli tepe hava debisi, dip basıncı ve sistem basıncı sönüm oranını tanımla. Basıncılı hava depolama çözümlerini hesaplamak için gerekli bilgileri topla.

2. Talep olaylarının süresini ve harcanan toplam havayı ölç.

3. Talep olayları arasındaki gecikme süresini ve mevcut gecikme süresi esnasında depoyu tekrar doldurma yeteneğini ölç.

4. Kompresör kontrol tepkisini değerlendir ve kompresörlerin gereksiz yere çalışıp çalışmadıklarını belirle.

5. Aşırı sistem basıncının -şimdilik- yetersiz hava depolama karşısında operasyonel bir çözüm olabileceğini değerlendir.

Yüksek hacimli kesikli talep olaylarının karakteristikleri, bunları yaratan uygulamalar kadar büyük farklılıklar göstermektedir. Bu tür taleplerin sistem performansı üzerindeki etkisi, genellikle, basınçlı hava sistemindeki her şeyi etkiler. Aksaklık, kompresörlerden kontrol tepkisi verilmesine neden olur. Temizleme ekipmanı ve dağıtım boruları yoluyla basınç kaybı, hava debisinin taşması (*surge*) esnasında değişir. Hava sisteminin genelinde diğer hava talepleri de kendi besleme basınçlarında bir aksama yaşar. Muhtemel çözümler de aksaklığa neden olan talep olaylarının özellikleri kadar farklı özellikler taşır.

Bir basınçlı hava sisteminde olan her şeyin, basınçlı hava sistemindeki diğer her şeyi etkilediği unutulmamalıdır. Yüksek hacimli talepleri kontrol etmek ve hava sistemi üzerindeki etkilerini minimize etmek için önlem alınmalıdır.

5.2.4. Boru düzeni - kullanım noktası boruları

Kullanım noktası boruları, basınçlı havayı, ana şebekeden veya branşmandan, pnömatik enerji kullanılan kullanım noktasındaki uygulamaya sağlar. Kullanım noktasına sağlanan enerji, pnömatik enerjinin mekanik enerjiye dönüştürüldüğü yerde, hava debisi ve basıncının bir fonksiyonudur. Başlık ile kullanım noktası arasında 1,4 ilâ 2 bar veya daha yüksek basınç kaybına yol açan boru düzenlerine oldukça yaygın biçimde rastlanmaktadır.

Bunun sonucunda, pnömatik uygulamanın performansı düşük veya güvenilir olmaz. Operatörler sıklıkla, hava basıncı yüksek iken uygulamanın daha iyi çalıştığını gözlemler. Basınç düşük olduğunda uygulamanın performansının düşük olacağı tahmin edilebilir. Sistem basıncının artırılması kullanım noktalarındaki uygulamaların performansının artırılmasını sağlar. Bu uygulamanın doğruluğu düşünülmesi gereken önemli noktalardan biridir. Bunun yanı sıra, ana şebeke ile kullanım noktaları arasındaki basınç farklarının sebepleri araştırılmalıdır.

Genellikle, performansı düşük uygulamaların ana sebebi, bağlantı borularındaki basınç kaybıdır. Şekil 5.5'de kullanım noktası boru düzeni örnekleri sunulmuştur. Bu boru düzenlerinden hangisinin en iyi performans göstereceği hakkında yorum yapınız.

Şekil 5.5. Kullanım noktası boru düzeni örnekleri



Temel Kazanımlar - Hava Sistemi Tasarımı

1. Dinamik hava debisi koşulları, ortalama ve tepe hava debisi tespit edilmelidir.
2. Hava talepleri statik akış ve dinamik akış olarak sınıflandırılmalıdır.
3. Kullanım noktası bağlantıları, uygulamaların performansı üzerinde önemli etkiye sahiptir.
4. Algılanan yüksek basınçlı hava talepleri gözden geçirilerek, basınç ihtiyaçları doğrulanmalıdır.
5. Basınç ölçerler, basınç değişimlerine yavaş tepki gösterir. Basınç dinamiklerini tespit etmek için basınç transdüserleri ve yüksek hızda örnekleme gerekebilir.
6. Bağlantılar için hortum kullanımı minimize edilmelidir. Hortum, küçük çaplı borudan çok daha küçük iç çapa sahiptir (yüksek basınç düşüşü).
7. Hortum kullanılması gerektiğinde, hortum boyutu iç çap ve tepe hava debisine göre seçilmelidir. Hortum, hortum çengeli ve boru kelepçesi kullanmaktan kaçınılmalıdır. Bunlar oldukça kısıtlayıcıdır ve sık sık kaçaklara neden olurlar.
8. Gereğinden fazla kullanım noktası, kurutucular, filtreler vs. kullanılmamalıdır; bunların her biri basınçta ilave düşüş demektir.
9. Aşırı filtrasyondan kaçınılmalı, uygulamanın ihtiyaçları için uygun basınçlı hava temizlik sınıfı seçilmelidir.
10. Tüm bağlantı ekipmanı, uygulama için söz konusu olan gerçek dinamik koşullara göre boyutlandırılmalıdır. Desteklenmesi gereken tepe hava debisi dikkate alınmalı; ortalama hava debisine göre ekipman boyutlandırılmamalıdır.

5.3. Arz İle Talebin Dengelenmesi

Bir basınçlı hava sisteminde, arz talebi aşarsa, sistem basıncı artar. Tersine, talep arzı aşarsa basınç düşer. Basınç artış veya azalış oranı, arz fazlasının veya açığının ne kadar olduğuna ve sistemin hacmine bağlıdır. Sistem hacmi büyüdükçe basınç artışı ve düşüşü daha yavaş olur, aynı miktarda arz fazlası veya açığı oluşur.

Basınçlı hava arz ve talebi dengede olduğunda (sisteme giren hava debisi sistemden çıkana eşit), sistem basıncı sabit kalır.

5.3.1. Sistem çalışma basıncının kararlı hale getirilmesi

Tüm basınçlı hava sistemleri, sistemin sorunsuz çalışması için gerekli olan minimum basınca sahiptir. Genellikle bu minimum basınç tanımlanmamıştır. Ancak, basınç minimum düzey üzerinde olduğu sürece, örneğin 5,52 bar olursa, kimse şikâyet etmez. Kompresörleri 7,58 barda çalıştırmak, sistemde 6,9 bar basıncı muhafaza eder ve işlem ihtiyaçları karşılanır. Eğer 5,52 bar kabul edilebilir düzey ise, 6,9 barın faaliyetler için daha iyiolup olmayacağı sorgulanmalıdır.

Sistemin yüksek basınçta tutulması daha iyi değildir. Sisteme 1,4 bar ilâve basınç sağlamak, sistemin %20 daha fazla hava debisi tüketmesine, veya diğer bir deyişle, %20 israf etmesine neden olur.

Sistem basıncı arttıkça, tüm regüle edilmemiş kaçaklar ve hava talepleri, basınçlı hava debisini daha fazla miktarda tüketir. Basınçlı hava sistemlerini gerekenden daha yüksek basınçta

çalıştırmak yaygın bir uygulamadır. Bu ise, sistemde basınçlı hava talebinin artmasına yol açar. İşte bu artan hava talebine yapay talep denir.

Yapay talep nedeniyle kayıpların ortadan kaldırılması için, sistemin, talep tarafı basıncının üretim ihtiyaçlarını destekleyecek en düşük optimum gerekli basınca ayarlanmış olarak çalıştırılması arzu edilir. Daha yüksek basınç bir miktar yapay talep yaratacaktır; basınç arttıkça, yapay talep nedeniyle kayıplar büyür.

Bir sistemde yapay talep nedeniyle toplam kayıplar, yalnız talep tarafı basıncının ne kadar yüksek olduğuna değil, aynı zamanda basınçlı hava kullanımının ne kadarının regüle edilmiş olduğuna bağlıdır. Örneğin, sistem basıncı optimum hedef basıncın 1,0 bar üzerindeyse ve basınçlı hava kullanımının %50'si regüle edilmemişse, yapay talep bileşeni yaklaşık %6,5'tir.

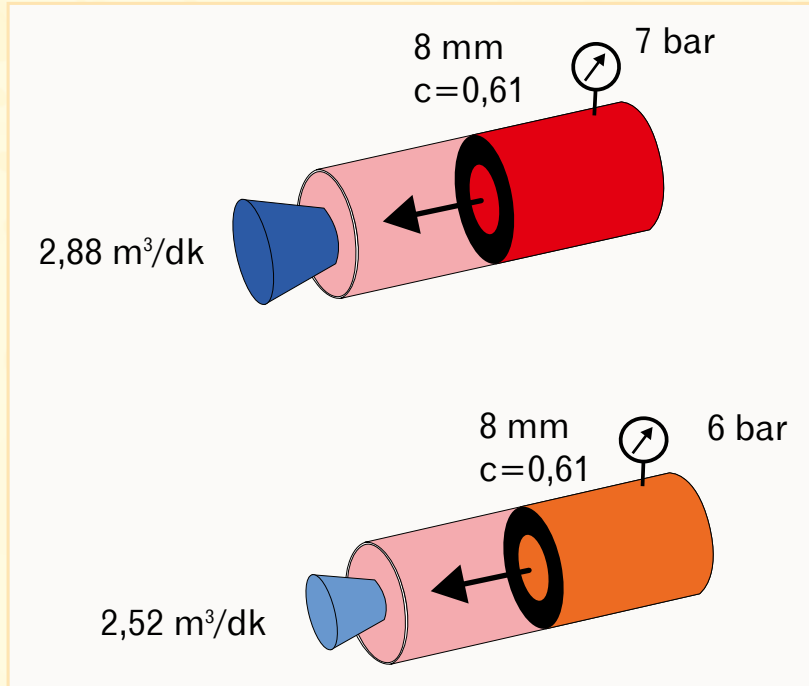
5.3.2. Yapay talep

Bir orifise artırılmış hava basıncının uygulanması, o orifisten geçen basınçlı hava debisini artırır. Katsayısı 0,61 ve çapı 8 mm olan, akış yukarısına 7 bar basınç uygulanan bir orifis 2,88 m³/dk basınçlı hava debisi geçirir.

Akış yukarısı basıncın 7 bar yerine, 6 bar olacak şekilde kontrol edildiğini kabul edelim. Aynı 8 mm'lik delikten bu kez sadece 2,52 m³/dk basınçlı hava geçer. Bu da, sisteme uygulanan basıncın 1,0 bar düşürülmesiyle hava talebinin %12 azalması demektir.

Yapay talep – Bir orifise artırılmış hava basıncının uygulanması, o orifisten geçen basınçlı hava debisini artırır. Şekil 5.6'da, 8 mm çaplı ve katsayısı 0,61 olan bir orifiste yapay talep oluşumu görülmektedir.

Şekil 5.6. Artırılan basınçta yapay talep



Optimum çalışma basıncında sistem debisi ile sisteme fiilen uygulanan basınçta tüketilen debi arasındaki farka "yapay talep" denir. Yukarıdaki örnekte sistemin 7 barda çalıştırılması, 2,8 m³/dk debide yapay talep yaratır ve sisteme beslenen havanın %12'si israf edilir.

Her regüle edilmemiş hava talebi yapay talebi artırır. Çünkü, sistemin sorunsuz işlemesini sağlamak için sistem basıncı minimum basıncın üstüne yükseltilmektedir. Bir uygulamada regülatör bulunması, o uygulamanın regüle edilmiş olduğu anlamına gelmez. Çoğu kez, regülatör kontrol edildiğinde, maksimum değere ayarlandığı ve hiçbir şeyi regüle etmediği görülür. Kısmen açık vana, bir regülatör değildir. Kısmen açık vana, sadece, boru üzerinde tamamen açık vanadan daha küçük bir delik demektir. Kaçaklar regüle edilmemiş hava talebidir. Sistem basıncının artırılması, sistemdeki her kaçaktan daha fazla hava geçmesine neden olur.

5.3.3. Kaçaklar

Basıncı hava sistemlerinin kaçak yaptığını herkes bilir. Ancak, bilinmeyen şey, ne kadar kaçak olduğu veya bunun maliyetinin ne olduğudur. Makul düzeyde bakımı yapılan sistemler, üretilen havanın %20'sini kaçaklar yoluyla kaybedebilir. Yetersiz bakım yapılan sistemlerde bu kayıplar %40-50 dolaylarında olabilir.

Tablo 5.1, belirtilen işletim koşulları için basıncı hava kaçağı tahminlerini göstermektedir. Veriler, akış katsayısı 0,61 olan keskin kenarlı bir orifise dayalıdır. Düzgün yuvarlak delik (akış katsayısı = 0,97) için kaçaklar ve maliyet %40 kadar artabilmektedir.

Tablo 5.1. Orifisten havanın boşalması – hava kaçağı tahminleri [m^3/dk]

Orifisten önce gösterge (efektif) basıncı, bar	Orifis çapı, mm											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20
4,0	0,03	0,11	0,25	0,45	0,70	1,01	1,38	1,80	2,28	2,82	6,34	11,28
4,5	0,03	0,12	0,28	0,50	0,78	1,12	1,52	1,98	2,51	3,10	6,98	12,40
5,0	0,03	0,14	0,30	0,54	0,85	1,22	1,66	2,16	2,74	3,38	7,61	13,53
5,5	0,04	0,15	0,33	0,59	0,92	1,32	1,79	2,34	2,97	3,66	8,24	14,65
6,0	0,04	0,16	0,35	0,63	0,99	1,42	1,93	2,52	3,19	3,94	8,87	15,78
6,5	0,04	0,17	0,38	0,68	1,06	1,52	2,07	2,70	3,42	4,23	9,51	16,90
7,0	0,05	0,18	0,41	0,72	1,13	1,62	2,21	2,88	3,65	4,51	10,14	18,03
7,5	0,05	0,19	0,43	0,77	1,20	1,72	2,35	3,06	3,88	4,79	10,77	19,15
8,0	0,05	0,20	0,46	0,81	1,27	1,82	2,48	3,24	4,11	5,07	11,40	20,27
8,5	0,05	0,21	0,48	0,86	1,34	1,93	2,62	3,42	4,33	5,35	12,04	21,40
9,0	0,06	0,23	0,51	0,90	1,41	2,03	2,76	3,60	4,56	5,63	12,67	22,52
9,5	0,06	0,24	0,53	0,95	1,48	2,13	2,90	3,78	4,79	5,91	13,30	23,65
10,0	0,06	0,25	0,56	0,99	1,55	2,23	3,03	3,96	5,02	6,19	13,94	24,77

Tablo, akış katsayısı 0,61 için hazırlanmıştır.

Kaçaklarda yapay talep bileşeni bulunmaktadır. Sistem basıncı azaldıkça, kaçak nedeniyle kaybedilen basıncı hava azalmaktadır. Sistem basıncının kontrol edilmesi, tek bir kaçak tamir edilmese dahi, kaçak maliyetinde büyük azalmalar yaratabilir. Kaçakların tamir edilmesi elbette önemlidir; ancak tamir öncelikleri, maliyet/geri ödeme süresi hesaplarına dayanmalıdır.

Basıncı hava sistemi değerlendirmesi esnasında alınan ölçümler, tesisin tüketim profilini ve gün boyunca ortalama hava talebindeki salınımları tanımlar. Sistemin taşması ve zamana

bağlı tepe hava talebi de tanımlanır. Tesiste basınç istikrarsızlığı kaydedilir ve kontrollü sistem basıncı için bir başlangıç hedefi seçilir.

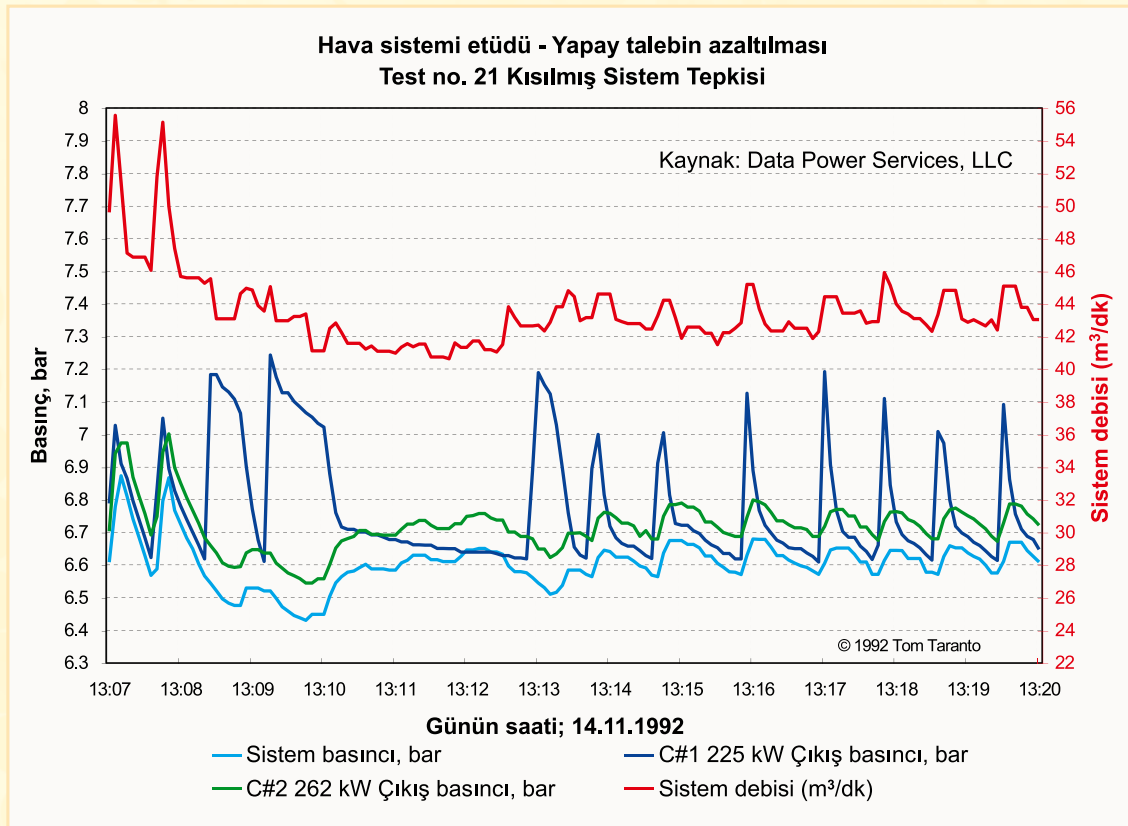
Yapılacak işler arasında, genellikle, sisteme enerji arzı ile basınçlı hava talebini dengelemek üzere kontrollerin uygulanması vardır. Arz ile talebi dengelemek suretiyle, sistem basıncı, seçilen bir başlangıç hedef besleme basıncında kararlı hale getirilir. Zaman içinde, talep tarafındaki basıncı düşürmek suretiyle sisteme ince ayar verilebilir; buradaki nihai hedef, sistemin kabul edilebilir en düşük seviyedeki basıncı sağlaması için sistem arzını kontrol etmektir. Arz tarafı basınç ayar noktası ve kompresör kontrolleri ayarlanarak çalışmalarını optimize edilir. Burada üç nihai hedef vardır:

1. Basınçlı hava üretim maliyetini minimize etmek,
2. Hava talebini kontrol etmek ve yapay talebi azaltmak,
3. Tepe talebi karşılamak üzere kontrollü hava depolaması oluşturmak.

Sistem besleme basıncının başlangıçta kararlı hale getirilmesinde birçok fayda vardır. Yapay talebin bir kısmı hemen kontrol altına alınır. Kompresör kontrol tepkisi daha iyi hale gelir; yük çevrimleri daha düzgün olur ve sıklığı azalır. Mevcut alıcı hacminin kullanılabilir hava depolaması, basınç farkı oluşturularak daha iyi hale getirilir. Depolanan enerji dinamik, kısa süreli olaylar için besleme yapar ve sistemin besleme basıncını kararlı hale getirir.

5.3.4. Yapay talebin azaltılması

Şekil 5.7. Yapay talebin azaltılması



Şekil 5.7'deki veri grafiği, bir hava sistemi denetimi sırasında alınmıştır ve basınç/debi kontrolünün faydasını göstermektedir. Bu durumda, basınç/debi kontrolü (bir tür sistem kontrolü, bakınız Ek E ve H), borular üzerinde elle işletilen çok dönüşlü sürgülü vanadan ibarettir. Kontrolün çok hassas olmasına ve tepki süresinin iyileştirilme ihtiyacı olmasına rağmen, sistemin işleyişi iyileştirilmiştir.

Seçilen hedef basınç 6,55 bardır. Çünkü, normal kompresör yük çevrimleri hâlihazırda 6,55 barlık minimum sistem basıncı oluşturmuştur. Sistemin kısılması saat 13:08'de başlamıştır. Basınç/debi kontrolü öncesinde, sistem debisi ortalama olarak $51 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'dan biraz azdır ve yük çevrimleri yaklaşık dakikada 2 çevrimdir. İlk zamana bağlı olaylar, saat 13:09 ile 13:14 arasında olmuştur. Kontrollü sistem işletimi sayesinde, $42,5 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'lık kontrollü talep ve dakikada 1 çevrimlik yük çevrimi elde edilmiştir.

Yukarıdaki sistemde, oldukça kaba bir basınç/debi kontrolü dahi, hava talebini %16 azaltmış ve kompresör yük çevrimini yarıya indirmiştir.

5.4. Birincil Depolama Sistemlerinin Mühendislik Hesapları

Basınç/debi kontrolünün akış yukarısındaki birincil depolanmış hava hacmi, gerekli kullanılabilir hava hacmini depodan sağlamak üzere tasarlanır. Depolanan enerji, sistem istikrarının önemli bir bileşenidir. Bir makine veya proses çalışmaya başladığında, sistemin gerek duyduğu hava talebinde (enerji) hızlı bir artış olur. Depolama sistemi, anında enerji sağlar. Kompresörlerde kapasite artışı gerektiren büyük talepler durumunda, kompresör kontrolleri tepki gösterinceye kadar geçen zaman içinde, depolama gerekli enerjiyi sağlar.

Alıcı hacmi kendi başına kullanılabilir hava depolaması yaratmaz. Her basınçlı hava sisteminde hedef besleme basıncı vardır. Sistem beslemesinin hedef basıncın altına düşmesi, güvenilirliği ortadan kaldırır. Bu nedenle, depolama basıncı hedef basınçtan yüksek tutulmak zorundadır. Depodaki kullanılabilir hava (enerji), alıcı hacmine ve alıcı basıncı (P_s) ile sistem besleme hedef basıncı (P_T) arasındaki basınç farkına bağlıdır.

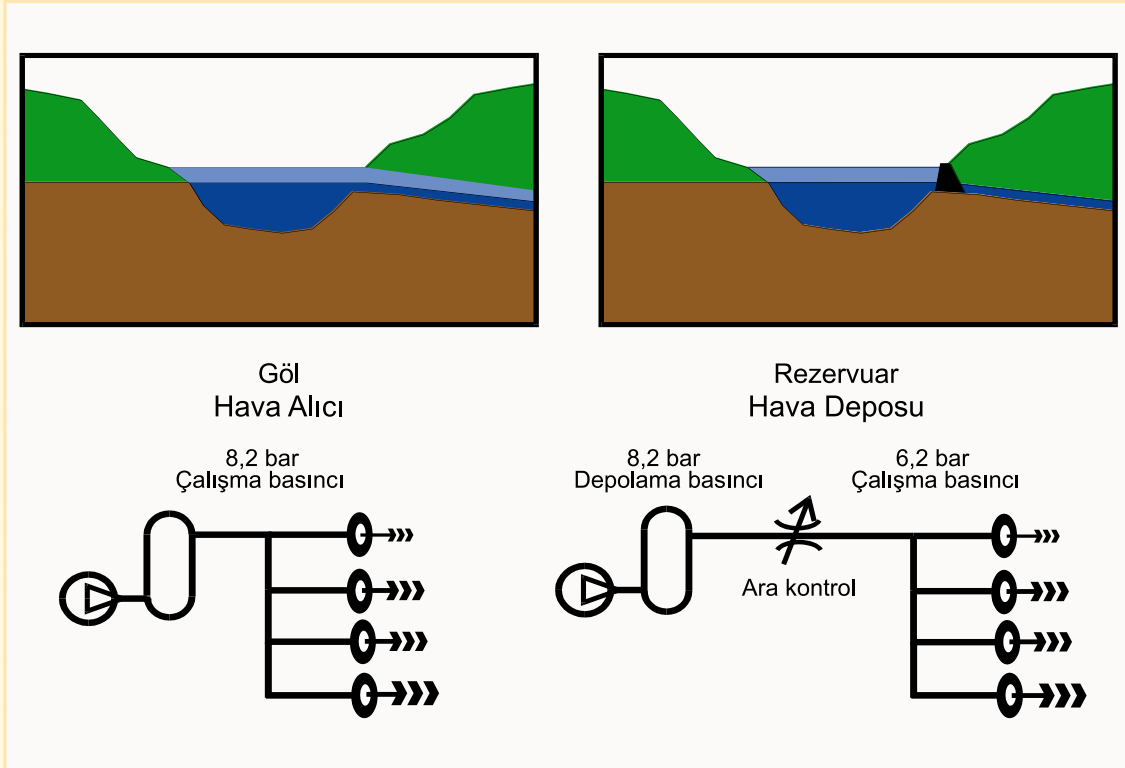
Ancak, besleme basıncı hedef enerjinin üzerinde olursa, yapay talep nedeniyle kayıplar bar başına %12 gibi yüksek düzeylere kadar varabilir (tüm hava kullanımı regüle edilmemiş ise). Hedef basınç, üretim amaçlı hava taleplerini uygun biçimde karşılayacak en düşük optimum basınç olmalıdır.

Kontrollü depolama değerlendirilirken, ekipman spesifikasyonu, Tesis Talep Profilinde (bakınız Bölüm 6) tanımlandığı şekilde taşma taleplerini ve zamana bağlı olayları karşılayacak kapasiteyi hesaba katmalıdır. Basınç/debi kontrolünün zamana dayalı tepki karakteristikleri, taşma talebi esnasında debi değişiminin yapısına ve büyüklüğüne bağlıdır. Dinamik tepkiye ek olarak, basınç/debi kontrolü aynı zamanda, depolama alıcıları ile sistem besleme hedef basıncı arasında kontrollü bir basınç farkını muhafaza etmelidir. Basınç/debi kontrolü, düşük basınç farkında kontrolü muhafaza ederken yüksek hava debisi sağlayabilmelidir. Hava talebinin düşük olduğu süreçlerde, geniş bir üst/alt kapasite aralığı ile birlikte, kararlı işletim gereklidir.

5.4.1. Depolama: göl ve rezervuar

Şekil 5.8'deki örnekte, hava alıcısı bir göle benzetilmekte, hava deposu ise daha ziyade bir rezervuara benzetilmektedir.

Şekil 5.8. Depolama basınç farkının basınç/debi kontrolü



Gölün seviyesi yükseldikçe su daha hızlı akar ve akış aşağısındaki her şeyi su basar. Çoğu basınçlı hava sistemlerinde, kompresör kontrolleri hedef basıncın üzerindeki bir değere ayarlanır. Alıcı bu basınçta muhafaza edilir ve kullanılabilir hava depodan alınır. Ancak, daha yüksek basınç, akış aşağısındaki her şeyin sel altında kalmasına neden olur; yapay talep nedeniy-le her 1,0 bar basınç için %13 kayıp oluşur.

Öte yandan, gölün çıkışına bir baraj yapılırsa, göl bir rezervuar haline gelir. Su seviyesi yükseldiğinde, gölden su çıkışı kontrol edilir ve akış aşağısında sel oluşması önlenir. Basınçlı hava sisteminde de, basınç/debi kontrolü baraj ve baraj kapakları ile sağlanır. Alıcı basıncı arttıkça, basınç/debi kontrolü hava çıkışını kısar ve akış aşağısında basıncın yükselmesini önler. Bu sayede, yapay talep önlenmiş olur.

Endüstriyel basınçlı hava sistemleri, basınç en düşük düzeyde iken en az hava miktarını kullanır. Ancak, alıcı basıncı sistem hedef basıncına eşitse, depodan hava kullanılamaz.

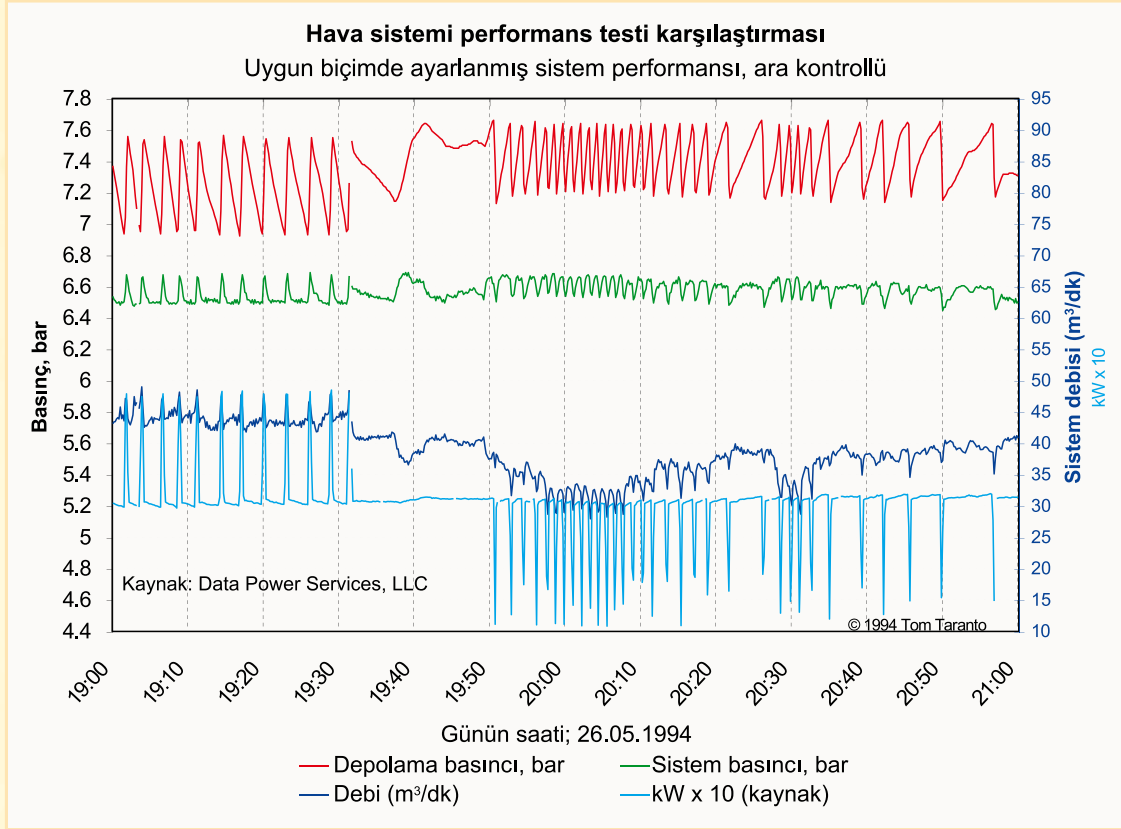
5.4.2. Basınçlı hava birincil depolamasının hesaplanması

Birincil depolamadan alınabilecek kullanılabilir basınçlı hava, depo hacmi ve depolama hava basıncı (P_s) ile hedef besleme basıncı (P_T) arasındaki basınç farkının bir fonksiyonudur. Birincil depolama için kullanılabilir havayı hesaplama formülü aşağıda gösterilmiştir.

Depodaki kullanılabilir havanın, depolama basınç farkı ile doğrudan orantılı olduğuna dikkat ediniz. Alıcı hacmi 6 m^3 iken; 0,33 barda 2 m^3 depolama; iki misli basınç farkında, 0,66 barda 4 m^3 , yani iki misli depolama yapılabilir. 2 barda, yani orijinal basınç farkının altı misli ($0,33 \text{ bar} \times 6$) farkta, altı misli kullanılabilir hava depolanabilir (12 m^3). Kompresör kontrol ayar noktası, sistem besleme hedef basıncına (P_T) eşit olursa, depodan hava kullanılamaz. Alıcı hacminin ne derece büyük olduğu önemsizdir, basınç farkı olmayınca depodan hava kullanılamaz.

Sisteme ince ayar vermek, kompresör kontrol ayar noktalarını, kullanılabilir hava depolamasını optimize edecek biçimde ayarlamak demektir. Optimum hava depolaması, sistem dinamiklerine ve tepe hava debisi taleplerine bağlıdır. Depolamanın maliyeti vardır. Çünkü, basınçlı hava üretim basıncının artırılması, her 1,0 barlık artış için %6 güç artışı demektir. Ancak, yetersiz depolama da, sistemin kararsız olmasına ve tepe yükü karşılamak için fazla üretim kapasitesinde çalışmasına yol açar.

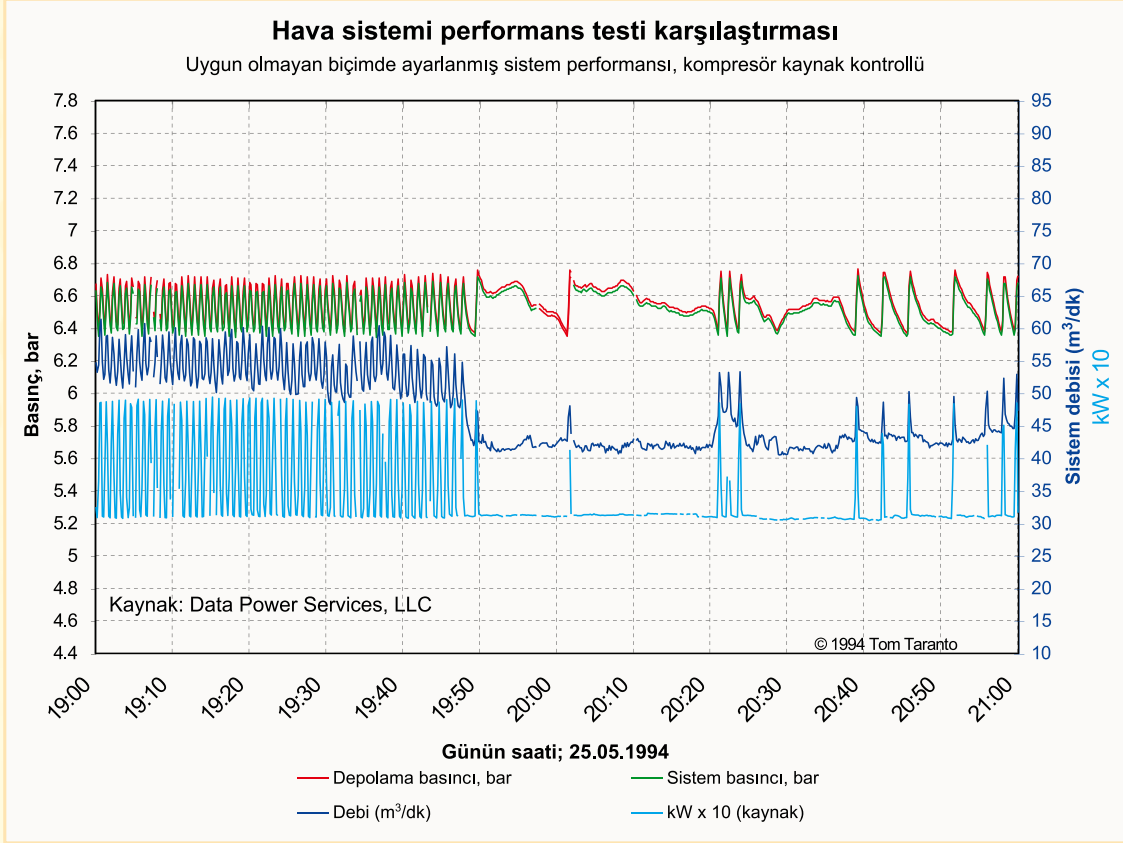
Şekil 5.9. Uygun biçimde ayarlanmış sistem, basınç/debi kontrollü



Yukarıda Şekil 5.9'da, hedef sistem besleme basıncı 6,55 bar için ayarlanmış basınç/debi kontrolüne sahip, 0,34 ilâ 1 bar depolama basınç farkı sağlayan, uygun biçimde ayarlanmış sisteme ait verilerin grafiği verilmektedir.

Aşağıda Şekil 5.10'daki grafik ise, uygun olmayan biçimde ayarlanmış sistemde alınan ölçümleri göstermektedir. Basınç/debi kontrolü baypas edilmiş, kompresör ayar noktaları, depolama için herhangi bir basınç farkı olmaksızın kaynak kontrolü sağlayacak biçimde düşürülmüştür. Aşağıdaki veriler, uygun biçimde ayarlanmış sistemden önemli farklılık göstermektedir.

Şekil 5.10. Basınç/debi kontrolü olmaksızın sistem performansı



Basınç/debi kontrolü ve depolama basınç farkı olmaksızın çalıştırılan uygun olmayan biçimde ayarlanmış sistemin performansı kötüdür. Sistem hedef basıncı daha az kararlıdır. Ayar kompresörü çok hızlı yük çevrimleriyle çalışmaktadır. Sistem, kompresör yük çevrimleriyle tahrik edilir ve hava talebi artar. Temel yük kompresörü, sürekli %100 kapasitede çalışmaktadır. Son olarak, depolamadan alınabilecek kullanılabilir hava olmadığı için, ayar kompresörü, zaman zaman ortaya çıkan hava talebi tepe olaylarını karşılamak için sürekli çalışmak zorundadır. Uygun olmayan biçimde ayarlanmış sistemin performansı kötüdür ve enerji israf eder.

Temel Kazanımlar - Arz ve Talebin Dengelenmesi

1. Sistemin çalışma basıncı kararlı hale getirilmelidir.
2. Artan hava basıncı, kaçaklarda basınçlı hava talebini ve regüle edilmemiş hava taleplerini artırır.
3. Daha düşük sistem basıncı sağlayacak şekilde kontrol uygulamak suretiyle kaçaklar azaltılabilir.
4. Yapay talep, her türlü regüle edilmemiş kaçak veya hava talebinin bir bileşenidir.
5. Hedef basınç, üretim amaçlı hava taleplerini karşılayacak en düşük optimal basınç olacaktır.
6. Hava depolama, taşma taleplerini karşılayacak, talep profilinde tanımlanan olayları tolere edecek ve kompresör kontrol tepkisini iyileştirecek biçimde tasarlanmalıdır.
7. Depolamadaki enerji miktarı, depo hacmi ve kontrollü basınç farkına bağlıdır.



Bölüm 6

Basınç Profili

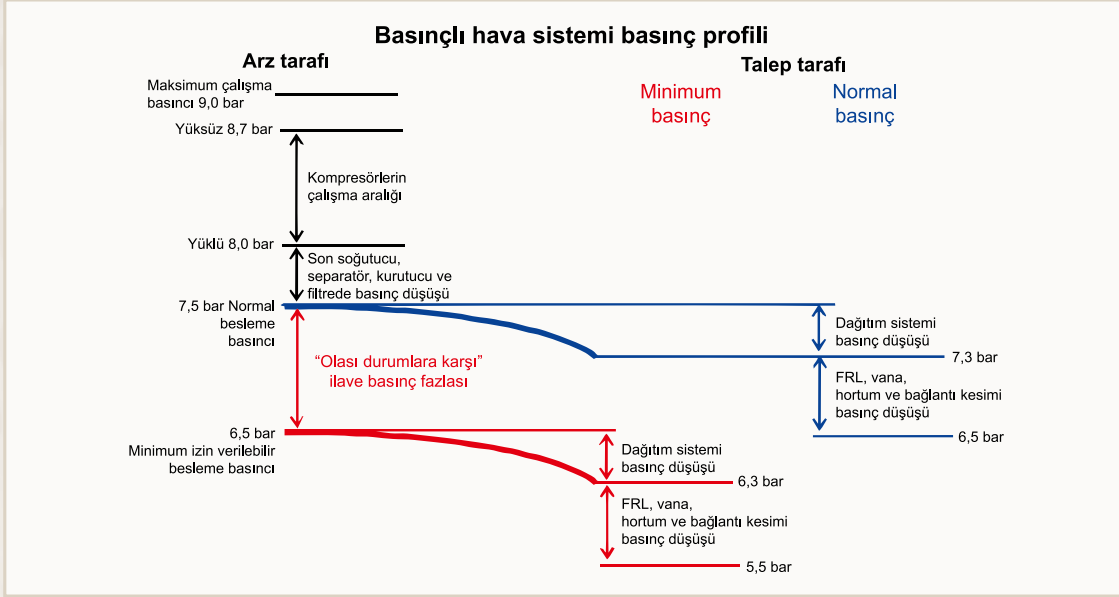
Bir basınçlı hava sisteminin basınç profili, sistem içinde çeşitli noktalardaki basınçlı havanın basıncının grafik gösterimidir. Basınç profili performansı, hava sistemi işletim ve veriminin birçok yönünü etkiler. Bunların en bariz olanı, üretim ihtiyaçlarını karşılamak için kabul edilebilir derecede olması gereken son kullanım noktası basıncıdır. Basınç profili, basınçlı hava sisteminde birden fazla önemli noktada ölçülmelidir.

Sistem basınç profilinin oluşturulması için kullanılan tipik basınç ölçüm noktaları aşağıdakileri içerir:

- Kompresör maksimum çalışma basıncı (MWP)
- Kompresör kontrol aralığı
- Temizleme ekipmanı basınç düşüşü
- Birincil depolama için ayrılan basınç farkı
- Sisteme hava besleme giriş basıncı
- Bir veya daha fazla talep noktasında dağıtım giriş basıncı
- Kullanım noktası bağlantı basıncı
- Son kullanım basıncı (yukarıdaki profilde gösterilmemiştir)

Şekil 6.1'de sunulan basınç profili grafiği, kompresörün maksimum çalışma basıncını (MWP) 9,0 bar göstermektedir. Kompresörün çalışma kontrol aralığı 8,0 ilâ 8,7 bardır. Temizleme ekipmanındaki 0,5 barlık basınç düşüşü, giriş basıncını belirlemektedir; böylece arz tarafında basınç normal olarak 7,5 bar olmaktadır.

Şekil 6.1. Minimum ve normal çalışma basıncı için basınç profili

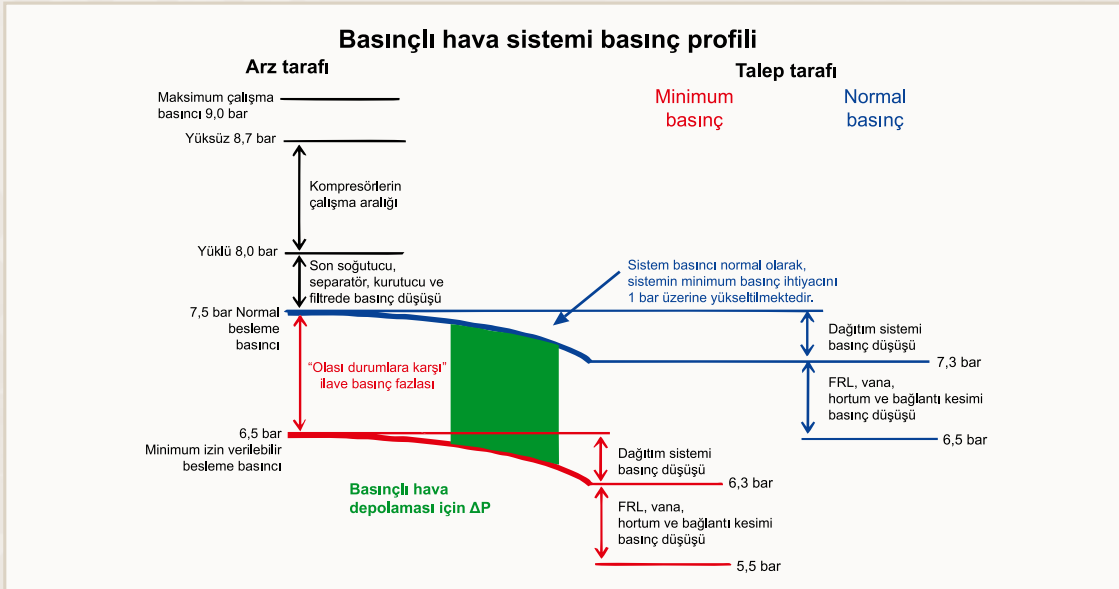


Minimum izin verilebilir besleme basıncı 6,5 bardır ve 5,5 barlık son kullanım basınç ihtiyacını destekler. Bu durum, sistemde aksama olması olasılığına karşı 1 barlık fazla basınç sağlamaktadır. Çalışma basıncını, üretim prosesini desteklemek için gerekli en düşük basınçtan daha yüksek düzeye ayarlamak yaygın bir uygulamadır.

Normal çalışma esnasında, talep tarafı basınç profili, dağıtım borularında 2 barlık basınç kaybı göstermektedir. Sonuçta; normal dağıtım giriş basıncı 7,3 bar olur ve son kullanım borularında 0,8 barlık basınç kaybı vardır. Normal çalışma son kullanım basıncı, 5,5 barlık ihtiyaç için 6,5 bardır.

Aslında 1,0 barlık ilâve basınç, besleme girişi için en düşük optimum hedef basıncının 6,5 bar olduğu dikkate alınır, birincil depolama basınç farkı yaratmaktadır. (En düşük optimum hedef basınç, üretim ihtiyaçlarını desteklemek için gereken minimum besleme giriş basıncıdır).

Şekil 6.2. Depolama için basınç farkını gösteren basınç profili



Şekil 6.2'de görüldüğü üzere, kullanılabilir depolama oluşturmak için 1,0 barlık normal besleme basıncı gerekirken, bu basınç komple sistem basıncını da yükseltmekte ve yapay talebi artırmaktadır.

Kullanım noktası bağlantısı ile son kullanım noktası arasında da ayrıca basınç kaybı vardır. Son kullanım basıncı, basınçlı hava enerjisinin üretim amaçlı enerjiye dönüştürüldüğü noktadaki basınçtır. Buradaki cihaz pnömatik silindir, dönel aktüatör, kavrayıcı, nozul vs. olabilir. Çoğunlukla, kullanım noktası bağlantısı ile son kullanım noktası arasındaki basınç kaybı, pnömatik güçle çalıştırılan ekipmanı üreten orijinal ekipman üreticisinin (OEM) tasarım kararlarının sonucudur.

Mevcut bir sistemin basınç profili, sistemin çalışma basıncı ölçülerek oluşturulur. Sistemin basınç profilinin zaman içinde nasıl değiştiğini anlamak için genellikle veri kütükleme gereklidir. Veri kütükleme normal olarak birden fazla noktaya yapılır. Çok sayıda veri kütükleme saatinin uyumlu hale getirmek suretiyle, basınç profilindeki dinamik değişimler değerlendirilebilir.

6.1. Basınç Profillerinin Pratik Uygulaması

Bir basınçlı hava sisteminin basınç profili, sistemin işletimi ve verimi üzerinde birçok etkiye sahiptir. Basınçlı hava sistemi mühendisinin değerlendirmesi gereken birçok pratik düşünce mevcuttur. En düşük optimum besleme giriş basıncı, gereken son kullanım basıncı ve dağıtım ve son kullanım noktası bağlantı borularındaki basınç kaybına bağlıdır. Arz tarafı basınç profili, kurulu kompresörlerin maksimum çalışma basıncı ile sınırlıdır. Kontrol basıncı aralığı, temizleme ekipmanında basınç kaybı ve birincil depolama basınç tahsisi, en düşük optimum besleme giriş basıncına eşit veya daha büyük basınca yol açmalıdır.

Sistem performansını optimize etmek için, basınçlı hava sistemi mühendisi, besleme başlığı hedef basıncını belirlemelidir. Hedef besleme giriş basıncı, üretim ihtiyaçlarını karşılamak için gereken en düşük optimum basınç olmalıdır. Aşırı yüksek basınçta çalışma, enerji israfı yaratır:

- Sistem basıncını düşürmek enerji kullanımını azaltır.
- Basıncın her barlık düşürülmesinde kompresörün güç harcaması %6 azalır (pozitif deplasmanlı kompresörler).

Hedef basınç, basınç profili değerlendirme yapıldıktan ve geri kazanılamayan basınç kaybı fazlası ortadan kaldırıldıktan sonra seçilmelidir. Hortum, boru bağlantıları, filtreler, regülatörler vs.nin son kullanım noktasında yetersiz uygulanması sonucunda, 1 bar (g=gösterge) ilâ 3 bar (g) veya daha fazlasına kadar basınç kaybı görmek yaygındır. Kabul edilebilir basınç düşüşü 0,2 ilâ 0,5 bar (g)'den az olmalıdır.

Bir basınçlı hava sisteminin hedef besleme giriş basıncını belirlemeden önce, sistemdeki geri kazanılamayan basınç kaybı minimize edilmelidir.

Bir sistemde basınç farklı temelde iki türdür:

1. Birincisi, geri kazanılamayan basınç kaybıdır; örneğin bir filtredeki enerji kaybı.
 2. İkincisi ise geri kazanılabilir basınç farkıdır; örneğin bir hava depolama alıcısının artırılmış basıncı gibi. Basınçlı hava enerjisi depoya girdiğinde sistemin enerji maliyeti artar. Ancak bu geri kazanılabilir enerjidir; sistem depolanmış enerjiye ihtiyaç duyduğunda kullanılacaktır.
- Geri kazanılamayan basınç düşüşü içeren hava sistemi bileşenleri:

- o Borular ve boru bağlantıları, T parçaları, dirsekler, vanalar vs.
- o Filtre gövdesi ve filtre elemanı (daha ince filtrasyon = daha yüksek basınç)
- o Son soğutucular, hava kurutucular ve nem separatörleri
- o Hortumlar, boru bağlantıları, hızlı kesiciler, kullanım noktası filtreleri ve yağlayıcılar
- o Orifisler, iğneli vanalar (sınırlayıcılar), hız kontrolleri, borular ve boru bağlantıları.
- Geri kazanılabilir basınç farklı hava sistemi bileşenleri:
 - o Hava alıcılar, birincil, ikincil kullanım noktası
 - o Geri kazanılabilir enerji, alıcının çalışma basıncı farkıyla orantılıdır (nihai basınç eksi başlangıç basıncı).
 - Alıcılar, giriş ve çıkıştaki boru nozulları nedeniyle küçük bir miktarda geri kazanılmayan enerji bileşeni içerir.
 - Boruların geri kazanılabilir enerji bileşeni küçüktür. Boru hacmi, genellikle, toplam alıcı hacmine göre küçüktür. Kararlı çalışan sistemlerde borulardaki basınç farkı minimumdur; dağıtım sisteminin kararlı basınçta çalışması arzu edilir.
- Hem geri kazanılabilir basınç farkı hem de geri kazanılmayan basınç kaybı olan hava sistemi bileşenleri:
 - o Basınç regülatörü
 - Geri kazanılabilir basınç farkı: Regülatör kendi ayar noktasından, mümkün olan en yüksek basınca ayarlanırsa basınç artışı sağlanabilir.
 - Geri kazanılmayan basınç kaybı, ofset basıncını, yani regülatör elemanını kontrolde olduğu bir noktaya hareket ettirmek için gereken basınç farkını içerir. İlâve geri kazanılmayan basınç kaybı, regülatör yoluyla hava debisi ve regülatör tam açıkken oluşan basınç kaybıyla ilişkilidir.
 - o Basınç/debi kontrolü
 - Geri kazanılabilir basınç farkı: Debi kontrol çıkışında hedef ayar noktası basıncını muhafaza ederken sistem için sağlanan depolama basıncı farkı (nihai basınç eksi başlangıç basıncı).
 - Geri kazanılmayan basınç kaybı, ofset basıncını, yani akış kontrol elemanını kontrolde olduğu bir noktaya hareket ettirmek için gereken basınç farkını içerir. İlâve geri kazanılmayan basınç kaybı, debi kontrolü yoluyla hava debisi ve debi kontrolü tam açıkken oluşan basınç kaybıyla ilişkilidir.

Optimize edilmiş basınç profili tasarımı, geri kazanılmayan basınç kaybını minimize eder ve minimum kullanım noktası bağlantı basıncını tanımlar. Basınç profilinin üst ucundaki kompresör çalışma basıncı mümkün olduğunca düşük olmalı, ancak sistemin gerektirdiği basınç farklarını desteklemelidir.

6.2. Basınç Profili Tasarım Kriterleri

Basıncılı hava sistemi basınç profili optimum tasarımı, aşağıdakilerin gerçekleştirilmesini hedefler:

1. Kompresör kontrollerini, bir yanda aşağıdakilere imkân tanırken, mümkün olan en dar basınç bandında çalıştırmak,
2. Gereksiz kompresörlerin otomatik olarak kapanması,
3. Biri dışında tüm kompresörlerin tam yük kapasitesinde çalışması,
4. Yalnız bir kompresörün ayar kapasitesi sağlaması, mevcut olan en verimli kısmi yük kapasite kontrolünü seçmesi,
5. Kompresör çıkış basıncının mümkün olduğunca düşük tutulması,
6. Sağlanan kullanım noktası basıncının, üretim amaçlı hava talebini desteklemek için gereken en düşük optimum basınçta oluşturulması,
7. Gereken basınçlı hava depolamasını yaratmak için basınç farkı (nihai basınç eksi başlangıç basıncı) oluşturulması, (Enerji depolama, normal talep olaylarına hizmet vermeli ve yedek kompresör kapasitesinin devreye girmesini sağlayacak süreyi kapsamalıdır.)
8. Kısa süreli tepe talep olaylarına cevaben ilâve kompresörlerin devreye girmesini önlemek için enerji depolamanın kullanılması,
9. Sistem genelinde geri kazanılamayan basınç kaybının minimize edilmesi,
10. Yapay talebi ortadan kaldırmak üzere birincil depolamanın geri kazanılabilir basınç farkının kontrol edilmesi,
11. Hedef besleme giriş basıncının en düşük optimum basınçta kontrol edilmesi; öte yandan, dağıtım ve kullanım noktasındaki borular yoluyla geri kazanılamayan basınç kaybının hesaba katılması,
12. Geri kazanılabilir basınç farkının mevcut olduğu kullanım noktalarında basınç regülasyonu uygulanması; azami değere ayarlanmış basınç regülatörlerinin bulunmaması.

6.3. Arz Tarafı Basınç Limitleri

Bir basınçlı hava sistemi, tanımlanan basınç limitleri dahilinde çalışmak zorundadır. Normal olarak üst limit sistemin arz tarafında, alt limit ise talep tarafında belirlenir.

Arz tarafı üst limiti, en düşük anma çalışma basıncına sahip sistem bileşeninin maksimum çalışma basıncıdır (MWP). Örneğin, kompresörlerin 10 bar maksimum çalışma basıncı ve hava alıcıların 8,6 bar anma kapasiteli olduğu bir sistemde sistem basıncı maksimum 8,6 bar ile sınırlı olur.

Bir kompresörün maksimum anma çalışma basıncı, sistemin basınç profili üst ucu için pratik limit iken, pozitif deplasmanlı kompresörü artırılmış basınçta çalıştırmak kompresörün enerji tüketimini artırır. Bu nedenle, bir yanda optimize edilmiş basınç profilini desteklerken, öte yanda kompresörleri mümkün olan en düşük çıkış basıncında çalıştırmak arzu edilir.

Talep tarafı alt limiti ise genellikle, üretim amaçlı hava taleplerini uygun biçimde destekleyecek kabul edilebilir minimum basınçtır.

Hem arz hem de talep tarafı basınçları, sistemin gerek duyduğu en düşük optimum basınçta işletilmelidir. Arz tarafı basıncını artırmak, kompresörlerin kullandığı gücü artırır. Talep tarafı

basıncını artırmak ise, tüm regüle edilmemiş hava talepleri ve kaçaklar daha yüksek basınçta hava tüketeceğinden, sistem tarafından tüketilen hava debisini artırır.

6.3.1. Arz tarafı basınç üst limiti

6.3.1.1. Kompresör maksimum çalışma basıncı (MWP)

Kompresör üreticileri, her kompresör modeli için performans verilerini sağlamaktadır. Bu veriler içinde kompresör paketi için MWP de yer alır. Tüm kompresörler, aşırı basınçta çalışmaktan korunmayı sağlayan emniyet vanalarına sahiptir. Buna ek olarak, kompresör kendi anma basıncının üzerinde çalışmaya başladığında devreye girecek motor aşırı yük emniyet anahtarı da vardır. Ancak, normal çalışma için bu güvenlik cihazlarına bağlı olmak arzu edilmez. Kompresör ve sistem kontrolleri, normal olarak kompresörleri kendi MWP sınıfında veya altında çalıştırmalıdır.

Kompresör paketinde iki aşırı basınç önlemi vardır:

1. Kompresörün iç bileşenleri, diğer bir deyişle borular, soğutucular, yağ haznesi/separatörü, basınç altındadır. Bu bileşenler, bir emniyet vanası ile aşırı basınca karşı korunur.
2. Kompresörün yüksek basınçta çalıştırılması, güç girişini ve sürücü motorun güç çekişini artırır. Motor aşırı yüklenmeye karşı kompresörü kapatan elektriksel aşırı yük emniyet cihazları ile korunur.

Çok sayıda kompresörü içeren sistemlerin çalıştırılmasında genellikle farklı MWP sınıflarına sahip kompresörler söz konusudur. Bu durumda, düşük MWP'li kompresörler, ayar kapasitesi kompresörleri olarak çalışabilir ve kendi MWP kapasitelerinin altında yükten çıkacak şekilde ayarlanmalıdır. İşletim stratejisi bu ise, daha düşük basınçlı kompresörlerin basınç kaplarının ve emniyet vanası ayarlarının, sistemde bulunan en yüksek anma basınçlı kompresör(ler)in MWP'sinde çalışma için güvenli olmaları sağlanmalıdır.

6.3.1.2. Modülasyon kontrollü kompresörlerin maksimum çalışma basıncı

Modüle edici kontrol kullanan kompresörler için, genellikle iki maksimum çalışma basıncı belirlenir. Birincisi, kompresörün basınç kabı ve emniyet vanası ayarını dikkate alan MWP'dir. İkincisi ise, sürücü motorun güç sınıfıyla ilişkili olan maksimum tam akış çalışma basıncıdır. Bir kompresörün mil giriş gücü, kompresörün çıkış basıncı ve sağlanan hava debisinin bir fonksiyonudur.

Tam akışta işletim, çıkış basıncı arttıkça, kompresör gücünün artmasına yol açar. Sürücü motorun maksimum anma gücüne dayalı olarak, tam akış anma debisinde basıncın daha da artırılması halinde, motorun aşırı yük durumuna girmesine neden olacak bir basınç limiti vardır. Bu nokta, maksimum tam akış çalışma basıncı sınıfıdır. Bu noktada, kompresör kontrolleri giriş vanasını kapalıya değiştirerek sağlanan hava debisini azaltır ve aynı zamanda giriş gücünü azaltır.

Kompresör kendi modülasyon aralığında çalışırken, sağlanan daha düşük hava debisi nedeniyle nispi güç azalışı, sürücü motorda aşırı yüklenme olmadan kompresörün daha yüksek çıkış basıncında çalışmasına imkân tanır. Kompresörün MWP sınıfı, kontrollerin sağlanan minimum hava debisine göre modüle ettikleri varsayımıyla verilmektedir.

6.3.1.3. Diğer bileşenlerin maksimum çalışma basıncı

Hava alıcılar, filtreler, kurutucular, boşaltma vanaları gibi sistemdeki diğer bileşenler de kendi MWP sınıfları bakımından değerlendirilmelidir. Tüm bileşenler aşırı basınçta çalışmaya karşı korunmalıdır. Bu nedenle, sistemin basınç profili için basınç üst limiti, en düşük MWP'ye sahip bileşenin sınıfıdır.

Basıncı hava sistemi mühendisi, basınçlı hava sisteminin her bileşeninin izin verilebilir çalışma basıncını değerlendirmeli ve tüm işletim senaryolarında güvenli olmasını sağlamalıdır.

6.3.2. Arz tarafı basınç alt limiti

Yukarıda ifade edildiği üzere, sistem işletiminde basınç alt limiti, normal olarak gereken talep tarafı basıncının bir fonksiyonudur. Ancak, tüm ekipmanın performans sınıfını ve düşük basınçta çalışmanın etkisini dikkate almak önemlidir.

6.3.2.1. Minimum basınç sınıfı - hava hızı

Sabit kütle debisinde (Nm^3/dk) basınçlı hava için, sistem bileşenlerindeki hava hızı basınç düştükçe artacaktır. Bunun nedeni, basınç azaldıkça hava hacminin genişlemesidir. Düşük basınçta çalışmaktan kaynaklanan basınçlı hava yüksek hızından en sık etkilenen iki arz tarafı bileşeni, birleştirici filtreler ve hava kurutuculardır.

Birleştirici filtreler, filtre ortamından geçen küçük aerosol ve yağ damlacıklarını biraraya getirir. Ortamın dış yüzeyinde, yerçekimi etkisiyle basınçlı hava akımından ayrılarak düşen bir damla oluşur. Basınçlı hava hızı çok yüksek olursa, oluşan yağ damlası tekrar hava akımına alınarak akış aşağısına taşınabilir. Yağlı kompresörlerde bulunan hava/yağ separatör elemanı, birleştirici tipte filtredir. Bu nedenle, kompresörün sınıflandırma verileri, minimum çalışma basıncı sınıfını belirtir. Kompresörden aşırı miktarda yağ devrini önlemek için, kompresörün minimum anma çalışma basıncında veya üzerinde çalıştırılması önemlidir.

Özellikle, desikant tipi ünitelerde olmak üzere, hava kurutucusu performansı da basınçlı hava hızından etkilenir. Minimum anma çalışma basıncının altında işletimden kaynaklanan yüksek hız, basınçlı havanın kurutucudaki temas süresini azaltabilir ve çiğ noktası performansını düşürebilir. Örneğin, sabit kütle debisinde (Nm^3/dk) ve 7 bar çalışma basıncı sınıfına sahip bir hava kurutucu, 5,5 bar debide çalışırken yaklaşık %20'lik hava hızı artışı yaşayacaktır. Hava kurutucu üreticilerinin, standart tasarım koşulları dışındaki koşullarda çalışma için performans sınıfı düzeltme faktörleri mevcuttur. Hava kurutucu, standart anma basıncı altında çalıştırılacaksa, kurutucunun üreticisine danışılmalıdır.

Son soğutucular, parçacık filtreleri, nem separatörleri ve diğerleri gibi hava sistemi bileşenlerinin performansı da, tasarım çalışma basıncının altında çalışmaktan olumsuz etkilenebilir.

6.4. Talep Tarafı Basınç Limitleri

6.4.1. Talep tarafı basınç üst limiti

Basıncı hava sistemi basınç profilinin basınç üst limiti, genellikle, arz tarafı ekipmanın MWP sınıfı tarafından belirlenir. Ancak, talep tarafında belirli bir bileşen veya uygulamanın,

sistemin maksimum çalışma basıncından daha düşük MWP limitine sahip olması mümkündür. Bu durumda, düşük basınçlı bileşen veya uygulama için uygun koruma takılmalıdır. Bu koruma; basınç azaltıcı regülatörler, aşırı basınç emniyet vanaları, blöf tapaları, akış sınırlayıcıları, hız sigortaları veya diğer bileşenleri içerebilir. Basınçlı hava sistemi mühendisi, güvenli işletim için uygun korumayı sağlamalıdır.

6.4.2. Talep tarafı basınç alt limiti

Basınçlı hava sistemleri, üretim ekipman ve proseslerinin verimli işlemesi için uygun biçimde karşılanması gereken çok çeşitli basınçlı hava talepleri vardır. Bu hava talepleri, genellikle, farklı basınçlı hava akışı ve basınç ihtiyaçlarına sahiptir. Belirli bir basınçlı hava talebi sık sık kesiliyorsa, bu genellikle kullanım noktasına gelen düşük besleme basıncının sonucudur. Bu da hava sistemi basıncının çok düşük olduğu biçiminde algıya ve sıklıkla da kompresörlerin çalışma basıncının ve sistemin tamamında basıncın artırılmasına yol açar.

Çoğu basınçlı hava sisteminde, sistemin toplam hava akışı talebinin yalnız küçük bir bölümünü oluşturan bir veya iki izole basınçlı hava kullanım noktası kullanılarak, sistem basınç profilinin talep tarafı düşük basınç limiti belirlenir.

Hava taleplerinin çoğunluğundan daha yüksek basınç gerektiren (veya gerektiriyor biçiminde algılanan) küçük hava taleplerini karşılamak için komple sistem basıncını artırmak yaygın bir uygulamadır. Bu hava talepleri, daha düşük basınçta çalışacak şekilde modifiye edilebilirse, enerji tasarrufu yapmak mümkün olabilir.

Temel Kazanımlar - Basınç Limitleri

Basınçlı hava sisteminin hem arz hem de talep tarafının, sistem işlerken uymak zorunda olduğu basınç limitleri vardır.

1. Basınç limitleri, basınç profilinin çalışma zarfını oluşturur.
2. Beslemenin maksimum çalışma basıncı (MWP) basınç profilinin üst limitidir.
3. Talep tarafı kullanım noktası basınç hedefi, basınç profilinin alt limitidir.
4. Besleme bileşenlerinin minimum tasarım basınç (hız) sınıfı dikkate alınmalıdır.
5. Talep tarafı bileşenlerinin, kendi MWP'lerini aşmasına karşı korunması gerekir.

6.5. Kullanım Noktası Basınç Profili

Basınçlı hava sistemi mühendisi, çeşitli kullanım noktası uygulamalarını değerlendirmeli ve üretime yönelik hava taleplerini uygun biçimde beslemek için gerçek en düşük optimum çalışma basıncını belirlemelidir. Genellikle, algılanan basınç ihtiyaçları, birleşik hava talebinin uygun işletimi için gerekli olan gerçek kullanım noktası basıncından çok daha yüksektir.

Bazen kullanım noktası olarak anılan iki fiziksel nokta mevcuttur. Birincisi, bir makine veya prosese besleme bağlantısıdır; ikincisi ise, pnömatik silindir, aktüatör veya proses bağlan-

tısı gibi gerçek bir pnömatik cihazdır. Kullanım noktası cihazı, basınçlı hava enerjisinin faydalı işe dönüştürüldüğü yerdir. Bu noktalara, sırasıyla, kullanım noktası besleme bağlantısı ve son kullanım pnömatik cihazı denir.

6.5.1. Algılanan ve gerçek gerekli basınç

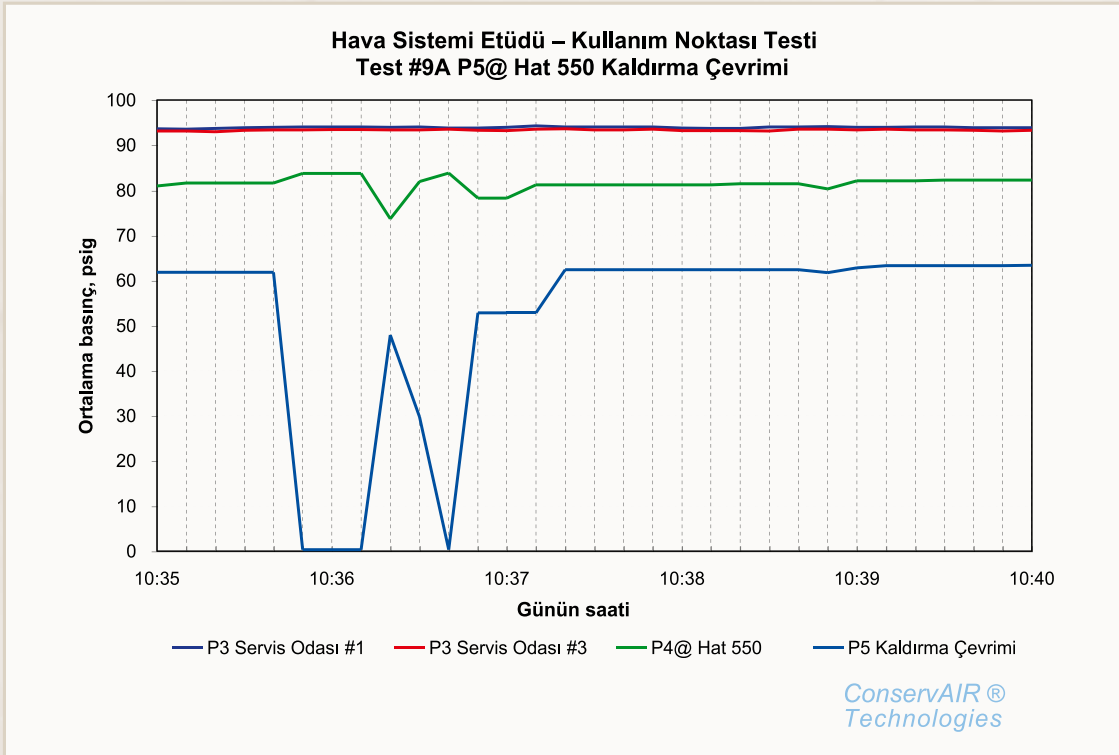
Kullanım noktalarına beslenen basınç, sıklıkla, birleşik hava talebinin uygun işletimi için gerekli olandan çok düşük olarak algılanır. Basınçlı hava sistemi mühendisi, kullanım noktasında gereken hava basıncına ilişkin varsayımları test etmeli ve doğrulamalıdır.

Silindir, alet, aktüatör gibi gerçek pnömatik cihaza sağlanan basıncın, makineye veya prose besleme bağlantı noktasındaki basınca eşit olduğu varsayılır. Gerçekte ise, hava besleme bağlantı noktası ile son kullanım pnömatik cihaz arasında, genellikle, kontrol vanaları, borular, hız ayarlama sınırlayıcı vanaları ve OEM (orijinal ekipman üreticisi) tarafından tasarlanan diğer bileşenler vardır. Bu bileşenlerde büyük miktarda basınç kaybı olabilir. Bu nedenle, pnömatik cihazdaki gerçek son kullanım basıncı ölçülmeli ve uygulamanın gerçek gereken basıncı doğrulanmalıdır.

Örnek:

Hava sistemi etüdü esnasında önemli sorunlardan birisi, proseste belirli bir noktada ürünü kaldırmak üzere kullanılan pnömatik silindirin güvenilir biçimde çalışmasıdır. Üretim mühendisi ve makinenin operatörü "sistem basıncı 5,8 barın altına indiğinde hat 550 çalışmıyor" demiştir. Performansı ölçmek için, ürünü kaldıran pnömatik silindire doğrudan basınç transdüser takılmıştır. Başka bir transdüser de makineye giden besleme basıncını ölçmüştür. Şekil 6.3'de sunulan veri grafiği, prosesin tek kaldırma çevrimini göstermektedir.

Şekil 6.3. Pnömatik kaldırma silindiri basınç profili



Şekil 6.3, tesisin 3 kompresör odasının ikisinden (Servis Odası #1 ve 3) çıkan hava basıncının 93 psig olduğunu göstermektedir. P4@ Hat 550 etiketli veriler, makinenin besleme noktası bağlantı basıncıdır. P5 Kaldırma Çevrimi etiketli veriler ise, somut olayımızda pnömatik silindir olan pnömatik cihazın kullanım basıncıdır.

Basınç profilini analiz ederken elde edilen ilk gözlem, sistem basıncı 6,4 bar (93 psig) iken makine besleme bağlantı basıncının 5,5 bar (80 psig) oluşudur. Kompresör istasyonu ile makine bağlantısı arasında 0,9 bar (13 psig) basınç gradyanı bulunması kabul edilemez. Kompresör istasyonunda 5,9 bar (85 psig) bildirilen minimum kabul edilebilir sistem hedef basıncı, makine besleme bağlantısında 4,9 bardan (72 psig) düşük basınca yol açar.

Kaldırma silindirinin çalışma dinamiklerini değerlendirmek için, grafiğin X eksenindeki zaman bölmelerinin 10 saniye olduğuna ve kullanım noktası basıncının (P5), kaldırma stroku esnasında basınçlandırılmış olan pnömatik silindir bağlantı portunda alındığına dikkat edin. Şekil 6.3'te 10:35'te sol silindir kalkmış ve "yerinde" pozisyonundadır. 40 saniye sonra silindir alçalmaya başlar ve parçayı tutar; bu 10 saniye sürer. Sonra silindir 20 saniye süreyle aşağıda kalır, bu esnada tutucu düzenek olduğu yerde dönerek kaldırılacak parçayı kavrar. Parçanın fiilen kaldırılması, müteakip 10 saniye esnasında olur; ardından 20 saniye boyunca tutucu düzenek döner ve parça, bir sonraki üretim adımına indirilir. Burada parça serbest bırakılır ve parçanın serbest bırakılması ve silindir uzaklaşması 10 saniye sürer. 30 saniye daha sonra, silindir yerinde pozisyonunda park etmiş durumda olur.

Dinamik besleme basıncı (P4 yeşil çizgi), havanın silindiri fiilen kaldırması esnasında ilâve 0,4 ilâ 0,5 bar (6 veya 7 psig) düşer. Bu veriler, başarılı bir kaldırma çevriminde, silindir üzerindeki gerçek çalışma basıncının 3,4 bardan (50 psig) biraz az olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, bu uygulamanın kompresör istasyonunda 5,9 bar (85 psig) düzeyinde besleme basıncına ihtiyaç duyduğu varsayımı geçersizdir. Üretim faaliyetini başarıyla tamamlamak için sadece 3,4 bar (50 psig) dinamik besleme basıncı gerekmektedir. Sorun, hava sistemine besleme basıncının yetersiz olması değildir. Sorun, uygunsuz basınç profili ve bundan kaynaklanan, kompresör istasyonu ile basınçlı hava enerjisinin işe dönüştürüldüğü nokta arasındaki geri kazanılamayan basınç kaybıdır.

6.5.2. Statik akış ve dinamik akış

Kullanım noktası basınç profili performansını değerlendirirken, basınçlı hava sistemi mühendisi hem statik hem de dinamik profilleri değerlendirmelidir. Şekil 6.3'teki kaldırma istasyonu örneğinde, hava akışı oluştuğunda statik besleme basıncı dinamik basınçtan 0,4 ilâ 0,5 bar (6 veya 7 psig) daha yüksektir. Statik durumdan dinamik duruma basınç değişimi ölçülmeli ve miktarı tespit edilmelidir. Bu değişimin etkisi, çeşitli son kullanım uygulamalarını farklı biçimlerde etkiler. Son kullanım uygulamaları, "statik akış" ve "dinamik akış" olmak üzere iki genelleme sınıfına ayrılabilir.

Statik Akış: Bir son kullanım uygulamasının iş fonksiyonu yerine getirilirken mevcut olan düşük veya hiç akış olmama durumudur. Statik akış uygulamaları için tepe hava debisi, gereken minimum basınç ile aynı anda oluşmaz.

Dinamik Akış: Bir son kullanım uygulamasının iş fonksiyonu yerine getirilirken yüksek akış durumudur. Statik akış uygulamaları için tepe hava debisi ve kabul edilebilir minimum basınç ile aynı anda oluşmalıdır.

Burada tartışılan sol silindir uygulaması, bir dinamik akış uygulamasıdır. Basınçlı hava enerjisi iş yaparken pnömatik silindir hem statik hem de dinamik kuvvetleri aşmak zorundadır. Statik kuvvetler, tutucu düzeneğin ağırlığı ve silindir kaldırılmakta olduğu parçanın ağırlığını içerir. Silindir hareket etmeye başladığında, tutucu düzeneğin ve parçanın bir dinamik kuvvet

olan kütlelerini ivmelendirmek zorundadır. Diğer dinamik kuvvetler, silindirin iç sürtünme kuvveti ve tutucu düzenek mekanizmasının dış mekanik kuvvetlerini içerir. Bu nedenle, kaldırma silindiri uygulamasında basınç profili verilerinin en önemli tarafı, kaldırma işlemi sırasında hava akarken mevcut olan dinamik besleme basıncıdır.

Statik akış son kullanımının bir örneği de, basit pnömatik kısıp silindiridir. Silindir ilerlerken veya geri çekilirken, basit biçimde kısıp mekanizmasını hareket ettirmelidir. Gerçek son kullanım işi, kısıp kavradıktan ve silindirin hareketi durduktan sonra yapılır. Bu statik durum, gerekli kısıp kuvvetini yaratmak için kritik en yüksek basıncın gerektiği zamandır. Bu uygulamada en kritik basınç profili performansı, statik durum esnasında meydana gelir.

Basıncılı hava sistemi mühendisi, hem statik akış hem de dinamik akış son kullanım ihtiyaçları arasındaki muhtemel etkileşimin farkında olmalıdır. Bir dinamik akış uygulaması, bir makineye veya prosese bağlı besleme basıncını etkiliyorsa, dinamik durum, makine bünyesindeki statik akış uygulamalarını da çoğunlukla etkileyecektir. Dinamik basınç değişimleri, aynı zamanda, tesis hava dağıtım borularının bazı yerel kısımlarında meydana gelebilir ve o sektördeki tüm son kullanım uygulamalarını etkileyebilir.

Kullanım noktası basınç profilini değerlendirirken ve algılanan kullanım noktası basınç ihtiyaçlarını doğrularken, basınçlı hava sistemi mühendisi, sistemin basınç profilinin dinamik performansını incelemelidir.

6.5.3. Kullanım noktası boru tesisatı basınç kaybı

Basıncılı hava sistemi mühendisi, oldukça sık biçimde, aşırı miktarda geri kazanılamayan basınç kaybına yol açan kullanım noktası boru tesisatı ve bağlantı uygulamalarını tespit eder. Bu da, bağlanan hava talebi bakımından geçersiz algılanan basınç ihtiyaçlarına yol açar. Düzeltici önlemler, minimum düzeyde dinamik basınç kaybı ile çalışırken, kullanım noktası boru tesisatının, bağlanan hava talepleri için tepe hava debisini sağlayacak şekilde değiştirilmesini içermelidir. Üretim makineleri ve proseslerinin tasarımı, basınçlı hava besleme bağlantı noktası ile son kullanım pnömatik cihazı arasında büyük basınç düşüşüne yol açabilir. Orijinal Ekipman Üreticileri (OEM) tasarımları gözden geçirilmeli ve basınçlı hava besleme bağlantı noktasında aşırı derecede yüksek hava basıncı gerektirmeden uygun çalışmayı sağlayacak biçimde değiştirilmelidir.

6.5.4. Kullanım noktası hedef basıncı

Basıncılı hava sistemi mühendisi, basınç profilinin kullanım noktası hedef basıncını belirlemelidir. Üretim ekipmanı basınçlı hava besleme bağlantısı için aşırı derecede yüksek hedef basınç belirlemekten kaçınılmalıdır.

Temel Kazanımlar - Kullanım Noktası Basıncı

1. Yüksek sistem basıncı gerektiren kullanım noktalarını değerlendirmek.
2. Algılanan yüksek basınç ihtiyaçlarını doğrulamak.
3. Aşırı basınç kaybına neden olan kullanım noktası boru tesisatını ortadan kaldırmak.
4. Son kullanım pnömatik cihazlara giden dinamik besleme basıncını kontrol etmek.
5. Makinelerde aşırı basınç kaybını tespit etmek üzere OEM tasarımlarını incelemek.
6. Kullanım noktası besleme bağlantısı için uygun hedef basınç tespit etmek.

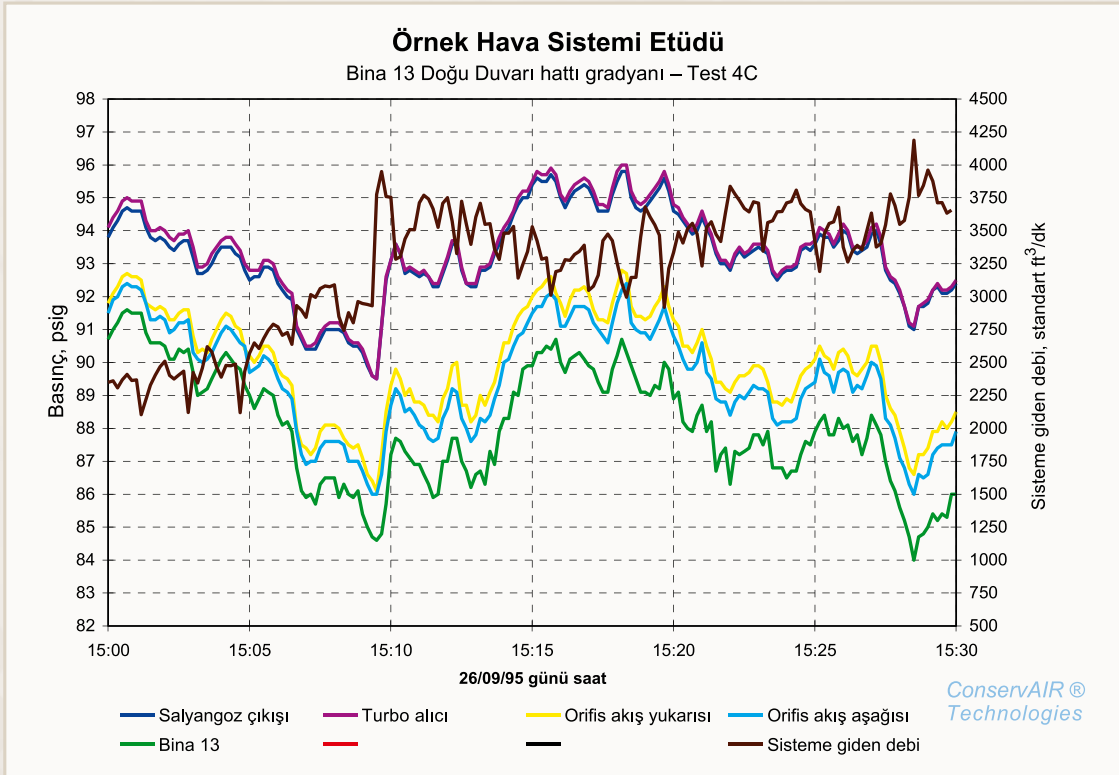
6.6. Dağıtım Sistemi Basınç Profili

Basınçlı hava dağıtım boruları, üretim tesisinin tamamına yayılmış durumdadır. Bazı durumlarda merkezi bir kompresör istasyonu, tek yerleşkedeki birçok binaya hizmet verebilir. Sistem basınç profili, tesis genelinde dağıtım tesisatı basınç kaybını (basınç gradyanı) dikkate almalıdır.

6.6.1. Dağıtım sistemi performansı

Dağıtım performansını değerlendirirken, tepe hava debisi ve basınç gradyanını kontrol etmek gerekir. Yüksek hacimli kesikli talep olaylarının yarattığı sistem dinamikleri, gradyanı artıran geçici hız yükselmelerine neden olabilir. Şekil 6.4'teki "Orifis Akış Aşağısı" basıncı, sisteme giden besleme basıncıdır. Bina 13'teki dağıtım basıncının besleme basıncını nasıl izlediğine dikkat edin. Şekilde, aynı zamanda, orifis akış aşağısından Bina 13'teki gradyanın, hava debisinin 4.250 standart ft³/dk ile zirve yaptığı zaman olan saat 15:30'dan hemen önce genişleme gösterdiğine de dikkat edin.

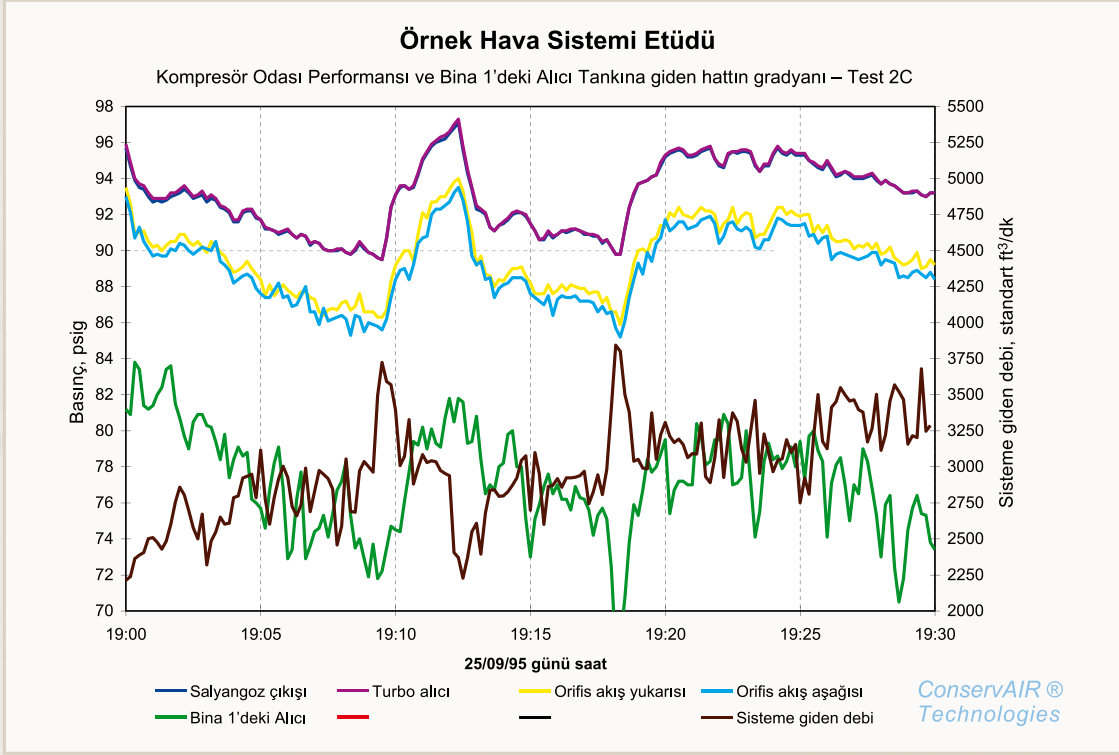
Şekil 6.4. Normal, kabul edilebilir dağıtım basıncı gradyanı gösterimi



Beslemeden Bina 13'e olan basınç gradyanı 1 ilâ 2 psig'dir ve zaman içinde dağıtım basıncı, besleme basıncını doğrudan izler. Burada gösterilen basınç profili, dağıtım sisteminde kabul edilebilir basınç kaybı olan normal sistem performansını göstermektedir.

Şekil 6.5'te aynı sistemde başka bir yerde (Bina 1) basınç gradyanı kontrolü gösterilmektedir. Bu şekil, Bina 1'de dağıtım basıncını etkileyen; 3.750 standart ft³/dk düzeyinde nispeten küçük debi tepelerine sahip aşırı derecede gradyan sapmaları göstermektedir.

Şekil 6.5. Aşırı, kabul edilemez basınç gradyanı gösterimi



Verileri analiz ederken önce, beslemeden basınç gradyanının Bina 1 için yaklaşık 0,7 bar (10 psig) farkı sürdürdüğüne dikkat edin. Bina 1'deki basınç genellikle sistem besleme basıncını izler. Ancak, tepe hava debisi koşullarında, basınç gradyanı 1,1 barın (16 psig) üzerine çıkar.

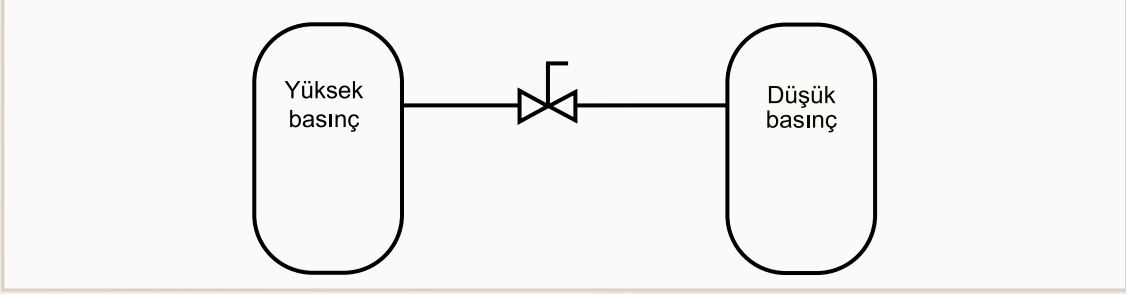
Basıncılı hava sistemi mühendisi, dağıtım sistemi performansını ölçmeli ve değerlendirmelidir. Sistem basınç profili, mevcut basınç gradyanını dikkate almalıdır. Normal basınç gradyanını, maksimum 0,15 bar (2 psig) ile sınırlı tutulmalı ve besleme basıncı gradyanlarını doğrudan izlemelidir. Aşırı basınç gradyanı ve tutarsız performans olduğunda, basınçlı hava sistemi mühendisi dağıtım tesisatının yerleşimini incelemelidir. İşe yarar bir basınç profili elde edebilmek için dağıtım basıncı gradyanını düzeltmek amacıyla düzeltici önlemler uygulanmalıdır.

6.6.2. Sürekli basınç gradyanının etkisi

Sürekli basınç gradyanı, hava sisteminde büyük bir kaçak gibidir. Temelde bir kaçak, hava sistemini atmosfere bağlar. Atmosferi, düşük basınçlı çok büyük hacim olarak düşünebilirsiniz. Hava, en düşük direnci izleyerek yüksek basınçtan düşük basınca akar. Bu nedenle hava, hava sisteminden atmosfere akar.

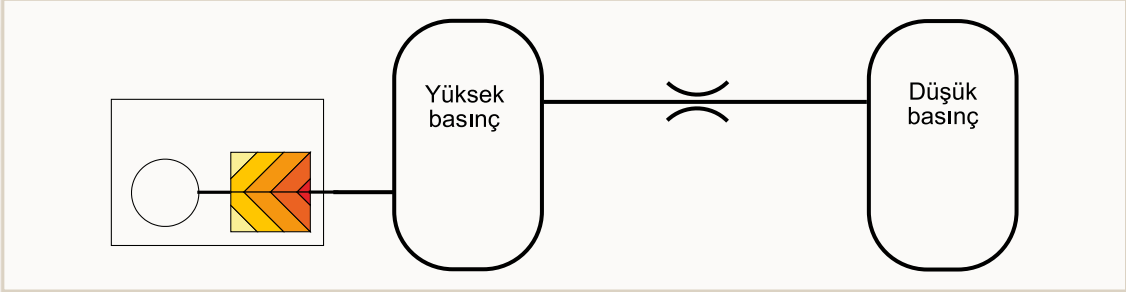
Hava sistemi hacminin içindeki basınç gradyanı da, basınçlı havanın aynı şeyi yapmasına neden olur. Hava sistemi dâhilinde basınçlı hava, basıncın yüksek olduğu yerden basıncın düşük olduğu yere doğru akar. Şekil 6.6'daki sistemde, kapalı bir vana ile birbirine bağlı olan, farklı basınçta iki hacim mevcuttur. Vana açıldığında iki hacimdeki basınca ne olur? Yüksek basınç düşerek ve düşük basınç yükselerek basınç eşitlenir. Basınçların ne hızla değiştiği, vananın ne kadar açıldığına veya iki hacim arasındaki boruda ne kadar direnç olduğuna bağlıdır.

Şekil 6.6. İki hacim arasında basınç farkı bulunan sistem



Şekil 6.7’de, vananın yerine boru kısıtlayıcı konulmuş ve sisteme yüklü/yüksüz kompresör eklenmiştir. Kompresör yükte iken, boru kısıtlayıcı iki hacim arasında basınç farkı veya gradyanı oluşmasına neden olur. Kompresör boştaki iken iki hacim arasındaki basınca ne olur?

Şekil 6.7. Sürekli gradyanı bulunan hava sistemi



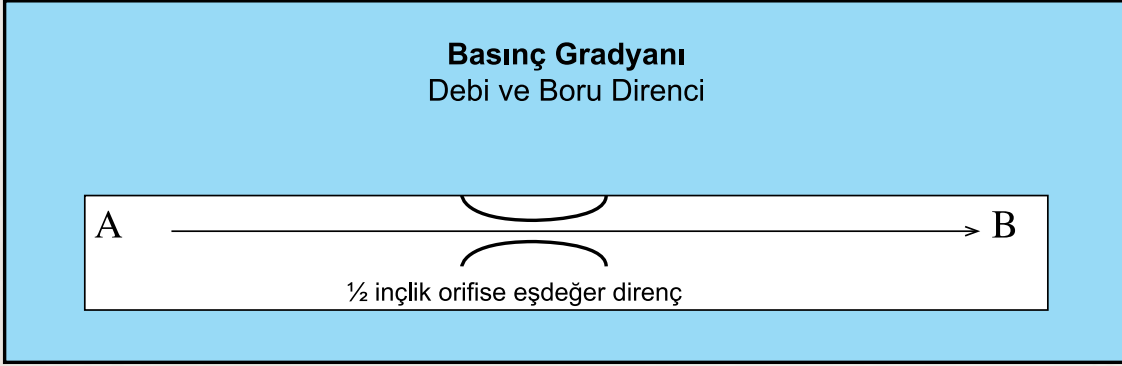
Yüksek basınç düşerek ve düşük basınç yükselerek basınç eşitlenir. Kompresör kontrolle-ri, yüksek basınçlı hacimdeki basınç düşmesine nasıl tepki verir? Kompresör yükte geçer ve kompresörden gelen enerji, basınç gradyanını tekrar oluşturur. Bir hava sisteminde sürekli basınç gradyanı mevcut olduğunda, bir veya daha fazla kompresörün çevrime girerek (yük-lü/yüksüz) basınç gradyanını sürdürmesini sağlar. Boru tesisatındaki yetersizliği aşmak için kompresör gücünü kullanmak çok pahalıya mal olur.

6.6.3. Akış ve basınç farkı, ΔP

Akışkanlar mekaniğine göre, bir akışkan sisteminde basınç düşüşü, sistemdeki debinin ka-resiyle değişir. Örneğin, sistemin herhangi bir bölümünde debinin iki katına çıkarılması, basınç düşüşünü dört kat artırır. Boru tesisatı ve bileşenleri ucu ucuna yetecek biçimde boyutlandırıl-mışsa, hava debisindeki küçük artış veya azalışlar, çok büyük basınç değişimlerine yol açabilir.

Şekil 6.8’de görüldüğü üzere, basınçlı hava, sistem genelinde basıncın yüksek olduğu nok-tadan (A) basıncın düşük olduğu noktaya (B) akmak suretiyle hareket eder. Sistemdeki her-hangi iki nokta arasındaki basınç gradyanı ve iki nokta arasındaki boru direnci, havanın nokta A’dan nokta B’ye ne hızla gideceğini belirler.

Şekil 6.8. Boru hattındaki basınç gradyanı

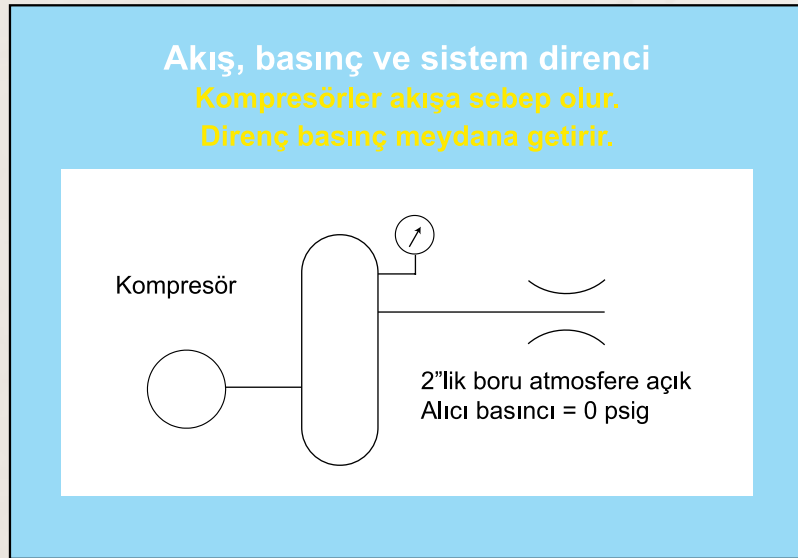


Havanın basınçlı hava sistemi boyunca akması için basınç gradyanının varolması zorunludur. Akışkanlar mekaniğinde basınç gradyanı dp/dx olarak, yani mesafe (x) boyunca basınçtaki (p) değişim olarak ifade edilir. Basınçlı hava, yüksek basınçtan düşük basınca akar. Akışkanın hızı ve boru hattının direnci basınç gradyanını belirler. Boru hattı direnci sabitken, basınç gradyanının artırılması buna karşılık gelen hız artışı yaratır. Borunun direnci artırılırsa, aynı basınç gradyanı için hız azalır.

6.6.4. Kompresörler akışa sebep olur; sistem direnci basınç meydana getirir

Kompresörler akışı basar, basıncı değil. Akış direnciyle karşılaşınca basınç oluşur.

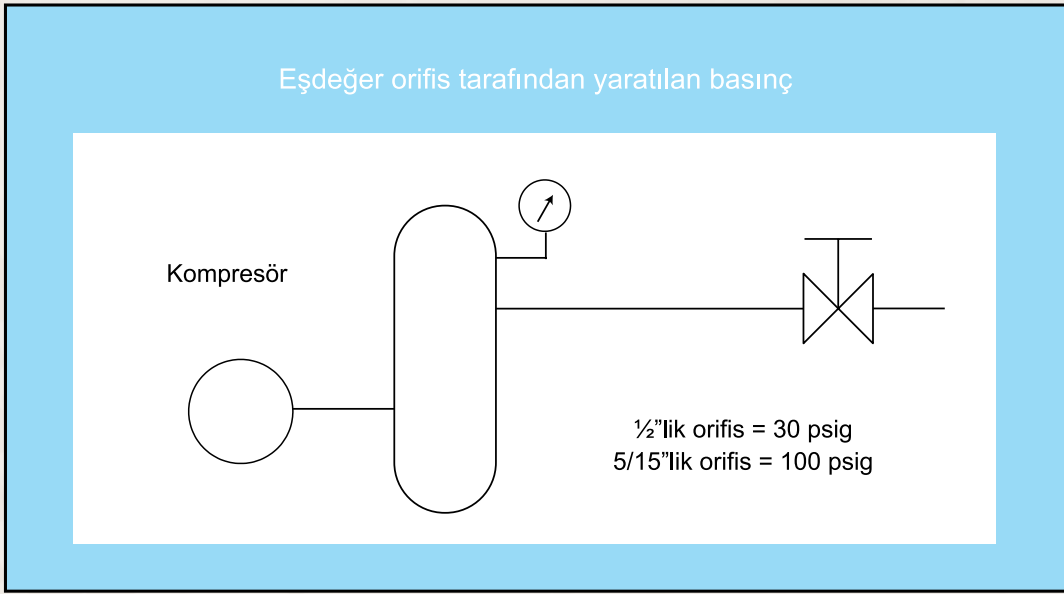
Şekil 6.9. Hava debisi ve sistem direnci sistem basıncını belirler



Şekil 6.9'da görülen tesisat, ölçerde çok düşük basınç okunmasına yol açar. Debinin $2,8 \text{ m}^3/\text{dk}$ ($100 \text{ standart ft}^3/\text{dk}$) olduğu durumda, 50 mm 'lik (2 inçlik) bir borunun aşırı derecede düşük direnci vardır. Kompresör, $2,8 \text{ m}^3/\text{dk}$ ($100 \text{ standart ft}^3/\text{dk}$) düzeyinde olan kendi anma tam akış çıktısında çalışıyor olabilir, ancak basınç temelde 0 psig'dir. Akışa direnç çok düşük olduğundan hiç basınç yaratılmamaktadır.

Şekil 10'da görüldüğü üzere, Şekil 6.9'daki sistemde borunun çıkışına bir vana takılırsa, vana ayarlanarak sistemin direnci değiştirilebilir. Vana kapatıldığında akışa direnç artar ve vana açıldığında direnç azalır. Vana tam kapatıldığında ölçerde okunacak basınç değeri ne olur? Vananın kapatılması basıncın artmasına neden olur. Direncin 1,3 cm'lik (1/3 inç) orifise eşdeğer direnç oluşturacak şekilde kapatılması halinde basınç 2 barın (30 psig) hemen altında olur. Vananın 0,8 cm'lik (5/16 inç) orifise eşdeğer direnç yaratacak şekilde daha da kapatılması, basıncı 6,7 bar (100 psig) düzeyine getirir. Orifis katsayısı olarak 0,61 varsayıldığına dikkat edin.

Şekil 6.10. Akışa direnç basınç meydana getirir



Bu örnek, sistem performansını yaklaşık olarak belirlemek amacıyla, eşdeğer orifis yöntemiyle sistem performansını değerlendirmektedir. Formül, kritik debi için geçerlidir. Diğer bir ifadeyle, akış yukarıdaki basınç, akış aşağıdaki basınçtan iki kat büyük olmalıdır. Burada gösterilen, hava alıcısındaki basıncın, kompresörden gelen hava debisine ve hava sisteminde mevcut olan akışa direnç miktarına bağlı olmasıdır.

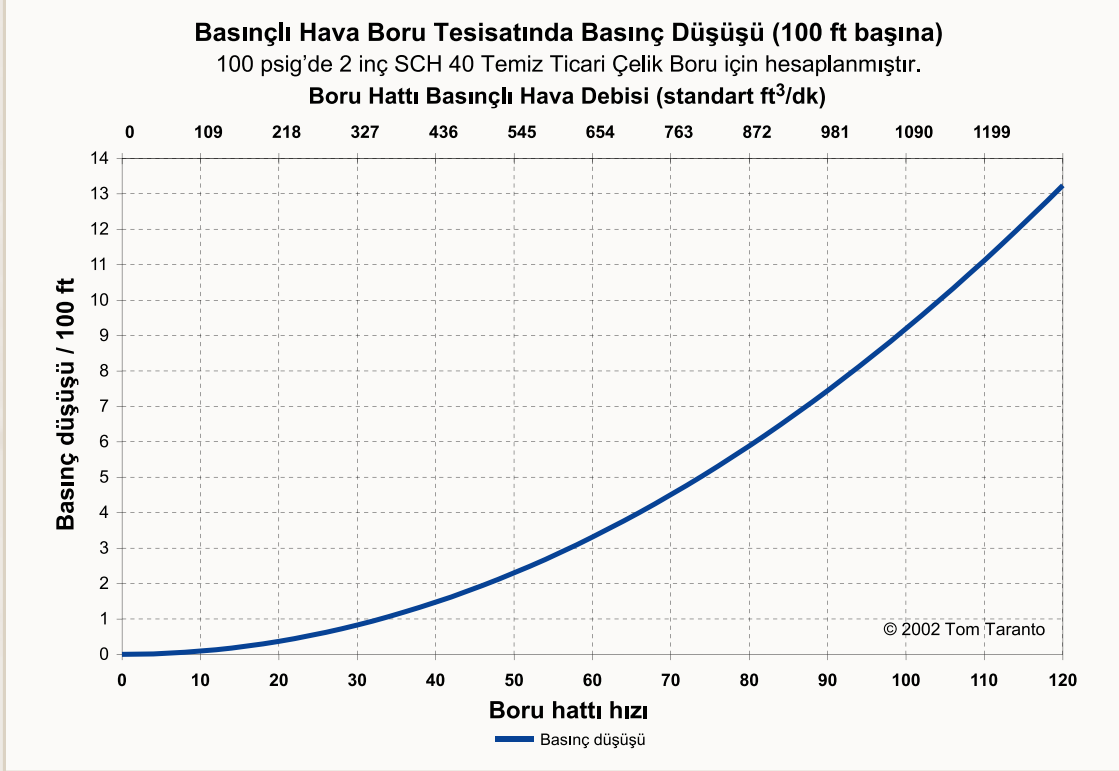
6.6.5. Akışkan akışında basınç kaybı

Sistemdeki basınç düşüşü, hava debisinin (hız) karesiyle artar. Yüksek hacimli kesikli talepler, önemli düzeyde basınç sapmalarına neden olan tepe hava debileri yaratabilir.

Şekil 6.11, boru hattındaki hız (hava debisi) ile basınç düşüşünün ilişkisini göstermektedir. Boru, 30 metre (100 ft) boyunda DN 50 STD (2" SCH 40) çelik borudur. Karakteristik eğri, hız arttıkça basınçta üstel olarak artan düşüşü göstermektedir. Sonuçta, boru hattındaki hız iki katına çıktığında, basınç düşüşü 4 kat artmaktadır (2'nin 2'nci kuvveti [2^2]). Hız üç katına çıkarsa, basınç düşüşü ne olur?

6 m/s (20 ft/s) hızda, basınç düşüşü 0,03 bardır (0,4 psi). Hız üç katına çıkarsa, basınç düşüşü, 0,27 bar olan orijinal basınç düşüşünün $3^{(2)}$ veya 9 katı olur ($9 \times 0,4 \text{ psid} = 3,6 \text{ psid}$). 90 metrelik DN 50 STD boruda hava debisi $18,5 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'ya ulaşırsa, basınç düşüşü 0,81 bar olur. 300 ft uzunluğunda 2" lik boruda hava debisi $654 \text{ standart ft}^3/\text{dk}$ 'e (60 fps) ulaşırsa, basınç düşüşü 10 psig'den fazla olur ($3 \times 3,6 = 10,8 \text{ psid}$).

Şekil 6.11. Hız ve basınç düşüşü arasındaki ilişki



Yeni boru tesisatları için, ana dağıtım başlıklarında boru hattının tasarım hızı, 6 ilâ 7,5 m/s (20 ilâ 25 ft/s) olmalıdır. Branşman hızları ise 9 m/s'yi (30 ft/s) aşmamalıdır. Sistem uzunluk bakımından küçükse daha yüksek hızlar tolere edilebilir. Dağıtım sistemindeki toplam basınç düşüşü, maksimum 0,1 ilâ 0,2 barı (1,5 ilâ 2,0 psig) aşmamalıdır. Boru hattı hızının 9 m/s'nin (30 ft/s) altında tutulması, basınç düşüşünde büyük bir artış olmaksızın, geçici tepe durma debisinin desteklenmesine imkân tanır.

Temel Kazanımlar - Dağıtım Sistemi Basınç Profili

Dağıtım basınç gradyanı, sistem genelinde ölçümler gerektirir.

1. Tepe hava debisinde basınç gradyanını kontrol etmek gereklidir.
2. Normal olarak basınç, < 0,15 bar (< 2 psig)'den düşük basınç farkıyla beslemeyi izlemelidir.
3. Yüksek basınç gradyanı, kararsız performansa yol açar.
4. Dağıtım borularındaki yüksek basınç gradyanları düzeltilmelidir.
5. Sürekli basınç gradyanı, kompresörde yük çevrimlerinin verimsiz olmasına yol açar.
6. Kompresörler hava akışı oluşturur; sistem direnci basınç meydana getirir.
7. Basınç düşüşü, hava debisi değişiminin karesiyle artar.
8. Boru hattının tasarım hızı 9 m/s'den (30 ft/s) düşük olmalıdır.

6.7. Kompresör Kontrol Sinyalleri

Kompresörlerin en verimli çalışması, tam yükteki çalışmadır. Ancak, basınçlı hava arzının talebi aştığı dönemler de olur. Böyle bir durumda sistem basıncı artar. Arz ve talebi yeniden dengelemek için, sistemdeki kompresörler ürettikleri basınçlı hava miktarını düşürmelidir. Bu nedenle kompresörlere, sistemdeki basınç değişimlerine tepki olarak hava beslemesini artırmasını veya azaltmasını sağlayan birtakım kapasite kontrolü sağlanır.

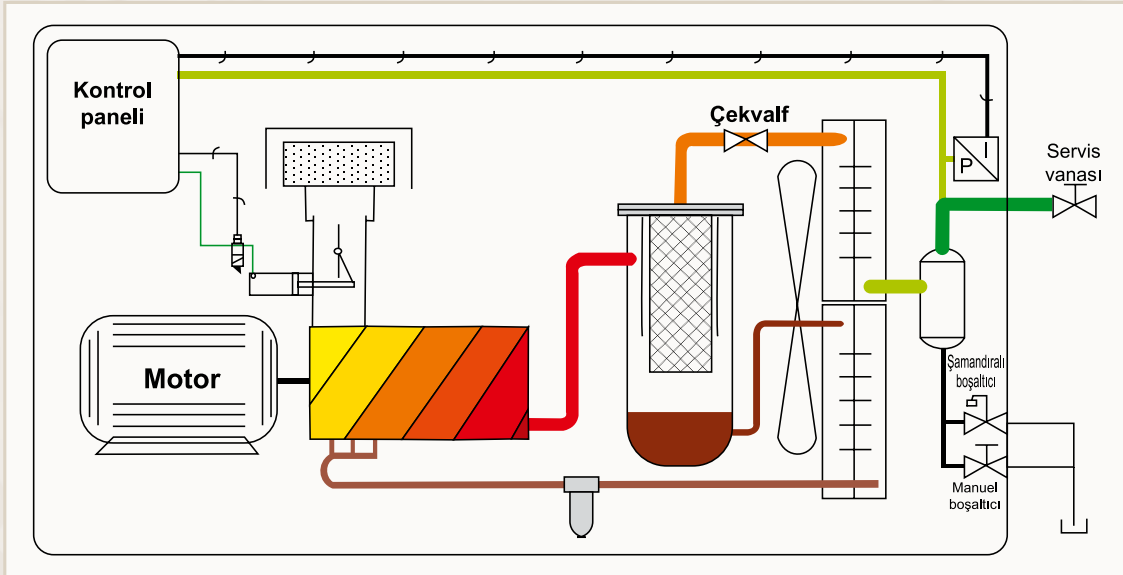
Basınçlı hava sisteminin basıncı düştüğünde, kompresör kontrolleri tepki göstererek, kompresörün sağladığı hava miktarını artırır.

Basınçlı hava sisteminin basıncı arttığında, kompresör kontrolleri tepki göstererek, kompresörün sağladığı hava miktarını azaltır.

Basınçlı hava sisteminin basıncı arttığında, kompresör kontrollerinin birkaç tip kapasite kontrolü ile tepki verdiği "Kompresörler ve Uygulamaları" başlıklı bölümde açıklanmıştı. Bu kontrollerin ortak bir özelliği, hava sistemi basıncını izleyen bir sensörün (basınç anahtarı, basınç transdüseri vs.) bulunması ve kontrol sistemine giriş sinyali sağlamasıdır. Bu basınç ölçümüne genel olarak "kontrol sinyal basıncı" denir.

Kontrol sinyal basıncı, basınçlı hava sisteminde farklı noktalarda ölçülebilir. Standart fabrika paketi dönel vidalı kompresörler için kontrol sinyal basıncı paketinin içinde, genellikle çıkış bağlantısı yakınlarında algılanır.

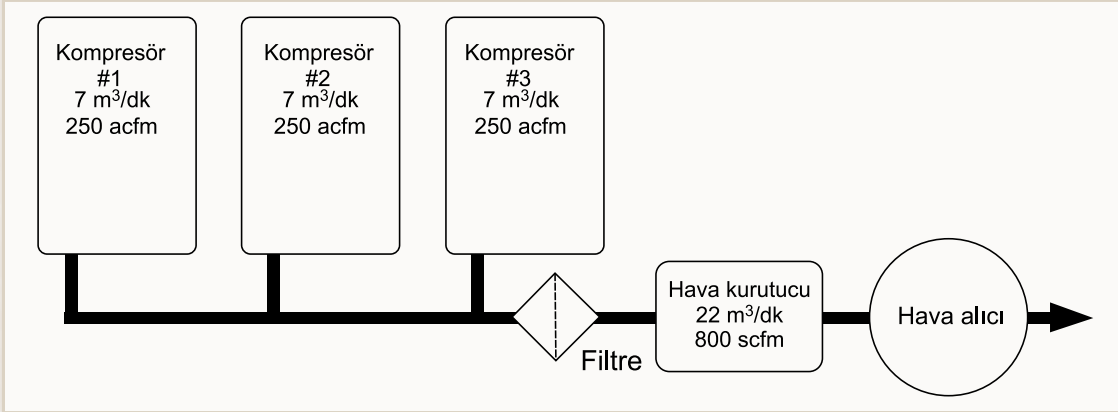
Şekil 6.12. Paket dönel vidalı kompresör tipik kontrol düzeni



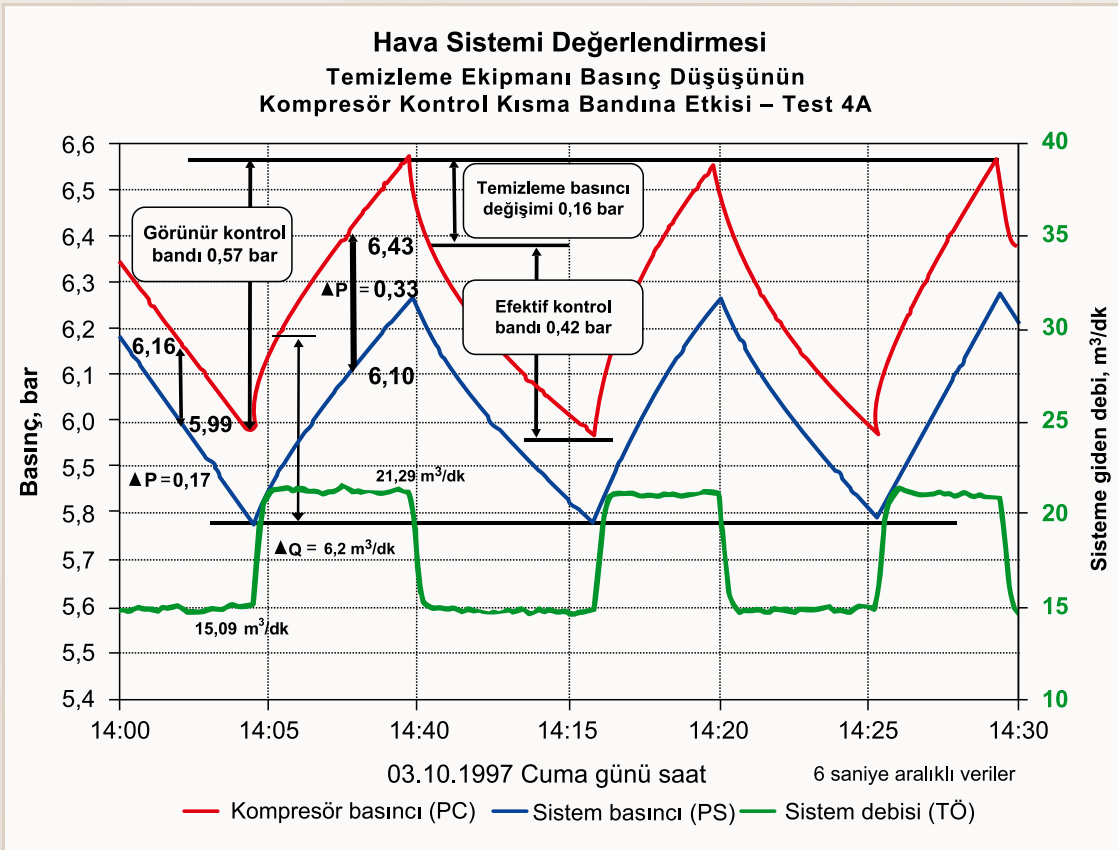
6.7.1. Temizleme ekipmanı basınç farkı, ΔP nedeniyle kontrol sinyalinin değişmesi

Kompresörün kontrol sinyali, kompresör paketi içinde algılanıyorsa, akış aşağısındaki hava temizleme ekipmanı (kurutucular ve filtreler), kontrol sinyal basıncını etkiler. Aşağıda Şekil 6.13'te blok diyagramda gösterilen sistemi inceleyelim.

Şekil 6.13. Sistem blok diyagramı ve basınç profili



Şekil 6.14. Kompresör yük çevrimleriyle gösterilen basınç profili dinamikleri



Yukarıda gösterilen sistemde üç kompresöre, tek filtre ve kuru hava alıcılı hava kurutucu hizmet vermektedir. Hava temizleme ekipmanının hava akışına bir miktar direnci vardır. Bundan doğan basınç düşüşü ise, kompresörlerden sağlanan hava debisine bağlıdır. Üç kompresörün ikisi yükte iken, hava debisi 15 m³/dk ve kurutucu ve filtredeki basınç düşüşü 0,19 bardır.

Ölçülen basınç profiline bakarken, üçüncü kompresörün kontrol basınç bandının 0,58 bar olduğu görülür. Ancak, üçüncü kompresör yükte geçtiğinde, debi 21,3 m³/dk'ya yükselir. Artan hava debisi sonucunda kurutucu ve filtredeki basınç düşüşü 0,19 bardan 0,35 bara yükse-

lır. Sinyal basıncındaki 0,16 barlık değişim, kompresör çıkışında algılanır. Sonuç olarak, efektif kontrol basıncı bandı da 0,42 bara düşer.

Zaman içinde filtredeki basınç düşüşü artmaya devam eder. İki kompresör ile basınç düşüşü 0,5 bara yükselirse, üçüncü kompresör yüke geçince kontrol basıncı değişimi daha da büyür. Aşağıda gösterilen hesaplama, başlangıç basıncı düşüşü 0,5 bar iken oluşacak kontrol basıncı değişimi için çözümü göstermektedir.

$$\Delta P_2 = \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 \times \Delta P_1$$

$$\Delta P_2 = \left(\frac{21.29 \text{ m}^3 / \text{dk}}{15.09 \text{ m}^3 / \text{dk}} \right)^2 \times 0,5 \text{ bar} = 0,995 \text{ bar}$$

Oluşan kontrol basıncı değişimi $\Delta P_2 - \Delta P_1$ veya 0,495 bardır.

Üçüncü kompresörün görünür kontrol bandının 0,57 bar olduğu ve kontrol basıncı değişiminin 0,5 bar olduğu dikkate alınır; üçüncü kompresör için kalan efektif kontrol bandı 0,07 bara düşecektir. Böylesine aşırı düşük efektif kontrol basıncı bandında çalışınca, üçüncü kompresör çok kısa ve hızla değişen yüklü/yüksüz çevrimlerle çalışır. Bu çalışma durumuna “kısa çevrim” denir. Yağlı dönel vidalı kompresörler “kısa çevrim” yaptığında, mekanik aşınma ve yıpranmaya ek olarak, kısmi yük enerji verimliliği de aşırı derecede düşük olur.

6.7.2. Kompresör kontrol basıncı sinyallerini etkileyen bileşenler

Sistem gözden geçirilerek, boru hattında kompresörün kontrol sinyalini olumsuz etkileyebilecek başka bileşenlerin bulunup bulunmadığı kontrol edilmelidir. Hava kurutucular ve filtreler gibi bileşenlere ek olarak, kontrol algılama yeri ile sistem arasındaki vana veya bileşenler de performansı etkileyebilir. Örneğin, hat üzerine monte edilmiş çekvalfler, kompresör kontrollerinin sistem basıncını düzgün biçimde algılamasını önleyebilirler.

Bazı basınçlı hava kurutucuları veya diğer bileşenlerin, hemen göze çarpmayan yerleşik çekvalfleri olabilir.

6.7.3. Kontrol sinyal basıncının uzaktan algılanması

Kontrol sinyal basıncındaki değişimin etkisini ortadan kaldırmanın yaygın bir yöntemi de, sistem basıncını, örneğin, kuru hava alıcı tankı gibi, temizleme ekipmanının akış aşağısında bulunan bir noktada uzaktan algılamaktır. Uzaktan algılama, sistemde mevcut olan basınç düşüşünü değiştirmez veya ortadan kaldırmaz. Bu nedenle, kompresör gerçek çıkış basıncında çalışabilmelidir.

Kompresör kontrol sıralayıcılarını veya diğer çoklu kompresör otomasyon sistemlerini kullandıkça, bu kontroller için uzaktan basınç algılama konumu kullanılması yaygındır.

Bir kompresörün kapasite kontrol sistemini çalıştırmak için uzaktan basınç algılama kullanıldığında, kompresör paketinde birtakım yerel aşırı basınçtan korumanın bulundurulması zorunludur. Örneğin, kompresör çıkışı ile kontrol basıncı algılama yeri arasında bulunan basınçlı hava hattındaki servis vanasını birileri kapatırsa, kompresör, aşırı basınç emniyet vanası açır-

lanaya dek veya motor aşırı yük koruması devreye girip kompresörü kapatana dek hava sağlamaya devam eder.

Temel Kazanımlar - Kompresör Kontrol Sinyalleri

1. Kompresör kapasite kontrolleri, kontrol sistemi tarafından algılanan basınca tepki verir.
2. Basınç düştükçe, kompresör maksimum çıktıya ulaşıncaya kadar hava üretimini artırır.
3. Basınç yükseldikçe, kompresörün hava üretimi azalır.
4. Sistemde bulunan hava kurutucular ve filtreler gibi kısıtlamalar, kompresör kontrolünü etkileyebilir.
5. Uzaktan algılama veya kompresör kontrollerinin dıştan sıralanması, kontrol tepkisini iyileştirebilir.
6. Aşırı basınç koruması, kompresör paketi bünyesindeki basıncı algılamalıdır.



Bölüm

7

Hava Depolama ve Sistem Enerji Dengesi

7.1. Arz ve Talebin Dengelenmesi

Basınçlı hava sistemi performansı sürekli değişir. Basınçlı hava üretimi, genellikle başlar, durur, kesikli olarak çalışır; veya bazen de çevrimsel niteliktedir. Basınçlı hava tüketiminin bir kısmı nispeten sabittir, bunlara örnek olarak kaçaklar ve açık üfleme gösterilebilir (yapay talep nedeniyle, regüle edilmemiş kaçaklar ve üflemenin kullanımı basınç değişikçe artar ve azalır). Bunun sonucunda, basınçlı hava sisteminin talep tarafı hava debisi sürekli değişir.

Sistem kontrolleri, sistemin arz tarafından sağlanan debiyi, basınçlı hava talebiyle uyumlu kılacak biçimde düzenlemelidir. Genellikle arz tarafı kontrolleri sistem hava basıncını izler ve basınç düştüğünde debiyi artırmak, basınç yüksek olduğunda da debiyi azaltmak suretiyle tepki verir.

Sistem tepkisi, arz talebi aştığında sistem basıncının artması, arz talepten az olduğunda da sistem basıncının düşmesi şeklinde olur. Arz ve talep hava debisi dengelenince (arz talebe eşit olunca), sistem basıncı kararlı hale gelir, ne artar ne de azalır.

Basınçlı hava sisteminde arz-talep dengesini değerlendirirken, sistemin dinamik performansını dikkate almak gerekir.

Dinamik

Dinamik, zamanla değişen parametrelerin sistem performansı üzerinde etkisinin incelenmesidir.

Basınçlı hava debisi normal olarak Nm^3/dk cinsinden ölçülür. Örneğin pnömatik güçle beslenen yoğun fazda madde taşıma sistemi, üreticisi tarafından $8,5 \text{ Nm}^3/\text{dk}$ basınçlı hava tükettiği şekilde sınıflandırılmıştır. Ancak taşıma ekipmanı incelendiğinde, 4 dakikalık çalışma çevrimi olduğu görülmüştür. Çevrimin ilk yarısı esnasında, madde taşıma kabına dolmakta ve hiç basınçlı hava tüketilmemektedir. Çevrimin ikinci yarısında ise madde fiilen taşınmaktadır. Basınçlı havanın tüketildiği tek zaman, maddenin fiilen taşındığı süredir. Taşıma sistemi dinamikleri dikkate alındığında, basınçlı havanın tüketildiği zamanda debi $17,0 \text{ Nm}^3/\text{dk}$, yani belirlenen debinin iki katıdır. Bu örnek, basınçlı hava talebinin ortalama ve tepe debisi arasındaki farkı göstermektedir.

Ortalama Hava Talebi

Münferit bir basınçlı hava kullanım noktası için ortalama hava talebi, çevrimin bir veya daha fazla işlemi süresince dikkate alınan, kullanım sonucu tüketilen basınçlı hava debisidir (Nm^3/dk). Örneğin yukarıda açıklanan taşıma sisteminin ortalama talebi $8,5 \text{ Nm}^3/\text{dk}$ 'dir.

Bir sistem için ortalama hava talebi, birkaç dakikadan bir saate kadar veya daha uzun süren bir dönemde dikkate alınan, sistemin birleşik hava taleplerinin kümülatif hava debisidir (Nm^3/dk).

Tepe Hava Talebi - Talep Olayı

Münferit bir basınçlı hava kullanım noktası için, tepe hava talebi, hava kullanımını desteklemek için gereken en yüksek basınçlı hava debisidir (Nm^3/dk). Talep olayı ise, tepe hava talebi ile birlikte hava debisinin sürdürülmek zorunda olduğu süre olarak tanımlanır. Örneğin, yukarıda tanımlanan taşıma sistemi, $17,0 \text{ Nm}^3/\text{dk}$ tepe hava talebine sahiptir ve 2 dakika süreyle $17,0 \text{ Nm}^3/\text{dk}$ talep olayını temsil eder.

Basınçlı hava sistemi için tepe hava talebi, sistemin birleşik hava talebinin, (Nm^3/dk) sürekli sabit talepten büyük olan tespit edilebilir en yüksek basınçlı hava debisidir. Tepe talep süresi birkaç saniye veya birkaç dakika olabilir.

Hava Talebinde Değişim - Talep Değişimi

Hava talebinde değişim veya talep değişimi, hava talebinin hızlı biçimde arttığı veya azaldığı bir talep olayına benzer. Ancak, yeni hava debisinde (Nm^3/dk) çalışma uzunca bir süre devam eder. Talep olayı birkaç saniye veya dakika sürebilirken, talep değişimi, yeni hava debisinde birkaç dakika, bir saat veya daha uzun süre çalışır.

7.1.1. Verimli bir arz-talep enerji dengesinin sürdürülmesi

Performansın kararlı olmasını sağlamak için, basınçlı hava sistemi kontrolleri arz ile talep arasında gerçek zamanlı enerji dengesini sürdürmelidir. Sistemde basınçlı hava enerjisinin dört muhtemel kaynağı vardır:

- Çalışır Kapasite – Çalışan kompresörler tarafından üretilen basınçlı hava enerjisi.
- Çalışır Yedek Kapasite – Tam yük kapasitelerinin altında çalışan kompresörlerdeki potansiyel basınçlı hava enerjisi.
- Depolama Kapasitesi – Alıcı tankında depolanan potansiyel basınçlı hava enerjisi.
- Bekleyen Yedek Kapasite – Kapatılmış kompresörlerdeki potansiyel basınçlı hava enerjisi.

Bir sistemdeki çalışır kapasite, sistemin ortalama hava talebine eşit veya büyük olmalıdır. Tepe hava talebi ise en etkin biçimde depolama kapasitesinden karşılanır.

Çalışır yedek kapasite sistem verimini düşürür. Kompresörler, tam yük kapasitesinde iken en verimli çalışır. Çalışır yedek kapasite, bir veya daha fazla kompresörün kısmi yük kapasitesinde çalışmasını gerektirir. Kısmi yükte çalışırken, kompresörün azalmış verimde olması, özgül gücün (kW/Nm^3) artmasına neden olur. Artan özgül gücün büyüklüğü ise, kompresör kapasite kontrol yöntemine ve kompresör tarafından üretilen debiye bağlıdır.

Bekleyen yedek kapasite hiç enerji tüketmez. Çünkü, kompresör durdurulmuştur. Bazı kompresör tiplerinde; kompresörün ana motoru çalışmazken dahi, asgari miktarda enerji harcayan yağ pompaları, ısıtıcılar ve diğer yardımcı sistemler bulunabilir. Bekleyen yedek kapasitenin sistemin çalışır kapasitesine katkıda bulunması için, kompresörün çalıştırılması gerekir. Tüm kompresörlerin, 10-15 saniye ilâ bir dakika veya daha fazla devreye giriş süresi vardır.

Depolama kapasitesi, basınçlı hava sisteminde birkaç işlevi görür:

- Depolama kapasitesi, kompresörün kapasite kontrolü değişen hava talebine tepki verirken, basınç artış ve sönüm oranını frenler.
- Bir sistem optimize edildiğinde, çalışır üretim kapasitesi, ortalama talebe eşit veya biraz büyük olmalıdır. Sonuç olarak, kısa süreli tepe hava talebi sıklıkla çalışır kapasiteyi aşar. Tepe hava talebini karşılamak için, depolama kapasitesi çalışır kapasiteye katkıda bulunur.
- Bir kompresörün beklenmedik duruşu, çalışır kapasitenin kaybıyla sonuçlanır; arz-talep dengesini sürdürmek için derhal geri getirilmesi gerekir. Kompresörün devreye giriş süresi esnasında, bekleyen yedek kapasite kullanılabilir durumda değildir. Yedek kompresörden çalışır kapasite sağlanıncaya kadar sistemi desteklemek için depolama kapasitesine ihtiyaç vardır.
- Birçok basınçlı hava sisteminde talep değişimleri olur. Belirli bir üretim hattı veya prosesinin devreye girmesi veya duruşu, sistemde talep değişimi yaratabilir. Birçok tesiste üretim vardiyası değişimleri ve bundan doğan üretim hızı değişimi, basınçlı hava talebine neden olabilir. Depolama kapasitesi, talep değişimine tepki olarak devreye girmekte olan bekleyen yedek kapasitenin devreye giriş süresi boyunca ihtiyaç duyulan debiyi sağlar.
- Talep olayları, çalışır kapasitenin beklenmedik duruşu veya talep değişimlerini desteklemek için yeterli depolama kapasitesi olmadığında sıklıkla çalışır, yedek kapasite kullanılır. Çalışır yedek kapasiteli işletim, sistem verimini azaltır.

7.1.2. Sistem arz-talep kontrol stratejisi

Sistem verimini optimize etmeye yönelik kontrol stratejisi üç temel hedefi gerçekleştirmelidir:

- Çalışır kapasiteyi, sistemin ortalama hava talebine eşit veya biraz fazla düzeyde çalıştırmak. İhtiyaç olmayan çalışır kapasiteyi kapatmak.
- Tüm kompresörleri tam yükte çalıştırmak ve ayar kapasitesi sağlamak amacıyla yalnız bir kompresörü kısmi kapasitede çalıştırmak.
- Talep olaylarını depolama kapasitesinden karşılamak. Çalışır yedek kapasite kullanımını ortadan kaldırmak ve bekleyen yedek kapasitenin kısa süreli talep olaylarına karşılık vermek üzere devreye girmesini önlemek.

7.2. Depolamaya Giriş

Basınçlı hava sisteminin en önemli ve en çok göz ardı edilen yönlerinden biri de depolamadır. Sistemde depolanan uygun miktarda basınçlı hava, belirli kısa süreli tepe talep olaylarında, bir kompresör arıza yaptığında, ve bir diğerinin devreye girmesi gerektiğinde ve artan talep karşısında ilâve kompresörlerin devreye girmeleri süresince, üretimin kesintisiz devam etmesini sağlar.

Doğru uygulandığında, depolama kapasitesi, basınçlı hava arz ve talebi arasında dengenin etkin biçimde korunmasını sağlayacak bir kontrol stratejisi uygulanmasına imkân tanır.

7.2.1. Depolama kapasitesinin hesaplanması

Alıcı hacmi kendi başına faydalı depolama kapasitesi yaratmaz. Faydalı depolama kapasitesi, basınç farkı ile kullanılabilir depo hacminin çarpımıdır. Kullanılabilir hava depolama miktarını belirleme formülü aşağıdadır:

Denklem 7.1. Depolama kapasitesinin hesaplanması

$$V_a = V_s \times \left(\frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\text{amb}}} \right)$$

Burada:

- V_a = Hava Hacmi: Kullanılabilir basınçlı hava depolama kapasitesi
- V_s = Depolama Hacmi: Depolama sistemi toplam hacmi
- P_{\max} = Maksimum Basınç: Depolama veya alıcı basıncı (devreden çıkış basıncı)
- P_{\min} = Minimum Basınç: Depolama veya gereken alıcı basıncı (devreye giriş basıncı)
- P_{amb} = Mutlak ortam hava basıncı

Denklem 7.1'de görüldüğü üzere, depolama sisteminin fiili kapasitesindeki değişimler veya basınç farkındaki değişimler, kullanılabilir depolama kapasitesini etkiler. Formül aynı zamanda, basınç farkı olmadığı zaman kullanılabilir depolama kapasitesi olmadığını göstermektedir.

Belirli bir talep olayının beslenmesinde gereken alıcı büyüklüğünü belirlemek için, biraz farklı bir formül kullanılabilir.

Denklem 7.2. Depo hacminin hesaplanması

$$V_s = \frac{T \times C \times P_{\text{amb}}}{P_{\max} - P_{\min}}$$

Burada:

- T = Olayın süresi (dakika)
- C = Olaydaki hava talebi
- V_s = Depolama sistemi toplam hacmi
- P_{\max} = Maksimum depolama veya alıcı basıncı (devreden çıkış basıncı)
- P_{\min} = Minimum depolama veya gereken alıcı basıncı (devreye giriş basıncı)
- P_{amb} = Mutlak ortam hava basıncı

Bu formül, olay esnasında kompresörler tarafından sağlanan basınçlı havayı dikkate almaktadır. Sadece, olay vuku bulunduğu anda depolamada mevcut olan havayı hesaba katmaktadır. Olay esnasında depolamaya basınçlı hava sağlanıyorsa, bu beslemenin miktarı, Denklem 7.2'deki olaydaki hava talebinden çıkarılabilir.

7.2.2. Beklenmedik duruş olayı için depolamanın hesaplanması

Bu formülün nasıl işlediğini göstermek için, büyük bir imalat tesisinde her biri 80 m³/dk kapasiteli birkaç santrifüj kompresör bulunduğunu farz edelim. 80 m³/dk kapasiteli bir kompresör arıza yaptığında ve yedek kompresörün devreye girmesi gerektiğinde, 6,5 bar basıncı sürdürmek için gereken hava alıcı depo hacmi nedir?

Yedek kompresörün devreye giriş süresi 1,5 dakikadır. Normal depolama basıncı 8,5 bar ve minimum sistem besleme basıncı 6,5 bar ise, gerekli depolama kapasitesini sağlamak için gereken alıcı depo hacmi (m³) nedir? (Ortam basıncı = 1 bar)

Devreye giriş süresi; yedek kompresörün çalıştır sinyali almasından kompresörün sisteme ilâve basınçlı hava kapasitesi sağlamaya başladığı ana kadar geçen süredir.

Bu bilgilerle, formül aşağıdaki gibi olur:

$$60 \text{ m}^3 = \frac{1,5 \text{ dk} \times 80 \text{ m}^3 / \text{dk} \times 1,0 \text{ bar}}{8,5 \text{ bar} - 6,5 \text{ bar}}$$

8,5 barda 60 m³ depolama ile, tesisin üretim alanı, bu olay esnasında minimum kabul edilebilir basıncın altına düşmez.

7.2.3. Depolama

Depolama, kontrollü veya kontrolsüz olabilir.

Kontrollü depolama, sistemin talep tarafını arz tarafından ayırmak için basınç/debi kontrolleleri kullanır. Kontrollü depolamanın amacı, dağıtım sistemindeki basınçtan daha yüksek basınçta olan basınçlı hava yedeği bulundurmaktır. Kontrollü sistemde dağıtım sistemindeki basınç, yapay talebi minimize etmek ve hava kullanımı veya kompresör kontrol tepkilerinden bağımsız olarak kararlı bir basınç sağlamak amacıyla, düşük tutulur.

Kontrolsüz depolama: Kontrolsüz bir sistemde, tesis genelinde basınç, kompresörlerin kontrol aralığı boyunca yükselir ve düşer. Birçok durumda, kompresörün vuku bulan talep değişimlerine tepki gösterememesi nedeniyle, tesis hava basıncı arzu edilen en düşük basıncın önemli derecede altına düşebilir.

Hem kontrollü depolama hem de kontrolsüz depolama, yeterli ve kullanılabilir depolama ile sistem performansına fayda sağlayabilir.

7.2.4. Birincil depolama sistemlerinin mühendislik hesapları

Basınç/debi kontrolünün akış yukarısındaki birincil depolanmış hava hacmi, gerekli kullanılabilir hava hacmini depodan sağlamak üzere tasarlanır. Depolanan enerji, sistem istikrarının

önemli bir bileşenidir. Bir makine veya proses çalışmaya başladığında, sistemin gerek duyduğu hava talebinde (enerji) hızlı bir artış olur. Depolama sistemi, anında enerji sağlar. Kompresörlerde kapasite artışı gerektiren büyük talepler durumunda, kompresör kontrolleri tepki gösterinceye kadar geçen zaman içinde, depolama gerekli enerjisi sağlar.

Alıcı hacmi kendi başına kullanılabilir hava depolaması yaratmaz. Her basınçlı hava sisteminde hedef besleme basıncı vardır. Sistem beslemesinin hedef basıncın altına düşmesi, güvenilirliği ortadan kaldırır. Bu nedenle, depolamanın basıncı hedef basınçtan yüksek tutulmak zorundadır. Depodaki kullanılabilir hava (enerji), alıcı hacmine ve alıcı basıncı (PS) ile sistem besleme hedef basıncı (PT) arasındaki basınç farkına bağlıdır.

Sistemdeki hava talebi, basınçtaki her barlık düşüşe karşılık %6 ilâ %12 düşer (hava kullanımının %50 ilâ %100'ünün regüle edilmemiş olduğu varsayılarak).

Ancak, besleme basıncı hedef enerjinin üzerinde olursa, yapay talep nedeniyle kayıplar bar başına %6 ilâ %12 gibi yüksek düzeylere kadar varabilir (hava kullanımının %50 ilâ %100'ünün regüle edilmemiş olduğu varsayılarak). Hedef basınç, üretim amaçlı hava taleplerini uygun biçimde karşılayacak en düşük optimal basınç olmalıdır.

Kontrollü depolama değerlendirilirken, ekipman spesifikasyonu, Tesis Talep Profilinde tanımlandığı şekilde taşma (*surge*) anındaki talepleri ve geçici olayları karşılayacak kapasiteyi hesaba katmalıdır. Basınç/debi kontrolünün zamana dayalı tepki karakteristikleri taşma (*surge*) anındaki talep esnasında debi değişiminin mahiyet ve boyutuna bağlıdır. Dinamik tepkiye ek olarak, basınç/debi kontrolü aynı zamanda, depolama alıcıları ile sistem besleme hedef basıncı arasında kontrollü bir basınç farkını muhafaza etmelidir. Basınç/debi kontrolü, düşük basınç farkında kontrolü muhafaza ederken yüksek hava debisi sağlayabilmelidir. Hava talebinin düşük olduğu zamanda, geniş bir üst/alt kapasite aralığı ile birlikte, istikrarlı işletim gereklidir.

7.3. Basınçlı Hava Sistemi Enerji Dengesi

Bir basınçlı hava sisteminde sağlanan enerji, sağlanan hava kütlelerinin bir fonksiyonudur. Basınçlı havanın kütlesi basınç ve sıcaklığa bağlıdır. Basıncın artırılması yoğunluğu ve dolayısıyla hava kütlelerini artırır. Hava sıcaklığının artırılması havanın yoğunluğunu, dolayısıyla hava kütlelerini düşürür. Bu ilişki Amonton Kanunu'nda ifade edilir; havanın basıncı, havanın mutlak sıcaklığı ile doğru orantılıdır.

Basınçlı hava, çoğunlukla, hacim terimleriyle ölçülür. Örneğin, metreküp (m^3) gibi. Hava hacminin sıcaklık ve basıncı bilinmedikçe, hava kütlelerine göre havanın hacimsel ölçüsünün önemi yoktur. Bu nedenle, "Standart" veya "Normal" koşullar altında hava kütlelerinin ifade edilmesi için standartlar benimsenmiş; bu da Normal Metreküp (Nm^3) tanımını doğurmuştur. DIN 1343'e göre normal koşullar (normal fiziksel durum) şöyledir: Sıcaklık $0^\circ C = 273,15K$; Basınç $1,01325 \text{ bar}$; ve Bağıl nem = %0; burada Yoğunluk = $1,294 \text{ kg}/m^3$.

Basınçlı hava enerjisi transferi, Nm^3/dk cinsinden belirli bir çalışma basıncında havanın kütle debisi olarak ifade edilebilir. Bu hem hacimsel debi ölçüsü hem de basınçlı havanın kütle veya ağırlık debisidir. Daha yüksek debiler Nm^3/dk , daha yüksek güç oranı sağlar ve akışın süresi, transfer edilen enerjisi belirler.

Basınçlı hava gücü, sisteme kompresörlerden girer ve hava talebi yoluyla sistemden çıkar; hava talebi üretim amaçlı talep, kaçaklar ve basınçlı havanın sistemi terk ederek atmosfere döndüğü tüm noktaları içerir. Kompresörlerden elde edilen basınçlı hava enerjisi, basınçlı hava üretiminden elde edilen kütleli debi Q (Nm^3/dk) veya Q_{gen} olarak ölçülür; sistemi terk eden enerji de hava talebinin Q_{dmnd} kütleli debisi olarak ölçülür.

Tanım: Q_{gen} – herhangi bir zamanda çalışmakta olan çevrimiçi kompresör kapasitesi tarafından üretilen basınçlı havanın kütle debisidir (Nm^3/dk).

Tanım: Q_{dmnd} – herhangi bir zamanda basınçlı hava sisteminden atmosfere kaçan basınçlı havanın kütle debisidir (Nm^3/dk).

Üretim ve talep arasında ideal denge, $Q_{gen} = Q_{dmnd}$ durumunda sağlanır.

Denklem 7.3. Basınçlı hava sistemlerinin enerji dengesi

İdeal Enerji Sistemi Enerji Dengesi

$$Q_{gen} = Q_{dmnd}$$

Yalnız sistem basıncı sabit olduğunda

Termodinamiğin Birinci Kanunu'na göre, enerji yoktan var edilemez veya var olan enerji yok edilemez. Buradaki çıkarım, üretilen hava debisinin talep edilen hava debisine eşit olması gerektirir. Uygulamadaki deneyimlerde görülmüştür ki, üretim ve talep her zaman eşit değildir; bu da sistem basıncında değişime yol açmaktadır. $Q_{gen} > Q_{dmnd}$ olduğunda sistem basıncı artar; $Q_{gen} < Q_{dmnd}$ olduğunda sistem basıncı azalır. Üretim ve talep arasındaki enerji dengesizliği, ya depolamaya alınır ya da depolamadan salınanla karşılanır.

$$Q_{gen} \pm Q_{sto} = Q_{dmnd}$$

Tanım: Q_{sys} – herhangi bir zamanda çalışmakta olan çevrimiçi kompresör kapasitesi tarafından üretilen basınçlı hava kütle debisi (Nm^3/dk) eksi depolamaya alınan hava debisi (artan basınç için $-Q_{sto}$) veya artı depolamadan salınan hava debisidir (azalan basınç için $+Q_{sto}$).

Uygulamada Enerji Sistemi Enerji Dengesi

$$Q_{sys} = Q_{dmnd}$$

$$Q_{sys} = Q_{gen} \pm Q_{sto} = Q_{dmnd}$$

Değişen sistem basıncını açıklar

Basınçlı hava sistemi mühendisi, basınçlı hava enerjisi depolamanın dinamiklerini analiz etmelidir. Bu bölüm, hava sisteminde üretim, depolama ve talep arasındaki ilişkileri incelemek için gerek duyulan matematiksel ilişkileri ortaya koymaktadır. Sistem işletimini optimize etmek için, sistem enerjisi hava talebiyle dengede kalmalıdır. Ayrıca, sistem enerjisi üretim (çalışan çevrimiçi enerji) ve depolama arasında da optimize edilmelidir.

7.3.1. Birleşik Gaz Kanunu'nun uygulanması

Birleşik Gaz Kanunu'na göre, ideal gaz basıncının hacimle çarpılıp sıcaklık ile bölümü sabittir.

Denklem 7.4. Birleşik Gaz Kanunu

$$P_1 \times \left(\frac{V_1}{T_1} \right) = P_2 \times \left(\frac{V_2}{T_2} \right)$$

Sıkıştırma süreci genellikle ortam basıncı ve sıcaklığı koşullarında başlar (nem içeriği olmadığı varsayılarak). Büyük miktarda hava, küçültülmüş hacme sıkıştırılarak havanın basıncı yükseltilir. Sıkıştırma sürecinde, havanın sıcaklığı artar. Hava sıcaklığının en sonunda ortam sıcaklığına döneceğini varsayarsak, sıkıştırma sürecinden elde edilen son basıncı, başlangıç basıncı ile başlangıç hacminin son hacme oranının (sıkıştırma oranı) çarpımına eşittir.

Denklem 7.5. Sıkıştırma oranı

$$P_1 \frac{V_1}{V_2} = P_2$$

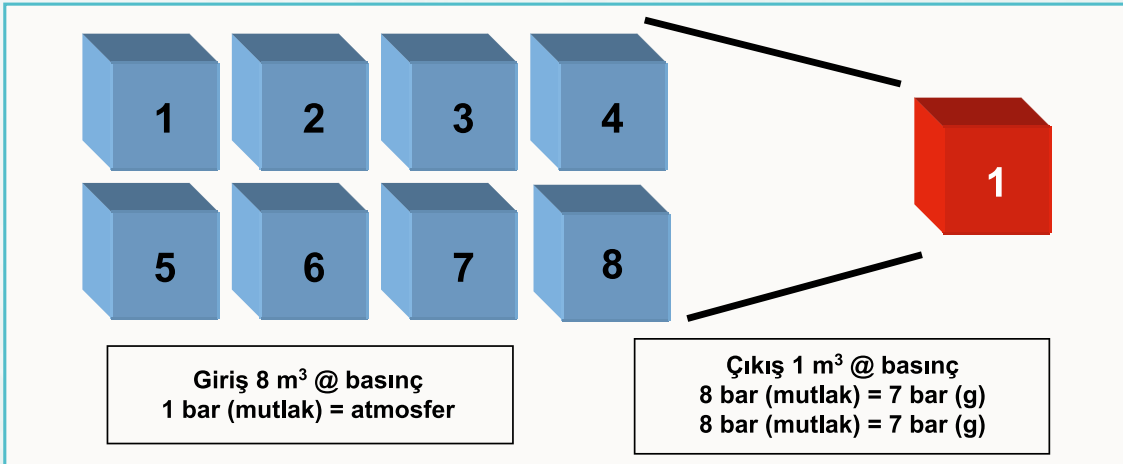
$$\text{Burada } \frac{V_1}{V_2} = r \text{ (Sıkıştırma oranı)}$$

$$P_1 r = P_2$$

Sıkıştırma ile 8 metreküp hava 1 metreküpe indirilirse, oluşan basıncı başlangıç basıncının 8 katıdır veya $r = 8$ kat olur.

Kompresörün 1 bar basınçta 8 metreküp kuru atmosfer havasını içine aldığı varsayalım. Bunu $r = 8$ ile çarpınca, 8 bar mutlak veya 7 bar gösterge (efektif) basıncı oluşur.

Şekil 7.1. Havanın atmosferik basınçtan 7 bar gösterge (efektif) basıncına sıkıştırılması (8 bar mutlak)



Birleşik Gaz Kanunu'nun uygulanması, basınçlı hava depolama hesabının temelidir. Hesaplanmanın daha ileri biçimleri, basınçlı hava sistemi performansının birçok yönünü değerlendirmek için kullanılabilir.

Hacmi 1 m³ olan bir hava alıcı, 8 bar mutlak düzeye basınçlandırılırsa ve deşarj vanası atmosfere açılırsa, alıcıdan kaç metreküp hava boşaltılır? Bu problemi çözmek için İdeal Gaz Kanunu formu aşağıdaki gibidir:

Denklem 7.6. Gaz hacmi - alıcı hacmi ilişkisi

$$V_{gas} = V_{rec} \times \frac{\Delta P_{rec}}{P_{atm}}$$

Alicıdan salınan havanın hacmi (atmosferde), hava alıcının hacmi ile alıcıdaki basınç değişiminin çarpımı ve atmosfer basıncına bölümüne eşittir. Ayrıca, alıcının basınç değişimi, son basınç ile başlangıç basıncı arasındaki fark, $\Delta P = P_f - P_i$ olarak ifade edilebilir. Formülde yerine koyarsak:

Denklem 7.7. Alicıdan salınan gaz hacmi

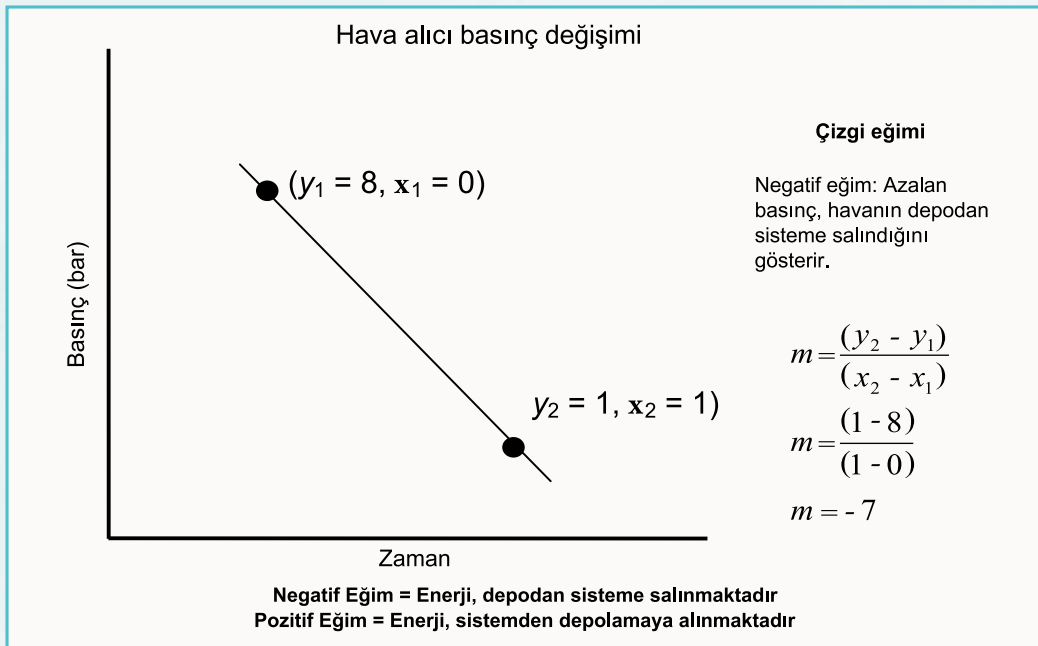
$$V_{gas} = V_{rec} \times \frac{(P_f - P_i)}{P_{atm}}$$

$$V_{gas} = 1 \text{ m}^3 \times \frac{(1 \text{ bar} - 8 \text{ bar})}{1 \text{ bar}} = V_{gas} = -7 \text{ m}^3$$

Hava sıkıştırmaya ilişkin önceki tartışmada, 8 bar (mutlak) basınca ulaşmak için, 8 m³ havanın sıkıştırılması gerektiğini görmüştük. Ancak, yukarıdaki alıcı hesabı, sadece -7 m³ havanın yukarıdaki 1 m³'lük alıcıdan salındığını göstermektedir.

Bir m³ havaya ne oldu? Sekizinci m³ hava, hâlâ hava alıcının içindedir. Çünkü, alıcının basıncı 1 bar (mutlak) düzeyinde kalmıştır.

Alicının basınç değişiminin, nihai basınç eksi başlangıç basıncından hesaplanan çizginin eğimi olduğuna dikkat edilmelidir. Zamanla alıcı basıncının değişimine bakarak, basınç düşerken (negatif eğim), havanın alıcıdan sisteme aktığı anlaşılmaktadır. Aşağıdaki xy grafiği, basınç (y) ve zamanı (x) göstermektedir.

Şekil 7.2. Hava alıcı basınç değişimi

7.3.2. Depolama hesaplamalarına zamanın eklenmesi

Kompresörlerin ve basınçlı hava sisteminin debisi genellikle m³/birim zaman olarak ifade edilir. Yukarıda verilen hacim/basınç ilişkisi, zamanı içermemektedir. Denklem 7.7'nin her iki tarafını zamana (T) bölünce ve Q yerine V/T koyunca, aşağıdaki sonuç elde edilir.

Denklem 7.8. Alıcıdan gelen hava debisi

$$V_{gas} = V_{rec} \times \frac{(P_f - P_i)}{P_{atm}}$$

$$\frac{V_{gas}}{T} = \frac{V_{rec} \times \frac{(P_f - P_i)}{P_{atm}}}{T}$$

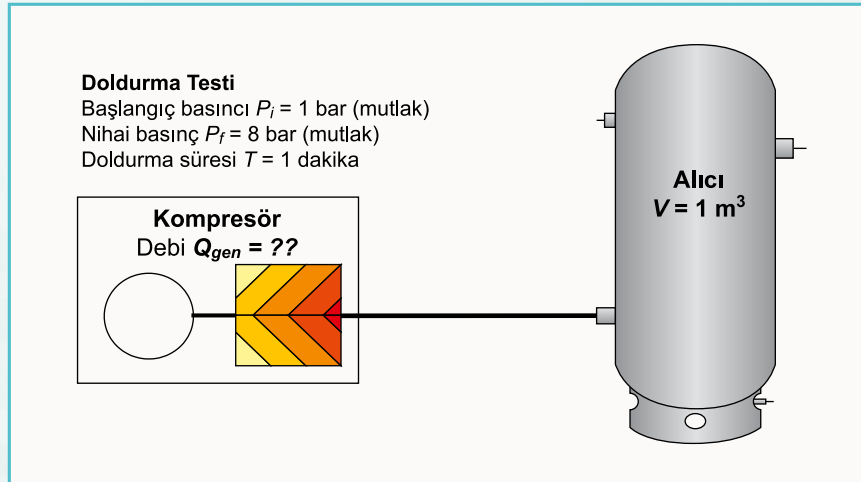
$$Q_{gas} = \frac{V_{rec} \times (P_f - P_i)}{T \times P_{atm}}$$

Zaman dikkate alınınca, gaz hacmi, V_{gas} (m³), hacimsel gaz debisi, V_{gas} (m³) / T (dakika) = Q_{gas} (m³/dk) haline gelir. Bu basınçlı hava depolama hesaplamasının, basınçlı hava sistemleri için birçok kullanımı vardır.

7.3.3. Alıcı doldurma testi

Hava depolama hesaplamaları, bir kompresörün hava debisi sağlanmasını kontrol etmeye yönelik yaygın bir yöntem olan "Alıcı Doldurma Testi"nde kullanılır. Önce kompresör ve alıcı, hava sisteminin geri kalan kısmından izole edilir.

Şekil 7.3. Alıcı doldurma testi için kompresör - alıcı



Kompresör tam yük kapasitesinde çalıştırılır ve alıcıyı başlangıç basıncından (P_i) nihai basınca (P_f) sıkıştırmak için geçen süre (T) ölçülür. Basınçlandırılan sistemin hacmi (V_{sys}) biliniyorsa, kompresör tarafından sağlanan hava aşağıdaki şekilde hesaplanabilir. Örneğin, Denklem 7.9'dan alıcı hacmi $V_{rec} = 1 \text{ m}^3$ ve süre $T = 1$ dakika.

Denklem 7.9. Alıcı doldurma testi hesabı

$$Q_{gen} = \frac{V_{rec} \times (P_f - P_i)}{T \times P_{atm}}$$

$$Q_{gen} = \frac{1 m^3 \times (8 bar - 1 bar)}{1 dk \times 1 bar}$$

$$Q_{gen} = + 7 m^3 / dk$$

Depolama için hava debisinin pozitif olduğuna dikkat edilmelidir; yani, hava alıcıya basınçlı hava girmektedir. Denklem 7.7'de gösterilen hesaplama için hava hacmi V_{gas} negatif bulunmuştur; yani alıcıdan hava salınmaktadır. Başlangıç basıncı, nihai basınçtan düşükse (Denklem 7.9'da olduğu gibi), basınç değişimi ($\Delta P = P_f - P_i$) işareti pozitifdir, ve hava, sistemden hava alıcıya akmaktadır.

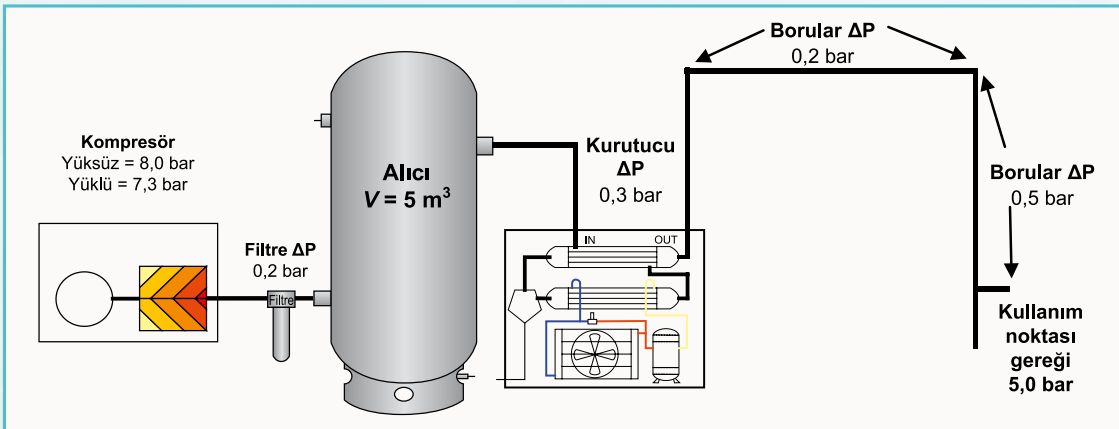
7.3.4. Alıcıdaki toplam hava

Önceki anlatımda, alıcıdan salınan hava $7 m^3$ iken, alıcıdaki toplam havanın $8 m^3$ olduğunu görmüştük. 8 bar (mutlak) düzeyine basınçlandırılan $1 m^3$ 'lük bir hava alıcısı, normal ortam koşullarında $8 Nm^3$ hava içerir. Alıcıdan hava çıkarıldığında, alıcıdaki basınç 1 bar (mutlak) düzeyinde kalır, bu nedenle alıcıdan yalnız $7 m^3$ hava salınır. Çoğu basınçlı hava sistemi uygulamasında, hava kullanım noktalarının uygun biçimde işlemesi için belirli düzeyde minimum basıncın muhafaza edilmesi gerekir.

Çoğu basınçlı hava sistemi uygulamasında, hava kullanım noktalarının uygun biçimde işlemesi için belirli düzeyde minimum basıncın muhafaza edilmesi gerekir.

7.3.5. Alıcıdaki kullanılabilir hava

Depodaki kullanılabilir basınçlı hava enerjisi, minimum sistem basıncı ile sınırlanır. Nihai alıcı basıncı, minimum sistem basıncı artı hava alıcı ile kullanım noktası arasında olabilecek basınç düşüşü kayıplarına eşit olmalıdır. Kullanılabilir basınçlı hava enerjisi, alıcı hacmi V_{rec} ve kullanılabilir depolama basınç farkına ($\Delta P = P_f - P_i$) bağlıdır.

Şekil 7.4. Sistem diyagramı - basınç profili

Şekil 7.4'te gösterilen hava sistemi için minimum kullanım noktası basıncı 5,0 bardır ve kompresör kontrol aralığı ise yüklü 7,3 bar, yüksüz 8,0 bardır. Sistem basınç profili şunları içerir: Filtrede 0,2 bar basınç düşüşü, kurutucu 0,3 bar, borularda kayıp 0,2 bar ve kullanım noktası bağlantısında 0,5 bar kayıp. Hava depolamanın değerlendirilmesi, kullanılabilir depolama basınç farkının ($\Delta P = P_f - P_i$) hesaplanmasını gerektirir.

Kullanılabilir hava depolamayı hesaplamak için kullanılacak minimum hava alıcı basıncı (P_f) nedir? Alıcının akış ağısındaki basınç profili, minimum basıncı belirler. Sistemde gösterilen kullanım basıncı 5,0 bar, kullanım noktası basınç düşüşü 0,5 bar, dağıtım boruları 0,2 bar ve hava kurutucuda 0,3 bardır. Bunları toplayınca, minimum hava alıcı basıncı $P_f = 6,0$ bar ($5,0 + 0,5 + 0,2 + 0,3$) olarak bulunur.

Kullanılabilir hava depolamayı hesaplamak için kullanılması gereken başlangıç basıncı nedir? Kompresör kontrol aralığı yüklü/yüksüz durumda 7,3/8,0 bardır. En muhafazakâr yaklaşım, hava depolama basınç farkını hesaplarken, kompresörün kendi aralığında en düşük basınçta olduğunu varsaymaktır. Başlangıç basıncı (P_i) ise 7,3 bardır.

Hava alıcının akış yukarısında bulunan filtre, başlangıç depolama basıncını etkiler mi?

Hayır, etkilemez. Tek yüklü/yüksüz kompresörlü bu durumda, filtrenin başlangıç alıcı basıncına etkisi yoktur. En düşük basınç, kompresör yüke girmeden hemen önce vuku bulur. Kompresör yükten çıkınca, filtreden akış yoktur ve dolayısıyla basınç düşüşü yoktur. Çoklu kompresör sistemlerinde, alıcının akış yukarısındaki bileşenlerde basınç düşüşü, kompresör kontrol bandının minimum basıncından çıkarılmalıdır. Bu, kontrol sinyal basıncının kompresör çıkışında algılandığını varsayar.

Şekil 7.4'de gösterilen sistem için, kullanılabilir hava depolama tüketilmeden önce 1 dakika süreyle depolamadan (Q_{sto}) desteklenebilecek debi nedir? Normal atmosfer basıncını $P_{atm} = 1,013$ bar varsayın ve sıcaklık ve bağıl nemi ihmal edin.

Denklem 7.10. Hava depolama debisinin hesaplaması

$$Q_{sto} = \frac{V_{rec} \times (P_f - P_i)}{T \times P_{atm}}$$

Verilen hava alıcı hacmi 5 m^3 , yukarıda belirlendiği üzere $P_f = 6,0$ bar, $P_i = 7,3$ bar ve süre $T = 1$ dakika olarak verilmiştir. Bunları yerine koyarsak:

$$Q_{sto} = \frac{5 \text{ m}^3 \times (6,0 \text{ bar} - 7,3 \text{ bar})}{1 \text{ dk} \times 1,013 \text{ bar}}$$

$$Q_{sto} = -6,42 \text{ Nm}^3 / \text{dk}$$

Hesaplanan depolama debisi $Q_{sto} = -6,42 \text{ Nm}^3/\text{dk}$ olur; işaretin negatif olduğuna dikkat edin; havanın depodan sisteme aktığını göstermektedir.

7.3.6. Basıncılı hava sistemleri pnömatik kapasitansı

Basıncılı hava sistemi pnömatik kapasitansı (C_{pn}), bir basıncılı hava sisteminin basıncı artarken veya azalırken, basıncılı hava sisteminin aldığı veya saldırdığı basıncılı hava enerjisini temsil eder ve "hava hacmi/birim basınç değişimi" olarak ifade edilir (Standart Foot Küp/Atmosfer gibi.)

Tablo 7.1. Değişkenlerin ve ölçü birimlerinin tanımı

C_{pn}	= Pnömatik kapasitans (m^3/kPa)
V_{rec}	= Alıcı hacmi (m^3)
V_{pipe}	= Boru hacmi (m^3)
V_{sys}	= Sistem hacmi (m^3)
P_a	= Atmosfer basıncı (kPa)
P_i	= Başlangıç alıcı basıncı (kPa)
P_f	= Nihai alıcı basıncı (kPa)
ΔP	= Depolama basıncı değişimi ($P_f - P_i$)
rs	= Depolama basıncı oranı ($(P_f - P_i) / P_a$)
V_{gas}	= Basıncılı hava hacmi (Nm^3) normal metreküp
P_{load}	= Kompresörün yüklü basıncı (kPa)
P_{unload}	= Kompresörün yüksüz basıncı (kPa)
Q_{sys}	= Sistemin hava debisi (kPa)
Q_{gen}	= Üretim kompresör(ler)inden gelen hava debisi (m^3/dk)
Q_{sto}	= Depolama hava debisi (m^3/dk)

Denklem 7.11. Pnömatik kapasitans

$$C_{pn} = \frac{V_{sys}}{P_a} = \frac{V_{rec} + V_{boru}}{P_a}$$

Sistem basıncı artış veya azalışında her 100 kPa (1 atmosfer) değişimde, sistem kendi hacminin (m^3) 1 katı kadar basınçlı hava absorbe eder veya salar. Yukarıda Denklem 7.11, her atmosfer basıncı başına feet küp cinsinden sistem kapasitansını vermektedir. Atmosferin standart basınç ve sıcaklık koşullarında olduğunu ve boru hacminin ihmal edilebilir olduğunu varsayın.

Denklem 7.12. Kapasitans $C_{pn} = m^3 / atm$

$$C_{pn} = \frac{V_{sys}}{P_a} \times \Delta P$$

$$C_{pn} = \frac{3 m^3}{1 atm} \times 1 atm$$

$$C_{pn} = 3 m^3 / atm$$

Yukarıda Denklem 7.12'de, 3 m^3 hacimli hava alıcıda 1 atmosfer basınç değişimi, 3 normal metreküp (Nm^3) havayı kabın içine alır veya dışına salar. Sistemin pnömatik kapasitansı 3 Nm^3/atm olur. $\Delta P = (P_f - P_i)$ pozitif ise, yani başlangıç basıncı nihai basınçtan düşükse, yer değiştiren hava 3 Nm^3 'tür ve hava alıcı tankına alınır. ΔP negatif ise, yani başlangıç basıncı nihai basınçtan büyükse, yer değiştiren hava - 3 Nm^3 'tür ve alıcı tanktan hava dışarıya verilir.

Basıncılı hava sisteminin basıncı genellikle kPa cinsinden ölçüldüğünden, basınçlı hava sistemlerinin kapasitansı kiloPascal başına normal metreküp (Nm^3/kPa) cinsinden ifade edilir.

Yukarıdaki hacmi $V_{sys} = 3 \text{ m}^3$ olan sistem için kapasitans $0,03 \text{ m}^3/\text{kPa}$ 'dır. Sistem basıncı değişimi 100 kPa (1 atm) ise, depolanan gaz hacmi (V_{gas}) 3 m^3 olur (bakınız aşağıda Denklem 7.13. Gaz hacminin hesaplanması). Normal hava koşulları için tanımlanan koşul atmosfer olduğundan, $V_{gas} = 3 \text{ Nm}^3$ olur.

Denklem 7.13. Gaz hacminin hesaplanması

$$C_{pn} = \frac{V_{sys}}{P_a} = \frac{3 \text{ m}^3}{100 \text{ kPa}} = 0,03 \text{ m}^3/\text{kPa}$$

$$V_{gas} = C_{pn} \times \Delta P$$

$\Delta P = 100 \text{ kPa}$ (1 atm) için gaz hacmi:

$$V_{gas} = C_{pn} \times \Delta P = 0,03 \frac{\text{m}^3}{\text{kPa}} \times 100 \text{ kPa}$$

$$V_{gas} = 3 \text{ m}^3$$

7.3.7. Dinamik hava debisini hesaplamak için sistem kapasitansının kullanılması

Kapasitans, basınçlı hava sistemlerinin dinamik performansını hesaplamak için faydalı bir araçtır. Sistem basıncı değişim oranını sistem kapasitansına uygulayarak basınç azaldıkça sistemden salınan hava miktarını hesaplamak veya basınç arttıkça sistemin aldığı hava miktarını hesaplamak mümkündür.

Örneğin, bir basınçlı hava sisteminin toplam hacminin (alıcılar artı borular) 4 m^3 , kompresör kapasitesinin $10 \text{ m}^3/\text{dk}$ ve sistem basıncında düşüşe neden olan bir yük olayı olduğunu varsayalım. Sistem performansı veri kütükleme, 1 dakika süren olay esnasında sistem basıncının (P_i) 655 kPa 'dan (P_f) 600 kPa 'ya düştüğünü göstermektedir. Talep olayı esnasında oluşan sistem tepe dinamik hava debisi nedir?

Sistem tepe dinamik hava debisi (Q_{sys}), sistem basıncının düşüşü esnasında, temel yük kompresör kapasitesi $Q_{gen} = 10 \text{ m}^3/\text{dk}$ ile depodan salınan hava debisinin (Q_{sto}) toplamıdır.

Denklem 7.14. Sistem kapasitansının hesaplanması

$$C_{pn} = \frac{V_{sys}}{P_a}$$

$$C_{pn} = \frac{4 \text{ m}^3}{100 \text{ kPa}} = 0,04 \text{ m}^3/\text{kPa}$$

Denklem 7.15. Depodan salınan havanın hesaplanması

$$V_{gas} = C_{pn} \times \Delta P = C_{pn} \times (P_f - P_i)$$

$$V_{gas} = 0,04 \text{ m}^3/\text{kPa} \times (600 - 655) = -2,2 \text{ Nm}^3$$

Talep olayı esnasında, depodan sağlanan hava (negatif eğim) $2,2 \text{ Nm}^3$ 'tür. Olayın süresi 1 dakika olduğuna göre, depodan gelen hava debisi $2,2 \text{ Nm}^3/\text{dk}$ 'dir. Tepe dinamik talep, temel yük kompresör kapasitesini depodan gelen hava debisine ekleyerek hesaplanır.

Denklem 7.16. Tepe dinamik talep hava debisinin (standart ft^3/dk) hesaplanması

$$\begin{aligned} \text{Tepe Dinamik Talep: } Q_{\text{sys}} &= Q_{\text{gen}} + Q_{\text{sto}} \\ Q_{\text{sys}} &= 4 \text{ Nm}^3 / \text{dk} + 2,2 \text{ Nm}^3 / \text{dk} \\ Q_{\text{sys}} &= 6,2 \text{ Nm}^3 / \text{dk} \end{aligned}$$

7.3.8. Zaman tabanlı dinamik performans hesaplamaları

Çoğu basınçlı hava sisteminin dinamik performansı, yukarıdaki örnekte verilen bir dakikalık aralıktan daha hızlı biçimde vuku bulan basınç değişimleri içerebilir. Basınçlı hava sistemlerinin gerçek zamanlı performansını değerlendirmek ve hesaplamak için, basıncın zaman türevini dP/dt dikkate almak gerekir. Bu analiz, basınçlı hava sistemi mühendisinin hacimsel hava debisi dQ/dt ve sistem basıncındaki sürekli değişim ile etkileşimde olan sistem kapasitesinin etkisini dikkate almasına imkân tanır.

Bir hava sisteminin pnömatik kapasitesi, sürekli basınç değişimleri ile etkileşimde bulunarak, sistemdeki basınçlı hava akışını etkin biçimde absorbe eder veya salar. Sistem basıncının zaman türevi veya değişim hızı dP/dt , depolama debisiyle (Q_{sto}) doğrudan bağlantılıdır. dP/dt pozitif ise, basınç artmaktadır; yani hava depoya alınmaktadır. Öte yandan, dP/dt negatif ise, basınç azalmaktadır ve depodan sisteme hava salınmaktadır.

Denklem 7.17. Pnömatik kapasite ile hesaplanan hava debisi

$$Q_{\text{sto}} = C_{\text{pn}} \times \frac{dP}{dt}$$

Yukarıdaki düşüş olayının 1 dakika yerine sadece 25 saniye sürdüğünü varsayalım. Basınçlı hava sistemi aynı 4 m^3 'lük toplam hacme (alıcılar artı borular) sahip olduğunu, kompresör kapasitesinin $10 \text{ m}^3/\text{dk}$ ve sistem basıncında düşüşe neden olan bir yük olayı olduğunu varsayalım. Sistem performansı veri kütükleme, 25 saniye süren olay esnasında sistem basıncının (P_i) 655 kPa 'dan (P_f) 600 kPa 'ya düştüğünü göstermektedir. Talep olayı esnasında oluşan sistem tepe dinamik hava debisi nedir?

Denklem 7.18. Sistem kapasitesinin hesaplanması

$$C_{\text{pn}} = \frac{4 \text{ m}^3}{100 \text{ kPa}} = 0,040 \text{ m}^3/\text{kPa}$$

Sistemin pnömatik kapasitesi ve basıncın zaman türevini dP/dt veya değişim hızını kullanarak, sistem tepe dinamik hava debisini hesaplayın. Talep olayı boyunca kompresörün tam yükte olduğunu varsayın. Tepe hava debisi, kompresörden gelen hava debisi (Q_{gen}) ile depolamadan

gelen hava debisinin (Q_{sto}) toplamıdır. Sisteme verilen havanın, depolamaya gelen hava ile ters orantılı olduğuna dikkat edilmelidir. Hava, depolamadan ayrılıyorsa (negatif), sisteme pozitif debi olarak girmektedir. Bu nedenle, sistem denkleminde (Denklem 7.19) depolama debisi (Q_{sto}), (-1) ile çarpılarak ters orantılı alınır.

Denklem 7.19. Tepe sistem hava talebinin (Nm^3/dk) hesaplanması

$$Q_{sys} = Q_{gen} + (-1 \times Q_{sto})$$

$$Q_{sto} = C_{pn} \times \frac{dP}{dt}$$

yerine koyarsak:

$$Q_{sys} = Q_{gen} + \left(-1 \times C_{pn} \times \frac{dP}{dt} \right)$$

$$Q_{sys} = 10 \frac{Nm^3}{dk} + \left[-1 \times \left(0,04 \frac{Nm^3}{kpa} \times \frac{(600-655) kpa}{25 sn} \times 60 \frac{sn}{dk} \right) \right]$$

$$Q_{sys} = 10 \frac{Nm^3}{dk} + 5,28 \frac{Nm^3}{dk} = 15,28 Nm^3 / dakika$$

Talep olayı sona erdiğinde, sistem basıncının aynı 25 saniyelik süre içinde 600 kPa'dan tekrar 655 kPa'ya yükseldiği görülür. Kompresörün tam yükte kaldığı varsayılarak, bu süre zarfında hava sistemi talebi nedir?

Denklem 7.20. Depo tekrar dolarken sistem hava talebinin hesaplanması

$$Q_{sys} = Q_{gen} + Q_{sto}$$

$$Q_{sto} = C_{pn} \times \frac{dP}{dt}$$

$$Q_{sys} = 10 \frac{Nm^3}{dk} + \left[-1 \times \left(0,04 \frac{Nm^3}{kpa} \times \frac{(655-600) kpa}{25 sn} \times 60 \frac{sn}{dk} \right) \right]$$

$$Q_{sys} = 10 \frac{Nm^3}{dk} + \left(-5,28 \frac{Nm^3}{dk} \right) = 4,72 Nm^3 / dakika$$

Sistem basıncı artıyor olduğundan, basınç değişimi ($P_f - P_i$) pozitiftir. Bu, depo hacminin kompresör kapasitesini absorbe etmekte olduğunu ve net sistem talebinin (Q_{sys}) kompresör çıkışından düşük olduğunu gösterir. Aynı şekilde, depolama debisi, (-1) ile çarpılmış olarak sistem ile ters orantılıdır.

7.3.9. Kompresör yük çevrimlerini değerlendirmek için pnömatik kapasitansın kullanılması

Önceki talep olayı analizinde, üretimden gelen debinin, kompresör tam yükte debi sağlarken sabit olduğu varsayılmıştır. Kompresörün yüklü/yüksüz çevrimi esnasında Denklem 7.15'teki

yöntemin kullanılması, fiili sistem debisini (Q_{sys}) verir; öte yandan, kompresör yükü girdiğinde ve yükten çıktığında depoya absorbe edilen ve depodan salınan debiyi de hesaba katar.

Şekil 7.5'te gösterilen sistem için verilen aşağıdaki bilgiler ile, pnömatrik kapasitans yaklaşımını kullanarak sistem hava debisini (Q_{sys}) hesaplayın.

Verilenler:

$$V_{sys} = 6,1 \text{ m}^3$$

$$C_{pn} = 0,061 \text{ m}^3 / \text{kPa}$$

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

$$P_{load} = 600 \text{ kPa}$$

$$P_{unload} = 655 \text{ kPa}$$

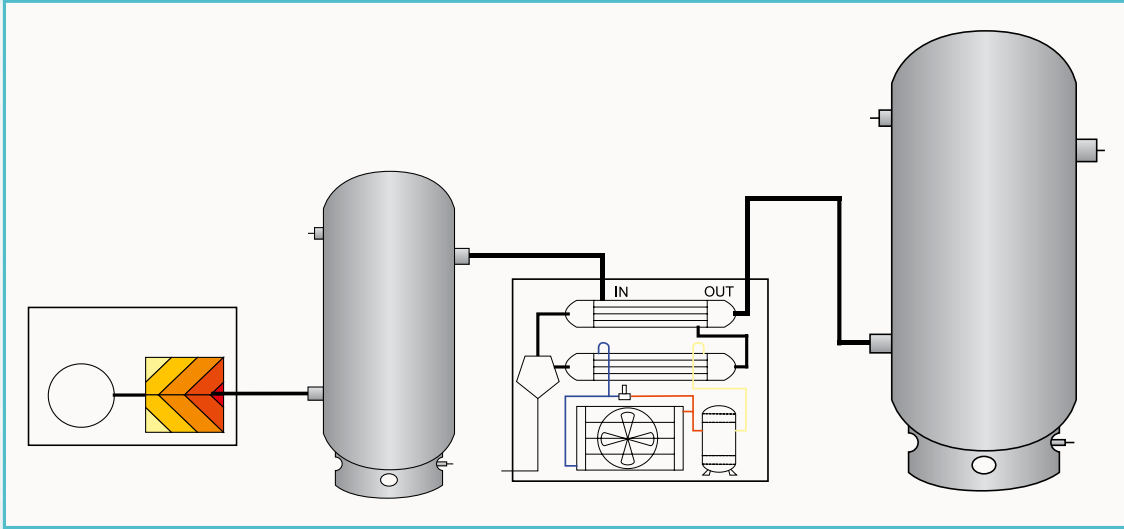
$$Q_{sys} = ?? \text{ m}^3 / \text{dk}$$

$$Q_{gen} = 15 \text{ m}^3 / \text{dk}$$

$$T_L = 29 \text{ saniye (Kompresörün yükte çalışma süresi)}$$

$$T_{NL} = 25 \text{ saniye (Kompresörün yüksüz olduğu süre)}$$

Şekil 7.5. 15 m³/dk'lık kompresör sistemi blok diyagramı



Yüklü/yüksüz çalışma çevrimi için sistem hava debisini hesaplamamanın bir yöntemi de, kompresörün yüzde yükünü hesaplamak ve kompresör kapasitesi ile çarpmaktır. Kompresörün yüzde yükü, yüklü sürenin toplam yüklü çevrim süresine (yüklü süre ile yüksüz süre farkı) bölünmesiyle elde edilir.

Denklem 7.21. Yüklü/yüksüz tarzında çalışan kompresörün kısmi yük kapasitesi

$$Q_{sys} = Q_{gen} \times \% \text{ yük} = Q_{gen} \times \left(\frac{T_L}{T_L + T_{NL}} \times 100 \right)$$

$$\% \text{ yük} = \left(\frac{T_L}{T_L + T_{NL}} \times 100 \right) = \left(\frac{29}{25 + 29} \times 100 \right) = \%53,7$$

$$Q_{sys} = 15 \text{ Nm}^3 / \text{dakika} \times \%53,7 = 8,06 \text{ Nm}^3 / \text{dakika}$$

Sistem kapasitansı yönteminin kullanılması, sistem dinamiklerini ve oluşan sistem basınç değişimlerinin zamanla etkisini hesaba katma yöntemi sağlar.

Yük çevrimi esnasında sistem basıncı artarken, sistemin pnömatik kapasitansı, kompresör kapasitesinin bir kısmını alır. Sistem basıncı, kompresörün yükte iken basıncı olan 600 kPa'dan yüksüz basıncı olan 655 kPa'ya yükselir.

Denklem 7.22. Kompresör yük çevrimi esnasında sistem hava debisi

$$Q_{sys} = Q_{gen} + Q_{sto} = Q_{gen} + \left[-1 \times \left(C_{pn} \times \frac{dP}{dt} \right) \right]$$

$$Q_{sys} = 15 \frac{Nm^3}{dk} + \left[-1 \times \left(0,061 \frac{Nm^3}{kPa} \times \frac{(655-600) kPa}{29} \times 60 \frac{sn}{dk} \right) \right]$$

$$Q_{sys} = 15 \frac{Nm^3}{dk} + \left[-6,94 \frac{Nm^3}{dk} \right] = 8,06 Nm^3 / dakika$$

Denklem 7.21'in sonucu, kompresör yükte iken 15 Nm³/dk debi sağladığını, 6,49 Nm³'ün depoya, 8,06 Nm³'ün ise hava talebini beslemeye gittiğini göstermektedir.

Yüksüz çevrim esnasında sistem basıncı düşer ve sistemin pnömatik kapasitansı sisteme debi sağlar. Sistem basıncı, kompresörün yüksüz basıncı olan 655 kPa'dan yükte iken basıncı olan 600 kPa'ya düşer.

Denklem 7.23. Kompresörün yüksüz çevrimi esnasında sistem hava debisi

$$Q_{sys} = Q_{gen} + Q_{sto} = Q_{gen} + \left[-1 \times \left(C_{pn} \times \frac{dP}{dt} \right) \right]$$

$$Q_{sys} = 0 \frac{Nm^3}{dk} + \left[-1 \times \left(0,061 \frac{Nm^3}{kPa} \times \frac{(600-655) kPa}{25} \times 60 \frac{sn}{dk} \right) \right]$$

$$Q_{sys} = 0 \frac{Nm^3}{dk} + \left[8,05 \frac{Nm^3}{dk} \right] = 8,05 Nm^3 / dakika$$

Yukarıdaki tüm hesaplamalar, sistem hava debisini 8 Nm³/dk olarak verir. Yüklü/yüksüz kontrollü sistemler için basınçlı hava sistemi performansı veri kütükleme, kompresör yük çevrimlerini yansıtan debi ve basınç verilerini içerir. Sistemin pnömatik kapasitesinin burada tanımlanan yöntem ile ölçülen performans verilerine katılması, hava sistemi mühendisine gerçek dinamik hava talebini verir.

7.3.10. Basınçlı hava sisteminin pnömatik kapasitesinin hesaplanması

Burada tanımlanan dinamik performans analizini kullanmak için, hava sistemi mühendisinin sistemin pnömatik kapasitesini belirlemesi gereklidir. Pnömatik kapasite, sistem hacminin (metreküp) atmosfer basıncına (100 kPa) bölünmesi ile hesaplanabilir.

Örneğin, Şekil 7.5'te gösterilen sistem için ıslak alıcının 2 m^3 , kuru alıcının 3 m^3 olduğunu, ve sistem genelinde 265 uzunluğunda 50 mm çapta ISO 65 orta boru ile birlikte 60 m uzunluğunda 100 mm çapta boru olduğunu varsayalım. 100 mm orta borunun iç çapını 105 mm ve 50 mm çapta orta borunun iç çapının 52,8 mm olduğunu varsayarak, sistem hacmi aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

Denklem 7.24. Sistem hacminden pnömatik kapasitansın hesaplanması

$$V_{REC} = (2 \text{ m}^3 + 3 \text{ m}^3) = 5 \text{ m}^3$$

$$V_{50mmBoru} = \frac{(\pi D^2)}{4} \times 10^{-6} \times Uzunluk(m) = \frac{(3,14 \times 52,8^2)}{4} \times 10^{-6} \times 265 \text{ m} = 0,58 \text{ m}^3$$

$$V_{100mmBoru} = \frac{(\pi D^2)}{4} \times 10^{-6} \times Uzunluk(m) = \frac{(3,14 \times 105^2)}{4} \times 10^{-6} \times 265 \text{ m} = 0,52 \text{ m}^3$$

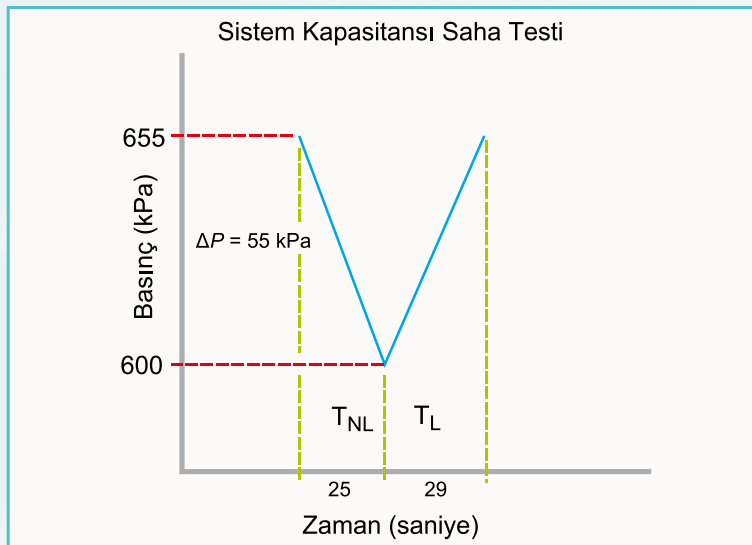
$$V_{sys} = 5,0 + 0,58 + 0,52 = 6,1 \text{ m}^3$$

$$C_{pn} = V_{sys} / P_{atm} = 6,1 / 100 = 0,061 \frac{\text{m}^3}{\text{kpa}}$$

Uygulama açısından değerlendirildiğinde, tüm basınçlı hava sisteminin hacminin doğru olarak hesaplanması hem çok zaman alabilir hem de çok zor olabilir. Nispeten basit ampirik "sistem kapasitansı saha testi" yapılarak, basınçlı hava sistemi mühendisinin basınçlı hava sistemi pnömatik kapasitansını belirlemesi sağlanabilir.

Basınçlı hava sistemi çalışırken, üretim kapasitesi bilinen test kompresörünü (Q_{test}) manuel olarak belirli bir süre yükten alın. Yüksüz süreyi ve sistem basıncı değişim oranını ölçün ve kaydedin. Sonra, belirli bir noktada, üretim kapasitesi bilinen bir artış oranında yeniden yükleyin ve sistem basıncının eski haline gelmesi için geçen yüklü süreyi ve dinamik basınç tepkisini (dP/dt) kaydetmeye devam edin. Test esnasında sistem hava talebinin (Q_{sys}) sabit olduğunu varsayarak ve kompresörler çalışıyorsa, test kompresörünün yüklü/yüksüz çevrimleri boyunca diğer kompresörlerin sağladığı havayı sabit varsayarak, sistemin pnömatik kapasitansı hesaplanabilir.

Şekil 7.6. Sistem kapasitansı saha testi



Yukarıdaki test verilerine dayanarak ve Denklem 7.25 kullanılarak basınçlı hava sistemi kapasitansı ve etkin depolama hacmi hesaplanabilir.

Denklem 7.25. Test verilerinden sistem kapasitesinin hesaplanması

$$C_{pn} = Q_{test(L)} \times \frac{T_L}{T_L + T_{NL}} \times \frac{T_{NL}}{\Delta P}$$

$$C_{pn} = 15 \frac{m^3}{dk} \times \frac{29 \text{ sn}}{(29 + 25) \text{ sn}} \times \frac{25 \text{ sn}}{(600 - 655) kPa} \times \frac{1 \text{ dk}}{60 \text{ sn}}$$

$$C_{pn} = 0,061 \frac{m^3}{kPa}$$

Sistem hacmini bulmak için, atmosfer basıncıyla çarpınız

$$V_{sys} = C_{pn} \times P_{atm} = 0,061 \frac{m^3}{kPa} \times 100 kPa = 6,1 m^3$$

Temel Kazanımlar - Hava Depolama ve Sistem Enerji Dengesi

1. Bir basınçlı hava sistemini tutarlı, kararlı ve verimli biçimde işletmenin anahtarı, arz ve talep dengesini korumaktır.
2. Sistem dinamikleri ve basınçlı hava son kullanım uygulamaları türleri, basınçlı hava talep profilinin niteliğini belirler.
3. Ortalama hava talebi (kompresörlerin sağladığı) ile gerçek hava talebinin yarattığı tepe hava debisi arasında büyük farklılık olabilir.
4. Basınçlı hava için 4 kaynak vardır: Çalışır çevrimiçi kapasite, çalışır yedek kapasite, depolama kapasitesi, ve bekleyen yedek kapasite.
5. Çalışır çevrimiçi kapasite, ortalama hava talebine eşit veya büyük olmalıdır.
6. Tepe talep, en iyi biçimde depodan karşılanır. Ancak, depodan hava kullanıldığında, bir sonraki olay vuku bulmadan önce depoyu yeniden doldurmak için süre ve ekstra basınçlı hava kapasitesi gereklidir.
7. Kompresör kontrolleri, ihtiyaç duyulmayan kompresörleri kapatmalı, tüm kompresörleri tam yükte çalıştırmalı ve yalnız 1 kompresörü kısmi yük kapasitesinde çalıştırarak ayar sağlamalıdır.
8. Verimli kısmi yük kapasitesi kontrolüne sahip bir ayar kompresörü seçin.
9. Basınçlı hava depolaması için birçok farklı uygulama vardır; sistem ihtiyaçlarına dayalı olarak depolamayı tasarlayın.
10. Depodaki kullanılabilir enerji miktarı, alıcı hacmi ve kullanılabilir basınç farkına bağlıdır.
11. Birçok sistemde, depolamayı gerektiren en önemli olay, çalışan bir kompresörün beklenmedik duruşudur.

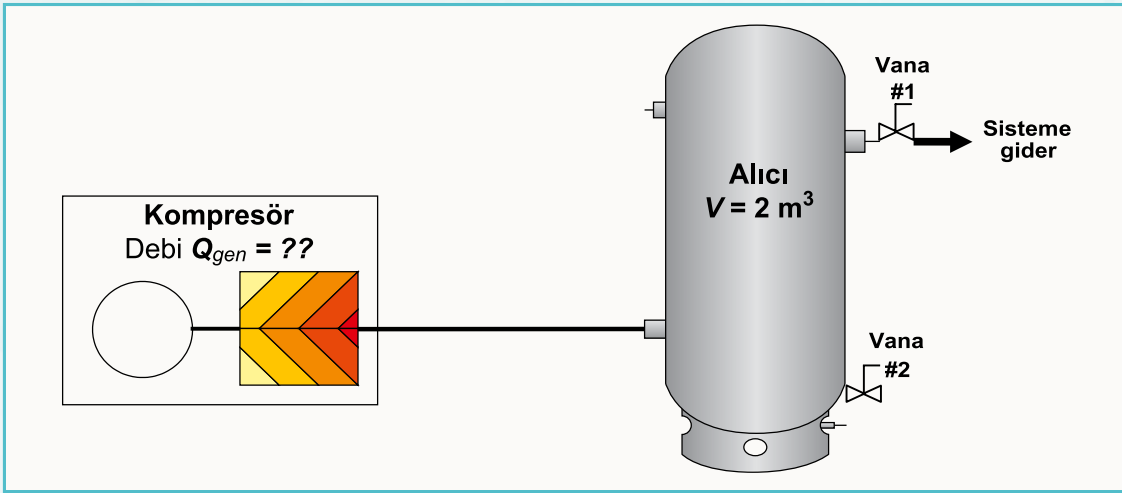
Alıştırmalar

1. Bir hava alıcının 5 m³ hacmi vardır ve basıncı 1 dakika 12 saniyede 525 kPa'dan 650 kPa'ya yükselmektedir. Yer değiştiren hava hacmi (Nm³) nedir, hava alıcıya girmekte mi yoksa çıkmakta mıdır ve hava debisi (Nm³/dk) nedir? **Cevap;** Q_{sto}= +5,58 Nm³/dk'dır.

2. Bir talep olayı esnasında 3 m³'lük hava alıcının basıncı 24 saniyede 820 kPa'dan 600 kPa'ya düşmektedir. Hava depolama debisi nedir? Hava akışı negatif mi yoksa pozitif midir ve hava akışının işaretinin önemi nedir? **Cevap;** Q_{sto}= -16,5 Nm³/dk'dır.

3. Aşağıdaki diyagramda gösterilen kapasitesi bilinmeyen bir kompresör sahada test edilerek hava debisi belirlenecektir. Kullanacağınız test prosedürünü anlatın. Kompresör sistemden izole edilebilmekte ve çevrimdışı test edilebilmektedir. Kontrol paneli üzerinde manuel yüksüz/normal anahtarı olan yüklü/yüksüz kontrolü mevcuttur. Kompresör üreticisi, 550 kPa minimum çalışma basıncı ve 750 kPa maksimum çalışma basıncı önermektedir. Kompresör kontrolleri yüklü 700 kPa ve yüksüz 720 kPa'ya ayarlanmıştır. Bu ayarlar ile, kompresörün çok kısa yük çevrimleri olduğu gözlenmektedir. Yük çevrimleri niçin çok kısadır?

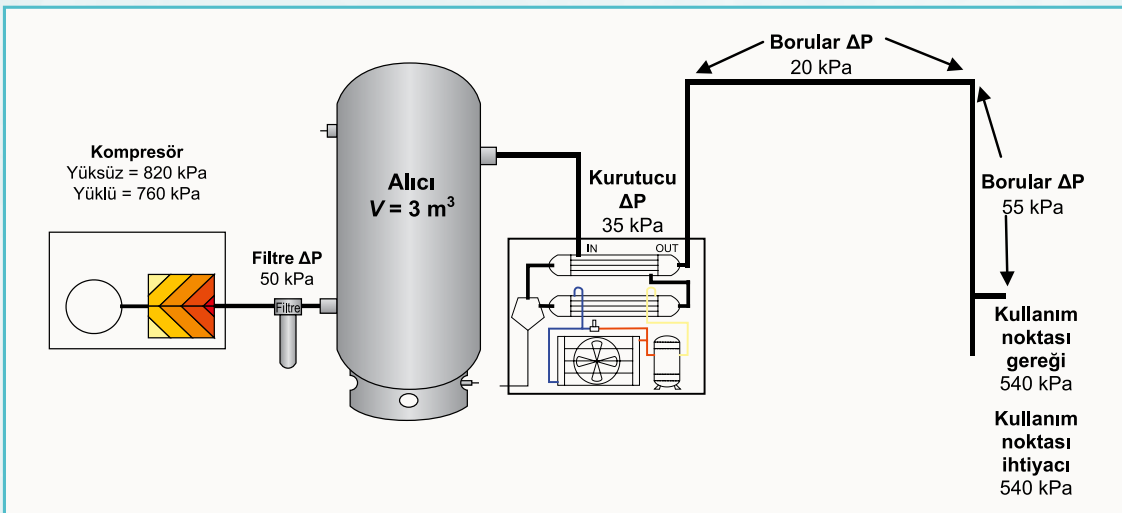
Şekil 7-A1. Tek kompresör beslemeli depo



4. Yukarıdaki kompresör için yapılan test, kompresörün 550 kPa'da yüklü olduğunu ve alıcının 700 kPa basınca yükseltmesi için 26 saniye gerektiğini göstermiştir. Kompresörün debisi (Nm^3/dk) nedir? Hesaplanan kompresör debisini kullanarak, yüklü/yüksüz düzeylere (700 kPa ve 720 kPa) bakıldığında, kompresörün yükte çalışma süresi nedir? **Cevap;** $t = 3,5$ sn.

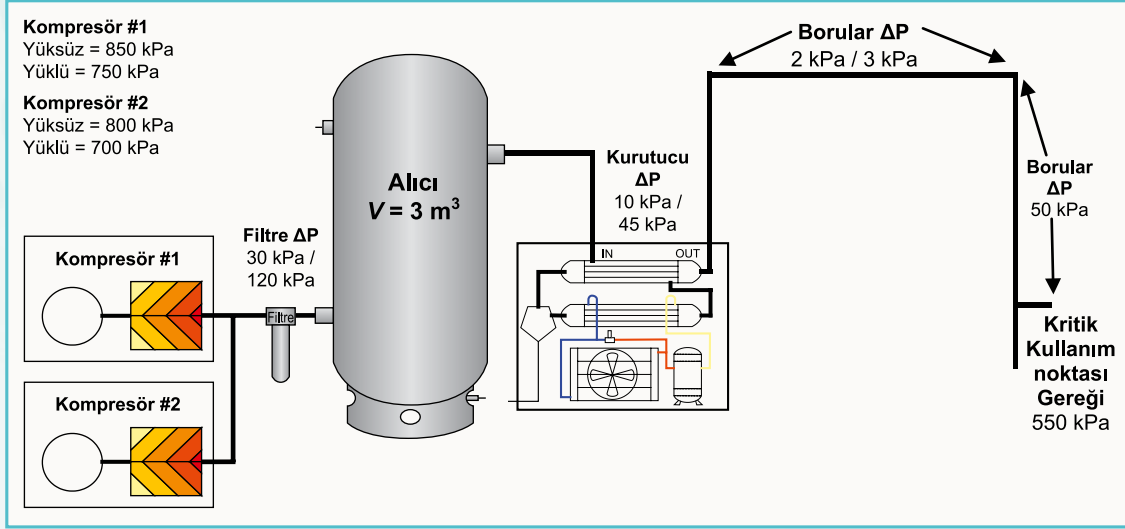
5. Bir basınçlı hava sistemi aşağıda gösterilen basınç profili ile çalışmaktadır. Minimum kullanım noktası basıncı 540 kPa'dır; depodan çekilen kullanılabilir basınçlı hava miktarı (m^3) ne kadardır? **Cevap;** $V_{\text{gas}} = - 5,1 \text{ m}^3$.

Şekil 7-A2. Tek kompresör beslemeli depo-kurutuculu kullanım hattı



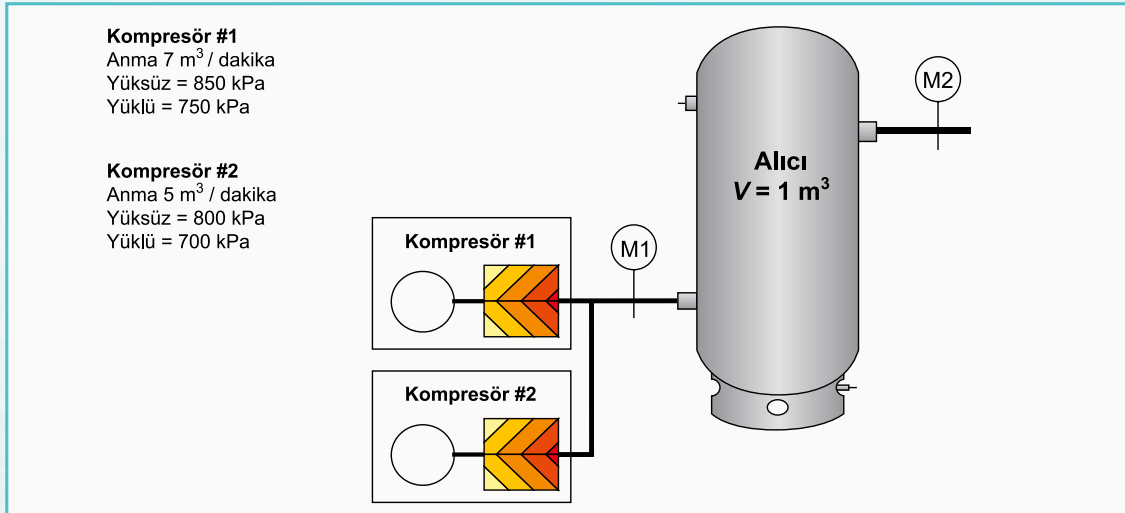
6. Bir basınçlı hava sistemi aşağıda gösterilen basınç profili ile çalışmaktadır. Kritik kullanım noktası talebinin minimum basınç ihtiyacı 550 kPa'dır. Bir talep olayı, basıncın düşmesine ve her iki kompresörün tam yüke geçmesine neden olmuştur. Gösterilen basınç profili ΔP 'leri kompresör #1 yüklü, her iki kompresör (1 ve 2) yüklü içindir. Örneğin filtre basınç düşüşü, yalnız kompresör #1 yükte iken 30 kPa'dır, her iki kompresör yüklü iken 120 kPa'dır. Talep olayını karşılamak için depolamadan kullanılabilir basınçlı hava (m^3) nedir? **Cevap;** $V_{sto} = - 30,06 m^3$

Şekil 7-A3. Çift kompresör beslemeli depo-kurutuculu kullanım hattı



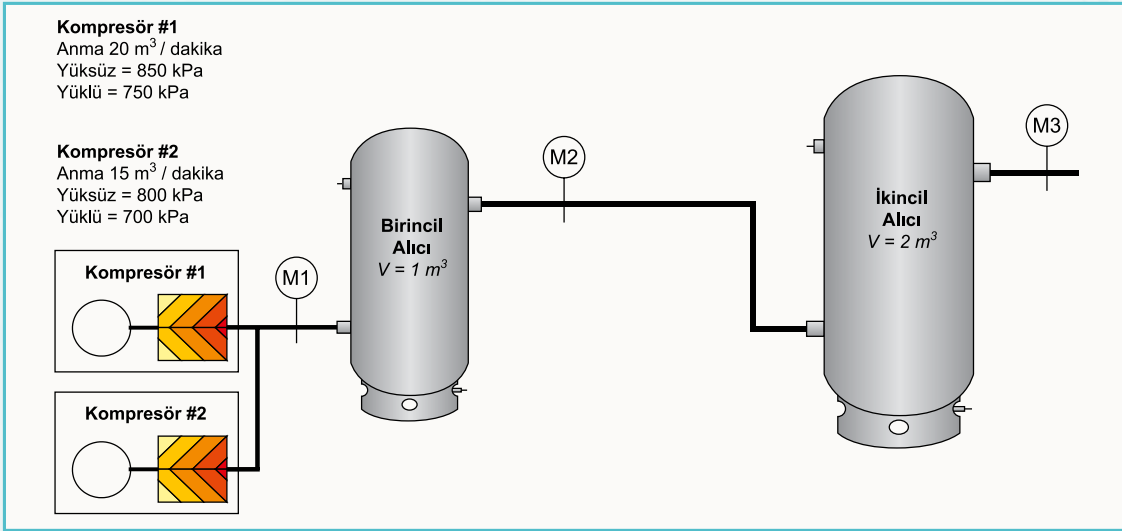
7. Bir basınçlı hava sistemi, aşağıda gösterildiği şekilde iki kompresör ve bir alıcı tankına sahiptir. Kompresör #1 tam yüklüdür, kompresör #2 ise 15 saniye yükte çalışmakta, 60 saniye yüksüzdür. Kompresör #1 yüklü ve kompresör #2 yüksüz iken gösterilen iki debimetrenin ölçtüğü hava debisi nedir? **Cevap;** $Q_{sys} = 7 m^3/dk$; $Q_{sto} = 37 Nm^3/dk$

Şekil 7-A4. Çift kompresör beslemeli depo



8. Bir basınçlı hava sistemi aşağıda gösterildiği şekilde iki kompresör ve iki alıcı tankına sahiptir. Kompresör #1 tam yüklüdür, kompresör #2 ise 19 saniye yükte çalışmakta, 30 saniye yüksüzdür. Kompresör #1 yüklü ve kompresör #2 yüksüz iken gösterilen iki debimetrenin ölçtüğü hava debisi nedir? Debimetre ile ölçülen hava talebi kaç m^3 tür?

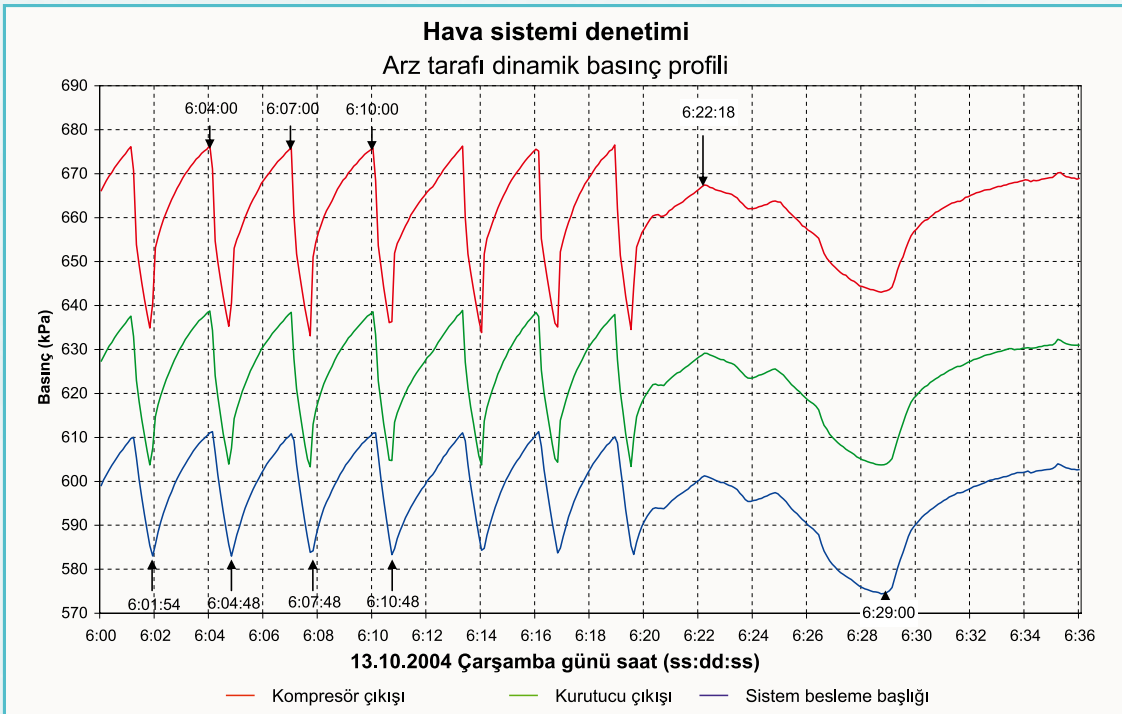
Şekil 7-A5. Çift kompresör beslemeli seri bağlı çift depo



9. Bir basınçlı hava sisteminde, her biri 23 Nm³/dk anma debili beş kompresör vardır. Tüm kompresörler çalışmaktadır; dördü tam yükte, birisi ise yüklü/yüksüz kontrol ile ayar kapasitesi olarak çalışmaktadır. Aşağıdaki veri grafiği, bir basınç düşüş olayı göstermektedir. Tüm kompresörlerin anma kapasitelerinde debi sağladığı, atmosfer basıncının 100 kPa olduğu ve sıcaklık ve bağıl nemin normal koşullarda olduğunu kabul ederek, aşağıdaki soruları cevaplayın:

- Düşüş olayı esnasında toplam tepe hava talebi debisi (Nm³/dk) nedir?
- Mevcut basınç profili ile, benzer karakteristik belirteci olan olaylar esnasında besleme girişinde beklenen en düşük basınç nedir?
- Sistem besleme basıncı 570 kPa düzeyinde veya üzerinde tutulacaksa, gereken ilâve hava depolama hacmi nedir?

Şekil 7-A6. Hava basınç sistemine ait basınç-zaman grafiği



Çözümler

Çözüm - 1:

$$V_{gas} = V_{rec} \times \frac{(P_f - P_i)}{P_{atm}}$$

$$V_{gas} = 5m^3 \times \frac{(650 - 525)}{100} = 6,25m^3$$

$$Q_{gas} = \frac{V_{rec} \times (P_f - P_i)}{t \times P_{atm}}$$

$$Q_{gas} = \frac{V_{gas}}{t} = \frac{6,25}{1,12} = 5,58 Nm^3/dk$$

Hava debisi pozitif olduğu için hava, sistemden hava alıcıya girmektedir. Dolayısıyla,

Cevap; $Q_{sto} = +5,58 Nm^3/dk$ 'dir.

Çözüm - 2:

$$V_{gas} = V_{rec} \times \frac{(P_f - P_i)}{P_{atm}}$$

$$V_{gas} = 3m^3 \times \frac{(600 - 820)}{100} = -6,6m^3$$

$$Q_{gas} = \frac{V_{rec} \times (P_f - P_i)}{t \times P_{atm}}$$

$$Q_{gas} = \frac{V_{gas}}{t} = \frac{6,6}{24/60} = -16,5 Nm^3/dk$$

Hava debisi negatif olduğu için, hava depodan sisteme doğru akmaktadır.

Cevap; $Q_{sto} = -16,5 Nm^3/dk$ 'dir.

Çözüm - 3:

Depo

$$\Delta P = (P_f - P_i) = (550 - 700) = -150kPa$$

$$V_{sys} = V_{rec} + V_{pipe} = 2 + 0 = 2m^3$$

$$C_{pn} = \frac{V_{sys}}{P_a} = \frac{2 m^3}{100 kpa} = 0,02 m^3/kpa$$

$$V_{gas} = C_{pn} \times \Delta P$$

For $\Delta P = -150 kpa$ the Gas Volume is :

$$V_{gas} = C_{pn} \times \Delta P = 0,02 \frac{m^3}{kpa} \times (-150) kpa$$

$$V_{gas} = -3 Nm^3$$

Çözüm - 4:

$$V_{gas} = V_{rec} \times \frac{(P_f - P_i)}{P_{atm}}$$

$$V_{gas} = 2m^3 \times \frac{(700 - 550)}{100} = 3,0m^3$$

$$Q_{gas} = \frac{V_{rec} \times (P_f - P_i)}{t \times P_{atm}}$$

$$Q_{gas} = \frac{V_{gas}}{t} = \frac{3,0}{26/60} = 6,92 Nm^3/dk$$

$$t = \frac{V_{rec} \times (P_f - P_i)}{Q_{gas} \times P_{atm}}$$

$$t = \frac{2,0 \times (720 - 700)}{6,92 \times 100} = 0,0578 dk = 3,5 sn$$

Cevap; t = 3,5 sn.

Çözüm - 5:

$$P_f = (540 + 55 + 20 + 35) = 650 kPa$$

$$V_{gas} = V_{rec} \times \frac{(P_f - P_i)}{P_{atm}}$$

$$V_{gas} = 3m^3 \times \frac{(650 - 820)}{100} = -5,1m^3$$

Cevap; V_{gas} = - 5,1 m³.

Çözüm - 6:

Verilenler:

$$\begin{aligned}
V_{sys} &= 3,0 \text{ m}^3 \\
C_{pn} &= 0,03 \text{ m}^3 / \text{kPa} \\
P_a &= 100 \text{ kPa} \\
P_f &= \Delta P_{kurutucu} + \Delta P_{boru1} + \Delta P_{boru2} + \Delta P_{dmnd} \\
P_{f,\#1} &= 10+2+50+550 = 612 \text{ kPa} \\
P_{f,\#2} &= 45+3+50+550 = 648 \text{ kPa} \\
P_{unload,\#1} &= 850 \text{ kPa} = P_{i,\#1} \\
P_{unload,\#2} &= 800+ 850 = 1650 \text{ kPa} = P_{i,\#2} \\
V_{gas} &= ?? \text{ m}^3
\end{aligned}$$

$$C_{pn} = \frac{V_{sys}}{P_a} = \frac{3 \text{ m}^3}{100 \text{ kPa}} = 0,03 \text{ m}^3 / \text{kPa}$$

$$V_{gas} = C_{pn} \times \Delta P$$

$$\Delta P = 648 - 1650 = -1002 \text{ kPa}$$

$$V_{gas} = C_{pn} \times \Delta P = 0,03 \frac{\text{m}^3}{\text{kPa}} \times (-1002) \text{ kPa}$$

$$V_{gas} = -30,06 \text{ m}^3$$

Cevap; V_{sto} = - 30,06 m³**Çözüm - 7:**

Verilenler:

$$\begin{aligned}
V_{sys} &= V_{rec} + V_{pipe} = 1,0 + 0,0 = 1,0 \text{ m}^3 \\
C_{pn} &= 0,01 \text{ m}^3 / \text{kPa} \\
P_a &= 100 \text{ kPa} \\
P_{unload,1} &= 850 \text{ kPa} \\
Q_{gen,1} &= 7 \text{ m}^3 / \text{dk} \\
Q_{gen,2} &= 5 \text{ m}^3 / \text{dk}
\end{aligned}$$

$$Q_{sys} = Q_{gen,1} + Q_{gen,2} = 7 \text{ m}^3 / \text{dk} + 0 = 7 \text{ m}^3 / \text{dk}$$

$$C_{pn} = \frac{V_{sys}}{P_a} = \frac{1 \text{ m}^3}{100 \text{ kPa}} = 0,01 \text{ m}^3 / \text{kPa}$$

$$Q_{sys} = Q_{gen} + (-1 \times Q_{sto})$$

$$Q_{sto} = C_{pn} \times \frac{dP}{dt}$$

$$Q_{sys} = Q_{gen} + \left(-1 \times C_{pn} \times \frac{dP}{dt} \right)$$

$$Q_{sys} = 7 \frac{Nm^3}{dk} + \left[-1 \times \left(0,01 \frac{Nm^3}{kpa} \times \frac{(100-850) kPa}{15} \times \frac{s}{60} \times \frac{1}{min} \right) \right]$$

$$Q_{sys} = 7 \frac{Nm^3}{dk} + 30 \frac{Nm^3}{dk} = 37 Nm^3/dk$$

Cevap; $Q_{sys} = 7 m^3/dk$; $Q_{sto} = 37 Nm^3/dk$



Bölüm 8

Basınçlı Hava Sisteminin Değerlendirilmesi

8.1. Sistem Yaklaşımı

Kapsamlı bir sistem değerlendirmesi, basınçlı hava sisteminin tümünü, basınçlı hava üretim, işleme, depolama, dağıtım ve kaybını inceler. Basınçlı hava sistemi değerlendirmesi, basınçlı hava sisteminin işleyişini irdeleyen ayrıntılı bir mühendislik etüdüdür. Değerlendirme, tanımlanmış hedefler listesiyle başlar. Değerlendirme, tanımlanmış hedefler bakımından sistem performansını ölçerek sayısal değer veren bir keşif sürecidir.

Bu bölümdeki materyal şu dokümanlardan özetlenmiştir: ABD Ulusal Standardı ASME EA-4 – 2010 Energy Assessment of Compressed Air Sytems [ASME EA-4 – 2010 Basınçlı Hava Sistemlerinin Enerji Değerlendirmesi], ASME EA-4G – 2010 Guidance for Energy Assessment of Compressed Air Sytems [ASME EA-4G – 2010 Basınçlı Hava Sistemlerinin Enerji Değerlendirmesi için Kılavuz], International Standards Organization ISO 11011 Compressed Air – Energy Efficiency – Assessment [Uluslararası Standardizasyon Teşkilatı ISO 11011 Basınçlı Hava – Enerji Verimliliği – Değerlendirme]. Basınçlı hava sistemi değerlendirmesine katılan kişiler için bu dokümanlar kuvvetle tavsiye edilir.

Sistem yaklaşımının basınçlı hava sistemi değerlendirmesine uygulanması, münferit bileşenlerin veriminden ziyade toplam sistem performansını değerlendirir. Çalışma; kompresörler, kurutucular, filtreler, alıcı tankları, borular, kontroller, pnömatik aletler, pnömatik güçlü makine-

ler ve basınçlı havanın proses uygulamaları dâhil olmak üzere tüm alt sistemleri ve bileşenleri irdeler. Sistem sınırı, basınçlı hava beslemesine enerji girişi, üretim ekipmanına varışı ve enerji girişi neticesinde yapılan işi içerir.

Basınçlı hava sistemi değerlendirmesi maliyet etkin olmalıdır. Nispeten küçük miktarda enerji kullanan bir sistemin etüdü için büyük zaman ve para harcamak pek akıllıca değildir. Birbirinin aynısı olan iki basınçlı hava sistemi veya iki basınçlı hava sistemi değerlendirmesi yoktur. Ancak tüm değerlendirmeler sistemin bütünü için yapılmalıdır. Sistemin tüm parçalarına eşit zaman ve emek harcamak gerekmez. Sistemin işleyişi, enerji kullanımı, performansı ve iyileştirme fırsatlarını anlamak için sistemin tüm parçalarını değerlendirirken yeterli derecede kapsayıcı olmak gerekir.

Basınçlı hava sistemi değerlendirmesi tamamlandığında, toplanan bilgiler, değerlendirme ekibinin aşağıdakileri yapabilmesine imkân tanınmalıdır:

- Tesisin kritik üretim süreçlerini destekleyen basınçlı hava kullanım noktaları uygulamalarını anlamak,
- Mevcut düşük performanslı uygulamaları ve sistemin işleyişini aksatan uygulamaları düzeltmek,
- İsrafa yol açan uygulamalar, kaçaklar, yapay talep ve uygunsuz kullanımları ortadan kaldırmak,
- Arz ile talep arasında enerji dengesi kurmak ve sürdürmek,
- Basınçlı hava enerjisi depolama ve kompresör kontrolünü optimize etmek.

8.2. Tesis Hakkında Bilgiler

İlk veri toplama ve değerlendirme süreci, değerlendirmenin bilgi hedeflerini ve iş kapsamını tanımlamak için gereklidir. Sistemi işletmek için şu anda yüklenen enerji maliyetine ilişkin tahmini değer, vazgeçilmez bir bilgidir. Bu, değerlendirme faaliyeti için makul bir bütçe oluşturulmasına yardım eder. Çoğu durumda basınçlı havanın hâlihazır maliyeti bilinmez. Tahmini değer elde etmek için kullanılacak iki basit hesaplama vardır.

Yıllık enerji maliyeti fren beygirgücü hesaplaması.

$$\frac{bhp \times 0,746 \times süre (saat) \times enerji \text{ maliyeti}}{motor \text{ tam yük verimi}} = yıllık \text{ enerji maliyeti}$$

Burada:

bhp = motorun tam yük fren beygirgücü

0,746 = *bhp*'yi kW'a dönüştürme faktörü

süre = yıllık çalışma süresi (saat)

enerji maliyeti = \$/kWh

mtr eff = motor tam yük verimi

Yukarıdaki hesaplama, kompresörün sürekli olarak tam yük kapasitesinde çalıştırıldığını varsaymaktadır. Kompresörlerin çoğu, zamanın bir kısmında yüksüz veya tam yükün altında kapasitede çalıştığından, bu hesaplama yıllık enerji maliyetini olduğundan fazla gösterecektir.

Alternatif olarak, biliniyorsa çeşitli kısmi işletim koşulları için ayrı hesaplamalar yapılabilir.

Yıllık enerji maliyeti için ölçülen Volt-Amper hesaplaması.

$$\frac{\text{volt} \times \text{amper} \times 1,732 \times \text{pf} \times \text{süre (saat)} \times \text{enerji maliyeti}}{1000} = \text{yıllık enerji maliyeti}$$

Burada:

volt = ortalama 3 faz hat gerilimi

amper = motorun tam yük akım şiddeti

1,732 = faz ile nötr arasındaki gerilim için 3'ün kare kökü

pf = motorun güç faktörü (tipik olarak 0,80 ilâ 0,85)

süre = yıllık çalışma süresi (saat)

enerji maliyeti = \$/kWh

Yukarıdaki hesaplama, volt ve amper ölçümlerinin kompresör tam yük kapasitesinde çalışırken yapıldığını varsaymaktadır. Kompresörlerin çoğu, zamanın bir kısmında yüksüz veya tam yükün altında kapasitede çalıştığından, bu hesaplama yıllık enerji maliyetini olduğundan fazla gösterecektir.

Alternatif olarak, farklı işletim koşullarında volt ve amper ölçümleri yapılıyorsa, çeşitli kısmi işletim koşulları için ayrı hesaplamalar yapılabilir.

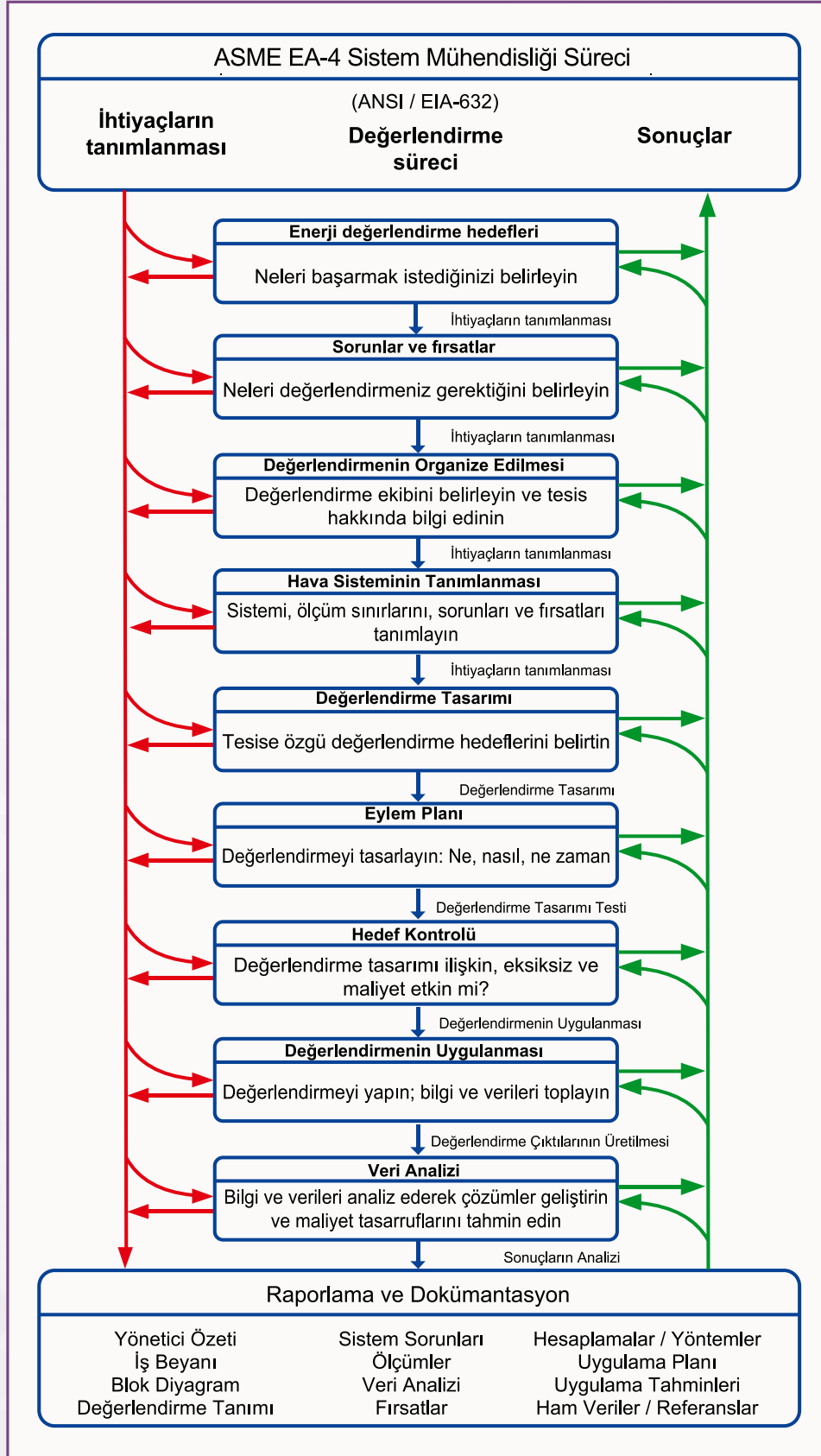
Not: Motor akım şiddetinde değişiklik olunca güç faktörü de değişir.

8.3. Sistem Mühendisliği Süreci

Sistem mühendisliği süreci; ihtiyaçların tanımlanmasını, değerlendirme sürecinin değerlendirilmesini ve sonuçların değerlendirilmesini içeren tekrarlı bir süreçtir.

Şekil 8.1'deki şema, ANSI EIA-632 Processes for Engineering a System [ANSI EIA-632 Sistem Mühendisliği Süreçleri] dokümanına dayalıdır ve ASME EA-4 – 2010 Energy Assessment of Compressed Air Systems [ASME EA-4 – 2010 Basınçlı Hava Sistemlerinin Enerji Değerlendirmesi] dokümanından alınmıştır.

Şekil 8.1. Basınçlı hava sistemi değerlendirilmesi için sistem mühendisliği süreci



8.4. Enerji Değerlendirme Hedefleri

Tüm basınçlı hava sistemi değerlendirmelerinde ortak olan temel bilgi hedefleri vardır.

- Basınçlı hava akışı ve kompresör enerji kullanımının referans düzey ölçümü,
- Referans dönemde sistem basınç trendlerinin ölçümü,
- Dağıtım borularından son kullanım uygulamalarına geçişteki kilit noktalarda basınçlı hava beslemesinden basınç profili bilgileri,
- Mevcut performansın (debi, basınç, hava kalitesi) ve üretim sorunlarına neden olan düşük performanslı son kullanım uygulamalarının belirlenmesi,
- Basınçlı hava israfı ve uygunsuz kullanımların belirlenmesi, israfı ortadan kaldıracak alternatiflerin değerlendirilmesi,
- Arz ve talep arasında sürekli denge oluşturacak önlemleri tespit etmek üzere sistemin dinamik performansının ve arz-talep etkileşiminin anlaşılması,
- Tesisin tüm tipik basınçlı hava talebi profilleri için arz-talep dengesini etkin biçimde sürdürecektir etkin bir kontrol stratejisi uygulamak üzere bilgi toplanması.

Diğer bilgi hedefleri ise daha ziyade münferit tesislere özgüdür. Tesis personelinin dâhil etmek ve onların basınçlı hava sistemi performansı, sorunları ve iyileştirme fırsatlarına ilişkin bilgilerinden yararlanmak önemlidir.

Oldukça görünür olan belirtilerin genellikle basınçlı hava sisteminde düşük performans ve enerji israfının kök nedenlerini örttüğünü bilmelisiniz. Basınçlı hava sistemi değerlendirmesi, belirtilerin ötesine bakmalı ve gerçek performans sorunlarını ortaya çıkarmalıdır. Toplam basınçlı hava sistemi performansını optimize etmek için toplam hava sistemini değerlendirin. Örneğin hava depolama, dağıtım ve kullanım noktası sorunlarını değerlendirmeden, kompresör kontrolü gibi sistemin münferit parçasını ele almaya kalkışmak eksik analize yol açabilir. Sistem sorunlarının yetersiz tanımlanması da sadece belirtilerin tedavi edilmesine yol açar. Performans sorunlarının kök nedenlerini ele almamak, kaçınılmaz olarak toplam sistemin tutarsız ve verimsiz işlemesine neden olur.

Basınçlı hava sistemi değerlendirmesinde olabilecek en kötü sonuç, yanlış soruna zarif bir çözüm geliştirmektir.

Gerçek şudur ki, basınçlı hava beslemesi sistem performansı veya maliyetinin sürücüsü değildir. Sistemden hiç hava çıkmıyor olsaydı, performans kararlı ve maliyet minimum olurdu. Performans ve maliyetin belirlenmesi, basınçlı havanın sisteme nasıl girdiğine değil, sistemden nasıl çıktığına ilişkindir.

Sistemin daha düşük kararlı çalışma basıncında kontrol edilmesi sonuçta en iyi düzeyde sistem güvenilirliği sağlar. Daha düşük kararlı çalışma basıncı aynı zamanda en düşük enerji tüketimi sağlar. Basınçlı hava yönetimi terminolojisinde buna denge denir. Hava arzı (enerji) talep ile uyduğunda, performans kararlı olur ve en düşük düzeyde enerji tüketilir.

8.5. Basınçlı Hava Sisteminin Dinamik Performansı

Çoğu hava sisteminin enerji tüketimi, hava başlama ve durma yaptıkça sürekli değişir. Basınçlı hava talebi başladığında, sistemdeki enerji talebi hemen artar. Çoğu hava sistemi, birçok

hava kullanım noktasının birleşiminden oluşur. Birçok sistemde, yüzlerce hava talebi rastgele biçimde faaliyet gösterir. Münferit hava taleplerinin tükettiği hava debisi, birkaç standart ft^3/dk 'dan birkaç yüz standart ft^3/dk basınçlı havaya kadar uzanabilir. Münferit hava talepleri de birkaç saniyeden birkaç dakikaya ve hatta saate kadar sürebilir. Basınçlı hava sistemleri, hızla değişen debi ihtiyaçları nedeniyle çok dinamiktir. Bu nedenle, hava akışının sisteme zaman tabanlı tepkisinin anlaşılması, performansın uygun biçimde değerlendirilmesi açısından kritik önem taşır.

Basınçlı havanın kullanım ve dağıtımı, sistem dinamiklerini belirler. Tanımlama, son kullanım uygulamalarının gerçek basınç ihtiyacının bilinmesiyle başlar. Buna ek olarak, talepteki salınımların büyüklüğü ve sıklığı da dinamikleri etkiler. Olay yükleri, sistemin enerji kullanımını hızla değiştirir. Dağıtım ağı sıklıkla enerji sunumunu sınırlar.

8.5.1. Sorunlar ve fırsatlar

Birçok tesiste, performans ve güvenilirlik sorunları olan basınçlı hava sistemleri vardır. Burada tanımlanan yaygın sorunlar arasında düşük basınç (ya sistem genelinde ya da belirli alanlarda), hava kalitesi sorunları (basınçlı hava içinde su ve/veya yağ), kesinti veya arıza yapan üretim ekipmanı ve diğer şeyler vardır. Tesisteki uzmanlar ile görüşmeler yapın ve paydaşın ihtiyaçlarını belirleyin. Sistem değerlendirmesi esnasında değerlendirilmesi gereken çeşitli sistem alanları, bileşenler, ekipman ve süreçlerde fırsatları tespit edin.

Ayrıca, varsa geçmişte vuku bulan basınçlı hava sorunlarını ve bunları düzeltmek için yapılanları da ortaya çıkarmak önemlidir. Çok sık olarak, basınçlı hava sisteminin üretimi aksatan sorunlarının hemen üzerinde acil çözümlere ihtiyaç vardır. Bu acil çözümler, enerji verimliliği veya maliyet etkinlik bakımından en iyi çözümler olmayabilir. Bu çözümler geçici önlem olarak gerçekleştirilmiş, ancak üretim sorunu çözülünce daimi hale gelmiş olabilir. Olabilecek daha enerji verimli çözümler arayın.

8.5.2. Değerlendirmenin organize edilmesi

Tesis değerlendirme ekibi üyelerini ve onların basınçlı hava sistemi değerlendirmesinden önceki, esnasındaki veya sonrasında görev ve sorumluluklarını belirleyin. Bu bölümde daha önce tanımlanmış olan tesis işletiminde yıllık enerji maliyeti tahmini değeri de dâhil olmak üzere tesis hakkında bilgileri toplayın. Ayrıca üretim prosesi, tesisin basınçlı hava kullanan çeşitli işlevsel alanları, işletim programı, üretim düzeyleri ve diğer şeyler hakkında bilgi toplayın. Tesisin hâlihazırdaki elektrik maliyeti nedir? Enerji maliyetini etkileyen talep değişimleri, mevsimlik ücretler veya başka faktörler var mı?

Geçmişte hiç basınçlı hava sistemi etüdü yapılmış mı? Yapılmışsa; bulgular, tavsiyeler var mı, varsa önerilen çözüm önlemleri uygulanmış mı? Bakım ve işletim bilgileri mevcut mu?

8.5.3. Hava sisteminin tanımlanması

Değerlendirmenin ölçüm sınırlarını belirleyin. Bu normal olarak arz tarafına enerji girdisi, basınçlı hava akışı, basınç ve sistem beslemesini terk eden hava kalitesi ve tesisin üretim çıktısından yapılacak ölçümleri içerir.

Mevcut kompresör kontrolleri ile kompresör otomatik sıralayıcı veya merkezi otomasyon kontrolünü de içeren amaçlanan kontrol stratejisini belirleyin. Mevcut hava alıcılar, birincil ve

ikincil basınç/debi kontrolleri, hava deposunu yeniden doldurma kontrol vanaları, çekvalfler ve ya diğer temel sistem bileşenlerini belgeleyin.

Kompresörler, hava kurutucular, filtreler ve hava alıcıları içermek üzere her kompresör alanını çizerek bir blok diyagram hazırlayın. Kompresörler, hava kurutucular ve filtreler için üretici, model ve kapasite sınırını kaydedin.

Ara bağlantı borularında her kesimin boru boyutu belirlenmiş olmalıdır. Varsa takılı izolasyon vanaları, baypas vanaları ve çekvalfler de blok diyagrama dâhil edilmelidir.

Talep tarafı tesis yerleşim planı için; tesis kat planı çizimleri veya tesis yerleşim krokisini alın. Önemli hava taleplerinin yerini gösteren bilgileri dâhil edin. Şu hava talepleri değerlendirmeye alınmalıdır: Üretim için kritik hava talepleri, basınç için hava talepleri, yüksek hacimli kesikli talep olayları ve algılanan yüksek basınçlı hava talepleri. İşletim sorunları veya iyileştirme fırsatları veya her ikisini de içeriyor olarak tespit edilen hava taleplerinin envanterini çıkarın.

8.5.4. Değerlendirme tasarımı

Sahaya özgü değerlendirme hedeflerinin öncelik listesini yapın. Değerlendirme hedeflerini gerçekleştirmek için gerekli olan sistem performansı bilgilerini listeleyin. Gerekli bilgileri elde etmek için gereken performans ölçümleri ve verileri belirleyin.

Ölçülecek parametreler, kaydedilecek veri örnekleme oranı, çeşitli ölçümler için süreyi içeren değerlendirme ölçme planını geliştirin. Ölçme planında belirlenen her ölçüm noktasının fiziksel yerini tespit edin. Ölçülecek her parametre için ölçüm türü, yeri ve benzersiz ID no (bkz. Tablo 8.1) belirleyin.

Aşağıdaki tabloda, çeşitli ölçüm noktalarının nasıl tespit edileceğine ilişkin örnek gösterilmektedir.

Tablo 8.1. Her test ölçüm noktasının benzersiz biçimde tanımlanması

Ölçüm	ID no	Tanım
Debi testi	TF1	Kompresör odasından çıkan 6"lik başlıkta hava debisi
Basınç testi	TP1	Kompresör odasından çıkan 6"lik başlıkta hava basıncı
Çiğ noktası testi	TD1	Kompresör odasından çıkan 6"lik başlıkta hava basıncı çiğ noktası
Akım şiddeti testi	TA1	Ayırma kutusunda alınacak Kompresör #1 paketi akım şiddeti
Güç kW testi	TK1	Kompresör panelinde alınacak Kompresör #1 paketi gücü

Ölçüm musluklarının takılmasını planlayın; sahada çalışmaya hazırlık için, basınçlı hava debi ve basınç ölçüm noktalarına boru donanımı takılması gereklidir. Ekip üyelerine, her ölçüm noktasına gerekli boru bağlantılarını uygun biçimde takmalarını ve takılacak yerleri bildirin. Elektrik gücü veya akım şiddeti ölçümü için diğer transdüserlerin takılması, bu işin uzmanı elektrik teknisyenlerinin yardımını gerektirebilir. Yardım edecek personel ve ekipmanın bulunmasını koordine edin.

8.5.5. Eylem planı

Sahada çalışma, çeşitli ölçüm noktalarına erişimi gerektirecektir. Çalışma ekibinin ölçüm ekipmanını bağlaması ve erişimi için yardım edecek personel ve ekipmanın bulunmasını sağlamak gereklidir. Örneğin, elektrik ölçüm ekipmanının takılması için tesisin elektrik teknisyenle-

rinin yardımına ihtiyaç duyulabilir. Debi ve/veya basınç ölçüm yerlerine erişebilmek için sepetli vinç veya merdivene gerek duyulabilir. Tesisin çalışma kuralları, ekipman kurulurken, etüt ekibi-ne ilgili işkolundan personelin eşlik etmesini gerektirebilir. Sahada çalışmaya başlamadan önce gerekli düzenlemeler ve planlar yapılmalıdır.

Gerekli bilgileri toplamak için gereken süreyi dikkate alarak sahada çalışma için önceden tarihler belirleyin ve ölçüm hazırlık çalışmasını tamamlayın. İşletim sorunları veya iyileştirme fırsatları veya her ikisini de içeriyor olarak tespit edilen hava talepleri dâhil olmak üzere hava talepleri envanterinde gösterilen her uygulamayı değerlendirme için gereken zamanı tahsis edin.

Sistem değerlendirmesi esnasında her bireyin rolünü ve sorumluluklarını belirleyin. Yapılması planlanan iş kalemlerini, kim tarafından, nasıl ve ne zaman yapılacağını ortaya koyun.

8.5.6. Hedef kontrolü

Değerlendirme planı tamamlandığına göre, başlangıçtaki değerlendirme hedefine göre gözden geçirin ve karşılaştırın. Sistem Mühendisliği Ölçme Kılavuzu'ndan⁶ alınan aşağıdaki kontrol listesine bakın; bu liste, eylem planının değerlendirilmesinde yararlı rehberlik sağlayabilir.

İlişkinlik:

Bu iş kalemini niçin yapmalıyız? Bu işlem için birden fazla gerekçe var mı? İlgili değerlendirme hedefindeki muğlaklıktan doğmuş olabilir mi? Gerçekleştirilecek hedefe ilişkin olan iş kalemlerini seçin.

Tamlık:

Hedefler, paydaşın ihtiyaçları ve sistem gerekleri karşılanıyor mu? Verilerin analiz edilmesi ve sonuçların elde edilmesi için ihtiyaç duyulan herhangi bir temel parametre atlandı mı? Arz, iletim ve talep arasında sistem yaklaşımına uyan dengeli bir hedefler kümesi tespit edildi mi? Değerlendirme yeterince kapsamlı mı?

Zamanındalık:

Sistem değerlendirmesi, gereken zaman planlamasını karşılayabilecek mi? Veri toplama, analiz ve raporlamanın, tanınan süre içinde sonuçları sağlayacağından emin olun. Daha fazla süre gerekiyor mu veya iş beyanının değiştirilmesi gerekiyor mu?

Sadelik:

Veriler kolay ve maliyet etkin biçimde toplanabilir ve analiz edilebilir mi? Değerlendirme, paydaşların anlayacağı şekilde sunulabilecek sonuçlar üretecek mi?

Maliyet etkinlik:

Bütçe yeterli mi? Sistem değerlendirmesi, neden olduğu maliyetten daha yüksek değer sağlayacak mı? İş beyanı uygun mu veya değiştirilmeli mi?

Tekrarlanabilirlik:

Aynı tesis işletim koşulları gerçekte aynı veri ve bilgileri ikinci kez sağlayacak mı? Doğruluk ve hassasiyet yeterli mi? Sistem değerlendirmesinin referans düzey ölçümlerinin gelecekte kullanımı açısından bunlar önemlidir.

Doğruluk:

Hedefler, iş kalemleri, metodoloji ve bunlardan doğan veriler sistem değerlendirmesi hedeflerine ilişkin mi? Önerilen ölçüler güvenilir mi ve ölçümler uygun zamanda yapılıyor mu? Ölçüm-

⁶ Uluslararası Sistem Mühendisliği Konseyi (INCOSE), Sistem Mühendisliği Ölçme Kılavuzu, Ölçme Çalışma Grubu Teknik Raporu, versiyon 1 Mart 1998.

ler doğru olmalı ve bunlardan doğacak analiz de ölçmenin amaçlarına doğru biçimde hizmet etmelidir.

Önerilen değerlendirme maliyet etkin mi? Potansiyel ekonomik faydaları, değerlendirmenin maliyetine katlanmayı haklı kılıyor mu ve çeşitli enerji verimlilik önlemlerini uygulamaya koy- mak için yatırım yapabilecek yer kalıyor mu?

Değerlendirme planı, burada listelenen ihtiyaçların bir kısmını veya hepsini karşılamıyorsa, o zaman değerlendirme hedefini ve burada belirtilen ihtiyaçları karşılamak için öngörülen iş kap- samını değiştirmeyi düşünün.

8.5.7. Değerlendirmenin uygulanması

Değerlendirme ölçme planının uygulanmasını koordine edin. Planlandığı şekilde, taşınabilir geçici ölçme ekipmanını yerleştirin ve ölçümlerin makul doğrulukta olduğunu doğrulayın. Ölçüm sonuçlarında bariz hatalar varsa, hataları bulmaya ve sorunları gidermeye çalışın. Ayrıca, mev- cut tesis sistemlerinde daimi takılı enstrümantasyondan veri toplanmasını da koordine edin. Bu verilerin de makul doğrulukta olduğunu doğrulayın.

Basınçlı hava sistemi değerlendirmesi eylem planında belirtildiği şekilde bilgi ve verileri top- layın. Sistem değerlendirmesinin, değerlendirme ilerledikçe amaçlar, hedefler ve iş kalemleri- nin değişebileceği esnek bir süreç olduğunu unutmayın. Sahada değerlendirme çalışmaları es- nasında, değerlendirme ekibinin kilit üyeleriyle düzenli toplantılar yaparak değerlendirmenin durumunu gözden geçirin.

8.5.8. Veri analizi

Veri analizine başlamadan önce, tüm verilerin makul ve doğru olduğunu kontrol edin. Bir de- ğerlendirme esnasında birçok ölçüm yapınca, verilerin bir kısmının hatalı, yanlış, eksik veya sair biçimde geçersiz olduğu durumlar olur. Bu meydana gelirse, önce verilerin düzeltilebileceği, en- terpolasyon yapılabileceği, makul yöntemler kullanılarak dolaylı hesaplama yapılabileceği veya yapılamayacağı hususlarını değerlendirin. Veriler kullanılamıyorsa, değerlendirme ekibi, bunun değerlendirme sonuçları üzerine toplam etkisini değerlendirmelidir. Gerekirse ekip, gerekli ve- rileri elde etmek üzere ilâve bir ölçme planı yapmak zorunda kalabilir.

Tüm veriler doğrulandıktan sonra, belirlenen değerlendirme hedeflerine uygun olarak çeşitli profiller ve bilgiler oluşturun. Enerji verimli çözümler geliştirmek ve tahmini tasarruf potansiye- lini ortaya koymak üzere bilgileri ve verileri analiz edin. Basınçlı hava sistemlerinin tüm bileşen- leri arasında birçok etkileşim etkisi vardır. Bu nedenle, düzeltici önlemler, sistem içindeki etkile- şimler uygun biçimde gözönüne olarak, önlemler grubu şeklinde düşünülmelidir.

İyileştirmelerin, sürdürülebilir tasarruf yaratacak güvenilir biçimde, arzu edilen sonuçları doğuracak birden çok önlemin sağlam bir birleşimi olması zorunludur. Enerji verimli çözüm, sis- tem güvenilirliğini düşürecek veya üretim prosesini herhangi bir şekilde olumsuz etkileyecek ol- ması halinde, böyle bir çözüm hemen terk edilerek, daha az verimli ancak daha iyi bilinen işle- tim yöntemine devam edilir.

8.5.9. Raporlama ve dokümantasyon

Raporda, tesisteki faaliyetler, değerlendirme hedefleri, bulgular, öneriler ve öngörülen so- nuçların özetini sunan kısa bir "Yönetici Özeti" bulunmalıdır. Sonunda da, uygulama önerileri ve tahmini enerji ve maliyet tahminleri listesi yer almalıdır.

Ayrıntılı rapor; değerlendirme süreci, değerlendirme faaliyetinin hedefleri ve kapsamını içermelidir. İncelenen sistemleri ve ekipman ile iyileştirme fırsatlarını açıklayın. Veri analiz yöntemlerini ve değerlendirme sonuçlarına nasıl ulaşıldığını ana hatlarıyla belirtin. Referans düzey performansı ve öngörülen enerji tasarruf fırsatlarını bildirin.

Ekler; eklentiler ve veri dosyaları, değerlendirme faaliyetleri, verileri ve bulgularının eksiksiz bir kaydını sağlamalıdır. Bu veriler, gelecekte enerji tasarrufu tahminlerini inceleyebilecek ve doğrulayabilecek bilgili personel tarafından yapılacak üçüncü taraf incelemelerini kolaylaştıracak biçimde düzenlenmelidir.

8.6. Basınçlı Hava Sistemi Değerlendirmesinde Yapılan Yaygın Hatalar

Kompresör güç etüdü, bir hava sistemi değerlendirmesi değildir. Kompresörün kullandığı gücün, hava sisteminin işletme maliyetini belirliyor olması sadece kompresörlerin güç kullanımının etüt edilmesini cazip kılabilir. Bununla birlikte, basınçlı hava sisteminin işletmenin maliyeti havanın kompresörden ayrıldıktan sonra nasıl dağıtıldığı ve kullanıldığı ile ilgili olduğundan, sadece kompresörlerin güç kullanımının etüt edilmesi yaklaşımı hiç doğru değildir.

Hava sistemi iyileştirmesine yapılan yatırımın getirisi, birçok faktörün sonucudur. Enerji tasarrufu yoluyla enerji maliyetinin azaltılması önemli bir bileşendir. Ancak, üretkenliğin artırılması, kalitenin yükseltilmesi ve sermaye maliyetinin azaltılması da potansiyel olarak önemlidir. Tüm bu değerlendirmeler ışığında, iyileştirme sürecinde daima sistem yaklaşımının kullanılması daha faydalı sonuçlar üretecektir.

Hava sistemi değerlendirmesine, önceden belirlenmiş sistem çözümleri listesiyle başlamak, araştırma sürecini baskılar. Eğer hedef, önceden belirlenmiş bir çözümün maliyetini haklı kılmak ise, değerlendirme zaman ve para israfıdır. Değerlendirmenin bir araştırma süreci olması, "ne düşünüyorum, ne biliyorum, neyi kanıtlayabilirim?" vb. sorulara verilecek cevaplarla sağlanmalıdır. Bunun yanı sıra, sadece kaçakları kontrol ederek sistemin kontrol edilmesinin mümkün olmadığı bilinmelidir. Ancak, kaçak taraması yapılması, hava sistemi değerlendirmesi yapılmasıyla karıştırılmamalıdır. Çoğu hava sisteminde kaçaklar, enerji israfının önemli bir bölümünü teşkil eder. Kaçak taraması sıklıkla, hava sistemi etüdünün önemli bir bileşendir. Sistem basıncını kontrol etmeden kaçakları kontrol etmeye çalışmak, minimum düzeyde iyileştirme sağlar.

Kaçakların tamirinden elde edilen hava akış tasarruflarını, gerçekten para tasarrufu sağlayacak kW azaltımına dönüştürmek için etkili bir kompresör kontrol stratejisine sahip olmak zorunludur. Ayrıca, dağıtım borularının çizilmesi ile performans tanımlamasının yapılamayacağı idrak edilmelidir. Bununla birlikte, bir tesiste basınçlı hava boruları dokümantasyonuna sahip olunması iyi bir şeydir. En önemli husus ise, dağıtım sisteminin nasıl performans gösterdiğidir. Geleneksel tasarım, boru çevrim şebekesini en iyi dağıtım yöntemi olarak tavsiye etmektedir. Ancak, çoğu sistem zaman içinde değişmiştir ve artık yeni sistem olarak tasarlanmamıştır. Ayrıca, bu sistemler kâğıt üzerinde berbat görünseler de, genellikle yeterli performans gösterirler.

Etüdün bir parçası olarak dağıtım sisteminin haritasının çıkarılması arzu edilebilir. Sistemin, geleneksel tasarıma uyması ve kâğıt üzerinde güzel görünmesi için yeniden tasarlanması ve borularının döşenmesi, zaman ve para israfı olabilir. İşin aslı şudur: Hava dağıtım sistemi ya çalışır ya da çalışmaz. Buna ilâveten, sistem basınç profilinin iyi biçimde ölçülmesi sağlanmalıdır.



Bölüm 9

Veri Toplama ve Analiz

9.1. Basınçlı Hava Profiline Ortaya Çıkarılması

Basınçlı hava sistemi profilinin ortaya çıkarılması, mevcut hava sistemi performansının ölçülmesini gerektirir. Ölçme sistemi, basınçlı hava sistemindeki bağlantı noktasından ölçülmekte olan fiziksel parametrelerin kaydedilmiş verilerine kadar her şeyi kapsar. Örneğin, bir basınç ölçme sistemi; boru bağlantısı, basınç ölçer, gözlemci, kol saati, kalem ve not defterinden oluşabilir.

Bu tartışmada, basınçlı hava ölçme sistemi aşağıdakilerden oluşmaktadır:

- Sisteme bağlantı
- Sensörler, vericiler ve transdüserler
- Kablolar, bağlantılar ve anahtarlar
- Veri toplama donanımı ve yazılımı
- Ölçme teknikleri

Hava sistemi profilinin oluşturulmasındaki hedefler, ham verilere değil arzu edilen bilgilere odaklanmalıdır. Örneğin, debinin ölçülmesi bir hedef değildir. Hafta arası tipik bir günde ve Cumartesi gününde tesisin hava tüketim profilini tanımlamak ise bir hedefdir. Bu hedefi başarmak için gereken veriler ise değerlendirilecek süre boyunca sisteme sağlanmış ölçülen debi, güç ve basınçtır.

Arz tarafı operasyonel referans düzeyi ayrıntılı biçimde rakamsallaştırılmalıdır. Arz tarafı performansı; basınç değişimi, ortalama debi ve tepe hava debisi cinsinden tespit edilmelidir. Ölçülen referans düzey verilerden yıllık işletim maliyetini hesaplamak üzere saatlik ortalama profiller oluşturulmalıdır. Tipik işletim günlerinde arz tarafı profilleri, karakteristik talep dönemleriyle birlikte ortaya konulmalıdır.

Tesisin hava talebi profilini oluşturmak için, aşağıdaki ölçümleri yaparak işe başlayın:

- Tipik günler için bir kompresörün saatlik enerji tüketimini (kWh) ölçün.
- Kompresörün sağladığı debi, yağ haznesi basıncı, çıkış basıncı ve ana sürücü motorun gücünü (kW) ölçün.
- Kontrol sinyal basıncını ölçün.

Tesisin hava talebi profili, sistem performansının birçok yönünü analiz etmek için çıkış noktası sağlar. Gün boyunca salınım yapan saatlik ortalama hava talebi belgelenir. Taşma talepleri ve zamana bağlı olaylar, tepe hava talebi ve olay süresi bakımından tespit edilir. Tesisin basınç kararlılığını değerlendirmek ve kontrollü sistem basıncı için ilk hedefi tanımlamak üzere ölçümler kullanılabilir.

Sistem profili verileri kullanılarak mevcut kompresörlerin hâlihazırdaki çalışma yönteminin yıllık işletim maliyeti belirlenebilir. Kısmi yük tepkisi ve kompresör sıralama kontrolü tanımlanmalıdır. Çoklu kompresör kurulumlarında, sıklıkla birkaç makine kısmi yükte çalışır. Kısmi yükte çalışan birden fazla kompresör işletim verimini büyük ölçüde düşürebilir. Böyle durumlarda, genellikle, sistem verimini artırmak için önemli düzeyde potansiyel vardır. Dinamik akış ve basınç performans verilerini toplamak suretiyle bu tespit edilebilir.

Teknik hedefler, nasıl bir profil bilgisinin arzu edildiğini ortaya koyduğunda, bir test planı geliştirilmelidir. Test planı, izleme noktaları ve ölçülecek parametrelerin listesini içermelidir. Örnekleme oranı, veri aralığı ve yapılacak veri kütükleme süresini planlamak da önemlidir. Saatlik profil trendleri, debi, güç ve basınç için arz tarafı performansının ölçülmesi, transdüserin örnekleme oranı verilerinin, sistem dinamiklerini tespit edecek sıklıkta olmasını gerektirir. Sistem performans trendini elde etmek için 1 saatlik veya diğer veri aralığını ortaya koymak üzere veri ortalama işlemi kullanılabilir. Aynı zamanda, dinamik performans tespit etmek amacıyla daha kısa aralıklarda kaydedilmiş veriler kullanılabilir. Örneğin, kısa aralıklarla veri kütükleme, geçici basınç profil tepkilerini ve önemli talep olaylarını tespit edebilir.

9.2. Hava Debisi ve Basınç İhtiyaçlarının Belirlenmesi

Sistem dinamiklerine ilişkin veri kütükleme, rutin talep olaylarından doğan geçici basınç profilleri de dâhil olmak üzere tüm karakteristik talep dönemlerinde arz tarafı basınç profillerini oluşturmak için etkili bir yöntemdir. Arz tarafı kontrollerinin normal hava taleplerine ve sistem talep olaylarına dinamik tepkilerinin tespit edilmesi de önemlidir.

Basınç profili, talep tarafı basınç dalgalanmalarını içermeli ve aşırı sistem basıncını tespit etmelidir. Mevcut basınç dalgalanmalarının üretkenlik üzerine etkisi de değerlendirilmelidir.

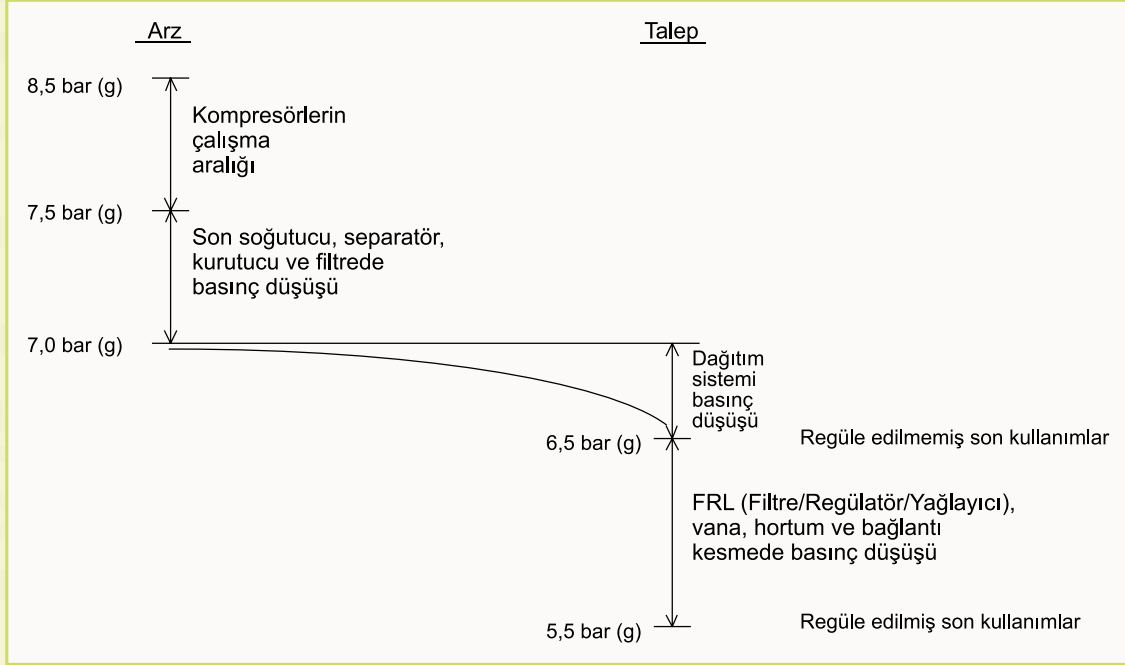
Temel hava talepleri; gözlem, kısa süreli veri kütükleme, tek noktada bir defalık ölçümlerle değerlendirilmelidir. Ölçülen hava debilerinden elde edilen referans verilerin talep olaylarının karakteristik belirteçleriyle korelasyonunu da içeren basınçlı hava talebi profili analiz edilmeli

ve belgelenmelidir. Son olarak, talep sınıflandırmalarının (tepe, ortalama ve sürekli hava talebi) çevrim süreleriyle birlikte analizini özetleyin.

Tablo 9.1. Değerlendirmenin bilgi hedefleri ve ölçme konumları

Tipik Basıncılı Hava Sistemi Performans Ölçümleri ve Konumları	
Bilgi Hedefi	Ölçüm ve Yer
<p>Talep Profili: (Dinamik Tepki) Hava debisi talep olayları, sürekli, ortalama ve tepe hava debisi, olay çevrim zamanı ve süresiyle birlikte Karakteristik belirteçler ile talep olaylarının korelasyonu</p>	<p>Hava debisi, sistemdeki her besleme noktasında (Dinamik Tepki)</p>
<p>Basınç Profili: Dağıtım basıncı gradyanı ve varyans (Dinamik Tepki)</p>	<p>Dağıtımda temel noktalardaki basınç</p> <ul style="list-style-type: none"> • Bilinen veya kuşku edilen sorunlu alanlar • Sistemin en uzak noktaları • Yüksek hacimli kesikli taleplerin yakınında • Algılanan yüksek basınçlı taleplerin yakınında <p>Tek noktalık kontrol veya kısa süreli veri kütükleme</p>
<p>Yüksek Hacimli Kesikli Talep Olayları (Dinamik Tepki) Karakteristik belirteç, sistem basınç profili ve dağıtım gradyanı üzerine etkisi Talep profili, sürekli, ortalama, tepe hava debisi, olay süresi ve olaylar arasında durma süresi Basınç profili, tepe, dip ve sönüm hızı</p>	<p>Basınç, talep olayı ve üretim prosesine ilişkin temel noktalarda</p> <ul style="list-style-type: none"> • Alanda dağıtım başlığı • Ekipman/proses besleme bağlantısı • Kullanım noktası <p>Hava debisi,</p> <ul style="list-style-type: none"> • Talep olayına kullanım noktası beslemesi • Üretim ekipmanı veya prosesi <p>NOT: Dinamik olay karakteristik belirteci ile arz tarafı tepkisinin korelasyonu, kullanım noktasında debi ölçülmesine duyulan ihtiyacı ortadan kaldıracaktır.</p>
<p>Algılanan Yüksek Basınç Talepleri (Dinamik Tepki) Basınç profili, kullanım noktası bağlantılarında basınç ihtiyaçlarını doğrulamak ve aşırı basınç düşüşü olmadığını ortaya koymak için Talebin basınç ihtiyacını, statik akış veya dinamik akış olarak karakterize etmek</p>	<p>Basınç, talep olayı ve üretim prosesine ilişkin temel noktalarda</p> <ul style="list-style-type: none"> • Alanda dağıtım başlığı • Ekipman/proses besleme bağlantısı • Kullanım noktası

Şekil 9.1. Sistem basınç profili



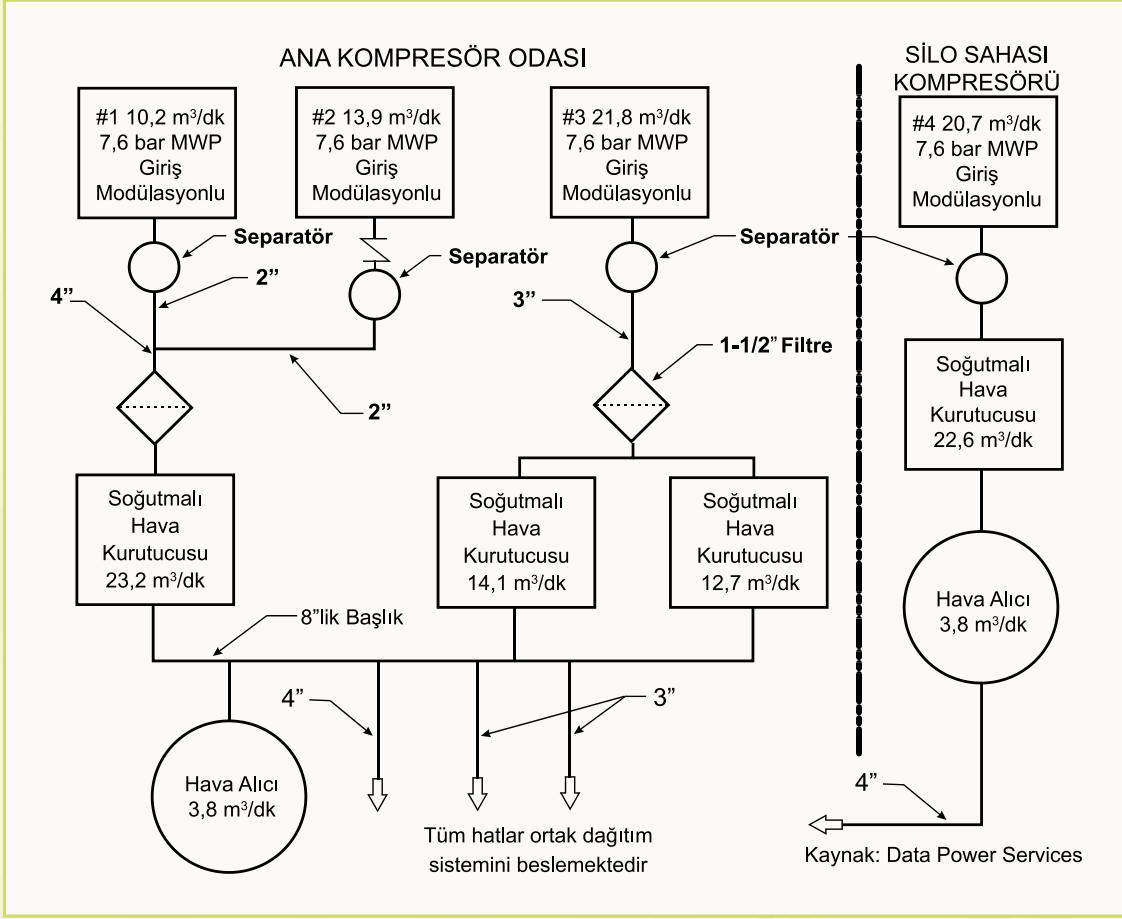
Sistem basınç profili, sistemin nasıl çalıştığının tam olarak anlaşılmasına yardım eder. Yukarıdaki profile, son kullanımın çalışması için yalnız 5,5 bar (g)'ye ihtiyaç vardır. Bu, birtakım iyileştirme önerilerinin yapılabilmesi için çıkış noktası sağlar. Kompresör kontrol aralığının alt noktası ile kullanıcıların ihtiyaç duyduğu basınç arasında 2 barlık fark vardır. Eğer 2 barlık fark ortadan kaldırılabilirse, kompresördeki basınç düşürülebilir. Basıncın her 1 barlık azaltımından yaklaşık %6 güç tasarrufu sağlanır.

Basınç düşüşü kesikli ise, bunun en muhtemel nedeni büyük bir talep olayıdır. Bu da, ilâve basınçlı hava depolamanın gerekli olabileceğini gösterir.

9.3. Veri Analizi Alıştırmaları

Porselen ürünler imal eden bir tesisteki tipik hava sistemini gösteren Şekil 9.2'deki blok diyagramı inceleyin.

Şekil 9.2. Hava sistemi blok diyagramı



Tesisin hava basıncı hâlihazırda kabul edilir düzeydedir. Tesisin besleme basıncı, hava talebinin düşük olduğu zamanlarda 6,76 bara kadar çıkmaktadır. Ancak basınç, gündüz saatlerinde tepe üretim esnasında rutin olarak 5,52 bara düşmektedir.

Düşük hava kalitesi boyama işlerini etkilemekte, üretim kaybı ve ürün atıklarına neden olmaktadır. Ayrıca, boyamayı takip eden kaplama işlemlerinde de üretim sorunlarına neden olduğuna inanılmaktadır.

Tesiste halen genişletme çalışmaları devam etmektedir. Yeni mekânın çoğunluğu mamul mallar envanteri ve otomasyonlu ambar, sipariş işleme ve sevkiyat işlemleri için ayrılacaktır. Genişlemeyle ilişkili olarak çok az ilâve hava talebi söz konusu olacaktır. Ancak, yeni eklentide, yeni bir kompresör için yer bulunacaktır. Bu da, tesis içinde üçüncü bir noktada ilâve basınçlı hava besleme kapasitesi sağlayacaktır.

Tesisin basınçlı hava sistemi değerlendirmesini tanımlamak için ne gibi teknik hedefler kullanırsınız?

i. Üretim alanlarına güvenilir ve tutarlı basınçlı hava beslemesi sağlamak için sistem planı oluşturun.

ii. Hâlihazırdaki kompresör kontrolü basınç salınımları ve çalıştırma sırasını değerlendirin.

iii. Besleme basıncı için hedef basınç aralığı belirleyin ve kabul edilebilir basınç değişimleri toleransı tanımlayın.

iv. Tanımlanan basınç aralığı ve toleransı dâhilinde hava besleme basıncını istikrarlı kılacak yeni arz tarafı sistem konfigürasyonu ana hatlarını belirleyin. Konfigürasyonu ve mevcut kompresörlerden sağlanan besleme performansını değerlendirin. Gerekirse, ilâve kompresörler ve yardımcı ekipman uygulanmasını değerlendirin.

v. Mevcut basınç gradyanlarını değerlendirmek suretiyle, merkezi kompresör istasyonu çıkışından hava dağıtım performansını tanımlayın. Silo sahasındaki uzak kompresörün kontrol entegrasyonunu kontrol edin.

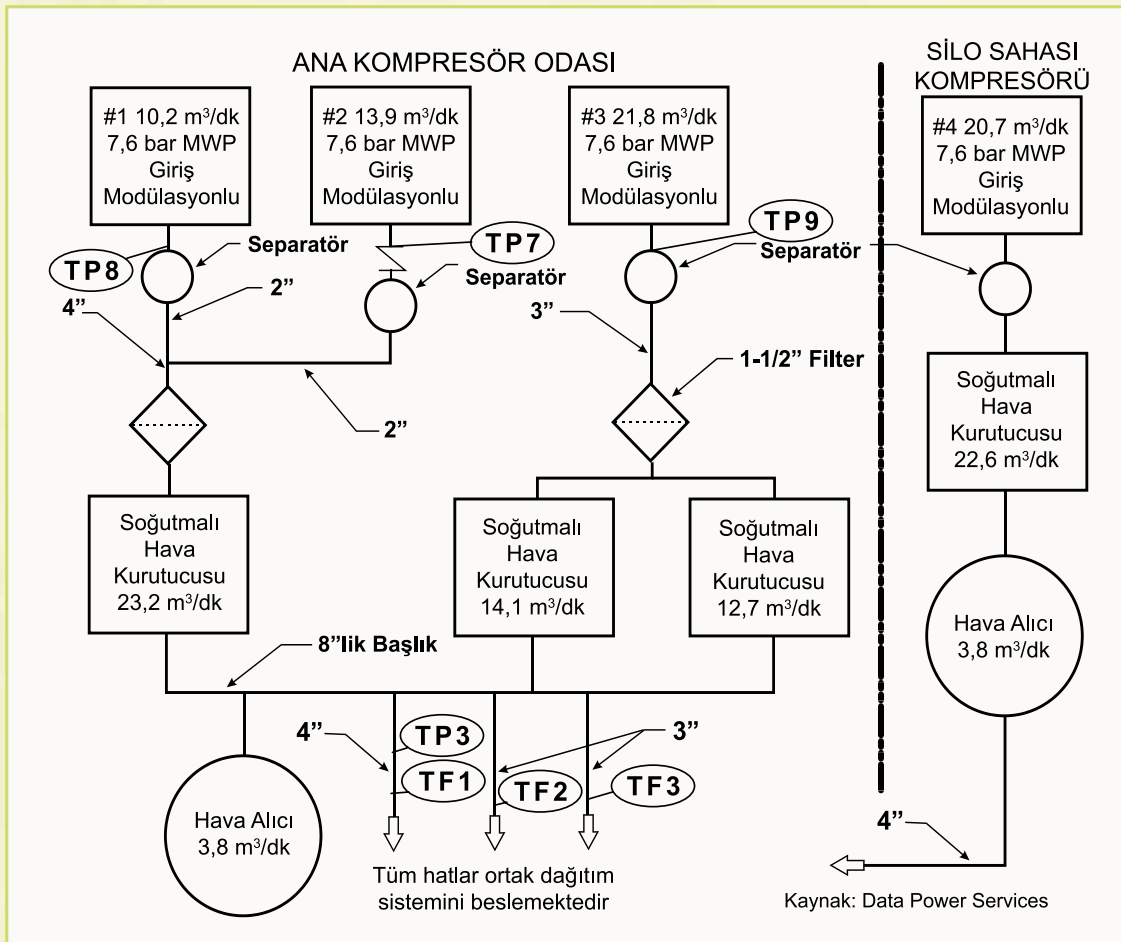
vi. Teknik sorunlar ve iş parametreleriyle uyumlu olan tutumlu bir sermaye yatırımı ve aşamalı çözüm planı oluşturun.

Bu sistem için ölçme planınız nedir? Ölçme türlerini (debi, basınç, vs.) ve ölçmenin yapılması gereken yerleri dâhil edin.

Tesisin hava talebini tanımlamak için kullanılan ölçme noktaları, 4 adet akış transdüserin bağlanmasını gerektirir; üçü ana kompresör odasından ayrılan başlıklarda ve biri de vagon boşaltma silo sahasındaki uzak kompresörde olmalıdır. Sistem basıncı, kompresör odası ve silo sahasındaki besleme noktalarında izlenir. Kompresör kontrol sinyal basınçları, ana kompresör odasında bulunan her kompresörde izlenir.

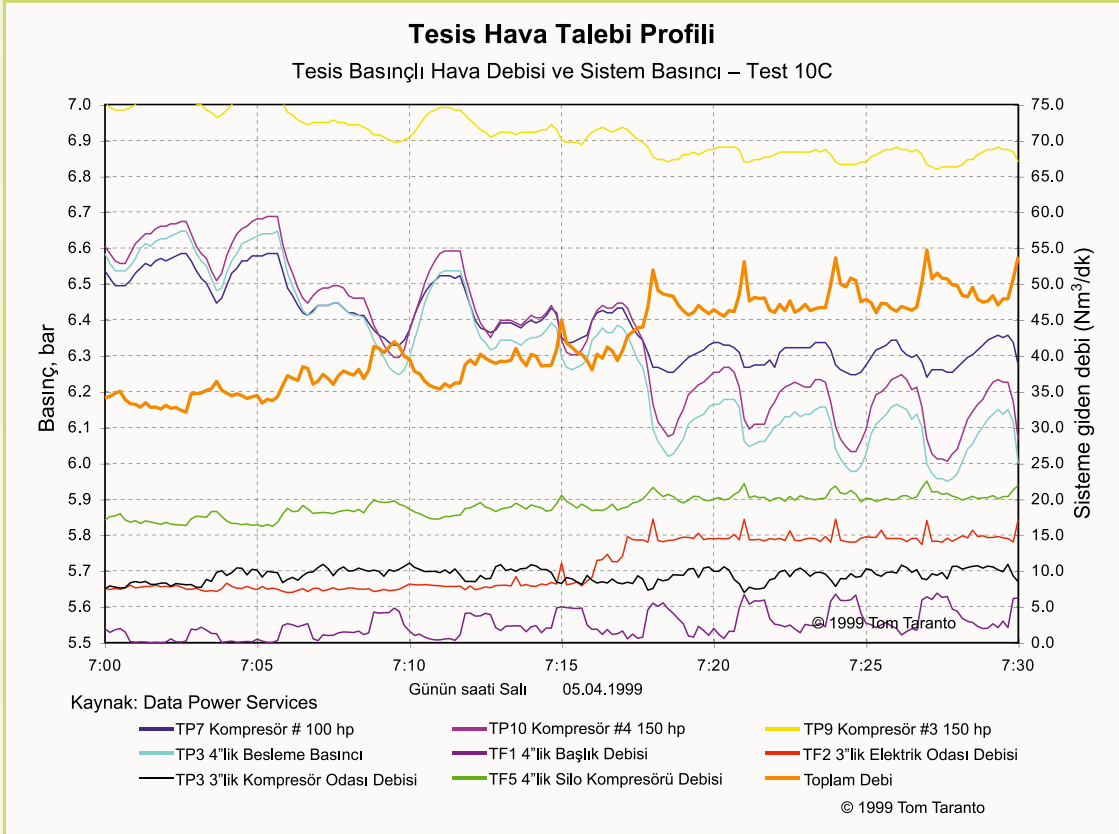
Sistem değerlendirmesi için seçilen ölçme noktaları aşağıda gösterilmektedir.

Şekil 9.3. Test noktalarını gösteren hava sistemi blok diyagramı



Şekil 9.4'teki veri grafiği, periyodik bir olayın varlığını gösteren debi ve sistem basıncı ölçümlerini içermektedir. Ayrıca, münferit başlıkların debi verileri de, 4" lik başlıkta (TF1) bir olay, 3" lik başlıkta da (TF2) başka bir olay olduğunu göstermektedir. Veriler aynı zamanda, saat 07:15'ten hemen sonra, bir hava talebinin devreye girdiğini ve TF1'deki sürekli debiyi 8,5'ten 14,8 m³/dk'ya değiştirdiğini göstermektedir.

Şekil 9.4. Talep profili ve karakteristik belirteç talep olayları



Sistem olaylarını analiz ederken, debi ve basınç değişimleri arasındaki ilişkiyi değerlendirmek önemlidir. Yukarıdaki veriler, olay esnasında debi arttıkça basıncın düştüğünü göstermektedir. Olay sona erdikten sonra debi azalmakta ve basınç artmaktadır. Bu açıkça bir talep olayını göstermektedir. Öte yandan debi ve basıncın ikisi birlikte artıyorsa ve azalıyorsa, bu durum, kompresör kapasitesinin arttığı veya azaldığı bir arz tarafı olayını gösterir.

Tekrarlanan talep olayları normal olarak tanınabilecek bir karakteristik belirteç ortaya koyar. Düşüş hızı, düşüş miktarı ve olay süresi talep olaylarının karakteristik belirtecini oluşturur. Farklı talep olayları kendilerine özgü karakteristik belirteçleri ortaya koyar.

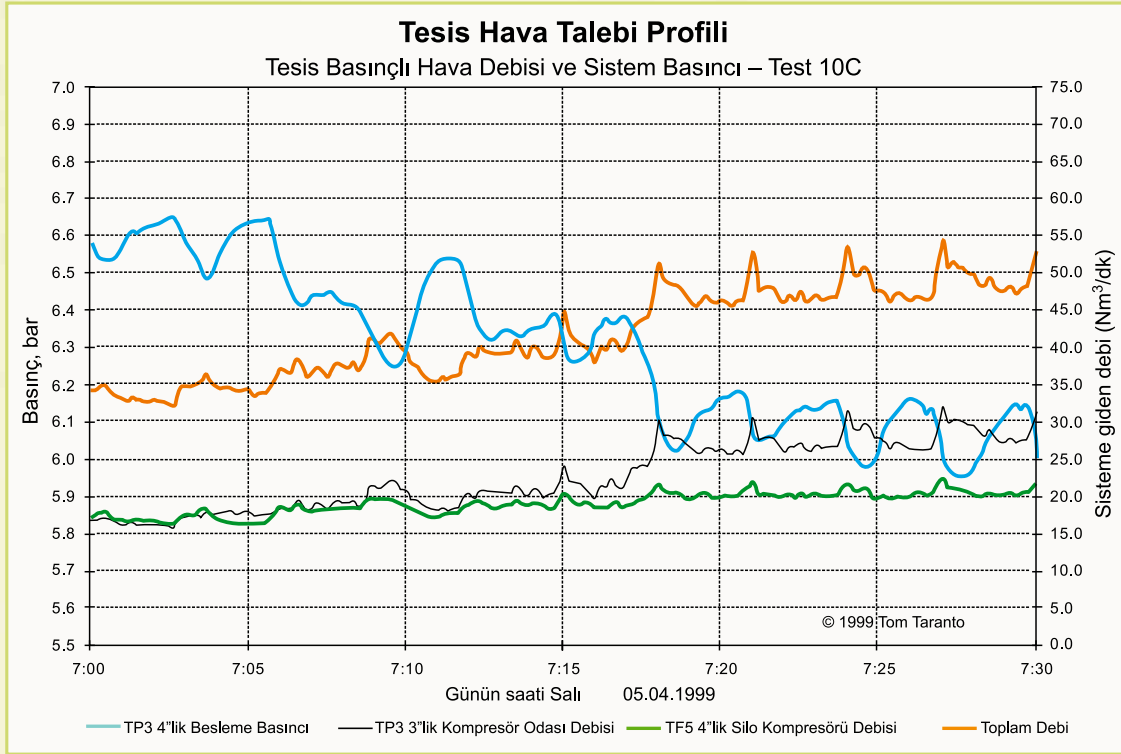
Doğru tespit, karakteristik belirteçleri bilinen talep olayları ile ilişkilendirir. Tespit edilmiş ve özellikleri tanımlanmış olan talep olaylarının sistem genelinde etkileri değerlendirilebilir. Talep olayları, diğer basınçlı hava kullanımlarını etkileyen, geçici yerel veya sistem genelinde basınç aksamalarının kaynağı olabilir. Talep olayları ayrıca, kompresörün devreye giriş ve/veya yüke geçmesini başlatabilir; bu durumda ilâve hava depolaması, sistemi istikrarlı hale getirebilir ve kompresörün çalışma süresini kısaltabilir.

Basınç ve dinamik akış profillerinin incelenmesi, aşağıdakileri yapmak için önemlidir:

1. Sistemin arz-talep dengesini ve kompresör kontrol stratejisini değerlendirmek.

2. Normal sistem olayları için karakteristik belirteçleri tespit etmek.
3. Sistemin basınç düşüş hızları, büyüklüğü ve düşüş olaylarının süresini karakterize etmek.
4. Geçici arz eksikliklerinin miktarını belirlemek ve hava depolamayı artırmanın sistem istikrarına ve kompresör çalışma süresinin azaltılmasına katkısını değerlendirmek.
5. Bilinen talep olaylarını, talep tarafı performans aksamaları ve arz tarafı kontrol tepkileriyle ilişkilendirmek.

Şekil 9.5. Talep profiline arz tarafının tepkisi



9.3.1. Oluşan arz tarafı kontrol tepkisi ve arz-talep dengesi

Olay yüklerinin varlığına ek olarak, Şekil 9.5'teki hava sistemi debi verileri, toplam hava talebinin 35 ilâ 55 m³/dk arasında değiştiğini göstermektedir. Çalışır kompresör kapasitesi 66,6 m³/dk'dır. Nm³/dk'ya çevrilecek olursa, kompresör kapasitesi 64,3 Nm³/dk'dır. Bu da, toplam hava talebinden 11,6 Nm³/dk düzeyinde fazla kompresör kapasitesi demektir.

Ana kompresör odasından sağlanan toplam hava 17,0 ile 31,0 Nm³/dk arasında değişmektedir; öte yandan çalışır kompresör kapasitesi 44,3 Nm³/dk'dır. Ana kompresör odasındaki makineler, işletim yükünü, birleşik çalışır kompresör kapasitesinin %42'si ile %64'ü arasında paylaşmaktadır.

Temel Kazanımlar

1. Basıncı hava enerjisi; sermaye, enerji, bakım ve üretim maliyetini içeren önemli bir yatırımdır.
2. Bugünün oldukça rekabetçi küresel ekonomisinde, basınçlı hava sistemi için zamanında elde edilmiş yönetim bilgilerine sahip olmak zorunludur.
3. Çoklu kompresör sistemleri, eğer uygun biçimde kontrol edilmezlerse, oldukça verimsiz olabilir.
4. Basıncı hava talebi ve basınç profili verileri, iyileştirmenin mümkün olabileceği alanların tespit edilmesine yardım edebilir.
5. Basıncı hava sistemi değerlendirmesi, performansı ve mevcut yöntemin işletim maliyetini tanımlar.
6. Sistem işletiminin dengelenmesi, performansın kararlı olmasını sağlar ve enerji maliyetini azaltır.
7. Uygunsuz basınçlı hava talepleri tespit edilmeli ve yerlerine daha enerji verimli alternatifler getirilmelidir.
8. Kaçak yönetimi, doğru boyutlandırılmış dağıtım boruları ve kullanım noktası borularının doğru uygulanması, hava uygulamaları performansını artırır.
9. Sistem basıncının, üretim amaçlı hava taleplerini karşılamak için gereken en düşük optimum basınca düşürülmesi, enerji maliyetini azaltır.
10. Eğitim, basınçlı hava maliyeti, hava basıncını düşürme ve sistem performansını artırma fırsatları hakkında farkındalığı artırmalıdır.
11. Basıncı hava sistemi performansının izlenmesi, hava sisteminin verimli ve güvenilir biçimde çalışmaya devam etmesini sağlamak için gereken yönetim bilgilerini sağlar.

9.4. Veri Toplama Örnekleme Oranı, Veri Ortalama İşlemi ve Veri Depolama Aralığı

Basıncı hava sistemi performans analizi, analizin dayandığı verilerin doğruluğu kadar güvenilirdir. Ölçülen performans verilerinin doğruluğunu etkileyen birçok faktör vardır.

- Örnekleme oranı
- Veri aralığı
- Doğruluk/tekrarlanabilirlik
- Elektrik sinyalleri
- Mühendislik birimlerinin ölçeklenmesi

Dinamik, zamana bağlı olayların sistem performansı üzerinde etkisinin incelenmesidir. Sistem dinamiklerini tanımlamak için en iyi yaklaşım, sistem performansına ilişkin gerçek zamanlı ölçümlerin yapılmasıdır. Ölçme ekipmanının, ölçülecek dinamik olayı tespit etmeye yeterli mertebede örnekleme hızlarına sahip olması zorunludur. Örneğin, analog basınç ölçer üzerinde gözlemlemek suretiyle, birkaç saniye süren bir olayın performansını ölçmenin pek faydası yoktur. Bir basınç ölçerinin mekanik sönümü, doğru veri sağlamaya yetecek ölçüde hızlı tepki vermez. Benzer şekilde, performansı dakikada birkaç kez kaydeden bir veri kütükleyici, aynı olayı doğru biçimde karakterize edemez.

Örnekleme oranı (tarama oranı) – Örnekleme oranı, takılı sensör veya transdüserden sinyalin okunması suretiyle, veri toplama girdilerinin tarandığı, saniye cinsinden zaman aralığıdır (T).

Veri ortalama işlemi – Veri ortalama işlemi, birden fazla örneği tek veri noktasına indirgeyen bir veri indirgeme yöntemidir (ortalama işlemi yaygın olmakla birlikte, filtreleme dâhil diğer veri indirgeme yöntemleri de kullanılabilir). Sensör örnekleri (S), belirli sayıda (n) örnek almak için belirli bir örnekleme oranıyla (T) okunur. Sensör okumasının ortalama değeri aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$S_{AVG} = (S_1 + S_2 + \dots + S_n) / n$$

Veri aralığı – Veri aralığı, ortalama sensör değerinin ölçülen veri noktası olarak kaydedilme frekansıdır. Bu, örnekleme oranı (T) ve ortalaması alınacak örnek sayısından (n) hesaplanır: [T x n]. Örneğin, 3 saniyelik örnekleme oranı ve 15 örneklilik ortalama için veri aralığı 45 saniye olur [3 saniye x 15 örnek = her 45 saniyede 1 veri noktası].

$$\text{Veri Aralığı} = T \times n$$

Veri indirgemedede daha yüksek örnekleme oranları kullanmanın bir amacı da, transdüserdeki sinyal gürültüsünün kaydedilen veriler üzerinde etkisini minimize etmektir. Örneğin, ileri-geri hareketli bir kompresör çıkışındaki titreşim, transdüser çıktısının gürültülü olmasına (kararsız çıktı sinyali) neden olabilir. Bu durumda, daha yüksek örnekleme oranının ortalaması alınarak, daha kararlı değer elde edilebilir. Kararlı sensör sinyallerinin olduğu durumda, örnekleme oranı nispeten düşük olabilir ve daha kısa veri aralığı elde etmek için daha az sayıda örneğin ortalaması kullanılabilir. Örneğin, 10 saniyelik veri aralığı elde etmek için, 10 örneğin ortalamasını alan 1 saniyelik örnekleme oranı kullanılabilir. İkincisi, ölçülen fiziksel parametre (güç, hava debisi, basınç vs.) zamanla değişiyorsa, veri ortalama işlemi daha hassas veri değişiminin elde edilmesini sağlar. Öte yandan, frekansı çok yüksek veri depolama, verilerin faydalı bilgiye indirgenmesi için düzeltilmesi gereken çok büyük veri dosyaları yaratabilir.

9.4.1. Saatlik değişen veriler

Saatlik değişen veriler kullanılarak, işletim maliyetini hesaplamak üzere kompresör gücü veya akış verilerinin profili oluşturulabilir. Ancak değişen veriler, dinamik performansı tanımlamaz. Örneğin, bir hava sisteminde tek kademeli, yağlı, yüklü/yüksüz kompresörler vardır. Ayar kompresörü, 90 saniyelik yük süresiyle çalışmaktadır (bir kompresörün yük çevriminin başlaması ile bir sonraki kompresör yük çevriminin başlaması arasında geçen süre). Güç ölçüm profili için aşağıdaki iki veri toplama yöntemi incelenmelidir:

Tablo 9.2. Veri toplama yöntemleri

	Yöntem #1	Yöntem #2
Örnekleme oranı	T = 5 dakika	T = 1 saniye
Ortalaması alınacak örnek sayısı	n = 12 örnek	n = 3600 örnek
Veri aralığı	60 dakika (1 saat)	3600 saniye (1 saat)

Yukarıda gösterilen veri toplama yöntemlerinin her ikisi de, işletim maliyeti değişimini elde etmek için gerektiği şekilde, saatte 1 veri noktası kaydedilmesini sağlar.

Sorular:

1. Yukarıdaki iki yöntemin kaydettiği ortalama kompresör güç değerleri sizce aynı değere mi sahiptir? Neden?
2. Hayır ise, iki yöntemin hangisi sizce daha doğru güç bilgisi sağlayacaktır? Neden?
3. Ayar kompresörü, yağlı modülasyonlu dönel vidalı bir kompresör olsa ne olur?
4. Ölçülen kompresör, saat boyunca tam yükte çalışan temel yük kompresörü ise ne olur?

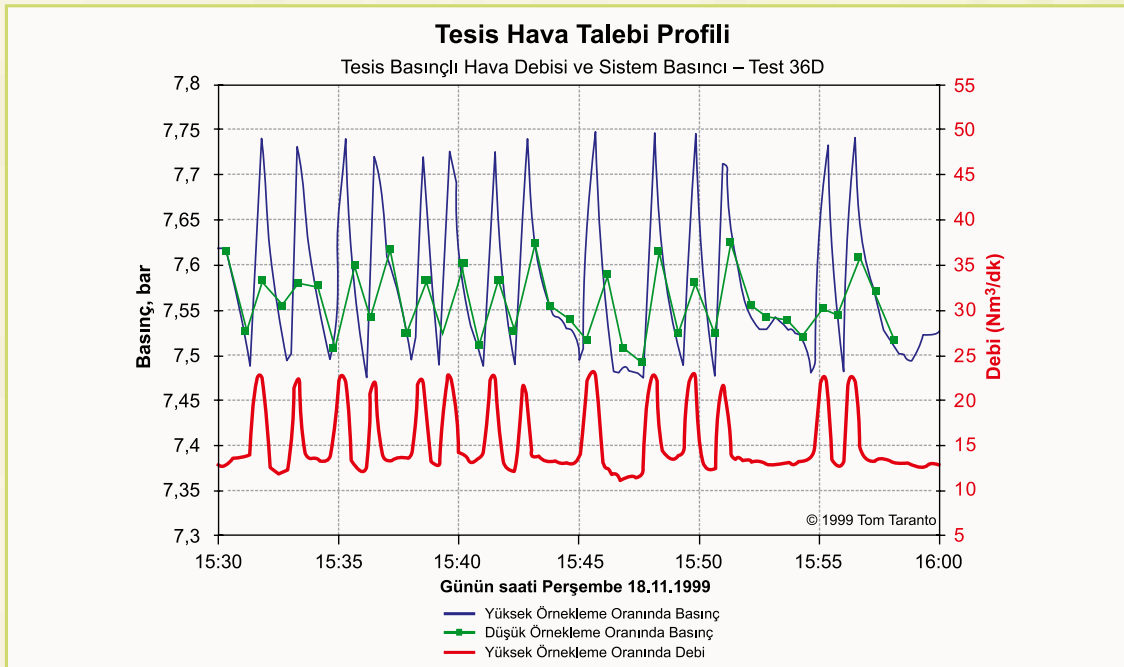
9.4.2. Dinamik tepki

Ölçülen fiziksel olayın gerçek zaman tabanı daha kısa olduğunda, performansı uygun biçimde karakterize etmek için veri aralığı da düşürülmelidir. Transdüsertepki süresi, veri toplama-yı etkileyebilecek ilâve bir zaman tabanlı değişkendir. Tepki süresi, birkaç sayfa sonra yer alan "Transdüser sinyalleri, tepki süresi, gürültü ve parazit" başlıklı alt bölümde daha ayrıntılı açıklanmaktadır. Aşağıdaki veri tablosu, farklı örnekleme oranları ve veri aralıklarının karşılaştırılmasını göstermektedir. Uygunsuz veri toplama, kompresör yük çevrimlerini yanlış yansıtır.

Tablo 9.3. Farklı örnekleme oranları ve veri aralıklarının karşılaştırılması

	Yüksek örnekleme oranı	Düşük örnekleme oranı
Örnekleme oranı	1 saniye başına 1 örnek	3 saniye başına 1 örnek
Veri ortalama işlemi	10 örnek	15 örnek
Veri aralığı	10 saniye	45 saniye

Şekil 9.6. Kompresör yüklü/yüksüz çevrimi



Şekil 9.6'daki veri grafiği, bir kompresörün yüklü/yüksüz çevriminin dinamik tepkisini göstermektedir. X ekseninde, toplam 30 dakika olmak üzere zaman gösterilmektedir. Solda Y ekseninde gösterilen ölçeğe uygun olarak iki hava basınç grafiği vardır; bir adet hava debisi grafiği de sağdaki Y eksenine göre ölçeklidir. Basınç ölçümleri, aşağıdaki grafikte gösterildiği üzere, iki farklı örnekleme oranı ve veri aralığında alınmıştır.

Grafikteki kompresör yük çevrimleri periyodu 90 saniyedir (1,5 dakika). Yüksek örnekleme oranı için gösterilen veriler, her saniyede bir basınç değeri okumakta ve depolanan her veri değeri için 10 örneğin ortalamasını almaktadır. Düşük örnekleme oranı ise, her 3 saniyede bir basınç değeri okumakta ve depolanan her veri değeri için 15 örneğin ortalamasını almaktadır.

Örnekleme oranı ve veri aralığı, somut olayın periyoduna göre çok düşük (veya çok yavaş) olduğunda, sinyal örtüşmesi meydana gelebilir.

Sinyal Örtüşmesi – Bu terim, veri kütüklemenin, ölçülen parametrenin gerçek karakteristiklerini doğru olarak temsil etmeyen yanlış bir dalga biçimini kaydetmesi durumunu tanımlar.

Yukarıdaki veri grafiğinde sinyal örtüşmesi, kaydedilen sistem dinamiklerinin kolaylıkla yanlış yorumlanmasına yol açabilir. Sisteme giden hava debisindeki $10 \text{ Nm}^3/\text{dk}$ 'lık salınım bir talep olayı DEĞİLDİR. Yüksek örnekleme oranında toplanan gerçek dalga biçimleri, artan debi ile artan basınç arasında doğrudan korelasyonu açıkça gösterir. Artan debi ile birlikte artan basınç, kompresör yük çevrimi nedeniyledir. Artan debi ile birlikte azalan basınç veya basınç değişimi olmaması ise, talep olayı nedeniyledir.

Saat 15:30 ilâ 15:35 arasındaki örtüşen basınç grafiği, artan debi ile birlikte azalan basınç veya basınç değişimi olmaması olarak yorumlanabilir. Düşük örnekleme oranı ve örtüşen basınç grafiği, debi artışının bir talep olayı olduğunu sonucuna varılmasına neden olabilir.

Örnekleme oranı ve veri aralığı için önceden belirlenmiş değerler yoktur. Bunlar daha ziyade, sistem performansı ve arzu edilen bilgi tarafından belirlenir. Eğer dinamik sistem tepkisi değerlendirilecekse, uygun bir sensör örnekleme oranı ve veri aralığı belirlenirken somut olayın mahiyeti ve zaman tabanı (dt) dikkate alınmalıdır.

İlk adım, uygun bir veri aralığı seçmektir. Olayın karakteristiklerinin tespit edilmesi için, olay esnasında minimum 3 veri noktasının kaydedilmesi gerekir. Örnekte, kompresörün yüklenme periyodu 90 saniyedir. Ancak, en kısa olay 30 saniyelik yüklü süredir. Yüksüz süre 60 saniyedir. Bu nedenle, yük çevrim verileri için zaman tabanı (dt) 30 saniyedir.

Kompresörün yük çevrimini uygun biçimde karakterize etmek için en az 10 saniyelik veri aralığı gerekmektedir; bu süre, Denklem 9.1'de gösterildiği üzere, zaman tabanının veri noktası sayısına bölünmesiyle hesaplanır.

Denklem 9.1. Ölçme veri aralığı için çözüm

Ölçülecek olay = Kompresör yük çevrimi

Olay esnasında veri noktası sayısı $n=3$

Olayın zaman tabanı $dt= 30$ saniye

$$\text{Veri aralığı} = dt \div n = 30 \text{ saniye} \div 3 \text{ veri noktası} = 10 \frac{\text{saniye}}{\text{veri noktası}}$$

Her ne kadar bir dinamik olayı karakterize etmek için minimum 3 veri noktası gerekiyorsa da, olayın zaman tabanı boyunca 5 ilâ 10 veri noktasının olması tercih edilir. Bir kompresörün 30 saniyelik yük çevrimini en iyi biçimde tespit etmeye yarayan veri aralığı 3 ilâ 6 saniyedir.

Not: Uluslararası Performans Ölçme ve Doğrulama Protokolü (IPMVP), ASME EA-4 ve ISO 11011'nin tavsiyelerine göre, veri aralığı, ölçülen olayın zaman tabanından bir büyüklük mertebesi kadar yukarıda olmalıdır. Örneğin, 1 saniyelik bir olay, 0,1 saniye veri aralığında ölçülmelidir; 0,1 saniye değeri 1 saniye değerinden bir büyüklük mertebesi daha hızlıdır.

Soru: Tüm basınçlı hava sistemi performansını, örneğin saniyede 1 veri noktası gibi sık bir veri aralığında niye ölçmeyelim?

9.4.3. Bilgi hedefleri ve ölçme planını destekleyecek sensörlerin seçilmesi

Bilgi hedefleri ve ölçme planı; basınç, güç, enerji, hava debisi gibi ölçülecek fiziksel parametreleri tanımlar. Veriler ham sayılardır. Örneğin, bir hava sistemine basınç transdüserin takılması ve sinyalin veri kütükleyiciye bağlanmasıyla sayılar alınır. Bu veriler, basınçlı hava sisteminin fiziksel parametrelerini ve zaman tabanlı tepkisini temsil eder. Sensörlerin performans ve uygulanması, kaydedilen verileri etkiler.

Sensör, basınç veya debi gibi fiziksel bir parametreyi ölçen ve başka bir enerji biçimine dönüştüren bir donanım bileşenidir. Örneğin gerinim ölçer algılayıcısı, küçük mekanik yer değiştirmeleri tespit eden ve değişen elektrik direnci olarak çıktı veren bir sensördür.

Verici, bir değişkeni bir enerji biçiminden başka bir enerji biçimine dönüştüren bir donanım bileşenidir. Örneğin verici, gerinim ölçer algılayıcısının, basıncı ölçmek için kullanılan değişen elektrik direncini 4-20 mA aralığında doğrusal çıktı sinyaline dönüştüren bir vericidir. Telemetri teknolojisinde, radyo vericisi, elektrik sinyalini radyo yayın sinyaline dönüştüren başka tip-te bir vericidir.

Transdüser, fiziksel bir parametreyi ölçen ve ölçme sistemlerinde kullanılmaya uygun elektrik sinyali şeklinde çıktı veren bir donanım bileşenidir. Örneğin, 0-16 bar (0-232 psig) aralığında ölçeklenen, doğrusal 4-20 mA çıktı sinyali sağlamak amacıyla, gerinim ölçer algılayıcısı ve yerleşik vericiden oluşan bir basınç transdüseri yapılabilir. Transdüser, hem sensörü hem de vericiyi içerir.

Ölçme ve enstrümantasyon teknolojisinde "verici (transmitter)" ve "transdüser" terimleri sık sık birbiri yerine kullanılmaktadır. Verici muğlak bir tabir olduğundan, genel olarak kaçınılmalıdır. Tercih edilen tabir "transdüser"dir.

9.5. Doğruluk ve Tekrarlanabilirlik

Doğruluk; bir ölçer, sensör veya transdüserin, bir fiziksel parametrenin değerini, o parametrenin bilinen standarda dayalı gerçek değerine göre ölçme yeteneğidir.

Tekrarlanabilirlik ise, bir ölçer, sensör veya transdüserin ölçülen aynı değeri tekrarlama (her ölçümde aynı sonucu verebilme) yeteneğidir.

Not: Doğruluk, tekrarlanabilirlik gerektirir, çünkü tekrarlanabilirlik olmadan doğruluk olmaz. Ancak, tekrarlanabilirlik (bazen hassasiyet olarak anılır) doğruluğu garanti etmez.

9.5.1. Doğruluk özellikleri ve potansiyel ölçüm hatası

Sensörler veya transdüserlerin doğruluk özellikleri genellikle yüzde hata olarak ifade edilir. Yüzde hata formülü aşağıdadır:

$$\text{yüzde hata} = \frac{\text{gerçek değer} - \text{ölçülen değer}}{\text{gerçek değer}} \times 100\%$$

Doğruluk özellikleri genellikle, sensör veya transdüserin tam ölçek (TÖ) değerinin yüzdesi olarak ifade edilir. Genel amaçlı basınç çeviricinin doğruluğu tam ölçek aralığının $\pm 1,0$ 'ı olabilir. Ölçeği 0 ilâ 15 bar aralığında olan basınç çevirici için, $\pm 0,15$ okuma değeri, belirlenen doğruluk dâhilindedir. Basınç farkının iki basınç transdüseri ile ölçülmesi, gerçekte basınç farkı sıfır iken, 0,3 bara varan değişim ($\pm 0,15$ bar) gösterebilir. Bu örneğe göre, aralığı büyük olan transdüserlerin kullanılması, hatayı artırmaktadır. Hatayı azaltmak için, tam ölçek aralığı daha küçük olan bir basınç çevirici kullanılabilir.

Not: Bazı sensör veya transdüserler, tam ölçeğin yüzdesi yerine, okunan değer yüzdesi olarak belirtilen doğruluğa sahiptir.

9.6. Transdüser Sinyalleri, Tepki Süresi, Gürültü ve Parazit

Sensörler veya transdüserler tarafından üretilen sinyaller, fiziksel bir parametreyi ölçer ve ölçülen parametreyi bir elektrik sinyali şeklinde verir. Birçok türde elektrik sinyali üretmek mümkündür. En yaygın türler milivolt (mV AC veya mV DC), DC gerilim ve miliAmper (mA) sinyallerdir. Burada hedef, sonuç olarak, elektrik sinyalini ölçülen bir fiziksel parametre için uygun mühendislik birimleriyle ilişkilendirmektir.

Bir transdüserin tepki süresini, sensör ve verici tasarımı belirler. Tepki süresi özellikleri, genellikle, belirlenen bir sinyal değişikliği için gereken süreyi belirtir. Örneğin "Tepki süresi – 100 ms, aralığın %10 ile %90'ı arasında" ibaresi, çıktı sinyalinin, transdüserin çalışma aralığının %10 ilâ %90'ı dâhilinde, ölçülen bir parametredeki değişikliğe 0,1 saniye içinde tepki vereceğini belirtir. Eğer tepki aralığı belirtilmemişse, tepki süresi o transdüserin çalışma aralığındaki tüm ölçümler için geçerlidir. Bazı transdüserlerin programlanabilir tepki süresi vardır. "Akıllı transdüser" denilen bu türden transdüserler, çıktı sinyalini filtrelemek, söndürmek (azaltmak) veya ortalama almak üzere, işletim parametrelerinin belirlenmesine imkân tanır. Bu yetenek, sinyal gürültüsünün azaltılmasında etkili olabilecek bir özelliktir. Kullanıcı, sinyal sönmülmesinin tepki süresine etkisini bilmeli ve bunun yapılan ölçümler için uygun olduğunu doğrulamalıdır.

Gürültü ve parazit, sensörler ve transdüserlerden gelen elektrik çıktı sinyalini etkileyen çeşitli işletim koşullarından doğar. Sinyal parazitine genellikle gürültü denir ve ölçümlerin kararlılık ve doğruluğunu etkiler.

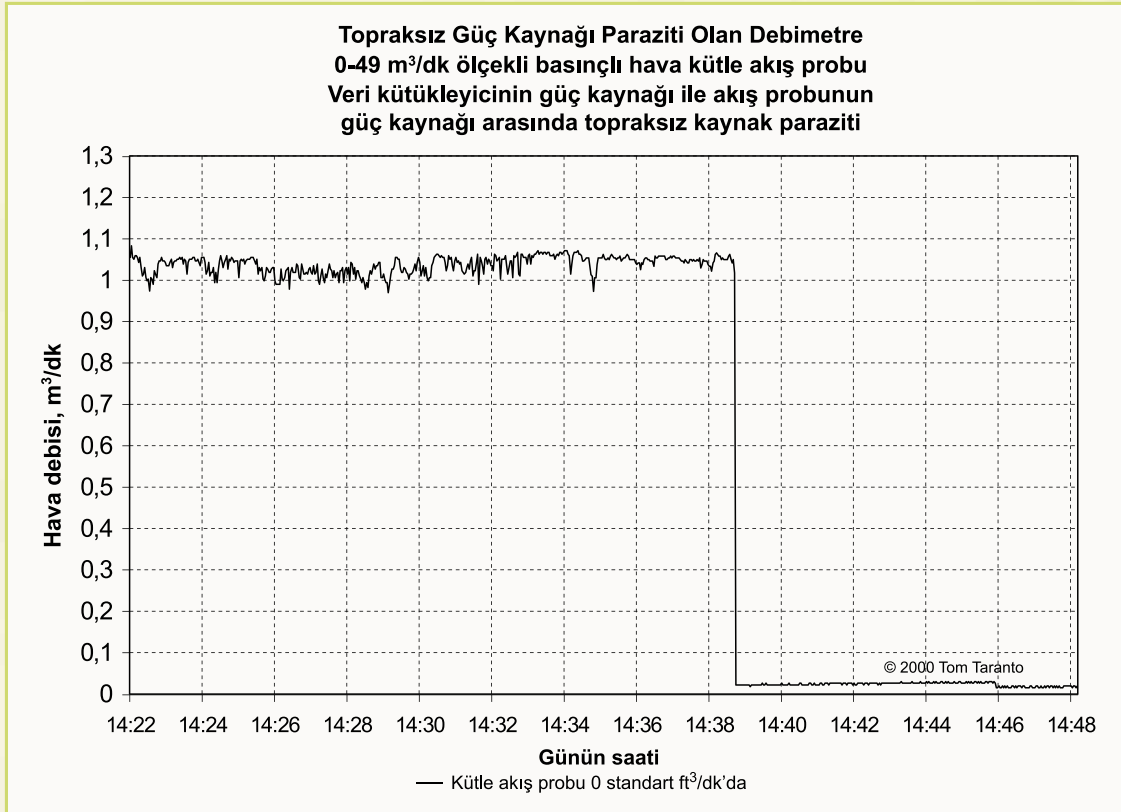
Topraksız kaynak (*floating source*) paraziti, birden çok DC güç kaynağı, batarya veya DC güç kaynakları ve bataryaların bileşkesi kullanıldığında meydana gelebilir. Basınçlı hava sistemlerinin debi, basınç, güç ve çığ noktası performansı için birden çok transdüser, sistemin işleyişini kaydetmek amacıyla tek bilgisayara veya veri kütükleyiciye bağlanabilir. Sıklıkla bu transdüserler, 2 veya 4 kablolu olan, çeşitli akım veya gerilim çıktılarına sahip cihazların bir bileşkesi olacaktır.

Birden çok DC güç kaynağı kullanıldığında, çeşitli negatif veya "ortak" referanslar arasında gerilim farklarının olması muhtemeldir. Sinyal toprağı ile örneksel-sayısal dönüştürücü referans toprağı arasında oluşan gerilim potansiyeli hata üretir. Aşağıdaki veri grafiği, basınçlı hava ölçümü için yaygın olarak kullanılan 4 kablolu kütle debimetresi ile ölçülen hata ofsetini göstermektedir. Bu veri kütükleyici, bir bataryadan beslenmektedir ve debimetre ise bir DC güç kaynağından beslenmektedir.

Tablo 9.4. Parazit veya sinyal gürültüsü kaynakları

Parazit Tipi	Muhtemel Kaynak	Muhtemel Çözüm
Titreşim	Sensör veya transdüserin mekanik titreşimi	Sensör veya transdüserin mesnedini başka yere taşıyarak veya değiştirerek titreşimden izole edin
Elektriksel	Kapasitif veya endüktif parazit	Sinyal iletkenlerinin tip, boyut veya yerini değiştirmek. Örneğin, sinyal kablo hattı için korumalı kablo veya çift bükümlü kablo kullanın.
Radyo Frekansı (RF)	Radyo vericileri, elektrik arki oluşması, güç kaynaklarının açılıp kapanması, flüoresan lambalar	RF kaynağını taşıyın veya verici ve/veya sinyal kablo hattının yerini değiştirin.
Toprak Döngüsü	Sistemin toprak bağlantılarında kapalı elektrik yolu	Sistemi tek noktadan topraklayın.
Topraksız Kaynak (Floating Source) Paraziti	Birden fazla DC güç kaynağı ve/veya batarya	Ortak gerilim farklarını ortadan kaldırın veya sinyal izolasyonu oluşturun.

Şekil 9.7. Topraksız güç kaynağı paraziti olan debimetre

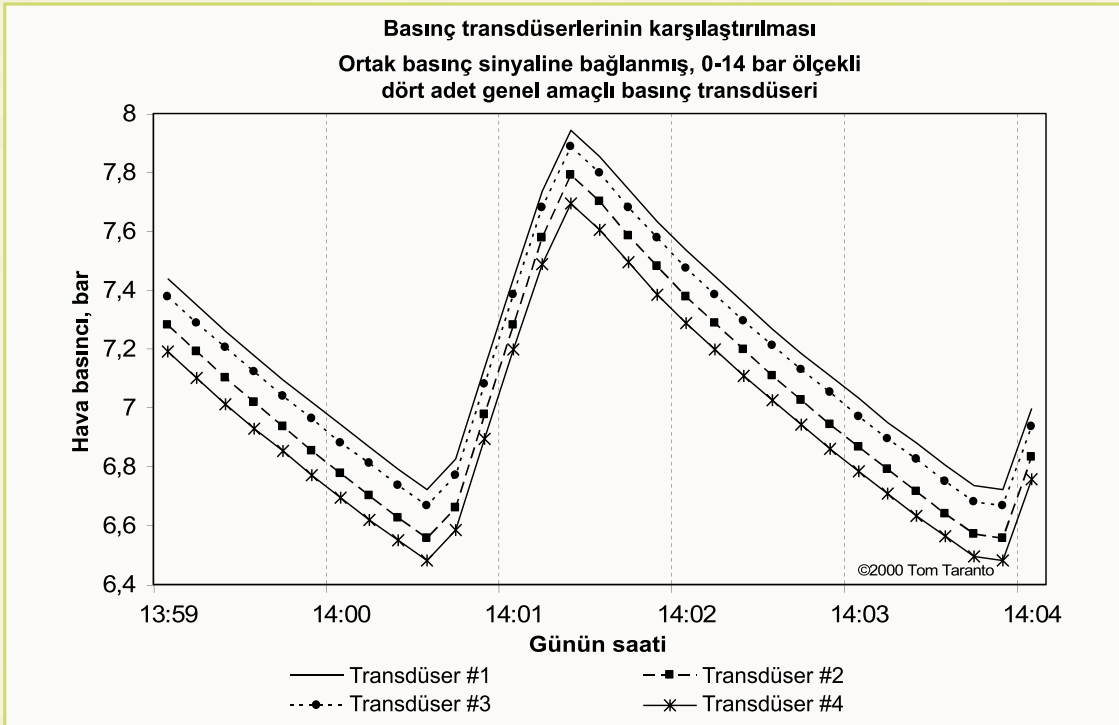


! DİKKAT – Güç kaynakları, bataryalar, transdüserler ve veri toplama sistemlerinin uygun-suz biçimde topraklanması ekipmana kalıcı zarar verebilir.

9.6.1. Basınç transdüserleri

Aşağıdaki veri grafiği, her biri tam ölçeğin (TÖ) %1 düzeyinde doğruluk özelliğine sahip olan, 0-14 bar (g) (gösterge) ölçekli dört adet genel amaçlı basınç transdüserde ölçülen değerdeki değişimi göstermektedir. Dört basınç transdüseri, bir kompresörün yüklü/yüksüz çalışması esnasında kontrol sinyal basıncını ölçen ortak bir basınç sinyaline bağlanmıştır. Beklenildiği üzere, basınç değerindeki değişim 0,28 bar (g)'dir ($\pm 0,14$ bar).

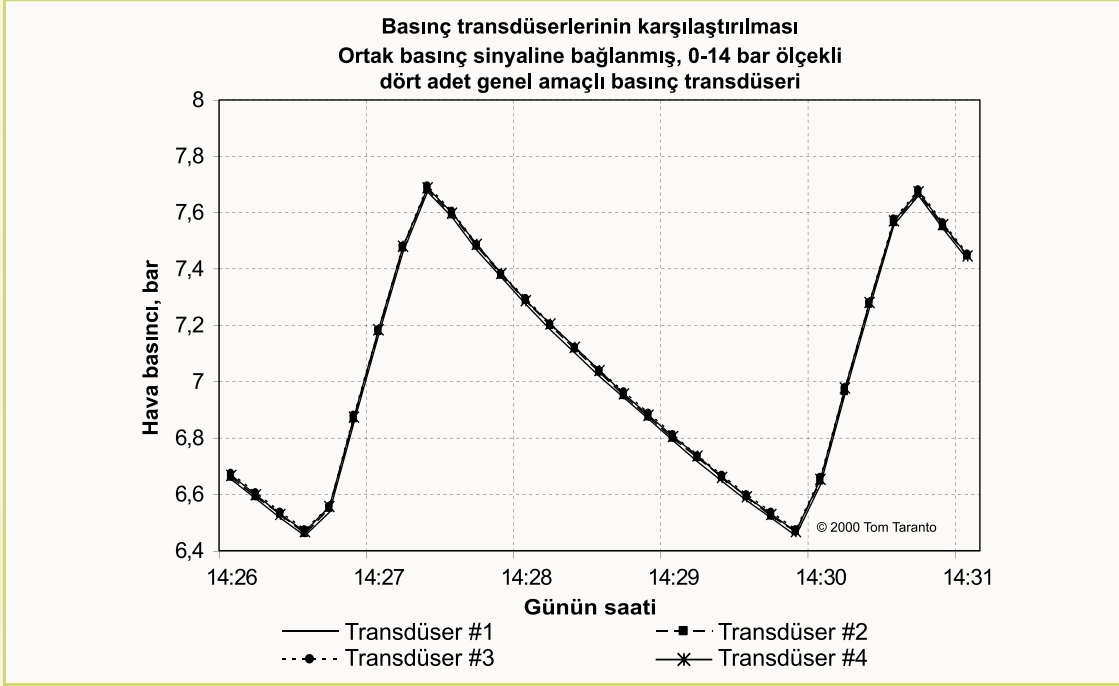
Şekil 9.8. Basınç transdüserlerinin karşılaştırılması-1



Öncekilerle karşılaştırıldığında; 0-14 bar (g) aralığında ve $\pm 0,15$ TÖ doğruluklu basınç transdüserlerin, ortak basınç sinyalini 0,04 bar değişim sınırları dâhilinde ($\pm 0,02$ bar) okuması beklenir. Aşağıdaki veriler, daha yüksek doğruluklu ($\pm 0,15$ TÖ) dört basınç transdüser ile yapılan ölçümlerin sonucunu göstermektedir.

Basınç ölçmenin bilgi hedefi, iki farklı kompresörde kontrol sinyal basıncını karşılaştırmak, dağıtım basıncı gradyanını ölçmek veya basınç farklarının başka karşılaştırmalarını yapmak ise, daha yüksek doğruluklu basınç transdüserleri, daha doğru ve uygun düzeyde veri kaydeder.

Şekil 9.9. Basınç transdüserlerinin karşılaştırılması-2



9.6.2. Debimetreler

Basıncılı hava sistemlerinde, özellikle hacimsel debi bakımından, hava debisi ölçümü genellikle zaman periyodu başına kütle birimi cinsinden ifade edilir. Avrupa'da tipik ölçü birimi Nm^3/dk 'dır (Normal m^3/dk). Amerika Birleşik Devletleri'nde ise tipik ölçü birimi standart ft^3/dk 'dır. Şunu hatırlayın: Ölçü birimi "standart" veya "normal" ile başlıyorsa, birim büyük bir ihtimalle ağırlığa ilişkindir. Ölçü birimi sadece m^3/dk , litre/saniye, acfm (gerçek ft^3/dk) veya ft^3/dk ise, birim büyük bir ihtimalle hacim birimidir. ABD'de imal edilen test ekipmanı için yapılan kalibrasyonda, hava yoğunluğu standart koşullara, yani $0,07423 \text{ lb}/\text{ft}^3$ 'e ayarlanır; ve standart ft^3/dk birimini, lb/dk cinsinden kütle debisi ile doğrudan ilişkilendirir. DIN standardı için, kalibrasyon $1,294 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'ya ayarlanır.

Not: Uluslararası Standardizasyon Teşkilatı (ISO) ve Basıncılı Hava ve Gaz Enstitüsü (CAGI), standart havayı şöyle tanımlamıştır: $14,5 \text{ psia}$ (1 bar); 68°F (20°C); kuru (%0 bağıl nem). DIN 1343 ise normal havayı (CAGI'nin "standart" dediği aynı terim): $1,01325 \text{ bar}$ ($14,69 \text{ psia}$); 0°C (32°F); kuru (%0 bağıl nem). Başka standartlar da vardır. Debimetrenin veya diğer test aletinin bildirim yaparken kullandığı standart ve ölçü biriminin doğrulanması, geçerli verilerin elde edilmesi bakımından kritik önem taşır.

Basıncılı hava için debimetreler genellikle bir veya iki büyük kategoriye girer: Boru hattındaki gaz hızını ölçenler (örneğin saniyede metre) ve boru hattındaki kütle hızını ölçenler.

Isıl yayılıma (*thermal dispersion*) dayalı kütleli debimetreler, kütle hızını ölçmek için akışta sıcaklığı algılayan elemanlar kullanır. Bir sıcaklık sensörü, gazın sıcaklığını ölçer, ikincisi ise sensörden akım geçince ısınır. Isınan elemandan gaz akıp geçerken, gaz, sensörden ısıyı alır. Birim zamandaki ısı transfer miktarı, akışkan yoğunluğuna ve aynı zamanda akışkanın telden geçiş hızının kareköküne göre değişir. Isınan elemanın sıcaklığını muhafaza etmek için gereken güç, böylelikle sensörden geçen havanın kütle hızıyla ilişkilendirilir.

Sensör sinyali, boru hattındaki kütle hızıyla doğrusal olarak değişen bir transdüser çıktı sinyali verecek şekilde kalibre edilir. Hava hızı sensörünün doğruluğu genellikle ± 2 TÖ (tam ölçek-*full scale*)'dür. Kütle hızı ölçüldüğünde, boru hattının kesit alanı kullanılarak hacimsel debi belirlenir.

Belirli bir kurulumda, hava debimetresinin toplam doğruluk düzeyini etkileyen birkaç faktör vardır:

- Boru hattındaki akış profilinin özellikleri,
- Sensörün borunun içinde konumlanması,
- Boru cidarının nispi pürüzsüzlüğü veya pürüzlülüğü,
- Hacimsel debiyi hesaplamak için kullanılan kesit alanının doğruluğu.

Takılır tip basınçlı hava debimetreleri, mevcut basınçlı hava boru hattına kolayca takılacak biçimde tasarlanmıştır. Farklı boru hattındaki her kurulum, ölçmenin doğruluğunu etkiler. Tipik endüstriyel basınçlı hava boru hattı kurulumlarında, genellikle, ölçülen debi ± 10 TÖ doğrulukta elde edilir. Tekrarlanabilirlik ise sensör doğruluk derecesinin ± 2 TÖ düzeyine yaklaşır. Takılır tipte ölçerler, doğruluktan ziyade tekrarlanabilirlik yoluyla karşılanabilen bilgi hedefleri için daha uygundur.

Basınçlı hava akışı ölçmenin bilgi hedefleri genellikle tekrarlanabilir ölçümlerle karşılanır. Talep olaylarının talep profilleri ve karakteristik belirteçleri, hava debisinin zamanla nasıl değiştiğini gösterir. Kompresör debisinin sistem dinamiklerine tepki olarak ne kadar arttığı veya azaldığını ölçmek suretiyle, arz tarafı kontrol tepkisi karakteristiklerinin tanımlanması da yine tekrarlanabilir ölçümlerle yapılır.

Öte yandan, kompresör üreticisinin belirtmiş olduğu performans sınıfının kontrol edilmesi, debinin doğru ölçülmesini gerektirir. Takılır tip ölçerler ve saha ölçümleri, üreticinin belirttiği sınıfı kontrol etmek için gerekli doğruluğa sahip değildir.

9.6.3. Güç ve enerji transdüserleri, akım, gerilim, güç ve enerji

Endüstriyel basınçlı hava sistemlerinin çoğunda, kompresörler, üç fazlı elektriksel güçle beslenen elektrik motorlarıyla çalıştırılır. Bu nedenle, bu bölümdeki anlatım, kompresörü çalıştırmak için kullanılan üç fazlı güç ve enerjinin ölçülmesini kapsamaktadır. Burada ele alınmayan diğer sürücüler arasında tek fazlı elektrik motorları, dizel veya doğalgaz yakıtlı motorlar, doğalgaz veya sıvı yakıtlı türbinli motorlar veya buhar türbinli sürücüler bulunabilir.

Güç – Güç genellikle kilowatt (kW) cinsinden ölçülür ve ölçümün yapıldığı andaki birim zamandaki iş miktarıdır.

Enerji – Enerji tipik olarak kilowatt-saat (kWh) cinsinden ölçülür. Bir yük tarafından güç tüketilirken, enerji miktarı zaman bakımından hesaplanır.

DİKKAT: Elektriksel ölçme ekipmanını uygun eğitime sahip personel bağlamalıdır. Bağlantı yapılmadan önce elektrik enerjisi kesilmelidir. Bazı ölçme ekipmanı tasarımları, enerji varken bağlantıya izin veriyor olabilir. Bu türden ekipman genellikle 600 volt ile sınırlıdır. Daha yüksek gerilimli (600 volttan yüksek) sistemlerin ölçülmesi için özel ekipman ve eğitim gereklidir.

Bazı yüksek gerilimli motorlarda sürekli kurulu ampermetre ve göstergeler vardır. Bu ampermetrelerin uçlarında, kurulu ampermetreye bağlanacak ikincil akım sensörlerinin takılmasına izin veren düşük gerilim bağlantıları bulunabilir. Birincil ve ikincil akım trafolarının oranı biliniyorsa, düşük gerilim uçlarına bağlanan ekipman ile akımın ölçülmesi mümkün olabilir.

Kompresörlerde güç ölçme, çeşitli yöntemlerle yapılabilir. Motor akım şiddetinin ve hat geriliminin ölçülmesi, 3 fazlı güç formülüne dayanarak gücün hesaplanmasını sağlar.

Denklem 9.2. Ölçülen akım şiddetinden hesaplanan güç

$$kW = \frac{\text{Ölçülen akım şiddeti} \times \text{fazlar arası gerilim} \times 1,73 \times PF}{1000}$$

Motoru besleyen üç fazın birinde akım şiddetinin ölçülmesi yaygındır. Ancak daha doğru yöntem, üç fazda da akım şiddetini ölçmek ve bunların ortalamasını yukarıdaki formülde kullanmaktır. Benzer şekilde, tek gerilim ölçümü yerine tüm fazlar arası gerilimlerin ortalaması tercih edilir. Güç faktörü (PF) ölçülebilir, ancak hesaplama amaçları için genellikle 0,85 varsayılır. Gücün ölçülmesi, motor uçlarına iki veya üç akım trafosunun bağlanmasını ve buna ek olarak, üç faz arasındaki gerilimleri ölçen üç ucu olmasını gerektirir. Ölçer/çevirici, değerlerin hepsini ölçer ve gücü hesaplar, bu değeri gösterir ve/veya çıktı sinyali olarak verir.

9.7. Transdüser Sinyallerinin Mühendislik Birimlerine Ölçeklenmesi

Çeşitli transdüserlerden gelen elektriksel çıktı, doğru yorumlandığında, fiziksel parametrelerin ölçümlerini temsil eden sinyaller sağlar. Bu sinyaller gerilim, akım şiddeti, frekans vs. olabilir. Bunlar sıklıkla, fiziksel parametre ve transdüserin çalışma aralığı bakımından doğrusal değildir.

9.7.1. Eğim ve ofset yöntemiyle doğrusal ölçekleme

Doğrusal ölçekleme yöntemi, ölçerin çıktı sinyali X_i , ölçülen parametre Y 'ye ölçeklemek için, doğru çizgi denklemini kullanır: $Y = mX + b$

Bir basınç transdüseri, 0-15 bar çalışma aralığı ve 4-20 mA çıktı sinyaline sahiptir. Eğim, sinyalde (miliAmper) birim değişim başına ölçülen parametredeki (basınç) değişimdir. Ofset ise, ölçülen parametrenin (basınç), hiç sinyal olmadığı (sıfır miliAmper) ortaya çıkan değeridir. Bu basınç transdüseri için, mühendislik birimlerini uygun biçimde ölçeklemek için gereken eğim ve ofset nedir?

Denklem 9.3. Eğim için çözüm (ölçek faktörü)

$$Eğim = \frac{\text{Transdüser aralığı}}{\text{Sinyal aralığı}}$$

$$Eğim = \frac{dY}{dX} = \frac{Y_1 - Y_2}{X_1 - X_2} = \frac{0 - 15 \text{ bar}}{4 - 20 \text{ ma}} = 0,9375 \text{ bar/ma}$$

Transdüserin eğiminin 0,9375 bar/mA olduğu ve düz çizginin $x=4$, $y=0$ noktasından geçtiği verilmişse, Y eksenini kestiği noktayı bulmak için:

Denklem 9.4. Y eksenini kestiği nokta

$$Y = mX + b$$

$$Y - mX = b$$

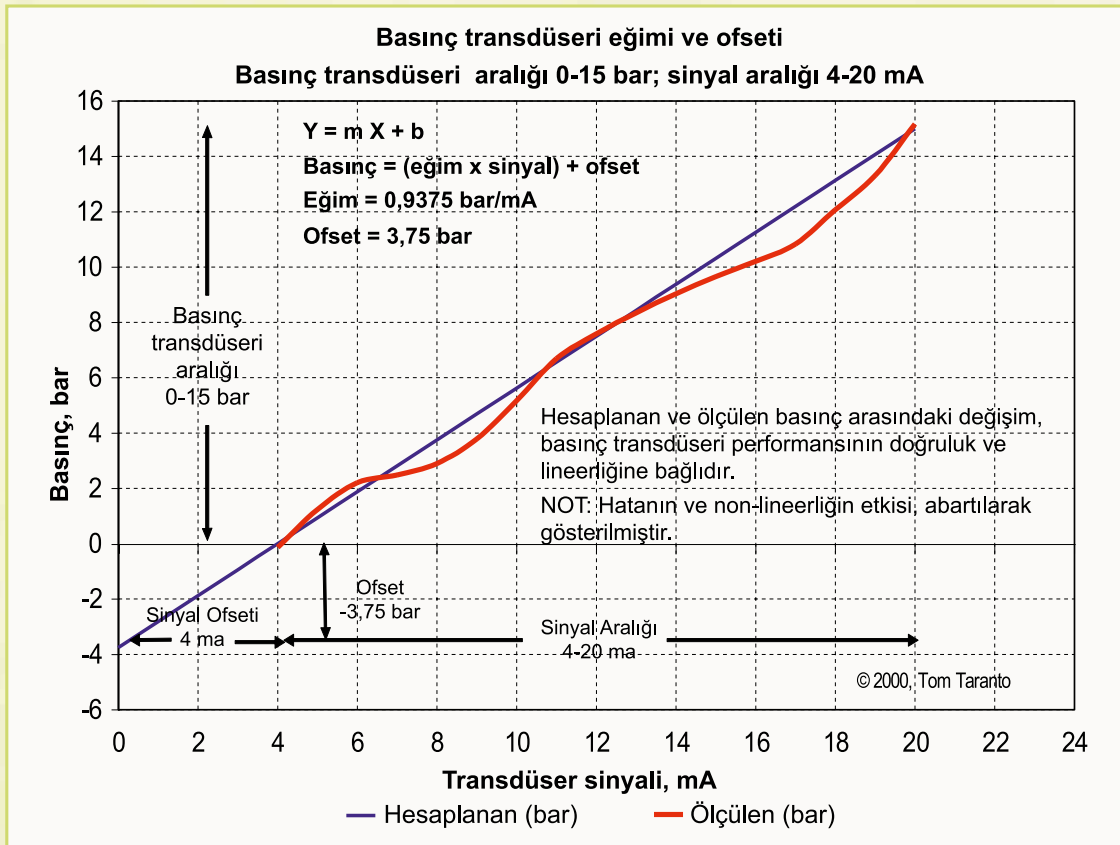
$$b = 0 - 0,9375 * 4 = -3,75$$

Grafik olarak ofset, sinyal ofsetini eğimle çarpmak suretiyle bulunabilir. Sinyal ofseti, sıfır eksi minimum sinyal aralığına eşittir. Bu örnekte, minimum sinyal aralığı 4 mA'dır. Sıfır eksi 4, sinyal ofsetinin -4 olduğu anlamına gelir. Sinyal ofsetini (-4 mA) eğimle 0,9375 bar/mA ile çarpınca, ofsetin -3,75 bar olduğu bulunur.

Denklem 9.5. Ofsetin grafik çözümü

$$\text{Ofset} = (0 - \text{Sinyal Ofseti}) \times \text{Eğim}$$

$$\text{Ofset} = (0 - 4\text{ma}) \times 0,9375\text{bar} / \text{ma} = -3,75\text{bar}$$

Şekil 9.10. Basınç çevirici eğimi ve ofseti

Şekil 4 - 9.10'daki grafik, transdüser sinyali ile basınç arasında hesaplanan ilişki için eğim ve ofsetin çizimini göstermektedir. Transdüser performansı; ölçmenin doğruluğunu etkileyecek birtakım hata, non-lineerlik ve gecikme içerir. Grafikteki kırmızı çizgi, basınç transdüseri ile yapılan gerçek ölçümlerin çizilmesi sonucunda ortaya çıkabilecek bir çizimi de içermektedir.

9.7.2. İki nokta tanımlayarak doğrusal ölçekleme

Bazı veri toplama yazılımları, eğim ve ofset değerini girmenizi gerektirebilir. Bazı başka yazılımlar da, transdüser performansı için iki referans koordinatın (X_1, Y_1) ve (X_2, Y_2) tanımlandığı ve yazılımın hesaplamayı yaptığı doğrusal ölçekleme yöntemine sahip olabilir. Yukarıdaki örnekte, 4 mA'lık sinyal $X = 0$ barlık basınç Y 'dir; bu nedenle, noktalardan biri ($X_1 = 4, Y_1 = 0$) olur. Benzer şekilde, ikinci bilinen nokta da, ($X_2 = 20, Y_2 = 15$ bar)'dir. Bu iki referans noktası girildiğinde, gerekli doğrusal ölçeklenme tamamlanır.

Ölçekleme faktörlerini hesaplamaya ilişkin matematiğin bilinmesi faydalıdır; verilerin ölçekleme hatasıyla kaydedildiği durumlarda, bu hesaplamaları kullanarak verileri uygun mühendislik değerlerine düzeltebilirsiniz.

9.7.3. Diğer ölçekleme yöntemleri

Diğer ölçekleme yöntemleri arasında kare kök ölçekleme, enterpolasyon, frekans ve titreşim sayacı girdileri vardır. Bunlar; belirli debimetreler, doğrusal olmayan transdüserler, güç ve enerji transdüserleri için geçerlidir. Transdüser ölçekleme ihtiyaçlarını araştırmak ve üreticinin belirttiğine göre doğru biçimde uygulamak çok önemlidir.

Temel Kazanımlar

1. Ölçme sisteminin doğruluğu, insan faktörleri, sistem bağlantıları, transdüserler, kablo hattı, kablolar, elektriksel bağlantılar, veri toplama donanım ve yazılımı, ve ölçme tekniklerine bağlıdır.
2. Örnekleme hızı, verilerin ortalaması ve veri aralıkları ile sistem karakteristiklerine bağlıdır.
3. Uygun sensörler, transdüserler ve ölçme sistemi doğruluğu kullanılmalıdır.
4. Transdüserler, ölçülen fiziksel parametreyle orantılı olan çeşitli sinyalleri çıktı olarak verir.
5. Ölçümü doğru biçimde kaydetmek için sinyaller uygun biçimde ölçeklenmelidir.

Ekler

Ek

A

Sözlükçe

İngilizce	Türkçe
abrasion	aşınma
absolute pressure <> gauge pressure	mutlak basınç <> gösterge (efektif) basıncı
absorption	adsorpsiyon (soğurma)
accessory equipment	yardımcı ekipman
accuracy	doğruluk
accuracy specifications	doğruluk özellikleri
actual inlet volume	gerçek giriş hacmi
actual time in use	gerçek kullanım süresi
adiabatic	adyabatik
adsorber	yüzeçekici (adsorber)
adsorption	adsorpsiyon (yüzeçekim)
adsorption dryer	adsorpsiyonlu kurutucu
aerate	havalandırmak
aerosol	aerosol (çoğul: aerosoller)
aftercooler	son soğutucu
after-filter	çıkış filtresi
agitate	karıştırmak
air agitation	hava karıştırma
air bearing	hava taşıma
air compressor	hava kompresörü
air end; airend	hava kafası
air gauging	hava ölçme
air inlet	hava girişi
air inlet filter	hava giriş filtresi
air intake	hava girişi
air main	hava şebekesi
air motors, heavy	hava motorları, ağır
air motors, miniature	hava motorları, küçük

İngilizce	Türkçe
air outlet	hava çıkışı
air oxidation	hava ile oksitlenme
air receiver	hava alıcı
air survey	hava kullanım araştırması
air system audit	hava sistemi denetimi
air tool	havalı alet
air treatment system	hava temizleme sistemi
air turbines	hava türbinleri
air/air heat exchanger	hava-hava ısı değiştirici
air end	hava kafası
alias pressure tracing	örtüşen basınç grafiği
altitude	rakım
alumina	alüminyum
analog <> digital	örneksel <> sayısal
analog/digital convertor	örneksel-sayısal dönüştürücü
annual hours of operation	yıllık çalışma süresi
aperture	açıklık
apparent control band	görünür kontrol bandı
artificial demand	yapay talep
aspirate	havalandırmak
aspiration	havalandırma (aspirasyon)
atmospheric air	atmosferik hava
atomizing	atomize etme
audit team	etüt ekibi
authoritative document	güvenilir doküman
automatic die cutting equipment	otomatik kalıp kesme ekipmanı

automatic magnetic drain	otomatik manyetik boşaltıcı
auxiliary air receiver	yardımcı hava alıcı
averaged sensor reading	ortalama sensör değeri
back expansion	geri genişleme
back pressure control	geri basınç kontrolü
base compressor	temel kompresör
base load capacity	temel yük kapasitesi
base load compressor	temel yük kompresörü
baseline measurement	referans düzey ölçümü
batch format	yığın biçimi
battery	batarya, pil
bayonet gauge	yağ kontrol çubuğu
bearing carrier	yatak kovani
bearing grease fittings	yatak yağı bağlantılı
bearing wear	yatak aşınması
billet pusher	kütük itici
bleed-down; bleed down	boşaltma
block diagram	blok diyagram
blowdown time	blöf süresi
blowdown valve; blow-out valve; blow-off valve	blöf vanası
blower	üfleç
blow-off excess flow	fazlalık debi blöfü
blow-off gun (=air gun)	hava tabancası
blow-out plugs	blöf tapaları
booster	yükseltici
bore-to-stroke ratio; bore/stroke ratio	çap-strok oranı
box maker	kutulayıcı
breakaway force	kopma kuvveti
breathing air	soluma havası
buffer (=lessen or moderate the impact of)	etkisini mutedilleştirmek
bulk liquid	sıvı yığını
bull's eye sight gauge	gözlü seviye göstergesi
bypass service loop	baypas hizmet döngüsü
by-pass valve	baypas vanası
cabinet cooling	kabin soğutması
cap end <-> rod end	kafa tarafı <-> biyel tarafı (silindirlerde)
carry-over, carry over	nakil
cartridge	kovan
cascade	basamaklandırmak
centralized automation control	merkezi otomasyon kontrolü
centralized vacuum system	merkezi vakum sistemi

centrifugal compressor (= turbo)	santrifüj kompresör (= turbo)
changeover valve	yön değiştirme vanası
check valve	çekvalf
chemical reaction	kimyasal tepkime
choke or stonewall region	boğulma veya kilitleme bölgesi
clamping application	kıskaç uygulaması
clamping cylinder	kıskaç silindiri
clamping force	sıkma kuvveti
clearance volume	açıklık hacmi
coalescence	birleşmek
coalescing filter	birleştirici filtre
coarse filter layer	kaba filtre tabakası
collision	çarpışma
combined gas law	birleşik gaz kanunu
combined operating compressor capacity	birleşik çalışır kompresör kapasitesi
completeness	tamlık
compressed air	basıncılı hava
compressed air equipment	basıncılı hava ekipmanı
compression chamber	sıkıştırma odası
compressor sequencer	kompresör otomatik sıralayıcı
condensate	yoğuşma suyu
condensate drain	yoğuşma suyu boşaltıcısı
condensate header pipe with vent	vanalı yoğuşma suyu başlık borusu
condensate trap	yoğuşma kapanı
condensation	yoğuşma
condensation point	yoğuşma noktası
connector	konektör
construction	inşaat
constructional peculiarity	yapısal özgünlük
control gap	kontrol açıklığı
control panel	kontrol paneli
control pressure shift	kontrol basınç atlaması (kayması)
control scheme	kontrol düzeni
control sequencer	kontrol sıralayıcı
control signal pressure	kontrol sinyal basıncı
conveying powder products	toz ürünleri taşıma
conveying granular products	tanecikli ürünleri taşıma
cooling	soğutma

cooling media, medium	soğutma ortamı
cost effectiveness	maliyet etkinlik
counter-flow	ters akış
coupling	kaplin
crankcase	yağ karteri
crosshead	çapraz başlık
cross-sectional area	kesit alanı
curved lift valve	eğik kaldırmalı vana
cut-out pressure <> cut-in pressure	devreden çıkış basıncı <> devreye giriş basıncı
cycle time	çevrim süresi
cyclonic air movement	siklonik hava hareketi
cylinder bore	silindir çapı
cylinder head	silindir kafası
cylinder's rod	silindir kolu
data acquisition hardware and software	veri toplama donanımı ve yazılımı
data averaging	veri ortalama işlemi
data chart	veri grafiği
data collection <> data acquisition	veri toplama <> veri edinim; veri edinme
data interval	veri aralığı
data point	veri noktası
data reduction method	veri indirgeme yöntemi
dc power source; dc power supply	dc güç kaynağı
dead center	ölü nokta
dead end system, dead-end system	kör uçlu (döngüsüz) sistem
dead space	ölü hacim
dead-end lines	kör hatlar
debris	döküntü, moloz
deep bed filter	derin yataklı filtre
deep vacuum	derin vakum
defects in production	üretim kusurları
deflect; deflector	saptırmak; deflektör (saptırıcı)
deflection plate	saptırma plakası
deliquescent drying medium	nem çekerek kurutma ortamı
demand	talep
depalletizer	palet çözücü, palet sökücü
desiccant	desikant (kimyasal kurutucu)
desiccant bed	desikant yatağı
desiccant chamber	desikant haznesi
desiccant dryer	desikantlı kurutucu

design pipeline velocity	boru hattının tasarım hızı
design point	tasarım noktası
dew point suppression dryer	çiğ noktası düşürme kurutucusu
diaphragm pumps	diyaframlı pompalar
diesel engine	dizel motor
difference, differential	fark
diffusion	difüzyon (yayılma)
dilute phase <> dense phase	seyreltik faz <> yoğun faz
dilute phase transport	seyreltik fazda taşıma
direct <> indirect	doğrudan <> dolaylı
directional exhaust ducting	yönlendirmeli egzoz kanal sistemi
dirt trap	pislik kapanı
disconnect box	ayırma kutusu
disposal canister	atma kabı
distribution gradient	dağıtım gradyanı
distribution header	dağıtım başlığı
distribution piping	dağıtım boruları
distribution pressure gradient	dağıtım basıncı gradyanı
double acting	çift etkili
double acting with crosshead	çapraz başlıklı çift etkili
drain <> plug <> trap	boşaltıcı <> tapa <> kapan
drain trap	boşaltma tapası
drain valve	boşaltma vanası
drawdown	düşüş
drawdown rate	düşüş hızı, düşüş oranı
drilling	delme
drip leg <> drop leg; drop-leg	damlama borusu <> iniş borusu
drive axis	sürücü eksen
drive motor	sürücü motor
driven <> revolving	tahrik eden <> dönen
drop fitting	iniş bağlantı elemanı
droplet	damlacık
drum pump	tamburlu pompa
dry (/lubricant-free)	yağsız
dry receiver <> wet receiver	kuru alıcı <> ıslak alıcı
dryer outlet	kurutucu çıkışı
drying agent	kurutma maddesi
drying medium	kurutma ortamı
drying methods	kurutma yöntemleri
dwel time	durma süresi

dynamic airflow rate	dinamik hava debisi
dynamic profile	dinamik profil
ear plug	kulak tıkacı
economy cycle	tasarruflu çevrim
economy dryer	tasarruflu kurutucu
eductor	boşaltma pompası (edüktör)
effective control band	efektif kontrol bandı
effective control pressure band	efektif kontrol basıncı bandı
ejector	çıkarma aygıtı (ejektör)
electrical curtailment	elektrik kısıntısı
electrical energy	elektrik enerjisi
electrical resistance	elektrik direnç
electrically driven vacuum pump	elektrikli vakum pompası
end use	son kullanım
end use pneumatic device	son kullanım pnömatik cihazı
energy form	enerji biçimi
energy waste	enerji israfı
engineered storage	tasarlanmış depolama
engineering data sheets	teknik veri broşürü
excursion	sapma, ortalamadan uzaklaşma
exhaust silencer	egzoz susturucusu
exploded view	büyütülmüş görünüm
explosion proof	patlamaya karşı korunmuş
external sequencing	dıştan sıralama
female rotor <> male lobe	dişi rotor <> erkek lob
fiber bundle	lif demeti
filler neck	doldurma boynu
filter bowl	filtre haznesi
filter element	filtre elemanı
filtered separator with drain trap	boşaltma tapalı, filtrelili ayırıcı
final discharge pressure	nihai çıkış basıncı
fine filter layer	ince filtre tabakası
first law of thermodynamics	termodinamiğin birinci kanunu
fixture	tutucu düzenek
flexible hose	esnek hortum
float drain	şamandıralı boşaltıcı
float type trap	şamandıralı kapan
floating source interference	topraksız kaynak (floating source) paraziti
flow controller	akış kontrolörü

flow restrictors	akış sınırlayıcılar
flow static <> flow dynamic	statik akış <> dinamik akış
fluctuation	dalgalanma
fluid separator	akışkan separatörü
fluid/compressed air aftercooler	akışkan/basınçlı hava son soğutucusu
fluidics	akışkanlar mekaniği (bilimi)
flute	oluk
forced ventilation	zorlanmış (cebri) havalandırma
fouled	kirlenmiş, kirli
foundry machines	döküm makineleri
free air delivered (FAD); free air delivery	serbest hava hacmi (FAD)
free piston	serbest piston
full flow	tam akış
full load capacity	tam yük kapasitesi
full-scale (fs) reading	tam ölçek (fs) değeri
full-scale range	tam ölçek aralığı
gearbox	dişli kutusu
ground loop	toprak döngüsü
hand tool	el aleti
hardware component	donanım bileşeni
header pressure	giriş basıncı
heat dissipation	ısı yayılımı
heat pipes	ısı boruları
heated drying medium	ısıtılmalı kurutma ortamı
heatless	ısıtsız
high accuracy pressure transducer	yüksek doğruluklu basınç transdüseri
high sample rate <> slow sample rate	yüksek <> düşük örnekleme oranı
hinged vent	menteşeli hava deliği
hissing sound	tıslama sesi
hollow fiber membran	içi oyuk fiber membran
hose	hortum
hose barb	hortum çengeli
hose connectors	hortum bağlantıları
hours of operation = operating hours	çalışma süresi
housing; casing	gövde
humid air	nemli hava
hydrocarbon	hidrokarbon
hysteresis	gecikim (histerez)
illustrate	örnekle açıklamak, örnek göstermek
inappropriate use	uygunsuz kullanım

indicators of achievement	başarım göstergeleri
industrial hand tools	endüstriyel el aletleri
initial pressure <> final pressure	başlangıç basıncı <> nihai basınç
inlet <> discharge	giriş <> çıkış
inlet guide vane (IGV)	giriş kılavuz kanatçığı (IGV)
inlet modulation	giriş modülasyonu
inlet port <> discharge port	giriş deliği <> çıkış deliği
inline strainer	hat süzgeci
insert (n)	plaka
insertion style flow meter	takılır tip debimetre
integrated	bütünleşik (entegre)
intercooling	ara soğutma
intermediate flow control	ara akış kontrolü
intermeshing rotor surfaces	iç içe dönen pervane yüzeyleri
interruptible power	kesintili güç
interstage piping	kademeler arası borular
interstage pressure	kademeler arası basınç
irrecoverable pressure loss	geri kazanılamayan basınç kaybı
isentropic compression	izantropik sıkıştırma
isolation valve	izolasyon vanası
jam nut, jam-nut	kontra somun
key parameter	temel parametre
leak load	kaçak yükü
leak prevention program	kaçak önleme programı
leak rate	kaçak oranı
leak survey	kaçak taraması
level activated	seviye kumandalı
linear	doğrusal
linear scaling with definition of two points	iki nokta tanımlayarak doğrusal ölçekleme
linear scaling with slope ve offset method	eğim ve ofset yöntemiyle doğrusal ölçekleme
linearity <> non-linearity	doğrusallık <> doğrusal olmama
line-to-line voltage	fazlar arası gerilim
liquid cooling	sıvı soğutma
liquid drying medium	sıvı kurutma ortamı
liquid filter	sıvı filtresi
liquid fuel turbine engine	sıvı yakıt türbinli motor
liquid phase	sıvı faz
liquid ring	akışkan halka

load cycle	yük çevrimi
load/no load (on-line/off-line)	yüklü/yüksüz (devrede/devredışı)
load/unload cycling	yüklü/yüksüz çevrim
load/unload run	yüklü/yüksüz çalışma
locus of maximum efficiency	maksimum verim konumu
loop(ed) pipe system <> branch system	döngülü boru sistemi <> branş sistemi
loop/spur main	çevrim/destek şebekesi
lower dead centre	alt ölü nokta
lubricant	yağ
lubricant separator reservoir	yağ separatör haznesi
lubricant sump strainer screen	yağ karter süzgeci ekranı
lubricant-injected; fluid-flooded; lubricant-flooded; flooded	yağlı
lubricator	yağlayıcı
machine tool	takım tezgahı
machine tools	torna aletleri
machining tolerances	imalat toleransları
main air receiver	ana hava alıcı
mainline distribution header	ana dağıtım başlığı
makeup air; makeup water	besleme havası, besleme suyu
male rotor	erkek rotor
man lift; manlift	sepetli vinç
manual drain	manuel boşaltıcı
manufacturer, vendor and supplier	üretici, satıcı ve tedarikçi
mass flow	kütle akışı
mass flow meter; mass flow transducer	kütle debimetresi
master controller	ana kontrolör
maximum working pressure (MWP)	maksimum çalışma basıncı (MWP)
means of evaluation	değerlendirme yöntemi
measurement error	ölçüm hatası
measurement point	ölçme noktası
measurement system	ölçme sistemi
measurement ve instrumentation technology	ölçme ve enstrümantasyon teknolojisi
measuring period	ölçüm periyodu
mechanical advantage	mekanik kazanç, kuvvet kazancı
mechanical agitation	mekanik karıştırma

mechanical damping	mekanik sönüm(leme)
membrane	membran
mesh of stainless steel	paslanmaz çelikten örgü
mineral oil	madeni yağ
minimum acceptable pressure	minimum kabul edilebilir basınç
minimum pressure requirement	minimum basınç ihtiyacı
modulating control	modüle edici kontrol
moisture	nem, ıslaklık
moisture-laden	nem yüklü
molecular mass	moleküler kütle
multiple kompresör system	çoklu kompresör sistemi
multiple staging	çift kademeli
multi-step	çok kademeli
natural gas engine	doğalgaz yakıtlı motor
natural gas turbine engine	doğalgaz türbinli motor
needle valve	iğneli vana
negative pressure mass flow	negatif basınçlı kütle akışı
no air-loss drain	hava kayıpsız boşaltıcı
nominal volumetric flow rate = rated volume flow	anma hacimsel debi
normal conditions	normal koşullar
objective of the training	eğitimin hedefi
oil and suspended particles	yağ ve asılı parçacıklar
oil collection pail	yağ toplama kovası
oil removal filter with drain trap	boşaltma tapalı yağ giderme filtresi
oil slug	yağ tortusu
oil vapour filter	yağ buharı filtresi
oil-cooled	yağ soğutmalı
oil-free compression	yağsız sıkıştırma
open blowing	açık üfleme
open hand held blowguns veya lances	açık ağızlı el tabancaları veya çubukları
operating compressor capacity	çalışır kompresör kapasitesi
operating envelope	çalışma zarfı
operating pressure	çalışma basıncı
operating range of compressors	kompresörlerin çalışma aralığı
operational baseline	işletimsel referans düzey
operational sequencing	çalıştırma sırası
order of magnitude	büyüklik mertebesi

original equipment manufacturer (OEM)	oijinal ekipman üreticisi (OEM)
oscillating spiral	salınan spirial
osmosis	kimyasal geçişim (osmosis)
over-compressing	aşırı sıkıştırma
overhaul	bakım ve onarım
overload safety shutdown	aşırı yük emniyet anahtarı
overpowered	aşırı güç verilmiş
over-pressure safety-relief valves	aşırı basınç emniyet vanaları
over-pressurization	aşırı basınçlandırma
overpressurization and expansion	aşırı basınçlandırma ve genişleme
oxidizer	oksitleyici
oxygenate	oksijenlendirmek
pack house compressors	depodaki kompresörler
packaging & textile machines	ambalaj ve tekstil makineleri
packaging equipment	ambalaj ekipmanı
padding	yastıklama
palletizer	paletleyici
panel purging	panel temizleme
part load capacity	kısmi yük kapasitesi
particle size	parçacık boyutu
particulate contamination classes	parçacıklı kirlilik sınıfları
particulate filter	parçacık filtresi
particulate filter with drain trap	boşaltma tapalı parçacık filtresi
part-load performance	kısmi yükte performans
peak dynamic airflow rate	tepe dinamik hava debisi
pellet	pelet
percolate	süzmek
perforated	delikli
peripheral speed	çevresel hız
permeable; semi-permeable	geçirgen; yarı geçirgen
permissive start-up time	devreye giriş süresi
personal protective equipment	kişisel koruyucu ekipman
phase-in remedial plan	aşamalı çözüm planı
photographic film processing	fotoğraf tabı
pipe clamp	boru kelepçesi
pipe joint compound	boru ek yeri macunu

pipe sizing chart	boru boyutlandırma diyagramı
pipng and instrumentation diagram/drawing	tesisat ve enstrümantasyon diyagramı
pipng loop mains	boru çevrim şebekesi
pipng plan	boru tesisat planı
pipng restriction	boru kısıtlayıcı
piston face	piston yüzü
piston ring	piston segmanı
piston ring	segman
piston rod	piston kolu
plant air	tesis hava sistemi
plant floor plan	tesis kat planı
plating	kaplama
pneumatic capacitance	pnömatik kapasitans
pneumatic cylinders	pnömatik silindirler
pneumatic motor	basınçlı hava motoru
pneumatic tool	pnömatik alet
pneumatically powered machines	pnömatik güçlü makineler
pneumatics	gaz mekaniği bilimi (pnömatik)
point of use supply connection	kullanım noktası besleme bağlantısı
point of use; use point	kullanım noktası
pollutant; contaminant	kirletici
poor air quality	düşük hava kalitesi
poppet valve	dikme vana
pore dia	gözenek çapı
positive displacement compressor	pozitif deplasmanlı (pistonlu) kompresör
power house	enerji santrali
precision <> accuracy	hassasiyet <> doğruluk
precision pressure regulators	hassas basınç regülatörleri
pre-drying	ön kurutma
pre-filter	ön filtre
preliminary compression	ön sıkıştırma
pressure (bar)	basınç, bar
pressure booster	basınç yükseltici
pressure change	basınç değişimi
pressure dew point (PDP)	basınç çiy noktası (PDP)
pressure differential	basınç farkı
pressure drop	basınç düşüşü
pressure gauge	basınç ölçer
pressure gauge reading (bar(g))	basınç ölçer değeri (bar(g))

pressure gradient	basınç gradyanı
pressure reducing regulators	basınç azaltıcı regülatörler
pressure switch	basınç anahtarı
pressure transducer	basınç transdüseri
pressure upset	basınç aksaması
pressure vessel	basınç kabı
pressure with high sample rate	yüksek örnekleme oranında basınç
pressure with slow sample rate	düşük örnekleme oranında basınç
pressure-lubricated; pressure lubricated	basınçla yağlanan
primary rotor <> secondary rotor	birincil rotor <> ikincil rotor
primary storage pressure allowance	birincil depolama basınç tahsisi
process control instruments	proses kontrol aletleri
productive	üretim amaçlı; ütime yönelik; üretken
pulley clamp screws	kasnak kelepçe vidaları
pulsed dc current	darbeli dc akımı
purge = scavenge = sweep	süpürmek
purge air	süpürme havası
purity class	saflık sınıfı
push to connect fitting	itince takılır bağlantı
quick disconnects	hızlı kesiciler
quick release couplings	çabuk sökülen kavramalar
rate of change	değişim hızı
rate of decay	sönüm hızı
rated condition	tanımlı koşul
rating	sınıflandırma
re-aero	aerodinamiği yeniden tasarlama
receiver pump-up test	alıcı doldurma testi
reciprocals	ileri-geri hareketli
recoverable pressure differential	geri kazanılabilir basınç farkı
redundant	fazla(dan)
reference ground	referans toprağı
refrigerant	soğutkan
refrigerant compressor	soğutmalı kompresör
refrigerant dryer; refrigerated dryer; refrigeration dryer	soğutmalı kurutucu
refrigerant/air heat exchanger	soğutkan-hava ısı değiştirici

refrigerated air dryer	soğutmalı hava kurutucusu
refrigerated cooler	refrijerasyonlu soğutucu
refrigerated dryer	soğutmalı kurutucu
regeneration	rejenerasyon
regulated <> unregulated	regüle edilmiş <> regüle edilmemiş
regulated end-uses	regüle edilmiş son kullanımlar
regulator	regülatör
remote sensing	uzaktan algılama
rental hook-up	geçici bağlantı
reserve compressor capacity	yedek kompresör kapasitesi
reservoir blowdown time requirement	hazne blöf süresi ihtiyacı
response time	tepki süresi
restrictor	sınırlayıcı
return air	dönüş havası
rework cost	yeniden işleme maliyeti
rewound motor	sargısı yenilenmiş motor
rock drills	kaya matkapları
root cause	kök neden
rotary actuator	dönel çalıştırıcı
rotary blower	dönel üfleç
rotary screw compressor	dönel vidalı kompresör
rotary sliding vane compressor	dönel sürgülü kanatlı kompresör
rotary tooth compressor	dönel dişli kompresör
rotary tooth compressors (hook and claw compressors)	dönel dişli kompresörler (çengel ve pençe kompresörler)
rotary vane compressor	dönel kanatlı kompresör
rotary vane cylindrical rotor offset	dönel kanatlı silindirik rotor ofseti
rotating (online) capacity	çalışır (çevrimiçi) kapasite
rotating generation capacity	çalışır üretim kapasitesi
rotating reserve capacity	çalışır yedek kapasite
rotor bore	rotor oyuğu
rotor housing	rotor gövdesi
roughness	pürüzlülük
run timer	çalışma zamanlayıcısı
run-on timer	sabit süreli zamanlayıcı
safety glasses	koruyucu gözlük
safety guard	emniyet muhafazası
safety relief valve	emniyet vanası

safety reserve	güvenlik yedeği
safety solvent	emniyet solventi
sample	örnek
sample rate (scan rate); sampling rate	örnekleme oranı (tarama oranı)
sampling	örnekleme
sand blaster	kumlayıcı
sand blasting	kumlama
sanitary drain	pis su boşaltıcısı
saturation temperature	doyma sıcaklığı
scale factor	ölçek faktörü
scaling method	ölçekleme yöntemi
scaling of engineering units	mühendislik birimlerinin ölçeklenmesi
scavenge tube	süpürme borusu
scavenger	pislik tutucu
scavenging capability	süpürme yeteneği
scoring	çizik
scraper ring	yağ silici halka
separation efficiency	ayırıştırma verimi
separator	separatör
separator element	separatör elemanı
separator reservoir	separatör haznesi
service valve	servis vanası
shaft coupling element	mil kavrama elemanı
shielded cable	korunmalı kablo
shop vacuum	atölye vakum cihazı
short cycling	kısa çevrim
shut off valve	kapama vanası
shutoff valve	kapama vanası
signal aliasing	sinyal örtüşmesi
signal noise	sinyal gürültüsü (/sinyal paraziti)
signal wiring	sinyal kablo hattı
silos area	silos sahası
single acting	tek etkili
single master control	tek ana birimli kontrol
single staging	tek kademeli
single-phase electric motor	tek fazlı elektrik motoru
single-stage, single-step	tek kademeli
site visit	saha gezisi (yerinde inceleme)
sliding valve	sürgülü vana
slough off	pullanma döküntüsü
smart master control	akıllı ana kontrol
smart transducer	akıllı transdüser
solenoid valve	selenoid vana
solid drying medium	kati kurutma ortamı

solid particles	katı parçacıklar
solid rotor	masif rotor
soluble	çözünür
sorption	sorpsiyon (emilim)
source of wasted energy	enerji israf kaynağı
space	boşluk
space heating	ortam ısıtma(sı)
sparging	serpme
spin plate	burgu plakası
spiral track	spiral hattı
spiral valve	spiral vana
spot-check one-time measurement	tek noktada bir defalık ölçüm
spray painting	sprey boyama
stage	kademe
standard conditions	standart koşullar
standard modulating power curve	standart modülasyonlu güç eğrisi
stand-by capacity	bekleyen yedek kapasite
stand-by compressor	yedek kompresör
start/stop; start-stop	dur-kalk
statement of work (SOW)	iş beyanı (SOW)
steam turbine drive	buhar türbini sürücüsü
stopcock	tıpa
storage capacity	depolama kapasitesi
storage volume	depo hacmi
straight-line graph	düz-çizgi diyagramı
strain gauge sensor	gerinim ölçer algılayıcısı
stringent	sıkı
stroke	strok
sullair discharge	salyangoz çıkışı
sump	yağ haznesi
sump breather	yağ haznesi hava borusu
supply <> demand	arz <> talep
supply compressor	besleme kompresörü
supply header	besleme başlığı
supply side <> demand side	arz tarafı <> talep tarafı
supply/demand balance	arz-talep dengesi
surge demand	taşma (surge) anındaki talep
surge line	taşma (surge) hattı
surgings	taşma (surge)
suspended particles	asılı parçacıklar
swing	salınım
swing; pressure swing	salınım; basınç salınımı
switched reluctance drive	anahtarlamalı relüktans sürücüsü
switching differential	anahtarlama farkı

system capacitance field test	sistem kapasitansı saha testi
system pressure	sistem basıncı
system pressure bleed-down test	sistem basıncını boşaltma testi
system supply header	sistem besleme başlığı
system target pressure	sistem hedef basıncı
systematic effect	sistematik etki (/düzenli etki)
systemic effect	sistem genelinde etki
systems engineering measurement primer	sistem mühendisliği ölçme kılavuzu
systems engineering process	sistem mühendisliği süreci
tachometer	takometre
takeoff point	hattan ayrılma noktası
target supply header pressure	hedef besleme giriş basıncı
test codes	test kodları
theoretical inlet volume	teorik giriş hacmi
thermal dispersion mass flow meter	ısı yayılımına dayalı kütle debimetresi
thermostatic mixing valve	termostaik karıştırma vanası
thread sealant	boru sızdırmazlık maddesi
thrust	itki
time base	zaman tabanı
time cycle blow-down	zamanlı çevrim blöfü
time derivative	zaman türevi
time related; time-related	zamana bağlı
timed electric trap	zaman ayarlı elektrikli kapan
timeliness	zamanındalık
timer activated	zamanlayıcı kumandalı
timing gears	zamanlama dişlileri
tool balancer	alet dengeleyici
total oil concentration	toplam yağ konsantrasyonu
trace gas	eser gaz
transducer signals, response time, noise and interference	transdüser sinyalleri, tepki süresi, gürültü ve parazit
transient event	geçici olay
transient peak surge flow	geçici tepe durma debisi
trap	kapan
trapped air	hapsedilen hava
treatment equipment	temizleme ekipmanı

treatment pressure shift	temizleme basıncı değişimi
trim capacity	ayar kapasitesi
trim compressor	ayar kompresörü
turbocharger	turboşarj cihazı
turn valve	dönüştürme vana
turndown (capacity) range; capacity turndown	üst/alt kapasite aralığı
turndown ratio	üst/alt kapasite oranı
twisted pair	çift bükümlü kablo
typical compressed air system	tipik basınçlı hava sistemi
uh-oh point	istenmeyen nokta/yer
unanticipated shutdown	beklenmedik duruş
unavoidable unswept volume	ölenemez süpürülmemiş hacim
underlying event	somut olay; gözlemin altında yatan olay
unload <> load	yüksüz <> yükte (durum belirtirken)
un-loader mechanism	yüksüzleştirme mekanizması
unregulated end-uses	regüle edilmemiş son kullanımlar
upper dead centre	üst ölü nokta
upper limit <> lower limit	üst limit <> alt limit
upper set point	üst ayar noktası
vacuum generation	vakum oluşturma
vacuum generator	vakum jeneratörü
vacuum Venturi	vakum Venturi
valley	dip (eğrinin en aşağıya indiği kısım)
valley pressure	dip basınç
valve assembly	vana grubu
valve seat	vana yuvası
valves and rings	vanalar ve segmanlar (piston söz konusu olunca)
variable displacement	değişken deplasman
variable speed control	değişken hız kontrolü
varnish	cila
velocity fuses	hız sigortaları
ventilation fan	havalandırma fanı
VFD Motor Speed (output m ³)	VFD Motor Hızı (çıkış m ³)
VFD Off <> VFD On	VFD Devre dışı <> VFD Devrede
volume flow rating of a compressor	kompresörün hacimsel debi sınıflandırması

volumetric	hacimsel
volumetric efficiency	hacimsel verim
volute	salyangoz
warm air regeneration	sıcak hava rejenerasyonu
water droplet	su damlacığı
water vapor saturation pressure	su buharı doyma basıncı
water-injected	sulu
water-injected screw compressor	sulu vidalı kompresör
waveform	dalga biçimi
welding machines	kaynak makineleri
well-rounded hole	düzgün yuvarlak delik

Ek**B**

İyi Uygulamalar Özeti

Basınçlı havanın uygulama için en iyi alternatif olduğundan emin olun.

Basınçlı havanın maliyeti, sağladığı kolaylık ve ergonomik avantajlardan dolayı sık sık göz ardı edilir. Basınçlı havanın tüm kullanımları uygun veya ekonomik olarak uygulanabilir görülmez. Otomatik imalat proseslerindeki verimlilik iyileştirmelerinin birçoğuna, basınçlı havanın uygun kullanımı ile ulaşılmıştır.

Uygulama için gereken minimum pratik basıncı belirleyin ve uygun görüldüğü takdirde kompresör yerine üfleç kullanın.

Düşük basınçlı üfleç, elektrik motor sürücüsü veya vakum pompası ile daha iyi hizmet edilebilecek muhtemel uygunsuz kullanımları arayın.

Basınçlı hava gerektirmeyen uygulamalarda, ihtiyaç duyulmadığında besleme daima kapanmış olmalıdır.

Uygulamanın sadece ihtiyaç duyulan miktar kadar basınçlı hava kullandığından emin olun.

Bir prosesin tüm bölümleri, eş zamanlı olarak havaya ihtiyaç duymayabilir.

Debinin tepe ve ortalama değerleri gerçek ihtiyaçları ve lokal ikincil depolamanın avantajlı olup olmayacağını belirlemek için analiz edilmelidir.

Sistem, havayı mümkün olan en düşük basınçta dağıtmalıdır.

Son kullanımlarda minimum uygulamalı basınçta çalışmak, kompresör çıkış basıncındaki müteakıl azalma ile birlikte hem basınçlı hava tüketimini hem de gerekli enerjiyi azaltacaktır.

Basınçlı havanın kontrol ve dağıtımı için kullanılan ekipmanın uygunluğu kontrol edilmelidir.

Kompresör kontrollerinin doğru tipte olup olmadığı ve doğru çalışma basıncı aralığına sahip olup olmadığı tespit edilmelidir.

Birincil ve ikincil alıcıların boyutlarının yeterli olup olmadığı ve iyi konumlandırılmış olup olmadıkları belirlenmelidir.

Kompresör odasından hava beslemesi bir basınç/akış kontrolörü tarafından kontrol ediliyor mu? Eğer öyleyse, kontrolör ve dağıtım boruları doğru şekilde boyutlandırılmış mı? Bunları inceleyin.

Kullanım noktalarındaki basınç, FRL'ler (Filtre/Regülatör/Yağlayıcı) ile daha fazla düşürülebilir mi ve bunlar gerekli midir? Bunları inceleyin.

Tepe taleplerini öngörmek için otomatik sistem kontrolleri kullanın.

Sadece herhangi bir zamandaki talebi karşılamak için, gereken sayıdaki kompresör işletimde olmalı ve sadece biri "ayar" kontrol modunda olmalıdır. Otomatik kompresör sıralaması değişen talep çevrimlerinde kompresör seçimini optimize edebilir.

Çalışmayan bir proseste basınçlı hava beslemesini kapatın.

İşletimde olmayan uygulamalara basınçlı hava beslemesinin durdurulması basınçlı hava tüketimini azaltabilir. Bu işlem, her uygulamanın hava beslemesine bir selenoid vana takılarak çok kolaylıkla başarılabilir.

Her makine veya proses için basınçlı havanın maliyetini belirleyin.

Hava tüketimi ve elektrik gücünün doğru ölçümleri, gerçek işletim maliyetinin uygun biçimde değerlendirilmesine imkân sağlar. Bu da, mevcut kaynakların yönetimi ve korunmasına yardım edebilir.

Kaçakların maliyetini inceleyin ve anlayın.

Bir endüstriyel tesisin basınçlı hava sisteminde, %20-30'luk kaçak oranı olağandışı değildir. Mücadeleci ve sürekli bir kaçak tespit ve giderme programı, tüketimi büyük ölçüde azaltabilir.

Büyük miktarda basınçlı hava, yoğuşma suyu boşaltımı vasıtasıyla kaybedilebilir:

Şamandıra tipi ve diğer mekanik kapanlar açık pozisyonda takılı kalmış olabilir.

Manuel boşaltıcılar az aralık bırakılır.

Zamanlı çevrim blöfü, boşaltma vanalarının hiç yoğuşma suyu yokken bile açılmasına sebep olabilir.

Sadece yoğuşma suyu varken açık olan ve yoğuşma suyu boşaltılınca kapanan "talep boşaltması" israfı önleyebilir.

Yukarıda sunulan çözümler uygulandıktan sonra, çalışan kompresör sayısı ve bunların kontrol ayarları incelenmelidir. Böylece, enerjide mütakabil bir azalma gerçekleştirilir.

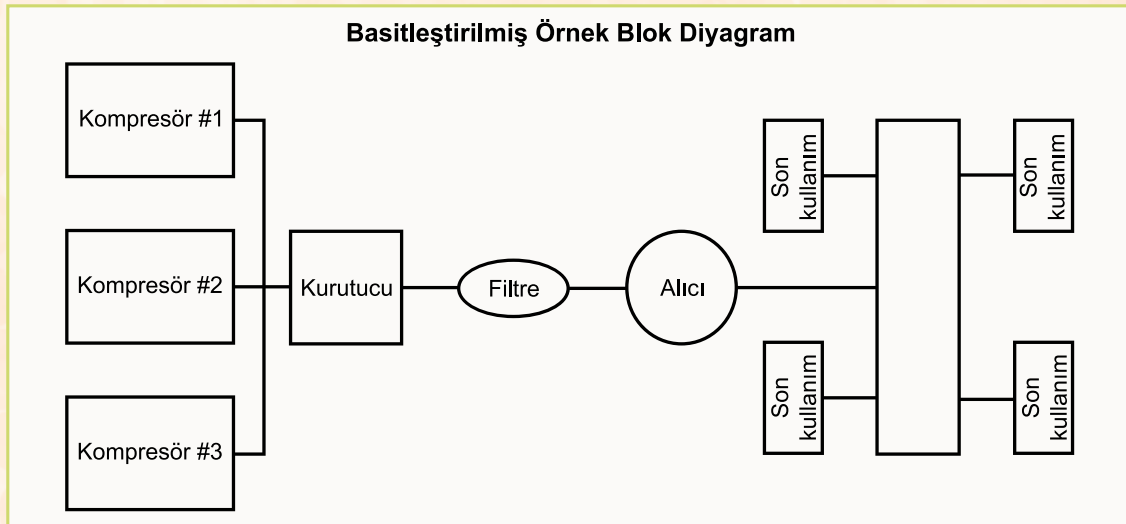
Basınçlı hava arz tarafı personelinin proses/son kullanım ile ilgili kararların içinde olmasını sağlayın.

Proseslerdeki ve basınçlı havanın son kullanımlarındaki değişiklikler tüm sistemi etkileyebilir. Gerekli debiler ve basınçlar, ihtiyaç duyulan kompresör sayısını, bunların kontrol basınç aralıklarını, basınçlı hava temizleme ekipmanı ve dağıtım sistemini etkileyebilir. Verimli bir çalışma için bölümler arası koordinasyon esastır.

Hangi ekipmana sahip olduğunuzu bilmelisiniz.

Aşağıda gösterildiği gibi kompresörler, kurutucular, filtreler, alıcılar vb.'nin temel blok diyagramını oluşturun.

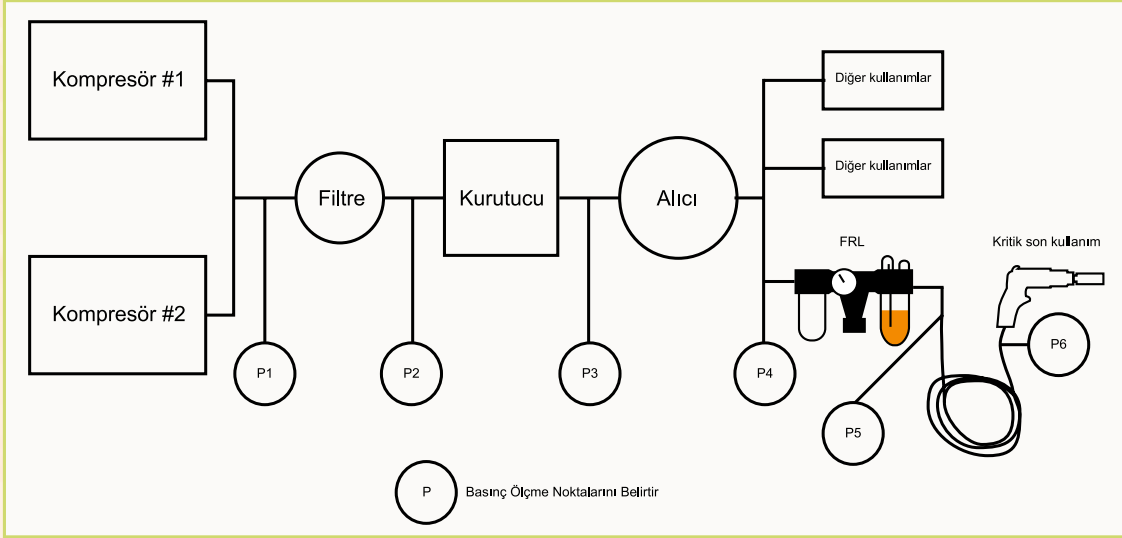
Şekil Ek-1. Basitleştirilmiş örnek blok diyagram



Sisteminizde neyin olup bittiğini bilin.

Aşağıda gösterildiği gibi sistem genelinde kilit noktadaki basınç değerlerini kullanarak sistem basınç profili oluşturun:

Şekil Ek-2. Örnek basınçlı hava sistemi



Başlangıç noktanızı bilin.

Mevcut aletlerle referans düzeyini ölçün ve enerji kullanımı ve maliyetleri hesaplayın.

Varolan ve potansiyel problem ve fırsatları bilin.

Maliyetin azaltılması ve performansın artırılması ile ilgili koruyucu bakım öğeleri ve diğer fırsatları kontrol etmek için tesisi gezerek ön inceleme yapın.

Kaçakları tespit ve tamir edin.

Kullanım noktası sorunlarını çözünüz.

Gerçek hava kalite ihtiyaçlarını belirleyin ve havayı uygun şekilde temizleyin.

Maksimum kullanım noktası basınç ihtiyaçlarını inceleyin ve azaltın.

Yüksek hacimli, kesikli uygulamaları inceleyin ve çözünüz.

Sahip olduklarınızın envanterini yapın ve uygulamaların kullanım noktası ihtiyaçlarını ve uygunluğunu (veya uygunsuzluğunu) sorgulayın.

En iyi kontrol stratejisini belirleyin.

Varolan kompresörleri ve sistem kontrollerini değerlendirin ve etkin bir kontrol stratejisi uygulayın.

Arz tarafı ve talep tarafının uyumluluğunu sağlayın.

Talep tarafını arz tarafı çalışmasıyla aynı seviyeye getirin.

Sistem verimini iyileştirmenin sürekli bir çaba olduğunu bilin.

Sistemin aynı seviyede çalışmasını muhafaza etmek için stratejiler uygulayın.

Sistem maliyetinin ve sonuçta oluşan tasarrufun ne olduğunu bilin.

Maliyetleri öğrenin, kontrolleri yukarıdaki gibi yeniden ölçün ve ayarlayın.

Verimi muhafaza etmek için ekipmana uygun biçimde bakım yapılmasını sağlayın.

Bir basınçlı hava sistemi bakım programı oluşturun ve uygulayın. Gerekli ve gerçek bakımın yeterli kayıtlarını tutun.

Karar verme sürecine tüm paydaşların katılmasını sağlayın.

Tesis yönetimi ve üretim bölümü yönetiminin desteğini kazanmak için iletişim kurun.

Karar vericileri hedef alın.

Ömür boyu maliyeti tasarrufları, üretime fayda (örneğin güvenilirlik ve üretkenlik gibi) ve yatırım getirisini ele alan maliyet-fayda analizi yapın.

Etkin bir format kullanarak yönetime rapor verin.

Her değişiklikten önce ve sonra ölçümlerin kayıtlarını sağlam biçimde tutun.

Üretim bölümünün desteği ile uygulanan eylemlerden doğan maliyet tasarruflarını belgelendirmek için ölçüm öncesi ve sonrası kWh ve üretim çıktıları kullanın ve iyileştirmeleri yönetime bildirin.

Basınçlı Hava Sistemi Yönetiminin Amaçları:

- Sürekli çalışmayı muhafaza etmek
- Yeterli hava beslemesini temin etmek
- Hava kalitesini muhafaza etmek
- Önleyici bakım yapmak
- Enerji kullanımını kontrol etmek veya azaltmak

Basınçlı Hava Sistemlerinde Bildirilen En Yaygın Sorunlar:

- Basınçlı havadaki fazla nem
- Sistem genelinde yetersiz basınç
- Basınçlı havadaki kirlenmeler
- Giriş ve/veya boru hattı filtrelerinin sık kirlenmesi

Basınçlı Hava Sistemlerinde Yaygın veya Sıklıkla Tekrarlanan Problemler

Kontroller	: Kontrollerin uygun biçimde çalışmaması ve/veya anlaşılmaması
Boşaltma Tapaları	: Seviye kumandalı tapalar yerine zamanlayıcı kumandalı tapalar
Kurutucular& Filtreler	: Uygunsuz biçimde boyutlandırılmış filtreler ve kurutucuların basınç ve performans kaybına neden olması
Son kullanım	: Regülatörlerin tam giriş basıncı düzeyine kadar açılması Uygunsuz borular veya FRL boyutu nedeniyle kullanım noktasında basınç düşüşü Açık üfleme 10-15 psig bir uygulama için 100 psig kullanılması Potansiyel uygunsuz kullanımlar
Kaçaklar	: Kaçaklar – tüm tipler

- Ölçümler** : Ölçüm ve kontrol noktaları için imkân sağlanmamış / yer ayrılmamış olması
- Borular** : Yüksek hacimli kesikli talepler için yetersiz alt başlıklar
Ya çok küçük ya da uygunsuz biçimde yapılmış (genellikle Dönel Vidalı tip kompresörlerde).
- Basınç** : Son kullanım ekipmanının tasarım basıncından daha yüksek basınçta çalıştırılması
Regüle edilmemiş kullanımlar
Ana başlıklara sağlanan basıncın çok yüksek olması

Ek

C

Basınçlı Hava Sistemi Bakımı Hakkında Temel Bilgiler

Diğer tüm elektromekanik ekipman gibi endüstriyel basınçlı hava sistemleri de tepe verimde çalışmak ve planlanmamış devreden çıkarmaları minimize etmek için periyodik bakıma gerek duyarlar. Yetersiz bakımın, daha az sıkıştırma verimi, hava kaçakları veya basınç değişkenliği yüzünden, enerji tüketimi üzerine ciddi etkisi olabilir. Yetersiz bakım, aynı zamanda yüksek çalışma sıcaklıkları, düşük nem kontrolü ve aşırı kirliliğe yol açabilir. Sorunların çoğu önemsizdir ve basit ayarlamalar, temizleme, parça değişimi veya olumsuz koşulların ortadan kaldırılması ile düzeltilebilir. Basınçlı hava sistemi bakımı, arabaların bakımına benzer; filtreler ve akışkanlar değiştirilir, soğutma suyu incelenir, kayışlar ayarlanır ve kaçaklar belirlenip onarılır.

Basınçlı hava sistemindeki tüm ekipmanın bakımı, üretici spesifikasyonlarına göre yapılmalıdır. Üreticiler, kesin şekilde uyulması gereken denetim, bakım ve servis çizelgeleri sağlarlar. Birçok durumda, ekipmana üreticiler tarafından önerilen ve ekipmanı korumak için tasarlanmış olan periyotlardan daha sık bakım uygulanması ekonomik açıdan ve verim açısından düşünüldüğünde anlamlıdır.

Sistemin bakımının iyi yapılıp yapılmadığını ve uygun şekilde çalışıp çalışmadığını anlammanın bir yolu da, güç, basınç, akış ve sıcaklığını takip etmek suretiyle sistemin durumunu periyodik olarak tespit etmektir. Eğer verilen bir basınçta, güç kullanımı ve debi artıyorsa sistemin verimi azalıyordur. Bu durum tespiti, aynı zamanda, kompresörün tam kapasitede çalışıp çalışmadığının ve kapasitenin zaman içinde azalıp azalmadığının belirlenmesine de yardımcı olur. Yeni sistemlerde, spesifikasyonlar sistem ilk kurulup çalışır hale getirildiğinde kaydedilmelidir.

Uygun bakım, basınçlı hava sistemi verimi ve güvenilirliği için esastır. Başarı; kompresör operatörlerinin, ekipmanın her parçası için ihtiyaçları ve gerekli kaynakları belirlemelerinden ve üreticinin kılavuzları ve kaydedilmiş verilerinin değişim analizine göre bakım programı oluşturmalarından geçer. Tüm gözlemler ve ölçüm değerleri, kompresörler, kurutucular, filtreler ve kompresör tesisindeki her bileşen için kaydedilmelidir. Ekipman kontrol panel verileri, sık denetimler ve kayıt formlarının kombinasyonu, planlanmamış sistem durmalarının önlenmesi ve koruyucu ve kestirimci bakım prensiplerinden faydalanılması için gereklidir. Tüm bakım ve tamirlerin tarihlerini, değiştirilen tüm parçaların veya gerçekleştirilen tüm servislerin bir listesi de dâhil olmak üzere, kaydetmek gereklidir.

Bu bilgi notunda verilen bakım çizelgeleri sadece bir rehber olarak kullanılmaya yöneliktir. Daha kesin prosedürler için her zaman üreticinin kılavuzlarına başvurulmalıdır.

Bakım İçin Durdurma

Kompresör bakım veya servis için durdurulurken aşağıdaki prosedürler takip edilmelidir:

Adım 1

Ana güç kaynağı bağlantısını kesin ve emniyete alın. Ana güç anahtarında kompresörün bakımında olduğunu belirten bir levhayı görünür biçimde asın.

UYARI ! Sadece kompresör çalışmıyor olduğu için kompresörün üzerinde çalışmanın güvenli olduğunu asla düşünmeyin. Kontroller kompresörün yeniden başlaması için her an sinyal verebilir.

Adım 2

Kompresörün akış aşağısında (ve akış yukarısında, mümkünse bakım yapılırken) manuel kapama vanasını kapatmak suretiyle, kompresörü basınçlı hava beslemesinden ayırın (izole edin). Kapama vanasının üzerine, kompresörün bakımında olduğunu belirten bir levhayı görünür biçimde asın. Her izolasyon vanasının akış yukarısına basınç emniyet vanasının takılmış olduğundan emin olun.

Adım 3

Basınçlı sistemde sistemin basıncının tamamen alınmasını sağlamak için bir basınç emniyet vanası açın ve kilitleyin. Basıncı azaltmak için asla bir tapayı çıkarmayın.

Adım 4

Su soğutma beslemesini kapatın (su soğutmalı kompresörler).

Adım 5

Bakım yapılacak alandaki tüm manuel boşaltma vanalarını açın.

Adım 6

Servise başlamadan önce ünitenin soğumasını bekleyin. (50°C düzeyinde sıcaklıklar cildi yakabilir. Bazı yüzey sıcaklıkları kompresör çalışırken ve kapatıldıktan hemen sonra 175°C'yi aşabilir.)

Adım 7

Üreticinin kılavuzlarına başvurun ve burada anlatılan tipik bakım prosedürleri yerine kılavuzları tercih edin.

Bakım Çizelgeleri

Kompresör için maksimum performans ve hizmet ömrünü güvence altına almak için rutin bir bakım çizelgesi oluşturulmalıdır. Belirli bir uygulama için tasarlanmış bakım çizelgesi oluşturmaya yardım etmek için burada örnek bakım çizelgelerine yer verilmiştir. Zaman aralıklarının daha zor şartlardaki ortamlar için kısaltılması gerekebilir.

Kompresörünüzle birlikte gönderilen dokümantasyon, bir Bakım Çizelgesi Kontrol Listesi içermelidir. Bu kontrol listesini çok sayıda kopyalayın ve aslını gerektikçe daha fazla kopya yapmak için saklayın. Kontrol listesinin her kopyasında uygun yerlere tarih yazın ve paraflayın. Kontrol listesini ve bu bilgi notunu kompresörün yakınında hazırda bulundurun.

Genel Bakım Tartışması

Belirli sistem bileşenleri için bakım konuları aşağıda tartışılmıştır.

Kompresör Paketi

Kompresör paketinin bakıma ihtiyaç duyulan alanları, kompresör, ısı değiştirici yüzeyler, hava/yağ separatörü, yağ, yağ filtresi ve hava giriş filtresidir.

Kompresör ve ara soğutma yüzeyleri temiz tutulmalı, kirlenmelerine fırsat verilmemelidir. Eğer bunlar kirlirse kompresör verimi olumsuz etkilenecektir. Fanların ve su pompalarının tepe performanslarında çalıştıklarından emin olmak için denetlenmeleri gereklidir.

Yağ soğutmalı dönel vidalı bir kompresör içindeki hava/yağ separatörü, yeni işleme alındığında, tam yükte 0,14 ile 0,2 bar arasında bir basınç düşüşü ile çalışmaya başlar. Bakım kılavuzları, genellikle, separatörde 0,7 bar civarında basınç düşüşü varken bunların değiştirilmesini önerir. Birçok durumda, özellikle elektrik fiyatları yüksek olduğu zamanlarda, separatör elemanının erken değiştirilmesi anlamlıdır.

Kompresör yağı ve yağ filtresinin, üretici spesifikasyonlarına göre değiştirilmesi gerekir. Yağ korozyon hale gelebilir, ekipmanın niteliğini ve sistem verimini düşürebilir.

Yağlı dönel kompresörlerde yağ, yatakları, dişlileri ve iç içe dönen rotor yüzeylerini yağlar. Yağ, aynı zamanda, conta görevi görür ve sıkıştırma ısısının büyük bölümünü uzaklaştırır. Sadece üreticinin spesifikasyonlarına uyan bir yağ kullanılmalıdır.

Giriş filtreleri ve boruları da temiz tutulmalıdır. Kirli bir filtre kompresör kapasitesini ve verimini azaltabilir. Filtrelerin bakımı, tesisin havasındaki kirlenici düzeyi göz önüne alınarak üreticinin spesifikasyonuna göre yapılmalıdır.

Kompresör Sürücüleri

Eğer kompresörü çalıştıran elektrik motoruna uygun biçimde bakım yapılmazsa sadece daha fazla enerji tüketilmekle kalmaz, aynı zamanda motor beklenen ömründen önce arızalanabilir. Motor bakımında en önemli iki önemli konu, yağlama ve temizlemedir.

Yağlama: Çok fazla yağlama, çok az yağlama kadar zararlı olabilir ve erken motor arızasının başlıca sebebidir. Motorlar, üretici spesifikasyonlarına göre yıllık çalışma süresi ve motor hızına bağlı olarak, 2 ilâ 18 ay arasında değişen aralıklarla yağlanmalıdır. Yatak gresörü olan motorlarda yağlamanın ilk adımı, motor gresörünü temizlemek ve boşaltma tapasını çıkarmaktır. Yüksek kaliteli yeni motor yağı eklenmelidir ve motor boşaltma tapası değiştirilmeden yaklaşık bir saat önce çalıştırılmalıdır. Bu işlem, fazla motor yağının sargılara damlamadan ve zarar vermeden motordan çıkmasını sağlar.

Temizleme: Motorlar ısı salması gerektiği için, tüm hava geçitlerinin temiz ve tıkanıklıktan uzak tutulması önemlidir. Kapalı motorlarda, kanatçıkların atıklardan uzak tutulması, motor ömrü için hayati önem arzeder. Yetersiz motor soğutması, motor sıcaklığını ve sargı direncini artırarak motor ömrünün kısalmasına ve enerji tüketiminin artmasına sebep olur.

Kayışlar: Motor V kayışı sürücüleri de periyodik bakım gerektirir. Sıkı kayışlar aşırı yatak aşınmasına yol açabilir. Gevşek kayışlar ise kaymaya ve enerji israfına yol açar. Normal işletimde, kayışlar esner ve aşındığı için ayarlanmalıdır. Kayışların her 400 saat işletimden sonra kontrol edilmesi ve ayarlanması pratik bir yöntemdir.

Hava Temizleme Ekipmanı

Kirlenmiş basınçlı hava temizleme ekipmanı, aşırı enerji tüketimine neden olabildiği gibi diğer ekipmana zarar verebilecek düşük kalitede havaya da sebep olabilir. Tüm filtreler temiz tutulmalıdır. Kurutucular, son soğutucular ve separatörler üretici spesifikasyonlarına göre temizlenmeli ve bakımı yapılmalıdır.

Otomatik Boşaltma Tapaları: Çoğu basınçlı hava sisteminde konumlandırılmış çok sayıda nem kapanı vardır. Tapaların açık veya kapalı pozisyonda takılı kalmadıklarından emin olmak için periyodik olarak denetlenmeleri gerekir. Açık pozisyonda takılı kalan bir otomatik boşaltma tapası, basınçlı hava kaçıtır. Kapalı pozisyonda takılı kalan bir otomatik boşaltma tapası ise, yoğunlaşma suyunun geri gitmesine ve diğer sistem bileşenlerine zarar gelebilecek şekilde akış aşağısına akmasına sebep olur. Açık pozisyonda takılı kalan kapanlar, bazı tesislerdeki enerji israfının başlıca sebebidir.

Son Kullanım Filtreleri, Regülatörler ve Yağlayıcılar: Kullanım noktası filtreleri, regülatörler ve yağlayıcılar, bir aletin, uygun basınçta, temiz ve yağlı besleme havası aldığından emin olmak için gereklidir. Tıkanmış bir filtre, basınç düşüşünü artıracaktır ve böylece yağ kullanım noktasında basıncı düşürerek yağ da kompresörden gelmesi gereken basıncı artırarak aşırı enerji tüketilmesine sebep olacaktır için filtreler periyodik olarak denetlenmelidir. Düzgün biçimde çalışmayan bir filtre, aynı zamanda, kirleticilerin alete girmesine izin vererek onun erkenden yıpranmasına neden olur. Haznenin boş kalmadığını görmek için, yağ seviyesi de yeterince sık kontrol edilmelidir. Düzgün biçimde yağlanmamış aletler erken aşınır ve aşırı enerji tüketir.

Bakım Çizelgeleri

Düzenli ve iyi organize edilmiş bir bakım programı oluşturmak ve bu programı sıkı biçimde takip etmek, basınçlı hava sisteminin performansını muhafaza etmek için kritiktir. Bir kişiye, tüm bakımın düzgün biçimde, vaktinde ve yeterli biçimde belgelendirilmiş olarak yapılmasını takip etme sorumluluğu verilmelidir.

Hava soğutmalı resiprokan kompresörler, su soğutmalı çift etkili resiprokan kompresörler, yağlı dönel kompresörler ve yağsız dönel kompresörler için genellikle önerilen minimum bakım prosedürü aşağıda verilmiştir.

Hava Soğutmalı Resiprokan Kompresörler İçin Rutin Bakım

Her 8 saatte bir veya günlük:

• Yağ seviyesini, yağ kontrol çubuğu üzerindeki yüksek ve düşük seviye işaretleri arasında muhafaza edin.

(Yağ kontrol çubuğu üzerinde, yağ göstergesinin yüksek seviyede olması veya renk değişiminin gözlenmesi, yoğunlaşma sıvısının varlığına işaret eder.) Yağ kirlenmişse boşaltın ve değiştirin.

• Dağıtım sistemindeki alıcı tankı, iniş borusu ve kapanları boşaltın.

• Kompresörü genel olarak gözle muayene edin ve emniyet muhafazalarının yerinde olduğundan emin olun.

• Olağandışı bir ses veya titreşim olup olmadığını kontrol edin.

• Basınçla yağlanan birimlerde, yağ basıncını kontrol edin. Kompresör çalışma basıncında ve sıcaklığında, yağ basıncını 125 kPa ile 140 kPa arasında muhafaza edin. Yüksek basınçlı kompresörler, yağ basıncını 150 kPa ile 175 kPa arasında muhafaza etmelidir.

- Yağ kaçaklarını kontrol edin.

Her 40 saatte bir veya haftalık:

- Basınç emniyet vanalarının çalıştığından emin olun.
- Ara soğutucunun ve kompresörün soğutucu yüzeylerini temizleyin.
- Hava kaçakları için kompresörü kontrol edin.
- Kaçaklar için basınçlı hava dağıtım sistemini kontrol edin.
- Yağı kirlilik açısından denetleyin ve gerekli ise değiştirin.
- Hava giriş filtresini temizleyin veya değiştirin. Nemli veya tozlu çalışma koşulları mevcutsa daha sık kontrol edin.

Her 160 saatte bir veya aylık:

- Kayışın gerginliğini kontrol edin.

Her 500 saatte bir veya her 3 ayda bir:

- Yağı değiştirin (daha ağır çalışma koşulları olan ortamlarda daha sık).
- Basınçla yağlanan birimlerde yağ filtresini kontrol edin (daha ağır çalışma koşulları olan ortamlarda daha sık).
- Kasnak kelepçe vidalarını veya kontra somunu gereken tork miktarı sıkın.

Her 1.000 saatte bir veya her 6 ayda bir:

- Sentetik yağ kullanıldığında, yağ değiştirme aralığı, 1000 saat veya her 6 ayda bir kezdir (daha ağır koşullarda daha sık değiştirin).
- Kompresör vanalarını, kaçaklar ve/veya karbon birikmesi açısından denetleyin. Basınçla yağlanan modellerde, yağ karteri içindeki yağ karter süzgeci ekranı, her yağ değişimi sırasında emniyet solventi ile iyice temizlenmelidir. Eğer yağ karteri içinde aşırı tortulaşmış yağ birikimi olursa, ekrana ek olarak yağ karterinin içini de temizleyin. Temizleme için asla yanıcı veya zehirli solvent kullanmayın. Her zaman emniyet solventini kullanın ve verilen talimatlara uyun.

Her 2.000 saatte bir veya yıllık:

- Basınç anahtarı diyaframı ve kontaklarını denetleyin. Motor şalterindeki kontak noktalarını denetleyin.

Yağlama:

Kompresörler yağ karterinde yağ olmadan gemi ile sevk edilebilir. Kompresörü çalıştırmadan önce, yeterli yağı yağ karterine yağ ölçme çubuğu üzerinde veya gözlü seviye göstergesinde yüksek ve düşük çentikler arasında olacak şekilde ekleyin. Belirtilen yağı kullanın veya tavsiyeler için üreticiye danışın. Belirli sentetik yağların sürtünme ve aşınmayı minimize ettiği, yağ taşınmasını sınırladığı, karbon ve cilâ tortularını azalttığı kapsamlı testler ile ispatlanmıştır. Bu yağlar, performans karakteristiklerini ve ömrü destekler, dolayısıyla kuvvetle tavsiye edilmektedir. Modeliniz ve uygulamanız için kullanacağınız doğru miktarda yağı ve viskoziteyi belirlemek için üretici spesifikasyonlarına başvurun. Tedarikçinin yağ analiz programını kullanın.

Su Soğutmalı Çift Etkili Resiprokan Kompresörler İçin Rutin Bakım

Bu tip kompresör için tipik minimum bakım ihtiyaçları aşağıda verilmiştir.

Her 8 saatte bir veya günlük*:

- Yağ karteri ve silindir yağlayıcıdaki kompresör yağı seviyesini kontrol edin, gerekiyorsa seviye göstergesinin gösterdiği seviyeye kadar yağ ekleyin.

- Silindir yağ besleme oranını kontrol edin ve gerektiği gibi ayarlayın.
- Yağ basıncını kontrol edin ve belirtilen çalışma basıncına ulaşmak için gerektiği gibi ayarlayın.
- Silindir ceket soğutma suyu sıcaklıklarını kontrol edin.
- Kapasite kontrolünün işleyişini kontrol edin. Çıkış basıncı ölçerini gözleyerek YÜKLÜ ve YÜKSÜZ basınçların uygun olup olmadığını kontrol edin.
- Kontrol hattı süzgecini boşaltın.
- Otomatik yoğuşma suyu boşaltma tapasının çalışmasını kontrol edin (ara soğutucu ve son soğutucu).
- Yoğuşma suyunu çıkış borularından uygun şekilde boşaltın (iniş borusu ve alıcı).
- Çok kademeli makinelerde ara soğutucu basıncını kontrol edin ve eğer basınç belirtildiği gibi değilse, üretici kılavuzuna başvurun.

Her 360 saatte bir veya aylık*:

- Piston kolu salmastrasını kaçaklar ve boğazda sızıntı açısından kontrol edin. Üreticinin kılavuzuna göre gerektiği gibi tamir edin veya değiştirin.
- Yağ silici halkaları kaçaklar açısından denetleyin. Üreticinin kılavuzuna göre gerektiği gibi değiştirin.
- Hava giriş filtresini denetleyin. Temizleyin veya gerektiği gibi değiştirin.
- Yağ süzgeci/filtresi çökeltisini boşaltın.
- Yüksüzleştirme mekanizmasını üreticinin kılavuzuna göre yağlayın.
- Kompresör tam kapasite ve basıncında, motor akım şiddetini kontrol edin.

Her 3.000 saatte bir veya yarı yıllık*:

- Üreticinin kılavuzuna göre vana denetimi yapın.
- Vana deliğinden bakarak, silindir veya silindir gömleğinde çizik olup olmadığını denetleyin.
- Gerekiyorsa yağ karteri yağını değiştirin.
- Yağ karteri hava borusunu temizleyin (eğer varsa).
- Yağ filtre elemanını değiştirin.
- Kontrol hava filtre/süzgeç elemanını çıkarın ve temizleyin.
- Tüm emniyet cihazlarının düzgün çalışıp çalışmadığını kontrol edin.
- Yağlanmamış tasarımda piston segmanı denetimi gerçekleştirin. Üreticinin kılavuzuna göre gerektiği gibi değiştirin.

Her 6.000 saatte bir veya yıllık*:

- Yağ karteri süzgecini çıkarın ve temizleyin.
- Ana civataların sıkılığını kontrol edin. Gerektiği gibi ayarlayın.
- Piston segmanı denetimini gerçekleştirin. Üreticinin kılavuzuna göre gerektiği gibi değiştirin.

* İyi tutulmuş bir bakım kütüğünden kazanılan tecrübe, önerilen zamanların ayarlanmasına imkân sağlayabilir.

Yağlı Tip Dönel Kompresör İçin Rutin Bakım

Tipik minimum bakım ihtiyaçları aşağıda verilmiştir.

Periyodik olarak/günlük-maksimum 8 saat:

- Tüm ölçerlerin normal çalışıp çalışmadığını izleyin.
- Yağ seviyesini kontrol edin.
- Yağ kaçaıklarını kontrol edin.
- Olağandışı bir ses veya titreşim olup olmadığını kontrol edin.
- Hava/yağ haznesinden suyu boşaltın.
- Kontrol hattı filtresini boşaltın.

Haftalık:

- Emniyet vanasının çalışmasını kontrol edin.

Aylık:

- Gerekğinde hava filtresine bakım yapın (eğer aşırı tozlu koşullar varsa günlük veya haftalık).
- Görünümü muhafaza etmek için tüm üniteyi baştan aşağı silin.
- Kompresör tam kapasite ve tasarım basıncındayken sürücü motor akımlarını kontrol edin.
- Tüm kontrollerin çalışmasını kontrol edin.
- Yağ pislik tutucusu/dönüş sisteminin çalışmasını kontrol edin. Gerekli gibi temizleyin.

Her 1.000 saatte bir veya 6 ayda:

- Yağ örneği alın.
- Yağ filtresini değiştirin.*

Periyodik olarak/yıllık:

- Üniteyi gözden geçirin ve tüm civataları sıkılık için kontrol edin.
- Hava/yağ separatörünü değiştirin.
- Hava filtresini değiştirin.
- Üreticinin talimatlarına göre motoru yağlayın. Muhtemelen yılda bir kezden daha sık olacaktır.
- Emniyet anahtarı sistemini kontrol edin. Yetkili servis görevlisiyle temasa geçin.

* Üreticiler ilk montajda ve çalıştırmada birikebilecek yabancı maddelerden kurtulmak için yağ filtresini işletimin ilk haftası içinde değiştirmeyi önerebilirler.

Yağsız Dönel Vidalı Kompresör İçin Rutin Bakım

Bu tip kompresör için tipik minimum bakım ihtiyaçları aşağıda verilmiştir.

Rutin bakım nispeten minimum seviyededir. Mikroişlemci kontrol paneli, hava ve yağ filtrelerinin durumunu izler. Herhangi bir cihaza bakım gerektiği zaman, kontrol paneli uygun bakım mesajını görüntülemeli ve bir görsel hatırlatıcı olarak ekranda konumu yanıp söndürmelidir.

Kompresör çalışırken veya basınçlıyken kapakları, tapaları ve/veya diğer bileşenleri çıkarmayın. Bunları çıkarmadan önce kompresörü durdurun ve tüm iç basıncı boşaltın.

Günlük:

Normal değerlerin görüntülediğini kontrol etmek için rutin çalıştırma sonrasında çeşitli kontrol panel ekranlarını ve yerel ölçerleri gözlemleyin. Önceki kayıtlar, ölçümlerin normalliğini belirlemekte çok yardımcıdır. Bu gözlemler beklenen tüm işletim modlarında (tam yüklü, yüksüz, farklı hat basınçları, soğutma suyu sıcaklıkları vb. gibi) yapılmalıdır.

İlk 50 Saat İşletimden Sonra:

İlk 50 saat işletim tamamlandığında, montaj sırasında biriken yabancı maddelerden kurtulmak için birkaç bakıma ihtiyaç duyulur:

- Yağ filtre elemanını değiştirin.
- Kontrol hattı filtre elemanını değiştirin.
- Yağ haznesi hava borusu filtre elemanını kontrol edin/değiştirin.

Her 3.000 Saat İşletimde Bir:

Aşağıdaki öğeler, proses havasının göreceli temizliği veya soğutucu suyunun kalitesi gibi bazı servis koşulları daha kısa denetim aralıkları gerektirse de, her 3000 saatlik işletimde bir kontrol edilmelidir.

- Yağ yükünü ve filtre elemanını kontrol edin/değiştirin.
- Hava filtre elemanını kontrol edin/değiştirin.
- Yağ haznesi hava borusu filtre elemanını kontrol edin/değiştirin.
- Kontrol hattı filtre elemanını kontrol edin/temizleyin.
- Yoğuşma suyu boşaltma vanasını kontrol edin/temizleyin.
- Mil kavrama elemanının durumunu ve bağlantı elemanlarının sıklığını kontrol edin.
- Kompresör, dişli kutusu ve motordaki titreşim belirteçlerini ölçün ve kaydedin (opsiyonel).

NOT: Önerilen bakım için lütfen üreticinin dokümantasyonuna başvurun. Yağlama yağının motor yatakları için belirlenen tip ve miktarının çok önemli olduğunu unutmayın.

Her 15.000 Saat İşletimde Bir:

3.000 saat bakımı aralığındaki öğelere ek olarak aşağıdaki öğeler de her 15.000 saatlik işletimin sonunda servis koşullarına bağlı olarak kontrol edilmelidir:

- Tüm emniyet cihazlarını çalıştırın/test edin.
- Isı değiştiricileri kontrol edin/temizleyin.
- Blöf vanasını kontrol edin/temizleyin.
- Dengeleyici anahtar/vana grubunun çalışmasını kontrol edin.
- Su düzenleyici vanayı kontrol edin/temizleyin.
- Çekvalfi kontrol edin/temizleyin.
- Kademeler arası galvanizli boru hattını kontrol edin/temizleyin.
- Kompresör ünitesi ve motorun altındaki izolasyon altlıklarının durumunu kontrol edin.
- Süzgeci kontrol edin/temizleyin ve yağ karteri içindeki yağ emiş hattındaki vanayı kontrol edin.
- Kompresör ünitesinin iç açıklıklarını kontrol edin.

Kompresör kademeleri ve dişli kutusu üzerindeki çalışmaların sadece üretici personeli tarafından yürütülmesi gerektiğini bilin. Yetkisiz personel tarafından yapılan bir çalışma üretici garantisini hükümsüz hale getirebilir.

Parça Değişimi ve Ayarlama Prosedürleri:

Paket üzerinde herhangi bir bakım yapmaya teşebbüs etmeden önce üreticinin kılavuzunun "Emniyet Bölümü"ndeki emniyet ilkeleri hakkında bilgi edinin.

Santrifüj Kompresörler İçin Rutin Bakım

Bu tip kompresör için tipik minimum bakım ihtiyaçları aşağıda verilmiştir.

Günlük:

- Çalışma havası girişindeki, kademeler arasındaki ve çıkıştaki basınçları ve sıcaklıkları kaydedin.
- Soğutma suyu giriş ve çıkış basınçlarını ve sıcaklıklarını kaydedin.
- Yağ basıncı ve sıcaklıklarını kaydedin.
- Tüm titreşim seviyelerini kaydedin.
- Hava giriş filtresi basınç farkını kontrol edin.
- Boşaltma tapalarının uygun çalışıp çalışmadığını kontrol edin.
- Kontrol hava filtresini boşaltın.
- Hava, su ve yağ kaçaıklarını kontrol edin. Gerektiği gibi tamir edin ve temizleyin.
- Yağ haznesi seviyesini kontrol edin ve gerektiği gibi ayarlayın.
- Sürücü motorunun sorunsuz çalışıp çalışmadığını kontrol edin ve akım şiddetlerini kaydedin.

Her 3 ayda bir:

- Yağ filtresi basınç farkını kontrol edin. Elemanı gerektiği gibi değiştirin.
- Yağ haznesi tahliye sistemini kontrol edin. Filtre elemanlarını gerektiği gibi değiştirin.
- Kapasite kontrol sisteminin çalışmasını kontrol edin.
- Taşma kontrol sisteminin çalışmasını kontrol edin.
- Tam yük çalışmasında ana sürücü motor akım şiddetlerini kontrol edin.
- Otomatik boşaltma tapalarını ve süzgeçlerini kontrol edin. Gerektiği gibi temizleyin ve/veya değiştirin.

Her 6 ayda bir:

- Hava giriş filtresini kontrol edin ve gerektiği gibi değiştirin.
- Analiz için yağ örneği alın. Yağı gerektiği gibi değiştirin.

Yıllık:

- Ara soğutucu, son soğutucu ve yağ soğutucusunu denetleyin. Temizleyin ve/veya gerektiği gibi değiştirin.
- Ana sürücü motorda gevşek alt civatalar, yıpranmış veya aşınmış elektrik kabloları ve birikmiş kir olup olmadığını denetleyin. Yağlama da dâhil olmak üzere, üreticinin önerilerini takip edin.

- Ana sürücü kavramasını ayarlama ve gerekli yağlama bakımından denetleyin.
- Dişli kutusunu gevşek alt civatalar, titreşim, olağandışı ses veya aşınma ve eksenel açıklıklar bakımından üreticinin kılavuzuna göre denetleyin.
- Pervane girişleri ve difüzörlerini aşınma, sürtme ve çatlama için kontrol edin.
- Kontrol panelini tam ve düzgün çalışma bakımından kontrol edin.
- Kontrol vanalarını düzgün çalışma bakımından kontrol edin.
- Tüm emniyet cihazlarını uygun ayarlar ve çalışma bakımından kontrol edin.
- Çekvalfi denetleyin, aşınmış parçaları değiştirin.

Tüm bileşenler/aksesuarları temiz tutun ve önerilen tüm emniyet prosedürlerine uyun.

Ek

D

Basınçlı Havanın Uygunsuz Kullanımları

Tablo Ek-1. Basınçlı havanın uygunsuz kullanımına örnekler

Açık Üfleme	Soğutma, yatak soğutması, kurutma, temizleme, basınçlı hava hattını boşaltma ve konveyörlerdeki somunları temizleme gibi prosesler. ⁽¹⁾
Serpme	Serpme, akışkanı basınçlı hava ile birlikte havalandırma, karıştırma, oksijenleme veya süzmedir. ⁽¹⁾
Havalandırma	Havalandırma, basınçlı havanın, basınçlı hava ile birlikte başka bir gaz (baca gazı gibi) akışının tetiklenmesi için kullanılmasıdır. ⁽¹⁾ veya ⁽³⁾
Atomizasyon	Atomizasyon, basınçlı havanın bir akışkanı bir prosese aerosol olarak yayması veya ulaştırmasıdır. ⁽¹⁾
Seyreltik Fazda Taşıma	Seyreltik fazda taşıma, toz malzeme gibi katıları seyreltik bir şekilde basınçlı hava ile nakletmede kullanılır. ⁽¹⁾
Vakum Oluşturma	Basınçlı havanın bir venturi, edüktör veya ejektör ile negatif basınçlı kütle akışı için kullanıldığı uygulamalar. ⁽³⁾
Personeli Serinletme	Personeli serinletme, operatörlerin havalandırma için basınçlı havayı kendi üzerlerine yöneltmeleridir (her zaman uygunsuz) * Bunun yapılmaması tavsiye edilir.
Açık Ağızlı El Tabancaları veya Çubukları	Açık ağızlı el tabancaları veya çubukları veya herhangi bir regüle edilmemiş elle tutulan üfleme aletleri, çoğu sağlık ve emniyet kuralını ihlâl eder ve çok tehlikelidir (her zaman uygunsuz). * Bunun yapılmaması tavsiye edilir.
Diyaframlı Pompalar	Diyaframlı pompalar, yaygın olarak pompalama prosesi tamamlandığında, kapatma yöntemi olmaksızın kurulmuş olarak bulunur. Aynı zamanda, yaygın olarak regülatörler olmadan kurulurlar ve regülatörlü olanlar ise basınçları gerekenden daha yüksek ayarlanmış olarak bulunur. * Elektrik pompası veya regüle edilmiş besleme basıncını düşünün.
Vakum Venturileri	Basınçlı hava, konik bir nozuldan geçmeye zorlandığında hız artar ve basınçta bir azalma oluşur. Vakum jeneratörleri sanayi genelinde kullanılır. Vakum jeneratörleri için bazı uygulamalar; atölye vakum cihazları, tamburlu pompalar, paletleyiciler, palet çözücüler, kutulayıcılar, ambalaj ekipmanı ve otomatik kalıp kesme ekipmanıdır. ⁽³⁾
Kabin Soğutma	İlk maliyet sürücü faktör olduğunda, açık borular, hava barları (borunun boyu boyunca delikler açılmış bakır boru) ve vorteks boru soğutucuları kabinleri soğutmak için kullanılır. Kabin soğutma, panel temizleme ile karıştırılmamalıdır (pozitif basınçta içinden soygaz geçen patlamaya karşı korunmuş bir panel). * Fan veya özgülünmüş soğutucu paketi kullanın.

(1) Düşük basınçlı uygulamalar genellikle fanlar veya üfleçler ile gerçekleştirilebilir. Tek kademeli üfleçler genellikle 1 bar veya altındaki basınçlarla ve iki kademeli üfleçler ise 2 bar veya altındaki basınçlarla sınırlıdır.

(2) Tehlikeli ortamlar dışında, verimsiz hava motorlarının yaptığı iş genellikle bir elektrik motoru tarafından daha verimli olarak yapılabilir.

(3) Vakum ihtiyaçları, basınçlı hava ile işletilen venturi nozul yerine bir vakum pompası tarafından daha verimli olarak karşılanabilir.

Ek**E**

Basınç/Debi Kontrolörleri

Debi kontrolörleri tek kompresörler veya sistem kontrolleriyle birlikte kullanılan opsiyonel sistem basınç kontrolleridir. Debi kontrolörü, kompresörü doğrudan kontrol etmez ve genel olarak kompresör paketinin bir parçası sayılmaz. Debi kontrolörü, kompresör sisteminin arz tarafını talep tarafından ayırmaya yarayan bir cihazdır. Bu, gerçek basınçlı hava tüketimini minimize etmek için, talep tarafındaki basınç kararlı bir seviyeye azaltılırken, kompresörlerin artırılmış basınçta ve dolayısıyla artmış beygirgücünde çalışmalarını gerektirebilir.

Talepteki beklenen dalgalanmaları karşılayabilecek şekilde boyutlandırılmış depolama, kontrol stratejisinin esas parçasıdır. Daha yüksek basınçlı besleme havası kompresörlerden birincil depolama tanklarına girer ve sabit ve daha düşük bir basınç seviyesinde talepteki dalgalanmaları güvenli şekilde karşılamak için hazır bulunur.

İyi tasarlanmış ve yönetilmiş bir sistem, aşağıdakilerden bazılarını veya hepsini içermelidir: Genel kontrol stratejisi, talep kontrolü, iyi sinyal lokasyonları, kompresör kontrolleri ve depolama. Amaç, ana tesis dağıtım sistemini muhafaza etmek için basınçlı havayı en düşük kararlı basınçta sağlamak ve zamana bağlı olayları, depolanan daha yüksek basınçlı hava ile mümkün olduğunca desteklemektir. Birincil depolama değişimi birincil basıncı gereken seviyeye geri getirmek için minimum kompresör beygirgücünü kullanmalıdır.

Her basınçlı hava sistemi; arz, dağıtım ve talep açılarından farklılık gösterir; bunların her birinin debi/basınç kontrolör sistemine olan faydalarının uygun biçimde değerlendirilmesi gerekir. İlâve birincil ve/veya ikincil hava alıcıları da aralıklı yükleri karşılayabilir ve bu, sistem basıncını ve güvenilirliğini etkileyebilir ve kompresörün mümkün olan en düşük çıkış basıncında ve giriş gücünde çalışmasına imkân sağlayabilir. Aşağıdakiler göz önünde bulundurulmalıdır:

- Basınçlı hava sisteminde, basınç/debi kontrolörünün birincil fonksiyonu sistemde basıncı kararlı hale getirmektir.
- Basınçlı hava sisteminde talep değiştiğinde basınç da değişecektir.
- Bir kompresör tarafından beslenen tesiste, basınçtaki değişim o kompresörün kontrol bant genişliğine göre olacaktır. Örneğin, modülasyon kontrollü tek bir dönel vidalı kompresör kullanımdaysa, basınçlı hava tüketimindeki artışı beslemek için kompresör girişini gittikçe açacaktır. Genellikle, 20-70 kPa aralığına sahip olan bu modülasyon kontrolü, en az miktarda havayı en yüksek basınçta ve en yüksek miktardaki havayı, aralığındaki en düşük basınçta sağlayacaktır.
- Sistem basıncındaki 20-70 kPa'lık bu salınım, özellikle enstrümantasyon ve prosesler için çok kararlı basınç gerektiren tesisler başta olmak üzere bazı tesislerde istenilmeyebilir.
- Birden fazla kompresör tarafından beslenen bir sistemde, çeşitli kontrol bant genişlikleri örtüşecek ve basamaklanacaktır ve bunlar, basınçtaki varyansı artırabilir.
- Basınç/debi kontrolörleri, tesis basıncını kompresör kontrollerinin yapabileceğinden daha sıkı toleranslarda kararlı hale getirebilir. Genellikle, ayar noktası basıncı \pm %1

içinde tutulur ve tesise sağlanan basınç, çevrimiçi kompresör sayısından bağımsız olarak değişmez.

- Basınç/debi kontrolörleri, kurulacakları sistem hakkında biraz bilgi gerektirir.
- Basit olarak kompresörlerin toplam kapasitesinin hesaplanması, başarılı kurulumu garantilemez.
- Basınç/debi kontrolörleri, basınçlı hava sistemindeki talep olaylarına hızlı tepki verir. Basıncı kararlı tutabilmelerinin sebebi de budur.
- Bazı talep olaylarının debisi, tüm kompresörlerin toplam kapasitesinden daha büyük olabilir.
- Bazı talep olayları, talebi standart kontrollerin tepki veremeyeceği kadar hızlı değişebilir.
- Basınç/debi kontrolörünü boyutlandırırken, bu son kullanımlar dikkate alınmalıdır. Aksi takdirde, sistem talep olaylarına tepki verme yetersizliğinden dolayı, basınç değişimleri olacaktır.
- Bazı talep olaylarını karşılamamanın en iyi yöntemi, bunları lokal depolamadan karşılayarak sistem üzerinde yaratacakları etkiyi izole etmektir.
- Birçok olay, kompresör kontrollerinin tepki verebileceğinden daha hızlı bir şekilde, basınç/debi kontrolörünün akış yukarısına konumlandırılmış merkezi depolamadan beslenebilir. Böylece, eğer depolama uygun biçimde boyutlandırılmış ve kompresör kontrolleri doğru olarak kurulmuşsa, genellikle, kompresörü başlatma ihtiyacı önlenir.
- Basınçlı hava sistemindeki basınç sorunlarının önemli nedeni, nadiren dağıtım boruları olsa da, basınç/debi kontrolörleri, uygunsuz boyutlandırılmış boru sorununu çözmez.

Ek

F

Plan İçin Basınçlı Hava Maliyetinin Belirlenmesi

İster basit bir havalı aletin çalışması için olsun, isterse de pnömomatik kontrollerin işletimi gibi daha karmaşık görevler için olsun, çoğu endüstriyel tesis, basınçlı havanın bir çeşidine ihtiyaç duyar. ABD Enerji Bakanlığı tarafından yapılan güncel bir araştırma, tipik bir endüstriyel tesiste tüketilen elektriğin yaklaşık %10'unun basınçlı hava üretmek için tüketildiğini göstermiştir. Bazı tesislerde, basınçlı hava üretimi, tüketilen elektriğin %30 veya daha fazlasının nedeni olabilir. Basınçlı hava, yerinde üretilen bir faydadır. Çoğunlukla üretim maliyeti bilinmez, fakat bazı firmalar, her 1000 ft³ hava için 15-30 sent ayırır.

Basınçlı hava, bir tesisteki en pahalı enerji kaynaklarından biridir. Tipik bir basınçlı hava sisteminin genel verimi %10-15 mertebesinde düşük olabilir. Örneğin, 1000 psig'de 1 hp gücünde bir hava motorunu çalıştırmak için yaklaşık 7-8 hp'lik elektrik gücü kompresöre beslenir.

Basınçlı havanın tesisinizdeki maliyetini hesaplamak için aşağıda gösterilen formülü kullanın:

$$\text{Maliyet} = \frac{\text{bhp} \times 0,746 \times (\# \text{ saat sayısı}) \times (\text{maliyet} / \text{kWh}) \times (\% \text{ zaman}) \times (\% \text{ tam yük} \text{ } _ \text{bhp})}{\text{motor} \text{ } _ \text{verimi}}$$

Burada:

bhp: Kompresör mil beygirgücü (sıklıkla motor etiket beygirgücünden daha yüksek—ekipman spesifikasyonunu kontrol edin)

% zaman: Bu işletim seviyesinde geçen zamanın yüzdesi

% tam yük bhp: Bu işletim seviyesinde tam yük bhp'nin yüzdesi olarak bhp

motor verimi: Bu işletim seviyesinde motor verimi

Örnek

Tipik bir tesis, yılda 6.800 saat çalışan 200 hp'lik bir (215 bhp gerektiren) kompresöre sahiptir. Zamanın %85'inde tam yüklüdür (motor verimi = %95) ve kalan zamanda yüksüzdür (%25 tam yük bhp ve motor verimliliği = %90). Ortalama elektrik fiyatı 0,05 \$/kWh'dir.

Tam yüklükten maliyet =

$$\frac{215 \text{ bhp} \times 0,746 \times 6800 \text{ saat} \times \$0,05 / \text{kWh} \times 0,85 \times 1}{0,95} = \$48.792$$

Kısmen yüklükten maliyet =

$$\frac{215 \text{ bhp} \times 0,746 \times 6800 \text{ saat} \times \$0,05 / \text{kWh} \times 0,15 \times 0,25}{0,90} = \$2.272$$

Yıllık enerji maliyeti = \$48.792 + \$2.272 = \$51.064

Ek

G

Basıncılı Hava Kaçaklarının Minimize Edilmesi

Kaçaklar, basınçlı hava sistemindeki enerji israfının önemli kaynaklarından biridir; çoğunlukla kompresör çıktısının %20-30 kadarını israf eder. Basınçlı hava kaçakları, aşağıdakiler de dâhil olmak üzere sistem işletim sorunlarına neden olur:

- Havalı aletlerin ve diğer havalı ekipmanın daha verimsiz çalışmasına neden olan, muhtemelen üretimi de etkileyen dalgalı sistem basıncı
- Gerekenden yüksek maliyete yol açan aşırı kompresör kapasitesi
- Gereksiz çevrim ve artmış çalışma zamanı nedeniyle azalmış hizmet ömrü ve besleme ekipmanının artmış bakımı (kompresör paketi dâhil olmak üzere)
- Kaçaklar sistemin her parçasında olabilse de, en yaygın sorun alanları şunlardır: Kaplinler, hortumlar, borular, bağlantılar, boru mafsalları, hızlı kesiciler, FRL'ler (filtre, regülatör ve yağlayıcı), yoğunlaşma suyu kapanları, vanalar, flanşlar, salmastralar, boru sızdırmazlık maddeleri ve kullanım noktası cihazları. Kaçak hızı, kontrolsüz bir sistemde besleme basıncının bir fonksiyonudur ve daha yüksek sistem basınçlarında artış gösterir. Kaçak hızı, aynı zamanda orifis çapının karesiyle de orantılıdır. (Aşağıdaki tabloyu inceleyin.)

Tablo Ek-2. Farklı besleme basınçları ve yaklaşık eşit orifis boyutları için kaçak hızları

Farklı besleme basınçları ve yaklaşık eşit orifis boyutları ^b için kaçak hızları ^a (ft ³ /dk)						
Basıncı (psig)	Orifis çapı (inç)					
	1/64	1/32	1/16	1/8	1/4	3/8
70	0,3	1,2	4,8	19,2	76,7	173
80	0,33	1,3	5,4	21,4	85,7	193
90	0,37	1,5	5,9	23,8	94,8	213
100	0,41	1,6	6,5	26,0	104	234
125	0,49	2,0	7,9	31,6	126	284

^a Düzgün yuvarlak orifislerde değerleri 0,97 ile, keskin kenarlı orifislerde ise değerleri 0,61 ile çarpın.

^b Compressed Air Challenge™'nin izniyle, Basınçlı Hava Sistemlerinin Temelleri eğitiminden alınmıştır.

Kaçak Tespiti

Kaçakları tespit etmenin en iyi yolu, hava kaçaklarından gelen yüksek frekanslı tıslama seslerini tanıyabilen bir ultrasonik detektör kullanmaktır. Bu taşınabilir ünitelerin kullanımı çok kolaydır. Bunların maliyeti ve duyarlılık düzeyleri değişkenlik gösterir. Bu yüzden, satın almadan önce

test edin. Daha basit bir yöntem ise, sabunlu suyu bir fırça yardımı ile şüphelenilen alanlara uygulamaktır. Güvenilir olsa da, bu yöntem, zaman alıcı ve kirli olabilir.

Örnek

Bir kimya tesisi, basınçlı hava etüdünden sonra, tesisinde bir kaçak önleme programını uygulamaya koymuştur. Yaklaşık olarak farklı orifis boyutlarına eşdeğer olan şu kaçaklar bulunmuştur: 90 psig'de 100 adet 1/32"lik kaçak, 90 psig'de 50 adet 1/16"lik kaçak ve 100 psig'de 10 adet 1/4"lik kaçak. Bu kaçaklar ortadan kaldırılsaydı, yıllık olarak elde edilecek maliyet tasarrufunu hesaplayın. Yıllık çalışmayı 7.000 saat, ortalama elektrik fiyatını 0,05\$/kWh ve basınçlı hava üretim ihtiyacını yaklaşık 18 kW/100 ft³/dk kabul edin.

Maliyet tasarrufu = kaçak sayısı x kaçak hızı (ft³/dk) x kW / ft³/dk x saat sayısı x \$/kWh

Kaçak oranları için yukarıdaki tablodaki değerleri kullanarak ve orifislerin keskin kenarlı olduğunu kabul ederek:

1/32"lik kaçaklarda maliyet tasarrufu = 100 x 1,5 x 0,61 x 0,18 x 7.000 x 0,05 = 5.765\$

1/16"lik kaçaklarda maliyet tasarrufu = 50 x 5,9 x 0,61 x 0,18 x 7.000 x 0,05 = 11.337\$

1/4"lik kaçaklarda maliyet tasarrufu = 10 x 104 x 0,61 x 0,18 x 7.000 x 0,05 = 39.967\$

Bu kaçakları ortadan kaldırmakla elde edilen toplam maliyet tasarrufu = 57.069\$

1/4"lik 10 kaçağı ortadan kaldırarak elde edilen tasarrufun, toplam tasarrufun neredeyse %70'ine karşılık geldiğine dikkat edin. Kaçaklar belirlendikçe onları önceliklendirmek ve en büyük olanları önce onarmak önemlidir.

Ek

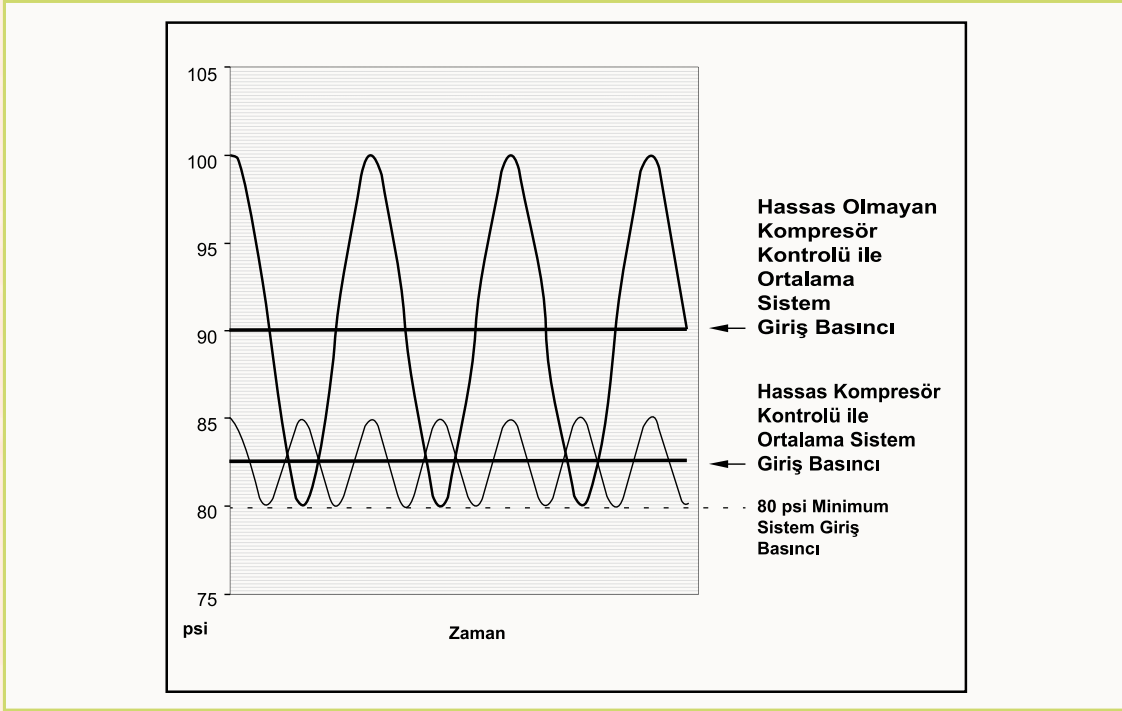
H

Basınçlı Hava Sistemi Kontrolleri

Basınçlı hava sistemi kontrolleri, basınçlı hava beslemesi ile sistem talebini (her zaman gerçek zamanlı olmasa da) eşleştirir ve sistem toplam enerji veriminin en önemli belirleyicilerindedir. Bu kısımda, hem münferit kompresör kontrolü hem de birçok kompresörlü tesislerde toplam sistem kontrolü tartışılmaktadır. Verimli sistem işletimi ve yüksek performans için düzgün kontrol esastır. Aynı zamanda, her kontrol stratejisinin amacı, ihtiyaç duyulmayan kompresörleri kapatmak veya ilâve kompresörlerin kullanımını ihtiyaç duyulana kadar ertelemektir. Açık olan her ünite, ayar için olan bir ünite hariç, tam yükte çalışmalıdır.

Kompresör sistemleri, genellikle, ortak bir tesis hava başlığına hava sağlayan çok sayıda kompresörden oluşur. Bu makinelerin birleşik kapasitesi, minimum olarak maksimum tesis hava talebini karşılayacak şekilde boyutlandırılır. Düşük talep zamanlarında, münferit kompresörlerin çıktılarında azalmayı düzenlemek için, sistem kontrollerine her zaman ihtiyaç duyulur. Basınçlı hava sistemleri, genellikle sabit bir basınç aralığında çalışmak ve sistemdeki talep ile değişen hava hacmini sağlamak için tasarlanmıştır. Sistem basıncı izlenir ve basınç önceden belirlenmiş bir seviyeye ulaştığı zaman kontrol sistemi kompresör çıktısını azaltır. Basınç önceden belirlenmiş daha düşük bir seviyeye ulaştığı zaman ise kompresör çıktısı yeniden artırılır.

Bu iki basınç seviyesi arasındaki fark, kontrol aralığı olarak adlandırılır. Hava sistem talebine bağlı olarak kontrol aralığı 2-20 psi aralığında herhangi bir değer olabilir. Geçmişte, münferit kompresör kontrolleri ve denetlenmeyen çoklu makine sistemleri yavaş ve hassas değildi. Bu ise, geniş kontrol aralıklarına ve büyük basınç salınımlarına sebep oluyordu. Bu büyük salınımların bir sonucu olarak, ihtiyaç duyulandan daha yüksek basınçları muhafaza etmek için, münferit kompresör basınç kontrol ayar noktaları oluşturuluyordu. Bu, salınımların sistemin minimum ihtiyaçlarının altına düşmeyeceğini garanti altına alıyordu. Bugün daha hızlı ve daha doğru, mikroişlemci temelli, daha dar kontrol aralıklı sistem kontrolleri, sistem basınç ayar noktalarının düşürülmesine imkân tanımaktadır. Bu avantaj, Şekil Ek-3'de gösterilmektedir; buna göre, hassas kontrol sistemi, minimum sistem ihtiyaçlarının altına düşmeden, çok daha düşük bir ortalama basıncı muhafaza edebilmektedir. Her 2 psi'lik basınç farkı yaklaşık %1'lik bir enerji tüketimi değişimine eşittir. Basıncıdaki daha küçük değişimler sadece daha az enerji kullanmakla kalmaz; aynı zamanda üretim kalite kontrolünün olumsuz etkilerini de önler.

Şekil Ek-3. Kontrollerin sistem basıncına etkileri

Ortalama sistem giriş basıncını düşürürken önlem alınmalıdır. Çünkü, talepteki büyük ani değişiklikler, basıncın minimum ihtiyacın altına düşmesine neden olarak ekipmanın uygun olmayan işleyişine yol açabilir. Sistem kontrolleri ve depolama kapasitesinin dikkatli eşleştirilmesi ile bu sorunlar önenebilir.

Hava sistemlerinin çok azı, her zaman tam yükte çalışır. Kısmi yük performansı, bu anlamda kritiktir ve öncelikli olarak kompresör tipi ve stratejisi tarafından etkilenir.

Kontroller ve Sistem Performansı

Belirli bir sistem için belirlenmiş kontrol tipi, büyük ölçüde kullanılmakta olan kompresör tipi ve tesisin talep profili tarafından belirlenir. Eğer, bir sistem, çok kararlı talebi olan tek bir kompresöre sahipse, basit bir kontrol sistemi uygun olabilir. Öte yandan, çoklu kompresörlü, değişken talepli ve birçok son kullanım tipli kompleks bir sistem daha karmaşık bir stratejiye ihtiyaç duyacaktır. Her durumda, hem kompresör hem de sistem kontrol seçimi dikkatle değerlendirilmelidir. Çünkü, bunlar sistem performansını ve verimliliğini etkileyen en önemli faktörler olabilir.

Münferit Kompresör Kontrolü

Stratejiler:

Yıllar içinde kompresör üreticileri, bir dizi farklı kontrol strateji tipleri geliştirmişlerdir. Dur/kalk ve yüklü/yüksüz gibi kontroller, hava talebindeki azalmalara tepki verir; kompresörün belirli bir süre hava sağlamasını durduracak şekilde, kompresörü kapatmak veya yüksüzleştirmek suretiyle kompresör çıkış basıncını artırır. Modüle edici giriş ve çok kademeli kontroller, kompresörün kısmi yükte çalışmasına ve azalmış talep dönemlerinde azalmış miktarda hava sağlamasına imkân sağlar.

Dur/Kalk: Dur/kalk mevcut en kolay kontroldür ve hem resiprokan hem de dönel vidalı kompresörlere uygulanabilir. Makinenin çıkış basıncına göre kompresörü süren motor açılır veya kapanır. Genellikle, motor dur/kalk sinyalini, basit bir basınç anahtarı sağlar. Bu tip bir kontrol, sık çevrimi olan bir uygulamada kullanılmamalıdır. Çünkü, tekrarlanan durmalar motorun aşırı ısınmasına ve diğer kompresör bileşenlerinin daha sık bakım gerektirmesine neden olacaktır. Bu kontrol düzeni, genellikle, çok düşük görev çevrimi olan uygulamalarda kullanılır.

Yüklü/Yüksüz: Aynı zamanda sabit hız kontrolü olarak da bilinen yüklü/yüksüz kontrol, motorun sürekli çalışmasını sağlar; fakat, çıkış basıncı yeterli olduğunda, kompresörü yüksüzleştirir. Kompresör üreticileri, kompresörü yüksüzleştirmek için farklı stratejiler kullanırlar; fakat, çoğu durumda yüksüz bir dönel vidalı kompresör hiçbir yararlı iş yapmazken tam yük beygircüğünün %15-35'ini tüketecektir. Sonuç olarak, bazı yüklü/yüksüz kontrol düzenleri verimsiz olabilir.

Modüle Edici Kontroller: Modüle edici (kısmı) giriş kontrolü kompresörün çıktısının debi ihtiyaçlarının karşılanması için değiştirilmesine imkân sağlar. Kısmı, genellikle giriş vanasının kapatılıp giriş havasının kompresörde sıkıştırılmasıyla sağlanır. Bu kontrol düzeni, santrifüj ve dönel vidalı kompresörlere uygulanır. Bu kontrol yöntemi, deplasmanlı kompresörlere uygulandığı zaman, kompresör çıktısını değiştirmenin verimsiz bir yoludur. Santrifüj kompresörlere, özellikle, havayı pervane girişiyle aynı yönde yönlendiren giriş kılavuz kanatlarının kullanımıyla uygulandığında, daha verimli sonuçlar elde edilir. Kapasite azaltma miktarı, taşma potansiyeli ve minimum kısma kapasitesiyle sınırlıdır.

Çok Kademeli (Kısmi Yük) Kontrolleri: Bazı kompresörler iki veya daha fazla kısmi yüklü koşullarda çalışmak için tasarlanmıştır. Böyle bir kontrol düzeni ile, çıkış basıncı, kompresörün dur/kalk yapması veya yüklü/yüksüz çalışmasını gerektirmeden, yakından kontrol edilebilir.

Resiprokan kompresörler, iki kademeli (dur/kalk veya yüklü/yüksüz), üç kademeli (0%, 50%, 100%) veya beş kademeli (0%, 25%, 50%, 75%, 100%) kontrol olarak tasarlanmıştır. Bu kontrol düzenleri, genellikle, motor güç tüketimi ve yüklü kapasite ile neredeyse doğrudan ilişkiye sahiptir.

Bazı dönel vidalı kompresörlerin sıkıştırma hacimleri (oranları) sürgülü veya dönüşlü vanalar kullanılarak değiştirilebilir. Bunlar, genellikle, ayarlı giriş vanaları ile birlikte, yüksek kısmi yük verimine sahip daha doğru basınç kontrolü sağlamak için uygulanır.

Değişken frekanslı sürücüler: Geçmişte değişken frekanslı sürücüler (VFD'ler) endüstriyel kompresörler için nadiren kullanılıyordu. Çünkü, kontrol düzenlerindeki verim kazancı, VFD'nin yüksek ilk maliyeti için yeterli gerekçe sağlayamıyordu. Maliyet artık büyük bir sorun değildir. VFD'ler tam yükte daha güvenilir ve verimli oldukça, kompresör uygulamalarında kabul kazanabilirler.

Sistem Kontrolleri

Tanımı gereği sistem kontrolleri, sisteme hava besleyen çok sayıda münferit kompresörün eylemlerini yönetir. Otomatik sistem kontrollerinin ortaya çıkmasından önce, kompresör sistemleri basamaklı ayar noktaları olarak bilinen bir yöntemle ayarlanırdı. Münferit kompresör çalışma basıncı ayar noktaları ise, sistem talebini karşılamak üzere kompresör kapasitesini artırmak ya da azaltmak için oluşturulmuştur. Bu stratejinin birbiri üzerine eklemeli doğası, bu bölümün ilk sayfasında yer alan şekilde gösterildiği üzere geniş kontrol aralıkları yaratır.

Etkili bir otomatik kontrol stratejisinin amacı, sistem talebini maksimum verim seviyesinde veya bu seviye yakınında işletilen kompresörlerle eşleştirmektir. Bu, talepteki dalgalanma-

lara, mevcut depolamaya ve basınçlı havayı besleyen ve işleyen ekipmanın karakteristiklerine bağlı olarak birçok şekilde başarılabilir.

Tek Ana Birimli (Sıralayıcı) Kontroller: Sıralayıcılar, isminden de anlaşıldığı üzere, münferit kompresör kapasitelerini sıralayarak veya kademelendirerek sistem talebini karşılamak için sistemleri regüle eden cihazlardır. Sıralayıcılardan tek ana birimli kontrol üniteleri olarak bahsedilir. Çünkü, tüm kompresör işletim kararları ana birimde verilir ve yönlendirilir. Sıralayıcılar, kompresör sistemlerini, münferit kompresör kapasitelerini görüntülenen sistem basıncına (talep) göre çevrimiçi ve çevrimdışı yaparak kontrol eder. Kontrol sistemi, genellikle, daha yüksek verim sağlar. Çünkü, sistem hedef basıncı etrafındaki kontrol aralığı daha dardır. Bu dar aralık, ortalama sistem basıncında azalmaya imkân sağlar. Ortalama sistem giriş basıncını azaltırken yine önlem alınmalıdır. Çünkü, talepteki büyük, ani değişiklikler basıncın minimum ihtiyaçların altına düşmesine neden olarak ekipmanın uygun olmayan işleyişine yol açabilir. Sistem kontrolleri ve depolama kapasitesinin özenle eşleştirilmesi ile bu sorunlar önlenbilir (debi kontrolörünü de inceleyin).

Çoklu Ana Birimli (Ağ) Kontroller: Ağ kontrolleri, sistem kontrolünde en son yenilikleri sunar. Bu kontrollerin gereksiz çalışan kompresörleri kapatmak için kullanılması önemlidir. Bu kontroller, aynı zamanda, çalışmakta olan kompresörlerin daha verimli bir modda işlemesine de imkân sağlar. Ağlarda kullanılan kontrolörler, birleşik kontrolörlerdir. Bunlar münferit kompresör kontrolüne ek olarak, sistem kontrol fonksiyonu da sağlar. Çoklu ana birimli terimi, her münferit kompresör kontrolörünün sınırları dâhilinde sistemin kontrol etme yeteneği olduğunu ifade eder. Bu münferit kontrolörler birbirine bağlanmış veya ağ haline getirilmiştir; böylece tüm işletme bilgisini ve durumunu paylaşırlar. Ağ haline getirilmiş kontrolörlerden biri lider olarak belirlenir. Bu kompresörler bilgi paylaştığı için değişen hava taleplerine karşılık kompresör işletme kararları daha hızlı ve kesin olarak verilebilir. Bunun sonucunda, hava sistemi hedef basıncında daha fazla azalmaya imkân veren dar kontrol aralığı elde edilir. Sistem kontrollerinde ilk maliyet genellikle yüksek olsa da, bu kontroller sonuçta işletim maliyetinde oluşan azalmalardan dolayı daha yaygınlaşmaktadır.

Debi Kontrolörleri

Debi kontrolörleri, yukarıda anlatılan münferit kompresörler veya sistem kontrolleri ile birlikte kullanılan sistem basınç veya yoğunluk kontrolleridir. Debi kontrolörü, kompresörü doğrudan kontrol etmez ve genellikle kompresör paketinin parçası sayılmaz. Debi kontrolörü, kompresörün arz tarafını talep tarafından ayırma işine yarayan bir cihazdır. Bu, talep tarafındaki basınç gerçek kullanım ihtiyaçlarını minimize etmek için azaltılabilirken, kompresörlerin maksimum verim için optimum veya optimuma yakın basınçlarda işletilmesine imkân sağlar. Talepteki beklenen dalgalanmaları karşılamak için boyutlandırılmış depolama, bu kontrol stratejisinin esas parçasıdır. Daha yüksek basınçlı besleme havası, kompresörlerden birincil depolama tanklarına girer. Sabit ve daha düşük bir basınç seviyesinde, talepteki dalgalanmaları güvenli bir şekilde karşılamak için hazır bulunur. İyi tasarlanan ve yönetilen bir sistem kontrol stratejisi, talep kontrolü, sinyal lokasyonları, basınç farkları, kompresör kontrolleri ve depolamayı birleştirir. Amaç, talebi olası en düşük basınçta işletmek, depolanmış hava ile geçici olayları mümkün olduğu kadar fazla desteklemek ve depoyu tekrar doldurmayı mümkün olduğunca uzun tutmaktır. Bu, olası en düşük enerji tüketimi ile sonuçlanmalıdır.

Hava Depolama ve Kontroller

Depolama, hem basınç düşüşünü hem de sönüm hızını azaltarak sistemde talep olaylarını (tepe talep periyodları) kontrol etmek için kullanılabilir. Depolama, kritik basınç uygulamalarını sistemdeki diğer olaylardan korumak için kullanılabilir. Depolama, aynı zamanda besleme-

den iletim tepki hızını desteklerken talepteki basınç düşüşü hızını kontrol etmek için de kullanılabilir. Bazı sistemlerde, akış kontrol vanası gibi yeniden dolun kontrol yöntemini sağlamak önemlidir.

Birçok sistem talep olaylarını desteklemek için modülasyonda çalışan bir kompresöre sahiptir ve bazen stratejik depolama çözümleri bu kompresörün kapatılmasına imkân sağlayabilir.

Ek**i**

Basınçlı Hava Sistemi Ekonomisi

Bir üretim tesisine basınçlı hava sağlamak pahalı bir işlemdir. Basınçlı hava tedariği, çok büyük miktarlarda elektrik tüketen ve sık bakıma ihtiyaç duyan maliyetli ekipman gerektirir. Buna rağmen, birçok tesisin basınçlı hava sistemlerinin yıllık olarak onlara ne kadar mal olduğu veya bu sistemlerin performansını geliştirerek ne kadar para tasarrufu yapabilecekleri konularında fikirleri yoktur.

Elektrik maliyeti, bir basınçlı hava sistemine sahip olmanın ve işletmenin açık ara en büyük maliyetidir. 100 hp'lik bir kompresörün ilk maliyeti, kompresör ve üreticinin tipine bağlı olarak 30.000\$-50.000\$ iken, aynı sistem için yıllık elektrik maliyeti 50.000\$'a varabilir. Buna, sistemin ilk maliyetinin %10 veya daha fazlası kadar olabilen yıllık bakım maliyeti de eklenir.

Bu bölüm, yıllık elektrik maliyetini tahmin etmek için basit bir hesaplama ve elektriksel ölçüm gerektiren daha kesin bir hesaplama sunmaktadır.

Elektrik Maliyetinin Hesaplanması

1) Tam Yükte İşletim

Bir kompresörün, ayrı olarak ölçülmesi bile, yıllık elektrik maliyetini hesaplamak kolaydır.

Basit Hesaplama:

Tam yükte çalışan bir kompresörün elektrik maliyetinin hızlı hesaplanması için aşağıdaki verilere ihtiyaç duyulur:

- Kompresör motor etiket sınıfı (bhp),
- Motor etiket verimi (veya verimin bir tahmini),
- Yıllık çalışma süresi (saat/yıl), ve
- Elektrik maliyeti (\$/kWh).

Yıllık elektrik maliyeti, bu bilgileri aşağıdaki metin kutusunda yer alan denklemde yerlerine koyarak hesaplanabilir:

Basit Hesaplama

(100 hp'lik Kompresör)

Yıllık Elektrik Maliyeti = (Motor tam yük fren beygirgücü) x (0,746 x kW/hp) x (1/0,90) x (Yıllık Çalışma Süresi, saat) x (Elektrik Fiyatı, \$/kWh)

Örneğin:

Motor tam yük bhp = 100 hp

Yıllık Çalışma Süresi = 8.760 saat (3 vardiyalı sürekli işletim)

Elektrik fiyatı = 0,05 \$/kWh

$$\begin{aligned} \text{Yıllık Elektrik Maliyeti} &= (100 \text{ hp}) \times (0,746 \text{ hp/kW}) \times (1/0,9) \times (8.760 \text{ saat}) \times (0,05 \text{ \$/kWh}) \\ &= 36.305 \text{ \$} \end{aligned}$$

Bu denklem, kompresörü süren elektrik motorunun %90 verimde (1/0,90 faktöründe 90) olduğunu kabul eder – 50 hp'den büyük modern bir sistem için makul bir tahmindir. Daha yeni enerji verimli motorlar, daha yüksek verime bile sahip olabilir. Eğer sistem daha önce birkaç kez tekrar sarılmış eski bir motor kullanıyorsa veya küçük bir motora sahipse %80 verim (veya motor etiket verim sınıfı) kullanılmalıdır. Daha kesin bir değerlendirme için, varsa yardımcı motorlardan kaynaklanan parazit yükler için beygirgücü sınıflarını, kompresörün motor sınıflandırmasına ekleyin.

Sanayideki yaygın kullanım, sürekli %15 hizmet faktörüne sahip olan motorları uygulamak ve bu hizmet faktörünün yaklaşık üçte ikisini kullanmaktır. Bu demektir ki, etiket anma sınıfı 100 hp olan bir motor, gerçekte tam kompresör kapasite ve basıncında 110 hp'ye kadar yüklenebilir. Bu, üreticinin satış literatüründe ifade edilmeyebilir; bu yüzden, belirli bir kompresör için mühendislik veri formlarına başvurulmalıdır. Eğer motor hizmet faktörüne giriyorsa, etiket beygirgücü sınıflandırması yerine daha yüksek beygirgücü tahmini kullanılmalıdır.

Ölçümlerle Hesaplama:

Elektrik tüketimi ve maliyetini belirlemenin daha kesin yolu, tam yük akım ve gerilim şiddetlerinin elektriksel ölçümlerini almayı içerir. Motor tam yük bhp ve verimi bu hesaplama için gerekli değilken, motor üreticilerinden öğrenilebilen tam yük güç faktörü gereklidir. Hesaplama, tam yük akım şiddetini alır ve tam yük kW'ına çevirir ve sonra çalışma süresi ve elektrik fiyatı ile çarpılır. Hesaplama bir sonraki metin kutusunda gösterilmiştir.

Ayrıntılı Hesaplama

(100 hp'lik Kompresör)

$$\text{Yıllık Elektrik Maliyeti} = [(\text{Tam yük akım şiddeti}) \times (\text{gerilim}) \times (1,732) \times (\text{güç faktörü}) / 1000] \times (\text{Yıllık Çalışma Süresi, saat}) \times (\text{Elektrik Fiyatı, \$/kWh})$$

Örneğin:

$$\text{Tam yük akım şiddeti} = 115 \text{ A}$$

$$\text{Gerilim} = 460 \text{ V}$$

$$\text{Tam yük güç faktörü} = 0,85$$

$$\text{Yıllık Çalışma Süresi} = 8.760 \text{ saat (3 vardiyalı sürekli işletim)}$$

$$\text{Elektrik fiyatı} = 0,05 \text{ \$/kWh}$$

$$\begin{aligned} \text{Yıllık Elektrik Maliyeti} &= [(115 \text{ A}) \times (460 \text{ V}) \times (1,732) \times (0,85)] / 1000] \times (8.760 \text{ saat}) \times (0,05 \text{ \$/kWh}) \\ &= 34.111 \text{ \$} \end{aligned}$$

2) Kısmi Yükte Çalışma

Eğer basınçlı hava sistemi bazen tam yükün altında çalışır ve iyi kontrol sistemine sahip olur ise, elektrik maliyeti kompresörün tüm çalışma saatlerinde tam yükte çalışacağı zamankinden daha az olacaktır. Kompresörün tam yükte çalıştığı zaman yüzdesini tahmin edin ve bu yüzdeyi bir başka çarpan olarak önceden gösterilen denkleme ekleyin. Hesaplamayı kompresörün yüksüz (ya da kısmi yüklü) çalıştığı zaman yüzdesi için tekrarlayın ve motordaki azalmış yükü telâfi etmek için faktörü de dâhil edin (yüksüz dönel vidalı kompresörlerin çalışması için 0,20 ilâ 0,30 ve resiprokan kompresörler için ise 0,10 ilâ 0,15 iyi birer tahmini değer aralığıdır -- bir sonraki metin kutusundaki denklemde 0,30 kullanılmıştır). Toplam enerji maliyeti için iki sonucu toplayın.

Kısmi yükte çalışan kompresörlerde enerji maliyetinin daha kesin bir hesabı için farklı yük yüzdelerinde geçen zaman yüzdeleri içeren birkaç aşama yaratın. Farklı yük yüzdelerinde enerji tüketimiyle ilgili üretici verilerine ihtiyaç olacaktır.

Aşağıdaki metin kutusu yüksüz çalışmayı hesaba katarak örnek bir hesaplama göstermektedir.

Kısmi Yükte Çalışma ile Hesaplama

(100 hp'lik Kompresör)

Yıllık Elektrik Maliyeti = [(Motor tam yük fren beygirgücü) x (0,746 kW/hp) x (1/0,90) x (Yıllık Çalışma Süresi, saat) x (Elektrik Fiyatı, \$/kWh)] x [(Tam yüklü geçen zaman yüzdesi) + (0,30) x (Yüksüz geçen zaman yüzdesi)]

Örneğin:

Motor tam yük bhp = 100 hp

Yıllık Çalışma Süresi = 8.760 saat (3 vardiyalı sürekli işletim)

Zamanın %65'inde tam yüklü, %35'inde yüksüz çalışır

Elektrik fiyatı = 0,05 \$/kWh

Yüksüz çalışma tam yüklü çalışmanın %30'u kadar elektrik tüketir

$$\begin{aligned} \text{Yıllık Elektrik Maliyeti} &= [(100 \text{ hp}) \times (0,746 \text{ kW/hp}) \times (1/0,9) \times (8.760 \text{ saat}) \times (0,05 \text{ \$/kWh})] \times \\ &[0,65 + (0,30) \times (0,35)] \\ &= 27.410 \$ \end{aligned}$$

Gösterilen hesaplamaların enerji tüketiminin tam değerini değil, sadece iyi bir tahminini vereceğini unutmayınız.

Enerji ve Talep Bedelleri

Elektrik Faturasının Anlaşılması

Gösterilen hesaplar, her kilowatt-saat başına dolar (\$/kWh) cinsinden ifade edilen elektrik fiyatlarını kullanır. Elektrik şirketleri, endüstriyel müşterileri, genellikle, hem enerji (\$/kWh) hem de talep bedellerini (\$/kW) içeren ve tüketim seviyesi veya mevsimlere göre farklı fiyatlar kullanan daha karmaşık fiyat yapıları kullanarak faturalandırır. Talep bedelleri, verilen bir ay veya mevsimdeki tepe (puant) taleplerine bağlıdır ve bazı müşteriler için elektrik maliyetinde önemli etkilere sahip olabilir. Verimlilik önlemlerinin ekonomik etkileri hesaplanırken, elektrik ihtiyaçlarının gerçek marjinal maliyeti, enerji ve talep bedelleri, farklı tüketim seviyeleri için mevsimsel ve farklı fiyatlar hesaba katılarak düşünülmelidir.

Basınç ve Elektrik Maliyeti

Yüksek basınçlı havayı üretmek ve sağlamak düşük basınçlı havaya göre daha pahalıdır. 100 psig civarında çalışan bir sistem için pratik bir yöntem, çalışma basıncındaki her 2 psi'nin ilâve %1 işletme enerji maliyeti gerektirmesidir. Gösterilen ilk örnekte anlatılan sistemde, sistemi 100 psig yerine 110 psig'de çalıştırmak enerji maliyetini %5 veya yılda 1.800 \$ artırır.

Performanstan Tasarruf

İyileştirmeler

Ömürlük elektrik maliyeti ile karşılaştırıldığında oldukça düşük olan kompresör ilk maliyetinden dolayı kullanıcılar basınçlı hava sistemleri ile ilgili kararlar verirken ömür boyu maliyeti

değerlendirmesinden faydalanmalıdır. Buna ek olarak, yüksek verimli bir basınçlı hava sistemi, sadece enerji verimli bir motor veya verimli kompresör tasarımına sahip bir sistem değildir. Toplam sistem verimi, maksimum tasarrufun anahtarıdır. Çoğunlukla kullanıcılar sadece ilk maliyet ile ilgilenir ve sistem verimini görmezden gelerek basınç hava sisteminde en düşük teklifi kabul ederler.

Verimli bir sistem elde etmek için ayrıntılı analiz ve tasarım gerekir. Birçok basınçlı hava sistemi kullanıcısı bu alanları görmezden gelir ve para tasarrufu yaptıklarını düşünüp sonunda enerji ve bakım maliyetinde daha fazla para harcarlar.

Kitap boyunca özetlenen adımları takip etmek, çoğu basınçlı hava sistemi için önemli enerji tasarrufu sağlayabilir. Sayısız modifikasyondan geçen ve çalışmasını devam ettirecek kadar bakım yapılan bir sistem, sıklıkla %20-50 veya daha fazla enerji tasarrufuna ulaşabilir.

Basınçlı hava sistemleri hakkında verilen kararların pek çoğu, maliyet bedeli temelinde veya çalışıyorsa kurcalama tavrında verilir. Optimum basınçlı hava sistemi ekonomisine ulaşmak için kullanıcılar ekipmanı ömür boyu maliyeti ekonomisine göre seçmeli, bileşenleri uygun biçimde boyutlandırmalı, ihtiyaç duyulmayan kompresörleri kapamalı, uygun kontrol ve depolama stratejilerini kullanmalı ve ekipmanı tepe performans için işletmeli ve ekipmana yine tepe performans için bakım yapmalıdır.

Ek

J

Basınçlı Hava Sisteminde Isı Geri Kazanımı

Bir endüstriyel kompresör tarafından kullanılan elektrik enerjisinin %80-93 kadarı ısıya çevrilir. Birçok durumda düzgün biçimde tasarlanmış ısı geri kazanım ünitesi, bu ısı enerjisinin %50-90 arasındaki bir miktarını geri kazanabilir ve hava veya suyu ısıtmak için kullanılabilir.

Geri kazanılmış ısı için tipik kullanımlar ortam ısıtmasını takviye, endüstriyel proses ısıtması, su ısıtma, besleme havası ısıtma ve kazan besleme suyu ön ısıtmasını içerir. Ancak, basınçlı hava sisteminden geri dönüştürülen ısı, normalde doğrudan buhar üretmek için kullanılabilir kadar sıcak değildir.

Isı geri kazanım sistemleri, hem hava hem de su soğutmalı kompresörler için mevcuttur.

Hava Soğutmalı Dönel Vidalı Kompresörler ile Isı Geri Kazanımı

Hava Isıtma

Hava soğutmalı paketlenmiş dönel vidalı kompresörler, ortam ısıtması veya diğer sıcak hava kullanımı için ısı geri kazanımına çok uygundur. Atmosferik ortam havası, sistemin son soğutucusu ve yağ soğutucusundan geçirilerek ısıtılır ve buralarda hem basınçlı havadan hem de kompresörü yağlamak ve serinletmek için kullanılan yağdan ısı çeker.

Paket kompresörler tipik olarak kabinlerle çevrili oldukları ve ısı değiştirici ve fanlarını hâlihazırda içerdikleri için, gereken tek sistem modifikasyonu, kanal yüklemesini karşılamak ve kompresörün soğutma fanındaki olası geri basıncı ortadan kaldırmak için kanal ve fan eklemektir. Bu ısı geri kazanım sistemleri basit bir termostat kontrollü menteşeli hava deliği ile modüle edilebilir. Yaz aylarında olduğu gibi ısıtma gerekmediğinde, sıcak hava, kanal yoluyla bina dışına atılabilir. Hava deliği, ısıtılmış alana sabit bir sıcaklık sağlamak için termostatik olarak regüle edilebilir.

Sıcak hava, ortam ısıtması, endüstriyel kurutma, havalandırılmış havanın yağ yakıcılar veya sıcak hava gerektiren herhangi bir diğer uygulama için, ön ısıtma amacıyla kullanılabilir. Pratik bir yöntem olarak yaklaşık 50.000 Btu/saat'lik enerji her 100 ft³/dk'lık kapasite (tam yükte) için mevcuttur. Soğutma havası giriş sıcaklığının 30 ilâ 40°F üstündeki hava sıcaklıkları elde edilebilir. %80-90 geri kazanım verimi yaygındır.

Dikkatli olunmalıdır. Çünkü, kompresör için olan besleme havası dışarıdan değilse ve geri kazanılmış ısı başka ortamda kullanılırsa, kabindeki statik basıncı düşürebilir ve kompresörün verimini azaltabilirsiniz. Eğer dış hava kullanılırsa dondurucu soğukta havadan kompresörün zarar görmesini önlemek için bir miktar dönüş havası gerekebilir.

Su Isıtma

Bir ısı değiştiricisi kullanarak paket halindeki su soğutmalı resiprokan veya dönel vidalı kompresörlerde bulunan yağ soğutucularından atık ısıyı çıkarmak ve sıcak su üretmek de müm-

kündür. Tasarıma bağlı olarak, ısı değiştircileri, kullanım suyu (gri) veya içme suyu üretebilir. Sıcak su gerekmediğinde yağ, normal yağ soğutucusuna yönlendirilir.

Sıcak su, merkezi ısıtma veya kazan sistemlerinde, endüstriyel temizleme proseslerinde, kaplama işlemlerinde, ısı pompalarında, amaşırhanelerde veya sıcak su gerektiren herhangi bir diğer uygulamada kullanılabilir. Isı değiştircileri, aynı zamanda sıcak hava ve su üretme fir-satı sunar ve işletimciye sıcak hava/sıcak su oranını değiştirme kabiliyeti verir.

Su Soğutmalı Kompresörler ile Isı Geri Kazanımı

Kompresörler

Ortam ısıtması için ısı geri kazanımı su soğutmalı kompresörlerde o kadar yaygın değildir, çünkü ekstra ısı değişimi aşaması gereklidir ve mevcut ısı sıcaklığı daha düşüktür. Birçok su so-ęutmalı kompresör büyük olduğundan dolayı ortam ısıtması için ısı geri kazanımı çekici bir fırsat olabilir. %50-60 geri kazanım verimleri tipiktir.

Enerji Tasarrufunu Hesaplamak

Isı geri kazanım üniteleri için enerji tasarrufu ve geri ödeme sürelerini hesaplarırken ısı geri kazanımını termal enerji üretmede kullanılan ve doğal gaz gibi düşük fiyatlı bir fosil yakıt ola-bilen güncel enerji kaynağı ile karşılaştırmak önemlidir. Aşağıdaki metin kutusunda yer alan denklemler, ortam ısıtması için hava soğutmalı dönel vidalı kompresörden ısı geri kazanımı ile elde edilen yıllık enerji ve maliyet tasarruflarını örneklemektedir. Mevcut ısıtıcının %85'ten daha az verimli olduğu uygulamalar, orantısal olarak daha yüksek tasarruflar getirecektir.

Enerji Tasarrufu Hesaplamaları

Enerji Tasarrufu (Btu/yıl) = 0,80 x Kompresör bhp x 2.545 Btu/bhp-saat x çalışma süresi

rnek: Haftada 5 gün iki vardiya çalışan 100 hp'lik bir kompresör için tasarruf:

$(0,80) \times (100 \text{ bhp}) \times (2.545 \text{ Btu/bhp-saat}) \times (4.160 \text{ saat}) = 846.976.000 \text{ Btu/yıl}$

Haftada 5 gün'den yılda 260 gün çalışılacağı varsayılmıştır. Buna göre 260 gün x (8 x 2 saat/gün) hesabıyla toplam çalışma süresi 4.160 saat olarak hesaplanmıştır.

Burada; 0,80 ünitenin çıktısının bir yüzdesi olarak geri dönüştürülebilir ısı, 2.545 ise dönüşüm faktörüdür. Haftada 5 gün'den yılda 260 gün çalışılacağı varsayılmıştır.

Maliyet Tasarrufu (\$/yıl) = [(Enerji Tasarrufu, Btu/yıl) / (Btu/birim yakıt)] x (\$/birim yakıt) / Birincil Isıtıcı Verimi

rnek: Atık ısı, verimi %85 olan doğalgaz yakıtlı cebri çekimli sistemin ürettiği ısının yerini değiştirecektir.

$[(846.976.000 \text{ Btu/yıl}) / (100.000 \text{ Btu/termal})] \times (\$0,40/\text{termal}) / 0,85 = 3.986 \text{ \$/yıl}$

* Kanal yükleme için ilâve fanın işletim maliyeti dâhil edilmemiştir.

Ek

K

Basınçlı Hava Sistemi Kaçakları

Bir endüstriyel basınçlı hava sisteminde kaçaklar, önemli bir enerji israf kaynağı olabilir, bazen kompresör çıktısının %20-30'unun boşa gitmesine yol açabilir. İyi bakım yapılmamış tipik bir tesiste, büyük olasılıkla toplam basınçlı hava üretim kapasitesinin %20'si kadar bir kaçak oranı olur. Öte yandan, proaktif kaçak tespit ve onarımı, kaçakları kompresörün çıktısının %10'undan azına düşürebilir.

Enerji israf kaynağı olmanın yanında, kaçaklar, aynı zamanda diğer çalışma kayıplarının artmasına da neden olabilir. Kaçaklar sistem basıncında düşmeye yol açar ve bu düşüş, üretimi olumsuz etkileyerek havalı aletlerin daha az verimli çalışmasına neden olabilir. Buna ek olarak, kaçaklar, ekipmanı daha sık çevrime zorlayarak neredeyse tüm sistem ekipmanının (kompresör paketinin kendisi dâhil olmak üzere) ömrünü kısaltabilir. Çalışma süresinin artması da ilâve bakım ihtiyaçlarına ve planlanmamış devreye alma süresinin artmasına yol açabilir. Son olarak, kaçaklar kompresör kapasitesine gereksiz ilâvelere yol açabilir.

Kaçakların sistemin herhangi bir parçasından kaynaklanması mümkün olmakla birlikte, en yaygın sorun alanları şunlardır:

- Kaplinler, hortumlar, borular, boru bağlantıları,
- Basınç regülatörleri,
- Açık yoğunlaşma suyu kapanları ve kapama vanaları, ve
- Boru ek yerleri, kesiciler ve boru sızdırmazlık maddeleri.

Kaçakların Maliyeti

	Boyut	Yıllık Maliyet
●	1/16"	\$523
●	1/8"	\$2,095
●	1/4"	\$8,382

Maliyet, elektrik fiyatını her kWh için 0,05\$ olarak ve sürekli işletim ve verimli bir kompresör varsayılarak hesaplanmıştır

Kaçak Miktarının Tahmin Edilmesi

Dur/kalk kontrolü kullanan kompresörler için sistemdeki kaçak miktarını tahmin etmenin kolay bir yolu vardır. Bu yöntem, sistemde hiç talep yokken (tüm hava işletimli son kullanım ekipmanı kapatıldığında) kompresörü başlatmayı içerir. Kompresörü yüklemek ve yüksüzleştirmek için geçen süreyi belirlemek üzere birkaç ölçüm alınır. Kompresör yüklenip yüksüzleşecektir;

çünkü kaçaıklardan kaçan havadan kaynaklı basınç düşüşlerinden dolayı, hava kaçaqları, kompresörün açık ve kapalı çevrimine neden olacaktır.

Toplam kaçaqlar (yüzde olarak) aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\text{Kaçaqlar (\%)} = [(T \times 100)/(T+t)]$$

Burada: T = yüklü süre (dakika)

T = yüksüz süre (dakika)

Kaçaqlar kompresör kapasite kaybı yüzdesi cinsinden ifade edilir. Kaçaıklardan dolayı oluşan yüzde kaybı, iyi bakılmış bir sistemde %10'dan az olmalıdır. Yetersiz bakıma sahip sistemlerde, hava kapasitesi ve gücünün %20-30'u kadar yüksek kayıplar olabilir. Farklı kontrol stratejilerine sahip sistemlerde, alıcının akış aşağısında bir basınç ölçer varsa, kaçaqlar hesaplanabilir. Bu yöntem toplam sistem hacminin, her akış aşağı ikincil hava alıcısı, hava şebekesi ve borular (V, ft³ cinsinden) dâhil olmak üzere, bir tahminini gerektirir. Sistem o zaman çalıştırılır ve normal çalışma basıncına (P₁) getirilir. Ölçümler sistemin çalışma basıncının yaklaşık yarısına eşit olan daha düşük bir basınca (P₂) düşmesi için geçen sürede (T) alınmalıdır.

Kaçaqlar aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\text{Kaçaqlar (ft}^3\text{/dk, serbest hava)} = (V \times (P_1 - P_2)/T \times 14,7) \times 1,25$$

Burada:

V ft³ cinsinden,

P₁ ve P₂ psig cinsinden,

T dakika cinsindedir.

1,25 çarpanı, düşen sistem basıncında azalmış kaçaqlara izin vererek kaçaqları normal sistem basıncına düzeltir. Yine, %10'dan büyük kaçaqlar, sistemin büyük ihtimalle iyileştirilebileceğini belirtir. Bu testler, normal kaçak tespit ve onarım programının bir parçası olarak üç ayda bir yapılmalıdır.

Kaçak Tespiti

Hava kaçaqlarının görülmesi neredeyse imkânsız olduğu için, onların yerini saptamak üzere diğer yöntemler kullanılmalıdır. En iyi yol, hava kaçaqlarıyla ilgili yüksek frekanslı tıslama seslerini tanıyabilen bir ultrasonik akustik detektör kullanmaktır. Bu taşınabilir üniteler, yönlü mikrofonlar, yükselticiler ve ses filtrelerinden oluşur ve kaçaqları tespit etmek için ya görsel göstergelere ya da kulaklıklara sahiptir. Daha basit bir yöntem ise sabunlu suyu bir fırça yardımı ile şüphelenilen alanlara uygulamaktır. Güvenilir olsa da bu yöntem zaman alıcı olabilir.

Kaçaqlar Nasıl Onarılmalı?

Kaçaqların en sık olduğu yerler, ek ve bağlantı noktalarıdır. Kaçaqları durdurmak, bir bağlantıyı sıkılaştırmak kadar kolay veya kaplinler, bağlantılar, boru bölümleri, hortumlar, ek yerleri, boşaltıcılar ve kapanlar gibi hatalı ekipmanı değiştirmek kadar kompleks olabilir. Çoğunlukla kaçaqların nedeni, kötü veya uygunsuz bir biçimde uygulanmış boru sızdırmazlık maddesidir. Yüksek kaliteli bağlantı elemanları, kesiciler, hortum, boru sistemi seçin ve bunları düzgün biçimde uygun boru sızdırmazlık maddesi ile monte edilmelidir.

Çalışmayan ekipman da, kaçaqların ilâve kaynağı olabilir. Kullanımda olmayan ekipman, dağıtım sisteminde bir vanayla izole edilmelidir.

Sistemin talep hava basıncını düşürmek, kaçaqları azaltmanın diğer bir yoludur. Bir orifis veya kaçak boyunca basınç farkı azaldıkça debi de azalır. Bu sayede düşen sistem basıncı, kaçak

hızlarının azalmasını sağlar. Sistem giriş basıncını en düşük uygulama aralığında kararlı hale getirmek, sistemdeki kaçak hızını minimize eder.

Kaçaklar onarıldığında, toplam tasarruf potansiyelini gerçekleştirmek için kompresör kontrol sistemi yeniden değerlendirilmelidir.

Kaçak Önleme Programı

İyi bir kaçak önleme programı şu bileşenleri içerecektir: Saptama (etiketleme dâhil), izleme, onarma, doğrulama ve çalışan katılımı. Basıncı hava sistemleri olan tüm tesisler, mücadeleci bir kaçak programı oluşturmalı ve üretim bölümüne mensup karar vericileri içeren karma bir ekip kurmalıdır.

Bir kaçak önleme programı, basınçlı hava sistemlerinin performansını iyileştirmeyi hedefleyen genel bir programın parçası olmalıdır. Kaçaklar bulunup onarıldığında sistem yeniden değerlendirilmelidir.

Ek



Basıncı Hava Sisteminde Basıncı Düşüşü

Basıncı düşüşü, kompresör çıkışından gerçek kullanım noktasına varışa kadar, hava basıncındaki azalmayı karakterize etmek için kullanılan bir terimdir. Basıncı düşüşü, basıncı hava, temizleme ve dağıtım sistemi içinde hareket ettikçe oluşur. Düzgün biçimde tasarlanmış bir sistem, alıcı tankı çıkışı ile kullanım noktası arasında ölçülen kompresörün çıkış basıncının %10'undan çok daha az bir basıncı kaybına sahip olmalıdır.

Aşırı basıncı düşüşü, yetersiz sistem performansı ve aşırı enerji tüketimi ile sonuçlanacaktır. Sistemdeki her türden akış sınırlaması, daha yüksek çalışma basıncı gerektirerek daha yüksek enerji tüketimine neden olur. Sistemin her parçasındaki basıncı farklarını minimize etmek, verimli işletimin önemli bir parçasıdır. Kompresör sinyalinin akış yukarısında basıncı düşüşü, kompresör üzerinde kontrol ayarlarını karşılamak için daha yüksek sıkıştırma basıncı gerektirir. En tipik sorun alanları, son soğutucu, yağ separatörleri ve çekvalfleri içerir. Akışa karşı dirençten kaynaklanan bu basıncı artışı, kompresördeki sürücü enerjisinin, her 2 psi'lik farka karşılık güçün %1'i kadar artırılmasını gerektirebilir.

Kompresör kapasite kontrol basıncı sinyali normal olarak kompresör paketinin çıkışında konumlandırılır. Sinyal yerleşimi, tüm kompresörler için ortak bir sinyale ulaşmak amacıyla basıncı hava kurutucu ve filtrelerinin akış aşağısına taşındığında, bazı tehlikeler anlaşılmalı ve önlemler alınmalıdır. Kontrol aralığı basıncı ayarı, kurutucular ve filtreler boyunca gerçek ve potansiyel olarak artan basıncı düşüşüne izin verecek şekilde azaltılmalıdır. Sistemdeki her kompresör için izin verilen maksimum çıkış basıncı ve sürücü motor akım şiddetinin aşılmasını önleyecek şekilde düzenleme de yapılmalıdır.

Dağıtım sistemi, hortumlar ve kullanım noktalarındaki esnek bağlantılardaki basıncı düşüşü kullanım noktalarında daha düşük çalışma basıncına sebep olur. Kullanım noktası çalışma basıncı artırılmak zorundaysa, kapasite ekmeden veya sistem basıncını artırmadan önce basıncı düşüşlerini azaltmak denemelidir. Kompresör çıkış basıncını artırmak veya kompresör kapasitesi eklemek, enerji tüketiminde önemli artışlara sebep olur.

Sistem basıncının yükseltilmesi, kaçaklar, açık üfleme ve regülatörsüz veya tam açık regülatörlü üretim uygulamaları gibi regüle edilmemiş kullanımları artırır. Yükseltilmiş basıncıta eklenen talep "yapay talep" olarak isimlendirilir ve enerji tüketimini önemli derecede artırır. Kompresör çıkış basıncını artırmak veya ilâve kompresör kapasitesi eklemek yerine azaltılmış basıncı düşüşü, stratejik basıncı hava depolama ve talep kontrolleri/ara kontroller gibi alternatif çözümler aranmalıdır. Ekipman için en düşük verimli çalışma basıncı belirlenmeli ve ekipman bu basıncıta çalıştırılmalıdır.

Basıncı Düşüşünün Nedenleri

Sistemdeki her türlü tıkanıklık, daralma veya pürüzlülük hava akışına dirence ve basıncı düşüşüne neden olacaktır. Dağıtım sisteminde en büyük basıncı düşüşleri genellikle gereğinden küçük veya sızdıran hortumlar, borular, kesiciler, filtreler, regülatörler ve yağlayıcılar (FRL'ler)

dâhil olmak üzere kullanım noktalarında bulunur. Sistemin arz tarafında hava/yağ separatörleri, son soğutucular, nem separatörleri, kurutucular ve filtreler önemli basınç düşüşlerine sebep olan ana öğelerdir.

Arz tarafından kullanım noktalarına maksimum basınç düşüşü, basınçlı hava debisi ve sıcaklığı en yüksek olduğunda meydana gelir. Sistem bileşenleri bu koşullara bağlı olarak seçilmelidir ve her bileşenin üreticisinden bu koşullar altında basınç düşüş bilgisi temin etmeleri istenmelidir. Filtreler seçilirken onların kirleneceği hatırlanmalıdır. Kirlenme karakteristikleri de önemli seçim kriterleridir. Önemli miktarlarda bileşen satın alan büyük son kullanıcılar, ürünlerin basınç farkları ve diğer karakteristikleri açısından istenen spesifikasyonları karşıladığından emin olmak için tedarikçileriyle birlikte çalışmalıdır.

Dağıtım boruları sisteminde sıklıkla yüksek basınç düşüşü teşhis edilir. Çünkü, bir kullanım noktası basıncı regülatörü, istenen akış aşağısı basıncını sürdürmez. Eğer böyle bir regülatör 85 psig'e ayarlanmışsa ve regülatör ve/veya akış yukarısı filtresi 20 psi'lik bir basınç düşüşüne sahipse, filtre ve regülatörün akış yukarısı en az 105 psig'i sürdürmek zorunda olacaktır. 20 psi'lik basınç düşüşü için hatalı bileşenler yerine sistem boruları suçlanabilir. Doğru teşhis, yüksek basınç düşüşüne sebep olan bileşenlerin tespit edilmesinde, sistemde farklı noktalarda basınç ölçümleri yapmayı gerektirir. Bu durumda boruların boyutu değil filtre/regülatör boyutu artırılmalıdır.

Basınç Düşüşünü Minimize Etmek

Basınç düşüşünü minimize etmek sistemin tasarım ve bakımında bir sistem yaklaşımı gerektirir. Son soğutucular, nem separatörleri, kurutucular ve filtreler gibi hava temizleme bileşenleri belirlenen maksimum işletim koşullarında mümkün olan en düşük basınç düşüşüne neden olacak biçimde seçilmelidir. Kurulum tamamlandığında, önerilen bakım prosedürleri takip edilmeli ve belgelenmelidir.

Basınç düşüşünü minimize etmenin ilâve yolları aşağıdaki gibidir:

- Dağıtım sistemini düzgün biçimde tasarlayın.
- Hava filtreleme ve kurutma ekipmanını, nemin boru korozyonu gibi etkilerini azaltacak biçimde işletin ve bakım yapın.
- Son soğutucular, separatörler, kurutucular ve filtreleri tanımlı koşullar için mümkün olan en az basınç düşüşüne sahip olacak şekilde seçin.
- Havanın dağıtım sistemi boyunca kat ettiği mesafeyi azaltın.
- Basınç regülatörleri, yağlayıcılar, hortumlar ve bağlantıları en düşük basınç farkında en iyi performansa sahip olacak şekilde belirleyin.

Sistem Basıncının Kontrol Edilmesi

Birçok tesis kompresörü, 100 psig'lik tam yük çıkış basıncı ve 110 psig'lik veya daha yüksek yüksüz çıkış basıncı ile çalışır. Birçok tipte makine ve araç, kullanım noktasında 80 psig'lik veya daha az hava beslemesiyle verimli şekilde çalışabilir. Eğer kompresör çıkış basıncı azaltılabilirse önemli tasarruflar sağlanabilir. Kompresör üreticisine farklı çıkış basınçlarında performans spesifikasyonları için başvurun.

Talep kontrolleri, kompresörün doldurduğu birincil hava alıcısından yeterli basınç düşüşünü gerektirir; fakat tesis giriş basıncı çok daha dar bir basınç aralığında kalacak biçimde kontrol edilebilir, böylece kompresör çok büyük yük değişimlerinden korunabilir. Birincil alıcının akış aşağısında sistem basıncının azaltılması ve kontrol edilmesi, kompresör çıkış basınçları değiştirilmemiş olsa da, enerji tüketiminde %10 veya daha fazla azalmayla sonuçlanabilir.

Sistem basıncının azaltılması, sistem toplam performansının iyileştirilmesinde basamaklı etki de yaratabilir. Kaçak oranlarını azaltabilir, kapasite sorunları ve diğer sorunların azalma-

sına katkıda bulunabilir. Azaltılmış basınç aynı zamanda bileşenler ve işletim ekipmanı üzerindeki gerilmeyi de azaltır. Buna rağmen, azaltılmış sistem basıncı basınç regülatörleri, filtreler ve basınçlı hava depolamasının boyutu ve konumu dâhil olmak üzere diğer bileşenlerde modifikasyonlar gerektirebilir.

Talepteki büyük değişiklikler, kullanım noktalarındaki basıncın minimum ihtiyacın altına düşmesine sebep olabilecek ekipmanın düzgün olmayan işleyişine neden olabildiği için ortalama sistem basıncını düşürürken dikkat etmek gerekir. Bu sorunlar, sistem bileşenleri, kontroler ve basınçlı hava depolama kapasitesi ve konumunun dikkatli eşleştirilmesi ile önlenir.

Önemli miktarlarda basınçlı hava kullanan uygulamalar için ekipmanın daha düşük basınç seviyelerinde çalışacak şekilde belirlenmesi tavsiye edilir. Daha büyük hava silindirleri gibi bileşenlerin eklenen maliyeti, genellikle, buradan elde edilen enerji tasarrufları sayesinde kısa sürede karşılanır. Üretim mühendisleri, çoğunlukla, son kullanım ekipmanını ortalama sistem basıncında çalışmak için belirler. Bu daha yüksek sistem işletim maliyetine yol açar. İlk olarak; hortumlar, basınç regülatörleri ve filtreler gibi kullanım noktası kurulum bileşenleri, sistem basıncı ve son kullanım ekipman basıncı arasında kurulacaktır.

İkinci olarak, filtreler kirlenecek ve kaçaklar oluşacaktır. Her ikisi de daha düşük son kullanım basıncıyla sonuçlanır. Bu, mevcut son kullanım basıncını belirlerken öngörülmelidir.

Eğer münferit bir uygulama daha yüksek bir basınç gerektiriyorsa, tüm sistemin çalışma basıncını artırmak yerine bu uygulamayı değiştirmek veya modifiye etmek en iyi yol olabilir. Silindir çapını artırmak, dişli oranlarını değiştirmek, mekanik kazancı artırmak veya daha büyük bir hava motoru kullanmak mümkün olabilir. İyileştirmelerin maliyeti, sistemi daha düşük basınçta işletmekten kazanılan enerji azalması ile kıyaslandığında muhtemelen önemsiz olacaktır.

Üreticilerin, son kullanım ekipmanı basınç ihtiyaçlarını belirlerken filtreler, basınç regülatörleri ve hortumlarda basınç düşüşlerini hesaba katıp katmadıklarını veya belirtilen basınç ihtiyaçlarının o bileşenler için olup olmadığını kontrol etmek de önemlidir. Bir filtre, basınç regülatörü ve hortum için tipik basınç farkı 7 psid'dir; fakat kötü tasarlanmış ve bakım yapılmış sistemlerde çok daha yüksek olabilir. Talep basıncı başarılı biçimde azaltılıp kontrol edildiğinde, daha verimli bir işletim elde etmek için kompresör kontrol ayar noktalarına ve aynı zamanda, enerji tüketimini daha da azaltmak için kompresörü yüksüzleştirme veya kapatma olasılığına dikkat edilmelidir.

“Sanayide Enerji Verimliliğinin Artırılması Projesi” kapsamında geliştirilen bu kitap, UNDP tarafından bastırılmıştır.



SANAYİDE
ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN
ARTIRILMASI PROJESİ