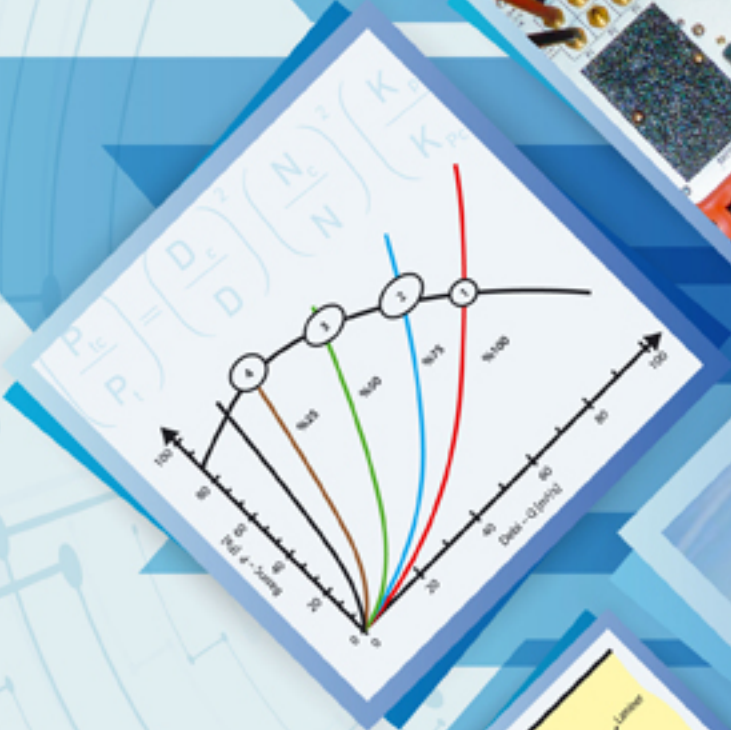


Endüstriyel Sistemlerde Optimizasyon



Fan Sistemleri



Endüstriyel Sistemlerde Optimizasyon

Fan Sistemleri

Ocak 2017

Bu doküman, UNIDO'nun Fan Sistem Optimizasyonu kursları için geliştirdiği eğitim materyali esas alınarak hazırlanmıştır. Söz konusu kurslarda aşağıda ismi yer alan kişiler kolaylaştırıcı olarak görev yapmıştır:

W. T. W. (Bill) Cory

Bill Hunter

Ronald G. Wroblewski

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 Bıyıkoğlu, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail Coşkun, Gazi Üniversitesi

Çeviri

Adnan Bıçaksız, AngloTurca Çeviri Hizmetleri

© Her hakkı saklıdır. Birleşmiş Milletler Sınai Kalkınma Teşkilâtı (UNIDO), 2012.

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 Teşkilât 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 ül ke 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	viii
Tabloların Listesi	xi
Denklemlerin Listesi.....	xii
Kısaltmalar ve Terimler	xiii
Simgeler	xvi
Öğrenme Hedefleri.....	xviii
1. FAN PERFORMANSINA İLİŞKİN DÜŞÜNCELER	1
1.1. Fan Sistemlerinin Değerlendirilmesiyle İlgili Temel Kavramlar	1
1.2. Psikrometrik İlkelerin Uygulanması	4
1.2.1. Hava yoğunluğunun hesaplanması	4
1.2.2. Psikrometrik diyagramın kullanılması	11
1.2.3. FSAT gaz özellikleri girişleri	13
1.2.4. FSAT kullanılarak gaz yoğunluğunun tahmin edilmesi	15
1.3. FSAT'ta Metrik Motorların Kullanılması	18
1.3.1. Tipik motorlar	18
1.3.2. Metrik ve NEMA (emperyal) motorlar	18
1.3.3. Metrik motorların FSAT'a girilmesi	20
1.4. Benzerlik Kanunları ve Kontrol Stratejilerinin Gözden Geçirilmesi	21
1.4.1. Fanlar için Benzerlik Kanunları.....	21
1.4.1.1. Genelleştirilmiş Benzerlik Kanunları	21
1.4.1.2. Sadeleştirilmiş Benzerlik Kanunları - devir sayısı	22
1.4.1.3. Sadeleştirilmiş Benzerlik Kanunları - hava yoğunluğu	24
1.4.1.4. Yeni işletim koşullarında fan performansının tahmin edilmesi.....	25
1.4.2. Fan sistem kontrolü.....	26
1.4.2.1. Damperler	26
1.4.2.2. Damper tipleri.....	27
1.4.2.3. Damper konumları.....	29
1.4.2.4. Damper tepkisi	29
1.4.2.5. Değişken frekanslı sürücü	30
1.4.2.6. Değişken giriş kanatlı kontrol.....	32
1.4.2.7. Giriş panjur damperiyle kontrol.....	34
1.4.2.8. Çıkış panjur damperiyle kontrol.....	35
1.4.2.9. Paralel fanlar	37
1.4.2.10. Hareketli değişken eğimli (eksenel akışlı) fanlar	38
1.4.2.11. Değişken hava hacimli (VAV) sistemler	39
1.4.2.12. Kontrol yöntemlerinin karşılaştırılması.....	41
1.4.2.13. Fan kontrollerinin karşılaştırılması	41
1.5. Fan Sistemi Ölçüm İhtiyaçlarının Tanımlanması	43
1.5.1. Fan sistem performansı ölçüm araçları	43
1.5.1.1. Manometreler	43

1.5.1.2. Pitot tüpleri.....	45
1.5.1.3. Barometreler	46
1.5.1.4. Takometreler.....	46
1.5.1.5. FlowKinetics (FKT) manometre.....	47
1.5.2. FSO terimleri ve teçhizatı çalışma sayfası.....	49
1.6. ISO Fan Sistem Standartlarına Giriş	50
1.6.1. Fan sistemlerinin ölçülmesi.....	50
1.6.2. ISO fan performansı ölçüm planının oluşturulması	50
1.7. Ölçüm Planının Geliştirilmesi	52
1.7.1. Fan sistem performansının ölçülmesi	52
1.7.1.1. Ölçüm gridleri	52
1.7.1.2. Dikdörtgen kesitler	52
1.7.1.3. Dairesel kesitler	54
1.7.1.4. Akış travers düzlemi kriterleri	56
1.7.1.5. Kabul edilebilir hız basıncı dağılımı	56
2. FAN SİSTEMİ ÖLÇÜMLERİ	61
2.1. Debinin Hesaplanması.....	61
2.1.1. Ölçüm düzlemlerinde yoğunluk hesaplanması veya tespit edilmesi.....	64
2.1.2. Travers düzleminde ortalama hava hızının tahmini veya debinin hesaplanması	64
2.1.3. Ölçüm düzlemlerinde debi ve toplam basınç hesabı	66
2.1.4. FSAT girdilerinin hesaplanması	67
2.2. Fan Ölçümlerinin Yapılması	69
2.2.1. Pitot tüpü nasıl işaretlenir?.....	69
2.2.2. Fan sistem basıncına ilişkin düşünceler	69
2.2.3. Sistem basıncını ölçmek için FKT manometrenin kullanılması.....	72
2.3. Fan Sistem Optimizasyonu (FSO) Stratejilerinin Belirlenmesi	77
2.3.1. Fan sistemi optimizasyonu teknikleri	77
2.3.2. Mevcut sistemler için optimizasyon teknikleri.....	79
2.3.2.1. Pervanenin değiştirilmesi	79
2.3.2.2. Fanın değiştirilmesi	80
2.3.2.3. Yeni kayışlı sürücü oranı.....	80
2.3.2.4. Kayışlı sürücüye geçilmesi.....	81
2.3.2.5. Değişken frekanslı sürücü	81
2.3.2.6. Akışkan kaplinler	82
2.3.3. En uygun optimizasyon stratejisinin belirlenmesi	82
3. FAN SİSTEM PERFORMANSI ANALİZİ	85
3.1. Endüstriyel Havalandırma Fan Sisteminin Tasarlanması	85
3.1.1. Havalandırma ihtiyaçları nasıl belirlenir?.....	85
3.1.1.1. Havalandırma ihtiyaçları	85
3.1.1.2. Boşaltım stratejisi	86
3.1.1.3. Fan sistemi tasarım adımları.....	87
3.1.1.4. Havalandırma tasarım problemi.....	87

4. FAN SİSTEMİ TASARIMINA İLİŞKİN DÜŞÜNCELER VE ISI GERİ KAZANIMI	91
4.1. Isının Geri Kazanılması	91
4.1.1. Isı geri kazanım stratejileri	91
4.1.1.1. Glikol sirkülasyon sistemi	92
4.1.1.2. Havadan havaya	93
4.1.1.3. Isı borusu	95
4.1.1.4. Isı çarkı.....	97
4.1.1.5. Havadan suya.....	97
4.1.1.6. Sudan havaya.....	98
4.3. Kanallar ve Fanların Boyutlandırılması.....	99
4.3.1. Kanal sistemlerinin tasarlanması	99
4.3.1.1. Kanal sisteminin boyutlandırılması.....	99
4.3.1.2. Orta hızda kanalın boyutlandırılması	101
4.3.1.3. Kanalda dönüşler, branşlar ve eklemlerdeki kayıplar	101
4.3.1.4. Alıştırma: kanallar ve fanların boyutlandırılması.....	104
5. FSO GÖZDEN GEÇİRME.....	105
5.1. Fan Sistem Optimizasyon Stratejilerinin Analiz Edilmesi	105
5.2. Deneme Sınavı.....	107
EKLER	117
Ek-A: Fan Sistemi Referansları.....	117
Eğitim Materyal ve Araçları Kaynakçası.....	117
Ek-B: Sözlükçe	119
Ek-C: Fan Kullanımını Gerektiren Durumlar	125
C-1. Toz Toplama	125
C-2. Mekanik Çekiş.....	128
C-2.1. Kanal sisteminin boyutlandırılması	133
C-2.2. Sistem direncinin hesaplanması	134
C-2.3. Sürtünme faktörleri ve Reynolds Sayısı	136
C-2.4. Laminer akışlar.....	139
C-2.5. Geçiş akışları	140
C-2.6. Dirsekler.....	141
C-2.7. Geçiş rejiminde kayıplar.....	141
C-2.8. Akış aşağısındaki hız profili ve türbülans düzeyinin tekil nokta üzerine etkisi	142
C-3. Havalandırma ve Taze Hava	143
C-3.1. İç hava kalitesi.....	143
C-3.2. Havalandırmanın iyileştirilmesi.....	143
C-3.3. Taze hava miktarı.....	144
C-3.4. Hava filtrasyonu	146
C-3.5. Sonuçlar	147
C-4. ISO Standartlarına Giriş	148

Şekillerin Listesi

Şekil 1.1.	Eksenel fanlar.....	3
Şekil 1.2.	Santrifüj fanlar	4
Şekil 1.3.	Savurmalı psikrometre.....	7
Şekil 1.4.	Psikrometrik diyagram	8
Şekil 1.5.	Normal sıcaklık için psikrometrik diyagram	9
Şekil 1.6.	Yüksek sıcaklık için psikrometrik diyagram	10
Şekil 1.7.	FSAT ekranı - gaz özellikleri bilgileri	14
Şekil 1.8.	FSAT - gaz özellikleri bilgileri.....	14
Şekil 1.9.	FSAT ekranı - psikrometrik hesaplayıcı ekranı.....	15
Şekil 1.10.	Farklı fan hızları için fan performans eğrileri.....	23
Şekil 1.11.	Fan eğrisi ve sistem eğrisi üzerinde hava yoğunluğunun etkileri.....	24
Şekil 1.12.	Fan aksesuarları	27
Şekil 1.13.	Paralel kanatlı damper	28
Şekil 1.14.	Ters kanatlı damper	28
Şekil 1.15.	Değişken giriş kanatları.....	28
Şekil 1.16.	Fan çıkışı hız dağılımı.....	29
Şekil 1.17.	Damperden hava akışı.....	30
Şekil 1.18.	Değişken hız sürücülü fan performans eğrisi.....	31
Şekil 1.19.	Değişken hız sürücülü fan güç eğrisi.....	32
Şekil 1.20.	Değişken giriş kanatlı fan performans eğrisi.....	33
Şekil 1.21.	Değişken giriş kanatları için değişen güç eğrileri	33
Şekil 1.22.	Giriş panjur damperi için fan performans eğrisi	34
Şekil 1.23.	Giriş panjur damperi için fan güç eğrileri	35
Şekil 1.24.	ILD kısmen kapalıyken menfez kutusunda burgulu akış	35
Şekil 1.25.	Çıkış panjur damperi için fan eğrisi.....	36
Şekil 1.26.	Çıkış panjur damperi için fan güç eğrisi.....	36
Şekil 1.27.	Paralel iki fan için fan performans eğrisi.....	37
Şekil 1.28.	Paralel iki fan için fan güç eğrisi.....	38
Şekil 1.29.	Değişken eğimli eksenel fan karakteristik eğrisi	39
Şekil 1.30.	Değişken hava hacimli sistem.....	39
Şekil 1.31.	VAV sistemi tipik karakteristik eğrisi	40
Şekil 1.32.	Geriye eğimli kanatlı fanlar için VAV sistem karakteristik eğrisi ve fan duralma (stall) bölgeleri	40
Şekil 1.33.	Fan kontrol yöntemlerinin karşılaştırılması	41
Şekil 1.34.	VIV kontrolü.....	42

Şekil 1.35.	U tüplü manometre.....	43
Şekil 1.36.	Eğik tüplü manometre.....	44
Şekil 1.37.	Dijital manometre	44
Şekil 1.38.	Küresel başlı, elipsoid başlı Pitot statik tüpü	45
Şekil 1.39.	Çift karşıt tüp	45
Şekil 1.40.	Çift karşıt tüp – ucun yakın görünümü.....	46
Şekil 1.41.	Strob takometre	47
Şekil 1.42.	FKT manometre yakın görünüm	48
Şekil 1.43.	FKT manometre ve aksesuarları	48
Şekil 1.44.	FKT manometre verileri	49
Şekil 1.45.	ISO 5802 fan performans ölçüm planının oluşturulması-1	50
Şekil 1.46.	ISO 5802 fan performans ölçüm planının oluşturulması-2	51
Şekil 1.47.	ISO 5802 fan performans ölçüm planının oluşturulması-3	51
Şekil 1.48.	ISO 5802 fan performans ölçüm planının oluşturulması-4.....	52
Şekil 1.49.	Altı travers hatlı ve hat başına beş ölçüm noktalı dikdörtgen kesit (ISO 5802'den).....	53
Şekil 1.50.	Dairesel kanallar için travers noktalarının dağılımı (yarıçap başına 3 nokta).....	55
Şekil 1.51.	Dairesel kanallar için travers noktalarının dağılımı (yarıçap başına 4 nokta) (ISO 5802'den)	55
Şekil 1.52.	Travers düzlemde yeterli hız basıncı dağılımı	57
Şekil 2.1.	Yanma havası üfleyici sistemi.....	61
Şekil 2.2.	Sistem basıncı gösterimi - pozitif basınç	70
Şekil 2.3.	Sistem basıncı gösterimi- negatif basınç.....	70
Şekil 2.4.	Venturi akış ölçer-basınç ilişkileri.....	71
Şekil 2.5.	Sistem basıncı değişimleri-fanın çıkış tarafındaki direnç	71
Şekil 2.6.	Sistem basıncı değişimleri-fanın giriş tarafındaki direnç	72
Şekil 2.7.	FKT manometre ve aksesuarları	73
Şekil 2.8.	FKT manometre önyüzü	73
Şekil 2.9.	FKT manometre LCD ekranı yakın görünüm	74
Şekil 2.10.	Manometreye bağlantı için Pitot statik tüpü	74
Şekil 2.11.	Statik basınç için FKT Pitot tüpü bağlantısı	75
Şekil 2.12.	Toplam basınç için FKT Pitot tüpü bağlantısı	76
Şekil 2.13.	Hız basıncı için FKT Pitot tüpü bağlantısı	76
Şekil 2.14.	Hız, statik ve toplam basınç için FKT Pitot tüpü bağlantıları	77
Şekil 2.15.	Fan eğrisi üzerinde görülen tavsiye edilen seçim aralığı	78
Şekil 2.16.	Çeşitli giriş konfigürasyonları	79
Şekil 2.17.	Klinker soğutma fanı eğrisi.....	83
Şekil 3.1.	Robinson ve Ingham it-çek diyagramı	86

Şekil 3.2.	Pik dökümhanesi.....	88
Şekil 4.1.	Glikol sirkülasyonlu ısı geri kazanım sistemi proses ve enstrümantasyon diyagramı.....	92
Şekil 4.2.	Havadan havaya ısı değıştirciler; solda: taze hava ünitesi; sağda: çift geçiş düzeni.....	93
Şekil 4.3.	Çelik konstrüksiyonlu havadan havaya 2 geçişli endüstriyel ısı değıştirici	94
Şekil 4.4.	Nem alıcıdaki havayı ön soğutmak ve yeniden ısıtmak yoluyla nem alıcıyı süperşarj etmek üzere havadan havaya ısı değıştirici kullanımı	94
Şekil 4.5.	Isı borusunun iç yapısı	95
Şekil 4.6.	Isı borusunun yan yana ısı geri kazanım düzenlemesi.....	95
Şekil 4.7.	Süper nem alma için kullanılan ısı borusu: ön soğutma ve yerleşik yeniden ısıtma	96
Şekil 4.8.	I-P psikrometrik bilgiyle süper nem alma için kullanılan ısı borusu.....	96
Şekil 4.9.	Isı çarkı taze hava ısı geri kazanım ünitesi.....	97
Şekil 4.10.	Solda: Baca gazı ısı geri kazanım boruları; Sağda: Isı geri kazanımlı buhar jeneratörü.....	98
Şekil 4.11.	Klima santrali (sudan havaya ısı geri kazanımı bazı durumlarda kullanılır).....	99
Şekil 4.12.	Yuvarlak kanal için sürtünme diyagramı	101
Şekil 4.13.	Kanalda dirsekten sonra geri kazanım.....	102
Şekil 4.14.	Geniş kavisli ve dar kavisli dirsekler	102
Şekil 4.15.	Dirsekler için kanal direnci eşdeğer uzunlukları.....	103
Şekil 4.16.	Branşlar ve eklemler için kanal direnci eşdeğer uzunlukları-1	103
Şekil 4.17.	Branşlar ve eklemler için kanal direnci eşdeğer uzunlukları-2	104
Şekil Ek-1.	Toz, duman ve buğu diyagramı	127
Şekil Ek-2.	Bir mekanik çekiş tesisinde fanların konumları	129
Şekil Ek-3.	Yanma havası ve gaz hacimleri için nomogram.....	132
Şekil Ek-4.	Sürtünme faktörü ile Reynolds Sayısı arasındaki ilişki.....	136
Şekil Ek-5.	Sürtünme faktörü ve Reynolds Sayısı - Moody Diyagramı (Avrupa)	136
Şekil Ek-6.	Sürtünme faktörü ve Reynolds Sayısı - Moody Diyagramı (Amerika).....	137
Şekil Ek-7.	Düz kanal sürtünme kayıpları	139
Şekil Ek-8.	Laminer ve türbülanslı hız profilleri	140
Şekil Ek-9.	Geçiş rejiminde kayıp katsayısı trendleri.....	141
Şekil Ek-10.	Geçiş akışları için dirsek kayıp katsayıları.....	142
Şekil Ek-11.	Fiziksel etkinlik ile CO ₂ üretimi.....	145

Tabloların Listesi

Tablo 1.1. Baca gazı yoğunlukları.....	11
Tablo 1.2. Motor parçaları.....	18
Tablo 1.3. Metrik (IEC) ve NEMA motor eşdeğerleri.....	19
Tablo 1.4. Senkron hızlar.....	19
Tablo 1.5. FSAT anma tam yük motor verim sınıfı NEMA tasarım A ve B, üç fazlı, genel amaçlı TEFC motorlar (1.800 dev/dk).....	20
Tablo 1.6. Dikdörtgen kanalda log-Tchebycheff yöntemine göre nokta ve hat dağılımı.....	54
Tablo 1.7. Yarıçap başına üç nokta.....	55
Tablo 1.8. Yarıçap başına dört nokta.....	56
Tablo 1.9. Fan sistemi saha verileri toplama formu.....	58
Tablo 1.10. Test düzlemleri.....	59
Tablo 2.1. Fan sistemi saha verileri toplama formu.....	62
Tablo 2.2. Test düzlemleri listesi.....	62
Tablo 2.3. Düzlem 3 travers verileri: hız basıncı (Pa) / toplam basınç (Pa).....	63
Tablo 2.4. Nihai sonuç tablosu.....	63
Tablo 2.5. FSAT girdileri (metrik).....	64
Tablo 2.6. Düzlemlerde yoğunluk hesaplaması.....	64
Tablo 2.7. Ara sonuç özeti-1.....	64
Tablo 2.8. Travers değerlerinin kare kökü.....	65
Tablo 2.9. Ara sonuç özeti-2.....	65
Tablo 2.10. Ara sonuç özeti-3.....	66
Tablo 2.11. Nihai sonuç tablosu (tekrar).....	67
Tablo 2.12. Örnek fan veri analizi hesap çizelgesi.....	68
Tablo 3.1. Havalandırma ihtiyaçlarının belirlenmesi için rehber ilkeler.....	85
Tablo 4.1. Gürültü üretimi kontrolüne yönelik kanal boyutlandırma.....	100
Tablo 4.2. Çeşitli maddeleri iletmek için yaygın olarak kabul edilen hava hızları.....	100
Tablo Ek-1. Ağız tipleri ve denklemler.....	126
Tablo Ek-2. Kazan işletim koşulları genel aralığı.....	130
Tablo Ek-3. Sızıntı ve yakıtta nem için baca gazı hacmine yapılacak ortalama eklemeler.....	131
Tablo Ek-4. Gürültü oluşumunu kontrol için kanal boyutlandırma.....	133
Tablo Ek-5. Çeşitli maddeleri iletmek için hava hızları.....	134
Tablo Ek-6. Sürtünme faktörlerine karşılık kanal boyutu ve hız (Avrupa Konvansiyonları).....	138

Denklemlerin Listesi

Denklem 1.1. Hava yoğunluğu	5
Denklem 1.2. Gaz sabiti.....	5
Denklem 1.3. Birinci Benzerlik Kanunu	21
Denklem 1.4. İkinci Benzerlik Kanunu.....	21
Denklem 1.5. Üçüncü Benzerlik Kanunu.....	21
Denklem 1.6. Dördüncü Benzerlik Kanunu.....	22
Denklem 1.7. Beşinci Benzerlik Kanunu	22
Denklem 1.8. Altıncı Benzerlik Kanunu.....	22
Denklem 1.9. Sadeleştirilmiş Benzerlik Kanunları.....	22
Denklem 1.10. Azaltılmış yoğunlukta fan performansının düzeltilmesi için sadeleştirilmiş benzerlik denklemleri	25

Kısaltmalar ve Terimler

Kısaltma / Terim (İngilizce)	Kısaltma / Terim (Türkçe kullanımı)	Anlamı / Açıklaması
AF	--	Aerodinamik pervane
AFD	AFD	Ayarlanabilir frekanslı sürücü
Affinity rules	Benzerlik Kanunları	Fan hızı ile fanın debi ve basınç yaratma yeteneği arasındaki bağıntıyı tanımlayan matematiksel denklemler. Üreticiler tarafından, geometrik olarak benzer aralıkta fakat farklı hava/gaz yoğunluklarında, farklı devir sayılarında ve farklı büyüklüklerde fan performansını tahmin etmek için kullanılır.
AMCA	AMCA	Air Movement and Control Association [Uluslararası Hava Hareketi ve Kontrol Birliği]: Hava hareket ve kontrol teçhizatı üreticilerinin ticari birliği. İletişim bilgileri: 30 W. University Dr., Arlington Heights, IL 60004 USA 847-394-0150 www.amca.org
ASD	ASD	Ayarlanabilir hız sürücüsü: Motor ve fan hızını sürekli biçimde ayarlayan elektronik kontrol (AFD, VSD ve PWM sürücüleri içerebilir).
ASHRAE	ASHRAE	American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers [Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği]: Isıtma, havalandırma, iklimlendirme ve soğutma alanlarında teknik dernek. İletişim bilgileri: 1791 Tullie Circle NE, Atlanta, GA 30329 USA 404-636-8400 www.ashrae.org
BI/BC	--	Geriye eğimli/geriye eğik
Changeable device	Değiştirilebilir cihaz	Fan sisteminde değiştirilebilen bir cihaz, örneğin hacim kontrol damperi gibi.
CIBSE	CIBSE	Chartered Institution of Building Services Engineers [Bina Hizmetleri Mühendisleri Yeminli Kurumu]. Isıtma, havalandırma, iklimlendirme, aydınlatma ve soğutma alanlarında teknik dernek. İletişim bilgileri: 222 Balham High Road London SW12 9BS, United Kingdom
Control efficiency	Kontrol verimi	Faydalı çıktının fanın ürettiği miktara oranı
CVA	--	Temiz hava
DLA	--	Tozlu hava
Dynamic device	Dinamik cihaz	Fan sisteminde, kontrol sinyaline göre değişen cihaz
EE motor	Enerji verimli motor	NEMA enerji verimli motorlar standardından benimsenmiş standart

Kısaltma / Terim (İngilizce)	Kısaltma / Terim (Türkçe kullanımı)	Anlamı / Açıklaması
Eurovent	Eurovent	European Committee of Air Handling, Air Conditioning and Refrigeration Equipment Manufacturers [Avrupa Havalandırma, İklimlendirme ve Soğutma Ekipmanı Üreticileri Komitesi]. İletişim bilgileri: <i>62 boulevard de Sebastopol 75003 Paris, France</i>
Existing W-G efficiency	Mevcut W-G verimi	Prosesin ihtiyaç duyduğu basınç ve debi girilmişse toplam sistem verimiyle aynıdır. Damper kaybı veya sistem kayıpları varsa, bu rakam toplam sistem veriminden yüksek olur.
Fan characteristic curve	Fan karakteristik eğrisi	Fanın hava veya diğer akışkanı hareket ettirme kapasitesinin çizimsel gösterimi
Fan power-law method	Fan güç kanunu yöntemi	Fan gücü kuralını kullanarak fan işletim giderini tahmin etme yöntemi
Fan system efficiency	Fan sistem verimi	Verim faktörlerinin çarpımı: Toplam sistem, fan, sürücü, motor, kontrol ve kurulum
FLA	FLA	Tam yük akımı (motor etiketinden)
Fluid power	Akışkan gücü	Debi ve basınç gerekliliklerini karşılamak için fanın sağladığı enerji. Fan, motor veya sürücünden kaynaklanan kayıpları içermez, ancak sistem etkisi ve damperlerden kaynaklanan kayıpları içerir.
FD	--	Cebri çekim
Horsepower method	Beygirgücü yöntemi	Tahrik motorunun hp'sini kullanarak fan işletim giderini hesaplama yöntemi.
IEC	IEC	International Electrotechnical Commission [Uluslararası Elektroteknik Komisyonu]: Elektrik, elektronik ve ilgili teknolojiler için, motor performansı, boyutlar vs. dâhil uluslararası standartları hazırlayan ve yayınlayan öncü küresel kuruluştur. İletişim bilgileri: <i>3 rue de Varembe, CH-1211 Geneva 20, Switzerland</i>
ID	--	Tahrikli çekiş
IE1, IE2, IE3	IE1, IE2, IE3	IEC 60034-30'a göre, elektrik motorları verim sınıfları
ILD	ILD	Giriş panjur damperi: Fanın girişinde bulunan bir damper
Installation efficiency	Kurulum verimi	Gereken basıncın, gereken basınç ve sistem etkisi faktörü (SEF) toplamına oranı
Motor power factor	Motor güç faktörü	Motor ve motor yüküne dayalı olarak % cinsinden motor güç faktörü
Motor shaft power	Motor mil gücü	Motorun fanı döndürmek için ürettiği hp cinsinden mil gücü
MH	--	Malzeme işleme sırasında oluşan yapışkan veya aşındırıcı toz

Kısaltma / Terim (İngilizce)	Kısaltma / Terim (Türkçe kullanımı)	Anlamı / Açıklaması
NEMA	NEMA	National Electrical Manufacturers Association [Ulusal Elektrikli Cihaz Üreticileri Birliği]. İletişim bilgileri: 1300 N. 17th St., Suite 1847, Rosslyn, VA 22209, USA 703-841-3200 www.nema.org
OLD	OLD	Çıkış panjur damperi: Fanın çıkışına takılan bir damper
P&ID	P&ID	Proses ve Enstrümantasyon Diyagramı
Power meter method	Güç ölçer yöntemi	Motor üzerindeki güç ölçeri kullanarak fan işletim giderini hesaplama yöntemi
Premium efficiency motor	En yüksek verimli motor	NEMA tarafından geliştirilen yeni motor verim standardı
PWM	PWM	Darbe genlik modülasyonu (sürücü)
REHVA	REHVA	Federation of European Heating, and Air Conditioning Associations [Avrupa Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme Birlikleri Federasyonu]: Üyeleri HVACR alanında Avrupa'daki tüm teknik derneklerdir. İletişim bilgileri: Rue Washington 40 1050 Brussels, Belgium
R/RT	--	Radyal/Radyal uçlu
SEF	SEF	Sistem etkisi faktörü
Shut off	Kapama	Akış olmayan koşulda fanın üretebileceği basınç
Standard efficiency motor	Standart verimli motor	Düşük verimli eski motor
Static device	Statik cihaz	Fan sisteminde aynı kalan cihaz, kanal vb.
System curve	Sistem eğrisi	Fan sisteminde belirli bir miktarda debiyi hareket ettirmek için ne kadar basınç gerektiğinin çizimsel gösterimi
System damper	Sistem damperi	Giriş veya çıkış hariç olmak üzere, kanallarda herhangi bir yerde bulunan bir damper
System effect	Sistem etkisi	Fan girişinde kısıtlama/engellemeler, fan çıkışında kısıtlamalar veya fanın performansını etkileyen diğer koşullardan kaynaklanan, basınç düşmesi şeklinde gözlemlenen, fanın performans yeteneğinde bir azalma (AMCA Yayın No. 99)
TEFC	TEFC	Tam kapalı fan soğutmalı motor
VASD	--	Havalandırma havası bazen tozlu
VIV	VIV	Değişken giriş kanadı: Debiyi, tam debinin %85-100 aralığına kısmının verimli bir yolu
Volt-ammeter method	Volt-ampermetre yöntemi	Motorun gerilim ve akım ölçümlerini kullanarak fan işletim giderini hesaplama yöntemi
VSD	VSD	Değişken hız sürücüsü
Wide open delivery	Kısıtsız basma	Fanın, karşı koyan sıfır veya çok az basınç ortamında, sağlayabileceği maksimum debi

Simgeler

Simge (İngilizce)	Türkçe'de Kullanımı	Anlamı / Açıklaması
A	A	Amper: Elektrik akım birimi
Bhp	Bhp	Fren beygirgücü
C	C	Celsius
E	E	Enerji
E_a	E_a	Kullanılan yıllık enerji, kWh
H	H	Fanı döndürecek güç, mil fren beygirgücü veya mil gücü (SI birimi kW), bakınız (Benzerlik Kanunları)
H_e H_c	H_e H_c	Motora giren elektriksel güç Değiştirilmiş elektriksel güç çekişi
HP or hp	HP veya hp	Beygirgücü: 746 Watt'a eşit güç birimi veya motor etiketindeki beygirgücü
I	I	Akım, amper cinsinden
I_{avg}	I_{avg}	Her fazdaki (R, S, T) akımın ortalaması, amper
Kp	Kp	Sıkıştırılabilirlik faktörü ($P < 3.000$ Pa ise 1 varsayınız)
kW	kW	Kilowatt: Elektriksel güç birimi
kWh	kWh	Kilowatt-saat: Kullanılan, tasarruf edilen veya üretilen elektrik enerjisi birimi
KWh/yr	KWh/yıl	Yıllık kilowatt-saat: Enerji birimi
m^3/sec	m^3/s	Saniyede metre küp
N	N	Devir sayısı (devir/dakika)
P P_c P_{fan} P_i P_{useful}	P P_c P_{fan} P_i $P_{faydalı}$	Statik basınç/gereken basınç, Pa (bakınız Benzerlik Kanunları) Değiştirilmiş (veya yeni) basınç kaybı Fan tarafından üretilen basınç İlk (veya eski) basınç kaybı Proses için faydalı basınç
Pa	Pa	Pascal: Basınç için SI (metrik) birim
P_{da} P_w	P_{da} P_w	Kuru havanın kısmi basıncı, Pa Su buharının kısmi basıncı, Pa
PF	PF	Motorun güç faktörü (bilinmiyorsa 0,8 varsayınız)
Q Q_c Q_{fan} Q_i Q_{useful}	Q Q_c Q_{fan} Q_i $Q_{faydalı}$	Hacimsel debi/gereken debi, m^3/s (bakınız Benzerlik Kanunları) Değiştirilmiş debi Fanın sağladığı debi İlk debi Proses için faydalı debi
R_u R_{da} R_w	R_u R_{da} R_w	Evrensel gaz sabiti Kuru hava gaz sabiti, 287,10 J/kg-K Su buharı gaz sabiti, 461,39 J/kg-K

Simge (İngilizce)	Türkçe'de Kullanımı	Anlamı / Açıklaması
RH or Φ	RH veya Φ	Bağıl nem, %
rpm	dev/dk	Dakikada devir: Devir sayısı birimi, devir/dakika
T*	T*	Yaş termometre mutlak sıcaklığı
T	T	Kuru termometre mutlak sıcaklığı
t*	t*	Yaş termometre sıcaklığı, Celsius
t	t	Kuru termometre sıcaklığı, Celsius
V	V	Volt: Elektromotiv kuvvet veya elektrik potansiyel farkı birimi
V _{avg}	V _{avg}	Bir motorda üç fazın birbirleri arasında (R-S, S-T, T-R) ölçülen voltajın ortalaması
W	W	Watt: Güç birimi

Öğrenme Hedefleri

Fan Sistemleri Genel Öğrenme Hedefleri

1. Fan sistemlerinin nitel ve nicel değerlendirmelerine ilişkin temel kavramları gözden geçirmek,
2. Gaz yoğunluğunu belirlemek için psikrometrik ilkeleri uygulamak,
3. Motor verilerini FSAT'a girme alıştırmaları yapmak,
4. Benzerlik Kanunları ve kontrol stratejilerini gözden geçirmek,
5. Fan sistem performansı ölçümünde kullanılan terimler, kavramlar ve teçhizatı açıklamak,
6. ISO ölçüm standartlarını tartışmak,
7. ISO standartlarına dayalı bir ölçüm planı geliştirmek,
8. Ölçü aletlerini uygun kullanım tekniklerini tartışmak,
9. Saha verilerine dayanarak fan debisi ve diğer performans parametrelerini hesaplamak,
10. Pitot tüpünün nasıl işaretleneceğini açıklamak,
11. Fan sistem basıncına ilişkin düşünceleri tartışmak,
12. Sistem basıncını ölçmek için FKT manometrenin kullanılmasını açıklamak,
13. Gösterim fan sistemi ölçümlerini ISO standartlarına göre almak,
14. Ölçümü yapılan fanlar için FSO fırsatlarını analiz etmek için FSAT'ı uygulamak,
15. Önemli FSO stratejileri listesi geliştirmek,
16. Fan sistemi sorunlarının nasıl önleneceğini ve giderileceğini analiz etmek,
17. Endüstriyel ortamda enerji verimli yeni bir fan sisteminin nasıl tasarlanacağını tartışmak,
18. Fan ön değerlendirme kontrol listesi ve FSO değerlendirme raporunu tartışmak,
19. Isı geri kazanım fırsatları ve stratejilerini tanımlamak,
20. Kanal sistemi tasarım parametrelerini gözden geçirmek.



Bölüm

1

Fan Performansına İlişkin Düşünceler

Endüstriyel elektrik yükünün %70'ini motor sistemleri oluşturmaktadır. Bu yükte fanların önemli bir payı bulunmaktadır. Fanların sistem verimi %79 veya daha yüksek olabilse de, sıklıkla %50'nin altına ve hatta %15-20'lere düşebilmektedir. Bu yüzden fan sistemlerinin değerlendirilmesi ve optimizasyonu büyük tasarruf fırsatları sunmaktadır.

Bu bölümde, öncelikle fan sistemlerinin değerlendirilmesiyle ilgili temel kavramlar hatırlanacak, ardından psikrometrik ilkelerin uygulanması ve sistem optimizasyonunda metrik motorların kullanılması konuları ele alınacaktır. Benzerlik Kanunları'na değinildikten sonra kontrol stratejilerinin gözden geçirilmesi ve fan sistemi ölçüm gereklerinin tanımlanması üzerinde durulacaktır. ISO Fan Sistem Standartları tanıtıldıktan sonra ölçüm planının geliştirilmesi için yapılması gerekenler açıklanacaktır.

1.1. Fan Sistemlerinin Değerlendirilmesiyle İlgili Temel Kavramlar

Bu bölümün temel amacı, fan sistemlerinin nitel ve nicel değerlendirmelerine ilişkin temel kavramların gözden geçirilmesidir.

Bu amaca yönelik olarak öncelikle fanın tanımı yapılacak ve fan tipleri tanıtılacaktır. En basit tanımı itibarıyla, basınç farkı oluşturarak havanın akışını sağlayan cihazlara Fan denir. Fanın hareketli elemanı olan kanatlar, hava üzerine iş yaparak ona statik ve kinetik enerji kazandırır. Havaya kazandırılan bu statik ve kinetik enerjilerin birbirine oranı, fanın özelliklerine bağlıdır.

Kullanım yerlerine göre fanlar; (a) Emme (dönüş) fanı (b) Egzoz fanı ve (c) Basma (besleme) fanı olarak üç kısma ayrılabilirler.

1) Emme Fanı

Emme fanı çalıştığı ortamın basıncını düşürerek görev yapar. İklimlendirmede, iç-dış hava karışımı ile çalışan sistemlerde gereklidir. Bu fanlar, iklimlendirilen ortamdaki havanın uygun miktarda geri dönmesini sağlar. Artı basınç oluşturulan sistemlerde emme fanları, basma fanlarından daha düşük debi ile çalışır.

2) Egzoz Fanı

Egzoz fanı, iç-dış hava karışımı ile çalışan ancak emiş fanı kullanılmayan sistemlerde bulur ve alınan hava kadar dönüş havasının egzoz edilmesini sağlar.

Bu sistemlerde basma fanı, dış hava alınmayan durumda, sistemde oluşan statik basıncı karşılayacak şekilde seçilmelidir. Dış hava alınan durumda ise egzoz fanı, alınan havadan biraz daha düşük miktarda dönüş havasını dışarıya atarak mahal içinde bir artı basınç oluşmasını sağlar.

3) Basma (Besleme) Fanı

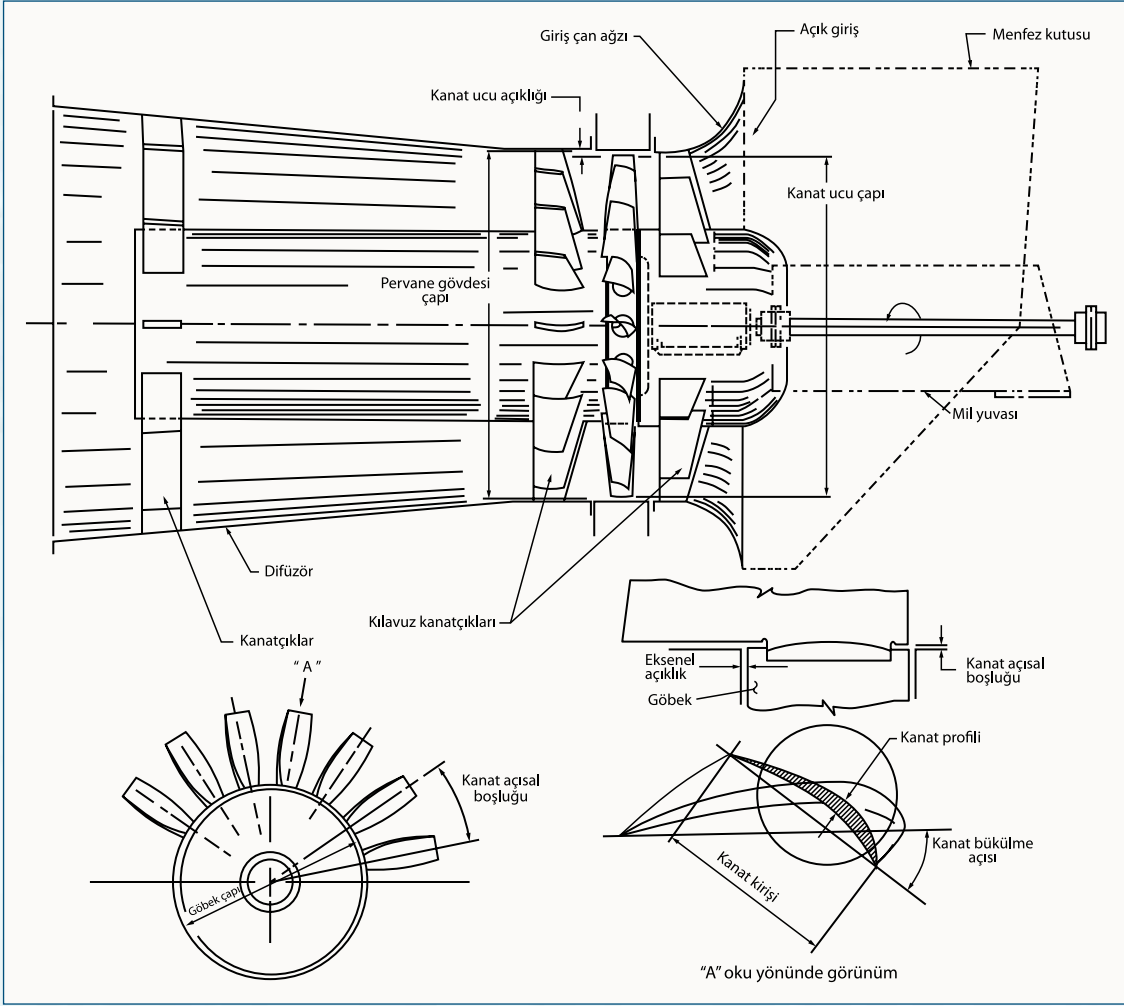
Bir hava kanalına bağlanan fan, kanal içerisinde artı basınç oluşturur ve havanın hareketini sağlar. Bu tip fanlar basma fanı olarak adlandırılır.

Fan Tipleri

Fanlar genelde havanın çark üzerinden akış doğrultusuna bağlı olarak aksiyal (eksenel) ve radyal (santrifüj) tip olarak sınıflandırılabilirler.

Şekil 1.1.'de aksiyal bir fan ve bu fanın temel bileşenleri gösterilmektedir. Şekil 1.2'de ise, santrifüj bir fan ve bu fanın bileşenleri sunulmaktadır.

Şekil 1.1. Eksenel fanlar
(AMCA'nın izniyle)



Standart hava

Belirli koşullar sağlanırsa, hava yoğunluğu için standart bir değer kullanılabilir. Söz konusu koşullar şunlardır:

- Deniz seviyesinde barometrik basınç (101.325 Pa)
- Standart hava sıcaklığı (21°C)

Bu koşullarda hava yoğunluğu 1,2 kg/m³'tür.

Kuru hava

Barometrik basınç veya sıcaklık, standart koşullardan büyük farklılık gösteriyorsa, İdeal Gaz Kanunu aşağıdaki biçimde kullanılarak hava yoğunluğu hesaplanabilir:

Denklem 1.1. Hava yoğunluğu

$$\rho = \frac{P}{R_o T}$$

Burada;

- P : Mutlak basınç, Pa
R_o : Gaz sabiti, hava için 287,10 J/kg-K
T : Mutlak sıcaklık, K

Yukarıda verilen gaz sabiti (R_o), havanın bilinen moleküler ağırlığına dayanmaktadır. Başka bir gazın veya gaz karışımının yoğunluğu ölçülüyorsa, R_o'ı bulmak için aşağıdaki denklem kullanılmalıdır:

Denklem 1.2. Gaz sabiti

$$R_o = \frac{R_u}{M}$$

Burada;

- R_o : Gaz sabiti
R_u : Evrensel gaz sabiti, 8314,3 J/kg-mol-Kgaz
M : Gazın moleküler ağırlığı, kg-mol

Örnek: Havanın moleküler ağırlığı 28,96 kg-mol'dür. Hava için R_o'yu hesaplamak üzere:

$$R_o = \frac{8314,3}{28,96}$$

$$R_o = 287,1 \text{ J/kg-K}$$

Hava sabiti, R_o, 287,10 J/kg-K'dir ve nemli hava için hava yoğunluğunu hesaplamada kullanılır. Standart şartlardan farklı durumdaki kuru ve nemli havanın yoğunluğunun hesaplanması ile ilgili bir örnek aşağıda sunulmuştur. Farklı gazların hava sabitlerini hesaplama ve moleküler ağırlıkları hakkında daha fazla bilgi için şu yayınlara bakınız: *Fan Engineering [Fan Mühendisliği]*, 9'uncu Baskı, Editör: Robert Jorgensen, Buffalo, NY: Howden Buffalo, Inc., 1999 ve

Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği (ASHRAE) tarafından yayınlanan ASHRAE Handbook – Fundamentals [ASHRAE Elkitabı – Temel Bilgiler].

Mutlak basıncı belirlemek için barometre kullanılabilir. Barometre mevcut değilse, en yakın havalimanından barometrik basınç alınabilir. Ancak havalimanının vereceği basınç muhtemelen deniz seviyesine düzeltilmiş basınç olacaktır. Eğer bulunulan konum deniz seviyesinin üzerinde ise, basıncı yerel koşullara aşağıdaki gibi uyarlamak gerekebilir:

$$P_b = P_{\text{barometrik}} (1 - 2,2577 \times 10^{-5} \times z)^{5,256}$$

Burada:

P_b = Yerel yükseklik için düzeltilmiş mutlak (barometrik) basınç, Pa

$P_{\text{barometrik}}$ = Deniz seviyesinde (veya deniz seviyesine düzeltilmiş) bildirilen barometrik basınç, Pa

z = Yerel yükseklik ile deniz seviyesi arasındaki fark, metre

Örnek: Bulunulan yükseklik 1.000 metredir. Yerel havalimanı düzeltilmiş barometrik basıncın 102.024 Pa olduğunu bildirmiştir. Basıncı (P) hesaplamak için şu yol izlenir:

$$P = 102.024 (1 - 2,2577 \times 10^{-5} \times 1.000)^{5,256}$$

$$P = 90.485 \text{ Pa}$$

Mutlak sıcaklığı belirlemek için önce yerel sıcaklık ölçülmelidir. Sıcaklık Celsius olarak ölçüldükten sonra, bulunan değer aşağıdaki denklem kullanılarak Kelvin'e çevirilir.

$$T = t + 273,15$$

Burada:

T = Sıcaklık, Kelvin

t = Sıcaklık, Celsius

Kuru hava, Örnek:

Standart koşulları kullanarak, hava yoğunluğunu aşağıdaki gibi hesaplamak mümkündür:

$$\rho = \frac{101.325}{287,1 \times (21 + 273,1)}$$

$$\rho = 1,20 \text{ kg/m}^3$$

Basıncı (P) ve Sıcaklık (T) biliniyorsa, standart olmayan koşullar için de aynı yaklaşım kullanılabilir. Diğer bir yöntem ise, standart koşullarda gaz yoğunluğunun bilinen değeri ile başlamak ve farklar için düzeltme yapmaktır.

Nemli hava

Nemli havanın yoğunluğu hesaplanırken, havanın içindeki su buharı ayrı bir gaz olarak ele alınabilir. Bunun ardından, su buharı ve kuru hava için kısmi basınç hesaplanabilir, daha sonra her gazın yoğunluğu belirlenir ve toplanır. Bu işlemler psikrometrik yazılım ile yapılabilir.

Bu yöntemler, bilinen bilgilere dayalı olarak aşağıda sunulmaktadır:

1. Kuru termometre ve yaş termometre sıcaklıkları

2. Kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem

3. Kuru termometre sıcaklığı ve nem oranı

Kuru termometre ve yaş termometre sıcaklıkları, kuru termometre ve yaş termometre olmak üzere iki termometreden oluşan bir savurmalı psikrometre ile belirlenir. Yaş termometrede, tüpün çevresinde ıslak bir pamuk fitil vardır. Alet hızla döndürülür. Fitildeki su buharlaştıkça yaş termometre soğur. Her iki sıcaklık okunur ve girdi parametreleri olarak kullanılır. Böylece yukarıda birinci yöntemde belirtilen gazın yoğunluğu tespit edilir.

Şekil 1.3. Savurmalı psikrometre



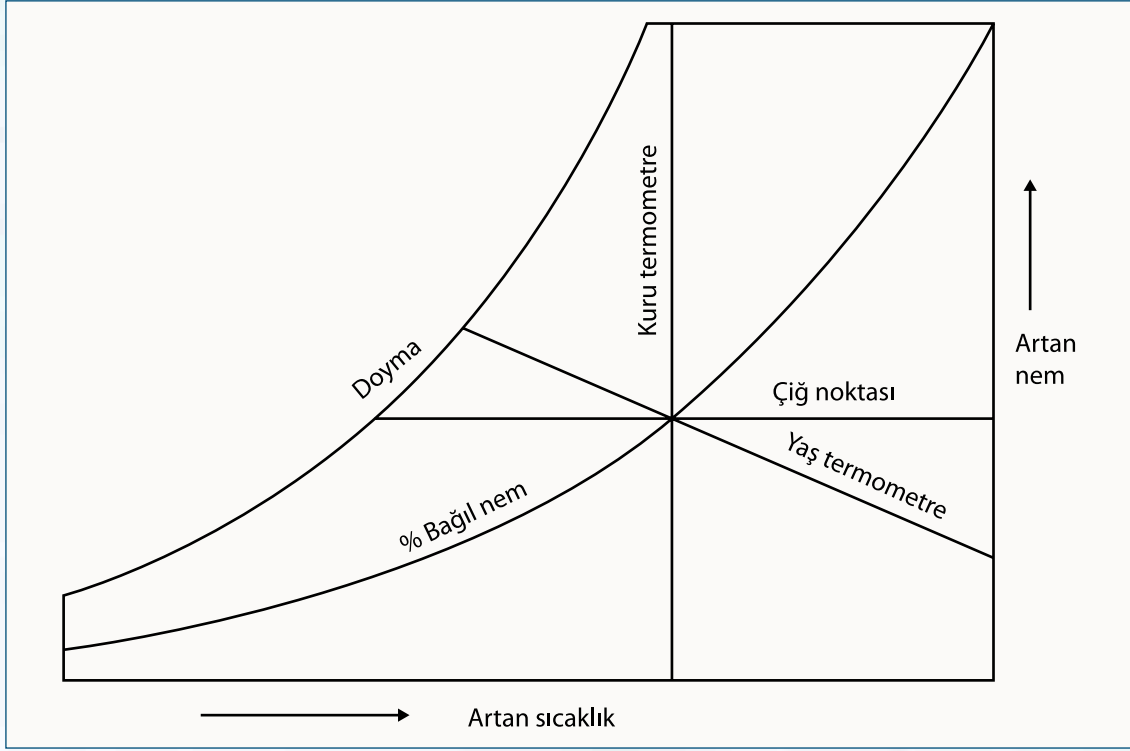
Yaş termometrenin fitilini ıslatırken, damıtık su kullanılmalıdır. Yeterli miktarda damıtık su hazır bulundurulmalıdır. Yüksek sıcaklıklarda su çok çabuk buharlaşabilir ve fitile ilâve su kolunması gerekebilir. Eğer ölçüm oda sıcaklığında yapılabilirse, süreç daha basit olur.

Elektronik psikrometreler de mevcuttur, fakat, bunların kalibrasyona ihtiyacı vardır ve sapmaya meyillidirler.

Saha ölçümleri için, yaklaşık yaş termometre sıcaklığı değerini, bir ısıçift sıcaklık probunun ucunu ıslak bir bez parçasıyla sarmak ve ardından probu gaz akımına daldırmak suretiyle belirleyebiliriz.

Fabrikadaki hava, sisteme çekiliyorsa ve proses tarafından su eklenmiyor veya çıkarılmıyorsa, ıslak ve kuru termometre sıcaklıkları odada ölçülebilir ve bağıl ve mutlak nem diyagramından belirlenebilir. Bu durumda, yalnız kanaldaki sıcaklığın ölçülmesine ihtiyaç olur. Mutlak nem aynı kalırken, bağıl nem değişir.

Şekil 1.4. Psikrometrik diyagram



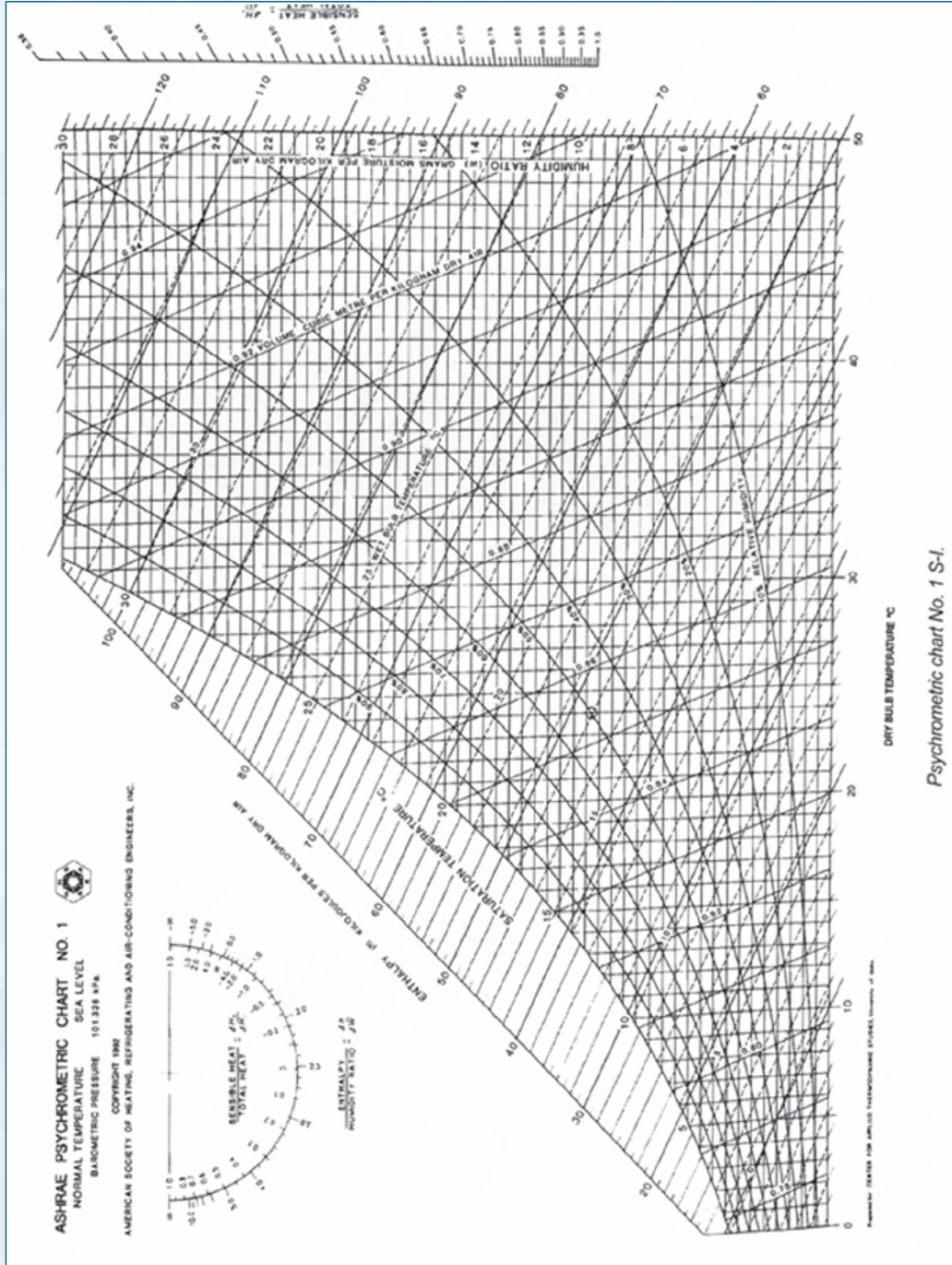
Psikrometrik diyagram, çeşitli parametreler arasındaki bağıntıların grafik görünümüdür. Herhangi iki parametreyi bildiğimizde, karışımın “durumu” bilinir ve diyagram kullanılarak diğer tüm psikrometrik parametreler belirlenebilir. Yatay eksen, kuru termometre sıcaklığıdır, dikey eksen ise kg hava başına gram olarak mutlak nemdir.

Havanın sıcaklığı düştükçe, hava, azalan oranda nem soğurabilir. Diyagramın sınırını oluşturan sol üstteki eğri, doyma çizgisidir. Diyagramın bu kenarı boyunca hava, tutabileceği kadar suyla doymuştur. Doymuş hava soğutulduğunda, yoğuşma veya çiy oluşur. Doyma durumunda, aynı zamanda, yaş termometreden hiç nem buharlaşmaz; bu yüzden, doyma çizgisi boyunca yaş termometre sıcaklığı ile kuru termometre sıcaklığı aynıdır.

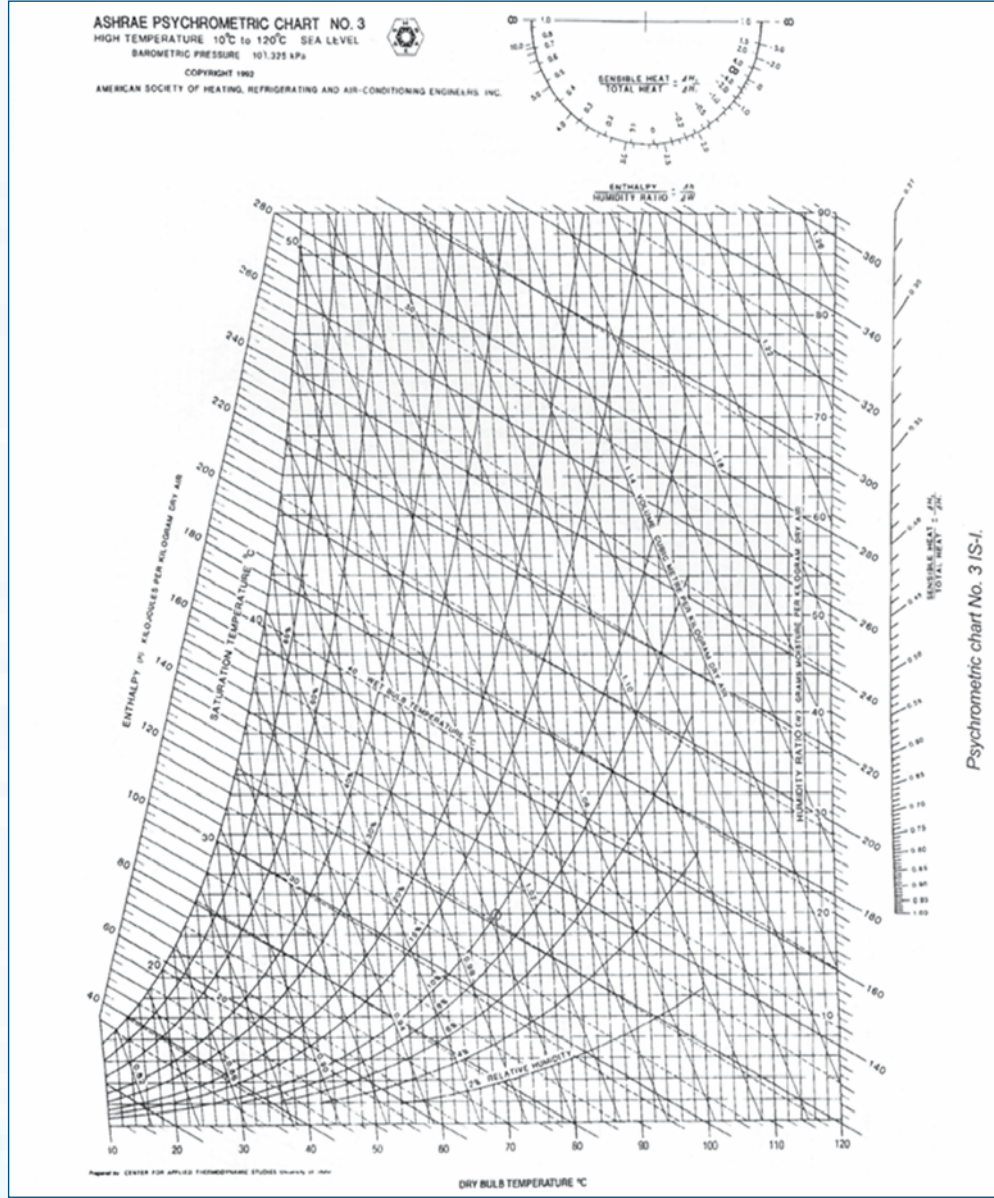
Bağıl nem (*relative humidity*-RH), havadaki nem miktarının, doymuş durumdaki maksimum nem miktarına oranıdır. Dolayısıyla, doyma çizgisi boyunca RH %100'dür.

Müteakip sayfalarda iki psikrometrik diyagram bulunmaktadır. Bunlardan birincisi normal sıcaklık aralığı içindir (0° ilâ 50°C kuru termometre sıcaklıkları). İkinci diyagram ise daha yüksek sıcaklıklar içindir (10° ilâ 120°C).

Şekil 1.5. Normal sıcaklık için psikrometrik diyagram
(ASHRAE'nin izniyle)



Şekil 1.6. Yüksek sıcaklık için psikrometrik diyagram
(ASHRAE'nin izniyle)



Belirli sıcaklıklarda, havadaki nemi ihmal etmek ve doğru hava yoğunluk değerini hesaplamak mümkündür. Örneğin 0°C'de, nemi ihmal edilmesi %0,2 düzeyinde maksimum hataya yol açar. Oda sıcaklığında (21°C) ise, hata yüzdesi hâlâ %1'in altındadır. Yüksek sıcaklıklarda, su buharını hesaba katacak biçimde nemli hava hesaplamalarının yapılması gerekir.

100°C'nin üzerinde sıcaklıklarda bağıl nem teriminin anlamı yoktur; çünkü su buharı basıncı, atmosfer basıncından yüksek olabilir.

Psikrometri hakkında daha fazla bilgi için aşağıdaki yayına bakmak faydalı olabilir: J. Oliveri, *Psychrometrics – Theory and Practice [Psikrometri: Teori ve Pratik]*, 1996, Atlanta: ASHRAE.

Basınç ve sıcaklık değişimi biliniyorsa, yoğunluk değişimi aşağıdaki formül ile bulunur:

$$\rho_c = \rho \times \frac{T}{R_c} \times \frac{P}{P_c}$$

Burada:

ρ_c = yeni yoğunluk, kg/m³

ρ = orijinal yoğunluk, kg/m³

T_c = yeni sıcaklık, Kelvin

T = orijinal sıcaklık, Kelvin

P_c = yeni basınç, Pa

P = orijinal basınç, Pa

Tablo 1.1. Baca gazı yoğunlukları

(AMCA'nın izniyle)¹

Yakıt	Baca gazı yoğunluğu lbm/ft ³	kg/m ³
Kömür	0,078	1,25
Akaryakıt	0,075	1,20
Doğal gaz	0,0725	1,16
Bitkisel posa	0,070	1,12
Yüksek fırın gazı	0,076	1,22
Linyit kömürü	0,073	1,17
Odun	0,070	1,12

Yukarıdaki 70°F ve 29,92 inç Hg (21°C ve 101.325 Pa)'daki yoğunluklar, ortalama yakıt analizi ve nem içeriğine dayanmaktadır.

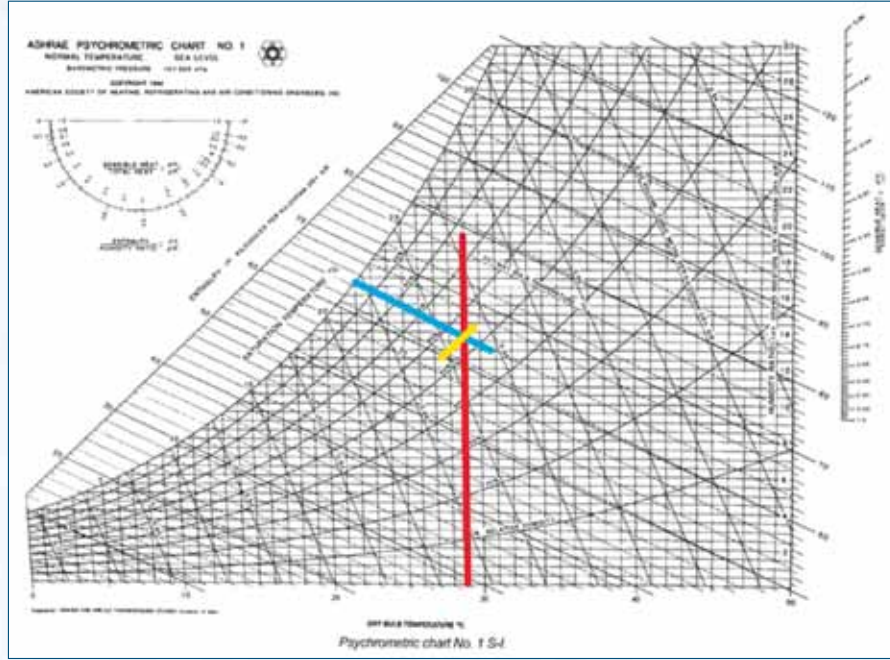
1.2.2. Psikrometrik diyagramın kullanılması

Talimat: Yaş termometre ve kuru termometre sıcaklıklarından yararlanarak bağıl nem ve çiy noktası sıcaklığını bulunuz.

Yaş termometre sıcaklığı 22°C ise ve kuru termometre sıcaklığı 29°C ise:

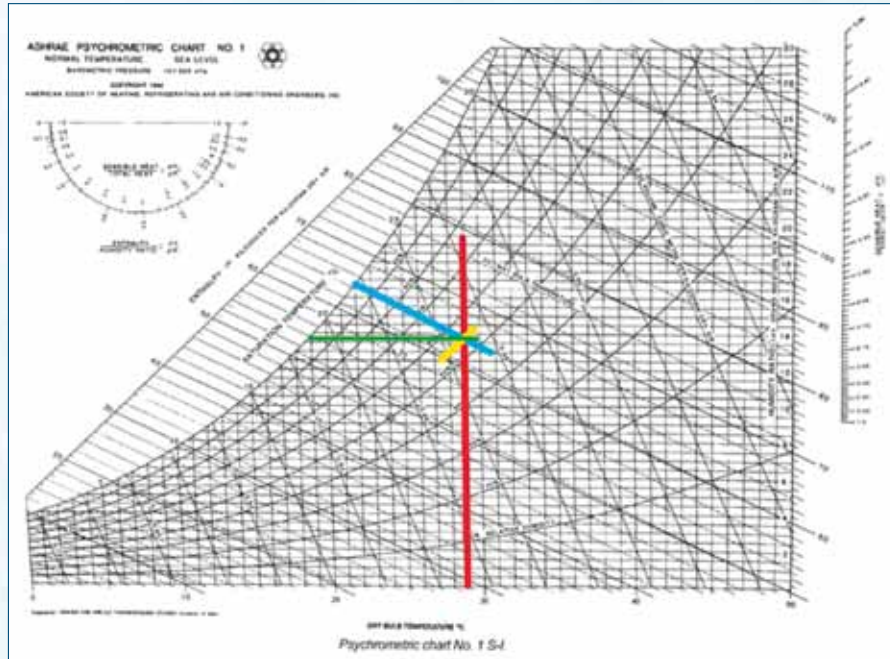
¹ AMCA Uluslararası Yayın No. 203, Şekil N6: Çeşitli Baca Gazları İçin Tipik Yoğunluklar'dan alınmıştır.

1. Bağıl nem değerinin tespiti



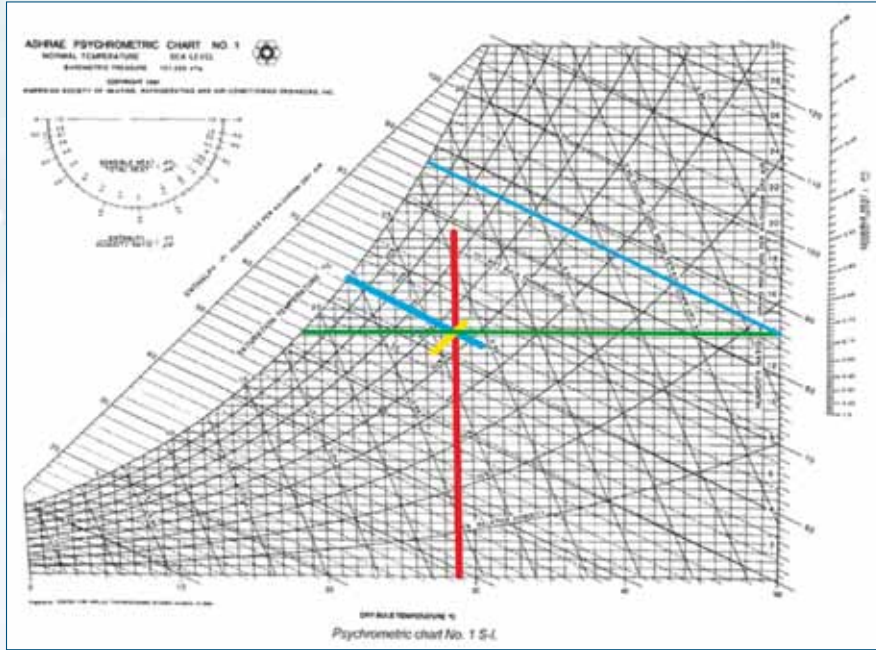
Psikrometrik diyagramda yatay eksen üzerinde 29° kuru termometre sıcaklığı işaretlenir ve bu noktadan dikey eksen doğrultusunda, artan nem yönünde düz çizgi çizilir (kırmızı hat). Doyma eğrisi üzerindeki ölçek kullanılarak 22° yaş termometre sıcaklığı işaretlenir ve yaş termometre sabit hattı boyunca azalan nem ve artan sıcaklık yönünde düz bir çizgi çizilir (mavi hat). Kırmızı çizgi ile mavi çizginin kesiştiği nokta aranan duruma karşılık gelmektedir. Bu noktaya en yakın alt (%50) ve üst (%60) bağıl nem hatlarına olan mesafeler ölçülür. Bu mesafeler ile bağıl nem değerleri arasında orantı kurularak, istenilen durumun bağıl nemi %55 (sarı hat) olarak tespit edilir.

2. Çiğ noktası sıcaklığının tespiti



Psikrometrik diyagramda, kırmızı çizgi ile mavi çizginin kesiştiği nokta aranılan duruma karşılık gelmektedir. Bu noktadan azalan sıcaklık yönünde yatay eksene paralel doğrultuda bir çizgi çekilerek doyma eğrisine kadar uzatılır (yeşil hat). Doyma eğrisini kestiği nokta, 19° çığ noktası sıcaklığıdır.

3. Karışım 50°C'ye ısıtıldığında, yeni yaş termometre sıcaklığı'nın hesabı



Psikrometrik diyagramda, kırmızı çizgi ile mavi çizginin kesiştiği nokta aranılan duruma karşılık gelmektedir. Bu noktadan artan sıcaklık yönünde yatay eksene paralel doğrultuda bir çizgi çekilerek 50°C kuru termometre sıcaklığına kadar uzatılır (yeşil hat). Bu noktadan geçen yaş termometre hatlarına paralel artan nem ve azalan sıcaklık yönünde bir çizgi çizilerek (mavi hat) doyma eğrisine kadar uzatılır. Doyma eğrisini kestiği nokta, 27,4°C yaş termometre sıcaklığıdır.

Not: Isıtma prosesi süresince karışımın mutlak nem miktarı değişmeyeceği için yatay eksene paralel olarak artan sıcaklık yönünde ilerlenir.

1.2.3. FSAT gaz özellikleri girişleri

Fan Sistemi Değerlendirme Aracı (FSAT), kullanıcıların sanayi tipi fan sistemlerindeki enerji kullanım ve kazanç fırsatlarını hesaplamasına yardım etmek amacıyla geliştirilmiş ve internet üzerinden ücretsiz indirilebilen bir yazılım aracıdır. Fan sisteminin işleyişini, sistemde yapılacak değişikliklerin kazandıracığı ekonomik faydaları ve sistem değişiklikleri için çoklu fırsatlar mevcut olduğunda hangi seçeneğin ekonomik olarak uygulanabilir olduğunu anlamak için FSAT kullanılması önerilir. FSAT yazılımı, Amerika Enerji Bakanlığı (US-DOE) web sayfasından indirilebilir:

["https://energy.gov/eere/amo/downloads/fan-system-assessment-tool-fsat"](https://energy.gov/eere/amo/downloads/fan-system-assessment-tool-fsat)

FSAT kullanıcılarının, aşağıdaki bilgileri yazılıma girmesi gerekmektedir:

- Fan ve motor özellikleri
- İşletim sıklığı ve elektrik tüketimi

- Sistemin ihtiyaç duyduğu debi ve basınç
- Sistem gücü kW (veya Amper ve Volt)

Şekil 1.7’de, bu bilgiler girildiği zaman FSAT arayüzünün görünümü sunulmuştur. Ardından, gaz özelliklerinin tahmin edildiği ekran Şekil 1.8’de sunulmuştur. Gaz özelliklerini, “estimate” düğmesinin kullanımı ile tahmin etmek mümkündür.

Şekil 1.7. FSAT ekranı – gaz özellikleri bilgileri

Fan and motor inputs: Fan style: CENTRIFUGAL - Backward Curved (SISW) Diameter: [Dropdown] Fan diameter, mm: 1778.0 Motor rated power, kW: 280 Motor nameplate rpm: 1480 Motor efficiency class: Specified (below) Spec. motor efficiency: 95.8 Nameplate Full Load Amps: 420.8 Nominal motor voltage, volts: 460 <input type="button" value="Estimate"/>		Calculated Results: Existing fan, motor Optimal fan, EE motor <table border="1"> <tr><td>Fan efficiency</td><td>52.8</td><td>81.4</td><td>%</td></tr> <tr><td>Motor rated power</td><td>280</td><td>200</td><td>kW</td></tr> <tr><td>Motor shaft power</td><td>262.6</td><td>170.4</td><td>kW</td></tr> <tr><td>Fan shaft power</td><td>252.1</td><td>163.5</td><td>kW</td></tr> <tr><td>Motor efficiency</td><td>95.9</td><td>95.9</td><td>%</td></tr> <tr><td>Motor power factor</td><td>86.7</td><td>85.6</td><td>%</td></tr> <tr><td>Motor current</td><td>389.5</td><td>256.0</td><td>amps</td></tr> <tr><td>Motor power</td><td>273.9</td><td>177.7</td><td>kW</td></tr> <tr><td>Wire-gas efficiency</td><td>48.6</td><td>78.0</td><td>%</td></tr> <tr><td>Annual energy</td><td>2399.4</td><td>1556.5</td><td>MWh</td></tr> <tr><td>Annual cost</td><td>96.0</td><td>62.3</td><td>1000 €</td></tr> </table> Potential annual cost savings: 33.7 1000 €		Fan efficiency	52.8	81.4	%	Motor rated power	280	200	kW	Motor shaft power	262.6	170.4	kW	Fan shaft power	252.1	163.5	kW	Motor efficiency	95.9	95.9	%	Motor power factor	86.7	85.6	%	Motor current	389.5	256.0	amps	Motor power	273.9	177.7	kW	Wire-gas efficiency	48.6	78.0	%	Annual energy	2399.4	1556.5	MWh	Annual cost	96.0	62.3	1000 €	Size margin (%) for optimal fan motor: 15 Optimization rating: 64.9 <input type="button" value="Click for background information"/> <input type="button" value="STOP"/>
Fan efficiency	52.8	81.4	%																																													
Motor rated power	280	200	kW																																													
Motor shaft power	262.6	170.4	kW																																													
Fan shaft power	252.1	163.5	kW																																													
Motor efficiency	95.9	95.9	%																																													
Motor power factor	86.7	85.6	%																																													
Motor current	389.5	256.0	amps																																													
Motor power	273.9	177.7	kW																																													
Wire-gas efficiency	48.6	78.0	%																																													
Annual energy	2399.4	1556.5	MWh																																													
Annual cost	96.0	62.3	1000 €																																													
Operating parameters: Operating fraction: 1.000 Electricity cost, €/kwhr: 0.0400		Log file controls: <input type="button" value="Log current data"/> <input type="button" value="Retrieve Log data"/> <input type="button" value="Select a file for individual log deletion"/>		Summary file controls: <input type="button" value="Create new or append existing summary file -->"/> Existing summary files: CREATE NEW																																												
Electrical power or current and drive inputs: Power: [Dropdown] Measured power, kW: 273.9 Measured voltage, volts: 468 Drive type: Belt drive		Facility: XYZ Application: Example System: ABC Date: January 1, 2004 Evaluator: John Doe Notes: Example fan for FSAT																																														
System inputs: Measured flow rate, m3/s: 53.79 Measured fan static pressure, Pa: 2487		Gas property inputs: <input type="button" value="Estimate"/> Gas density, kg/m3: 1.230 Gas compressibility: 0.995 Equivalent fan static pressure, Pa: 2430.0 fluid kW: 133.1 Specific size: 0.367																																														

Şekil 1.8. FSAT – gaz özellikleri bilgileri

Gas property inputs: <input type="button" value="Estimate"/> Gas density, kg/m3: 1.230 Gas compressibility: 0.995	
--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	--

Estimate [Tahmin et]: Bu düğme kullanıcıyı ilâve ekranlara götürür; eğer standart olmayan koşullar altında bir durum söz konusu ise, havanın yoğunluk ve sıkıştırılabilirliğini tahmin etmek mümkündür. Standart olmayan koşullarda hava veren bazı fan örnekleri, kurutucudan çıkan sıcak ve nemli hava veya sıfırın altında sıcaklıklardaki havadır. Gaz basıncı girilip “Estimate” düğmesine basıldıktan sonra Şekil 1.9’daki ekran karşımıza çıkar.

Şekil 1.9. FSAT ekranı – psikrometrik hesaplayıcı ekranı

NOTE: The primary reason for accessing this panel is to estimate air density. Note that changes made to the ambient or air inlet above ambient pressures will be reflected in the values shown on the panel that called on this estimator. If changes are made to either after leaving this estimator, the density will NOT be updated to reflect those changes unless the user returns here.

Inlet dry bulb temperature, deg C

Absolute ambient pressure, Pa

Air inlet pressure above ambient, Pa

Data type **Wet bulb temperature**

Inlet wet bulb temperature, deg C

Saturation pressure, Pa	1.0167E+3
Water vapor partial pressure, Pa	5.0849E+2
Humidity ratio, W	3.2065E-3
Saturation humidity ratio, W _s	6.4448E-3
Degree of saturation, μ	0.498
Specific volume, m ³ /kg dry air	0.8159
Enthalpy, kJ/kg	33.18
Dewpoint, deg C	-2.21
Wet bulb temperature, deg C	3.17
Actual air density, kg/m ³	1.22955
Relative humidity, %	50.01

[Print a copy of the calculated data](#)

[Click to accept results and continue](#)

Absolute inlet pressure, Pa

With the exception of the saturation pressure values for temperatures of 32 F and above, all results are based on methods described in the ASHRAE Fundamentals Handbook (1997), Chapter 6, Psychrometrics.

The terms are consistent with those used in the ASHRAE publication.

The saturation pressures for temperatures above 32 F are based on the algorithm used in Steam Tables, by Keenan, Keyes, Hill, and Moore (1969 edition).

Gaz yoğunluğu: Standart havanın 20°C, %50 RH'de yoğunluğu 1,2 kg/m³'tür (68°F, %50 RH'de 0,075 lb/ft³). Eğer fan, standart oda koşullarında veya yakınında çalışıyorsa, FSAT'ı kullanma amaçları bakımından bu konuda endişelenmeye gerek yoktur. Ancak koşullar, standart koşullardan 11°C (20°F)'den daha farklı ise, biliniyorsa yoğunluk girilmeli, bilinmiyorsa gaz özellikleri ekranını çağırmak için *Estimate [Tahmin et]* düğmesine basılmalıdır. O ekranda, yoğunluk hesaplayıcı ekran çağrılabilir ve bilinen bilgiler girilebilir; bu durumda, girilen koşullar da not edilmelidir. Sonuçları ana ekrana taşımak için *Accept Results [Sonuçları kabul et]* düğmesi kullanılmalıdır. Mevcut fanın yerine başka bir fan konulması veya mevcut fanda değişiklik yapılması durumunda, koşullar standart değilse bunların ne olduğunun tedarikçiye bildirilmesi gerekir.

Sıkıştırılabilirlik: Biliniyorsa gaz sıkıştırılabilirlik faktörü girilmeli, bilinmiyorsa *Estimate [Tahmin et]* düğmesine basılmalıdır. *Estimate [Tahmin et]* düğmesi kullanıcıyı gaz özellikleri ekranına götürür. Statik basınç 7.500 Pa'dan (30 inç s.s. (su sütunu) yüksek olmadıkça, sıkıştırılabilirlik faktörü için endişelenmeye gerek yoktur. Aslında 3.000 Pa'a kadar (12 inç s.s.), sıkıştırılabilirlik faktörü 1'dir. 3.000-7.500 Pa arasında (12 ilâ 30 inç s.s.) sıkıştırılabilirlik faktörü genellikle 0,97'den fazladır. Bu düzeyde bir değişiklik ancak ve ancak, hassas aletler kullanılarak en özenli testlerle ölçülebilmektedir.

1.2.4. FSAT kullanılarak gaz yoğunluğunun tahmin edilmesi

Talimat: Aşağıda verilen 2 durumda havanın yoğunluğunu bulmak için FSAT'ı kullanınız ve eksik bilgileri tamamlayınız. FSAT sonuçlarının doğruluğunu kontrol etmek için psikrometrik diyagramdan okunan değerlerle karşılaştırınız.

1. Durum - Termodinamik özellikler

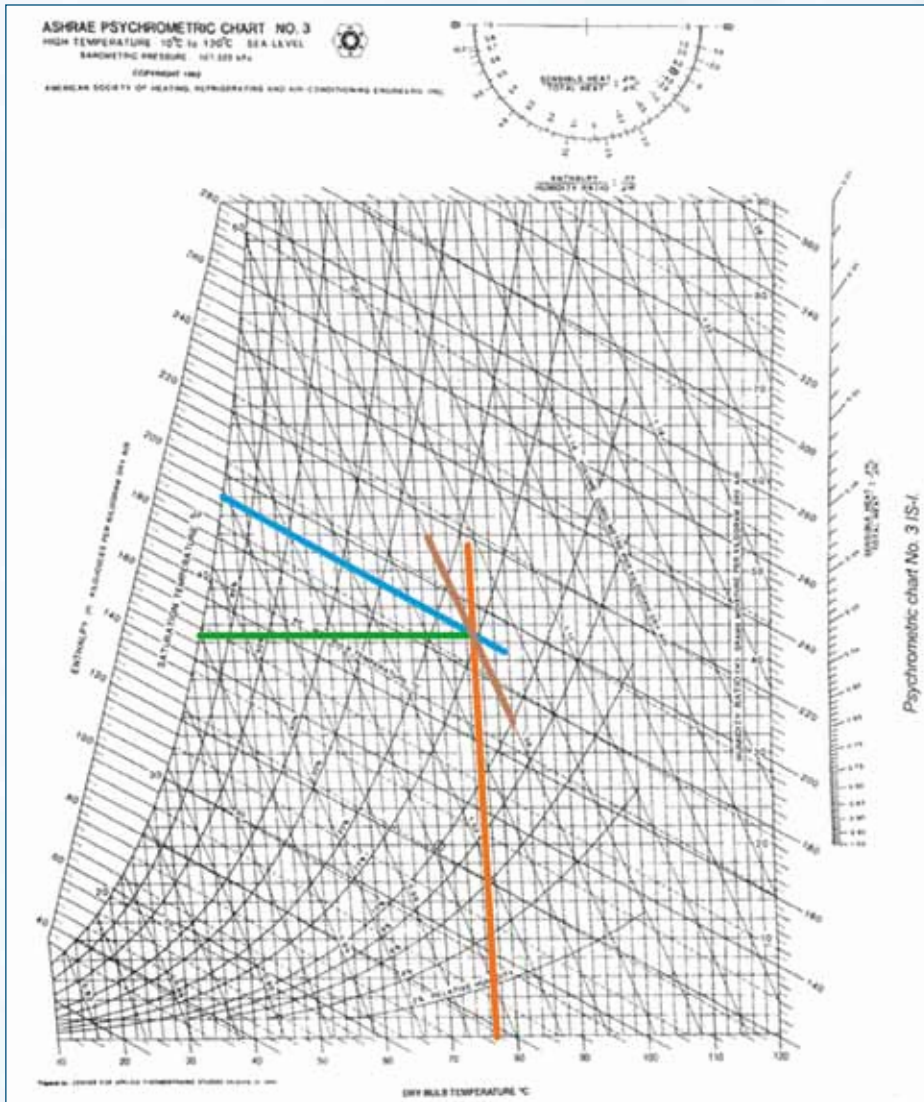
Parametre	Metrik (SI) Değerler
Yaş termometre sıcaklığı	43,3 °C
Kuru termometre sıcaklığı	76,7 °C
Barometrik basınç	101.325 Pa
Yoğunluk	0,9624 kg/m ³
Çiğ noktası	37,9 °C

Not: Kırmızı ile yazılan özellikler FSAT kullanılarak tahmin edilmiştir.

FSAT sonuçlarının psikrometrik diyagram kullanılarak test edilmesi:

1. Durum için psikrometrik diyagramdan okunan değerler: (Önemli Not: Bu değerler okuma hatası içerebilir)

Yoğunluk: 0,9433 kg/m³ ve Çiğ Noktası Sıcaklığı = 38°C



2. Durum - Termodinamik özellikler

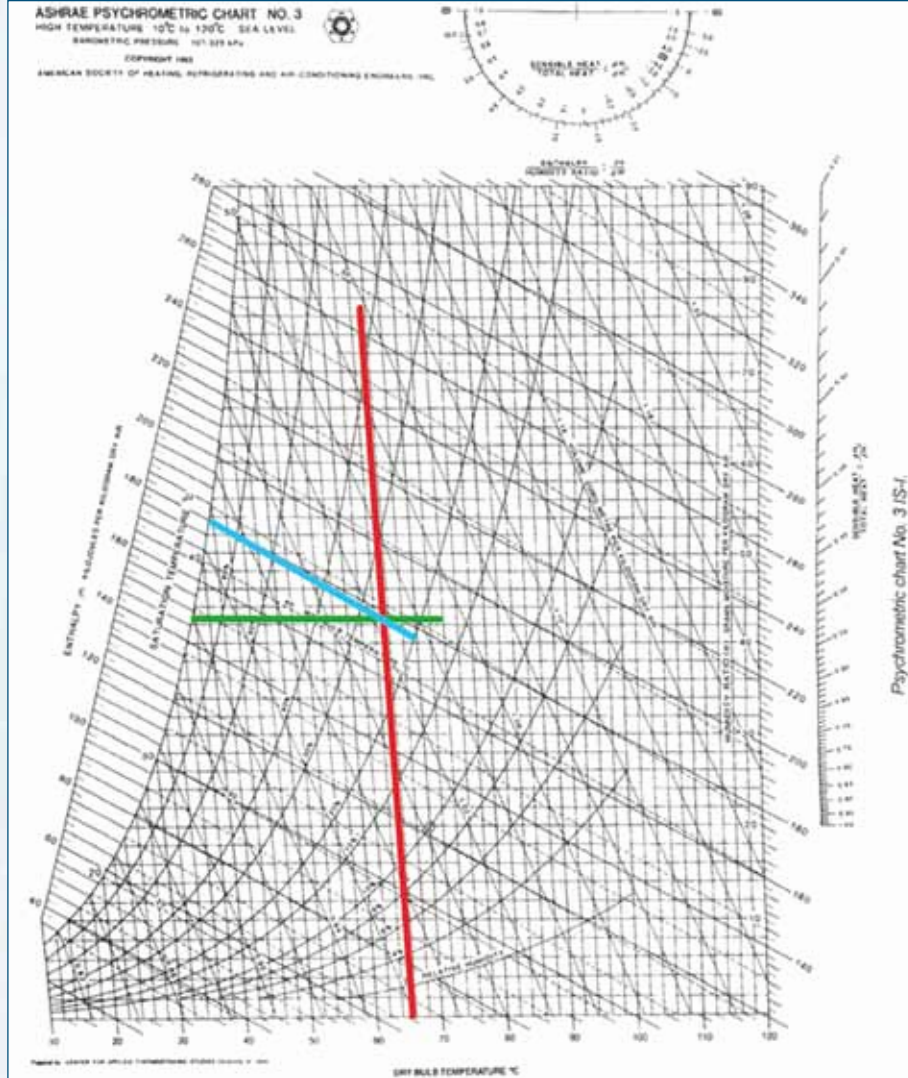
Parametre	Metrik (SI) Değerler
Çiğ noktası	37,8 °C
Kuru termometre sıcaklığı	65,5 °C
Yaş termometre sıcaklığı	41,8 °C
Barometrik basınç	101.325 Pa
Yoğunluk	0,9939 kg/m ³

Not: Kırmızı ile yazılan özellikler FSAT kullanılarak tahmin edilmiştir.

FSAT sonuçlarının Psikrometrik diyagram kullanılarak test edilmesi:

2. Durum için psikrometrik diyagramdan okunan değerler: (Önemli Not: Bu değerler okuma hatası içerebilir)

Yaş Termometre Sıcaklığı = 41,5 °C Yoğunluk = 0,9784 kg/m³

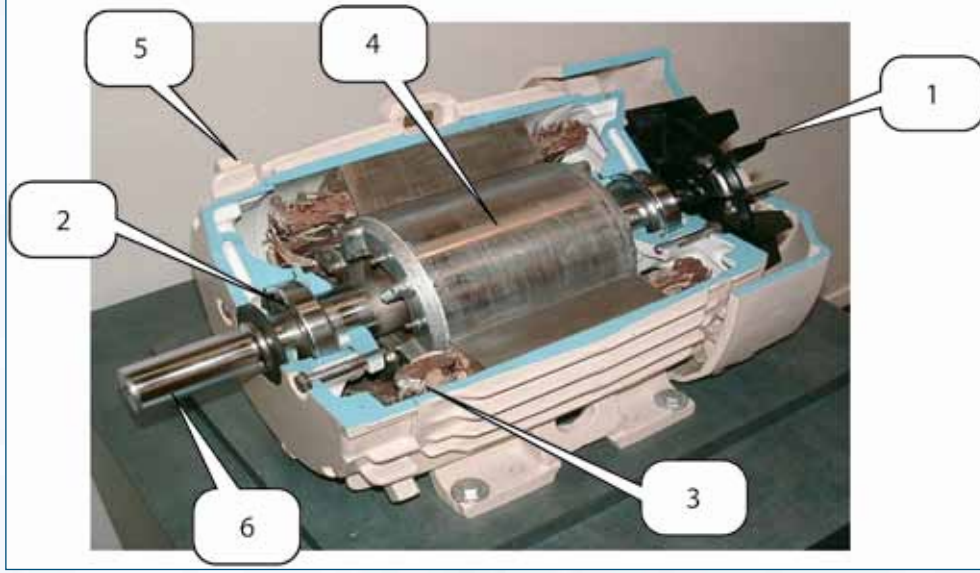


1.3. FSAT'ta Metrik Motorların Kullanılması

1.3.1. Tipik motorlar

Talimat: Tek başınıza çalışarak, aşağıda Tablo 1.2'de parça adının yanına doğru numarayı girmek suretiyle motorun numaralandırılmış parçalarını tanımlayınız.

Tablo 1.2. Motor parçaları



#	Parça	İşlev
2	Yataklar	Rotorun ağırlığını taşır ve serbestçe dönmesini sağlar.
1	Fan	Motorun aşırı ısınmasını önleyen soğutucu havayı sağlar.
5	Şasi	Motora yapısal kararlılık ve motorun soğuk kalması için ilâve yüzey alanı sağlar.
4	Rotor	Statorda değişken manyetik alanlara tepki verir ve yükü döndürecek torku sağlar.
6	Mil	Rotorun ağırlığını taşır ve rotoru yüke bağlar.
3	Statör	Rotorda dönmeyi sağlayan "dönen" manyetik alanları yaratır.

1.3.2. Metrik ve NEMA (emperyal) motorlar

Günümüzde birçok üretici, metrik (kW) ve NEMA (hp) motorların karışımını üretmektedir. Metrik ve NEMA motor büyüklüklerinin karşılaştırılması, Tablo 1.3'te sunulmaktadır. Tablo 1.3'e bakıldığında, her NEMA (hp) derecelendirmesine karşılık gelen, neredeyse eşdeğer olan bir metrik (kW) derecelendirmesi görülmektedir.

Tablo 1.3. Metrik (IEC) ve NEMA motor eşdeğerleri

Motor Verileri (Etiket)		
IEC kW	IEC Hp Eşdeğeri	NEMA Hp
1,1	1,47	1,5
1,5	2,01	2
2,2	2,95	3
3,7	4,96	5
5,5	7,37	7,5
7,5	10,05	10
11	14,75	15
15	20,11	20
18,5	24,80	25
22	29,49	30
30	40,21	40
37	49,60	50
45	60,32	60
55	73,73	75
75	100,54	100
90	120,64	125
110	147,45	150
132	176,94	
150	201,07	200
160	214,48	
185	247,99	250
200	268,10	
220	294,91	300
250	335,12	350
280	375,34	
300	402,14	400
315	422,25	
335	449,06	450
355	475,87	
375	502,68	500

Motorun devir sayısı, manyetik kutup sayısı ile AC gücün frekansına bağlıdır.

Tablo 1.4'te, 60 ve 50 Hz'de devir sayıları karşılaştırılmaktadır.

Tablo 1.4. Senkron hızlar

Kutup sayısı	Senkron Hız	
	60 Hz'de	50 Hz'de
2	3.600	3.000
4	1.800	1.500
6	1.200	1.000
8	900	750
10	600	500

Güç faktörü gibi motor performans verilerine bakmak için FSAT, motor verim sınıfı ve senkron hızı kullanır.

**Tablo 1.5. FSAT anma tam yük motor verim sınıfı
NEMA tasarım A ve B, üç fazlı, genel amaçlı TEFC motorlar (1.800 dev/dk)**

HP	Standart verim ¹	Ortalama verim ²	Enerji verimli
10	86,6	88,1	89,5
15	87,9	89,5	91,0
20	88,8	89,9	91,0
25	89,5	91,0	92,4
30	90,1	91,3	92,4
40	90,9	92,0	93,0
50	91,4	92,2	93,0
60	91,8	92,7	93,6
75	92,2	93,2	94,1
100	92,8	93,7	94,5
125	93,2	93,9	94,5
150	93,5	94,3	95,0
200	94,0	94,5	95,0
250	94,4	94,7	95,0
300	94,6	95,0	95,4
350	94,8	95,1	95,4
400	94,9	95,2	95,4
450	95,0	95,2	95,4
500	95,1	95,5	95,8

1. Eski motorlar için tipik değerleri yansıtmaktadır.
2. Standart Verimli ve Enerji Verimli'nin sayısal ortalamasıdır.

1.3.3. Metrik motorların FSAT'a girilmesi

Talimat: Aşağıda verilen motor verilerini dikkate alarak aşağıdaki soruları cevaplayınız.

Etiket Verileri:		Saha Ölçümleri:	
kW (çıkış)	110	Gerilim (V)	530
Frekans (Hz)	50	Akım (A)	75
Devir Sayısı (dev/dk)	1.490	Saat	8.000
Gerilim (V)	525	Elektrik fiyatı	ZAR 0,70
Verim	%94,5	Elektrik fiyatı	RM 0,30
Güç Faktörü	%88	Elektrik fiyatı	US\$ 0,10

1. Verileri FSAT'a giriniz.
2. FSAT'ı kullanarak bu motor için Tam Yük Akımını (FLA)'yı tahmin ediniz.
3. Motorun gerçek mil gücünü bildiriniz ve motor yüklenme yüzdesini bulunuz.
4. Giriş verilerinin sınırlı olduğu dikkate alındığında yıllık enerji ve yıllık gider alanları doğru mudur? Niçin?

1.4. Benzerlik Kanunları ve Kontrol Stratejilerinin Gözden Geçirilmesi

1.4.1. Fanlar için Benzerlik Kanunları

Fan hızı ile fanın debi ve basınç oluşturma yeteneği arasındaki bağıntı, *Benzerlik Kanunları* veya *Fan Kanunları* denilen matematiksel denklemler kümesi tarafından belirlenir. Fan üreticileri, farklı devir sayılarında fan performansını tahmin etmek için Benzerlik Kanunlarını kullanırlar; böylece katalogta yayınladıkları her hız için laboratuvar testi yapmak zorunda kalmazlar.

Benzerlik Kanunları ayrıca farklı büyüklükte fanların performansını tahmin etmek için de kullanıldığı gibi, laboratuvarında standart havadan farklı yoğunlukta olan bir akışkanı taşıırken fanın nasıl performans göstereceği hakkında bilgi de verebilir. Örneğin, bir fanın tetiklenmiş çekimli kazan fanı olarak kullanılması halinde, kazandan çekilen sıcak yanma gazları standart havadan çok daha düşük yoğunlukta olacağından fan farklı performans gösterir. Benzer şekilde bir fanın, standart havadan daha yoğun olan sıfırın altında sıcaklıkta hava çektiği durumda, Benzerlik Kanunları yardımıyla fan performansı tahmin edilebilir.

1.4.1.1. Genelleştirilmiş Benzerlik Kanunları

Benzerlik Kanunları, fan eğrisi üzerinde bir noktadan (belirli bir debi, basınç ve güçte) yeni bir duruma ilerleyerek performans haritasını oluşturmak için kullanılır. Benzerlik Kanunlarını çok sayıda noktaya uygulamak suretiyle yeni bir fan eğrisi geliştirilir. Aşağıdaki Fan Kanunları, *ASHRAE Publication 99 Standards Handbook [ASHRAE Yayın No. 99 Standartlar Elkitabı]*'nden alınmıştır. Benzerlik Kanunlarının tam kümesi için bakınız: *Fan Engineering [Fan Mühendisliği], 9ncu Baskı, Editör: Robert Jorgensen, Buffalo, NY: Howden Buffalo, Inc., 1999*. Aşağıdaki denklemler, değiştirilmiş durumu göstermek için altsimge (c)'yi kullanmaktadır. Bazı metinlerde gücü belirtirken H yerine W kullanıldığına dikkat ediniz.

Denklem 1.3. Birinci Benzerlik Kanunu

$$\left(\frac{Q_c}{Q}\right) = \left(\frac{D_c}{D}\right)^3 \left(\frac{N_c}{N}\right) \left(\frac{K_p}{K_{pc}}\right)$$

Denklem 1.4. İkinci Benzerlik Kanunu

$$\left(\frac{P_{tc}}{P_t}\right) = \left(\frac{D_c}{D}\right)^2 \left(\frac{N_c}{N}\right)^2 \left(\frac{K_p}{K_{pc}}\right) \left(\frac{\rho_c}{\rho}\right)$$

Denklem 1.5. Üçüncü Benzerlik Kanunu

$$\left(\frac{P_{vc}}{P_v}\right) = \left(\frac{D_c}{D}\right)^2 \left(\frac{N_c}{N}\right)^2 \left(\frac{\rho_c}{\rho}\right)$$

Denklem 1.6. Dördüncü Benzerlik Kanunu

$$\left(\frac{H_c}{H}\right) = \left(\frac{D_c}{D}\right)^5 \left(\frac{N_c}{N}\right)^3 \left(\frac{K_p}{K_{pc}}\right) \left(\frac{\rho_c}{\rho}\right)$$

Denklem 1.7. Beşinci Benzerlik Kanunu

$$P_{sc} = P_{tc} - P_{vc}$$

Denklem 1.8. Altıncı Benzerlik Kanunu

$$\eta_{sc} = \eta_{tc} \left(\frac{P_{sc}}{P_{tc}}\right)$$

Fan güç kanunu gibi, toplam fan basıncının 3.000 Pa'dan az olduğu durumlarda sıkıştırılabilirlik faktörü ihmal edilebilir. Basınç 3.000 Pa'dan yüksek olduğunda sıkıştırılabilirlik faktörü dâhil edilmelidir. AMCA Yayın No. 99'da, değiştirilmiş sıkıştırılabilirlik faktörü K_{pc} 'yi hesaplamak için bir denklem vardır.

1.4.1.2. Sadeleştirilmiş Benzerlik Kanunları - devir sayısı

Değiştirilmiş yegâne parametre devir sayısı ve basıncın 3.000 Pa'dan az olması nedeniyle sıkıştırılabilirlik faktörü ihmal edilebilir ise, denklemler önemli ölçüde sadeleştirilebilir. Fan devir sayısını değiştirerek, bir durumdan (Q, P, H) yeni bir duruma (Q_c , P_c , H_c) geçilir ve fan performans haritasını çıkarmak için, aşağıdaki denklemler kullanılır:

Denklem 1.9. Sadeleştirilmiş Benzerlik Kanunları

$$Q_c = Q \times \left(\frac{N_c}{N}\right)$$

$$P_c = P \times \left(\frac{N_c}{N}\right)^2$$

$$H_c = H \times \left(\frac{N_c}{N}\right)^3$$

Burada:

Q = debi, m³/s

P = basınç, Pa

H = fan tarafından çekilen güç, Watt

N = fan devir sayısı, dev/dk

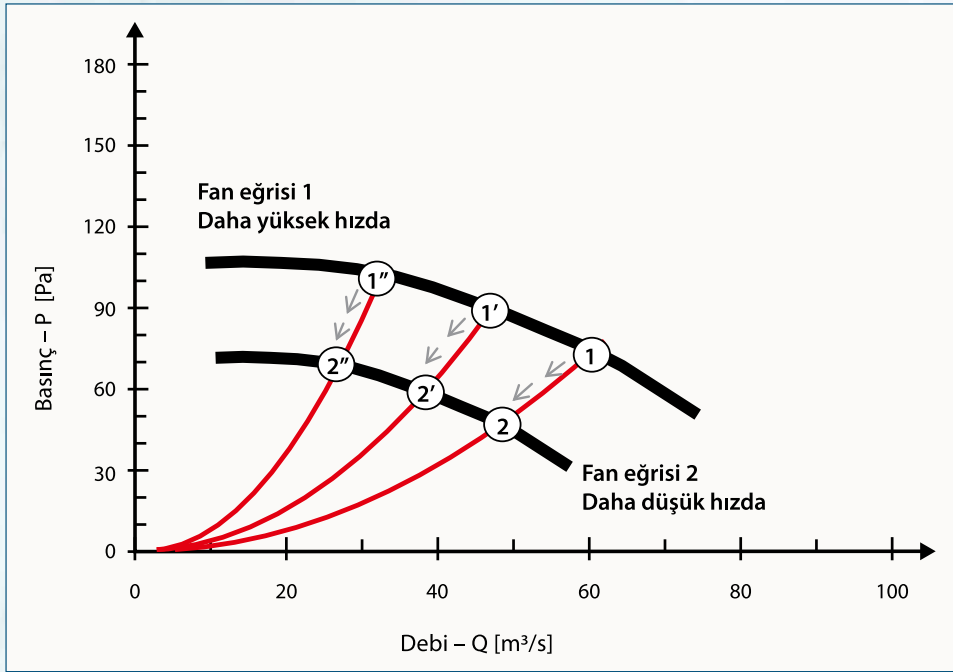
NOT: Altsimge "c" değiştirilmiş durumu, altsimgenin olmaması ise orijinal durumu gösterir.

Sadeleştirilmiş Benzerlik Kanunları yalnız fanın devir sayısındaki değişimi dikkate alır. Hız değiştiğinde:

- Debi, hız değişim oranıyla orantılı olarak değişir.
- Basınç, hız değişim oranının karesiyle değişir.
- Güç, hız değişim oranının küpüyle değişir.

Bu kanunların, fan eğrisi üzerinde aynı çalışma noktası için geçerli olduğuna dikkate ediniz. Benzerlik Kanunları, fan eğrisi üzerindeki diğer çalışma noktalarını tahmin etmek için kullanılmaz. Yukarıda belirtildiği üzere, Benzerlik Kanunları çok sayıda noktaya uygulanarak Şekil 1.10'da görüldüğü gibi yeni bir fan eğrisi elde etmek üzere kullanılabilir.

Şekil 1.10. Farklı fan hızları için fan performans eğrileri



Fanın devir sayısı değiştirildiğinde, fanın akışkan üzerindeki iş yapma yeteneği değiştirilmiş olur. Fan yavaşlatıldığında, akışkan üzerindeki iş yapma kapasitesi azaltılır. Fan daha hızlı dönmese, akışkanı (hava) da daha hızlı santrifüj etmez ve dolayısıyla daha az basınç ve debi sağlar. Dönme hızlandırıldığında, fan akışkan üzerinde daha fazla iş yapabilir; dolayısıyla, daha fazla basınç ve debi sağlar.

Fan Kanunu örneği: Devir sayısı değişimi

Aşağıdaki problemde, 1.200 dev/dk'da orijinal çalışmada:

Debi, Q : 23,595 m³/s

Basınç, P : 3.000 Pa

Güç, H : 128.700 W

elde edilmiştir.

Fan hızı 840 dev/dk'ya düşürülerek ve Fan Kanunları uygulanarak;

$$\left(\frac{N_c}{N} \right) \Rightarrow \left(\frac{840}{1200} \right) = 0.7$$

$$Q_c = Q \times \left(\frac{N_c}{N} \right) \quad Q_c \Rightarrow 23.595 \times 0.7 = 16.517$$

$$P_c = P \times \left(\frac{N_c}{N} \right)^2 \quad P_c \Rightarrow 3.000 \times (0.7)^2$$

$$P_c \Rightarrow 3.000 \times 0.49 = 1.470$$

$$H_c = H \times \left(\frac{N_c}{N} \right)^3 \quad H_c \Rightarrow 128.700 \times (0.7)^3$$

$$H_c \Rightarrow 128.700 \times 0.343 = 44.144$$

Daha düşük hızda yeni çalışma durumu (Q, P, H) aşağıdaki gibi elde edilir:

Debi, Q : 16,517 m³/s

Basınç, P: 1.470 Pa

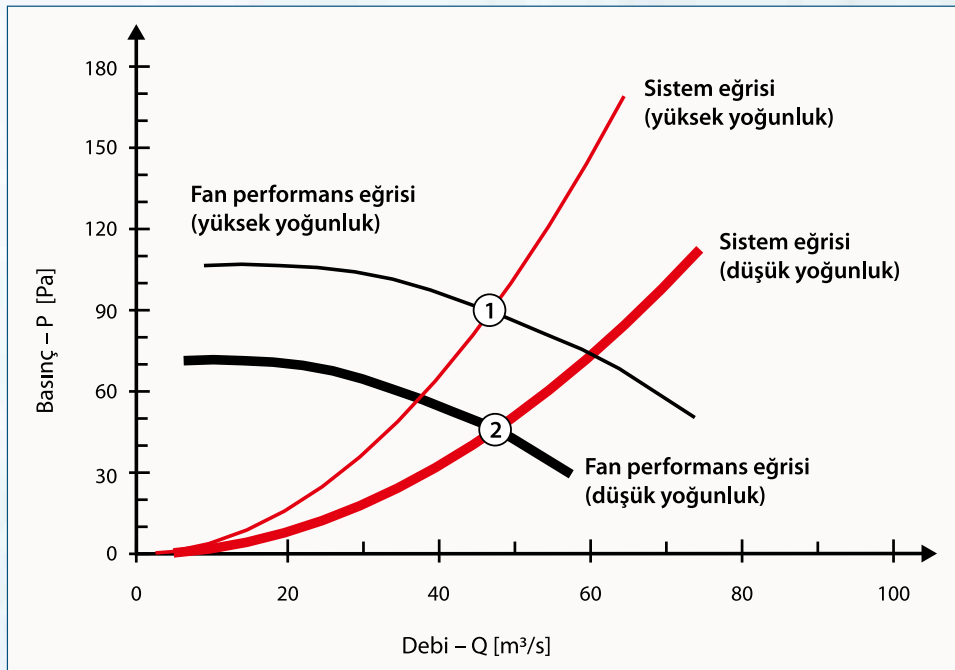
Güç, H : 44.144 W

1.4.1.3. Sadeleştirilmiş Benzerlik Kanunları - hava yoğunluğu

Yukarıda belirtildiği üzere, Benzerlik Kanunları, standart havadan farklı yoğunluğu olan bir akışkanı taşıırken, fanın nasıl performans göstereceğine ilişkin bilgiler verebilir. Fanın taşıdığı akışkanın yoğunluğu, fanın performansını büyük ölçüde etkiler. Deniz seviyesinin üzerinde çalışan fanlar, aynı devir sayısında deniz seviyesinde çalışanlarla aynı büyüklükte basınç yaratmazlar. Bazen endüstriyel proseslerde kullanılan, yüksek sıcaklıklarda çalışan fanlar için hava yoğunluğu da bir sorundur.

Buna karşılık, kanallarda akış direnci, hava yoğunluğuyla orantılı olarak azalır. Şekil 1.11, bir fan eğrisi ve sistem eğrisi üzerinde hava yoğunluğunun etkilerini göstermektedir.

Şekil 1.11. Fan eğrisi ve sistem eğrisi üzerinde hava yoğunluğunun etkileri



Aşağıdaki sadeleştirilmiş Benzerlik Kanunları, azaltılmış yoğunlukta fan performansını düzeltmek içindir:

Denklem 1.10. Azaltılmış yoğunlukta fan performansının düzeltilmesi için sadeleştirilmiş benzerlik denklemleri

$$Q_c = Q$$

$$P_c = P \times \left(\frac{\rho_c}{\rho} \right)$$

$$H_c = H \times \left(\frac{\rho_c}{\rho} \right)$$

Fanın temelde sabit hacimli bir makine olması nedeniyle, debi (Q)'nin sabit kaldığına dikkat ediniz. Basınç, değiştirilmiş yoğunluğun standart (ya da orijinal) yoğunluğa oranı kadar azalır. Güç de yoğunluk oranıyla orantılı olarak değişir.

Fan Kanunu örneği: Hava yoğunluğu değişimi

Aşağıdaki problemde, 1,20 kg/m³ yoğunlukta orijinal çalışmada:

Debi, $Q = 23,595 \text{ m}^3/\text{s}$
 Basınç, $P = 3.000 \text{ Pa}$
 Güç, $H = 128.700 \text{ W}$

elde edilmektedir.

Fan, daha düşük yoğunlukta (0,840 kg/m³) havayı taşırsa:

$$Q_c = Q$$

$$P_c = P \times \left(\frac{\rho_c}{\rho} \right)$$

$$H_c = H \times \left(\frac{\rho_c}{\rho} \right)$$

$$\left(\frac{\rho_c}{\rho} \right) \Rightarrow \left(\frac{840}{1.200} \right) = 0.7$$

$$Q_c \Rightarrow 23.595$$

$$P_c \Rightarrow 3.000 \times 0.7 = 2.100$$

$$H_c \Rightarrow 128.700 \times 0.7 = 90.090$$

Daha düşük yoğunlukta fanın çalışmasına ilişkin yeni değerler:

Debi : 23,595 m³/s
 Basınç : 2.100 Pa
 Güç : 90.090 W

1.4.1.4. Yeni işletim koşullarında fan performansının tahmin edilmesi

Talimat: Tek başınıza çalışarak aşağıdaki hesaplamaları yapınız:

Orijinal fan performans parametreleri:

Debi : 27 m³/s
 Basınç : 2.500 Pa

Güç : 96.430 W
Devir sayısı : 1.200 dev/dk
Yoğunluk : 1,2 kg/m³

1. Devir sayısı 900 dev/dk'ya düşürülürse oluşacak fan performansını bulunuz:

Debi _____
Basınç _____
Güç _____

2. Fanın, yoğunluğu 1 kg/m³'ten düşük bir gazı taşıyor olması halinde fan performansını bulunuz (@1.200 dev/dk):

Debi _____
Basınç _____
Güç _____

1.4.2. Fan sistem kontrolü

Fanlar temelde sabit hacimli makinelerdir. Değişken debi elde etmek üzere damperler ve değişken hız sürücüleri kullanılır. Bu yöntemlerin bazıları (değişken giriş kanatları, değişken hız sürücüleri), fan gücünü büyük ölçüde azaltarak debiyi kontrol edebilir; diğer yöntemler ise (çıkış panjur damperleri) akışı kısar, öte yandan giriş panjur damperleri gibi aygıtlar kullanan bazı yöntemler de her iki etkiyi bir miktar oluştururlar.

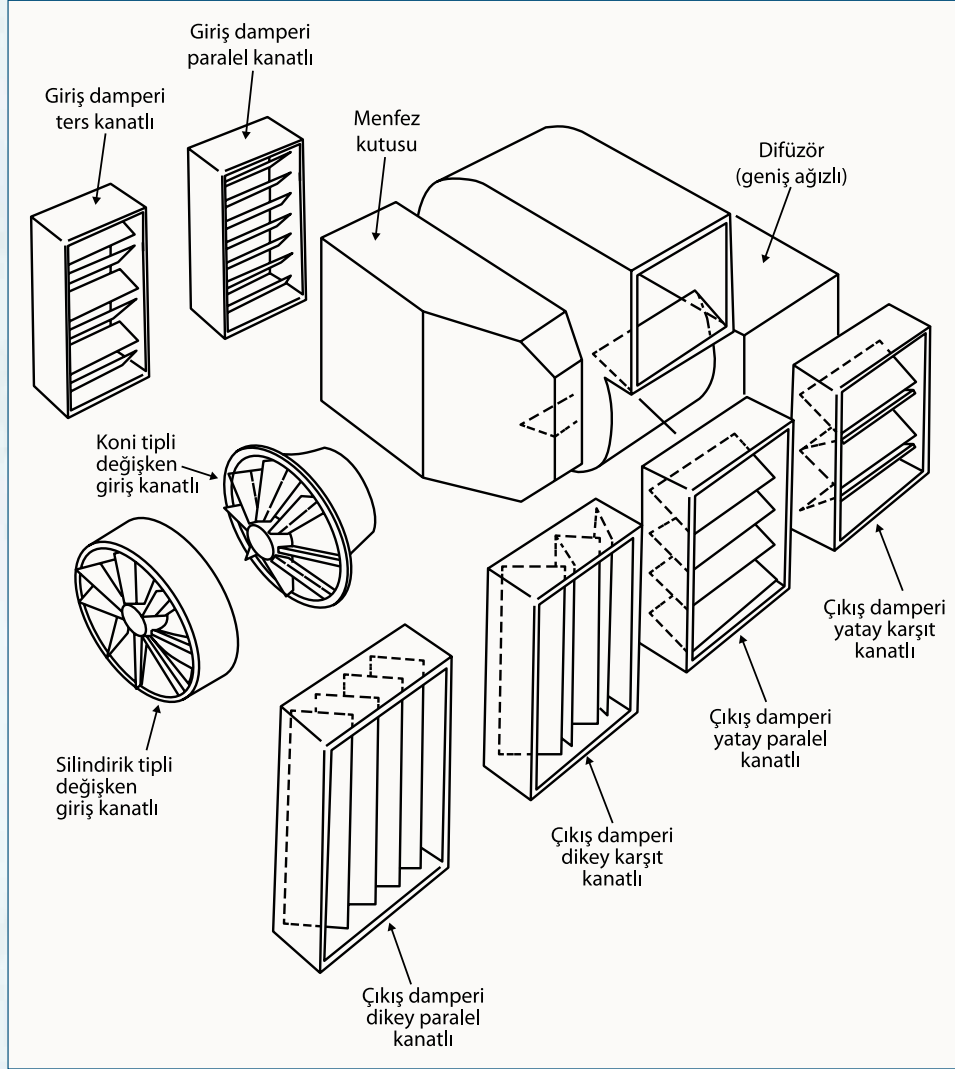
Akışı kısmak, aynı zamanda “fan eğrisine binmek” olarak da adlandırılan bir kontrol stratejisidir. Deneyimsiz operatörler, akışı kısıttıklarında akım şiddetinin düştüğünü görünce doğru şeyi yaptıklarını sanırlar. Ne yazık ki, damperdeki basınç düşüşü nedeniyle oluşan enerji kaybını görmezler.

1.4.2.1. Damperler

Damperler hava akışını yavaşlatan veya kısmen engelleyen cihazlardır. Değişken debinin istendiği birçok proste faydalı olmalarına karşın, damperler, genellikle abartılı boyutlandırılmış fanları proses ihtiyaçlarıyla eşleştirmek için yanlış kullanılır. Damperlerin yanlış kullanımı, sistem veriminin azalmasına sebep olur. Aslında, kısmen veya çoğunlukla kapanmış bir damper, genellikle iyi bir optimizasyon fırsatı demektir.

İdeal olarak damperler hava akışını yalnızca %10 veya daha az kısmak için kullanılmalıdır. Abartılı boyutlandırılmış bir fan, proses ihtiyaçlarını sağlamak amacıyla bir kısma cihazı olarak kullanılmamalıdır. Hava akışını kısmaktansa, fanı yavaşlatmak veya yeni bir fan seçmek çok daha iyidir. Çünkü, fanı yavaşlatmak veya değiştirmek enerji tasarrufuna imkân verecektir. Damper kullanarak hava akışını kısmak ise, enerji israfına yol açar ve akışta darbelenmelere neden olabilir; bu işlem, proses sorunlarına ve kanallarda gerilme nedeniyle çatlamalara yol açabilir.

Şekil 1.12. Fan aksesuarları
(AMCA'nın izniyle)



Değişken hız sürücülerini ucuz ve güvenilir hale gelmeden önce, sistemdeki akışı dinamik olarak değiştirmenin tek yolu damperler idi. Bu yüzden, endüstriyel fan sistemlerinde birçok optimizasyon fırsatı bulunabilir. Beş yıllık veya daha eski değişken akış sistemleri muhtemelen iyi birer optimizasyon fırsatıdır. Daha yeni sistemler için Şekil 1.12'ye bakınız. Hem çıkış damperleri hem de giriş damperleri kullanımından kaçınılmalıdır. Değişken giriş kanatları, debiyi yalnız %10 veya %15 oranında kısmak için uygundur. Bu konuda, Bölüm 1.4.2.2'de daha fazla ayrıntı verilmektedir.

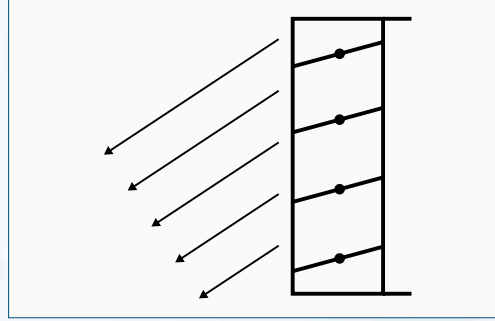
1.4.2.2. Damper tipleri

Paralel kanatlı: Bu tip damperdeki paralel kanatlar, akışı kanalın bir tarafına atma eğilimindedir ve verimsiz, tekbiçim (*uniform*) olmayan hava akışına neden olabilir.

Paralel kanatlı damperlerin en iyi kullanımı, tam açık veya tam kapalı pozisyonlar için kapatma damperi olarak kullanılmalıdır. Örneğin, duvar tipi aksel bir boşaltım fanında veya birden çok fanın paralel olarak kullanıldığı hallerde, fan açıkken damper açık, fan kapalıyken damper kapalı biçiminde kullanılabilir.

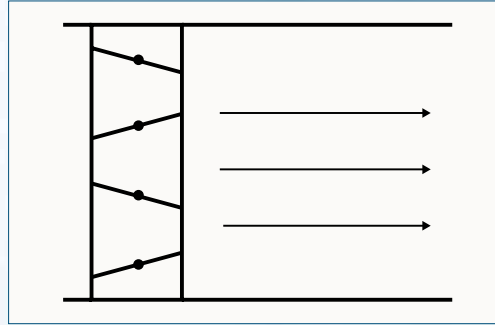
Paralel kanatlı damperler, bazen, fan girişinde kullanılır; bu durumda damper, fana giren hava üzerinde bir ön burğu (*pre-swirl*) oluşturmak suretiyle fanın yükünü biraz hafifletir.

Şekil 1.13. Paralel kanatlı damper
(AMCA'nın izniyle)



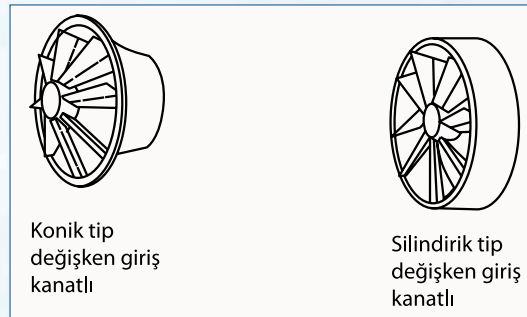
Ters kanatlı damper: Ters kanatlı damperde, her kanat kendine bitişik kanadın ters yönünde döner. Ters kanatlı damper, akış aşağısında tekbiçim (*uniform*) hava akışı yaratır ve paralel kanatlı damperlere göre kontrolleri biraz daha karardır.

Şekil 1.14. Ters kanatlı damper
(AMCA'nın izniyle)



Değişken giriş kanadı (VIV): Değişken giriş kanatları, fanın girişinde bir pervane gibi düzenlenmiş pasta dilimi biçimli kanatlardan oluşur; kanatlar, hava akışını artırmak veya azaltmak üzere döndürülebilir.

Şekil 1.15. Değişken giriş kanatları
(AMCA'nın izniyle)



1.4.2.3. Damper konumları

Damperler sistemdeki konumlarına göre ve damperin fiziksel tipine göre sınıflandırılır.

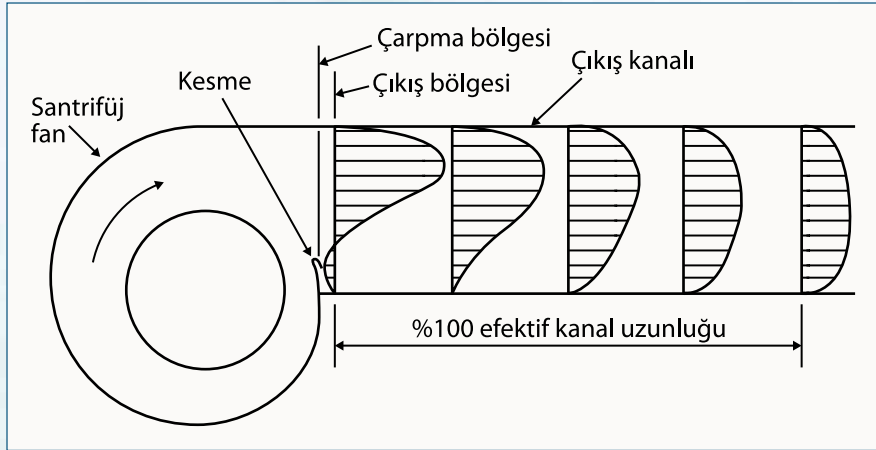
Giriş panjur damperi (ILD): Fan girişinde bulunan damperdir. ILD'ler paralel kanatlıdır ve menfez kutusu ile birlikte kullanılır. Damper kapanmaya başladığında, hava, kutunun bir yanına atılır ve girişte ön burgu (*pre-swirl*) oluşturur; bu ise, fanın yükünü çıkış damperine göre biraz daha verimli biçimde azaltır.

Çıkış panjur damperi (OLD): Fanın çıkışına takılan damperdir.

Verimlilik perspektifinden bakıldığında, fan sistemi genelinde damperin olabileceği en kötü yer burasıdır. Akışın büyük bir kısmı çıkışın bir yanına atıldığından, fan çıkışından hava geldiğinde akış dağılımı çok bozuktur (tekbiçim olmaktan çok uzaktır). Sonuçta akışın tamamı, damperin sadece bir bölümünden sıkışarak geçmeye çalışır (bakınız Şekil 1.16.) Bu yüksek hızlı hava yığıntısı dampere çarptığında, kayıplar aynı debi için damper kataloğunda belirtilenden çok daha yüksektir; çünkü, damper kataloğunda damper yüzeyi boyunca tekbiçim hız dağılımı varsayılmaktadır.

Şekil 1.16. Fan çıkışı hız dağılımı

(AMCA'nın izniyle)



Sistem Damperi: Kanalın içinde, herhangi bir yerde bulunan damper, sistem damperi olarak anılır. Sistem damperi; ters kanatlı damper, paralel kanatlı damper, kelebek damper veya tek yapraklı (tek kanatlı) damper olabilir. Önemli basınç kaybına neden olan bir sistem damperi, iyi bir optimizasyon fırsatı göstergesi olabilir.

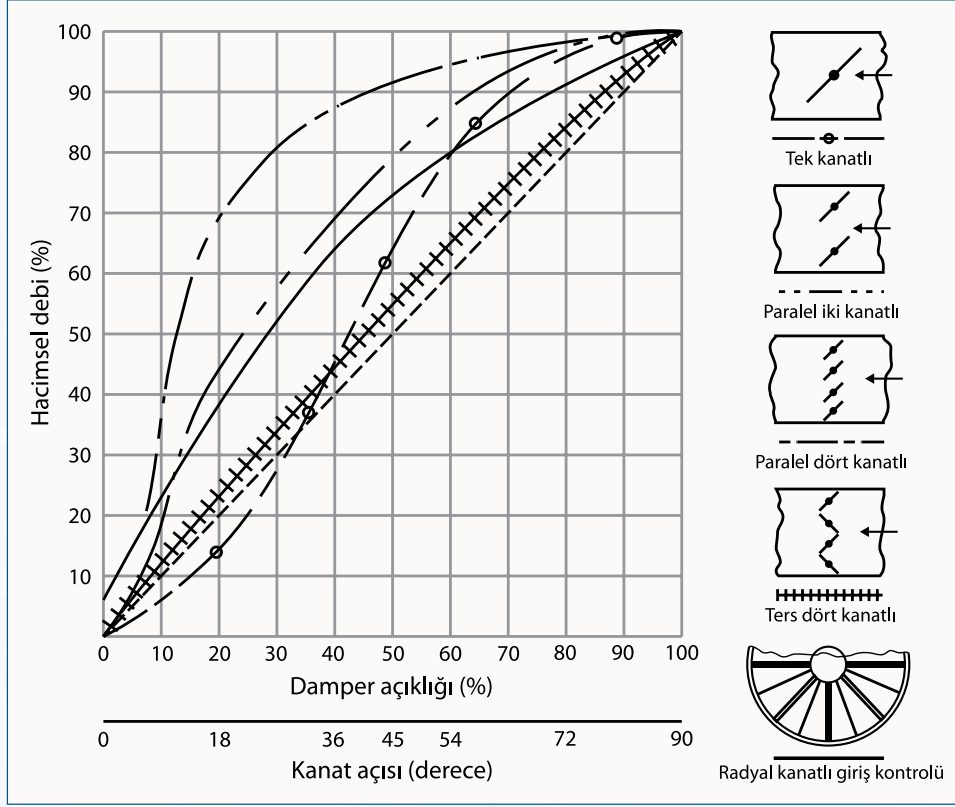
1.4.2.4. Damper tepkisi

Şekil 1.17'de görüldüğü gibi, bir damperde debi değişimi lineer değildir. Ancak, dört kanatlı ters damper debisi, doğrusal debi değişimine oldukça yaklaşıyor.

Fanın giriş veya çıkışında, tek kanatlı döner tip damper kullanılmaktan kaçınılmalıdır. Çünkü, bu, akış profilinde önemli ölçüde bozulma yaratabilir ve ağır sistem etkilerine neden olabilir.

Şekil 1.17. Damperden hava akışı

(Bill Cory'nin izniyle)



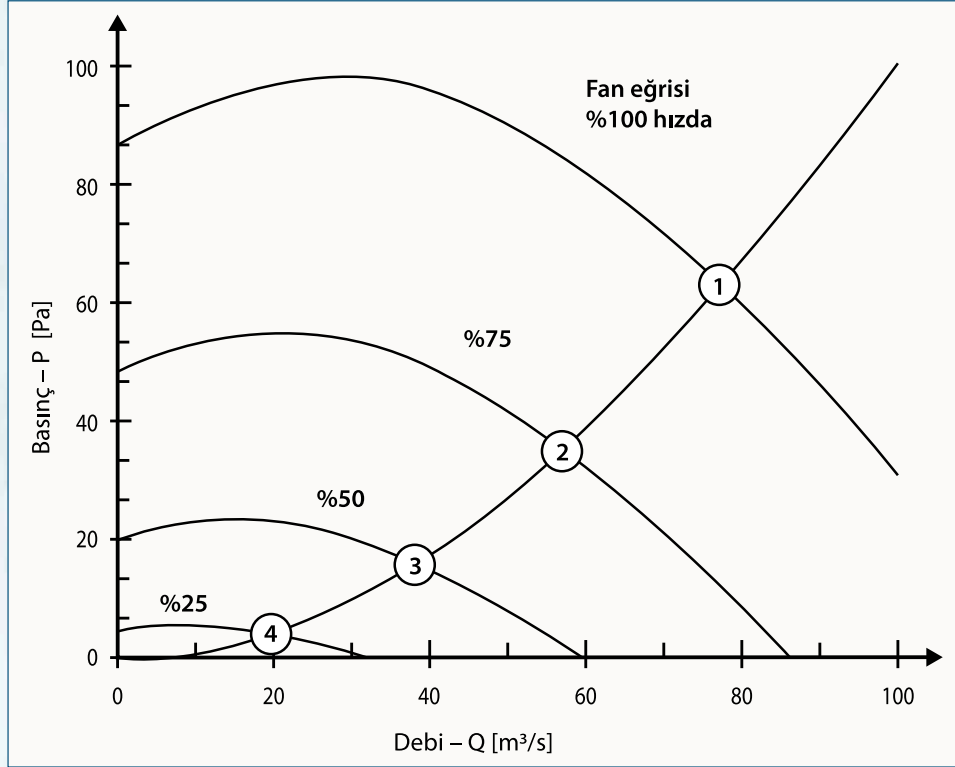
1.4.2.5. Değişken frekanslı sürücü

Değişken frekanslı sürücüler (VFD'ler), değişken hız sürücüleri (VSD) olarak bilinir: Ayarlanabilir frekanslı sürücüler (AFD), ayarlanabilir hız sürücüleri (ASD) ve darbe genişliği modülasyonlu (PWM) sürücüler. Tüm bu isimler temelde aynı cihazı kasteder. Bunların verimi %90 ilâ 95 düzeyindedir.

Değişken frekanslı sürücüler büyük esneklik sağlar. Motor hızını sürekli biçimde ayarlayabilir ve dolayısıyla, fanın kapasitesini değişen proses debi ihtiyaçlarına uyarlar. Son yıllarda, bu sürücülerin maliyeti sürekli azalmakta, güvenilirliği de artmaktadır.

VFD'ler fanı yavaşlatmak suretiyle, makinenin iş yapma yeteneğini azaltır. Fan yavaşladığında daha az debi ve basınç üretir. Şekil 1.18'de görüldüğü üzere, VFD fanı yavaşlattığında, çalışma noktası 1'den 2'ye kayar. Fan Benzerlik Kanunlarına uygun olarak, güç (hacimdeki değişimin küpüyle orantılı biçimde) düşer.

Şekil 1.18. Değişken hız sürücülü fan performans eğrisi



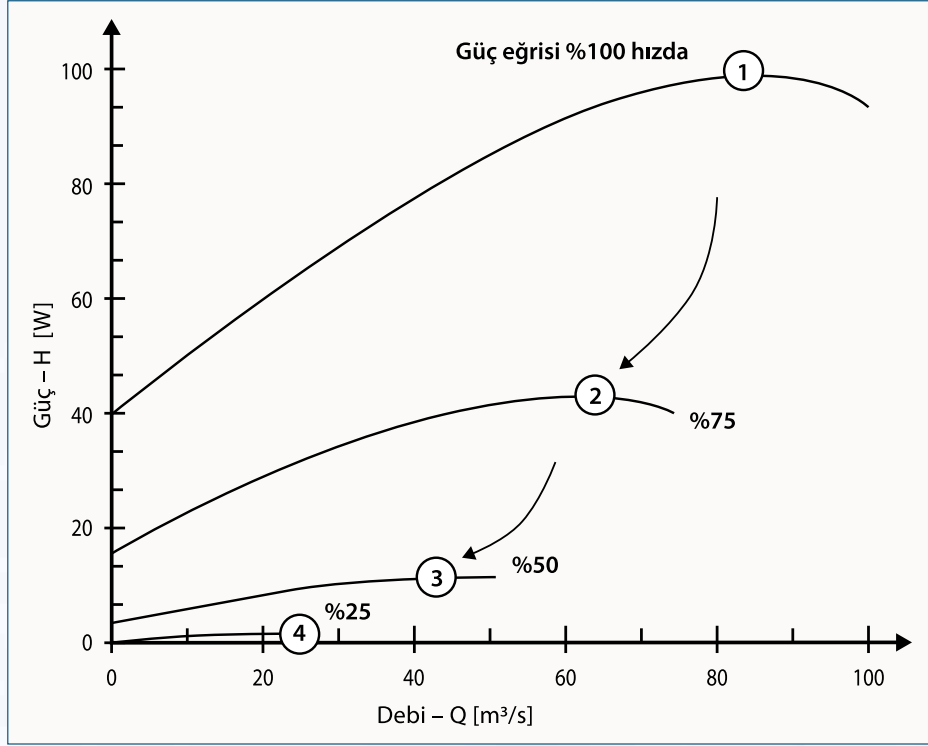
Küçük fan motorları (15 kW altında) için, değişken hız sürücüsü satın alınması, yeni bir kayışlı sürücünün kayış oranını belirlemek amacıyla yapılacak fizibilite etüdünden daha ucuz olabilir. Büyük motorlar için, VFD'ler oldukça maliyetli olabilir. Özellikle, debi ihtiyaçları nispeten sabitse, kayışlı sürücü, yeni bir pervane veya yeni bir fan gibi daha düşük maliyetli alternatifler değerlendirilmelidir.

VFD'ler, prosesin değişken debiye ihtiyaç duyduğu durumlarda gerçekten işe yarar. Abartılı boyutlandırma nedeniyle, fan, olması gerektiğinin iki misli kadar büyükse ve proses değişken debilere ihtiyaç duyuyorsa, yeni ve daha küçük bir fan ve daha küçük bir motor ve VFD satın alma seçeneği düşünülmelidir.

Güvenilirlik: Mekanik ve elektrikli cihazların güvenilirliklerini araştıran insanlar bazen, orta gerilimli VFD'lere temkinli yaklaşırlar. Ancak, düşük gerilimli (460 volt) sürücüler, uygun biçimde özellikleri belirlenir ve yerleşik bir üreticiden alınırsa, daha güvenilir olur.

UYARI: VFD'ler, bazen, bilgisayarlar, elektronik cihazlar veya diğer VFD'lere bile büyük zarar verebilecek güç kalitesi sorunlarına neden olur.

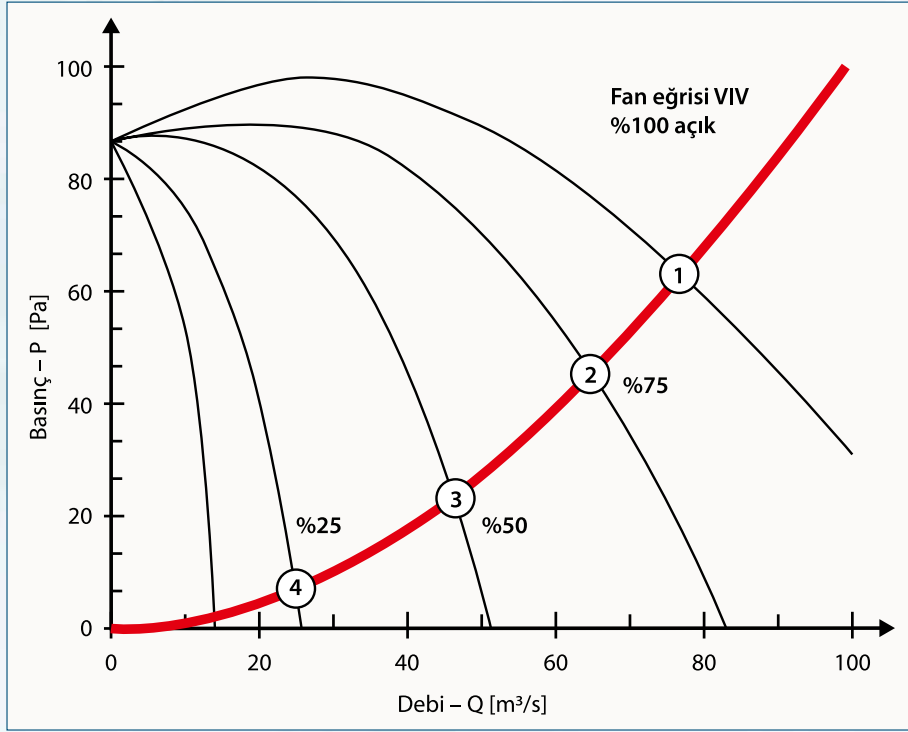
Şekil 1.19. Değişken hız sürücülü fan güç eğrisi



1.4.2.6. Değişken giriş kanatlı kontrol

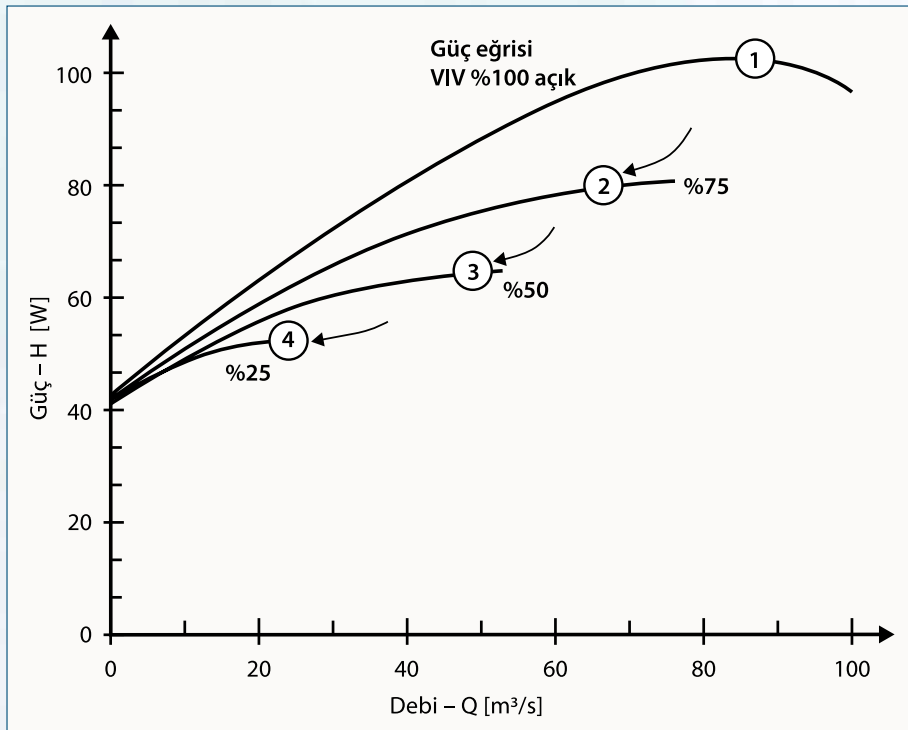
Değişken giriş kanatları (VIV'ler), giriş havasında, gerçekte fanın yükünü boşaltan, gücünü azaltan ve dolayısıyla makinenin performansını değiştiren bir burğu (*swirl*) yaratır. VIV'ler ters kanatlı veya paralel kanatlı damperlerden biraz daha verimlidir; ancak, yine de, debiyi yalnız %100'den %85'e kadar kısmak için kullanılmalıdır. VIV'ler böyle bir görev için oldukça maliyet etkin ve verimli birer araç olabilir. Ancak, %75'ten daha düşük düzeyde açık olduklarında, VIV'ler hava akışını engelleme eğilimindedirler ve hava akışını kısımlarına vanası gibi çalışırlar. Aşağıda sunulan Şekil 1.20'de, fan eğrisindeki değişime bakınız.

Şekil 1.20. Değişken giriş kanatlı fan performans eğrisi



Giriş kanatlarının pozisyonu, fan için güç eğrisini değiştirir. Aşağıda, Şekil 1.21'de, birkaç damper pozisyonu için, temsil edici güç eğrileri gösterilmiştir. Kanatlar %75 kapalı olduğunda, güç kullanımı nokta 1'den nokta 2'ye kayar.

Şekil 1.21. Değişken giriş kanatları için değişen güç eğrileri



Örneğin, daimi olarak %40'a ayarlanmış VIV'li bir sistem, muhtemelen abartılı boyutlandırılmıştır. Durum buysa, önce mümkünse hızı azaltmak, sonra da daha düşük olan yeni kontrol aralığının üst ucunda kontrol gerçekleştirmek üzere VIV'i kullanmak gereklidir.

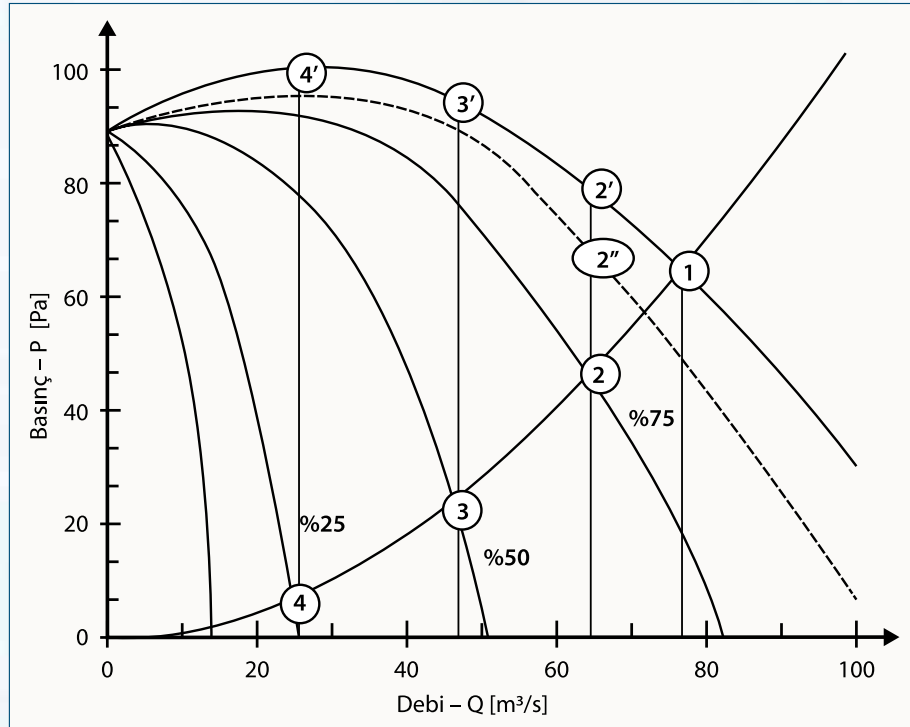
Ayrıca, çapı 50 cm'den daha az olan bir fan üzerinde VIV kullanılması iyi bir fikir değildir. Çünkü, daha küçük fanlarda göbek, fan girişinin önemli bir kısmını bloke etmektedir. Küçük fanlarda bu blokaj, damper açık olduğunda dahi, basınç düşüşüne neden olur.

1.4.2.7. Giriş panjur damperiyle kontrol

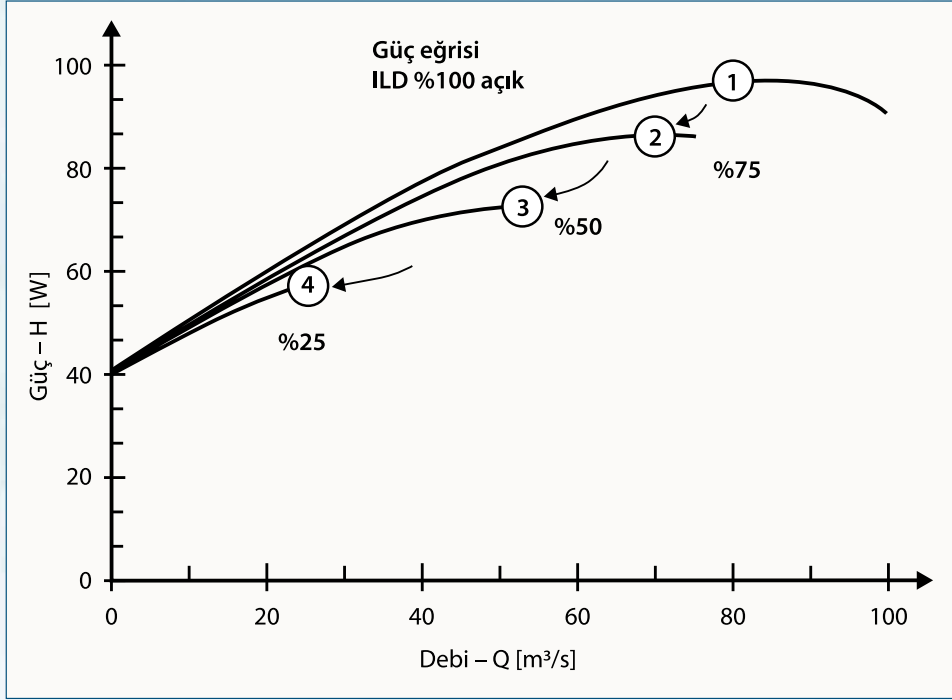
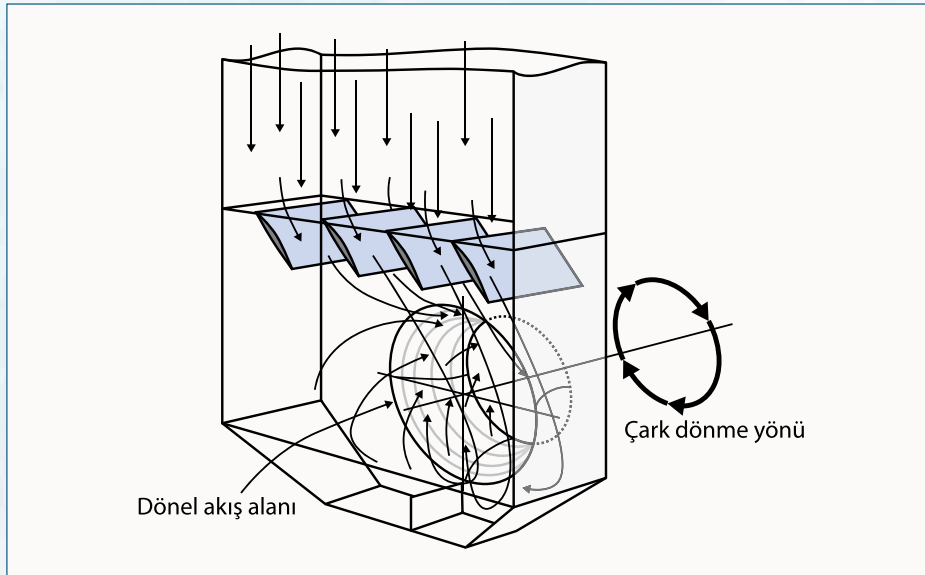
Giriş panjur damperleri, çıkış panjur damperlerinden biraz daha iyidir. Ancak, yeni tasarımlarda bunlardan da kaçınılmalıdır. Bu damperlere eski sistemlerde rastlanırsa, muhtemel optimizasyon fırsatı teşkil ederler. Giriş panjur damperi (ILD), fanın menfez kutusuna takılmış paralel kanatlı bir damperdir. Damper kapanmaya başladığında, hava kutunun bir yanına atılır ve girişte, Şekil 1.20'de görüldüğü biçimde bir ön burgu oluşur.

Aşağıda sunulan Şekil 1.22, damper tam açıkken çalışma noktası olarak nokta 1'i göstermektedir. Damper kapanmaya başladığında, çalışma noktası sistem için nokta (2)'ye ve fan için nokta (2')'ye kayar. Damperin etkisinin iki türlü olduğuna dikkat ediniz; ön burgu nedeniyle bu azalmanın bir bileşeni vardır ve damperden geçişte kayıp nedeniyle başka bir bileşeni vardır. Nokta (2'') fanın ön burgulu çalışma noktasını ve (2) ile (2'') arasındaki dikey mesafe de, damperden geçişteki kaybı temsil eder.

Şekil 1.22. Giriş panjur damperi için fan performans eğrisi



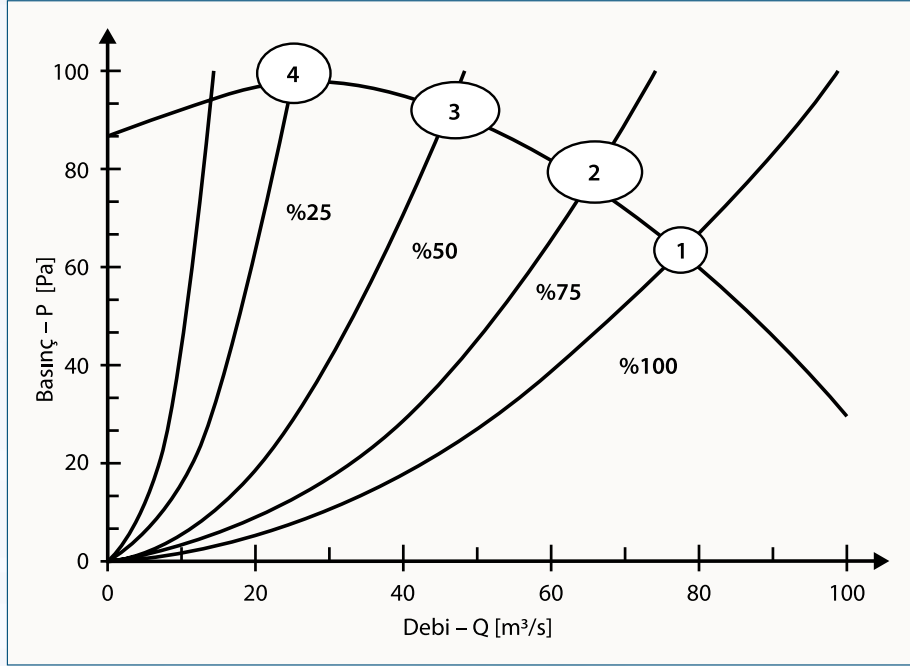
Şekil 1.23. Giriş panjur damperi için fan güç eğrileri

Şekil 1.24. ILD kısmen kapalıyken menfez kutusunda burgulu akış
(Bill Cory'nin izniyle)

1.4.2.8. Çıkış panjur damperiyle kontrol

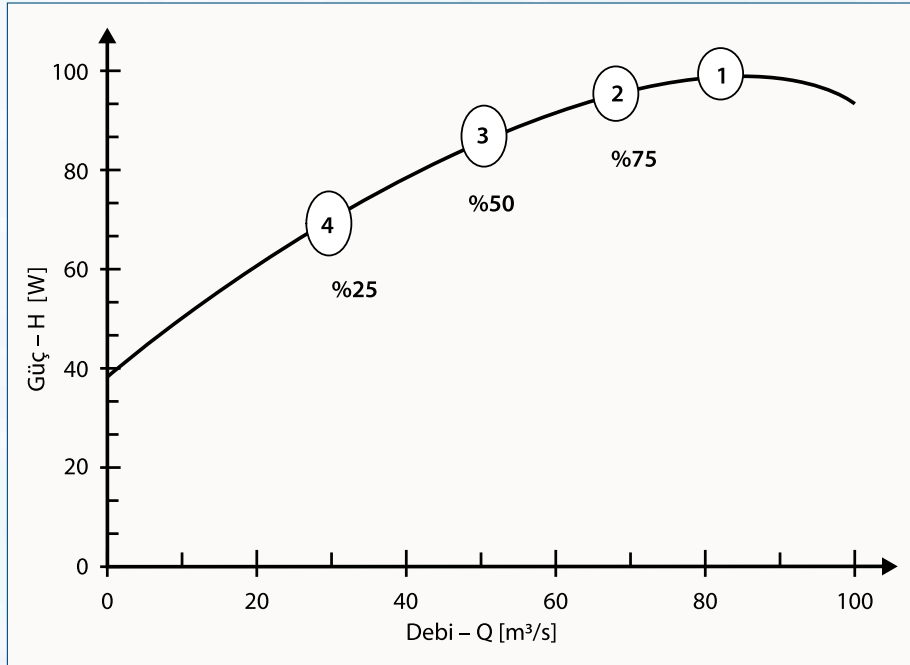
Ne yazık ki birçok fan çıkış panjur damperleriyle kontrol edilmektedir. Sistemde damper iki biçimde düşünülür. Birincisi, damperi sistemin bir parçası olarak görmektir. Şekil 1.25'te görüldüğü gibi, damper kapandığında sistem direnci artar ve fan, fan eğrisinde nokta 2'ye kayar.

Şekil 1.25. Çıkış panjur damperi için fan eğrisi



Dolayısıyla, bu kontrol yöntemi, aynı zamanda "fan eğrisine binmek" olarak da bilinir.

Şekil 1.26. Çıkış panjur damperi için fan güç eğrisi

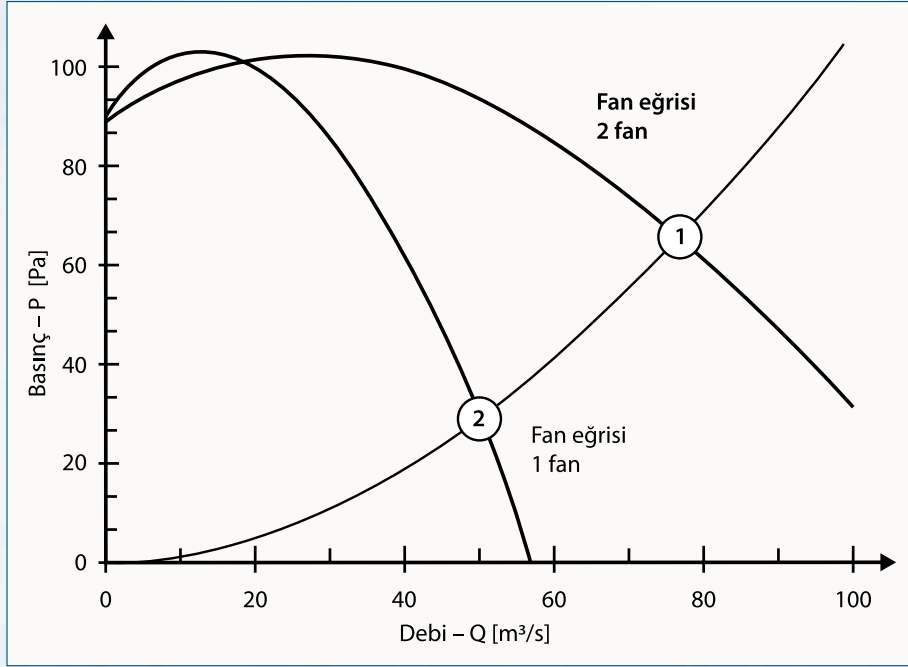


Fan eğrisine binerken güçte çok küçük değişiklikler olur. Çünkü, debi azalıyor olmasına rağmen, fanındaki basınç artışı daha büyük olur. Nokta 1 ile nokta 4 arasında güç ve debiyi karşılaştırınız. Debi, %75 kadar dramatik biçimde azalmış, ancak güç yalnız %40 azalmıştır.

1.4.2.9. Paralel fanlar

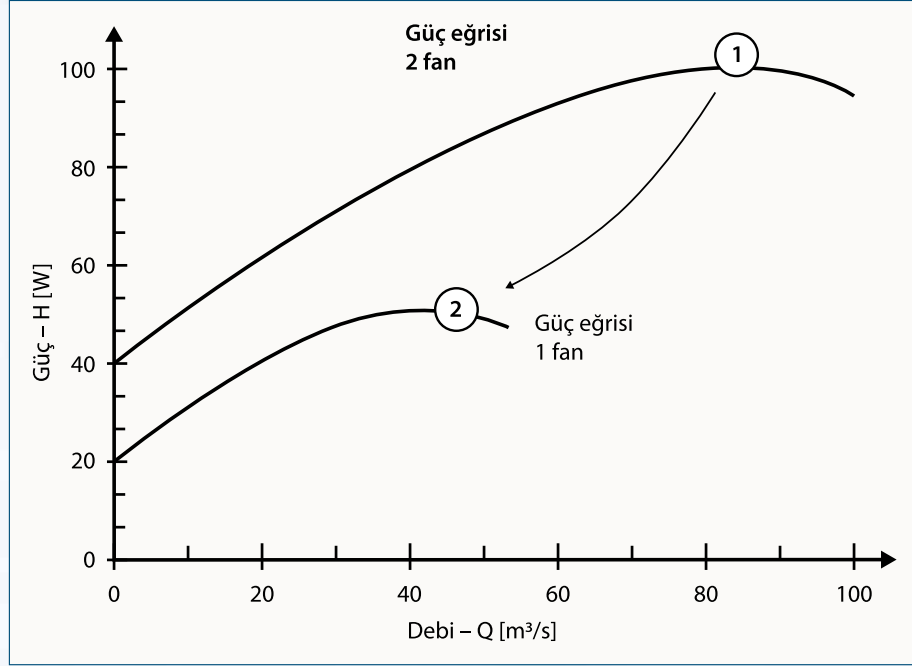
Büyük sistemlerde debiyi değiştirmenin diğer bir yolu da 2 veya 3 (veya daha fazla) fanı paralel olarak kullanmaktır. Aşağıda sunulan Şekil 1.27'de, aynı yüke hizmet eden iki paralel fanın performansı gösterilmektedir. Her iki fan çalışırken, sistem, nokta 1'de çalışır. Bir fan kapalıyken, çalışma noktası nokta 2'ye kayar. Sistem ihtiyaçlarına bağlı olarak, ILD, VIV veya VSD gibi daha incelikli kontrol yöntemleri de olabilir. Fanlar paralel çalıştıklarında, fazlalık veya yedekleme gibi ilâve bir avantaj sunarlar. İki fan paralel çalışırken bir fandaki motor, kayışlar veya yataklar arıza yaparsa, diğer fan toplam debinin %60'ını sağlamaya devam edebilecektir.

Şekil 1.27. Paralel iki fan için fan performans eğrisi



İki fan paralel çalıştırıldığında, fanlardan biri durup diğeri çalışırken geri akış veya girdap oluşumunu önlemek üzere, sızdırmazlığı çok sıkı sağlanmış bir dizi kapama damperi bulunması gerekir. Aksi halde, akış, çalıştırılmayan fanı bir yel değirmeni gibi döndürür. Yel değirmeni etkisi, hava akışı nedeniyle pervaneyi döndürür ve bakım işçileri için güvensiz bir durum yaratabilir. Ağır pervanenin dönüşünün yarattığı mekanik tehlikeye ek olarak, motor için de tehlike oluşabilir. Çünkü işçiler motor devresinde elektrik olmadığını düşünürken, gerçekte motor jeneratör gibi işlev görmeye çalışmaktadır.

Şekil 1.28. Paralel iki fan için fan güç eğrisi



Fanlar ayrıca, daha yüksek basınç sağlamak üzere seri düzende kullanılabilirler. Ancak, bunun avantajları, genellikle mühendislik çalışmalarını haklı kılmayacak derecede azdır. Yüksek basınç gerekiyorsa, genellikle daha yüksek dereceli bir fan veya üfleyici kullanılır.

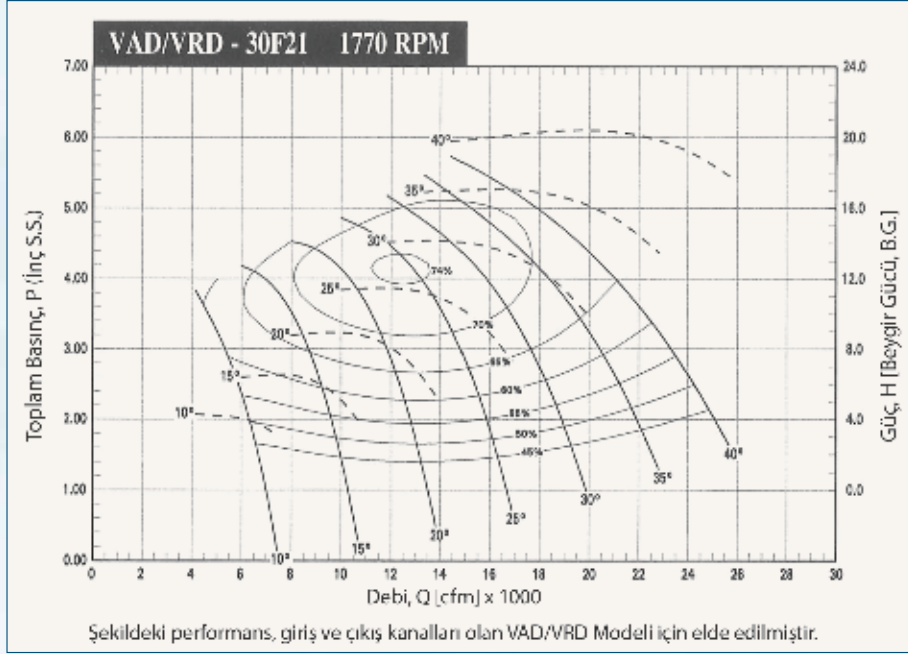
1.4.2.10. Hareketli değişken eğimli (eksenel akışlı) fanlar

Değişken eğimli (VP) pervanelere sahip fanlar, hareket halindeyken eğimi değiştirecek derecede karmaşık bir makine imal etmenin maliyeti nedeniyle pek yaygın değildir. Değişken eğim, değişken hava hacimli (VAV) sistemlerde çok faydalıdır. Ancak, daha pahalı olduğundan, örneğin maden kuyusu havalandırması gibi uzmanlaşmış uygulamalarda kullanılır.

Eksenel fanlarda kanat eğimi, karakteristik eğriyi belirler.

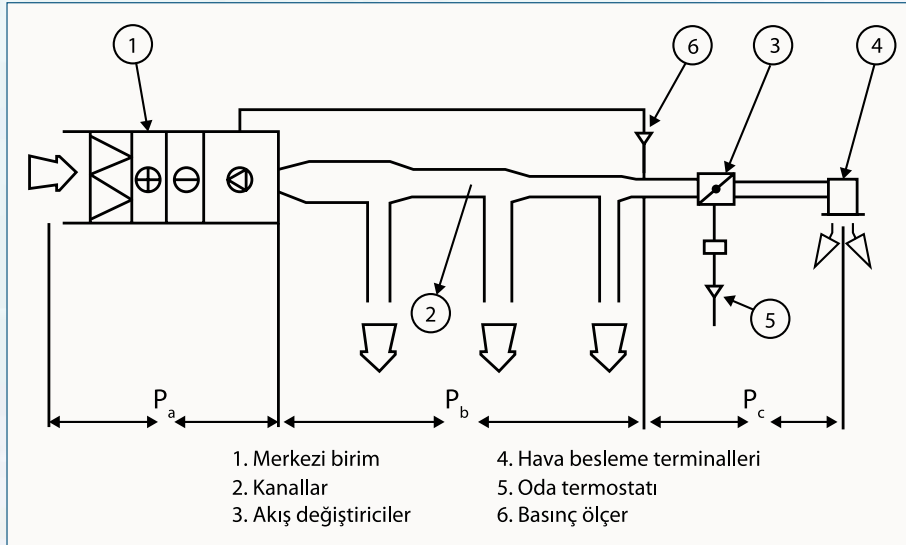
Aşağıda görüldüğü üzere, 30 inç (770 mm) çapında bir fan için, gereken basınç 3 inç (750 Pa) ise, fan 10° kanat açısıyla yaklaşık 500 cfm (2,36 m³/s) debi sağlar. Kanat eğimi 40°'ye yükseltirse, 750 Pa'da sağlanan debi 10,85 m³/s (2.300 cfm)'ye yükselir.

Şekil 1.29. Değişken eğimli aksenal fan karakteristik eğrisi
(Greenheck Corp.'un izniyle)



1.4.2.11. Değişken hava hacimli (VAV) sistemler

Şekil 1.30. Değişken hava hacimli sistem
(Bill Cory'nin izniyle)



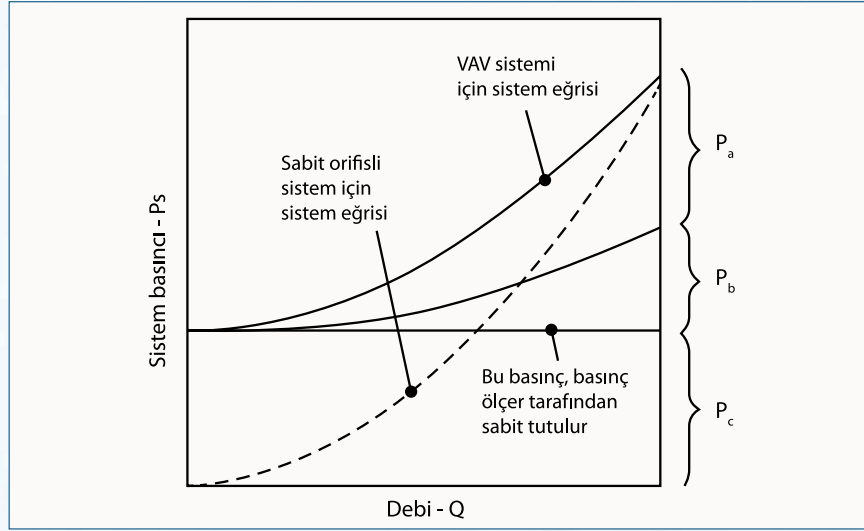
Değişken hava hacimli kontrol, israf yaratan yeniden ısıtmayı ortadan kaldırma yeteneği nedeniyle, modern ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) hava besleme sistemlerinde çok yaygın hale gelmiştir. Bir akış değiştiricisi (bazen VAV kutusu da denir) açılıp kapanarak, binanın doğu veya batı cephesinde insanların zaman zaman bulunması veya gün ışığının durumu nedeniyle soğutma yükündeki değişime karşılık olarak soğutma havasının miktarını değiştirir. Eski sabit hacimli sistemler, genellikle, oldukça israfli ve verimsiz bir yöntem olan "besle-

me havasının sıcaklığını yükselterek havayı ısıtmak suretiyle”, soğutma yükünün düşük olduğu zamanda bir ortamın aşırı soğumasına karşı önlem almaktadır.

Tipik VAV kontrolleri, son VAV kutusuna giden yolun 2/3'ü kadar bir yerde sabit bir basıncı muhafaza eder. Böylece, fan, daima sabit miktarda basınç üretir. Fan üzerindeki net etki, pompa sistemlerindeki statik düşü olgusuna benzer. Dolayısıyla, sistem eğrisi (0,0) noktasından geçmez; Ancak, sistem eğrisi, aşağıda görüldüğü şekilde y-eksenini basınç ayar noktasında keser.

Şekil 1.31. VAV sistemi tipik karakteristik eğrisi

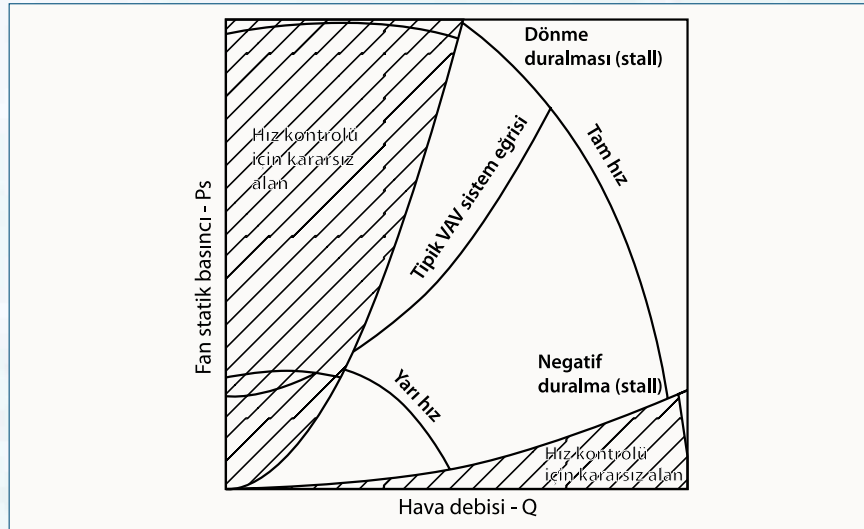
(Bill Cory'nin izniyle)



Şekil 1.32'de gösterildiği gibi, %50 hızın altına inmek pek akıllıca olmaz. Çünkü, bunu yapmak duralmaya (stall) neden olabilir. Pratik temelde, fan çalışıyorsa, duralmadan (stall) kaçınmak için VAV kutuları tasarım hava debisinin en azından yaklaşık %20 ilâ 25'ini sağlamalıdır.

Şekil 1.32. Geriye eğimli kanatlı fanlar için VAV sistem karakteristik eğrisi ve fan duralma (stall) bölgeleri

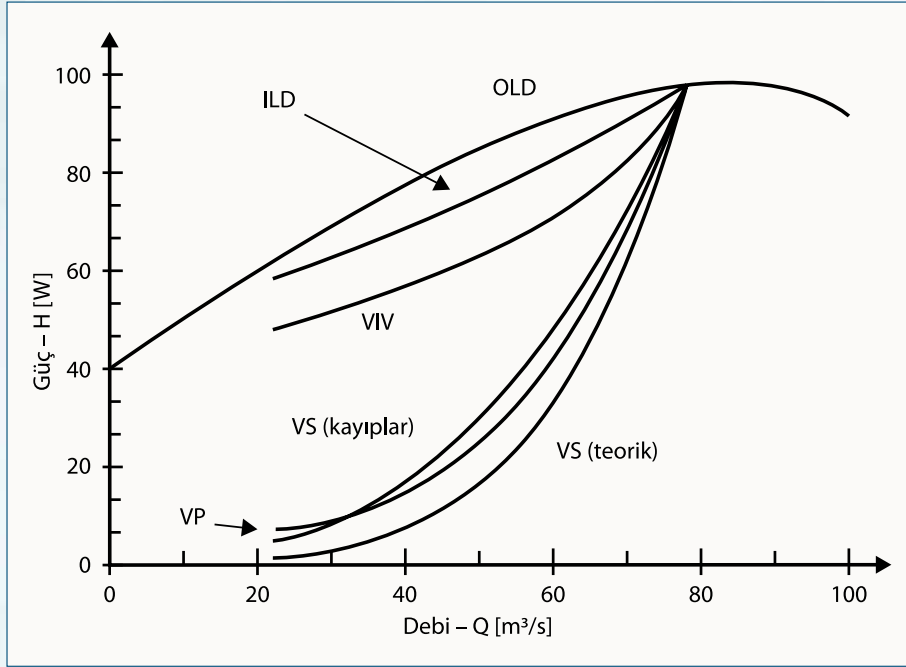
(Bill Cory'nin izniyle)



1.4.2.12. Kontrol yöntemlerinin karşılaştırılması

Şekil 1.33'de fan sistemlerini kontrol yöntemleri karşılaştırılmaktadır. Çıkış panjur damperleri (OLD) ve giriş panjur damperleri (ILD), maliyeti en ucuz olan ve en yaygın kullanılan kontrol tipidir. Ancak, bunlar aynı zamanda, fanları kontrol etmenin en verimsiz yoludur. VIV'ler biraz daha pahalıdır ve biraz daha verimlidir. Kontrol aralığının üst ucunda, %100'den %85'e kadar uzanan alanda VIV nispeten verimli olabilir ve takılması da düşük maliyetli olabilir.

Şekil 1.33. Fan kontrol yöntemlerinin karşılaştırılması



Şekil 1.33'te gösterilen en verimli kontrol VS teorik eğrisidir. Bu, değişken hız sürücü kayıplarının olmadığı bir değişken hızlı kontrol sisteminin performansını göstermektedir. VFD'lerin çoğu, normal debi aralığı üzerinde %5 ile 10 arasında değişen kayıplara sahip olduğundan, gerçek performans VS (kayıplar) eğrisiyle gösterilmiştir.

1.4.2.13. Fan kontrollerinin karşılaştırılması

Talimat: Tek başınıza çalışarak, aşağıda verilen kısmi yük koşullarında güç karakteristiklerini belirlemek üzere diyagramları yorumlayınız.

Tasarım Noktası (tam akış):

Debi : 30 m³/s

Basınç : 6.000 Pa

Hız : 1.480 dev/dk

Güç : 203 kW

Verim : %87

Doğrudan sürüş

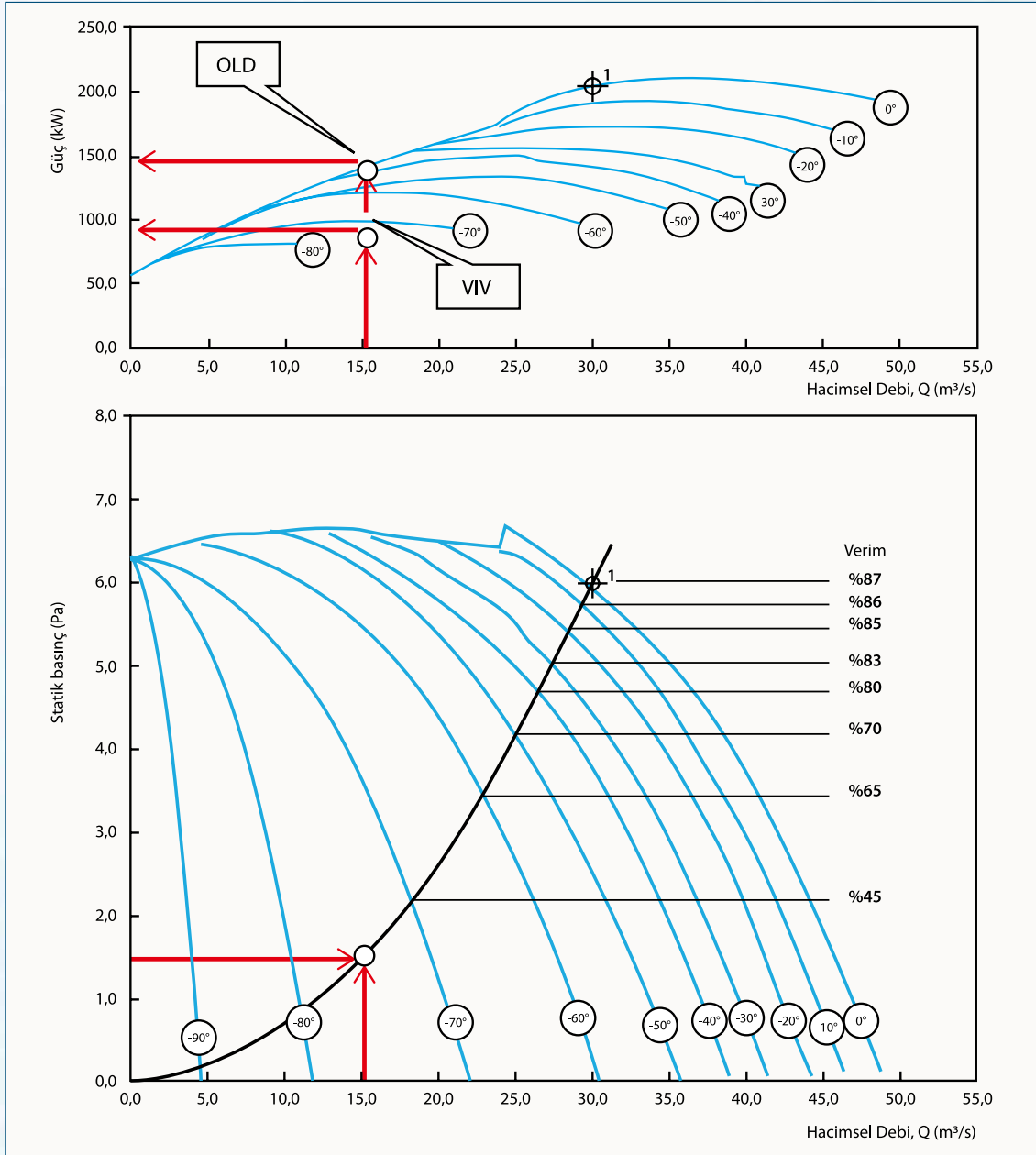
Proses ihtiyaçları, 1.500 Pa'da 15 m³/s ise:

a. VIV kontrolü kullanıldığında gücü tahmin ediniz. [İpucu: Damperin pozisyonu nedir?]

b. OLD kullanıldığında gücü tahmin ediniz. [İpucu: VIV güç eğrisi ile OLD güç eğrisi arasındaki bağıntı nasıldır?]

c. VFD kullanıldığında gücü tahmin ediniz. [İpucu: Sürücü verimini %95 varsayınız (yani, 220 kW'ın %5'i kayıp)].

Şekil 1.34. VIV kontrolü



1.5. Fan Sistemi Ölçüm İhtiyaçlarının Tanımlanması

1.5.1. Fan sistem performansı ölçüm araçları

Fan performansı, fanın fonksiyonunu kesin olarak tespit etmek için ölçülür. Bu amaç, fanın debi, basınç ve güç bakımından performansını tam olarak tanımlamayı içerir.

Bunun ardından performans verileri, üreticinin kataloğundaki fan değerleri ile karşılaştırılır. Bu karşılaştırma yapılırken aşağıdaki faktörlerin dikkate alınması gerekir:

- Katalog değerleri, laboratuvar ortamında ideal koşullarda geliştirilmiştir.
- Fanın devir sayısı ve basılan havanın yoğunluğu için düzeltmeler yapmak gerekebilir.

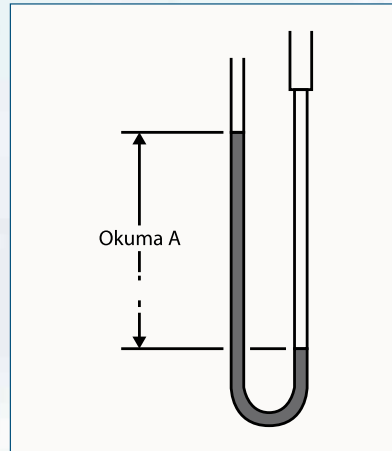
Gerekli düzeltmeler yapıldıktan sonra, açıklaması olmayan her kayıp ya sistem etkisi sonucunda olmaktadır ya da yıpranmış veya kirlenmiş fan kanatları, hava kaçakları veya fan pervanesinin çalışma açıklığının yanlış olması gibi sorunlardan doğmaktadır. Böylece, performans verileri toplandığında verim hesaplanabilir.

Fan performans verilerini toplarken, testin zamanlanması proses ile koordine edilmelidir. Test esnasında prosesin durumu kaydedilmelidir. Örneğin, bir çelik fabrikasında, damperler farklı zamanlarda açılıp kapanıyor olabilir. Test esnasında damperlerin durumu kaydedilmelidir. İdeal olarak test, hava akışının en kararlı olduğu zamanda yapılmalıdır. Fan testlerine ilişkin olarak bakınız: *ISO 5802 Endüstriyel Fanlar-Yerinde Performans Testi ve/veya AMCA 203 Fan Sistemleri Saha Performans Ölçümü*.

1.5.1.1. Manometreler

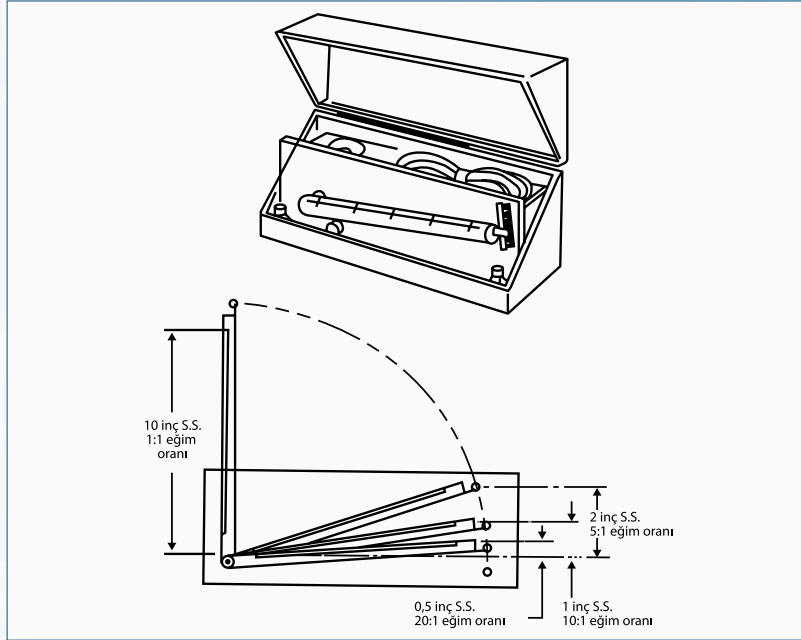
Temel manometre, "U" biçiminde bükülmüş bir plastik tüpten ibarettir. Tüpün içine genelde su olmak üzere sıvı konulur. Tüpün her iki ucu açık olursa, akışkan normal olarak kendi seviyesini bulmaya çalışır. Tüpün bir tarafına basınç uygulanırsa ve diğer tarafı atmosfer basıncına açık kalırsa, basıncın negatif veya pozitif olmasına göre akışkan aşağıya veya yukarıya hareket eder. Bu da, Pascal cinsinden basınç ölçümüne dönüştürülür.

Şekil 1.35. U tüplü manometre
(AMCA'nın izniyle)



Küçük basınç farklarını ölçmek için eğik manometre çok daha büyük doğruluk sağlar.

Şekil 1.36. Eğik tüplü manometre
(AMCA'nın izniyle)



Her iki türden manometrenin dezavantajı, açık tüpte sıvı bulunmasıdır. Ölçülen basınç beklenenden çok yüksek olursa, tüpün açık ucundan sıvı dışarı akar.

Manometrenin elektronik versiyonu olan dijital manometrede saçılacak, dökülecek sıvı bulunmaz. Dijital manometrede iki port vardır. Portlardan biri kullanılırsa, okunan değer atmosfer basıncına bağlıdır. Her iki port kullanılıyorsa, okunan değer iki port arasındaki fark basıncını gösterir.

Manometre üreticileri hem aralık hem de çözünürlük belirtirler. Bilinen veya beklenen statik basınç, manometrenin aralığına giriyor olmalıdır.

Şekil 1.37. Dijital manometre



Manometre satın almayı düşünürken, sisteminizde tam ölçüm yapmak için birden fazla manometre satın almanız gerekli olabilir. Örneğin, manometrelerden birisi makul basınç aralığına sahipken, ikincisi de hız basıncını ölçecek hassas çözünürlüğe sahip olur.

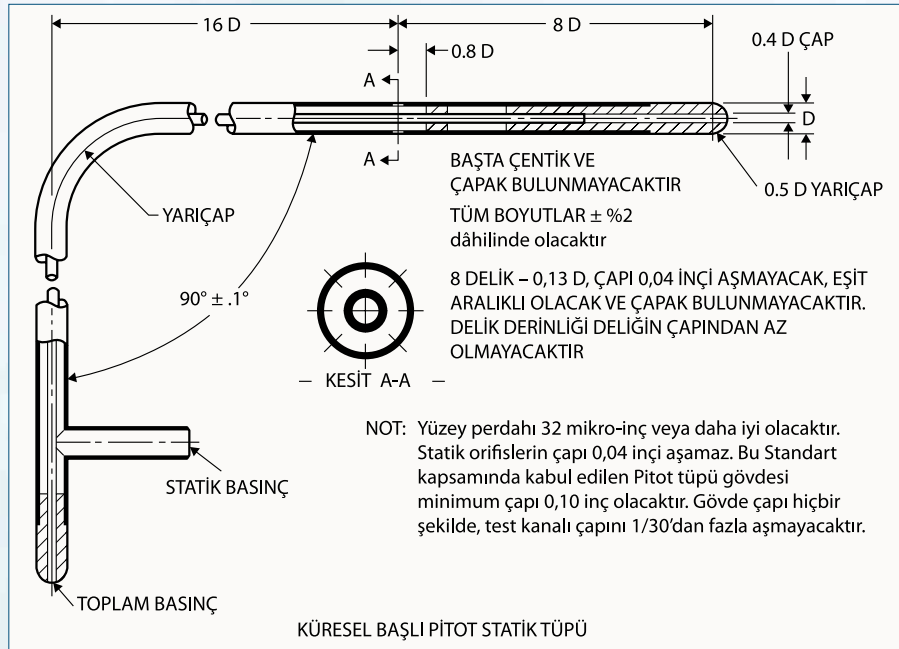
1.5.1.2. Pitot tüpleri

Pitot tüpleri, toplam basınç ve statik basınç ölçmek için kullanılır. Bu değerlerden yararlanılarak hız basıncı hesaplanabilir. Pitot tüpleri manometreler ile bağlantılı olarak kullanılır. İki tür Pitot tüpü vardır:

- 1) Küresel başlı Pitot statik tüpü. Hava akışında nem veya parçacıklar olduğunda statik tüp tıkanmaya maruz kalabilir.

Şekil 1.38. Küresel başlı, elipsoid başlı Pitot statik tüpü

(AMCA'nın izniyle 203-90)

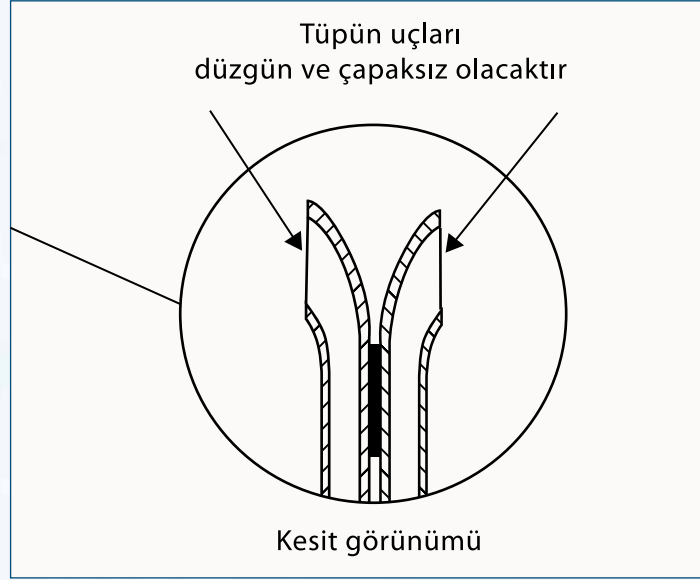


- 2) Çift karşıt tüp. Aynı zamanda, ters etki tüpü, birleşik karşıt tüp veya S tipi tüp olarak da adlandırılır. Parçacıklar veya nem söz konusu olduğunda bu tip daha uygundur.

Şekil 1.39. Çift karşıt tüp



Şekil 1.40. Çift karşıt tüp – ucun yakın görünümü
(AMCA'nın izniyle)



Pitot tüpünü kullanmak için önce kanalda delikler açılır, ardından tüpün ucu akış yukarısını gösterecek şekilde tüp deliğe sokulur. Hava hızının oluşturduğu kuvvet tüpün ağzından alınır ve bu da toplam basınç değerini verir. Tüpün etrafındaki bir dizi delikler, diğer bir deyişle yan portlar, statik basıncın ölçülmesini sağlar. Hız basıncı değerini almak için eğik manometre veya mikro manometre kullanılır; öte yandan, statik ve toplam basınç değerleri için standart manometre kullanılabilir.

Pitot tüpü, kanalın genişliği kadar uzun olmalıdır; aksi halde gereken tüm ölçümleri almak için kanalın karşı kenarından sokulması gerekecektir. Ayrıca, Pitot tüpü ile manometre arasındaki hortumları bağlarken çok sıkı sızdırmazlık gereklidir. Zamanla gevşeyen doğal kauçuktan yapılmış boruların ucundan bir parça kesilerek yeni bir kısmın açığa çıkarılması gerekebilir.

1.5.1.3. Barometreler

Barometre, vakuma kıyasla yerel atmosfer basıncını kPa cinsinden ölçer.

Çeşitli barometre tipleri vardır. Basınç bilgisi ayrıca yerel havalimanından da öğrenilebilir. Ancak, havalimanının vereceği basınç, deniz seviyesine göre düzeltilmiş basınç olacaktır ve yerel yüksekliğe göre de düzeltilmesi gerekir.

Fan ölçümleri yapılmadan önce ve yapıldıktan sonra barometrik basınç ölçülmelidir.

1.5.1.4. Takometreler

Takometre, fan ve motorun devir sayısını dakikada devir cinsinden ölçer. Üç tür takometre vardır:

- 1) Strob: Bu türden takometre, dönen milin hareketini dondurmak için ışık çakımlarını kullanır. Dikkatle kullanılmalıdır. Çünkü, deneyimsiz operatörler kazara harmonik frekans gözlemlerlerse yanlış bir değer elde edebilirler.
- 2) Optik: Fan milinin etrafına yansıtıcı bant yerleştirilerek devir sayısı belirlenir. Bu türden takometreyi kullanmak için fanı kapatmak gerekir.

- 3) Doğrudan temas: Bu yöntem, motor ve fan millerinin ucuna erişim gerektirir. Devir sayısı fan çalışırken ölçülür. Fan yüksek hızda çalışıyorsa, güvenlik önemli bir sorun haline gelir.

Şekil 1.41. Strob takometre



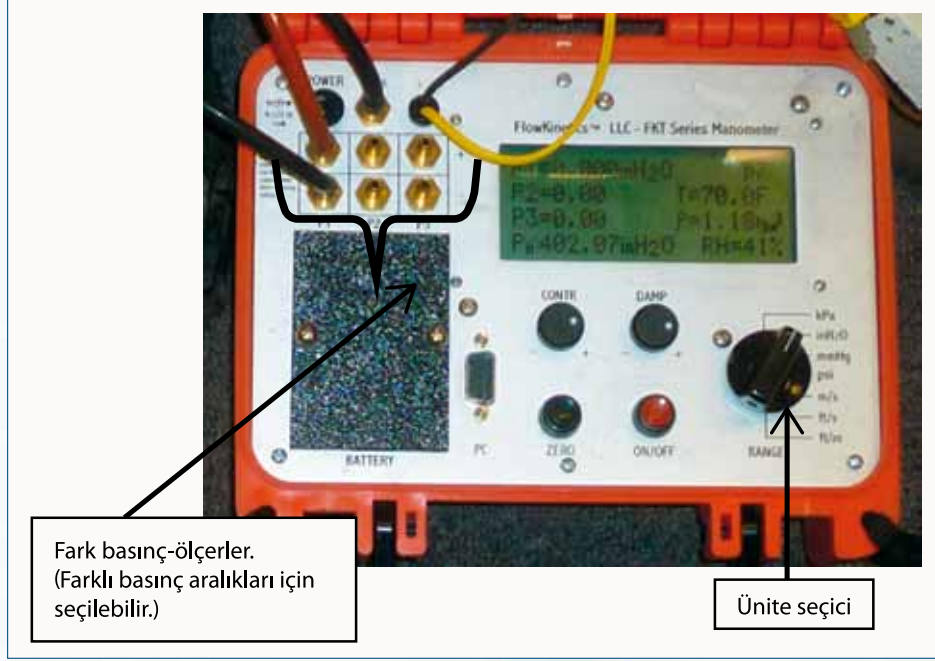
1.5.1.5. FlowKinetics (FKT) manometre

FlowKinetics modeli FKT manometre sisteminin, üç ayrı fark basıncını aynı anda ölçebilecek üç fark basınç-ölçeri vardır: Barometrik basınç portu, K tipi ısılıçift ve ortam bağıl nem algılayıcı. Bir seçici anahtar ile farklı üniteler seçilebilmektedir.

Otomatik sıfırlama fonksiyonu, çevrimiçi ölçer kalibrasyonu yapılmasını sağlar. Pil grubu yanı sıra 12 voltluk AC adaptörü de vardır.

Ne yazık ki bu üniteye yerleşik veri depolama sistemi yoktur. Bunun yerine, ayrı yazılım bir dizüstü bilgisayara yüklenir ve standart RS-232 seri kablo kullanılarak kişisel bilgisayar ile iletişim sağlanır. Excel eklentisi sayesinde, zaman damgalı veri satırları kaydedilir; kullanıcının fan performans verileri ile proses verilerini (üretim tonajı, buhar sistemi akışı vs.) eşleştirebilmesi sağlanır.

Şekil 1.42. FKT manometre yakın görünüm
(Bill Hunter'in izniyle)



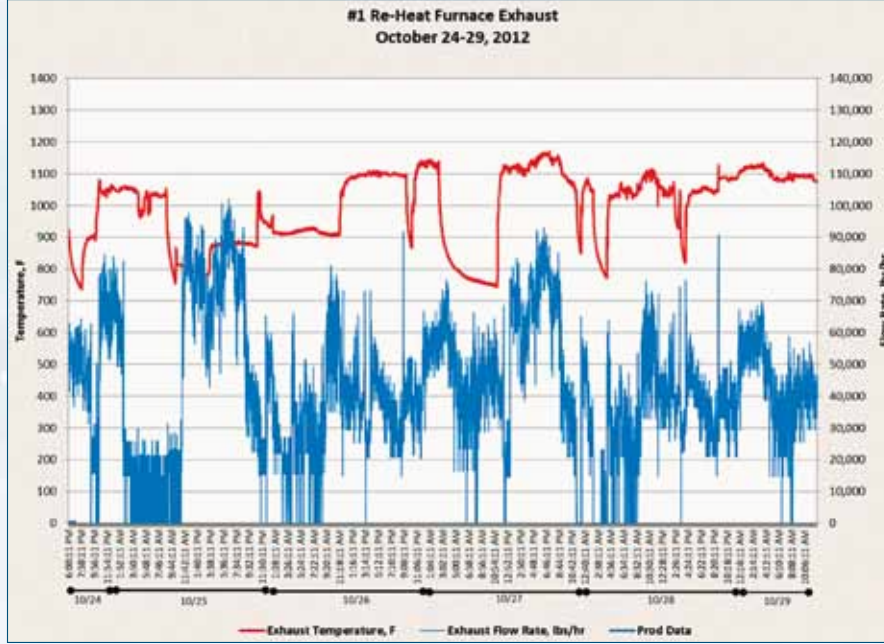
Şekil 1.43. FKT manometre ve aksesuarları
(Bill Hunter'in izniyle)



Yukarıdaki şekilde komple teçhizat seti görülmektedir: küçük Pitot tüpü, K tipi ısıt çift ve nem algılayıcı.

Veriler hesap çizelgesine kaydedildiğinde, Excel kullanılarak veriler tablo haline getirilebilir ve grafik çizilebilir. Aşağıdaki Şekil 1.44'te FKT veri kütükleme sisteminin sağladığı sürekli veri kütükleme örneği verilmiştir:

Şekil 1.44. FKT manometre verileri
(Bill Hunter'ın izniyle)



1.5.2. FSO terimleri ve teçhizatı çalışma sayfası

Talimat: Tek başınıza çalışarak ve aşağıdaki listeden yararlanarak (her terimi yalnız bir kez kullanarak), boşlukları uygun terim veya teçhizat ile doldurunuz.

ampermetre / barometre / hız basıncı / manometre / mikro manometre /
ölçüm düzlemi / performans testi / Pitot çift karşıt tüpü / Pitot statik tüpü /
psikrometre / statik basınç / takometre / toplam basınç / voltmetre

1. Bir fan _____'ını tamamlamak için debi, basınç ve gücü ölçmeniz gerekir.
2. _____, kanal içinde fan ölçümünü alacağınız bir yerdir.
3. _____ ve _____, güç devresinde elektrik akımını ve elektrik gerilimini ölçmek için kullanılır.
4. _____, fan sistemlerinde hava hareketlerine ilişkin küçük basınç farklarını ölçmede daha büyük doğruluk sağlamak için sıvı ile doldurulmuş ve eğik yapılmıştır.
5. _____, havanın hareketiyle bağlantılı olan basınçtır.
6. Yerel atmosfer basıncı bir _____ ile ölçülür.
7. _____, günümüzde genellikle hortumlar ile Pitot tüpüne bağlanan ve fan sisteminde basınç değerlerini veren bir elektronik cihazdır.
8. _____, manometreye bağlanır ve kanala daldırılır, temiz gaz akımlarının hız basıncını ölçmede kullanılır.
9. _____, fanın devir sayısını ölçer.
10. Yaş termometre ve kuru termometre sıcaklıkları, _____ ile ölçülür.
11. Kirliliği gaz akımlarının hız basıncını ölçmek için _____ kullanılır.
12. _____, kanalın duvarlarını dışarıya doğru iten basınçtır.
13. _____, hız ve statik basıncın toplamıdır.

1.6. ISO Fan Sistem Standartlarına Giriş

1.6.1. Fan sistemlerinin ölçülmesi

Fan sisteminin performansını ölçmek ve doğru sonuç elde etmek için oldukça iyi düzeyde bilgi ve beceri gereklidir. Ayrıca, izlenmesi gereken fan performansı test prosedürlerini ortaya koyan birkaç farklı rehber ilkeler ve standartlar kümesi vardır.

Burada sorun, her rehber ilke ve standardın biraz farklı sonuç vermesidir. Dünya ekonomisi daha bütünleştikçe, fan sistemi performansının yerinde ölçümünü düzenleyen ISO standardını benimsemek daha uygun olur.

ISO 5802 Endüstriyel Fanlar-Yerinde Performans Testi, bu dokümanda kullanılacak test standardıdır.

Talimat: Aşağıdaki soruları cevaplamak için ISO Standartlarından faydalanınız.

1. Fan performansını belirlemek için tam olarak nelerin ölçülmesi gerekir?
2. Fan performansını belirlemek için gereken minimum basınç istasyonu sayısı kaçtır?
3. Fan girişi ve çıkışına ek olarak, fan sisteminde diğer hangi konumlar basınç ölçümleri için uygundur?
4. Elektriksel güç ne zaman ölçülmelidir?
5. Fan performans testi için, barometrik basınç ve kuru termometre ve yağ termometre sıcaklıkları niçin gereklidir?
6. Fan sistemindeki debiyi ölçmek niçin önemlidir?
7. İyi bir akış ölçüm düzleminin özellikleri nelerdir?
8. Akış ölçüm düzlemi tespit edildiğinde, o düzlemde debiyi nasıl belirlersiniz?

1.6.2. ISO fan performansı ölçüm planının oluşturulması

Şekil 1.45. ISO 5802 fan performans ölçüm planının oluşturulması-1

	Basınç Ölçümü
Nerede	Fan girişi ve fan çıkışında * Ayrıca, verimi düşürdüğünden kuşku edilen her öğenin akış yukarısında ve aşağısında; örneğin damperler, filtreler, debi ölçüm istasyonları ve zayıf kanal bağlantıları.
Nasıl	Bir düzlemde statik basıncı ölçerken, kanal duvarının çevresi üzerindeki noktalara bir manometre bağlanabilir veya Pitot tüpünün statik noktalarına bağlanmış bir manometre kullanınız.
Ne zaman	Ölçümlerin zamanlamasını proses ile koordine ediniz. Test boyunca (bir saat) proses kararlı tutulmalıdır. Proses koşulları değişirse, her koşul için ölçümleri alınız. Ölçümler alındığında prosesin durumunu kaydediniz (örneğin damper açık). Damperleri, proses için normalde nasıl oluyorsa o durumda tutunuz.
Kim	Personele sorumluluklar veriniz. Gerekli tüm güvenlik önlemleri alınmalıdır.
Niçin	Fan basınç artışını ölçmek. * Sistem öğeleri boyunca basınç kaybını ölçmek.
Ne amaçla	Fan performansını tespit etmek. * Proses ihtiyaçlarını ve sistem kayıplarını daha iyi anlamak.

* 5802 Standardında açıkça belirtilmemekle birlikte kapsamlı FSO performans testi için temel teşkil eder.

Şekil 1.46. ISO 5802 fan performans ölçüm planının oluşturulması-2

	Debi Ölçümü
Nerede	Kanalda fanın taşıdığı tam akışın geçtiği ve düzgün hız profilinin mevcut olduğu bir kısımda; örneğin fan girişinde olduğu gibi uzun ve düz bir kanal bölümü. * Akış profilini tespit için faydalıysa diğer düzlemlerde.
Nasıl	Mikro manometre ve Pitot tüpü kullanarak hız basıncını ölçmek üzere bir ölçüm gridi oluşturulur. Ölçüm gridleri ile ilgili olarak Bölüm 1.7’de ayrıntılı bilgi verilmiştir. Alternatif olarak, belirli durumlarda hız, dönel kanat veya ısıtma telli rüzgâr ölçer ile ölçülebilir. Kalibre edilmiş nozul, venturi veya orifis plakası gibi fark basınç cihazına da izin verilir.
Ne zaman	Ölçümlerin zamanlamasını proses ile koordine ediniz. Test boyunca (bir saat) proses kararlı tutulmalıdır. Proses koşulları değişirse, her koşul için ölçümleri alınız. Ölçümler alındığında prosesin durumunu kaydediniz (örneğin damper açık). Damperleri, proses için normalde nasıl oluyorsa o durumda tutunuz.
Kim	Personele sorumluluklar veriniz. Gerekli tüm güvenlik önlemleri alınmalıdır.
Niçin	Fan debisini bulmak. Kanallardaki hava dağılımını nicelleştirmek ve görmek.
Ne amaçla	Fan performansını tespit etmek. * Proses ihtiyaçlarını daha iyi anlamak.

* ISO 5802 Standardında açıkça belirtilmemekle birlikte kapsamlı FSO performans testi için temel teşkil eder.

Şekil 1.47. ISO 5802 fan performans ölçüm planının oluşturulması-3

	Güç Ölçümü
Nerede	Elektrik paneli
Nasıl	Güç ölçer ile motor gücünü ölçünüz. Veya bir voltmetre ile gerilim ve ampermetre ile akım şiddetini ölçünüz. NOT: 500V’tan yüksek gerilimler için, panel yüzüne monte edilmiş voltmetreyi - ampermetreyi kullanınız.
Ne zaman	Test boyunca kayıt edici güç ölçer kullanılmalıdır. Güç ölçer kullanılmadığı durumda, basınç ve debi ölçümlerinden önce ve sonra voltmetre ve ampermetre değerlerini kaydediniz ve değişiklik olmadığını doğrulayınız.
Kim	Güç ölçümleri yalnızca uygun güvenlik teçhizatına sahip deneyimli elektrik teknisyeni tarafından yapılmalıdır. Mevcut kilitleme/etiketleme prosedürlerini izleyiniz.
Niçin	Giriş gücünü ve işletim giderlerini tespit etmek.
Ne amaçla	İşletim giderlerini tespit etmek için gereklidir.

Şekil 1.48. ISO 5802 fan performans ölçüm planının oluşturulması-4

	Çevre Koşullarının Ölçümü
	Barometrik basınç Kuru termometre ve yaş termometre sıcaklıkları Fan hızı
Nerede	Barometrik basınç: Tesiste herhangi bir yerde. Kuru termometre ve yaş termometre sıcaklıkları: Hem çevredeki kuru termometre ve yaş termometre sıcaklıklarını hem de kanal içindeki kuru termometre ve yaş termometre sıcaklıklarını ölçünüz. Fan ve motor hızı: Fan milinde ve motor milinde.
Nasıl	Barometrik basıncı barometreden okuyunuz veya havalimanına sorunuz. Yaş termometre ve kuru termometre sıcaklıklarını elde etmek için psikrometre kullanınız. Bazen kanaldaki yoğunluk, çevre koşulları kullanılarak belirlenebilir. Fan ve motorun devir sayılarını tespit etmek için takometre kullanınız.
Ne zaman	Barometrik basınç: Fan ölçümleri yapılmadan önce ve yapıldıktan sonra. Kuru termometre ve yaş termometre sıcaklıkları: Herhangi bir zamanda ölçülebilir. Fan hızı: Herhangi bir zamanda ölçülebilir.
Kim	Personele sorumluluklar veriniz. Yalnızca psikrometre ve takometre hakkında uygun eğitim almış personel ölçümleri yapmalıdır. Gerekli tüm güvenlik önlemleri alınmalıdır.
Niçin	Gaz yoğunluğu ve fan hızını tespit etmek.
Ne amaçla	Fan Benzerlik Kanunları için gerekli girdiler.

1.7. Ölçüm Planının Geliştirilmesi

1.7.1. Fan sistem performansının ölçülmesi

1.7.1.1. Ölçüm gridleri

Debiyi belirlemek üzere hız basıncını ölçerken, bir ölçüm gridi oluşturmak gerekir. Grid ve travers noktası sayısı, kanal kesit alanına bağlıdır.

Debi, her travers noktasında hız basıncını ölçerek, hızı ve ortalama hızı hesaplayarak belirlenir. Aşağıda hem dikdörtgen hem de yuvarlak kanallarda travers noktalarının dağılım örnekleri yanısıra travers noktası sayısını belirlemek için diyagramlar verilmektedir.

1.7.1.2. Dikdörtgen kesitler

Düz dikdörtgen kesitleri olan kanallar için, kesitin yükseklik ve uzunluğu Şekil 1.49'da verilen hatlar boyunca ölçülür. İki bitişik yükseklik veya uzunluğun farkı %1'den büyükse, bu yöndeki ölçüm noktası sayısı ikiye katlanmalıdır. Kesitin ortalama yüksekliği, ölçülen tüm yüksekliklerin aritmetik ortalaması; kesitin ortalama uzunluğu da ölçülen tüm uzunlukların aritmetik ortalaması olarak alınır.

Kesit alanı, geleneksel olarak, ortalama yükseklik ile ortalama uzunluğun çarpımı olarak alınır.

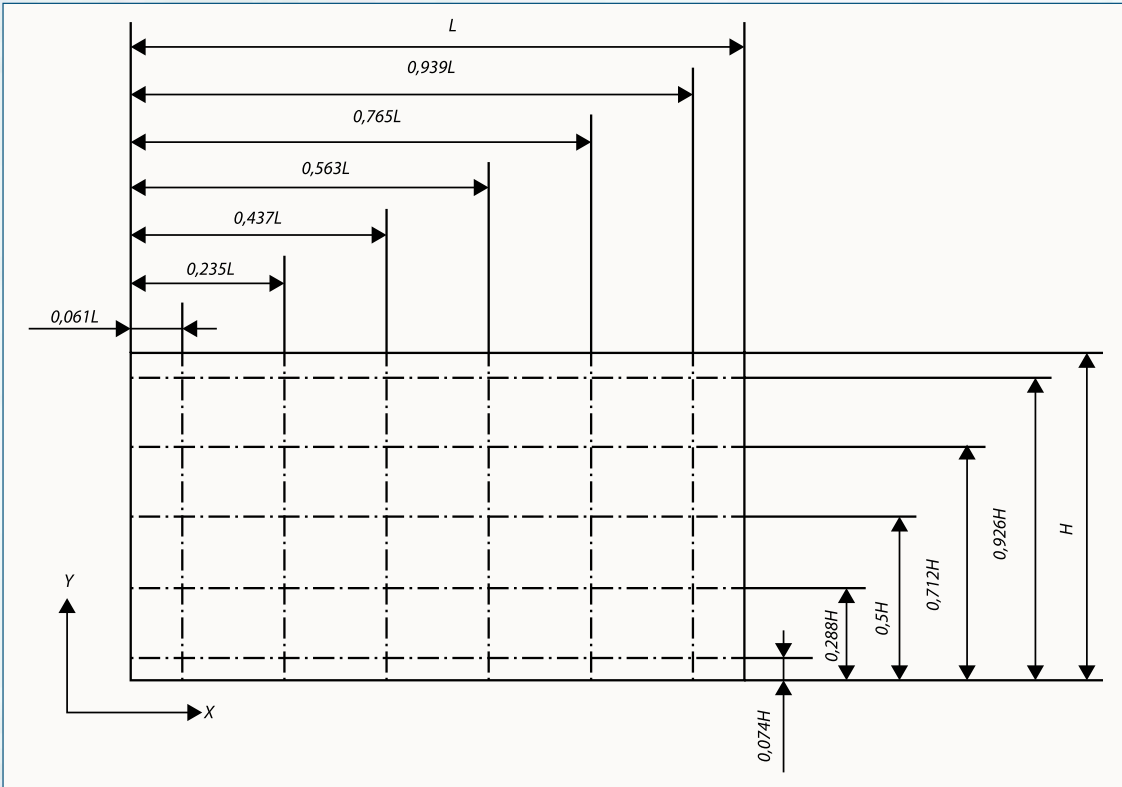
Ölçüm kesitinin alanını hesaplamak için gereken kanal boyutları %0,25'ten daha küçük belirsizlikle belirlenmelidir.

Travers hattı sayısı (kısa kenara paralel olan) ve travers hattı başına ölçüm noktası sayısı minimum 5 olmalıdır. Dikdörtgenin en-boy oranı (uzunluğunun yüksekliğine oranı) 1'den çok farklı ise, travers hattı sayısının 5'ten büyük tutulması tavsiye edilir.

Ölçüm noktaları, log-Tchebycheff yöntemine göre düzenlenir ve Tablo 1.6'da bu ölçüm noktalarının yerleri gösterilmektedir. Aritmetik aralıklandırma, uygun sonuçlar vermediği için tavsiye edilmemektedir.

Tekrar edilecek olursa, hacimsel debi, kesit alanı ile çeşitli ölçüm noktalarında ölçülen yerel hızların aritmetik ortalamasının çarpımına eşittir

Şekil 1.49. Altı travers hattı ve hat başına beş ölçüm noktalı dikdörtgen kesit (ISO 5802'den)



Tablo 1.6. Dikdörtgen kanalda log-Tchebycheff yöntemine göre nokta ve hat dağılımı

Travers hattı sayısı veya travers hattı başına ölçüm noktası sayısı	Nokta	$\frac{x_i}{L}$ Değer $\left(\frac{y_i}{H}\right)$
5	1	0,074
	2	0,288
	3	0,500
	4	0,712
	5	0,926
6	1	0,061
	2	0,235
	3	0,437
	4	0,563
	5	0,765
	6	0,939
7	1	0,053
	2	0,203
	3	0,366
	4	0,500
	5	0,634
	6	0,797
	7	0,947

1.7.1.3.Dairesel kesitler

Dairesel kesitler için ortalama çap, ölçüm kesitinde birbirleri arasında yaklaşık eşit açılardan olduğu en az üç çap esas alınarak ölçülen değerlerin aritmetik ortalamasına eşit kabul edilir. Bitişik iki çap arasındaki fark %1'den büyükse, ölçülen çap sayısı ikiye katlanmalıdır. Ölçüm kesitindeki kanal boyutları %0,25'ten daha küçük belirsizlikle belirlenmelidir.

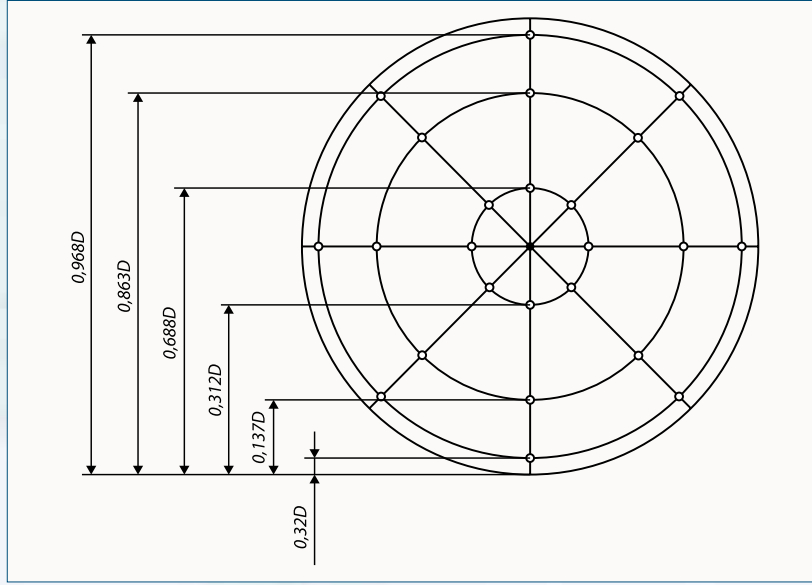
Minimum ölçüm noktası sayısı 24'tür. Ölçüm noktaları, log-Tchebycheff yönteminde belirtilen kurallara uygun olarak, yarıçap başına en az üç nokta olmak üzere minimum üç çap üzerine dağılmalıdır.

Örnek olmak üzere, yarıçap başına üç ölçüm noktası bulunan dört çapı (bakınız Şekil 1.50) veya yarıçap başına dört ölçüm noktası bulunan üç çapı (bakınız Şekil 1.51) almak mümkündür

Tablo 1.7 ve 1.8, log-Tchebycheff kurallarına göre ölçüm noktalarının yerlerini vermektedir; diğer bir deyişle:

- Yarıçap başına üç nokta (Tablo 1.7)
- Yarıçap başına dört nokta (Tablo 1.8)

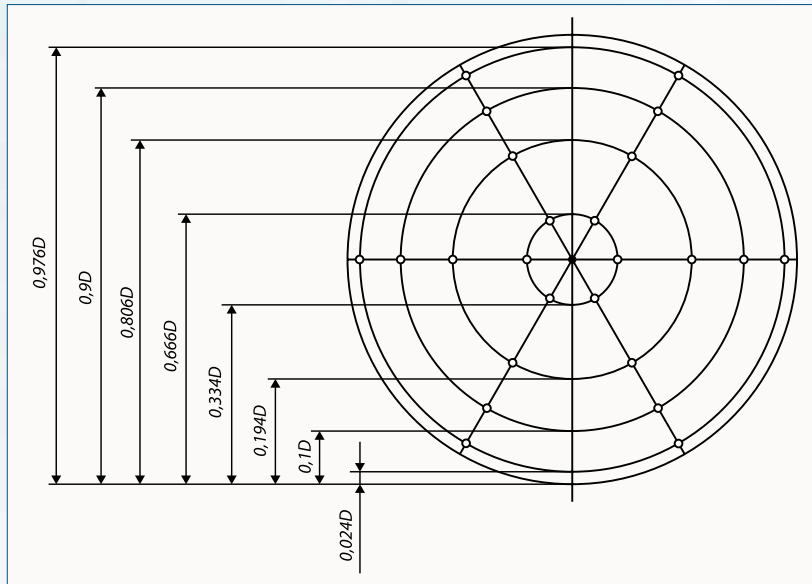
Şekil 1.50. Dairesel kanallar için travers noktalarının dağılımı (yarıçap başına 3 nokta)



Tablo 1.7. Yarıçap başına üç nokta

Nokta	log-Tchebycheff y/D
1	0,032
2	0,137
3	0,312
4	0,688
5	0,863
6	0,968

Şekil 1.51. Dairesel kanallar için travers noktalarının dağılımı (yarıçap başına 4 nokta) (ISO 5802'den)



Tablo 1.8. Yarıçap başına dört nokta

Nokta	log-Tchebycheff y/D
1	0,024
2	0,100
3	0,194
4	0,334
5	0,666
6	0,806
7	0,900
8	0,976

Her travers noktasında bir değer okunur. Pitot tüpüne bir dizi nokta önceden işaretlenebilir, sonra da tüp kanala daldırılarak gridin o satırındaki tüm travers noktalarında ölçüm değerleri alınır.

Travers akış düzlemi profilinin yeterliliğini kontrol etmek önemlidir. Hız basıncı ölçümlerinin %75'ten fazlası, maksimum ölçümün 1/10'undan daha büyükse dağılım tekbiçim (*uniform*) kabul edilebilir.

1.7.1.4. Akış travers düzlemi kriterleri*

* (ISO 5802'den özetlenmiştir):

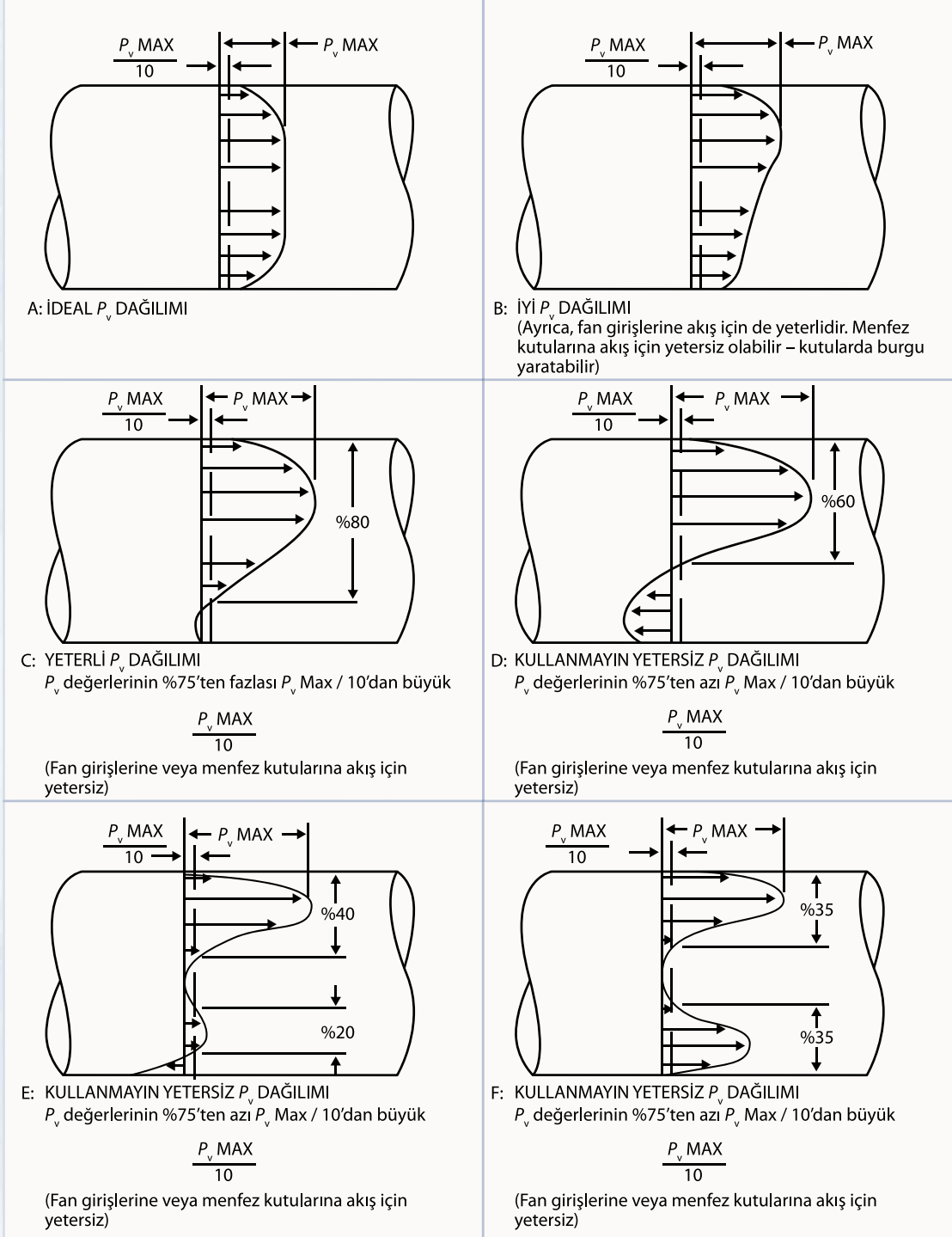
1. Tekbiçim (*uniform*) hız dağılımı,
2. Akışa dik düzlem,
3. Düzgün kanal kesiti (yani dikdörtgen veya daire),
4. Düzlemde tekbiçim kesit (genişlemeyen veya daralmayan),
5. Daralan veya genişleyen kesitte, düzlem Pitot tüpünün ucunda alınır,
6. Kanalın sızıntılardan etkilenmeyen bir bölümünde,
7. Fan çıkışında ise %100 efektif kanal uzunluğu gerekir,
8. Girişte ise girişten bir kanal çapı kadar akış yukarısında.

1.7.1.5. Kabul edilebilir hız basıncı dağılımı

Şekil 1.52'ye bakınız. Travers düzlemde kabul edilebilir basınç dağılımını ne oluşturur? Sorunun cevabı hakkında düşününüz.

ISO 5802'nin kabul edilebilir hız dağılımı kriterleri, AMCA 203'ün kabul edilebilir hız dağılımı ile aynıdır.

Şekil 1.52. Travers düzleminde yeterli hız basıncı dağılımı
(AMCA'nın izniyle)



Tablo 1.9. Fan sistemi saha verileri toplama formu

Tarih: _____		Veri Toplayıcı: _____		
Müşteri: _____				
Fan Sistemi: _____				
Test Başlama Zamanı: _____		Test Bitiş Zamanı: _____		
Proses Koşulları				
MOTOR ETİKET BİLGİLERİ:				
Üretici:		Model:		
kW:		Volt:		
Devir sayısı:		FLA:		
FLA:		PF:		
EFF:		Gövde:		
FAN ETİKET VERİLERİ:				
Üretici:		Model:		
Pervane:		Seri:		
Devir sayısı:		Pervane çapı:		
Çalışma süresi (saat):				
Notlar (Yaşı ve Genel Durumu)				
Fan ve Motor		A	B	C
Motor devir sayısı	Gerilim (Volt)			
Fan devir sayısı	Akım (Amper)			
Sürücü tipi	kW			
Çevre Koşulları		DB	WB	P_{Barometrik}
P _{Barometrik} yükseklik düzeltmesi gerektiriyor mu?		Test öncesi	C	C
		Test sonrası	C	C
				Pa
				Pa

Tablo 1.10. Test düzlemleri

Test düzlemlerinin alındığı yeri göstermek için kroki ekleyiniz.

Test Düzlemleri (x)	DB	WB	Alan	P _{sx} (yerel)
Düzlem #1: Fan Girişi	C	C	m ² veya l x w	Pa
Düzlem #2: Fan Çıkışı	C	C	m ² veya l x w	Pa
Düzlem #3: Travers	C	C	m ² veya l x w	Pa
Düzlem #4: Akış yukarısı	C	C	m ² veya l x w	Pa
Düzlem #5: Akış aşağısı	C	C	m ² veya l x w	Pa
Düzlem #6: Gereklikçe	C	C	m ² veya l x w	Pa

DÜZLEM 1

TRAVERS VERİLERİ: Hız basıncı/toplam basınç Pa

Kanal Portları		Daldırma Noktaları							
		1	2	3	4	5	6	7	8
1	P _v								
	P _s								
	P _t								
2	P _v								
	P _s								
	P _t								

Not: Bu Tablo ölçüm alınan tüm düzlemler için düzenlenmelidir.

SİSTEM ETKİSİ FAKTÖRLERİ (SEF): AMCA Yayın No. 201 Fanlar ve Sistemler'deki metodolojiye uygun olarak, olası sistem etkilerini tahmin ediniz.

SEF 1:

SEF 2:

SEF 3:

Bölüm 2

Fan Sistemi Ölçümleri

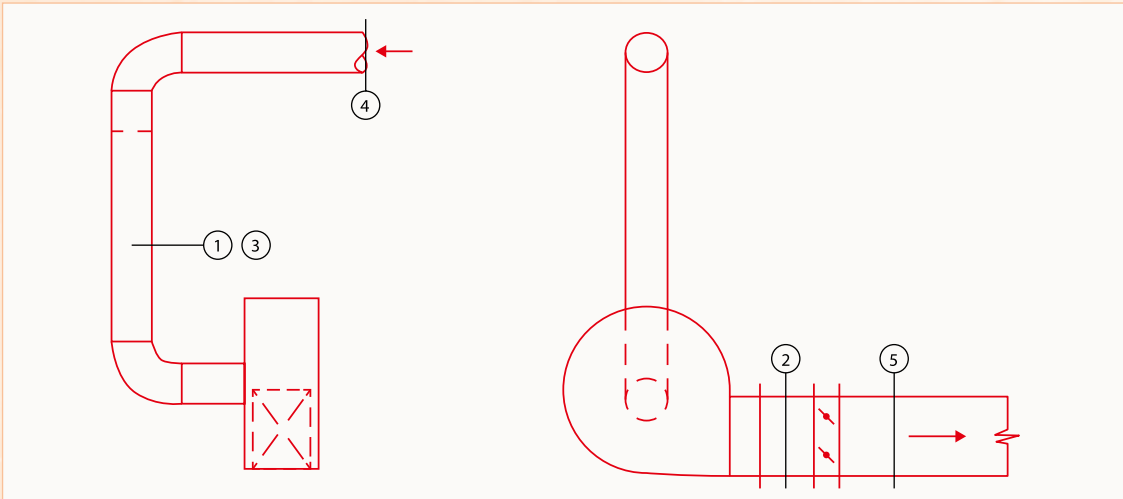
Bu bölümde saha verilerine dayanarak fan debisi ve diğer performans parametrelerinin hesaplanmasına yer verilecektir. Ayrıca pitot tüpünün nasıl işaretleneceği ve sistem basıncını ölçmek için FKT manometrenin nasıl kullanılacağı da bu bölümde açıklanacaktır. Yine bu bölümde; gösterim fan sistemi ölçümlerini ISO standartlarına göre almak, ölçümü yapılan fanlar için FSO fırsatlarını analiz etmek için FSAT'ı uygulamak ve önemli FSO stratejileri listesi geliştirmek konularına da değinilecektir.

2.1. Debinin Hesaplanması

Bu alt bölümde, bir yonga levha fabrikasında bulunan bir yanma havası üfleyicisi için veri analizi üzerinde çalışılacaktır.

Şekil 2.1'de, yılda 8.000 saat çalışan ve 0,05 \$/kWh birim elektrik maliyeti olan söz konusu yanma havası üfleyicisinin krokisi gösterilmektedir. Tablo 2.1'de fan sistemiyle ilgili olarak doldurulan saha verileri toplama formu yer almakta ve sistemle ilgili temel sayısal bilgiler verilmektedir. Tablo 2.2'de test düzlemleri listesi, Tablo 2.3'te ise düzlem-3'ün travers verileri sunulmaktadır.

Şekil 2.1. Yanma havası üfleyici sistemi



Tablo 2.1. Fan sistemi saha verileri toplama formu

Tarih: 19/02/96	Veri Toplayıcı: RGW / FP			
Müşteri: OSB				
Fan Sistemi: YÜZEY HATTI YANMA HAVASI ÜFLEYİCİ				
Test Başlama Zamanı: 09:00	Test Bitiş Zamanı: 10:10			
Proses Koşulları				
KARARLI, %59'DA KURUTUCU YÜKÜ - TİPİK				
MOTOR ETİKET BİLGİLERİ:				
Üretici: SIEMENS	Model: HI/EFF			
Güç (kW): 90	Gerilim (Volt): 525			
Devir sayısı (dev/dk): 1.450	FLA: 127			
FLA: 127	Güç katsayısı (%): 89			
Verim (%): 95,4	Gövde:			
FAN ETİKET VERİLERİ:				
Üretici: CHAMPION FAN	Model: 385 HP			
Pervane: DÜZ RADYAL SISW	Seri: 266v92-1			
Devir sayısı (dev/dk): 2.473 dev/dk	Pervane çapı (m): -			
Çalışma süresi (saat): 8.000				
Notlar (Yaşı ve Genel Durumu)				
15 YILLIK – İYİ DURUMDA				
Fan ve Motor		A	B	C
Motor devir sayısı (dev/dk): 1.490	Gerilim (Volt)	525	523	527
Fan devir sayısı (dev/dk): 2.473	Akım (Amper)	91,9	91,4	91,3
Sürücü tipi: V-KAYIŞ	Güç (kW)	-	-	-
Çevre Koşulları		DB	WB	P_{Barometrik}
P _{Barometrik} yükseklik düzeltmesi gerektiriyor mu?		Test öncesi	10,0 C	99.729 Pa
		Test sonrası	10,0 C	99.729 Pa

Tablo 2.2. Test düzlemleri listesi

Test Düzlemleri (x)	DB	WB	Alan	P _{sx} (yerel)
Düzlem #1: Fan Girişi ORİFİS PLAKASININ ALTINDA – DÜZLEM 3 İLE AYNI	53,1 C	22,1 C	m ² veya l x w 0,2565	Pa -1706
Düzlem #2: Fan Çıkışı	68,3 C	C	m ² veya l x w 0,1497	Pa 8868
Düzlem #3: Travers	53,1 C	22,1 C	m ² veya l x w 0,2565	Pa -1706
Düzlem #4: Akış yukarı	53,1 C	22,1 C	m ² veya l x w 0,2565	Pa 735
Düzlem #5: Akış aşağı	53,1 C	22,1 C	m ² veya l x w 0,2134	Pa 2491
Düzlem #6: Gereklikçe	68,3 C	C	m ² veya l x w	Pa

Tablo 2.3. Düzlem 3 travers verileri: hız basıncı (Pa) / toplam basınç (Pa)

Kanal Portları										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	50	299	623	224	50	-12	10	87		
2	75	374	473	100	25	-3	7	162		
3	25	473	548	100	50	50	126	174		
4										
5										
6										
7										
8										
9										
10										

Fan sistemi saha verileri analizi dört adımda yapılır:

1. Ölçüm düzlemlerinde yoğunluk hesaplanır veya tespit edilir,
2. Travers düzlemlerde ortalama hava hızı tahmin edilir veya debi hesaplanır,
3. Debi diğer ölçüm düzlemlerine dönüştürülür ve diğer ölçüm düzlemlerinde hız basınçları hesaplanır,
4. FSAT girdileri (ortalama güç, gereken basınç ve ölçülen basınç) hesaplanır.

Her adımdaki hesaplamalarda belli işlemler yapılacak, aşağıda Tablo 2.4'te verilen nihai sonuç nasıl ulaşıldığı gösterilecektir.

Tablo 2.4. Nihai sonuç tablosu

Düzlem X	P_{vx} (Pa)	P_{sx} (Pa)	P_{tx} (Pa)	ρ_x (kg/m ³)	V_x (m/s)	A_x (m ²)	Q_x (m ³ /s)
Düzlem 1 giriş	119,8	-1.706	-1.586,2	1,0440	15,15	0,2565	3,89
Düzlem 2 çıkış	332,2	8.868	9.200,2	1,1053	24,52	0,1497	3,67
Düzlem 3 travers	119,8	-1.706	-1.586,2	1,0440	15,15	0,2565	3,89
Düzlem 4	118,6	-735	-616,4	1,0543	15,00	0,2565	3,85
Düzlem 5	173,7	2.491	2.664,7	1,0402	18,27	0,2134	3,90
Düzlem 6							

Tablo 2.5. FSAT girdileri (metrik)

	Ölçülen	Gereken
Basınç Pa	10.454	3.111
Debi m ³ /s	3,89	3,89
Güç kW	-	-
VEYA – Gerilim ve Akım	V = 525	V = 525
	A = 91,3	A = 91,3

2.1.1. Ölçüm düzlemlerinde yoğunluk hesaplanması veya tespit edilmesi

Bilinen parametreleri giriniz ve gaz yoğunluğunu bulmak için FSAT veya başka bir yazılımı kullanınız. Bulduğunuz değerleri özet tablosuna yazınız.

Tablo 2.6. Düzlemlerde yoğunluk hesaplaması

Düzlem	Atmosfer basıncı - Pa	Yerel P _{sx} düzeltmesi	Kuru Term. Sck. °C	Yaş Term. Sck. °C	Çiğ noktası °C	Yoğunluk
1	99.729	-1.706	53,1	22,1	2,1	1,0439
2	99.729	8.868	68,3		2,1	1,1053
3	99.729	-1.706	53,1	22,1	2,1	1,0439
4	99.729	-735	53,1	22,1	-	1,0543
5	99.729	2.491	68,3	-	2,1	1,0402
6						

Tablo 2.7. Ara sonuç özeti-1

Düzlem X	P _{vx} (Pa)	P _{sx} (Pa)	P _{tx} (Pa)	ρ _x (kg/m ³)	V _x (m/s)	A _x (m ²)	Q _x (m ³ /s)
Düzlem 1 giriş				1,0440		0,2565	
Düzlem 2 çıkış				1,1053		0,1497	
Düzlem 3 travers				1,0440		0,2565	
Düzlem 4				1,0543		0,2565	
Düzlem 5				1,0402		0,2134	
Düzlem 6							

2.1.2. Travers düzlemlerde ortalama hava hızının tahmini veya debinin hesaplanması

a) Hız basıncının ortalama karekökünü (rms) hesaplayınız.

$$p_{v3} = \left(\frac{\sum_{i=1}^n \sqrt{p_{v3i}}}{n} \right)^2$$

Travers değerlerinin kareköklerini yazmak için, Tablo 2.8'de verilen değerleri kullanmak mümkündür:

Tablo 2.8. Travers değerlerinin kare kökü

Portlar	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	7,07	17,29	24,96	14,97	7,07	-	3,16	9,33		
2	8,66	19,34	21,75	10,00	5,00	-	2,65	12,73		
3	5,00	21,75	23,41	10,00	7,07	7,07	11,220	13,19		
4										
5										
6										
7										
8										
9										
10										
Toplam										
Genel Toplam	262.69									

Buradan hareketle P_{v3} 'ü hesaplayınız.

$$p_{v3} = \left(\frac{262,69}{24} \right)^2$$

$$p_{v3} = 119,8$$

b) Hızı (V_3) hesaplayınız.

$$V_3 = \sqrt{\frac{2 \times p_{v3}}{\rho_3}}$$

$$V_3 = \sqrt{\frac{2 \times 119,8}{1,0439}}$$

$$V_3 = 15,15 \text{ m/s}$$

c) Debiyi (Q_3) hesaplayınız.

$$Q_3 = V_3 A_3$$

$$Q_3 = 15,15 \times 0,2565$$

$$Q_3 = 3,89$$

Tablo 2.9. Ara sonuç özeti-2

Düzlem X	P_{vx} (Pa)	P_{sx} (Pa)	P_{tx} (Pa)	ρ_x (kg/m ³)	V_x (m/s)	A_x (m ²)	Q_x (m ³ /s)
Düzlem 1 giriş				1,0440		0,2565	
Düzlem 2 çıkış				1,1053		0,1497	
Düzlem 3 travers	119,8	-1.706	-1.586,2	1,0440	15,15	0,2565	3,89
Düzlem 4				1,0543		0,2565	
Düzlem 5				1,0402		0,2134	
Düzlem 6							

2.1.3. Ölçüm düzlemlerinde debi ve toplam basınç hesabı

a) Diğer ölçüm düzlemlerinde debiyi, aşağıdaki formülü kullanarak hesaplayınız.

$$Q_x = Q_3 \left(\frac{\rho_3}{\rho_x} \right)$$

Örneğin düzlem 2'de:

$$Q_2 = Q_3 \left(\frac{\rho_3}{\rho_2} \right)$$

$$Q_2 = 3,89 \left(\frac{1,0439}{1,1053} \right)$$

$$Q_2 = 3,67 \text{ m}^3/\text{s}$$

b) Diğer ölçüm düzlemlerinde hızı, aşağıdaki formülü kullanarak hesaplayınız.

$$V_x = \frac{Q_x}{A_x}$$

Örneğin düzlem 2'de:

$$V_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

$$V_2 = \frac{3,67}{0,1497}$$

$$V_2 = 24,52 \text{ m/s}$$

c) Diğer ölçüm düzlemlerinde hız basıncını, aşağıdaki formülü kullanarak hesaplayınız.

$$p_{vx} = \frac{V_x^2 \times \rho_x}{2}$$

Örneğin düzlem 2'de:

$$p_{v2} = \frac{V_2^2 \times \rho_2}{2}$$

$$p_{v2} = \frac{25,52^2 \times 1,1053}{2}$$

$$p_{v2} = 332,2 \text{ Pa}$$

Ara sonuçları Tablo 2.10'da görüldüğü gibi listeleyiniz.

Tablo 2.10. Ara sonuç özeti-3

Düzlem X	P _{vx} (Pa)	P _{sx} (Pa)	P _{tx} (Pa)	ρ _x (kg/m ³)	V _x (m/s)	A _x (m ²)	Q _x (m ³ /s)
Düzlem 1 giriş				1,0440		0,2565	
Düzlem 2 çıkış	332,2	8.868	9.200,2	1,1053	24,52	0,1497	3,67
Düzlem 3 travers	119,8	-1.706	-1.586,2	1,0440	15,15	0,2565	3,89
Düzlem 4				1,0543		0,2565	
Düzlem 5				1,0402		0,2134	
Düzlem 6							

Yukarıdaki işlemler sırasıyla tekrarlandığında elde sonuçlar, aşağıda Tablo 2.10'da gösterilmektedir.

Tablo 2.11. Nihai sonuç tablosu (tekrar)

Düzlem X	P_{vx} (Pa)	P_{sx} (Pa)	P_{tx} (Pa)	ρ_x (kg/m ³)	V_x (m/s)	A_x (m ²)	Q_x (m ³ /s)
Düzlem 1 giriş	119,8	-1.706	-1.586,2	1,0440	15,15	0,2565	3,89
Düzlem 2 çıkış	332,2	8.868	9.200,2	1,1053	24,52	0,1497	3,67
Düzlem 3 travers	119,8	-1.706	-1.586,2	1,0440	15,15	0,2565	3,89
Düzlem 4	118,6	-735	-616,4	1,0543	15,00	0,2565	3,85
Düzlem 5	173,7	2.491	2.664,7	1,0402	18,27	0,2134	3,90
Düzlem 6							

2.1.4. FSAT girdilerinin hesaplanması

a. Mevcut sistem için fan statik basıncını (P_s), aşağıdaki formülü kullanarak hesaplayınız:

$$P_s = P_{s2} - P_{s1} - P_{v1}$$

[Çıkıştaki statik basınç (eksi) girişteki statik basınç (eksi) girişteki hız basıncı]

$$P_s = 8.868 - (-17.068) - 119,8$$

$$P_s = 10.454,2 \text{ Pa}$$

b) Mevcut sistem için P_s 'den önlenebilir kayıpları çıkarmak suretiyle, süreç için gereken fan statik basıncını hesaplayınız.

(Bu fan sistemi için damperdeki kayıp ve orifis plakasındaki kayıp, önlenebilir kayıplardır).

$$P_{s(\text{gereken})} = P_s - \sum_{i=1}^n P_i (\text{önlenebilir kayıplar})$$

$$\text{orifis plakası kaybı} = 735 - (-1.706)$$

$$\text{orifis plakası kaybı} = 971 \text{ Pa}$$

$$\text{damper kaybı} = 8.868 - 2.491$$

$$\text{damper kaybı} = 6.377 \text{ Pa}$$

Bu nedenle:

$$P_{s(\text{gereken})} = 10.454,2 - 971 - 6.377$$

$$P_{s(\text{gereken})} = 3.111,2$$

c) Ortalama akım şiddetini ve gerilimi hesaplayınız.

$$\frac{525 + 523 + 527}{3} = 525 \text{ Volt}$$

$$\frac{91,1 + 91,5 + 91,3}{3} = 91,3 \text{ Amper}$$

Tablo 2.12. Örnek fan veri analizi hesap çizelgesi

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U
Test Planes																					
1	Plane #1	Fan Inlet flange or inlet box flange					53.1	22.1	0.2565	-1706.0	1.0439										
2	Plane #2	Fan outlet Flange				68.3		0.1497	8668.0	1.1053											
3	Plane #3	Traverse				53.1	22.1	0.2565	-1706.0	1.0439											
4	Plane #4	Upstream of orifice meter				53.1	22.1	0.2565	-735.0	1.0543											
5	Plane #5	Downstream of Damper				68.3		0.2134	2491.0	1.0402											
6	Plane #6																				
7	Plane #7																				
8	Plane #8																				
9	Traverse Data																				
10	Points	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10										
11	1	50	259	623	224	50	-12	10	87												
12	2	75	374	473	100	25	-3	7	162												
13	3	25	473	548	100	50	50	126	174												
14	4																				
15	5																				
16	6																				
17	7																				
18	8																				
19	9																				
20	10																				
21	41																				
22	Square roots of P_{ts}																				
23	Points	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10										
24	1	7.07	17.29	24.96	14.97	7.07		3.16	9.33												
25	2	8.66	19.34	21.75	10.00	5.00		2.65	12.73												
26	3	5.00	21.75	23.41	10.00	7.07		11.22	13.19												
27	4																				
28	5																				
29	6																				
30	7																				
31	8																				
32	9																				
33	10																				
34	Number of data points										24										
35	Sum of square roots										262.69										
36																					
37	Performance test results																				
38	Plane #1	Fan inlet flange or inlet box flange					119.9	-1706.0	-1586.2	1.0439	15.15	0.2565	3.89								
39	Plane #2	Fan outlet Flange				332.2	8668.0	9200.2	1.1053	24.52	0.1497	3.67									
40	Plane #3	Traverse				119.9	-1706.0	-1586.2	1.0439	15.15	0.2565	3.89									
41	Plane #4	Upstream of orifice meter				118.5	-735.0	-516.4	1.0543	15.00	0.2565	3.85									
42	Plane #5	Downstream of Damper				173.7	2491.0	2554.7	1.0402	18.27	0.2134	3.90									
43	Plane #6																				

Notes

The spreadsheet assumes mass continuity between the planes.
Cell color code: Yellow = User Input
Green = User Input that doesn't directly enter the calculations
White = Calculated cell

DB/WB Enter in degrees C (for reference only)

Area: enter in square meters

P_{ts} (local) = Local static pressure relative to local atmospheric in Pa

Density: Enter the density (rho) as estimated by FSAT or by some other method

Density units are kg/m³

Traverse velocity pressure data entered in Pa

Number of data points - enter the number of data traverse points

Calculation method

P_1 for plane 3 is calculated using the root mean square of the traverse data

V for plane 3 is calculated using P_1 and Rho

Q for plane 3 is calculated using V and A

P_1 for plane 3 is calculated using P_1 and P_{ts}

Q for the other planes is calculated using the plane 3 Q and the density

V for the other planes is calculated using Q and A (flow and area)

P_1 for the other planes is calculated using V and density

P_1 for other planes is calculated from P_1 and P_2

Comments

If the value in the cell is greater than zero, then the square root is calculated, else the cell is set to zero

2.2. Fan Ölçümlerinin Yapılması

2.2.1. Pitot tüpü nasıl işaretlenir?

1. Aşağıdakileri belirleyiniz:

- Kanal içi boyutlar,
- Kanal duvarı et kalınlığı,
- Varsa, yalıtımın ve boru nipelinin kalınlığı.

2. Aşağıdakileri belirlemek için çalışma kitabına bakınız:

- Kaç farklı kanal portuna ihtiyaç olacağı,
- Kaç farklı daldırma noktasına ihtiyaç olacağı.

3. Ölçüm portları ve daldırma noktaları için bağıl dağılım faktörlerini belirlemek için Birinci Bölüm'de yer alan Tablolar 1.6, 1.7 ve 1.8'e ve Şekiller 1.49, 1.50 ve 1.51'e bakınız.

(Not: Tablo 1.6'da buna $\frac{x_i}{L}$ veya $\frac{y_i}{H}$ denilmektedir.)

4. Kanal boyutlarını (Adım 2'de belirlenen) bağıl dağılım faktörleri (Adım 3'te belirlenen) ile çarpmak suretiyle, portlar ve noktalar için mutlak boyutları belirleyiniz.

5. Konumları teknisyenlere bildirin ki gerekli noktalarda delikleri açsınlar (bu iş, gösterim fanı ve saha laboratuvarı fanında önceden yapılmış durumdadır).

6. Daldırma noktaları için, kanal duvarı et kalınlığını (ve gerekirse yalıtımın ve boru nipelinin kalınlığını) Adım 4'te belirlenen daldırma boyutlarına ekleyiniz.

7. Bir Pitot tüpü seçiniz:

- Temiz hava ise, Pitot statik tüpü kullanınız.
- Kirli hava ise, Pitot çift karşıt tüpü (S tipi) kullanınız.

8. En büyük daldırma derinliğinden %20 ilâ 30 daha uzun olan bir Pitot tüpü seçiniz.

9. Adım 6'da belirlenen değerler için Pitot tüpünü işaretlemek üzere renkli bant veya işaretleyiciler kullanınız.

2.2.2. Fan sistem basıncına ilişkin düşünceler

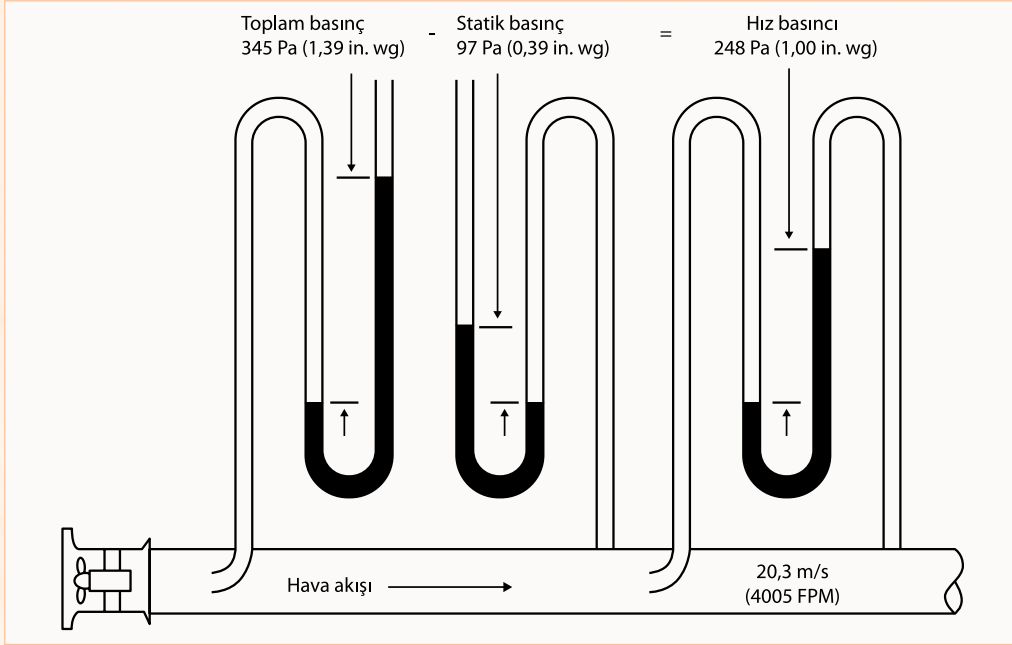
Bernoulli Denklemi, statik basınç (P_s), hız basıncı (P_v) ve toplam basınç (P_t) arasındaki bağıntıyı belirler: ($P_t = P_s + P_v$).

Şekil 2.2'de pozitif basınçlı fan sistemi kullanılarak Bernoulli ilkesi gösterilmektedir. Bu fan sisteminde statik basınç (97 Pa), atmosfer basıncından yüksektir ve toplam basınç (345 Pa) ise rakamsal olarak statik basınçtan da hız basıncından da büyüktür.

$$P_t = P_s + P_v$$

$$345 \text{ Pa} = 97 \text{ Pa} + 248 \text{ Pa}$$

Şekil 2.2. Sistem basıncı gösterimi - pozitif basınç
(AMCA'nın izniyle)

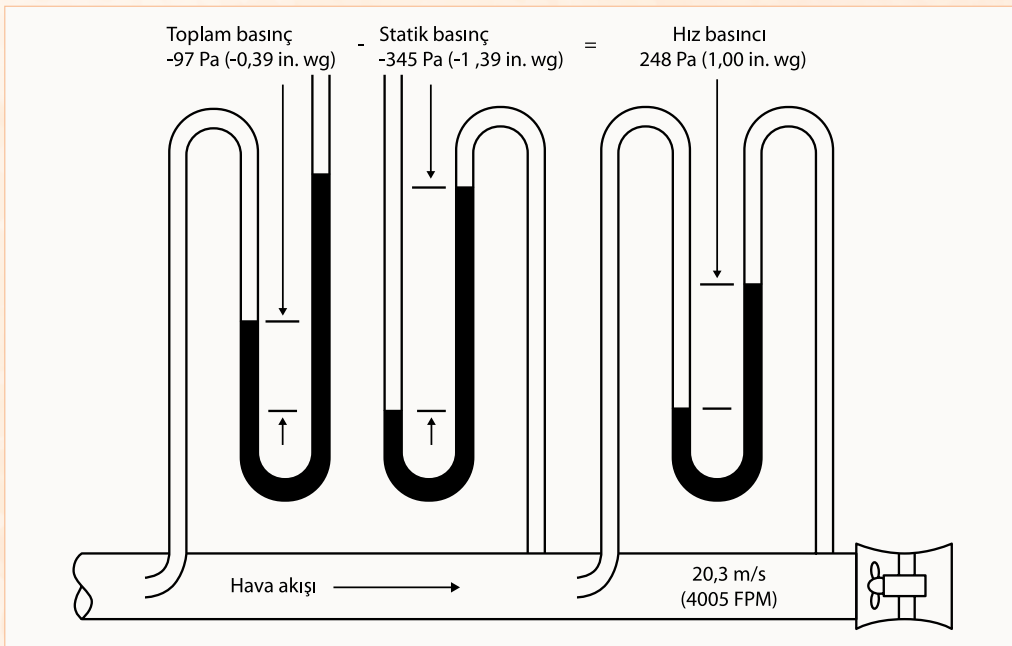


Şekil 2.3'te negatif basınçlı fan sistemi kullanılarak Bernoulli ilkesi gösterilmektedir. Bu fan sisteminde statik basınç (-345 Pa), atmosfer basıncından düşüktür. Hız basıncı daima pozitiftir (248 Pa) ve böylece toplam basınç -97 Pa'dır.

$$P_t = P_s + P_v$$

$$-97 = -345 + 248$$

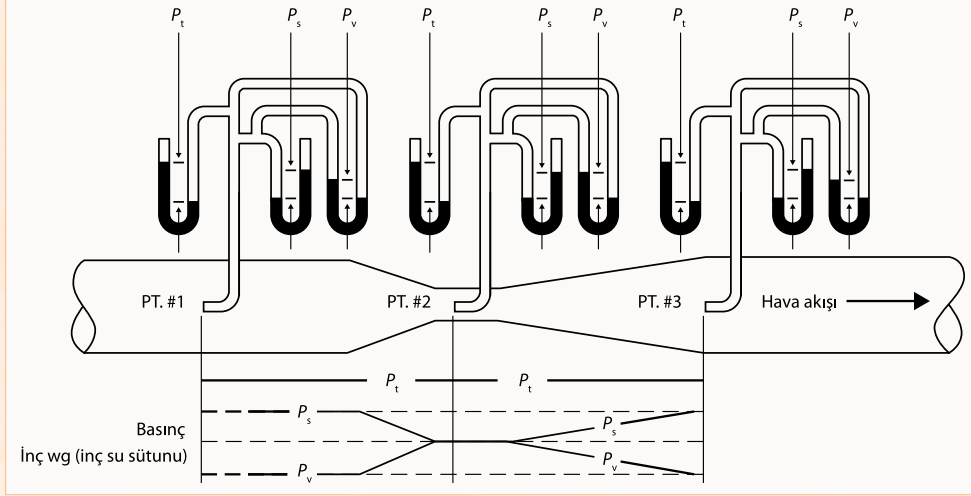
Şekil 2.3. Sistem basıncı gösterimi- negatif basınç
(AMCA'nın izniyle)



Bernoulli ilkesinin başka bir gösterimi ise venturi akış ölçerdir. Basınçlar arasındaki bağıntılar Şekil 2.4'te gösterilmektedir.

Şekil 2.4. Venturi akış ölçer-basınç ilişkileri

(AMCA'nın izniyle)



Kayıpların ihmal edilebilir düzeyde olduğunu varsaymak demek, toplam basıncın nokta 1, 2 ve 3'te aynı kalması demektir. Akış, boğazda hız kazandığında, hız basıncı artar; bu da statik basıncın, hız basıncının arttığı miktar kadar azalmak zorunda olması demektir.

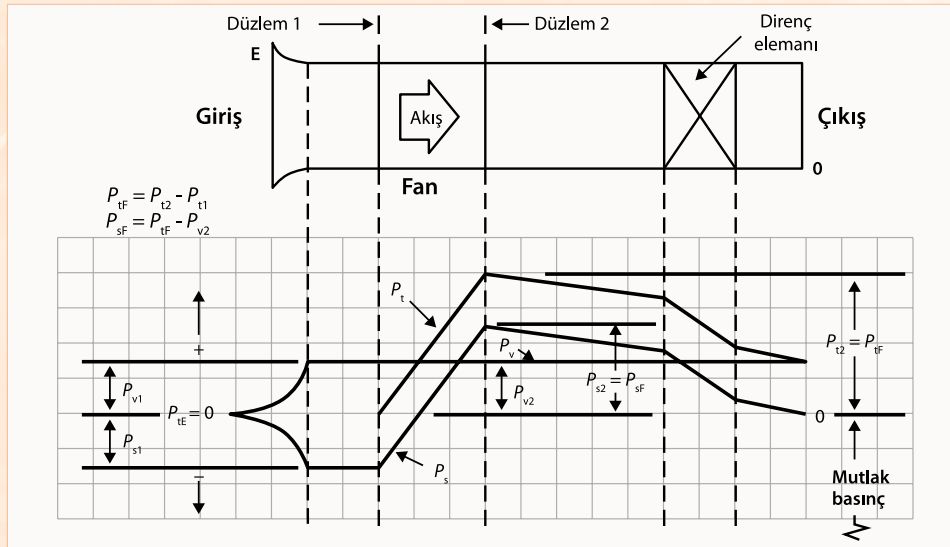
Fan sistemini ölçerken üzerinde çalışılan basınçlar, atmosfer (ortam) basıncına göre ölçülür. Genellikle, bir fanın giriş tarafında, statik basınç atmosfer basıncının altında (-) olur.

Fanın çıkış tarafında ise, statik basınç atmosfer basıncının üzerinde (+) olur (istisnaları vardır).

Şekil 2.5'te, fan çıkışında direncin mevcut olduğu bir fan sisteminin çeşitli noktalarında sistem basıncı değişimleri grafiği verilmektedir.

Şekil 2.5. Sistem basıncı değişimleri-fanın çıkış tarafındaki direnç

(AMCA'nın izniyle)



Hava, fan sisteminin girişine çekildiğinde atmosfer basıncındadır; dolayısıyla, toplam basınç (P_t) 0'dır (atmosfer basıncına göre!).

Girişte ivmelendirildiğinden, hava, hız basıncı kazanır. Hız basıncı daima pozitifdir. Hava akışına enerji eklenmediği için, toplam basınç hâlâ sıfırdır.

Bunun anlamı şudur: Sistem giriş noktasından hemen sonra normal olarak, büyüklüğü hız basıncına eşit olan negatif statik basınca ulaşılır, ikisinin toplamı da sıfır olur.

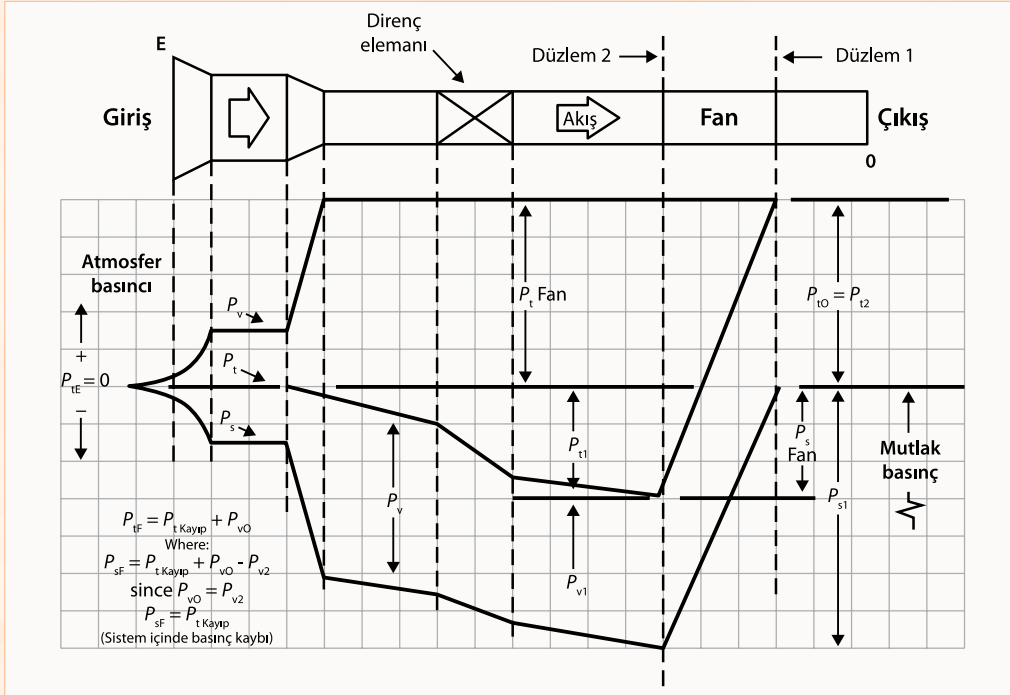
Kanal sistemi sürtünmesiz olsaydı, hava fana girinceye kadar toplam basınç sıfır kalırdı.

Sürtünme mevcutsa, hava kanal sistemi boyunca ilerledikçe, toplam basınç biraz düşer.

Şekil 2.6'da, fan girişinde direncin mevcut olduğu bir fan sisteminde sistem basıncı değişimleri gösterilmektedir.

Şekil 2.6. Sistem basıncı değişimleri-fanın giriş tarafındaki direnç

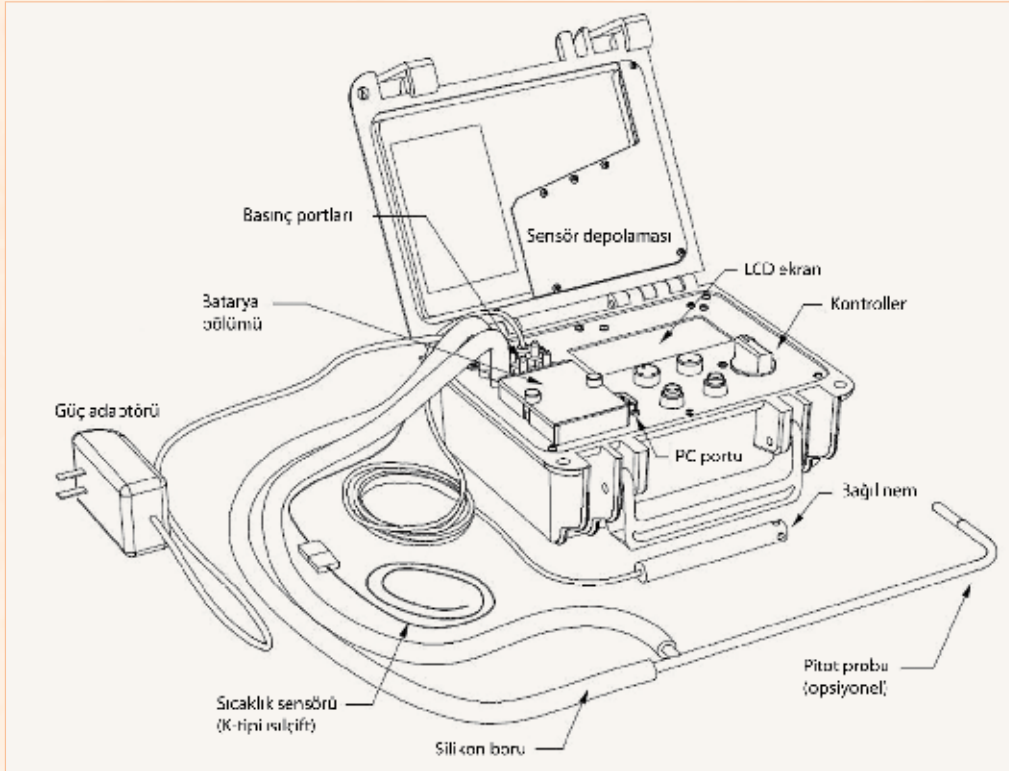
(AMCA'nın izniyle)



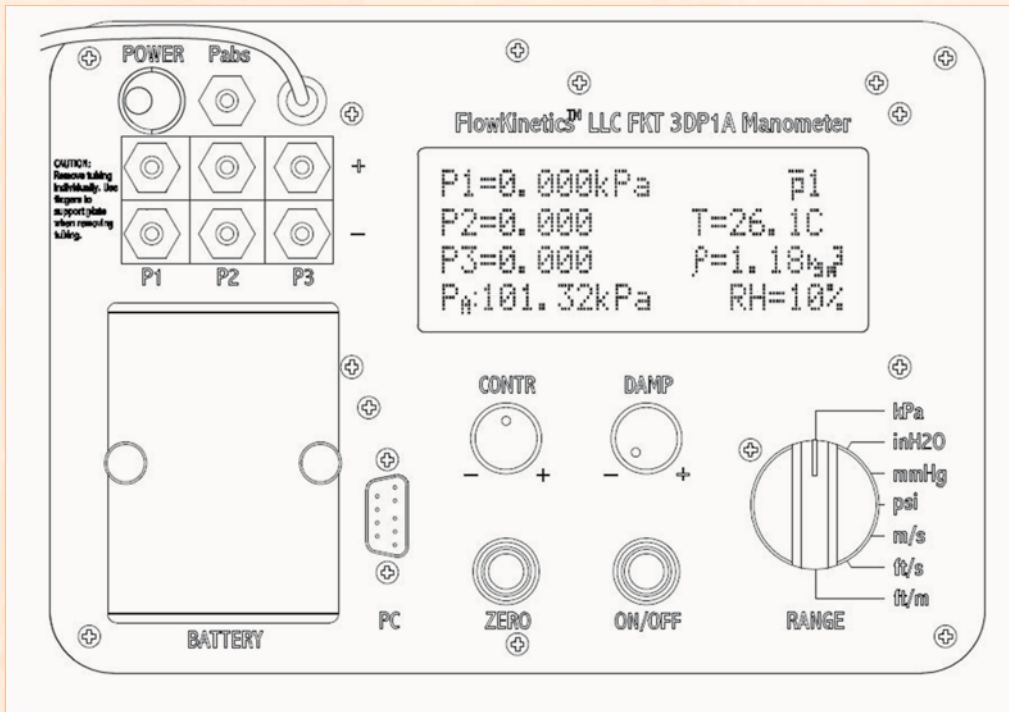
2.2.3. Sistem basıncını ölçmek için FKT manometrenin kullanılması

Şekil 2.7 ve 2.8'de, FKT manometrenin iki görünümü sunulmaktadır.

Şekil 2.7. FKT manometre ve aksesuarları
(FlowKinetics'in izniyle)

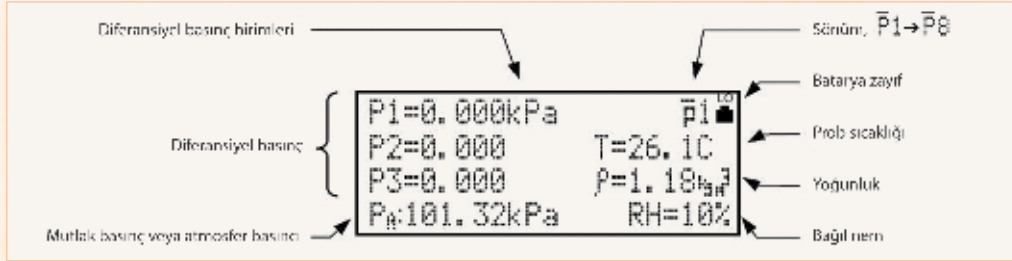


Şekil 2.8. FKT manometre önyüzü
(FlowKinetics'in izniyle)



Şekil 2.9'da ise, FKT'nin LCD ekranı yakın görünümü verilmektedir.

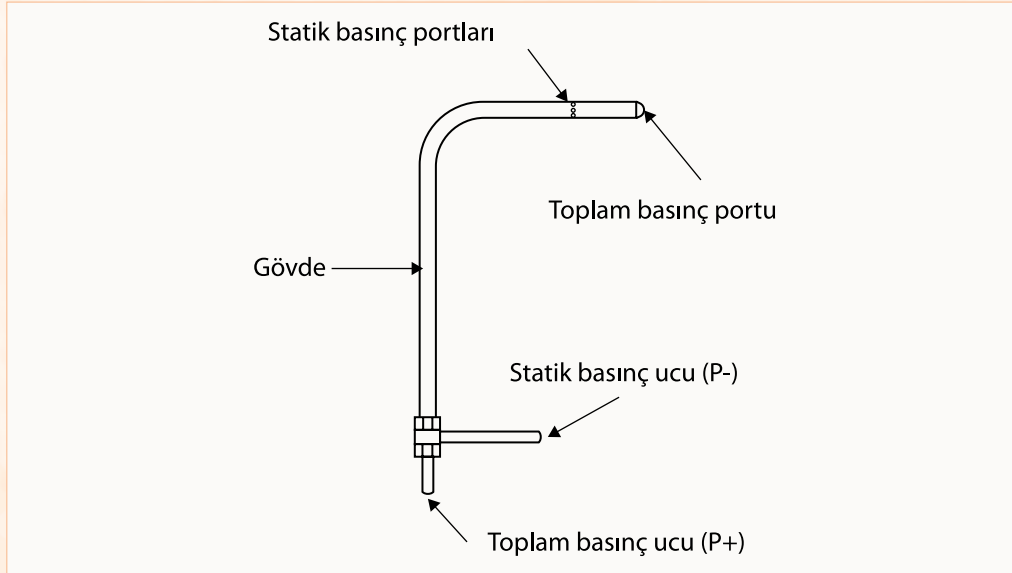
Şekil 2.9. FKT manometre LCD ekranı yakın görünüm



Temiz havalı bir sistemde sistem basınçlarını ölçmek için, FKT manometreyi Şekil 2.10'da gösterildiği şekliyle Pitot statik tüpüne bağlayınız. Belirlenen ölçüm düzlemlerinde Pitot tüpünü kanala daldırınız. Kirlili havalı sistemde ise, S-tipini kullanınız. Hortum bağlantıları Pitot statik tüpü ve S-tipi için aynıdır.

Şekil 2.10. Manometreye bağlantı için Pitot statik tüpü

(FlowKinetics'in izniyle)



FKT LCD ekranı üzerinde görünen değerleri yazınız. Gelecekte FKT manometre ile daha fazla pratik yapar ve kullanım kolaylığı elde ederseniz, FKT'nin bilgisayara bağlanarak basınç verileri doğrudan kaydetmesini sağlayan daha ileri düzeyde özellikleri görürsünüz.

Aşağıdaki notlar, verilerin doğru olmasını sağlamada size yardımcı olacaktır:

ÖNEMLİ: Basınç verilerini yazınız.

DİKKAT: Deneyimsiz FSO uzmanları, hata ve karışıklıkları önlemek için, FKT manometrenin hız ölçüm özelliklerini kullanmaktan kaçınmalıdır.

DİKKAT: Kanaldaki basıncın, atmosfer basıncına göre pozitif mi yoksa negatif mi olduğunu belirlemeye çalışırken, tercihen turuncu hortumu kullanarak, basınç kaynağını daima manometrenin pozitif portuna bağlayınız.

Sonra, manometreyi okuduğunuzda, basınç atmosfer basıncının altında ise, negatif işareti gösterecektir. Basınç atmosfer basıncından yüksek ise, manometre pozitif sayı gösterecektir.

Bu tekniği kullanarak, kanaldaki pozitif basınç ile negatif basıncı karıştırmaktan kaçınmış olursunuz.

FKT manometre hassas ve pahalı bir alettir. Aleti korumak için aşağıdaki önlemler alınmalıdır:

DİKKAT: Probu akışa daldırmadan veya boruları basınç kaynağına sokmadan önce daima ilk olarak boruları ve probu FKT manometreye bağlayınız. Böylelikle kirleticilerin borulara girmesini ve FKT'yi kirlenmesini önlemiş olursunuz.

DİKKAT: Basınç portları için, verilen toz filtrelerini kullanınız.

DİKKAT: Tüpü sökerken manometrenin yüzünü parmağınızla destekleyerek FKT'nin hasar görmesini önleyiniz.

DİKKAT: Kullanılmayan portların üzerindeki koruyucu kapakları yerinde bırakınız.

FKT manometre, barometrik basınç, sıcaklık ve bağıl nem (RH)'nin ölçümüne ek olarak, üç ayrı fark basınç setini ölçmeye imkân verir.

Sonuçta FKT ile Pitot tüpü arasındaki hortum bağlantıları, eşzamanlı ölçüm yapılabilecek şekilde düzenlenir.

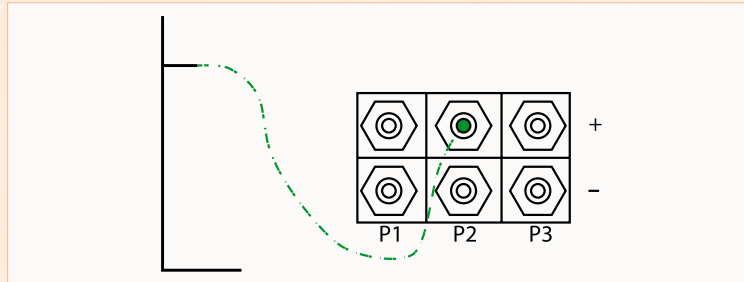
- Hız basıncı (Pv),
- Statik basınç (Ps), ve
- Toplam basınç (Pt).

Bu, ISO 5802 gereklerini karşılamak için gereken tüm verilere sahip olmayı sağlayacaktır. Aşağıdaki dört şekilde (Şekiller 2.11 ilâ 2.14), Pitot tüpü ile FKT manometre arasındaki boruyu bağlamak için tavsiye edilen yaklaşım gösterilmektedir. (Aşağıdaki şekillerde kesikli çizgi siyah hortumu, kesiksiz çizgi ise turuncu hortumu temsil etmektedir.)

Şekil 2.11 statik basıncı ölçmek için bağlantıları göstermektedir. Siyah hortumun Pitot tüpünün statik basınç (tarafındaki) ucunun, FKT üzerindeki fark basınç sensörü #2'nin pozitif (+) portuna bağlandığına dikkat ediniz.

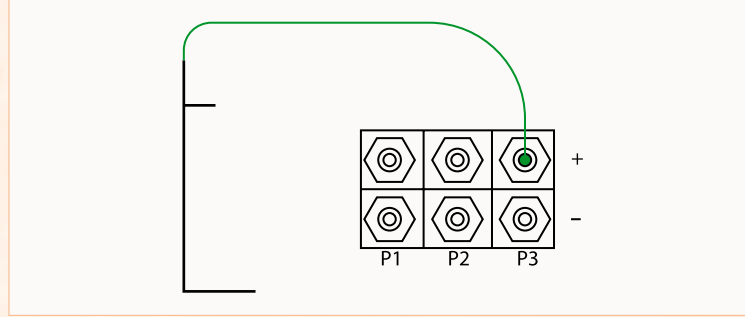
Şekil 2.11. Statik basınç için FKT Pitot tüpü bağlantısı

(Ron Wroblewski'nin izniyle)



Şekil 2.12, toplam basıncı ölçmek için bağlantıları göstermektedir. Turuncu hortumun (kesiksiz çizgi) Pitot tüpünün toplam basınç (tarafındaki) ucunun, FKT üzerindeki fark basınç sensörü #3'ün pozitif (+) portuna bağlandığına dikkat ediniz.

Şekil 2.12. Toplam basınç için FKT Pitot tüpü bağlantısı
(Ron Wroblewski'nin izniyle)

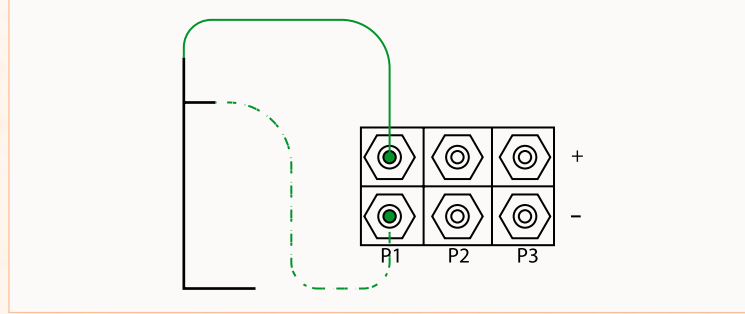


Hız basıncını ölçmek için, hız basıncının statik ve toplam basınçlar arasındaki fark olduğunu hatırlayınız:

$$P_v = P_t - P_s$$

Dolayısıyla, hız basıncını ölçmek için, turuncu hortum (kesiksiz çizgi) Pitot tüpünün toplam basınç (tarafındaki) ucunun, fark basınç sensörü #1'in pozitif (+) portuna; siyah hortum (kesikli çizgi) Pitot tüpünün statik basınç (tarafındaki) ucunun, fark basınç sensörü #1'in pozitif (+) portuna bağlandığına dikkat ediniz. (bakınız Şekil 2.13).

Şekil 2.13. Hız basıncı için FKT Pitot tüpü bağlantısı
(Ron Wroblewski'nin izniyle)



Şekil 2.14 ise, eş zamanlı olarak aşağıdakileri ölçmeye yönelik bağlantıyı göstermektedir.

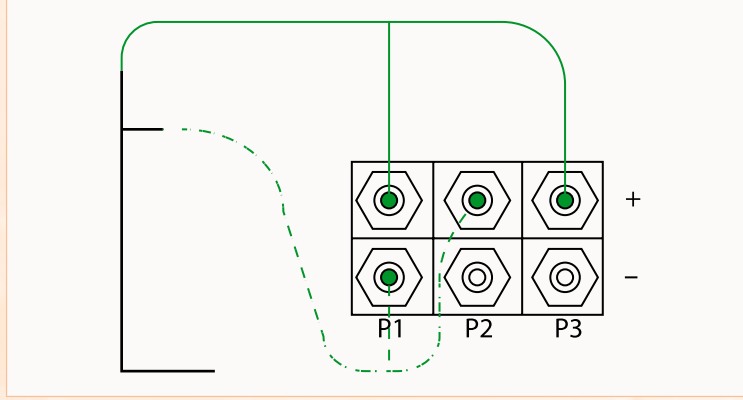
Fark Basınç Sensörü #1 üzerinde hız basıncı,
Fark Basınç Sensörü #2 üzerinde statik basınç,
Fark Basınç Sensörü #3 üzerinde toplam basınç.

"T" bağlantıları kullanmak suretiyle, turuncu hortum (kesiksiz çizgi) Pitot tüpünün toplam basınç (tarafındaki) ucu HEM fark basınç sensörü #1'in pozitif (+) portuna, HEM DE fark basınç sensörü #3'ün pozitif (+) portuna bağlanabilir.

Aynı zamanda, siyah hortum (kesikli çizgi) Pitot tüpünün statik basınç (tarafındaki) ucunu, HEM fark basınç sensörü #1'in pozitif (+) portuna HEM DE fark basınç sensörü #2'nin pozitif (+) portuna bağlar.

Başka türlü yapmak için zorunlu bir neden olmadıkça, Şekil 2.14'te gösterilen bağlantılar kullanılmalıdır. Daha sonra doğrulamak üzere, bağlantılarınızı fotoğraf vs. ile belgeleyiniz.

Şekil 2.14. Hız, statik ve toplam basınç için FKT Pitot tüpü bağlantıları
(Ron Wroblewski'nin izniyle)



2.3. Fan Sistem Optimizasyonu (FSO) Stratejilerinin Belirlenmesi

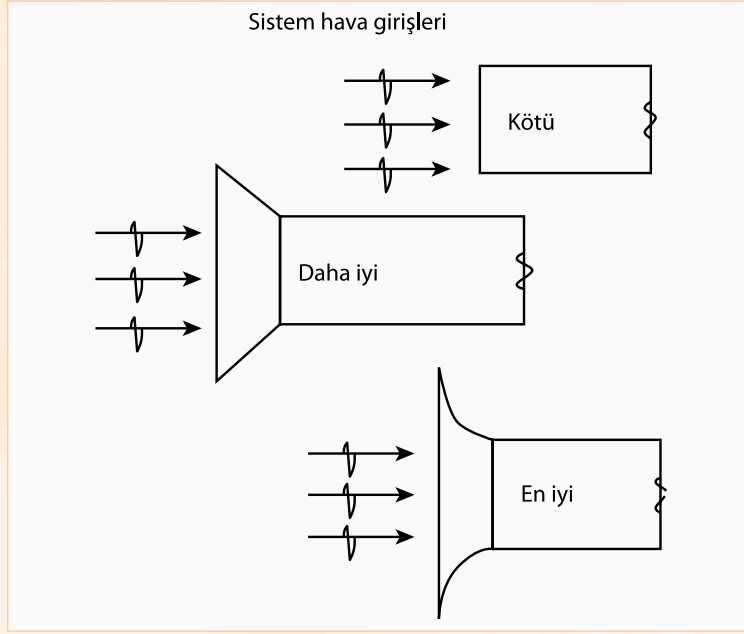
2.3.1. Fan sistemi optimizasyonu teknikleri

İyi bir optimizasyon fırsatı tespit edildiğinde, hangi optimizasyon tekniğinin kullanılacağı dikkatle düşünülmelidir. Yeni fan sistemleri, proses ihtiyaçlarını tanımlama fırsatı sunar. Böylece, hava akışını optimize edecek şekilde fan ve sistem bileşenleri dikkatle seçilir ve kanal sistemi tasarlanır.

Mevcut fan sistemleri için, avantajları, dezavantajları ve kullanılabilceği durumları açıklayarak 6 optimizasyon tekniği tanımlanmaktadır.

1) Bir fan sistemini tasarlariken aşağıdaki hususlar dikkate alınmalıdır:

- Proses ihtiyaçlarını miktar olarak tespit ediniz. Yalnız fanı düşünmeyiniz, bütün süreci düşününüz. Fanın, procese katkısı nedir? Örneğin fan yalnız sıcak havayı hareket ettiriyorsa, az miktarda çok sıcak hava ile proses ihtiyaçları karşılanabilir mi?, yoksa çok sıcak olmayan daha büyük miktarda hava yeter mi? Debi de araştırılmalıdır. Doğru mu?
- Mevcut koşulları tekrarlamak daha basit olabilir, ancak bunu yapınca potansiyel tasarruflar kaybedilebilir.
- Görev için uygun bir fan seçiniz. Fan tedarikçisi ile birlikte çalışarak, yük için ne tür fanın uygun olduğunu tespit ediniz. Ele alınması gereken bazı faktörler aşağıdakileri içerir:
 - o Fan tipi: Proses ihtiyaçları için en verimli tipi belirleyin.
 - o Fan büyüklüğü: Fan tipi için farklı büyüklük ve hız bileşkelerini değerlendiriniz. Proses gereklerini karşılayan minimum büyüklükteki fan en verimli seçenek olmayabilir. Daha az türbülans ile daha düşük hızda çalıştırılabilecek şekilde, bir veya iki büyük boyda fan daha iyi olabilir. Biraz büyük fanın ilâve maliyeti, ömür boyu enerji gideri tasarruflarına göre küçük olabilir.
 - o Yük sorunları: Örneğin, toz veya nem yüklü hava söz konusu ise, bu durum, fanda erozyon veya korozyon sorunlarına neden olabilir.
 - o Özel ihtiyaçlar: Bu ihtiyaçlar, patlama direnci, kıvılcım direnci, korosif gazlar, par-

Şekil 2.16. Çeşitli giriş konfigürasyonları

- o Mümkünse birbirine bitişik dirsekler, veya başka bir bileşene yakın dirsekler kullanmaktan kaçınınız. Bunlar akış profilini olumsuz etkileyebilir.
- o Dengesiz akıştan olumsuz etkilenebilecek bileşenlerin akış yukarısında düz kanal bölümü bulunmasını sağlayınız.

6) Mümkün olan en düşük basınç düşüşüne sahip olan akış ölçerler, filtreler, bobinler gibi bileşenler seçiniz.

2.3.2. Mevcut sistemler için optimizasyon teknikleri

Burada sunulan ilk iki teknik, fana fiziksel değişiklik yapılmasını (pervaneyi veya komple fanı değiştirme) gerektirmektedir; diğer teknikler ise, fan hızını değiştiren yöntemlerdir.

2.3.2.1. Pervanenin değiştirilmesi

Fanın pervanesi değiştirilerek daha verimli bir tasarım elde edilmesi mümkündür. Örneğin radyal pervane yerine radyal uçlu, geriye eğimli veya uçak kanatlı pervane kullanılabilir. Pervane korozyona uğramış veya aşınmış ise değiştirilmesi uygun olur.

Bazı durumlarda fan sistem tasarımı verimi düşürüyor olabilir; bu durumda, yeni pervane kullanılarak verim artırılabilir. Örneğin, torbalı filtrenin akış aşağısında bulunan bir fan, kirli hava akışına dayanması için seçilmiş olabilir; ancak, hava akımı pek de kirli olmayabilir ve hava akımını temizlemek için çok az miktarda filtreleme yeterli olabilir. Böyle durumlarda, geriye eğimli pervane kullanılabilir; bu, radyal fandan daha verimlidir.

Avantajlar: Yeni bir fanın masrafı ve kurulumu gereksizden çok daha iyi performans elde edilebilir; yeni fan, örneğin, yeni bir kaide betonu dökülmesini ve yeni desteklerin kurulmasını gerektirecektir.

Dezavantajlar: Hazır satılan pervane mevcut olmayabilir. Küçük fanlar için isteğe uyarlı tasarlanmış fanın maliyeti çok yüksek olabilir.

Bu teknik ne zaman kullanılmalıdır: Fan üreticisi ile görüşerek değiştirme için pervanenin var olup olmadığı sorulmalıdır. Pervaneyi değiştirmek çok büyük fan (200 kW veya daha büyük) için ve yeni pervane tasarımının daha verimli olacağı hallerde en uygun çözüm olabilir. Standart bir pervane mevcut değilse, imalat mühendisliği maliyetleri nedeniyle küçük fanlarda bu teknik, maliyet etkin değildir.

2.3.2.2. Fanın değiştirilmesi

Bazı koşullarda, en iyi teknik mevcut fanı değiştirmek olabilir.

Avantajlar: Fan, küçük bir güvenlik marjı verilerek, debi ve basınç ihtiyaçlarını tam karşılayacak biçimde boyutlandırılabilir.

Dezavantajlar: Yeni bir beton kaide gerekecektir; kablolama ve elektrik tesisatının değiştirilmesi gerekecektir; fanın farklı büyüklük ve biçimi varsa kanalların da değiştirilmesi gerekebilir. Kurulum pahalı olabilir.

Bu teknik ne zaman kullanılmalıdır: Fan değişimi, 150 kW'tan küçük olan fanlar için yapılmazdır; aksi halde maliyeti çok yüksektir. Ayrıca, yaşlanan veya niteliği bozulan fanlar için de iyi bir tekniktir.

Daha ucuz bir teknik işe yarıyorsa, fanı değiştirmeden önce bu düşünülmelidir. Ve ayrıca, mevcut proses çalışmazlık süresini tolere edemiyorsa, fan değişimi muhtemelen en iyi çözüm değildir; çünkü eski fanın sökülmesi ve yenisinin takılması zaman alacaktır.

2.3.2.3. Yeni kayışlı sürücü oranı

Fan sistemlerinde yaygın olan bir senaryo, abartılı boyutlandırılmış bir fanın çok fazla debi üretmesi ve bunun da çoğunlukla kapalı tutulan bir damper ile kısılmasıdır. Fan motoru üzerindeki kayışlı sürücü oranının değiştirilmesi fanı yavaşlatır, akışı düşürür ve damperin açık tutulmasını sağlar.

Kayışlı sürücü oranı, fanı hızlandıracak şekilde de değiştirilebilir. Örneğin, iki fan paralel olarak çalıştırılıyorsa, birlikte çalıştıklarında çok fazla akış üretebilirler, ancak bir tanesi yeterli akış sağlamıyor olabilir. Her iki fanı damperlere karşı çalıştırmaktansa, fanlardan birinin kayışlı sürücü oranı yeterli akış oluşuncaya kadar artırılabilir. İkinci fan kapatılabilir ve damperler tam açık tutulabilir.

Avantajlar: Bu teknik çok ucuzdur ve tamamen eski haline getirilebilir. Özgül akış koşullarına uyacak şekilde oran değiştirilebilir.

Dezavantajlar: Yeni hızı tespit etmek için kapsamlı hazırlıklar gerekebilir. Debi, basınç ve güçü tespit etmek için performans testleri gerekebilir.

Bu teknik ne zaman kullanılmalıdır: Mevcut bir kayışlı sürücü varsa, yük sabitse, fan abartılı boyutlandırılmış ve kontrol mekanizması olarak damper kullanılıyorsa, bu teknik en iyi yöntemdir.

Bu teknik, aynı zamanda aşağıda verilen diğer tekniklerin bazılarıyla birlikte de kullanılabilir. Örneğin abartılı boyutlandırılmış bir fan, hiçbir zaman %40'tan fazla açılmayan bir damperle karşı çalıştırılıyor ve proses için değişken akış gerekiyorsa, kayışlı sürücü oranı değiştirilerek fan yavaşlatılabilir ve damper açılabilir. Bu noktada fan, daha önceki durumuna göre yarı güçte çalışıyor olabilir (örneğin 75 kW yerine 37 kW) ve değişken akış sağlamak için değişken frekanslı sürücü satın alınabilir. 37 kW VFD'nin satın alınması 75 kW VFD'den daha ucuzdur.

2.3.2.4. Kayıslı sürücüye geçilmesi

Doğrudan sürüşle çalıştırılan fan motorları kayıslı sürüşe çevrilerek fan hızının ayarlanmasına imkân verilebilir. Bu yolla, doğrudan sürüşlü fanın kapasitesi, değişken frekanslı sürücü satın alma masraflarına katlanmaksızın değiştirilebilir.

Avantajlar: Kayıslı sürücü oranının değiştirilmesinde olduğu gibi, fanın hızı, özgül akış koşullarına uyacak şekilde değiştirilebilir. Değişken frekanslı sürücü satın almaktan daha ucuz gelir.

Dezavantajlar: Bazen fanın yatakları, yanal kuvvet veya kayış itkisine dayanamayacağı için, kayıslı sürüşe geçiş uygun olmayabilir. Mil üzerindeki kayış germe kuvveti, fan yataklarından gerilimi alan bir avara mili kullanılmak suretiyle önlenir. Yatakların kayıslı sürüşe geçiş için uygun olup olmadığı fan üreticisine sorulmalıdır. Uygun değilse, avara mili kullanılmalıdır.

Kayıslı sürücü büyük bir ihtimalle farklı biçimde konfigüre edileceğinden, motor veya fan için yeni bir kaide gerekebilir.

Kayıslı sürücü, kayışları hizalama, boyutlandırma, germe ve değiştirme gibi ilâve bakıma gerek duyacaktır.

Bu teknik ne zaman kullanılmalıdır: Mevcut fan abartılı boyutlandırılmış ise ve 190 kW veya daha düşük güçte çalışan doğrudan sürüşlü motora sahipse, bu teknik iyi bir seçenektir. Değişken frekanslı sürücü çok pahalı olduğunda veya sair şekilde sistem için uygunsuz olduğunda da, kayıslı sürüşe geçiş iyi bir seçenektir.

Kayıslı sürücüler 190 kW üzerindeki motorlarda genellikle kullanılmaz, çünkü çok fazla sayıda kayışa ihtiyaç olur ve bunlara bakım yapılması zordur. Ayrıca, bu tekniğin uygulanması zaman alır; dolayısıyla üretime ara verme tolere edilemeyecekse, başka bir teknik düşünülmelidir.

2.3.2.5. Değişken frekanslı sürücü

Değişken frekanslı sürücüler (VFD'ler) çeşitli adlarla bilinir: Ayarlanabilir frekanslı sürücüler (AFD), ayarlanabilir hız sürücüleri (ASD) ve darbe genişliği modülasyonlu (PWM) sürücüler. VFD'ler fanı yavaşlatmak suretiyle, makinenin iş yapma yeteneğini azaltır. Fan yavaşladığında daha az debi ve basınç üretir.

VFD'ler, değişken debiye ihtiyaç duyulduğu durumlarda kullanılır. Abartılı boyutlandırma nedeniyle fan olması gerektiğinin iki misli kadar büyükse ve proses değişken debilere ihtiyaç duyuyorsa, yeni ve daha küçük bir fan ve daha küçük bir motor ve VFD satın alınması düşünülmelidir. Finansal açıdan en iyi seçenek bu olabilir.

Avantajlar: Fan çıktısı proses ihtiyaçlarıyla tam olarak eşleştirilebilir. Kaide veya kanallara değişiklik yapılması gerekmez. Küçük fan motorları için VFD'ler oldukça maliyet etkindir. Aslında 15 kW'ın altında fan motorları için VFD satın almak, yeni bir kayıslı sürücü için kayış oranının belirlenmesine yönelik yapılacak fizibilite etüdünden daha ucuz olabilir.

VFD, kısmalı kontrolün yerini kolayca alabilir, böylece damperler tam açık tutulabilir. Ayrıca, daha fazla debi verebilmek amacıyla fan motorunun yüksek hızda çalıştırılması için kullanılabilir, yeter ki, sürücünün yeterli gücü ve kapasitesi olsun ve fan bunu tolere edebilsin.

Mekanik ve elektrikli cihazların güvenilirliklerini araştıran insanlar bazen, orta gerilimli VFD'ler hakkında kuşku duyarlar. Ancak, alçak gerilimli (460 Volt) sürücüler, uygun biçimde özellikleri belirlenir ve yerleşik bir üreticiden alınır, daha güvenilir olur.

Dezavantajlar: Büyük motorlar (300 kW üzeri) için VFD'ler oldukça maliyetli olabilir ve küçük motorlarda olduğu kadar güvenilir değildir. Özellikle, debi ihtiyaçlarının nispeten sabit olduğu durumlarda, pervaneyi veya fanı değiştirme gibi daha düşük maliyetli alternatifler değerlendirilmelidir.

VFD verimi düşük hızlarda azalır; sistem veriminde yaklaşık %5'lik düşüşe neden olur.

VFD'ler, enerji şebekesine geriye iletilen harmonik frekansları üretmek suretiyle elektrik sistemlerinde sorunlara neden olabilirler. Bu da, diğer değişken frekanslı sürücüler, proses bilgisayarları ve motorları dâhil olmak üzere tesisteki diğer makineleri olumsuz etkileyebilir. VFD'ler ayrıca, elektrik kalitesine de duyarlıdır. Güç değişimleri, VFD'lerin devre dışı kalmasına neden olabilir; bu durumda, VFD'lerin başlangıç ayarlarına getirilmeleri gerekir.

VFD satın almak, doğru sürücüyü seçmek için zaman ve biraz karmaşık bilgi gerektirir. VFD tedarikçisi, fanın başlama torkunu, fan motorunun yaşı ve durumunu ve fan ile elektrik odası arasındaki mesafeyi bilmek ister.

Bu teknik ne zaman kullanılmalıdır: Değişken debiye ihtiyaç duyan sistemde, özellikle debinin önemli miktarlarda değiştiği durumlarda, 300 kW veya daha küçük fan motorları için kullanılmalıdır.

Hali hazırda tam kapasitede olan, kararlı durum yükünde çalışan veya çok küçük debi değişimleri olan sistemlerde VFD kullanılmamalıdır.

2.3.2.6. Akışkan kaplinler

Akışkan kaplinler, giriş milindeki momentumu çıkış miline aktarmak için bir akışkan kullanırlar. Giriş miline bağlı bir pervane döndükçe akışkana ivme verir. Akışkan, çıkış mili çarkının kanatlarına çarpar, momentumu aktarır.

Bir akışkan kaplin verimsizse, ısı üretir ve sürücüde verimsizliğe yol açar. Yeni akışkan kaplinler çok daha verimlidir. Gereken güç ve mil hızına uygun akışkan kaplinlerin var olup olmadığı üreticiye sorulmalıdır.

Akışkan kaplinlerin kullanılması, fan hızının ayarlanmasına imkân tanıyan diğer bir tekniktir. Fanın yavaşlatılmasını ve böylece damperin tam açık tutulmasını sağlar.

Avantajlar: Akışkan kavrama, kayışlı sürücünün kullanılamayacağı 500 kW üzerindeki büyük fan motorlarında kullanılabilir.

Dezavantajlar: Akışkan kavramalar pahalı ve verimsiz olabilir.

Bu teknik ne zaman kullanılmalıdır: Büyük motorlarda hızı değiştirmek için kullanılabilir.

2.3.3. En uygun optimizasyon stratejisinin belirlenmesi

Aşağıdaki iki durumu inceleyiniz ve soruları cevaplayınız. Sağlanan bilgiler yalnızca problemleri çözmek için gerektiği kadardır.

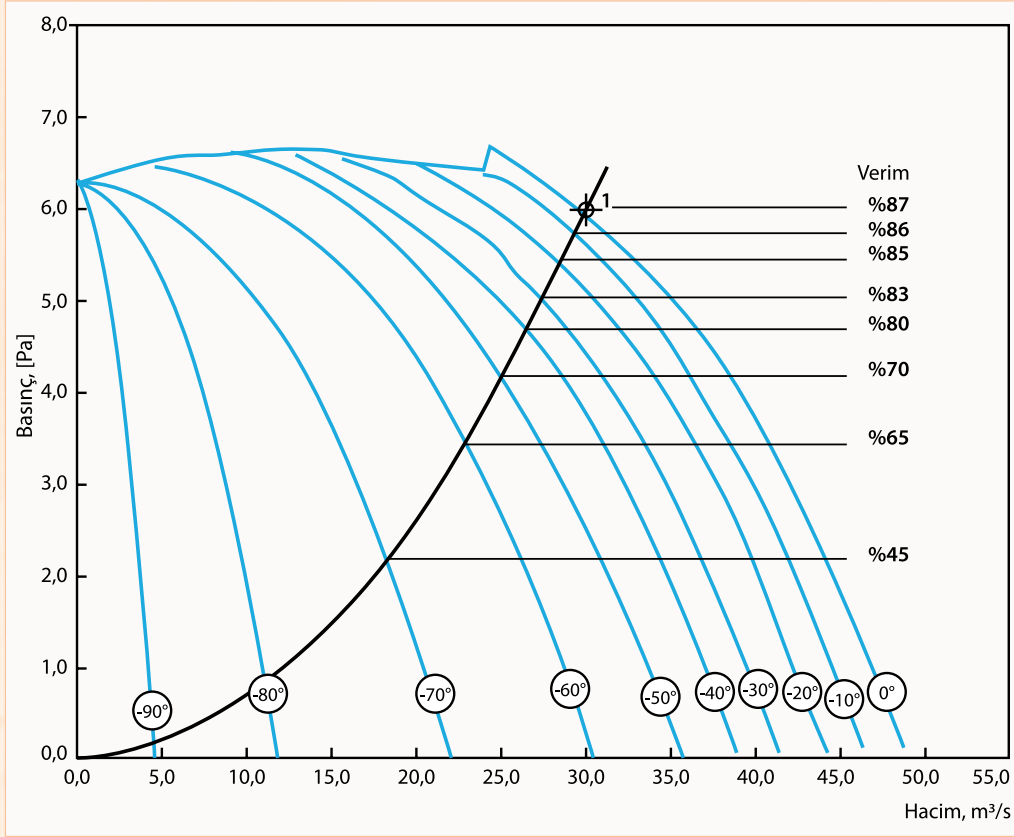
Durum-1: Bir çimento fabrikasında tipik olarak 5-6 klinker soğutma fanı vardır. Hattaki ilk fan çok yüksek basınç üretmektedir.

Normal olarak, ocaktaki klinkerin derinliği 18-25 cm arasındadır, ancak fırın duruşu esnasında klinker derinliği bazen 30 ilâ 50 cm'ye ulaşabilir.

Normal çalışma esnasında, ilk fandaki değişken giriş kanatları neredeyse tamamen kapalıdır. Ancak, fırın duruşu esnasında damperler büyük ölçüde veya tamamen açılır.

İlk klinker soğutma fanı için debi ve basınç Şekil 2.17'de gösterildiği gibidir:

Şekil 2.17. Klinker soğutma fanı eğrisi



Soru-1: Aşağıdaki optimizasyon stratejilerinden hangisi bu durum için uygundur? Her stratejinin uygunluğu hakkında ulaştığınız sonuçları açıklayınız.

FSO Stratejisi	Niçin Uygun?	Niçin Uygun Değil?
(1) Yeni, daha küçük fan		
(2) Kayış kasnak sistemini değiştirerek fanı yavaşlatmak		
(3) VFD		

Durum-2: Yönlendirilmiş yonga levha fabrikasında 200 kW'lık bir ID fan, giriş damperleri %30 açık tutularak çalıştırılmaktadır. Fanın akış aşağısındaki sistem damperleri ise %40 açıktır. Proses, normal çalışma sıcaklığı ve koşullarına ulaştığında, proses ihtiyaçları kararlıdır. Fan kayış sürüşlüdür.

Soru-2: Aşağıdaki optimizasyon stratejilerinden hangisi bu durum için uygundur? Her stratejinin uygunluğu hakkında ulaştığınız sonuçları açıklayınız.

FSO Stratejisi	Niçin Uygun?	Niçin Uygun Değil?
(1) Değişken giriş kanatları		
(2) VFD		
(3) Damperleri açmak ve kayış kasnakları değiştirmek		
(4) Yük için optimal olarak seçilen yeni bir fan		

Fan Sistem Performansı Analizi

3.1. Endüstriyel Havalandırma Fan Sisteminin Tasarlanması

3.1.1. Havalandırma ihtiyaçları nasıl belirlenir?

Havalandırma sistemi tasarımı, en yüksek miktarda havalandırma havası gerektiren faktörler tarafından belirlenir: Proses, insanlar veya mobil teçhizat.

3.1.1.1. Havalandırma ihtiyaçları

Havalandırma ihtiyaçları genellikle proses tarafından belirlenir. Prosesle gerekli bir boşaltım miktarı varsa, boşaltılan havayı telâfi etmek üzere taze hava sistemi tasarlanmalıdır.

Prosesin gerektirdiği boşaltım ve taze hava miktarları, içeride yaşayan insanların ihtiyaç duyduğu taze hava miktarından fazla olabilir.

Ancak bazı durumlar vardır: (1) olağandışı çok sayıda işçinin bulunduğu tesisler ve (2) motor tahrikli forkliftler gibi mobil teçhizatın bulunduğu tesisler. Buralarda CO₂ veya CO zehirlenmesini önlemek için ilâve havalandırma havasına gerek duyulabilir.

Tablo 3.1'de havalandırma ihtiyaçlarının belirlenmesinde kullanılan faktörler ve havalandırma ihtiyaçları sunulmuştur.

Tablo 3.1. Havalandırma ihtiyaçlarının belirlenmesi için rehber ilkeler

Faktör	Havalandırma İhtiyacı
1. Proses	Proses ne kadar gerektiriyorsa
2. İnsanlar	Kişi başına saniyede 8-12 litre
3. Mobil Teçhizat	Metre kare başına saniyede 4 litre

Proses ihtiyaçlarında beş alt kategori vardır. Çünkü, bazı makineler belirli düzeyde boşaltım debisine gerek duyarlar. Aşağıda beş örnek verilmektedir:

Örnek 1. Bir ahşap işleme makinesi belirli miktarda toz üretmektedir. Tozu gidermek için, belirli büyüklükte toplama orifisi ve tozu yakalamak için belirli düzeyde giriş hızına ihtiyaç vardır.

Örnek 2. Kâğıt makinesi üzerindeki kurutma kabini, tabakadaki nemi gidermek için belirli miktarda nispeten kuru dış havaya ihtiyaç duyar.

Örnek 3. Fabrikada belirli miktarda nem oluştuğunda, nemi dışarıya taşımak için seyreltme havasına ihtiyaç duyulur.

Örnek 4. Bazı prosesler, insan operatörlerin sağlığı açısından dışarıya atılması veya seyreltilmesi gereken zehirli toz veya duman üretirler.

Örnek 5. Temiz oda uygulamasında, belirli miktarda temiz hava sürekli olarak odayı sifonlayarak kir ve toz sorunlarını ortadan kaldırır.

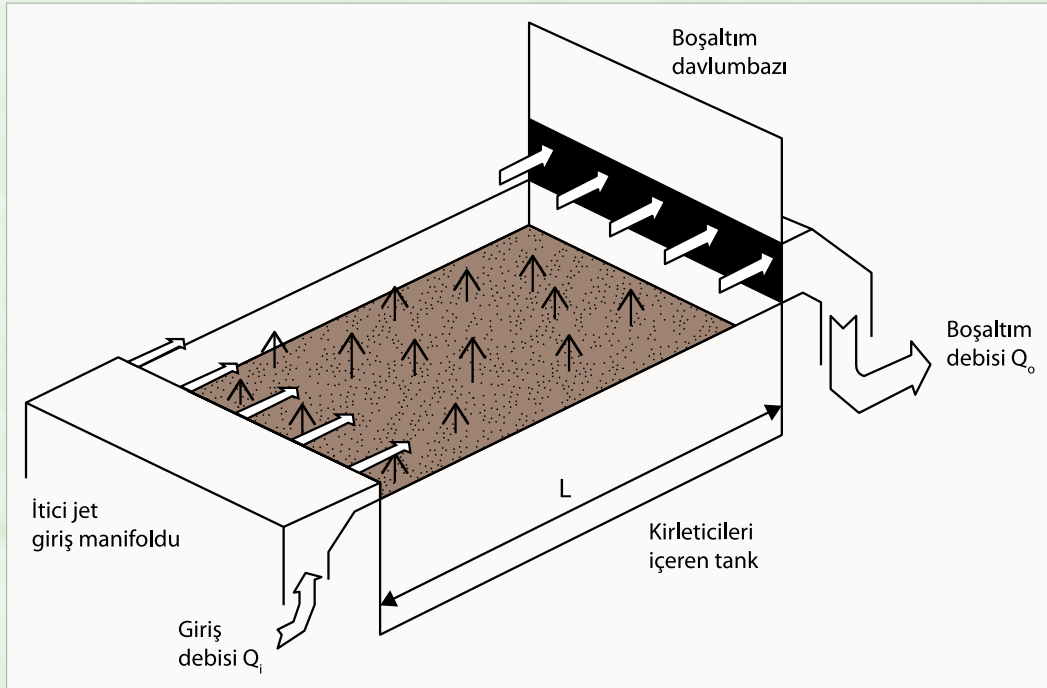
3.1.1.2. Boşaltım stratejisi

Boşaltım stratejisi, ne kadar havanın giderilmesi gerektiği ile havanın nereden giderileceğine dayalıdır ve kaynaktaki kirlenmelerin giderilmesine ağırlık verir.

Boşaltım havası taze hava ile dengelenmelidir.

Havanın içeriye alındığı yere dikkat edilmelidir. Bu konuda iyi strateji, taze havayı içeri alırken, kirlenmeleri boşaltım toplayıcı noktalarına doğru itmektir. Buna it-çek havalandırma denilmektedir. Şekil 3.1'e bakınız.

Şekil 3.1. Robinson ve Ingham it-çek diyagramı



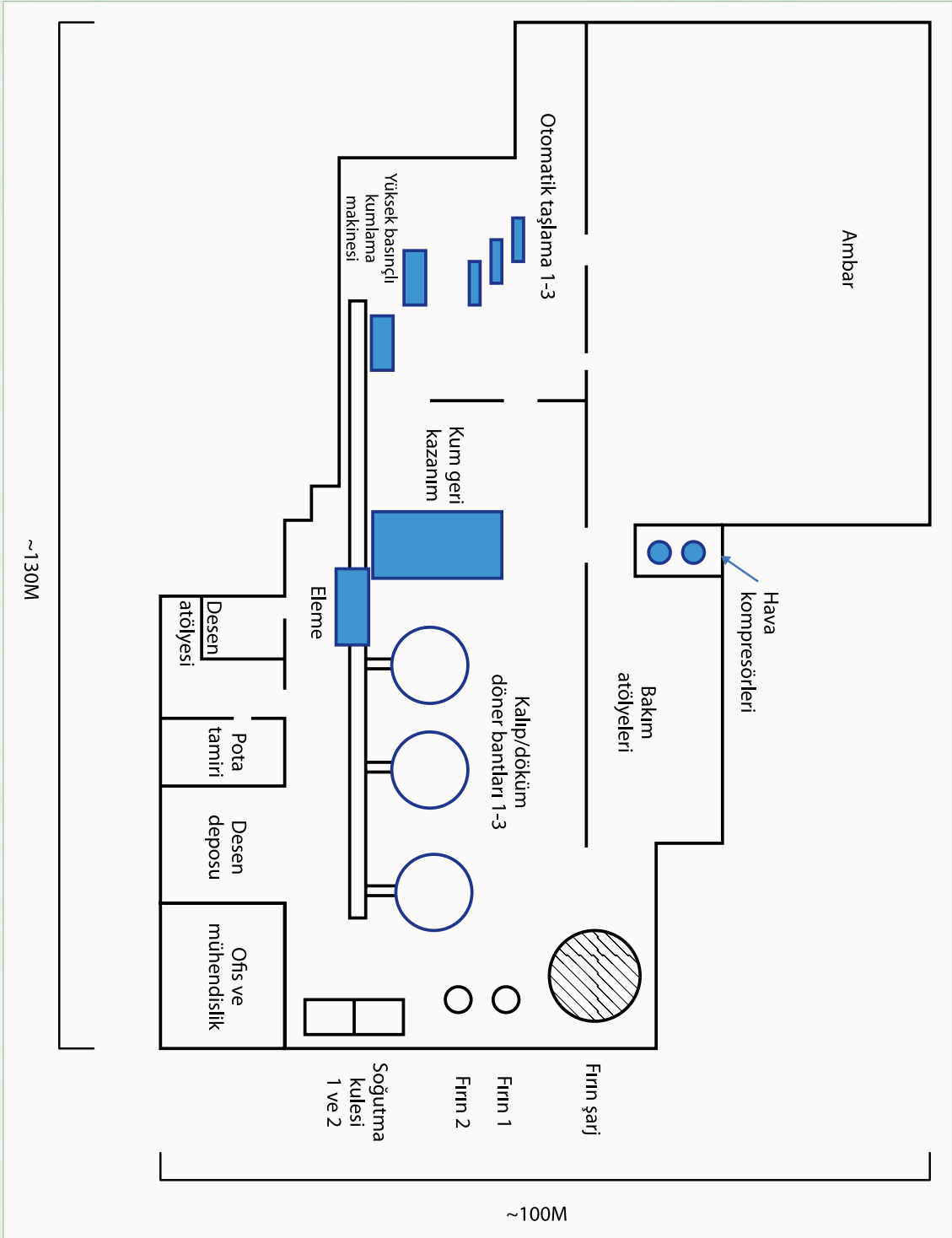
3.1.1.3. Fan sistemi tasarım adımları

1. Proses, insanlar ve mobil teçhizat (söz konusu ise) için havalandırma ihtiyaçlarını hesaplayınız.
2. Havalandırma ihtiyaçlarından hangisinin baskın olduğunu belirleyiniz.
3. Boşaltım için en iyi toplama noktalarını belirleyiniz.
4. Fanları yerleştiriniz.
5. Boşaltım fanlarını toplama noktalarına birleştirmek için gereken kanal yapısının tek hat şemasını çiziniz.
6. Boşaltım havasına ne işlem (söz konusu ise) yapılması gerektiğini belirleyiniz. İşlemden sonra hava tekrar tesise döndürülebilir mi?
7. Toplam boşaltım miktarından devridaim edilen hava miktarını çıkarmak suretiyle, taze hava miktarını hesaplayınız.
8. Tesis içindeki kirleticilerin hareketini kontrol edecek bir it-çek stratejisi kullanmanın avantajlı olabileceğini hatırd tutarak, taze havanın içeriye verileceği en mantıklı yeri kararlaştırınız.
9. Taze havaya yapılacak işlemi belirleyiniz. Soğutmayı, ısıtmayı, uygunsa ısı geri kazanımını düşününüz.
10. Genel yerleşim tamamlandığında, kanal boyutlarını ve bağlantılar ve dirsekler de dâhil olmak üzere kanaldaki sürtünme kayıplarını hesaplayınız.
11. Diğer sistem hava işlem cihazlarında (ısıtma, soğutma, filtreler, torbalı filtreler vs.) basınç kayıplarını hesaplayınız.
12. Debi ve basınç kayıpları bilindiğinde, debi ve basınç ihtiyaçlarına ve hava akımında (varsa) kirleticilerin türlerine dayalı olarak, uygun fan tip(ler)ini ve boy(lar)ını seçiniz.

3.1.1.4. Havalandırma tasarım problemi

Soğuk iklim bölgesinde yer alan bir pik dökümhanesi Şekil 3.2'de gösterilmektedir.

Şekil 3.2. Pik dökümhanesi



Kış süresi 30 haftadır ve ortalama kış sıcaklığı 0°C'dir. Tesis haftada 5 bölüm halinde çalışmaktadır ve her bölüm 24 saat çalışmaktadır. Tesis genelinde propan yakıtlı forkliftler kullanılmaktadır. Tesisle ilgili diğer önemli bilgiler şöyledir:

Çalışan sayısı	: 130
Taban alanı	: 11.700 m ²
Ambar	: 2.900 m ²
Taşlama/perdah	: 1.700 m ²
Eritme/kalıplama	: 4.100 m ²
Bakım atölyeleri	: 1.200 m ²
Pota tamir/desen atölyesi	: 1.200 m ²
Ofisler	: 600 m ²

Proses boşaltım ihtiyaçları aşağıdaki gibi tespit edilmiştir:

	Sıcaklık °C	m ³ /s	Yorumlar
Kalıp soğutma	43	5.70	Tozlu – az miktarda kir aynı zamanda kalıplardan zararlı dumanlar (üç döner bandın her birinde tipik)
Hurda ön ısıtma (fırın şarj alanı)	63	4.70	Biraz kirli (Ön ısıtıcıda 1.000 Pa düşüşü)
Sıcak kum eleme ve geri kazanım	60	18.90	Çok kirli – aynı zamanda kum bağlayıcılardan kaynaklanan zararlı dumanlar içeriyor
Yüksek basınçlı kumlama (makinesi)	24	2.85	Her biri için akış gerekiyor Kirli – kumlu
Taşlama	24	2.40	Üç taşlama istasyonunun her biri için akış gerekiyor. Kirli – metal kırıntı ve parçacıklar
Fırın boşaltımı 2 fırın için tipik	60	21.20	Kirli ve korozif

Elektrikli endüksiyon fırınları toplam olarak, 300 gpm debide ve 29°C sıcaklıkta soğutmanın fırına gelmesine ihtiyaç duymaktadır. Fırından çıkan suyun sıcaklığı 54°C'dir ve soğutma kulesinden dolaştırılarak sıcaklık 29°C'ye düşürülmektedir. Soğutma kuleleri halihazırda hava akışını tesisten çekmekte; sıcak ve nemli hava ise dışarıya boşaltılmaktadır.

Talimat: Şu anda "fan sistemi tasarım adımları"ndan sadece 1, 2 ve 6'ya odaklanılacaktır. Tek başınıza çalışarak bu üç adımı tamamlayınız.

1. Proses, insanlar ve mobil teçhizat (söz konusu ise) için havalandırma ihtiyaçlarını hesaplayınız.

2. Havalandırma ihtiyaçlarından hangisinin (proses, insanlar veya mobil teçhizat) baskın olduğunu belirleyiniz.

6. Boşaltım havasına ne işlem (söz konusu ise) yapılması gerektiğini belirleyiniz. Proses boşaltım havasının herhangi bir bölümü işlemten sonra hava tekrar tesise döndürülebilir mi?



Bölüm 4

Fan Sistemi Tasarımına İlişkin Düşünceler ve Isı Geri Kazanımı

4.1. Isının Geri Kazanılması

4.1.1. Isı geri kazanım stratejileri

Bundan önceki bölümlerde, fanın proses yükünü karşılamak için gerekli olandan fazla enerji kullandığı çeşitli senaryolar incelenmiş ve fan işletiminin optimize edilmesi halinde enerji kullanımının nasıl azalacağı gösterilmiştir. Endüstriyel fan sistemleri bakımından enerji verimliliğinin diğer bir temel yönü de, fan sisteminin hava tarafının ısı özelliklerini gözden geçirmek ve incelemektir.

Örneğin bir havalandırma fanı, mütevazı bir elektrik çekişine göre 10 ilâ 50 misli daha fazla ısı enerji atabilir. Keza, 7,5 kW'lık bir taze hava fanı, havayı gerekli sıcaklığa ısıtmak için 75 ilâ 200 kW ısı enerjisi ihtiyacı duyabilir.

Birçok sanayi kolunda, tesisin sıcak yaz aylarında dayanılabilir olmasını sağlamak için ısı kaynaklarına egzoz fanları takılmıştır. Tesiste tehlikeli negatif basınçlandırma oluşmasının önlenmesi için, prosesten boşaltılan her metre küp hava karşılığında bir metre küp taze hava sağlanmak zorundadır.

Soğuk iklimlerde kış aylarında, tesisteki teçhizat ve personelin donmasını önlemek için taze havanın ısıtılması gereklidir. Ne var ki, taze havanın ısıtılması maliyetli bir işittir. Böyle bir durumda, tesisin ısı geri kazanımını göz önüne alması faydalı olabilir; böylece, egzoz havasının yanı sıra, ısıyı da atmak yerine, ısı geri kazanılarak içeri alınan taze havanın ön ısıtılması veya elverişli hale getirilmesi için kullanılabilir.

Endüstriyel prosesler ve fan sistemlerinden ısının geri kazanılması için birçok farklı strateji vardır. Burada altı strateji incelenecektir:

1. Glikol sirkülasyon sistemi
2. Havadan havaya
3. Isı borusu
4. Isı çarkı
5. Havadan suya
6. Sudan havaya

Çeşitli ısı geri kazanım cihazlarının aşağıdaki tanımlamalarını basitleştirmek için, (farz edilen) daha soğuk giriş havası (veya taze havayı) ön ısıtmak amacıyla, sıcak egzoz havasından ısının geri kazanılması genel yaklaşımı kullanılır.

Teorik olarak, aynı tipte geri kazanım sistemi (yazın iklimlendirmesi bulunan bir binada kurulu ise), yazın giriş havasını ön soğutmak için kullanılabilir. Ancak, bazı ısı değiştirme sistemleri daha küçük sıcaklık farkı nedeniyle yaz döneminde pek iyi bir performans göstermemektedir.

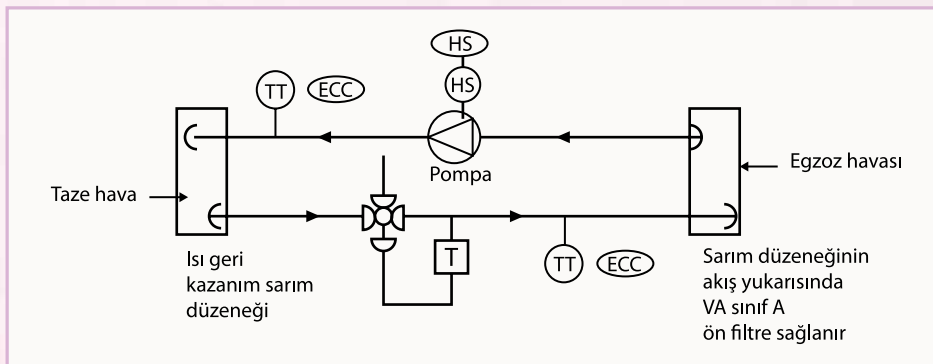
Örneğin, kış aylarında bina HVAC (iklimlendirme) uygulamasında, egzoz havası 21°C (70°F)'ye varan sıcaklıkta olabilir, soğuk iklimdeki giriş havası da -18°C (0°F) düzeyinde olabilir; bu da 39°C (70°F) düzeyinde toplam sıcaklık farkı (ΔT) yaratabilir. Yaz aylarında ise, egzoz havası 27°C (80°F), giriş havası 35°C (95°F) olabilir ve bunun sonucunda 8°C (15°F) düzeyinde bir sıcaklık farkı, olabilir. Yazın söz konusu olan sıcaklık farkı, kış aylarındaki sıcaklık farkının yalnız 1/5'i düzeyinde olduğundan, yazın ısı kazanımı (kJ/h), kışın ısı kazanımının yalnız 1/5'i düzeyinde olur.

4.1.1.1. Glikol sirkülasyon sistemi

Glikol sirkülasyon sistemi, antifiriz çözeltisi (glikol) doldurulmuş iki adet ısı değiştirici serpantininden oluşur. Bir pompa, akışkanı döngü içinde dolaştırır. Akışkan çıkış ile giriş arasındaki boru tesisatında ileri ve geri "dolaşır", bu nedenle adı da "sirkülasyon sistemi"dir. Serpantinlerden birisi sıcak egzoz hava akışındadır; burada glikol, egzoz gazından ısıyı alır. Isınan bu glikol akışkan, soğuk giriş havasında bulunan ikinci bir ısı değiştirici serpantininden geçirilir. Sıcak glikol akışkan soğuk giriş havasına ısınıp bırakarak giriş ön havasını ön ısıtır.

Şekil 4.1. Glikol sirkülasyonlu ısı geri kazanım sistemi proses ve enstrümantasyon diyagramı

(ABD Asker Emeklileri Departmanı'nın izniyle)



Avantajları: Glikol sirkülasyon sistemi, diğer birçok stratejide olduğu gibi, çıkış ve giriş havasının fiziksel olarak birbirine bitişik olmalarını gerektirmemektedir.

Dezavantajları: Bu sistemin başlıca dezavantajları şunlardır:

- Glikol sirkülasyon sistemi, ısı değiştirici serpantinlerine ek olarak bir pompa ve boru tesisatına (kurulum gideri) gerek duyar. Pompa, sisteme parazit yükü ekler.
- Isının aktarılması için sıcaklık farkının bulunması gerekir; böylece, akışkan hiçbir zaman egzoz hava akımı kadar sıcak olmaz, giriş hava akımı kadar da soğuk olmaz. Bu "çifte" ısı transferi, genellikle toplam sistem performansının zayıf olmasına yol açar. Buna ilişkin pratik bir sınır, teorik maksimum ısı transferinin %40 ile %60'ı arası olabilir.
- Bazı durumlarda, hava tarafındaki serpantinlerdeki basınç düşüşü bazen önemli düzeyde olur; fanlardan ilâve parazit elektrik yükleri oluşmasına neden olur. Isı geri kazanımının arzu edilmediği yaz aylarında, pompa kapatılabilir ancak fanlar hâlâ hava tarafındaki parazit kaynaklı basınç kaybını karşılamak zorundadır.

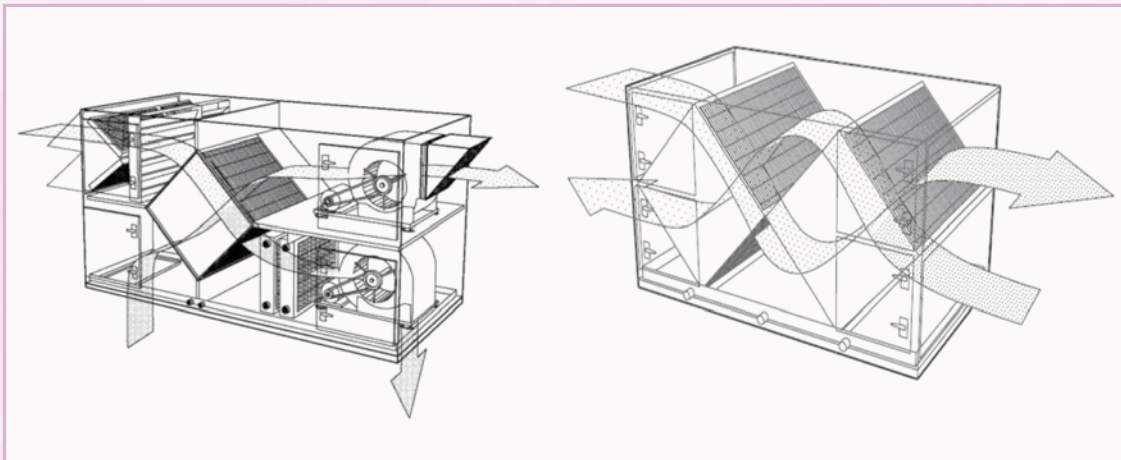
En uygun kullanım yeri: Egzoz ve giriş hava akımları arasında sıcaklık farkının büyük olduğu, egzoz ve giriş hava akımlarının birbirinden belirli bir mesafe ayrı olduğu durumlarda.

4.1.1.2. Havadan havaya

Havadan havaya ısı geri kazanım yöntemi genellikle çift yönlü akış düzeni halinde düzenlenmiş bir dizi alüminyum (veya başka malzemeden) plakadan oluşur; sıcak egzoz havası, plaka(lar)ın bir tarafında, soğuk giriş havası da diğer tarafında yer alır. Isı, plakalar yoluyla egzoz hava akımından giriş hava akımına aktararak giriş havasını ön ısıtır, bu nedenle, bu yöntemin adı "havadan havaya" olmuştur. Yer tasarrufu için plakalar genellikle istiflenir ve düzeneğe sağlamlık kazandırmak ve ısı transferi yapılacak toplam yüzey alanını artırmak için zikzak ara levhalar kullanılır. Havadan havaya düzeneği için tercih edilen malzeme genellikle alüminyum olmakla birlikte, egzoz gaz akımının korozif gazlar içermemesine dikkat edilmelidir.

Şekil 4.2. Havadan havaya ısı değiştiriciler; solda: taze hava ünitesi; sağda: çift geçiş düzeni

(Xetex Inc.'in izniyle)



Avantajları: Doğrudan (tek adımlı) ısı transferi, sistemin glikol sirkülasyon sisteminden daha etkin çalışabileceğine işaret eder. Isı değiştiricideki nispeten büyük hava kanalları, gaz akımındaki birtakım safsızlıkları ve kirleri tolere edebilir; yine de ısı transfer verimini muhafaza etmek için bir tür otomatik temizleme sistemi gerekebilir. İki geçişli sistemde, havadan havaya düzeneği, mevcut ısının %80'e varan kısmını geri kazanabilir.

Şekil 4.3. Çelik konstrüksiyonlu havadan havaya 2 geçişli endüstriyel ısı değiştirici
(MECS Inc.'in izniyle)

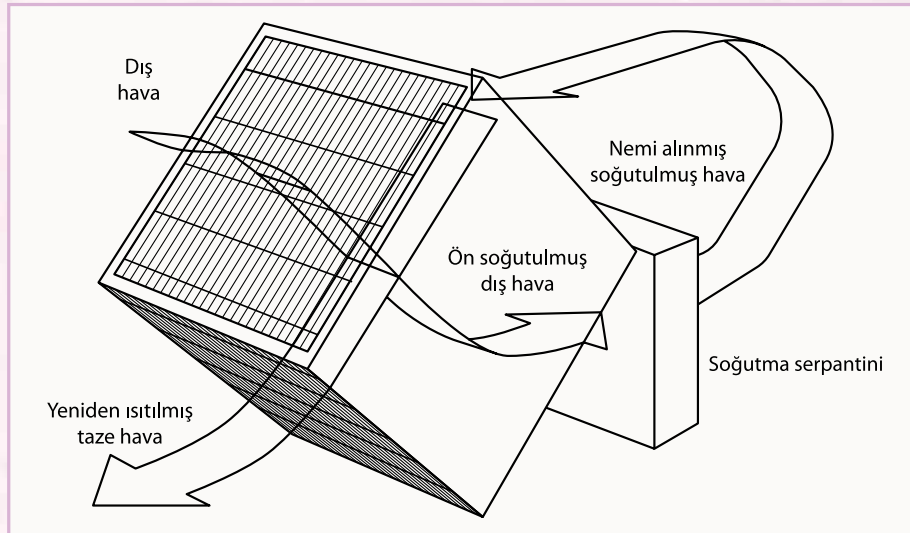


Dezavantajları: Egzoz ve giriş hava akımları, aynı cihazdan geçebilmek için, aynı fiziksel mekânda bulunmalıdır. Diğer bir dezavantajı ise, cihazların maliyetinin yüksek olmasıdır.

En uygun kullanım yeri: Isıtma ve iklimlendirme gibi temiz hava uygulamaları veya korozif, aşırı kirli olmayan proses egzozu. Kirli egzozdan ısıyı yakalamak amacıyla, filtre ünitesinin akış aşağısında havadan havaya ısı değiştirici kurmak mümkündür.

Havadan havaya ısı değiştiricinin çok faydalı diğer bir uygulaması ise, bir nem alıcının "süperşarj" edilmesidir. Şekil 4.4'te görüldüğü üzere, havanın buharlaştırıcı serpantinine gelmeden önce ön soğutulması için ısı değiştirici kullanılabilir; bu da nem alıcının birim giriş enerjisi başına çok daha fazla nemi atabilmesini sağlar. Hava, soğutma serpantininden geçtikten ve nemini bıraktıktan sonra, giriş havasından çekilen enerji ile yeniden ısıtılır.

Şekil 4.4. Nem alıcıdaki havayı ön soğutmak ve yeniden ısıtmak yoluyla nem alıcıyı süperşarj etmek üzere havadan havaya ısı değiştirici kullanımı
(Xetex Inc.'in izniyle)

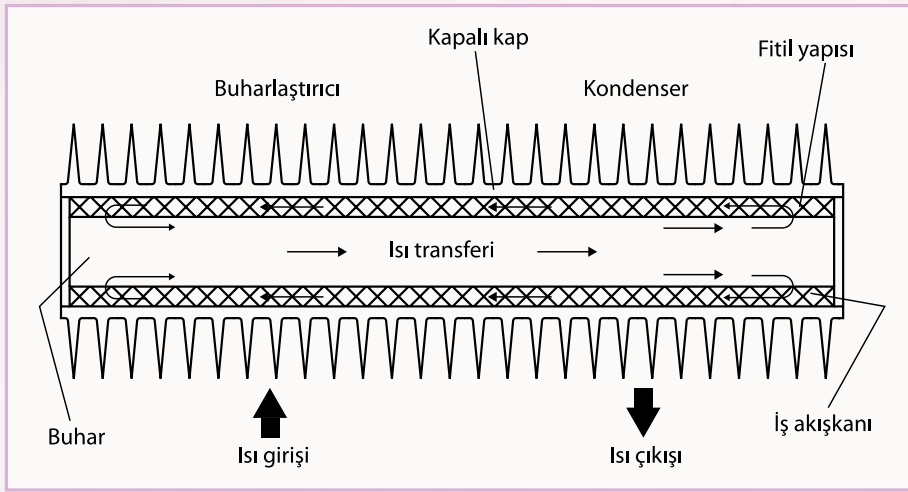


4.1.1.3. Isı borusu

Isı borusu sistemi, her biri ısı transfer akışkanı (genellikle alkol benzeri bazı uçucu bileşikler) içeren kapalı borular kümesinden oluşur. Kapalı boruların ucunda, sıcak egzoz havası akımı vardır; hava borunun ucundan geçerken, akışkan egzoz gazının ısını emerek kaynar (buharlaştır). Buhar, ısı borusu boyunca hareket ederek, ısı borusunun diğer ucunda, soğuk giriş havasının olduğu yere gelir. Borudaki buhar yoğunlaşır, ısını giriş havasına vererek giriş havasını ısıtır. Bazen, ısı boruları fitil kullanılarak sıvıyı sıcak uca taşımak için bir hat üzerinde dizilirler; veya bazı durumlarda akışkanın sıcak uca akmasını kolaylaştırmak için boruya hafif bir eğim verilebilir. Daha karmaşık tasarımlarda, ısı transfer oranını düzenlemek için eğim değiştirilir.

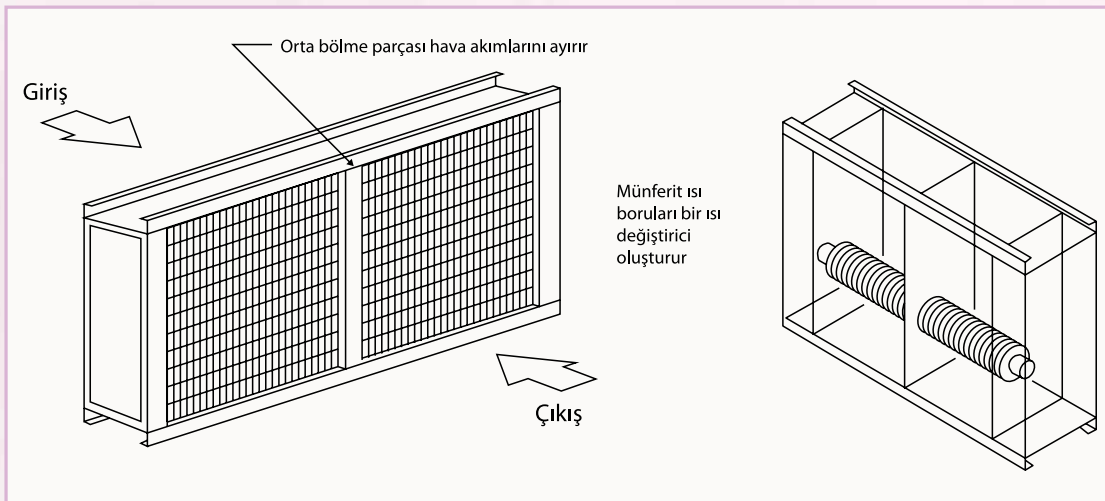
Şekil 4.5. Isı borusunun iç yapısı

(Colmac Corp.'un izniyle)



Şekil 4.6. Isı borusunun yan yana ısı geri kazanım düzenlemesi

(Colmac Corp.'un izniyle)



Avantajları:

- Pompa veya dış boru tesisatına gerek yoktur.
- Sistemin hava tarafında basınç düşüşü nispeten düşüktür.

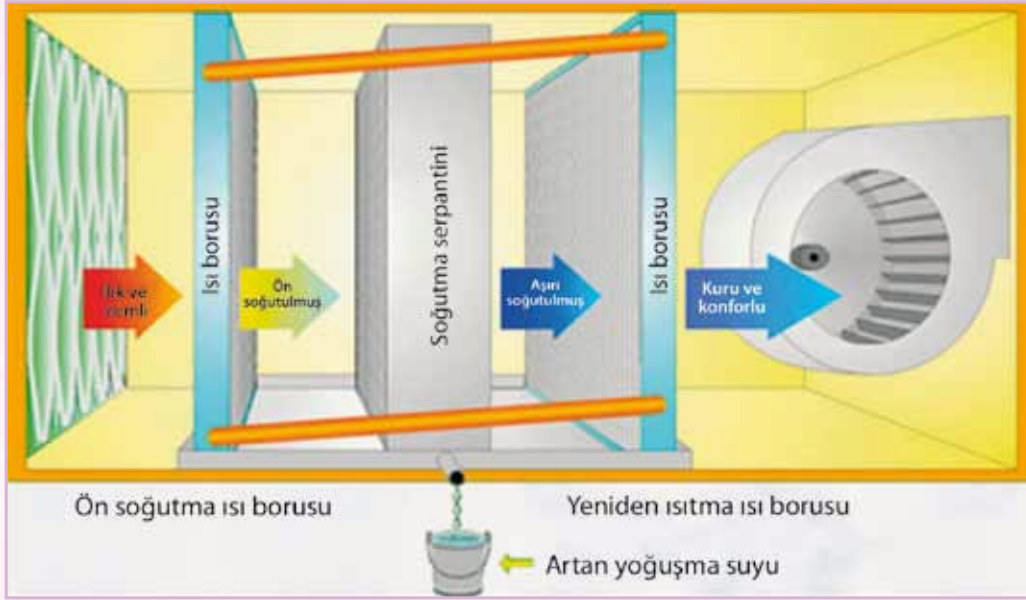
Dezavantajları:

- Egzoz ve taze hava akımları birbirlerine fiziksel olarak yakın olmalıdır.
- Hava nispeten temiz olmalıdır.
- Çok soğuk iklimlerde, egzoz tarafında buzlanma oluşmamasına dikkat edilmelidir.

En uygun kullanım yeri: Egzoz ve taze gaz akımları genel olarak aynı yerde ise (5-10 m dâhilinde).

Şekil 4.7. Süper nem alma için kullanılan ısı borusu: ön soğutma ve yerleşik yeniden ısıtma

(Heat Pipe Technology Inc.'in izniyle)

**Şekil 4.8. I-P psikrometrik bilgiyle süper nem alma için kullanılan ısı borusu**

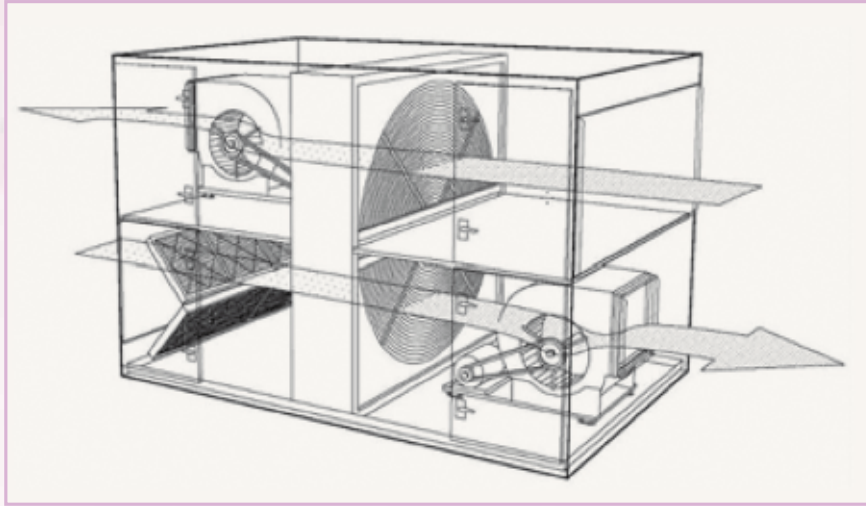
(Heat Pipe Technology Inc.'in izniyle)



4.1.1.4. Isı çarkı

Isı çarkı, yavaş yavaş dönen büyük ve gözenekli bir çarktan oluşmaktadır. Gövdedeki bir bölücü, egzoz havasını çarkın yüzey alanının yarısına yöneltir. Egzoz havasından gelen ısı çark tarafından emilir ve sonra çark döndükçe, sıcak kısmı gövdenin diğer yarısına döndürülür. Soğuk giriş havası, çarkın sıcak kütesine çarptıkça, ısı daha soğuk olan giriş havasına aktarılır.

Şekil 4.9. Isı çarkı taze hava ısı geri kazanım ünitesi
(Xetex Inc.'in izniyle)



Isı çarkı metal olabilir veya mukavvaya benzer lifli malzemeden yapılmış olabilir. Bazı durumlarda, çarkın içine nem alıcı silika jel yerleştirilir. Silika jel ve "mukavva" nemi emebilir, dolayısıyla ısı çarkının gizli enerjinin yanısıra duyulur enerjiyi de geri kazanabilmesini sağlar.

Isı çarkları sıklıkla bina ısıtma ve iklimlendirme uygulamalarında kullanılır. Yaz aylarında nispeten soğuk ve kuru egzoz havası çarktan geçer ve nemin yanısıra ısıyı da emer. Çark döndüğünde, soğuk kuru kısmı, sıcak ve nemli giriş havasına ön soğutma yapabilir ve nemini emebilir.

Avantajları: Gizli enerjinin yanısıra duyulur enerjiyi geri kazanmak için kullanılabilir.

Dezavantajları:

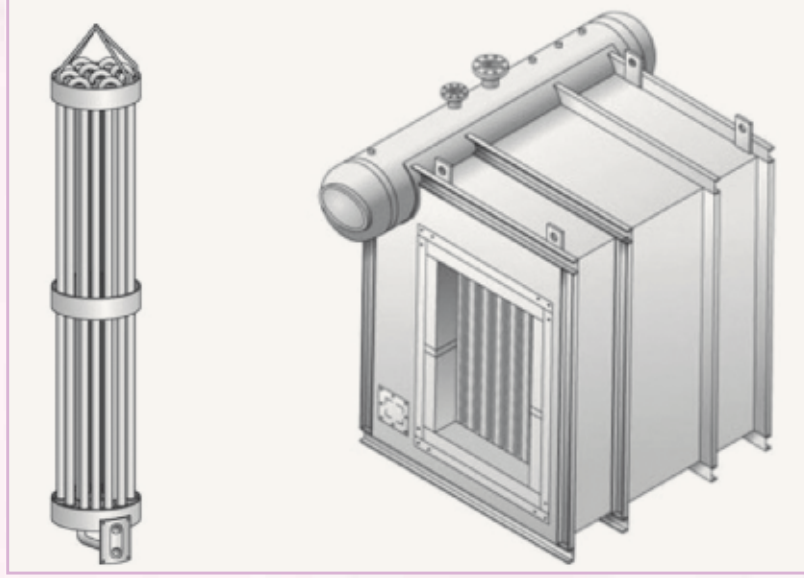
- Egzoz ve taze hava akımlarının fiziksel olarak yakın olmalarını gerektirir.
- Silika jel ile doldurulduğunda, büyük hava akışlarını işlemek üzere tasarlanmış çarklar aşırı ağır hale gelebilir ve arıza vs. gibi mekanik sıkıntılara açık olur.
- Egzoz hava akımındaki kimyasal veya biyolojik kirleticilerin boşaltılan mekâna tekrar geri gönderilmesi söz konusudur. Sıcak ve nemli çark bazı durumlarda bakteri üreme yatağı haline gelir.

En uygun kullanım yeri: Havanın içindeki kirleticilerin sadece CO₂ ve diğer zararsız gazlar veya kokuların olduğu durumlarda HVAC uygulamaları.

4.1.1.5. Havadan suya

Bazı durumlarda, örneğin bir kazan bacasında olduğu gibi egzoz hava akımı veya gaz akımından kaynaklanan ısı bol miktarda olduğunda, havadan suya ısı değiştirici kullanılabilir. Bu durumda cihaza genellikle "ekonomizör" adı verilir. Ekonomizör, gazdan ısıyı emen ve akışkanı ısıtmak üzere kullanan, egzoz gaz akımındaki ısı değiştiricidir.

Şekil 4.10. Solda: Baca gazı ısı geri kazanım boruları; Sağda: Isı geri kazanımlı buhar jeneratörü
(E-Tech Inc.'in izniyle)



Avantajları:

- Bu sistem birtakım amaçlarla su ısıtmak için kullanılabilir; örneğin proses suyu ön ısıtması, kazan taze suyu ön ısıtması veya ev suyu ön ısıtması gibi.
- Gaz akımı yeterince sıcak ise, ısı değiştirici suyu kaynatarak buharlaştırmak amacıyla kullanılabilir. Bu durumda, buna "ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü" denilir.

Dezavantajları: İşlem gören gaz baca gazı ise, yoğuşma olmamasına dikkat edilmelidir (asit içerir) veya ısı değiştirici, paslanmaz çelik veya titanyum benzeri malzemelerden yapılmalıdır.

En uygun kullanım yeri:

- Egzoz gaz akımı yüksek sıcaklığa sahipse ve suyun ısıtılmasına ihtiyaç varsa.
- Büyük miktarda buhar üretebilecek çok yüksek sıcaklık kaynakları olduğunda, ısı geri kazanımlı kazan ve türbin/jeneratör seti düşünmek faydalı olabilir.

4.1.1.6. Sudan havaya

Bazı durumlarda, soğutma suyu bağlanmış olan bir prosesten bol miktarda ısı kaynaklanıyor olabilir. Bu ısı, örneğin nehir suyu soğutma sistemi veya soğutma kulesi gibi elverişli bir ısı kuyusuna boşaltılabilir.

Avantajları: Proses teçhizatının soğutmaya ihtiyacı varsa, kademeli yatırım, genellikle diğer birçok ısı geri kazanım stratejisinden daha ucuzdur. Dolayısıyla, ısıyı üreten teçhizat proses için gereklidir ve enerji tasarruflarına bakılarak giderlerine gerekçe gösterilmesi zorunlu değildir.

Dezavantajları: Oldukça özgüldür. Proses soğutmasından gelen su gibi, sıcak su kaynağına gerek vardır.

En uygun kullanım yeri: Suyla soğutulan daimi ısı kaynağına sahip olan prosesler. Örneğin, suyla soğutulan elektrikli ark fırını olan küçük bir dökümhane, çelik geri dönüşüm tesisinde elektrikli ark fırınında suyla soğutulan kanal veya nispeten sürekli olarak çalışan dizel motor veya kompresör gibi.

Şekil 4.11. Klima santrali (sudan havaya ısı geri kazanımı bazı durumlarda kullanılır)
(Trane Corp.'un izniyle)



4.3. Kanallar ve Fanların Boyutlandırılması

4.3.1. Kanal sistemlerinin tasarlanması

4.3.1.1. Kanal sisteminin boyutlandırılması

Bir kanal sisteminin esas görevi, farklı noktalar arasında havayı veya diğer gazı iletmektir. Bu görevi yaparken, ana hareket ettiricinin ihtiyaç duyduğu enerjinin bir fan olmasını sağlamak önemlidir. Diğer bir deyişle; sermaye gideri, bakım giderleri, değiştirme maliyeti ve nihai elden çıkarma gibi sınırlamalara uygun olarak fan asgari boyutta tutulmalıdır.

Günümüzde birçok ülke, enerji sınırlamalarına öncelik verilmesini sağlamak için enerji performans mevzuatı uygulamaktadır. İşletim giderleri, yani enerji maliyeti, bir tesisin ömrü boyunca daima büyük bir maliyet kalemidir ve sistemin sermaye gideri veya bakımından daha önemlidir.

Kanal sisteminin elemanları arasında, genellikle sac veya diğer malzemeden yapılmış kanal, takviyeler, dikişler, ek yerleri, flanşlar, aşınma plakaları, destekler ve bazen yalıtım bulunur. Her eleman, aşağıdakiler bakımından değerlendirilmeli ve doğrulanmalıdır:

1. Boyutsal kararlılık,
2. Hava tutma,
3. Gürültü yaratma ve tutma,
4. Titreşimsel sınırlama,
5. Yeterli destek,
6. Hasara, hava koşullarına (dış mekânda ise) ve sıcaklıklara (yüksek ve düşük) dayanıklılık,
7. Yangın veya sel gibi acil durumlar,
8. Hava veya gaz akımı nedeniyle ısı kazançları veya kayıpları,
9. Kir, taşınan madde veya diğer kirleticilerin yapışması veya birikmesi.

Kanal içinde iletilecek hava miktarı, proses tarafından belirlenir. Dolayısıyla, bir yanma uygulamasında, cebri çekim için hava miktarı, kömürün yakılma hızı ve yakıttaki karbonu karbon dioksit dönüştürmek için gereken oksijen tarafından belirlenir. Kurutma sisteminde ise hava miktarı, uygun nem içeriğini belirlemek üzere psikrometri kullanılarak belirlenir. Yerel ekstrak-

siyon sistemlerinde ise miktarlar, yayan kaynağın boyutları ve katı maddeleri askıda tutmak için gereken hıza göre belirlenebilir.

Temiz havayı taşıyan kanal sistemi ile askıda katı maddeleri taşıyan sistem arasında fark gözetmek gerekir. Temiz hava durumunda, gürültü yaratımı özellikle düşük basınçlı HVACR ve diğer konfor uygulamaları için bir kontrol faktörü olabilir. CIBSE tavsiyeleri aşağıdaki gibidir:

Tablo 4.1. Gürültü üretimi kontrolüne yönelik kanal boyutlandırma

Uygulama	Tipik gürültü derecesi NR	Hız m/s		
		Ana kanallar	Branşlar	Çıkışlar
Ev	25	3,0	2,5	<2,0
Tiyatro	20 – 25	4,0	2,5	<2,0
Sinema	25 – 30	4,0	3,5	<2,0
Otel	20 – 30	5,0	4,5	2,5
Ofis	30 – 35	6,0	5,5	3,0
Restoran	35 – 40	7,5	6,0	3,5
Süpermarket	40 – 45	9,0	7,0	4,5
Endüstriyel bina	45 - 55	10,0	8,0	5,0

Toz ve duman toplama, ağaç artıkları toplama, havalı iletme gibi yerel ekstraksiyon sistemleri için, kanal hızı kriteri genellikle, katıların veya diğer kirleticilerin askıda kalmasını sağlayacak asgari gerekli hızdır.

Aşağıdaki Tablo 4.2, çeşitli maddeleri iletme için yaygın olarak kabul edilen hava hızlarının bazılarını vermektedir:

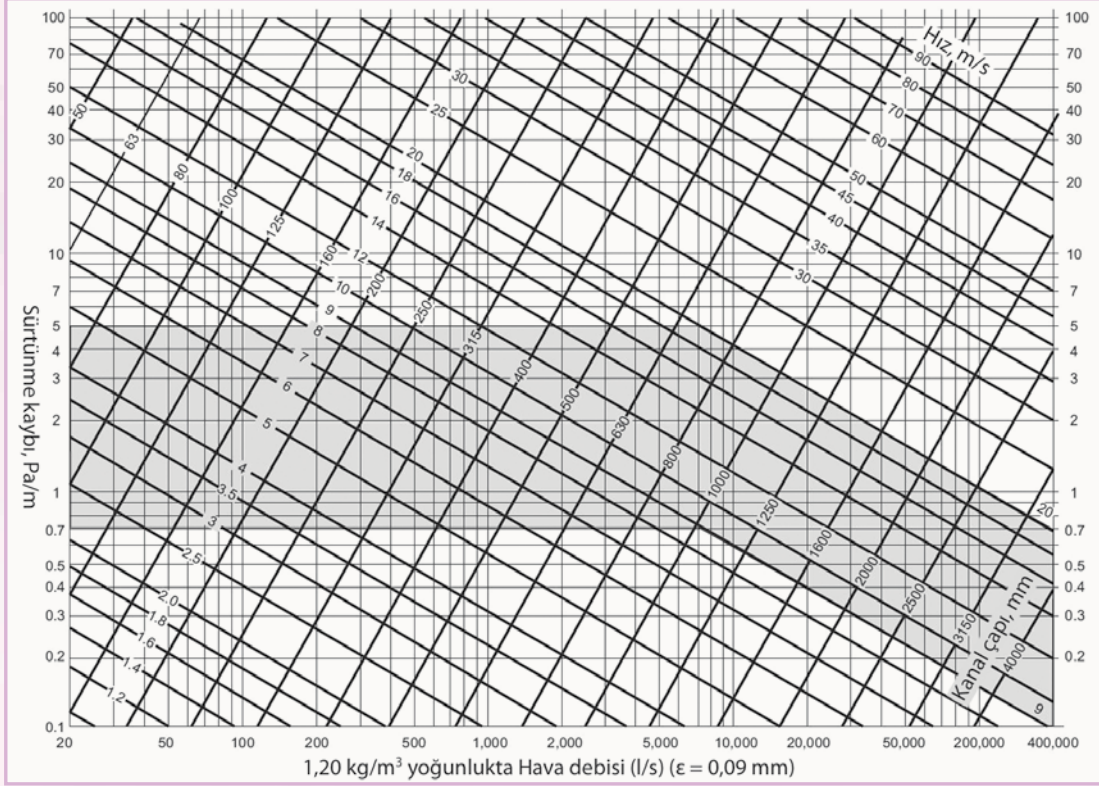
Tablo 4.2. Çeşitli maddeleri iletme için yaygın olarak kabul edilen hava hızları

Madde	Hız (m/s)
Keneotu tohumu	25
Çimento	35
Toz kömür	20
Öğütülmüş mantar	15
Mısır	28
Pamuk	22,5
Demir oksit	32,5
Tozlaştırılmış kireç	25
Yulaf taneleri	22,5
Kâğıt kırpıntısı	25
Bez parçaları (üstübü)	22,5
Kauçuk parçaları	22,5
Tuz	27,5
Kum	35
Kuru talaş	15
Ağaç kırpıntısı	17,5
Buğday taneleri	29
Yün	25
Kuru bitkisel hamur	22,5

4.3.1.2. Orta hızda kanalın boyutlandırılması

Şekil 4.12. Yuvarlak kanal için sürtünme diyagramı

(ASHRAE'nin izniyle)

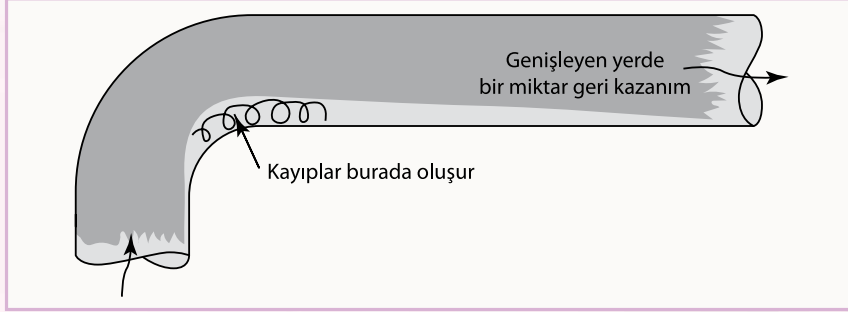


Minimum hız ihtiyacının olmadığı hallerde, kanallar 5 ile 10 m/s arasında bir hız için boyutlandırılmalıdır. Çok kısa kanallar için, kanal sürtünme kaybı çok küçüktür; dolayısıyla gürültü rahatsızlığı yaratmadığı sürece daha yüksek hız kullanılabilir. Şekil 4.12'nin gölgeli kısmı en doğru bölümdür. Düşük hızlarda bu diyagram, sürtünme kayıplarını olduğundan daha düşük tahmin ediyordur.

4.3.1.3. Kanalda dönüşler, branşlar ve eklemlerdeki kayıplar

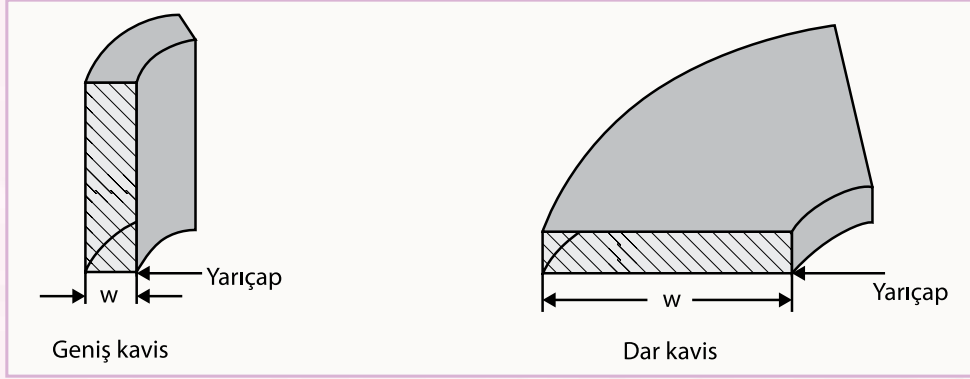
Dirsek basınç kaybını, dirseğin akış açısı etkiler. Dirseğin akış açısında kanal devam ediyorsa, dirsekten hemen sonra atmosfere deşarj olduğu duruma göre kayıplar oldukça düşüktür. Şekil 4.13'te, dirseğin akış açısında bulunan kanalın, kayıpların bir kısmının "geri kazanılması"na nasıl katkıda bulunduğu gösterilmektedir.

Şekil 4.13. Kanalda dirsektekilerden sonra geri kazanım



Ayrıca, dirsekteki basınç kaybı, dirseğin "biçimi"nden büyük ölçüde etkilenir. Şekil 4.14'te "geniş kavisli" dirsek ve "dar kavisli" dirsek gösterilmektedir.

Şekil 4.14. Geniş kavisli ve dar kavisli dirsekler



Kanal sistemi tasarımı yapılırken, kayıpları düz kanal uzunluğu eşdeğeri cinsinden rakamsallaştırmak uygundur. Şekil 4.14'te kayıplar, düz kanal eşdeğer çapı cinsinden ifade edilmektedir.

Örneğin Şekil 4.15'e bakılarak, tek yarıçaplı dirseğin bulunduğu yuvarlak kanalda basınç kaybının, sekiz çap uzunluğunda düz kanal ile aynı olduğu tespit edilebilir. Sekiz çap, metre cinsinden kanal uzunluğuna dönüştürülmeli ve toplama eklenmelidir. Örneğin, kanalın çapı 800 mm ise, toplama ekleyeceğimiz uzunluk:

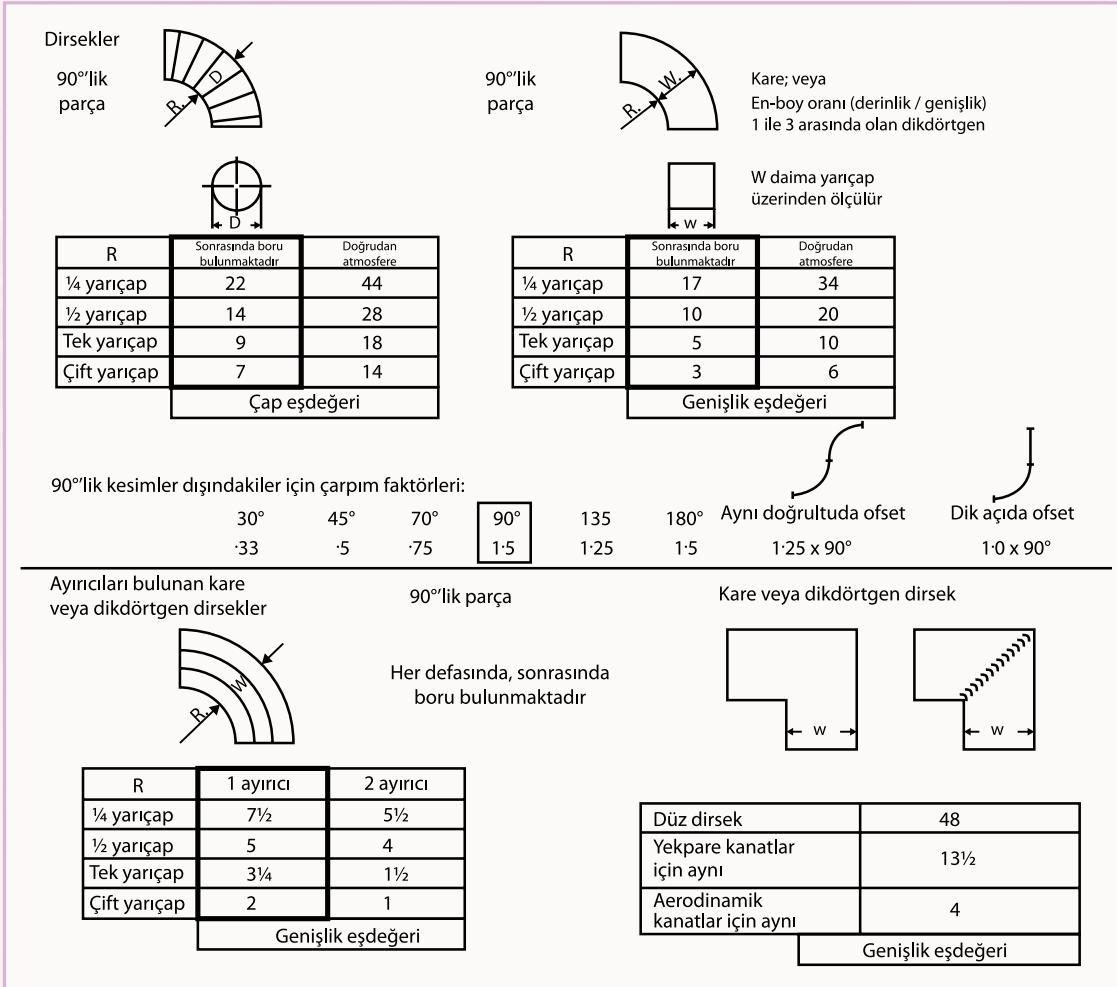
$$8 \times 800 \text{ mm} = 6,4 \text{ m}$$

olur.

Şekil 4.15'e ilişkin not: Yarıçap R, son CIBSE ve ASHRAE yayınlarında olduğu gibi merkez hatında DEĞİL, dirseğin "iç" tarafında ölçülmektedir.

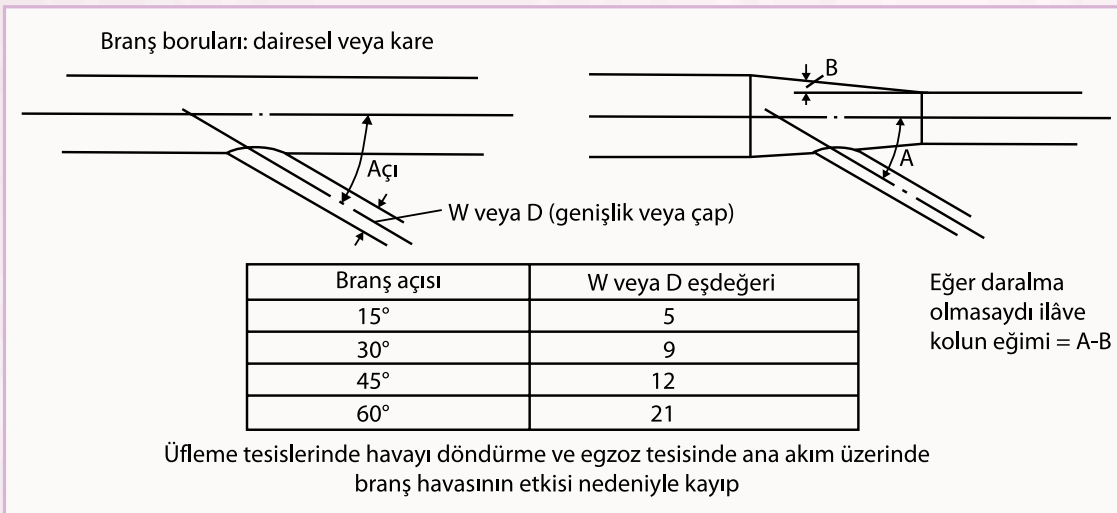
Şekil 4.15'te "tek yarıçap" iç yarıçapın kanal çapı "D"ye (veya dikdörtgen veya kare biçimli kanallar için genişlik "W") eşit olduğu anlamına gelir.

Şekil 4.15. Dirsekler için kanal direnci eşdeğer uzunlukları

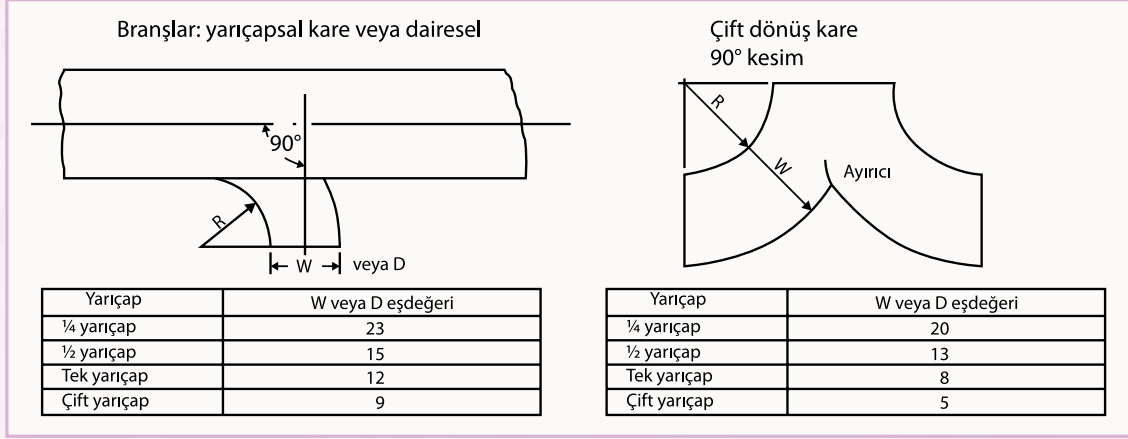


Benzer şekilde, branşlar ve eklemeler için Şekil 4.16 ve Şekil 4.17 kullanılabilir.

Şekil 4.16. Branşlar ve eklemeler için kanal direnci eşdeğer uzunlukları-1



Şekil 4.17. Branşlar ve eklemeler için kanal direnci eşdeğer uzunlukları-2



Eşdeğer yaklaşım uzunluğunu kullanırken, kayıplara ilişkin olarak yalnızca yaklaşık kabulde bulunmaktadır. ASHRAE ve CIBSE'nin son çalışmaları, sürtünme katsayısının Reynolds sayısından büyük ölçüde etkilendiğini göstermektedir. *Eurovent Yayın No. 1/12*, kayıplara ilişkin daha iyi tahminlerin nasıl yapılacağına ilişkin daha fazla bilgi vermektedir.

4.3.1.4. Alıştırma: kanallar ve fanların boyutlandırılması

Mobilya fabrikasında bir ahşap işleme makinesi, testere talaşı ve hafif ağaç kıymıkları için $6 \text{ m}^3/\text{s}$ egzoza gerek duymaktadır.

1. Gerek duyulan kanal büyüklüğü nedir? $Q = V.A$
2. Kanal 150 m uzunlukta ise ve 3 adet geniş yarıçaplı dirseğe (çift yarıçap) ve bir adet düz dikdörtgen dirseğe sahipse, kanaldaki basınç kaybı nedir?
3. Filtre ünitesi toz toplayıcısında kayıp 2.500 Pa ve alım noktasındaki giriş kayıpları 600 Pa ise, bu uygulama için gereken fan gücü nedir?



Bölüm 5

FSO Gözden Geçirme

5.1. Fan Sistem Optimizasyon Stratejilerinin Analiz Edilmesi

Talimat: Tek başınıza çalışarak, gereken yeni çalışma hızını ve gücünü hesaplayınız. Benzerlik Kanunlarının, aynı sistem eğrisi üzerindeki iki nokta için geçerli olduğunu unutmayınız. Bu durumda, bu iki nokta ara test ve arzu edilen nihai çalışma koşuludur.

4.200 Pa basınç üreten 150 kW'lık motora sahip bir fan, bir prosese hizmet vermektedir. Ancak, kayış sürürlü fan, çoğunlukla kapalı olan damperler karşısında çalışmaktadır. Yapılan ön ölçümler, damperlerde basınç düşmesinin 2.600 Pa olduğunu ve prosesin yalnız 1.600 Pa basınca gerek duyduğunu göstermiştir. Enerjinin büyük bir kısmı damperlerde israf edildiğinden, debi ve basıncı ölçmek üzere bir fizibilite etüdü yapılmıştır. Proses ihtiyaçları, orijinal debiden ve prosesin gerek duyduğu basınçtan tespit edilmiştir.

Kayıslı Sürücü Verimi : Tam yükte %97

Motor Verimi : Tam yükte %96
%50 yükte %93

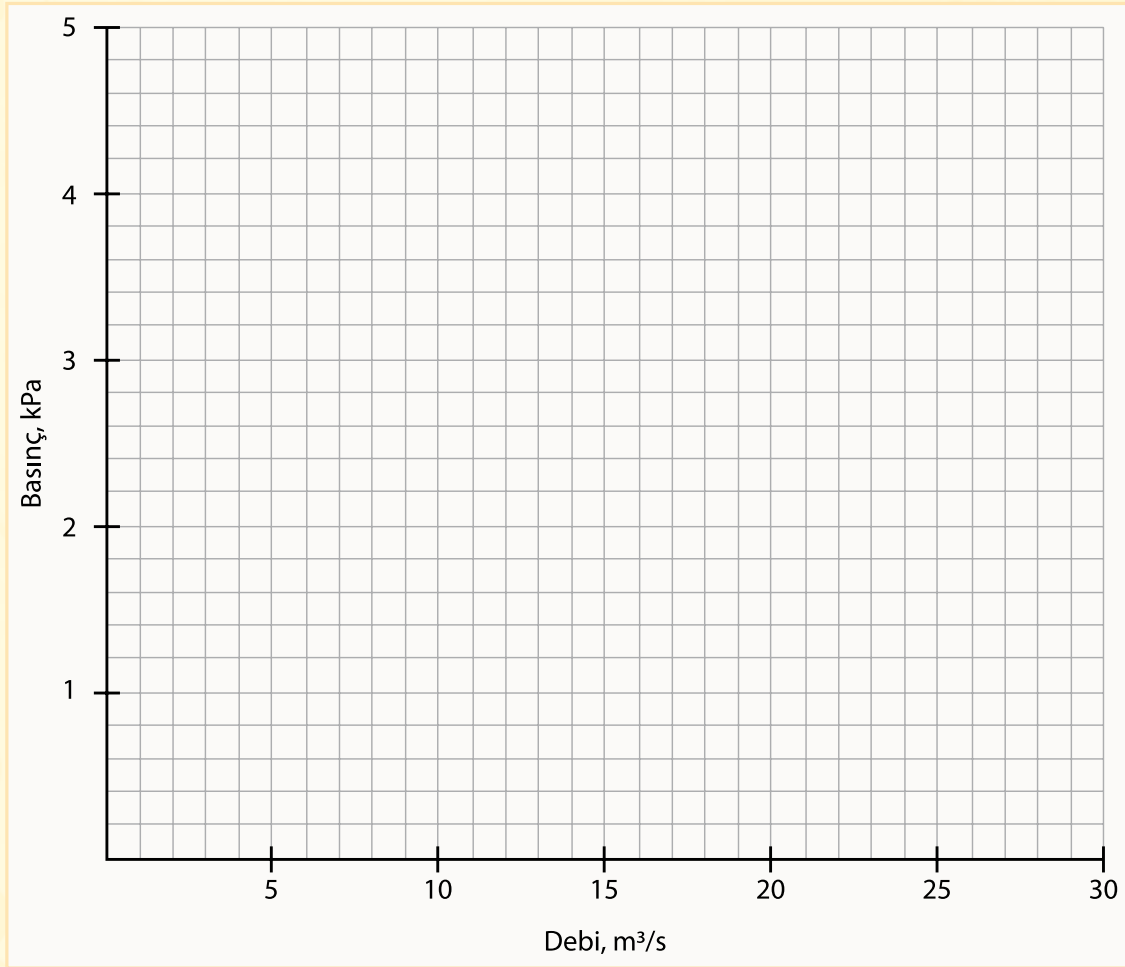
VFD Verimi : Tam yükte %96
%50 yükte %92

Süre (saat) : 8.000

Elektrik fiyatı : 0,03 \$/kWh

	Orijinal koşullar	→	Damper açık iken test	→	Proses için arzu edilen
Debi (m ³ /s)	14,2		20,3		14,2
Basınç (kPa)	4,2		3,2		1,565
Elektriksel Güç (kW)	100,7		134,1		
Mil Gücü (kW)					
Devir sayısı (dev/dk)	1.003		1.000		

Bölüm A: Yukarıdaki tabloda verilen verilere dayanarak, bilinen noktaları grafiğe işleyiniz ve fan eğrisi ile sistem eğrilerini çiziniz.



Bölüm B: Yukarıdaki tabloyu tamamlamak üzere hesaplamaları yapınız.

Bölüm C: Yeni kayış kasnaklar ile fanın yavaşlatılmasından elde edilen enerji tasarrufunu hesaplayınız.

Bölüm D: Fanı yavaşlatmak üzere VFD kullanmanın sağladığı tasarrufları hesaplayınız.

5.2. Deneme Sınavı

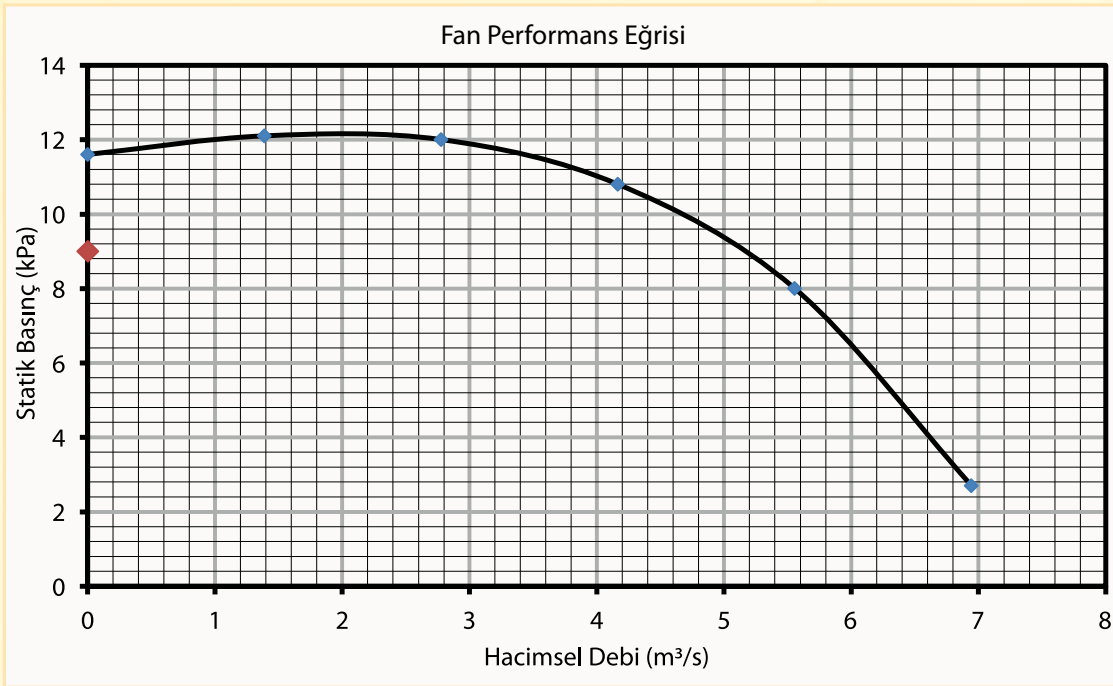
Bu sınavda kitap, notlar, bilgisayar vs. tüm kaynaklar açıktır. Problemler, çözüm için gereken tüm bilgileri içermektedir. Bazı problemler, çözüm için gerekli olmayan ilâve bilgiler içermektedir. Aksi belirtilmedikçe, 101,3 kPa standart atmosfer basıncı kullanınız.

1. 40°C sıcaklıkta hava taşıyan kanalda toplam basınç 2.500 Pa ve statik basınç 2.200 Pa'dır. Hız basıncı nedir? (1 Puan)
2. Katalog verilerine göre bir fan 2.000 Pa statik basınçta 10 m³/s hacimsel debi sağlamaktadır. Bu koşullarda fan 25 kW enerji harcamaktadır. Fan 0,9 kg/m³ yoğunluktaki gazı basıyorsa, fandan beklenecek performans nedir? (4 Puan)
3. Bir fan için gereken debi 2.800 Pa'da 5 m³/s'dir. Fanın katalog verileri, fanın verimini %68 olarak belirtmektedir. Fanı döndürmek için gereken kW cinsinden mil gücü nedir? (3 Puan)
4. Kuru talaşı boşaltmak için kanaldaki asgari hava hızı nedir? (2 Puan)
 - a. 10 m/s
 - b. 15 m/s
 - c. 22,5 m/s
 - d. 25 m/s

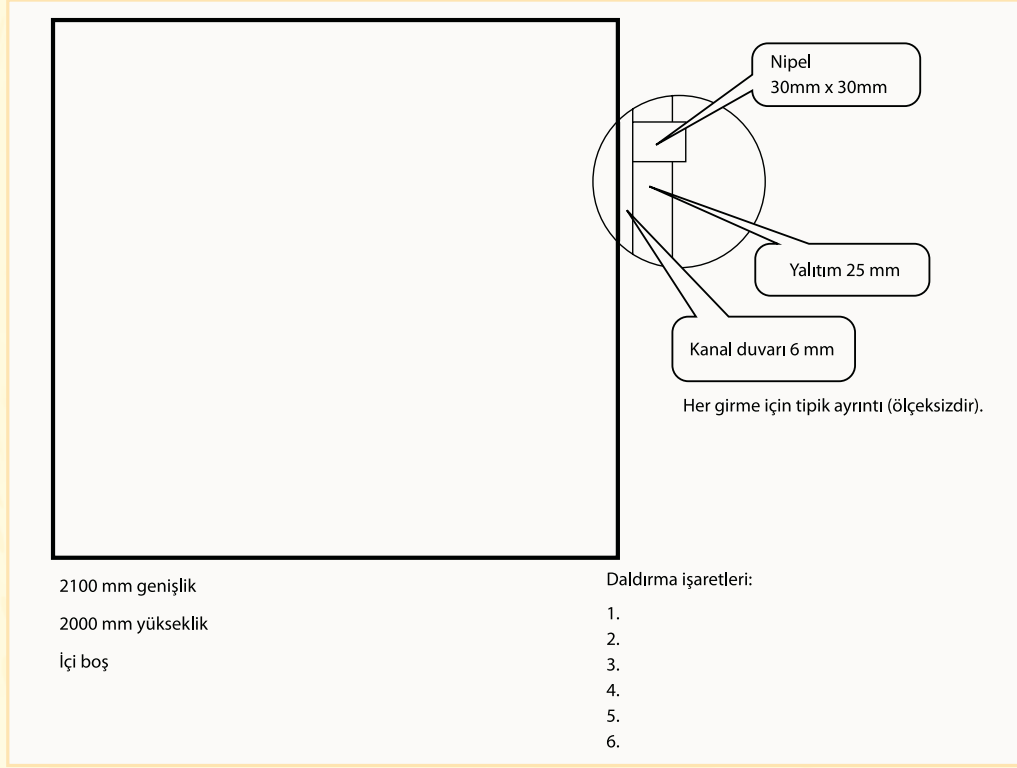
5. Uzunluğu 100 m, çapı 1 m ve taşıdığı debi $20 \text{ m}^3/\text{s}$ olan kanaldaki basınç kaybı nedir? (2 Puan)
- 25 Pa
 - 310 Pa
 - 500 Pa
 - 2.500 Pa
6. $800 \times 800 \text{ mm}$ kare kanal $5 \text{ m}^3/\text{s}$ hava taşımaktadır. Gönye kesimli bir dirsek için kaybı hesaplayınız. (2 Puan)
7. $30 \text{ m}^3/\text{s}$ hava debisini 0°C 'den 20°C 'ye ısıtmak için kaç MJ/h gerekir? (3 Puan)
- 724 MJ/h
 - 2.604.960 MJ/h
 - 2.605 MJ/h
 - 2.171 MJ/h
8. Sistem üzerinde kayda değer etkisinin olmaması için, bir dirseğin fan çıkışının akış aşağısında minimum kaç çap uzaklıkta yerleştirilmesi gerekir? $600 \times 600 \text{ mm}$ kare kanal ve $5 \text{ m}^3/\text{s}$ debi olduğunu varsayınız. (2 Puan)

9. Bir fanın performans eğrisi aşağıda verilmiştir. Gaz yoğunluğu $1,2 \text{ kg/m}^3$ ve sıcaklık 20°C iken veriler alınmıştır. Verim %79,4'tür. Tabloyu doldurunuz ve $1,0 \text{ kg/m}^3$ gaz yoğunluğu için yeni bir eğri çiziniz. (3 Puan)

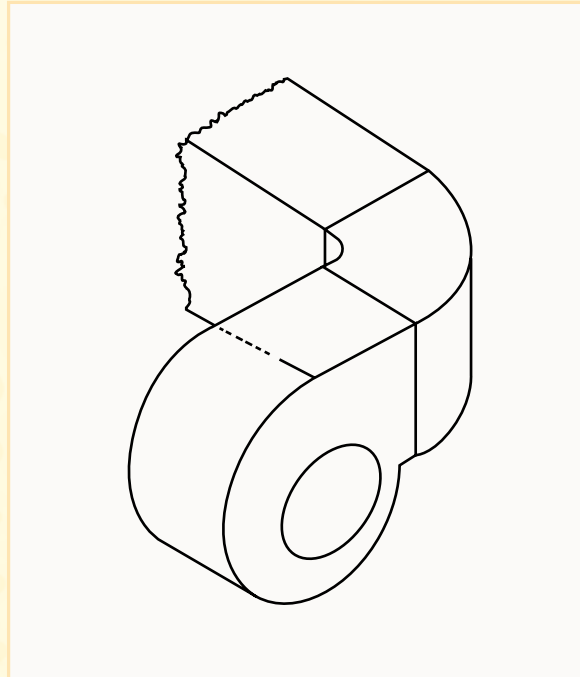
1,2 kg/m ³ 'de performans		1,0 kg/m ³ 'de performans	
Debi (m ³ /s)	Basınç (kPa)	Debi (m ³ /s)	Basınç (kPa)
0,00	11,60		
1,39	12,10		
2,78	12,00		
4,17	10,80		
5,56	8,00		
6,94	2,70		



10. $2.000 \times 2.100 \text{ mm}$ 'lik bir kanal üzerinde 6 ölçüm noktası için 6 travers hattını çiziniz ve etiketleyiniz. Erişim noktalarının kanalın yan tarafında olduğunu varsayınız. Ayrıca, boru nipelinin kış kenarıyla eşleşecek şekilde Pitot tüpünün üzerinde daldırma noktalarının yerleştirileceği yerlerin listesini hazırlayınız. (4 Puan)



11. Aşağıdaki fan için sistem etkisi faktörünü (SEF) hesaplayınız (dirseğin akış aşağısı düz kanaldır). (4 Puan)

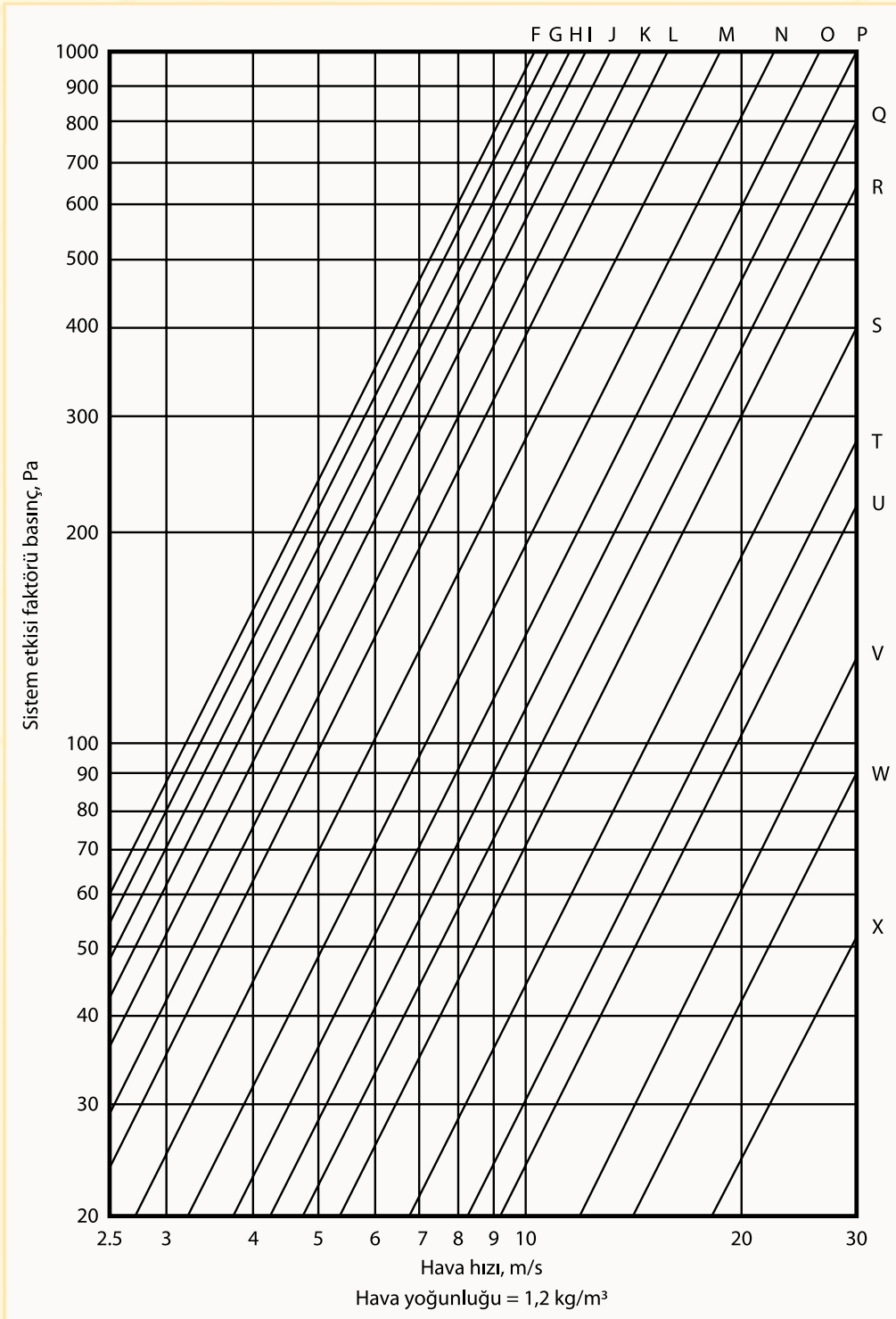


Çarpma alanı : 0,5 m²

Çıkış alanı : 0,8 m²

Debi : 16 m³/s

AMCA Yayın No 201:2002



12. Bir dökümhanede kumlama sistemine hizmet eden bir toz toplayıcı, yaklaşık 60°C olan havayı boşaltmaktadır. Hava kirlidir ve içinde zehirli kimyasal maddeler barındırmaktadır. Tercih edilen ısı geri kazanım stratejisi, filtre ünitesiyle aynı yerde bulunan ön ısıtılmış taze hava sağlamalıdır. Filtre ünitesinin akış aşağısında bulunan bir havadan havaya sistem ve bir ısı çarkı sistemi en çok 3 avantaj ve en çok 3 dezavantaj belirtiniz. (4 Puan)

	Avantajlar	Dezavantajlar
Havadan havaya		
Isı çarkı		

13. Aşağıda (a) ilâ (d)'yi cevaplamak üzere, FSAT'ı kullanarak aşağıdaki fan sistemini modelleyiniz. (6 Puan)

1.500 dev/dk, kayış sürüslü, geriye eğimli çift genişlikli cebri çekimli bir fan, endüstriyel kazana hizmet etmektedir. Debi 30.000 cfm (*cubic feet per minute* – dakikada ft³) olarak ölçülmüştür; fan ise 12,5 inç su sütunu toplam statik basınç üretmektedir (giriş hız basıncı için düzeltmeden sonra). Fanın akış yukarısında kanalda bir kontrol damperi vardır. Kontrol damperindeki basınç düşüşü 7 inç su sütunudur.

Çeşitli bilgiler:

Güç çekişi = 140 kW

Yoğunluk = 0,060 lb/ft³

Ortalama verimli 200 hp motor

Ölçülen gerilim = 468 Volt

Motor devir sayısı = 1.780 dev/dk

İşletim oranı = 1,0

Elektrik fiyatı = 0,05 \$/kWh

Fan tipinin aynı kaldığını, fan konfigürasyonunun değiştirilebilir olduğunu varsayınız.

a) Enerji verimli motor kullanıldığında yıllık tasarruf nedir?

b) Optimal fan ve enerji verimli motor kullanıldığında yıllık tasarruf nedir?

c) Optimal olarak seçilmiş fanı çalıştırmak için gereken motor gücü nedir?

d) Şık (b)'deki sistemin toplam basma verimi nedir?

14. FSAT'ı kullanarak; 350 hp, 1.800 dev/dk, 460 V, enerji verimli motorun %75 yükte verimine bakınız. (1 Puan)

15. Doğru/Yanlış: FSAT yük tahmin yöntemi olarak "akım"ı seçerseniz, FSAT sizin sahada ölçmüş olduğunuz akım şiddeti ve gerilim değerlerini girmenizi ister. (1 Puan)

16. Kayış sürüslü bir fanın motor giriş gerilimi 462 V ve akımı 98 amperdir. Güç faktörü 0,83 ve motor verimi %95'tir. Giriş gücünü kW cinsinden hesaplayınız. (2 Puan)

17. Kayış sürüslü, 1.500 dev/dk, 110 kW'lık fana uygulanan gerilim 460 V ve üretilen güç 90 kW'dir. Motor verimi %93,5 ve güç faktörü %88 ise fanın mil gücünü hesaplayınız. (3 Puan)

18. Bir fan sistemi 43 kW çekmekte ve yılda 6.000 saat boyunca kararlı yükte çalışmaktadır. Elektrik fiyatı 0,03 \$/kWh ise: (2 Puan)

a. Yıllık enerji kullanımını kWh cinsinden hesaplayınız.

b. Yıllık enerji giderini \$ cinsinden hesaplayınız.

19. Müşteriye yapılacak öneriler ile ilgili beş temel bileşeni yazınız. (3 Puan)

- 1.
- 2.
- 3.
- 4.
- 5.

20. Bir fabrikada psikrometre, 60°F DB (kuru termometre) ve 43°F WB (yaş termometre) değerleri göstermiştir. Fabrikanın havası prosese çekilmekte ve 150°F'ye ısıtılmaktadır. FSAT'taki psikrometrik hesaplayıcıyı kullanarak, ısıtılan havanın yoğunluğunu hesaplayınız. Barometrik basınç 29,92 inç Hg'dir. (3 Puan)

21. 60°C DB (kuru termometre) ve 35°C WB (yaş termometre) değerlerinde olan proses havasını taşıyan bir kanal, fabrikanın dışından geçmektedir. Dış hava koşulları 8°C DB (kuru termometre) ve 5°C WB (yaş termometre) olduğundan, kanal sıcaklığı 16°C'ye düşmektedir. Barometrik basınç 101,3 kPa'dır. (2 Puan)

a. Kanal yapısının dış tarafında yoğuşma oluşur mu? Nedenini açıklayınız.

b. Kanal yapısının iç tarafında yoğuşma oluşur mu? Nedenini açıklayınız.

22-24. Aşağıdaki koşullarda hava yoğunluğu hesaplanabilir mi? (Her biri 1 Puan)

Kuru termometre		Basınç (kPa)	Yoğunluk hesaplanabilir mi? E/H: Nedeni?
29,4°C kuru termometre	21,1°C çığ noktası	101,3	33.

25. Yüksek basınç düşüşüne sahip olan, çok düşük veya sıfır debili sistemlere hizmet veren fanlar, aynı basınca sahip fakat daha yüksek debisi olan sistemlerden daha yüksek özgül hıza sahip olmaktadır. Doğru / Yanlış; nedenini açıklayınız. (2 Puan)



Ekler

Ek

A

Fan Sistemi Referansları Eğitim Materyal ve Araçları Kaynakçası

1. Ders Kitapları

- Fan Engineering [Fan Mühendisliği], Robert Jorgensen (ed.), Howden Buffalo Inc., 9'uncu Baskı.
- Fans & Ventilation - A Practical Guide [Fanlar ve Havalandırma: Uygulamalı Kılavuz], Bill Cory, Elsevier.
- Fan Handbook - Selection, Application & Design [Fan Elkitabı: Seçim, Uygulama ve Tasarım], Frank P. Bleier, McGraw Hill.
- Design of Industrial Exhaust Systems (Endüstriyel Egzoz Sistemleri Tasarımı), John L. Alden & John M. Kane, Industrial Press.

2. Uluslararası Standartlar

- ISO 5801 Fans - Performance testing using standardized airways [Fanlar - Standartlaştırılmış hava kanalları kullanılarak performans testi].
- ISO 5802 Fans - Performance testing in situ [Fanlar - Yerinde performans testi].
- ISO 12499 Fans - Mechanical safety of fans - Guarding [Fanlar - Fanların mekanik güvenliği - Koruma].
- ISO 12759 Fans - Efficiency classification for fans [Fanlar - Fanların verim sınıflandırması].
- ISO 13347 Fans - Determination of fan sound power levels under standardized laboratory conditions [Fanlar - Standartlaştırılmış laboratuvar koşullarında fan güç seviyelerinin belirlenmesi]:
 - Bölüm 1: Genel
 - Bölüm 2: Çınlama odası yöntemi
 - Bölüm 3: Zarflama yüzeyi yöntemi
 - Bölüm 4: Ses yoğunluğu yöntemi
- ISO 5136 Acoustics - Determination of sound power radiated into a duct by fans and other air-moving devices - In-duct method [Akustik - Fanlar ve diğer hava tahrik cihazlarından kanala yayılan ses gücünün belirlenmesi - Kanal içi yöntemi].
- ISO 10302 Acoustics - Method for the measurement of airborne noise emitted by small air-moving devices [Akustik - Küçük hava tahrik cihazlarının yarattığı havada yayılan gürültüyü ölçme yöntemi].
- ISO 13348 Fans - Tolerance, methods of conversion and technical data presentation [Fanlar - Tolerans, dönüştürme yöntemleri ve teknik verilerin sunumu].
- ISO 13349 Fans - Vocabulary and definitions of categories [Fanlar - Dağarcık ve kategori tanımları].

- j. ISO 13350 Fans - Performance testing of jet fans [Fanlar - Jet fanların performans testi].
 - k. ISO 13351 Fans - Dimensions [Fanlar - Boyutlar].
 - l. ISO 14694 Fans - Specifications for balance quality and vibration levels [Fanlar - Denge kalitesi ve titreşim düzeyleri için özellikler].
 - m. ISO 14695 Fans - Method of measurement of fan vibration [Fanlar - Fan titreşimi ölçme yöntemi].
 - n. ISO TR16219 Fans - System Effect Factors (to be published) [Fanlar - Sistem Etkisi Faktörleri (yayınlanacak)].
- 3. CIBSE Kılavuzları (Bina Hizmetleri Mühendisleri Yeminli Kurumu)**
 Guide B3 Ductwork [Kılavuz B3 Kanallar].
 Guide C Reference Data [Kılavuz C Referans Veriler].
- 4. Mid Career College (CIBSE)**
- a. Hava Akışı Temel Bilgileri
 - (1) Bölüm 1: Fanlar ve Kanal Sistemleri
 - (2) Bölüm 2: Doğru Fanı Seçmek
 - (3) Bölüm 3: Mevzuat
- 5. Eurovent WG1 – Fanlar**
- a. 1/11 Fans & System Stall: Problems and Solutions [1/11 Fanlar ve Sistem Duralması: Problemler ve Çözümler].
 - b. 1/12 Sources of Error in Aerodynamic System Resistance and Acoustic Calculation [1/12 Aerodinamik Sistem Direnci ve Akustik Hesaplama Hata Kaynakları].
 - c. 11/04 Market Study for Improving Energy Efficiency for Fans [11/04 Fan Enerji Verimliliğini Artırmaya Yönelik Piyasa Araştırması], Peter Radgen (ed.), Avrupa Komisyonu, SAVE Programı kapsamında, Proje XV11/4 .
- 6. ABD Enerji Bakanlığı**
- a. FSAT End User Training [FSAT Son Kullanıcı Eğitimi].
 - b. FSAT Qualified Specialist Training [FSAT Onaylı Uzman Eğitimi].
 - c. Motor Applications End User Training [Motor Uygulamaları Son Kullanıcı Eğitimi].
 - d. Incorporating Energy Efficiency Best Practices into Financial Decision-Making [Enerji Verimliliği En İyi Uygulamalarının Finansal Karar Mekanizmalarına Dâhil Edilmesi], Purdue Üniversitesi.
 - e. Industrial Fan Systems Training [Endüstriyel Fan Sistemleri Eğitimi], Portland General Electric.
 - f. Industrial Systems Optimization - Experts Training Manual, Module 3 - Fans & Blowers [Endüstriyel Sistemlerin Optimizasyonu - Uzman Eğitim Kılavuzu, Modül 3, Fanlar ve Üfleyiciler], Lawrence Berkeley National Laboratory [Lawrence Berkeley Ulusal Laboratuvarı].
 - g. Motor Systems and Motor Master Training [Motor Sistemleri ve Motor Master Eğitimi], Caterpillar International.
 - h. Fan System Assessment Tool (FSAT-2004), US-DOE, software download page, <https://energy.gov/eere/amo/downloads/fan-system-assessment-tool-fsat>, December 29th, 2016.
- 7. AMCA Uygulama Kılavuzları (Uluslararası Hava Hareketi ve Kontrol Birliği)**
- a. 200 Air Systems [200 Hava Sistemleri].
 - b. 201 Fans and Systems [201 Fanlar ve Sistemler].
 - c. 202 Troubleshooting Fan Systems [202 Fan Sistemlerinde Arıza Giderme].
 - d. 203 Field Performance Measurement of Fan Systems [203 Fan Sistemleri Saha Performansı Ölçümü].
 - e. System Effect Video [Sistem Etkisi Videosu].

Ek

B

Sözlükçe

İngilizce	Türkçe
abrupt bend <> swept bend	keskin dirsek <> eğimli dirsek
absolute roughness <> relative roughness	mutlak pürüzlülük <> bağıl pürüzlülük
acoustic impedence	akustik empedans
actual air density	gerçek hava yoğunluğu
adjacent blade	bitişik kanat
adjacent passage	bitişik geçit
aerodynamic lift	aerodinamik kaldırma
Fan Types:	Fan Tipleri:
aerofoil (AF)	uçak kanatlı (airfoil) (AF)
backward-inclined (BI)	geriye eğimli (BI)
backward-curved (BC)	geriye eğik (BC)
contra rotating axial	ters dönüşlü eksenel
forward-curved (FC)	öne eğik (FC)
propeller (P)	pervaneli (P)
vane axial (VA)	kanatlı eksenel (VA)
radial (R)	radyal (R)
radial tipped	radyal uçlu
radial shrouded	radyal mahfazalı
tube axial	boru eksenel
aerofoil centrifugal	uçak kanatlı (airfoil) santrifüj
contra rotating axial	ters dönüşlü eksenel
radial tip centrifugal	radyal uçlu santrifüj
aerofoil impeller; airfoil impeller	aerodinamik pervane
air bleeding	hava boşaltma
air cleaning	hava temizleme
air compressor	hava kompresörü
air conditioning unit	iklimlendirme ünitesi
air containment	hava tutma
air density	hava yoğunluğu
air flow, airflow	hava debisi
air handling equipment	hava taşıyan ekipman
air handling unit (AHU; A.H.U)	klima santrali
air separator	hava ayırıcısı

İngilizce	Türkçe
air stream	hava akımı
air supply <> supply air	hava besleme <> besleme havası
air treatment device	klima
airborne contaminant	havada yayılan kirletici
airborne noise	havada yayılan gürültü
air-cleaning unit	hava temizleme ünitesi
air-cooled condenser	hava soğutmalı kondenser
air-cooled heat exchanger	hava soğutmalı ısı değiştirici
air-foil fan; aerofoil fan	uçak kanatlı (airfoil) fan
air-moving device	hava tahrik cihazı
air-preheater (combustion air)	hava ön ısıtıcısı (yanma havası)
ambient conditions	ortam koşulları
ambient pressure	ortam basıncı
angle of incidence	hücum açısı
anti-stall chamber	duralma önleyici (anti-stall) hazne
anti-stall ring	duralma önleyici halka (anti-stall ring)
A-weighted sound power level	A-ağırlıklı ses güç düzeyi
axial clearance	eksenel açıklık
axial flow fan	eksenel akışlı fan
backflow <> recirculation (reverse flow)	geri akış <> ters akış
backplate	tepki plakası
backward bladed centrifugal fan	geriye eğimli kanatlı santrifüj fan
backward bladed fan	geriye eğimli kanatlı fan
backward curved blade	geriye eğik kanat
backward curved bladed fan	geriye eğik kanatlı fan
backward inclined double width forced draft fan	geriye eğimli çift genişlikli cebri çekimli fan

bag filter	torbalı filtre
baghouse filter	torbalı filtre
baghouse, bag-house	filtre ünitesi
bag house	torbalı süzgeç odası
barometric pressure	barometrik basınç
bearing	yatak
bearing, transmission or control losses	yatak, iletim veya kontrol kayıpları
belt drive ratio	kayışlı sürücü oranı
belt driven	kayış sürüşlü
belt thrust	kayış itkisi
blade	kanat
blade angle of twist	kanat bükülme açısı
blade angular spacing	kanat açısız boşluğu
blade chord	kanat kirişi
blade heel	kanat topuğu
blade leading edge	kanadın ön ucu
blade passage frequency (BPF)	kanat aralık frekansı
blade pitch	kanat eğimi
blade pitch angle	kanat eğim açısı
blade profile	kanat profili
blade root clearance	kanat kök açıklığı
blade separator	kanat ayırıcısı
blade tip	kanat ucu
blade tip clearance	kanat ucu açıklığı
blast area	çarpma alanı
blast furnace gas	yüksek fırın gazı
blow	üfleme
blower	üfleç
boiler control system	kazan kontrol sistemi
booster fan	takviye fanı
boundary layer	sınır tabaka
box inlet = inlet box	menfez kutusu
broadband noise level	genişbant gürültü düzeyi
burner	yakıcı (brülör)
calculated system curve	hesaplanan sistem eğrisi
cambered plate	kavisli plaka
canopy	davlumbaz (kanopi)
cantilever	çıkma (ankastre) giriş
casing	gövde
centre line (peak) velocity	orta hat (tepe) hız
centrifugal	santrifüj
centrifugal fan with a non-surgings characteristic	durmasız (non-surgings) özellikli santrifüj fan

centrifugal fan; radial fan	santrifüj fan; radyal fan
characteristic curve	karakteristik eğri
chimney stack effect	baca etkisi
circular arc	dairesel yay
circulatory flow	sirkülasyon akışı
circumferential grooves	çevresel yivler
clean room	temiz oda
clean ventilation air (CVA)	temiz hava
clogging	tıkanma
cooling coil	soğutma serpantini
combustion air blower	yanma havası üfleci
combustion air fan	yanma havası fanı
complex reflection coefficient	karmaşık yansıma katsayısı
cone type variable inlet vanes	Koni tipli değişken giriş kanatlı
contra-swirl	karşıt girdap
control efficiency	kontrol verimi
cut-off frequency	kesme frekansı
cycle, cycling	çevrim
cylindrical type variable inlet vanes	Silindirik tipli değişken giriş kanatlı
damper % open	damper açıklık oranı (%)
<u>Dampers:</u> parallel blade damper opposed blade damper outlet louver damper (OLD) inlet louver damper (ILD) single leaf (one blade) damper butterfly damper	<u>Damperler:</u> paralel kanatlı damper ters kanatlı damper çıkış panjur damperi giriş panjur damperi tek yapraklı (tek kanatlı) damper kelebek damper
design airflow	tasarım debisi
developed turbulent flow	gelişmiş türbülanslı akış
dew point	çiğ noktası
dew point temperature	çiğ noktası sıcaklığı
differential pressure sensor	fark-basınç sensörü
differential pressure transmitter	basınç farkı vericisi
diffuser	difüzör
dilution air	seyreltme havası
discharge damper	çıkış damperi
discharge duct	çıkış kanalı
discharge wake	çıkış havası burgacı
distorted flow profile	bozulmuş akış profili
dorsal fin	sırt kanatçığı

double pass arrangement	çift geçiş düzeni
double width fan	çift genişlikli fan
double reverse tube	çift karşıt tüp
drag	sürüklenme
drag coefficient	sürüklenme katsayısı
Draught, Draft: mechanical draught natural draught forced draught (FD) induced draught (ID)	Çekim, Çekme: mekanik çekim doğal çekim zorlanmış (cebri) çekim tetiklenmiş çekim
Drives: variable speed drive (VSD) variable frequency drive (VFD) adjustable frequency drive (AFD) adjustable speed drive (ASD) pulse-width modulation (PWM) drive	Sürücüler: değişken hız sürücüsü (VSD) değişken frekanslı sürücü (VFD) ayarlanabilir frekanslı sürücü (AFD) ayarlanabilir hız sürücüsü (ASD) darbe genişliği modülasyonlu (PWM) sürücü
driveshaft <> jackshaft	tahrik mili <> avara mil
drum type (sirocco impeller)	tambur tipi (siroko pervane)
dry air <> moist air	kuru hava <> nemli hava
dryer	kurutucu
dual contra-rotating vortices	karşıt dönüştü çifte vorteks
duct fitting	kanal bağlantısı
duct port	kanal portu
ducted <> non-ducted	kanallı <> kanalsız
dust collector	toz toplayıcı
dust laden air (DLA)	tozlu hava
dust removal system	toz giderim sistemi
economizer pre-heater	ekonomizör (genelde sıvılar için) ön ısıtıcı (genelde hava için)
effective duct length	efektif kanal uzunluğu
efficiency grade	verim sınıfı
E-tube ID fan	E-boru tetiklenmiş çekimli fanı
E-tube scrubber	E-boru temizleyicisi
evaporator coil	evaporatör serpantini
exhauster	egzoz fanı
fan	fan
fan achievable peak efficiency	fan için ulaşılabilir tepe verimi
fan blade	fan kanadı

fan characteristic	fan karakteristik eğrisi
fan coil	fankoil (fan coil)
fan discharge	fan çıkışı
fan impeller	fan pervanesi
fan inlet	fan girişi
fan noise installation effects	fan gürültüsü kurulum etkileri
fan performance curve	fan performans eğrisi
fan power-law method	fan güç kanunu yöntemi
fan pressure curve	fan basınç eğrisi
fan scroll	fan salyangozu
fan stall region	fan durulma bölgesi
fan style	fan tipi
Fan System Assessment Tool (FSAT)	Fan Sistemi Değerlendirme Aracı (FSAT)
Fan System Assessment Tool User Guide	Fan Sistemi Değerlendirme Aracı Kullanıcı Kılavuzu (FSAT Kılavuzu)
fan system data sheet	fan sistemi veri formu
fan system efficiency	fan sistem verimi
fan with a non-stalling characteristic	duralmasız (non-stalling) özellikli fan
fatigue failure	yorulma (fatigue) işgörmezliği
fixed bed	sabit yatak
Fluidised Bed Types: fluidised bed bubbling bed circulating fluidised bed	Akışkan Yatak Tipleri: akışkan yatak kabarcıklı yatak sirkülasyonlu akışkan yatak
flow rate	debi
flow variator (VAV box)	akış değiştiricisi (VAV kutusu)
flowmeter	debimetre
fluid coupling	akışkan kavrama; hidrolik kavrama
fluidizing air	akışkanlaştırıcı hava
For Fans: impeller (= propeller) rotor	Fanlarda: pervane rotor
forward curved blade	öne eğik kanat
forward curved centrifugal fan	öne eğik santrifüj fan
forward curved impeller	öne eğik pervane
frame	gövde (motorun gövdesi)
fully turbulent flow	tam türbülanslı akış
gas compressibility factor	gaz sıkıştırılabilirlik faktörü
guide vanes	kılavuz kanatçıklar

harmonics	harmonikler
heat recuperating equipment	ısı geri kazanım ekipmanı
heat sink	ısı kuyusu
heat transfer	ısı transferi
heating, ventilating and air conditioning (HVAC)	ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC)
high efficiency cyclones	yüksek verimli siklonlar
high specific speed	yüksek özgül hız
hollow blade	oyuk kanat
hookshaped tubular measuring probe	çengel biçimli borusal ölçüm probu
hose	hortum, boru
hot spot <-> dead spot	hareketli nokta <-> ölü nokta
hot-wire measurement	kızgın tel ölçümü
hot-wire anemometer	ısıtma telli rüzgar ölçer
hub	göbek
hub diameter	göbek çapı
hub-to-tip diameter ratio; hub to tip ratio	göbek-uç çapları oranı
impeller blade tip	pervane kanadı ucu
inlet box	menfez kutusu
inlet box damper (IBD)	giriş kutusu damperi (IBD)
inlet box damper (IBD)	giriş damperi (IBD)
inlet box damper opposed blades	giriş damperi ters kanatlı
inlet box damper parallel blades	giriş damperi paralel kanatlı
inlet damper	giriş damperi
inlet vortex	giriş vorteksi
installation efficiency	kurulum verimi
intersection point	kesişim noktası
impact reverse tube	ters etki tüpü
impeller	pervane
impeller and shaft assembly	pervane ve mil grubu
impeller casing diameter	pervane gövdesi çapı
impeller life	pervane ömrü
impeller removal section	pervane söküm kısmı
inclined manometer	eğik manometre
indoor air quality (IAQ)	iç hava kalitesi (IAQ)
induced draft	tetiklenmiş çekim
induced draft boiler fan	tetiklenmiş çekimli kazan fanı
inlet bell	giriş çan ağzı
inlet box	menfez kutusu

inlet cone	giriş konisi
inlet eye	giriş halkası
inlet hood	giriş davlumbazı
inlet throat curvature	giriş boğazı eğriliği
inlet throat diameter	giriş boğazı çapı
inlet to impeller setting	giriş-pervane ayarı
inlet/rim clearance	giriş/kovan açıklığı
installation effect	kurulum etkisi
interactive virtual instrument	etkileşimli sanal araç
interference	enterferans
kinetic energy coefficient	kinetik enerji katsayısı
laminar flow	laminer akış
laminar re-attachment	laminer yeniden birleşme
laminar separation	laminer ayrışma
lift force	kaldırma kuvveti
loading effect	yükleme etkisi
louver; louvre	panjur
low load operation	düşük yükte işletim
low pressure-drop cyclones	düşük basınç kayıplı siklonlar
magnetic field	manyetik alan
make-up air; fresh air	taze hava
measurement grid	ölçüm gridi
mechanical draught	mekanik çekim
mitred elbow; mitred elbow	gönye kesimli dirsek
mitred bend (lobster-backed bend)	gönye kesimli dirsek (ıstakoz dirsek)
moment of inertia	atalet momenti
motor rating	motor derecelendirmesi
motor shaft power	motor mil gücü
motorway tunnel	otoyol tüneli
nameplate voltage	etiket gerilimi
negative stall region	negatif duralma (stall) bölgesi
nominal aperture	anma açıklığı
nomogram	nomogram (sayısal çizit)
operation in stall	duralma (stall) durumunda çalışma
optimization gauge	optimizasyon göstergesi
orifice plate	orifis plakası
outlet damper (OD)	çıkış damperi (OD)
parallel multi fan system	paralel çok fanlı sistem
parasitic load	parazit yük
partial pressure	kısmi basınç

particle diameter	parçacık çapı
peak fan pressure	fan tepe basıncı
Perfect Gas Law	İdeal Gaz Kanunu
permanent stall	kalıcı duralma (stall)
perturbation	bozulma
Petermann probe	Petermann probu
pie-shaped blades	pasta dilimi biçimli kanatlar
pitch angle	eğim açısı
plenum; plenum chamber	hava toplama kutusu
plug fan	plug fan
pneumatic conveying	havalı (pnömatik) iletim
point of inflection	bükülme noktası
pollutant, contaminant	kirletici
porosity	gözeneklilik
porous wheel	gözenekli çark
positive polarity	pozitif kutupsallık
positively charged ionising wire	pozitif yüklü iyonize edici tel
positively charged repulsion plate	pozitif yüklü itme plakası
power adapter	güç adaptörü
power meter	Wattmetre
power meter method	Wattmetre yöntemi
precooled outside air	ön soğutulmuş dış hava
pressure fluctuation	basınç dalgalanması
pressure loss	basınç kaybı
pressure loss coefficient	basınç kayıp katsayısı
pressure units	basınç birimleri
pre-swirl	ön girdap
primary air	birincil hava (/primer hava)
primary cyclone	birincil siklon
prime mover	ana hareket ettirici
process exhaust requirements	proses egzoz gerekleri
progressive <> discontinuous	sürekli <> süreksiz
progressive stall <> discontinuous or abrupt stall	sürekli duralma (stall) <> süreksiz veya ani duralma (stall)
psychrometric chart	psikrometrik diyagram
psychrometric principles	psikrometrik ilkeler
psychrometrics	psikrometri
pulley ratio	kayıslı sürücü oranı
pulsate; pulsation	darbelenmek; darbe(lenme)
push jet inlet manifold	itici jet giriş manifoldu

push-pull diagram	it-çek diyagramı
push-pull ventilation	it-çek havalandırma
rate of convective heat transfer	konvektif ısı transfer oranı
real energy loss	gerçek enerji kaybı
resistance coefficient	direnç katsayısı
recess	girinti
recess wall	girinti duvarı
recirculation	devridaim
recirculation flow; recirculatory flow	devridaim akışı
reference pressure	referans basınç
reheated supply air	yeniden ısıtılmış taze hava
relative humidity (RH)	bağıl nem (RH)
relative speed; relative velocity	bağıl hız
residual swirl	kalıntı girdap
return	dönüş
reverberant room	çınlama odası
reverberant room method	çınlama odası yöntemi
Reynolds number	Reynolds sayısı
right angled bend	dik açılı dirsek
rim	kovan
rim radius	kovan yarıçapı
rotary air heater	dönel hava ısıtıcısı
rotating stall	dönme duralması (rotating stall)
rotation	dönme
rotational frequency	dönme frekansı
rotor <> stator	rotor <> stator
runner	çark
running clearance	çalışma açıklığı
safety harness	güvenlik kemeri
screw type	vidalı tip
scroll case	salyangoz gövdesi
section	kesit
selection switch	seçme anahtarı
selector switch	seçici anahtar
shaft	mil
shaft seal	mil contası
shaft tube	mil yuvası
shroud ring	mahfaza halkası
shrouded centrifugal impeller	mahfazalı santrifüj pervane
shut off damper	kapama damperi
single inlet single width (SISW)	tek-giriş-tek-açıklık (SISW)
double inlet double width (DIDW)	çift-giriş-çift-açıklık (DIDW)

silencer	susturucu
single inlet fan with inlet box	menfez kutulu tek girişli fan
single leaf damper	tek yapraklı damper
singularity	tekil nokta
skeleton psychrometric chart	psikrometrik Diyagram
sling psychrometer	savurmalı psikrometre
Slot: plain slot flanged slot plain opening flanged opening	Yarık: düz yarık flanşlı yarık düz açıklık flanşlı açıklık
smooth bend	düzgün dirsek
solids in suspension	askıda katı maddeler
sound intensity method	ses yoğunluğu yöntemi
spacer	ara levha
splitter plate	kısma plakası
stable core	sabit merkez
stall	duralma
stall-free fan design	duralmasız (stall-free) fan tasarımı
stalling <> non-stalling characteristic	duralır (stalling) <> duralmaz (non-stalling) özellik
stalling range	duralma (stall) aralığı
straight backward inclined bladed fan	geriye eğimli düz kanatlı fan
stress	gerilme
stress cracking	gerilme kaynaklı çatlama
stress fluctuation	gerilme dalgalanması
structural stability	yapısal kararlılık
suction side of the blade	kanadın emiş tarafı
super heater, superheater	kızdırıcı
supply air system	hava besleme sistemi
supply air terminal	hava besleme terminali
surge	durma (surge)
swirl	girdap
swirling flow	girdaplı akış
swivel-type	döner tip
system damper (SD)	sistem damperi (SD)
system effect factor (SEF)	sistem etki faktörü (SEF)
tip speed	kanat ucu hızı
transitional zone	geçiş bölgesi
traverse point	travers noktası
turbulence ingestion effect	türbülans yutum etkisi

turbulent impeller	türbülanslı pervane
turndown ratio	düşürme oranı
turning vanes	yönlendirici kanatçıklar
universal gas constant	evrensel gaz sabiti
U-tube manometer	U tüplü manometre
vane	kanatçık
variable air volume (VAV)	değişken hava hacimli (VAV)
variable frequency drive (VFD)	değişken frekanslı sürücü (VFD)
variable inlet vane (VIV)	değişken giriş kanadı (VIV)
variable pitch (VP)	değişken eğimli (VP)
velocity pressure	hız basıncı
ventilation air	havalandırma havası
volatile gas	uçucu gaz
Volt-ammeter method	Volt-ampermetre yöntemi
vortex	vorteks
whirl; pre-whirl	girdap; ön-girdap
wire-to-gas efficiency	toplam basma verimi

Ek

C

Fan Kullanımını Gerektiren Durumlar

C-1. Toz Toplama

Toz toplama sistemi, yerel operatörlerin havada yayılan kirleticilere maruz kalışını mümkün olduğunca sifıra yakın düzeye indirmelidir. Şüphesiz, mesleki maruz kalma sınırlarını tanımlayan ve uyulması gereken birçok düzenleme vardır.

Ekstraksiyon oranları yetersizse, işçilerin sağlığına zarar oluşabilir. En azından, ciddi biçimde rahatsızlık yaşanabilir. Öte yandan, ekstraksiyon oranları çok yüksek olursa, fan ve kanal maliyeti (sermaye, enerji ve bakım giderleri) gerekenden fazla olur. Ayrıca, taze havayı işlemenin de (ısıtma veya soğutma) ilâve maliyeti olabilir.

Bir kirleticinin işçilerin nefes aldığı alana girmesini önlemenin en iyi yolu, toz yaratan prosesi tamamen kapalı ortam haline getirmektir. Ancak, genellikle prosese bir miktar erişim gerekli olmaktadır, örneğin taşıma çarkı durumunda olduğu gibi. Her durumda, işçinin nefes aldığı bölgeden kirleticilerin uzaklaştırılması zorunludur.

Bir ekstraksiyon noktasında emişin yarattığı hava hızı, ağızdan olan mesafeye bağlı olarak hızla düşer. Aşağıdaki denklem, teorik olarak belirli mesafedeki hızın tahmin edilebileceğini göstermektedir:

$$V_x = \frac{Q}{bx^n + A}$$

Burada:

V_x = x mesafesinde hava hızı, m/s

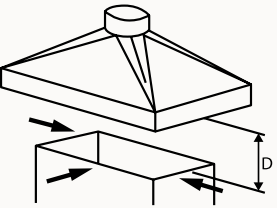
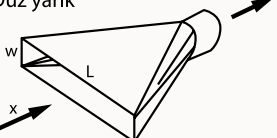
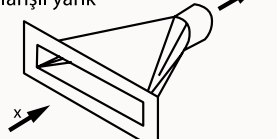
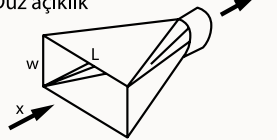
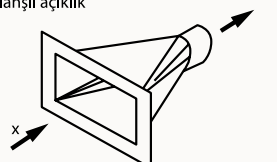
Q = havanın hacimsel debisi, m³/s

x = ağızdan olan uzaklık, m

A, b ve n harfleri ise, deneysel olarak elde edilen sabitlerdir ve ağızın geometrisine ve akış karakteristiklerine bağlıdır.

Aşağıdaki tablo, birtakım ağızlar için yukarıdaki denkleme çözümleri vermektedir. İlâve bilgiler için şu ders kitabına bakınız: Design of Industrial Exhaust Systems [Endüstriyel Egzoz Sistemleri Tasarımı], Alden ve Kane.

Tablo Ek-1. Ağız tipleri ve denklemler

Açıklık tipi	Denklem	Notlar
Davlumbaz (kanopi) 	Soğuk kaynak $Q = 1.4 PDv$	D, 0,3B'yi aşarsa, sıcak kaynak denklemini kullanınız. Davlumbaz, tank kenarlarından 0,4D kadar dışarıya doğru uzanmalıdır.
	Sıcak kaynak, yatay düzlemi açık $Q = 0.038 A_s \sqrt[3]{hD} + 0.5 (A - A_s)$	D 1m ötesinde arttıkça Q kademeli olarak daha küçük bulunur. Davlumbaz, tank kenarlarından 0,4D kadar dışarıya doğru uzanmalıdır.
	Sıcak kaynak, yanlar ve üst açık $Q = 0.038 A_s \sqrt{\frac{hA_t D}{A_s}} + 0.5 (A - A_s)$	D 1m ötesinde arttıkça Q kademeli olarak daha küçük bulunur. Davlumbaz, tank kenarlarından 0,4D kadar dışarıya doğru uzanmalıdır.
Düz yarık 	$Q = Lv(4x \sqrt{\frac{X}{W}} + W)$	En-boy oranı R, 10'dan küçük olmamalıdır.
Flanşlı yarık 	$Q = 0.75 Lv(4x \sqrt{\frac{X}{W}} + W)$	En-boy oranı R, 10'dan küçük olmamalıdır. X, 0,75W'den küçükse, düz yarık denklemini kullanınız.
Düz açıklık 	$Q = v(10\sqrt{R} X2 + A)$	En-boy oranı R, 5'i aşmamalıdır. Daha büyük en-boy oranları kullanılabilir ancak doğruluk azalır.
Flanşlı açıklık 	$Q = 0.75 v(10\sqrt{R} X2 + A)$	En-boy oranı R, 5'i aşmamalıdır. Daha büyük en-boy oranları kullanılabilir ancak doğruluk azalır. X, 0,75W'den küçükse, düz açıklık denklemini kullanınız.

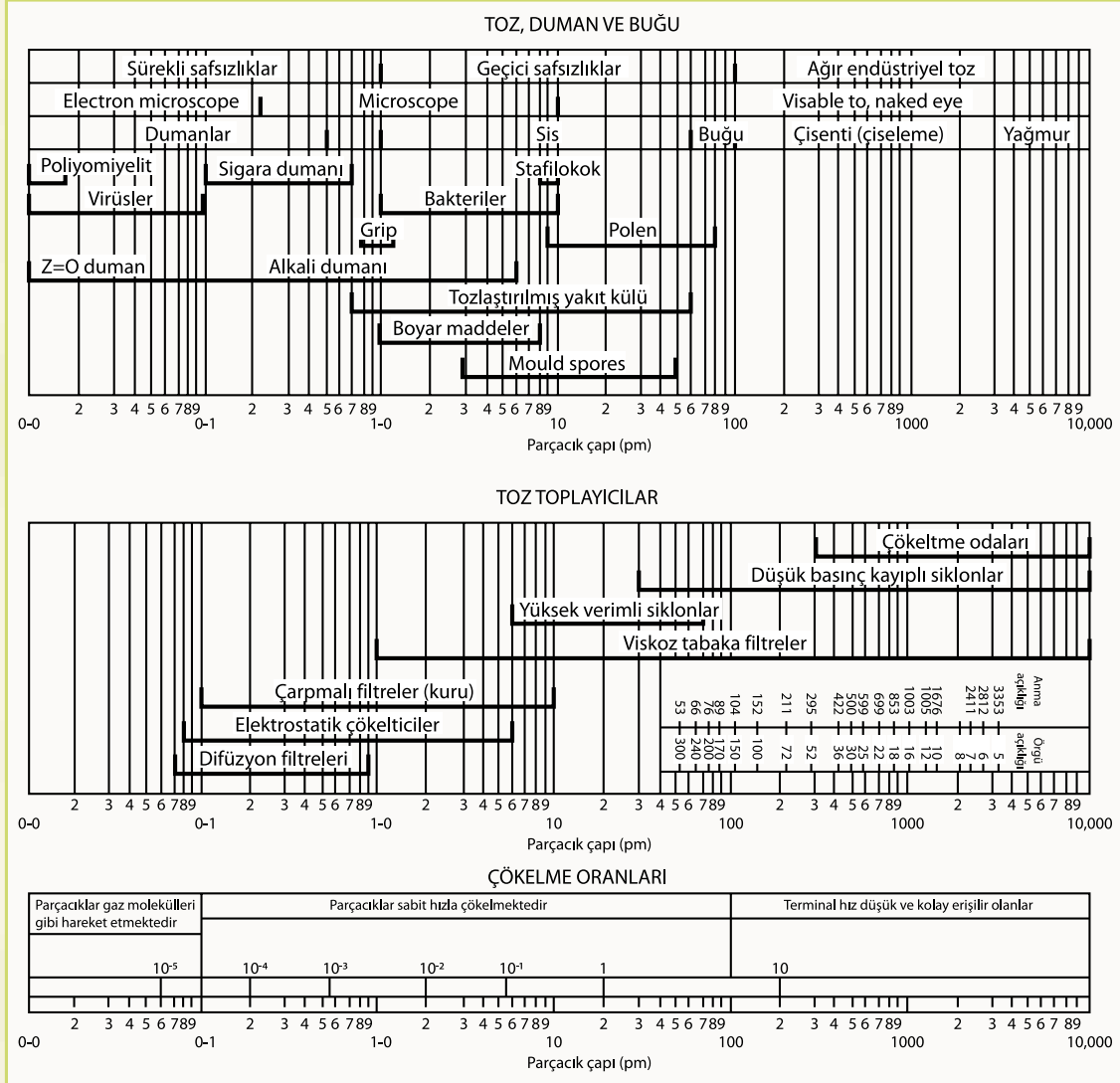
Simgeler:

A = Açıklık kesit alanı	m ²	P = Kaynağın çevresi	m
A_r = Kaynağın yatay yüzey alanı	m ²	Q = Hacimsel debi	m ³ /s
A_t = Kaynağın toplam açık ısıtılmış yüzey alanı	m ²	R = En-boy oranı (L/W)	
B = Kaynağın genişliği	m	W = Açıklığın eni	m
D = Kaynak üzerinde yükseklik	m	X = Kaynaktan uzaklık	m
L = Ağızın uzunluğu	m	H = Konvektif ısı transfer oranı	W/m ²
		V = Kontrol hızı	m/s

Toz toplama sistemlerinin büyük çoğunluğu, maddeyi hava veya gaz akımından ayırmak için bir hava temizleme ünitesine sahiptir. Tozun parçacık büyüklüğü aralığı, nem içeriği, sıcaklık ve kimyasal bileşimine bağlı olarak, arzu edilen verim ve basınç kaybı için uygun bir toplama

yticı mevcuttur. Aşağıdaki diyagram, en muhtemel seçimlere işaret etmektedir. Ancak, bu gerçekten çok karmaşık bir süreçtir. İlâve bilgi için bakınız: Fan Engineering [Fan Mühendisliği], Jorgensen, Buffalo, Bölüm 29.

Şekil Ek-1. Toz, duman ve buğu diyagramı



C-2. Mekanik Çekiş

Mekanik çekiş sisteminin amacı; yakıt ızgarası, kazan baca gazı tesisi, baca ile kızdırıcı, yakıcı (brülör), ekonomizörler ve benzeri yardımcı sistemlerden oluşan komple kazan tesisi içinde hava veya gazı hareket ettirmektir.

Çekiş tesisi, aşağıdakilerin biri veya hepsi için enerji sağlayabilir:

- Yanma için gereken havayı sağlamak,
- Yanma ürünlerini gidermek,
- Yakıcıya (brülör) yakıt sağlamak,
- Yakıtı dağıtmak,
- Isı transferini iyileştirmek için gazları dolaştırmak,
- Eriyik külü hareket ettirmek,
- Hava sızdırmazlığını sürdürmek suretiyle sızıntıyı asgariye indirmek.

Gerekten ısı çıktısı biliniyorsa, mekanik çekiş sisteminin kapasitesi belirlenebilir. Yakıtın ısıtma değeri de bilindiğinde, ısı üretme hızı da yakıtın yakılma hızından hesaplanabilir.

Isıtıcı enerjisi genellikle yerküredeki çeşitli maddelerde bulunan kimyasal enerjiden elde edilir. Kullanılan yakıt ister katı (örneğin kömür), ister sıvı (örneğin akaryakıt), isterse gaz halinde (havagazı veya doğal gaz) olsun, çoğunda karbon, hidrojen ve kükürt olmak üzere üç element bulunur.

1 kg karbon tamamen yakılarak karbon dioksit dönüşümünde, yaklaşık 33.900 Joule ısı verir. 1 kg hidrojen tamamen yakılarak suya dönüşümünde ise yaklaşık 144.500 Joule ısı verir. 1 kg kükürt tamamen yakılarak kükürt dioksit dönüşümünde, yaklaşık 9.320 Joule ısı verir.

Basit terimlerle ifade edilecek olursa, yanma; karbon, hidrojen ve kaçınılmaz olarak kükürt gibi yanıcı madde ile oksijenin kimyasal birleşimidir. Oksijen, çevremizdeki havayı oluşturan öğelerden biridir. Normal çevre koşullarında havanın ağırlıkça %21'i oksijendir. Kalan %79'u ise, tüm amaçlar bakımından soygaz olan nitrojendir. Yanmanın fiilen olabilmesi için, katı yakıtın tutuşma sıcaklığına kadar ısıtılması gerekir. Havadaki oksijenle birlikte uçucu gazlar da yanar ve kalan maddenin sıcaklığını artırmak suretiyle sabit karbonu tutuşturur. Mevcut oksijen miktarına bağlı olarak bu, karbon monoksit veya karbon dioksit dönüşür. Varolan yanmaz maddeler ise kül olarak kalır. Tozlaştırılmış kömür genellikle önce karbon monoksit (ve diğer uçucu damıtık maddelerin) oluşması ve ardından karbon monoksit dönüşümüne dönüşür.

Sıvı yakıtlar için yanma süreci daha basittir. Kısa süre içinde gaz halinde bileşiklere dönüşürler, bunlar da tıpkı gazlar gibi yanarlar. Gaz halinde yakıtlar ise derhal yanarlar ve kül kalıntısı gibi ağır sorunları olmaz. Ancak, su buharı şeklinde önemli miktarlarda nem oluştururlar.

Yakıtlar yandığında, üretilen ısı tamamı kullanılamaz. Fırındaki ısı kayıplarına ek olarak, ısı bir kısmı yanma ürünleri tarafından alınır. Belki de en önemlisi, komple yanma elde etme çabasıyla kullanılan aşırı hava miktarı nedeniyle önemli bir kayıp oluşur. Salt bu nedenle dahi, mekanik çekişin kullanılması artık hemen hemen evrenseldir.

Yanma teorisi nispeten basittir. Ancak uygulaması oldukça zordur. Tam yanma elde etmek için yakıtlar ve yanıcı gazları, hava ile doğru oranlarda uygun biçimde karıştırmak kolay değildir. Genellikle fırına verilen hava miktarı teorik olarak gereken miktardan çok fazla olmaktadır. Aşırı hava, kazan veriminde kayba neden olsa da yakılan yakıtın nitelik, nicelik ve büyüklüğüne bağlı olarak, tam yanmanın elde edilmesi için çoğunlukla gereklidir. Fan çekimi kullanıldığında, hava beslemesi yakın biçimde düzenlenebilir ve kontrol edilebilir.

Yalnız doğal çekişi kullanmaya devam eden kazan tesisi sayısı çok az olmakla birlikte, doğal çekişin sağladığı avantajların, mekanik çekişli fanların kullanılmasıyla elde edilenler kadar iyi olduğu bilinmelidir. Söz konusu avantajlar şunlardır:

- Kazan çıktısının artması ve baca yoluyla ısı kayıplarının azalması,
- Daha düşük dereceli ve ucuz yakıt kullanılabilir olması,
- Çekişin kazan yükü ihtiyaçlarına tam olarak ayarlanabilmesi,
- Yanmanın iyileştirilmesi, bunun yanında uygun ateşleme de sağlanırsa duman emisyonlarının azalması,
- Çıkış gaz sıcaklıklarının ve dolayısıyla ısı kayıplarının azaltılması için ekonomizörler ve hava ön ısıtıcıları gibi ısı geri kazanım teçhizatının eklenmesi.

Kazanın çıkışındaki baca gazında bulunan karbon dioksit yüzdesi, yanma için kullanılan fazla havanın ölçüsüdür ve yakılan yakıtın ortalama maksimum teorik CO₂ yüzdesine ve ateşleme yöntemine bağlıdır.

Düşük CO₂ yüzdesi "iyi" yanmaya karşılık gelmesine rağmen, yüksek CO₂ yüzdesinin "çok iyi" yanmaya karşılık geldiği varsayılabilir. Kömür için ortalama CO₂ yüzdeleri %8 ile 10 aralığında kabul edilmesine rağmen; %5 ilâ 8 "kötü" olarak kabul edilir. Akaryakıt için rakamlar teorik maksimuma yakındır, bunun sebebi de akaryakıtta iyi yanma elde etmenin daha kolay olmasıdır.

Belirli kazan tipleri ve diğer yakıtlara ilişkin ayrıntılı bilgi için kazan üreticilerine danışılmalıdır.

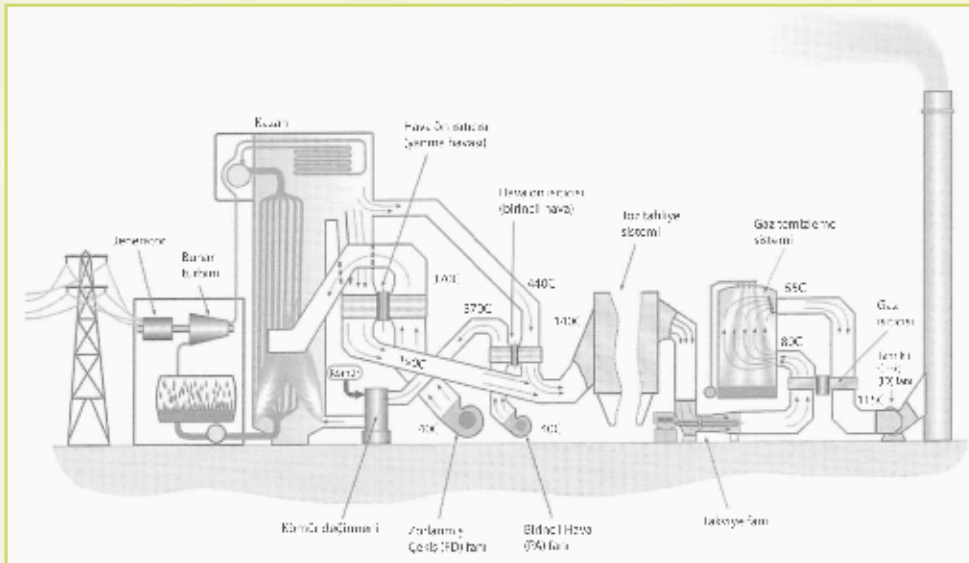
Not: Yoğuşmalı kazan gibi modern kazan tiplerinde, %90'ı aşan verimlilik mümkündür.

Endüstriyel süreçlerde sistem direnci yanma tarafından elbette etkilenir. Bunun ana nedenleri arasında, gazın bizzat yanma tarafından üretilmesi ve gaz bileşimi ve sıcaklığının değişken olması; buna ek olarak, sıcaklığı veya yanmayı düzenlemek için seyreltme amacıyla ilâve hava eklenmesi olabilir.

Diğer parametreler daha da önemli olabilir. Çok yakıtlı atık yanmasında yaygın biçimde kullanılan sirkülasyonlu akışkan yataklı kazanlarda durum budur. Farklı ısı değerleri olan birden fazla yakıt aynı anda yakıldığında, kazan kontrolü oldukça zorlaşır, çünkü çok yakıtlı akışın enerji içeriğini ölçmek mümkün değildir.

Mekanik çekiş tesisinin kategorisi; cebri çekiş, tahrikli çekiş, birincil hava, yakma havası, gaz dolaşımı veya siklon yakıcı sistemi olabilir. Bu fanların konumları aşağıdaki Şekil Ek-2'de gösterilmiştir.

Şekil Ek-2. Bir mekanik çekiş tesisinde fanların konumları



İlerleyen sayfalarda Şekil Ek-3'te verilen nomogram (sayısal bağlantıları gösteren çizelge), kazan yakıtlarının yanması için gereken havanın ağırlık ve hacmi ile baca gazlarının hacmine ilişkin yaklaşık değerler elde etmek için hızlı ve pratik bir yöntem olarak hazırlanmıştır.

Kazanın tasarım verimi ve ortalama işletim yüzdesi makul bir doğrulukla hesaplanabilirse, tahrikli çekiş fanının hareket ettireceği gaz hacmi oldukça yakın sınırlar dâhilinde belirlenebilir.

Yanma için gereken hava miktarının yanısıra, mevcut kazan tesisi için fanlara ihtiyaç duyulabilecek durumlarda, yanma ürünlerinin hacmini tahmin etmek için gerekli bilgileri yerinden elde etmek mümkündür. Ancak, işletim koşullarına ilişkin bilgiler güvenilir veya yetersiz ise, Tablo Ek-2'den temel verileri seçmek tercih edilir.

Tablo Ek-2. Kazan işletim koşulları genel aralığı

Kazan Tipi	Yakıt veya Ateşleme	Kazan Verimi %	İşletim CO ₂ Aralığı %			Ortalama Maksimum Teorik CO ₂ %
Su borulu	PF.	85 ilâ 88	12,75	ilâ	14,75	18,5
“	Kömür [Besleyici (stoker)]	77 ilâ 84	11,00	ilâ	13,50	18,5
“	Akaryakıt	82 ilâ 86	11,50	ilâ	12,50	15,4
“	Kok fırını (Gaz)	80 ilâ 84	6,75	ilâ	7,75	9,4
“	Yüksek fırın (Gaz)	80 ilâ 84	17,50	ilâ	20,00	25,0
“	Odun	75 ilâ 82	11,00	ilâ	14,50	20,2
Gövde borulu	Kömür (Elle)	60 ilâ 68	8,00	ilâ	10,50	18,5
“	Kömür [Besleyici (stoker)]	68 ilâ 75	10,00	ilâ	12,75	18,5
“	Akaryakıt	70 ilâ 77	10,50	ilâ	11,75	15,4

Yakıttaki nem nedeniyle, kazana ve baca gazı sistemine sızmalar ve baca gazı hacminde artışlar için de pay bırakılmalıdır; aynı zamanda, elde edilen hava ve gaz hacimlerinin Tablo Ek-3'te belirtilenler dışındaki faktörler için tolerans içermediği hatırdâ tutulmalıdır.

Dolayısıyla, tahrikli çekiş fanı tarafından hareket ettirilecek baca gazı hacmini hesaplarken, aşırı yüklenme için gaz hacmini %15 kadar fazla tutmak geleneksel uygulamadır. Aşırı yüklenme ile kasıt, kazanın kendi maksimum sürekli anma kapasitesini aşan derecede buhar üretmesinin istenmesi veya kazan yüzeylerinin vs. kirlenmesi gibi durumlardır.

Tablo Ek-3. Sızıntı ve yakıtta nem için baca gazı hacmine yapılacak ortalama eklemeler

SIZINTI VE YAKITTA NEM İÇİN BACA GAZI HACMİNE YAPILACAK ORTALAMA EKLEMELER			
Sızıntı için pay	Eklenecek %	Nem için pay	Eklenecek %
Tuğla baca (kötü)	15,0	Taşkömürü	3,0
Tuğla baca (iyi)	5,0	Yağyakıt	4,5
Çelik baca (ortalama)	3,5	Kuru odun	10,0
Dönel hava ısıtıcısı	7,5	Yüksek fırın gazı	7,0
Çökeltici veya kum tutucu	1,0	Kok fırını gazı	15,0

Nomogramın nasıl kullanılacağı aşağıda açıklanmaktadır. Kolaylık olması açısından, belirli bir tesis örnek olarak alınmış, nomogram üzerinde uygun çizgiler çizilerek gösterilmiştir.

Örnekte aşağıdaki veriler kullanılmaktadır:

Kazan verimi: %80

Maksimum sürekli derecede kazan buharlaşması: 40.000 lb/h

İşletim CO₂: %11,5

Maksimum teorik CO₂ (ortalama kömür için): %18,5

Kazana giren havanın sıcaklığı: 60°F

Baca gazlarının sıcaklığı: 350°F

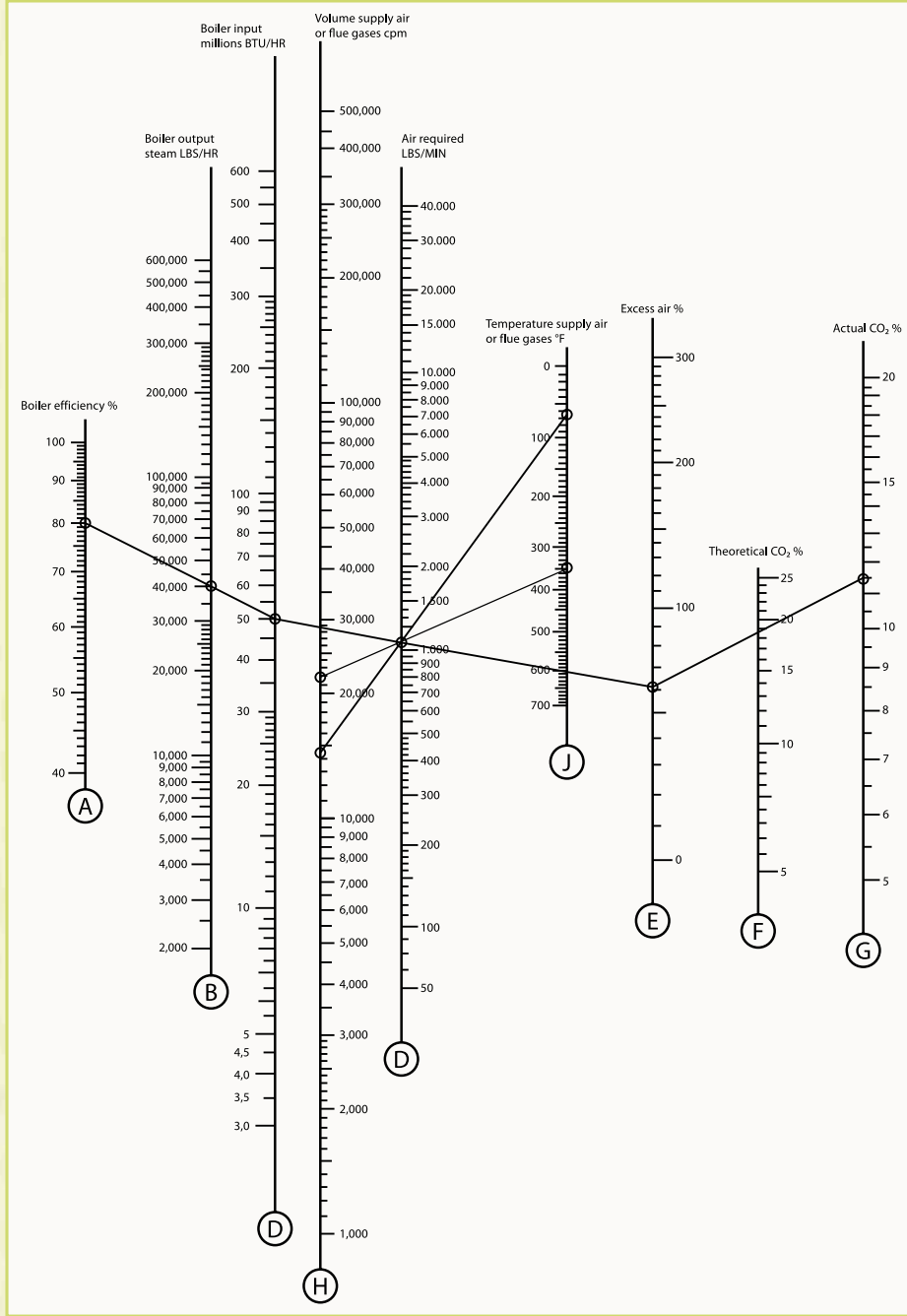
Nomograma geçecek olursak:

- (1) A ölçeği üzerindeki Noktayı (%80) B ölçeği üzerindeki noktaya (40.000 lb/h) birleştiren doğruyu uzatarak C ölçeğini kestiriniz (Kazan Girişi: 50 milyon BTU/h).
- (2) G ölçeği üzerindeki noktayı (%11,5) F ölçeği üzerindeki noktaya (%18,5) birleştiren doğruyu uzatarak E ölçeğini kestiriniz (Aşırı hava: %60, aşağıdaki nota bakınız).
- (3) C ölçeği üzerindeki kesişim noktası ile E ölçeği üzerindeki kesişim noktasını birleştiriniz; D'yi keserek geçmesine dikkat ediniz (yanma için gereken havanın ağırlığı: 1.070 lb/dk).
Ardından, yanma için gereken havanın hacmini elde etmek için:
- (4) D ölçeği üzerindeki kesişim noktası ile J ölçeği üzerindeki noktayı (60°F) birleştiren doğruyu uzatarak H ölçeğini kestiriniz (hava hacmi: 14.000 cfm).
Ardından, baca gazlarının (kuru ürünler) hacmini elde etmek için:
- (4a) D ölçeği üzerindeki aynı kesişim noktası ile J ölçeği üzerindeki noktayı (350°F) birleştiriniz; H ölçeğini keserek geçmesine dikkat ediniz (hava hacmi: 21.600 cfm).

NOT: Örnekte, aşırı hava miktarı %60'a ulaşmaktadır ve aşırı hava için yüzde oranı biliniyorsa, işletim ve teorik CO₂ noktalarını çizmek gereksizdir.

Kazanın kömür yakıtlı olduğu ve nispeten iyi durumda bulunan tuğla bacaya sahip olduğu dikkate alındığında; ayrılacak paylar şöyledir: Bacalara sızıntı için %10; kömürde nem için %3,0; artı aşırı yüklenme vs. payı %15; dolayısıyla Toplam Gaz Hacmi = 21.600 x 1,1 x 1,03 x 1,15 = 28.150 cfm olur.

Şekil Ek-3. Yanma havası ve gaz hacimleri için nomogram



Not: Bu nomogram -ne yazık ki- SI birimlerin uygulanmaya başlamasından önce hazırlanmıştır. Ancak, aşağıdaki dönüşüm oranlarına dayalı birtakım küçük hesaplamalar ile bu nomogramı kullanmak hâlâ mümkündür:

$$1 \text{ lb} = 0,453 \text{ kg}$$

$$1 \text{ B.T.U.} = 1,0551 \text{ Joule}$$

$$\frac{5}{9} (F - 32) = C$$

C-2.1. Kanal sisteminin boyutlandırılması

Bir kanal sisteminin esas görevi, farklı noktalar arasında havayı veya diğer gazı iletmektir. Bu görevi yaparken, ana hareket ettiricinin ihtiyaç duyduğu enerjinin bir fan olmasını sağlamak önemlidir. Diğer bir deyişle; sermaye gideri, bakım giderleri, değiştirme maliyeti ve nihai elden çıkarma gibi sınırlamalara uygun olarak fan asgari boyutta tutulmalıdır.

Günümüzde birçok ülke, enerji sınırlamalarına öncelik verilmesini sağlamak için enerji performansı mevzuatı uygulamaktadır. İşletim giderleri, yani enerji maliyeti, bir tesisin ömrü boyunca daima büyük bir maliyet kalemidir ve sistemin sermaye gideri veya bakımından daha önemlidir.

Kanal sisteminin elemanları arasında, genellikle sac veya diğer malzemeden yapılmış kanal, takviyeler, dikişler, ek yerleri, flanşlar, aşınma plakaları, destekler ve bazen yalıtım bulunur. Her eleman, aşağıdakiler bakımından değerlendirilmeli ve doğrulanmalıdır:

- Boyutsal kararlılık
- Hava tutma
- Gürültü yaratma ve tutma
- Titreşimsel sınırlama
- Yeterli destek
- Hasara, hava koşullarına (dış mekânda ise) ve sıcaklıklara (yüksek ve düşük) dayanıklılık
- Yangın veya sel gibi acil durumlar
- Hava veya gaz akımı nedeniyle ısı kazançları veya kayıpları
- Kir, taşınan madde veya diğer kirleticilerin yapışması veya birikmesi.

Kanal içinde iletilecek hava miktarı, proses tarafından belirlenir. Dolayısıyla, bir yanma uygulamasında, zorlanmış çekiş için hava miktarı, kömürün yakılma hızı ve yakıttaki karbonu karbon dioksit dönüştürmek için gereken oksijen tarafından belirlenir. Kurutma sisteminde ise hava miktarı, uygun nem içeriğini belirlemek üzere psikrometri kullanılarak belirlenir. Yerel ekstraksiyon sistemlerinde ise miktarlar, yayan kaynağın boyutları ve katı maddeleri askıda tutmak için gereken hıza göre belirlenebilir.

Temiz havayı taşıyan kanal sistemi ile askıda katı maddeleri taşıyan sistem arasındaki farkı gözetmek gerekir. Temiz hava durumunda, gürültü üretimi özellikle düşük basınçlı HVACR ve diğer konfor uygulamaları için bir kontrol faktörü olabilir. CIBSE tavsiyeleri aşağıdaki gibidir:

Tablo Ek-4. Gürültü oluşumunu kontrol için kanal boyutlandırma

Uygulama	Tipik gürültü derecesi NR	Hız m/s		
		Ana kanallar	Branşlar	Çıkışlar
Ev	25	3,0	2,5	<2,0
Tiyatro	20 – 25	4,0	2,5	<2,0
Sinema	25 – 30	4,0	3,5	<2,0
Otel	20 – 30	5,0	4,5	2,5
Ofis	30 – 35	6,0	5,5	3,0
Restoran	35 – 40	7,5	6,0	3,5
Süpermarket	40 – 45	9,0	7,0	4,5
Endüstriyel bina	45 - 55	10,0	8,0	5,0

Toz ve duman toplama, ağaç artıkları toplama, havalı iletme gibi yerel çıkarım sistemleri için, kanal hızı kriteri genellikle, katıların veya diğer kirleticilerin askıda kalmasını sağlayacak asgari gerekli hızdır. Aşağıdaki Tablo Ek-5, çeşitli maddeleri iletme için yaygın olarak kabul edilen hava hızlarının bazılarını vermektedir.

Tablo Ek-5. Çeşitli maddeleri iletme için hava hızları

Madde	Hız (m/s)
Keneotu tohumu	25
Çimento	35
Toz kömür	20
Öğütülmüş mantar	15
Mısır	28
Pamuk	22,5
Demir oksit	32,5
Tozlaştırılmış kireç	25
Yulaf taneleri	22,5
Kâğıt kırpıntısı	25
Bez parçaları (üstübü)	22,5
Kauçuk parçaları	22,5
Tuz	27,5
Kum	35
Kuru talaş	15
Ağaç kırpıntısı	17,5
Buğday taneleri	29
Yün	25
Kuru bitkisel hamur	22,5

C-2.2. Sistem direncinin hesaplanması

Kanal sisteminin tasarımı sırasında genel uygulama, toplam (veya statik) basınç kaybını belirlemek için kanaldaki en yüksek dirence (indeks kolu) sahip tüm öğelerin dirençlerini toplamaktır. Sistem etkileri için de pay ayırarak, fan, tasarım debisinde bu basıncı oluşturmalıdır. Böylece sistem ve fan uyum halinde olacaktır.

Kanal bağlantıları ve düz kanalların direnci, ASHRAE veya CIBSE gibi kurumların hazırladığı kılavuzlar tarafından belirlenir. Ancak tasarımcıların, Eurovent 2/9 Experimental determination of mechanical energy loss coefficients of air handling components [Yayın No. 2/9 Hava taşıyan bileşenlerin mekanik enerji kayıp katsayılarının deneysel olarak belirlenmesi] ve 2/10 Catalogue of energy loss coefficients of air handling components [Yayın No. 2/10 Hava taşıyan bileşenlerin enerji kayıp katsayıları katalogu] yayınlarına bakması önerilir; bu yayınlar Avrupa'da dört bağımsız laboratuvar tarafından ortaklaşa yapılan çalışmanın sonuçlarını yansıtmaktadır. Çoğu kuruluş benzer yaklaşıma sahiptir ve basınç kayıplarını, yerel hız basıncının bir fonksiyonu olarak görmektedir. Bu fonksiyon, genellikle sabit kabul edilir ve dolayısıyla, basınç aşağıdaki gibi olur:

$$p_{L_f} = \zeta_F \times \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (1)$$

Burada:

p_{L_f} = Basınç kaybı (Pa)

ζ_F = Direnç katsayısı

ρ = Yerel hava yoğunluğu (kg/m^3) (genellikle standart 1,2 alınır)

V = "Ortalama" hız (m/s) = $\frac{\text{debi } q_v}{\text{kesit } A}$

Normal çalışma aralığında bu makul düzeyde doğru olsa da, (ζ_F)'nin Reynolds Sayısı'na bağımlı olduğu ve Reynolds Sayısı'nın düşük olduğu durumlarda (ζ_F)'nin çok yükselebileceği, öte yandan eğer erişilirse tam türbülanslı akış koşullarında değerin daha düşük olacağı bilinmemlidir.

Hava taşıyan bir bileşen için enerji kayıp katsayısının içsel değeri yoktur. Akış yukarıdaki her akış koşulu için farklı bir değerin bulunabileceğini bilmek gerekir. Çoğu kılavuz ve ders kitabında, bileşene girişte tam gelişmiş simetrik girdapsız hız profili olduğu ve bunun akış aşısında geri kazanılacağı varsayılır. Bu da, bileşenin her iki tarafında uzunca düz kanal kullanılmasını gerektirir.

Böyle bir durum pratikte pek sık elde edilemez. Kanalların farklı uzunlukları ve farklı giriş koşulları, akış örüntüsünde büyük değişimler yaratabilir ve dolayısıyla gerçek enerji kayıp direnci katsayısı oluşturur. Elbette, akışın laminar olduğu çok düşük hızlarda, hava hızı profili, ortalamanın iki katına varan maksimum hıza sahip kesin bir tepe değere sahiptir. Dolayısıyla, çok düşük hızda hareket ediyor olsa dahi, katsayı çok daha yüksek olacaktır.

Bu değişimi itiraf eden çok az sayıda ders kitabı vardır. CIBSE ve ASHRAE kılavuzlarının geçmişteki baskıları bu türden sorunlardan bahsetmez. Ancak, Peter Koch'un makalesinden sonra, boyut ve Reynolds Sayısı'na bağımlılık artık CIBSE ve SMACNA tarafından kabul edilmiştir.

Dolayısıyla bir bağlantıdaki kayıp aşağıdaki ifade tarafından daha doğru biçimde verilmektedir:

$$pL_f = \zeta_F \times f_1(\text{Re}) \times f_2(d) \times \frac{1}{2} \rho v^2 \quad \text{PP (2)}$$

Burada f_1 ve f_2 , sırasıyla Reynolds Sayısı ve çapa bağlı düzeltme faktörleridir.

Bu konu biraz anlaşılması zor gibi görünse de, eviricilerin (inverter) ve diğer değişken akış cihazlarının kullanımının artmasıyla, *düşürme (turndown) oranlarının yüksek olduğu durumlarda sistem direnç eğrisi, sıklıkla söylenen "P_L" Q² ile orantılıdır kuralından daha da fazla sapmaktadır*. Dolayısıyla, yatak, iletim veya kontrol kayıpları olmasa dahi, soğurulan güç, fan hızıyla orantılı değildir (bakınız ISO 5801: 2007 Ek E).

Benzer şekilde, düz kanaldaki kayıp genellikle aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$p_{L_s} = \frac{fL}{m} \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (3)$$

$\frac{fL}{m}$ ve sabit ζ_s olarak kabul edilir.

Burada:

L = Düz kanalın uzunluğu (m)

m = Ortalama hidrolik derinlik (m) = kesit alanı ÷ çevre = d/4

Dairesel kesitler için:

f = sürtünme faktörü

Aynı şekilde, L ve m sabit olduğundan ve f sabit varsayıldığından, kayıp şöyle kabul edilir:

$$p_{L_s} = \zeta_s \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (4)$$

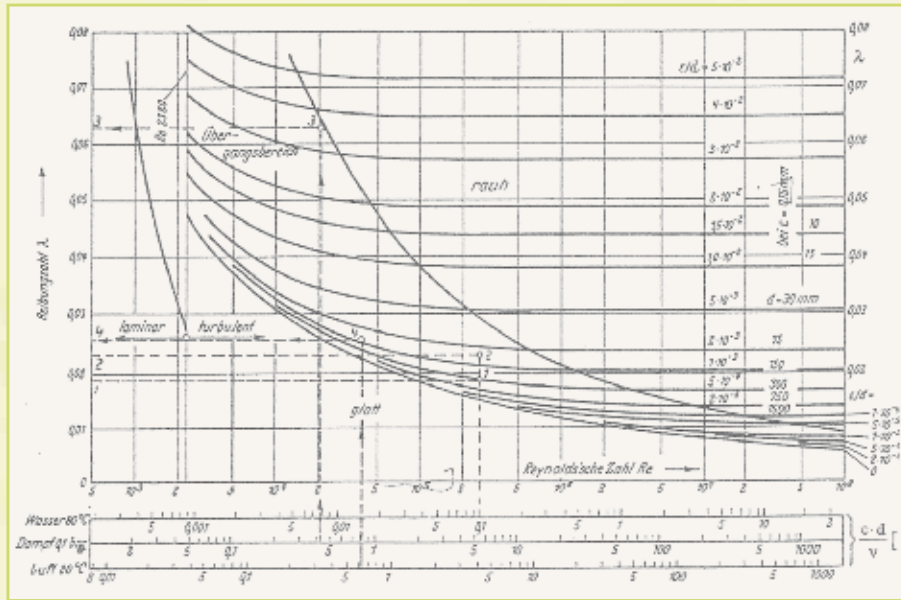
Ve dolayısıyla başka bir sorun yaratılmış olur; çünkü f sabit *değildir*, daha ziyade büyüklük, mutlak pürüzlülük ve Reynolds Sayısı'nın bir fonksiyonudur.

C-2.3. Sürtünme faktörleri ve Reynolds Sayısı

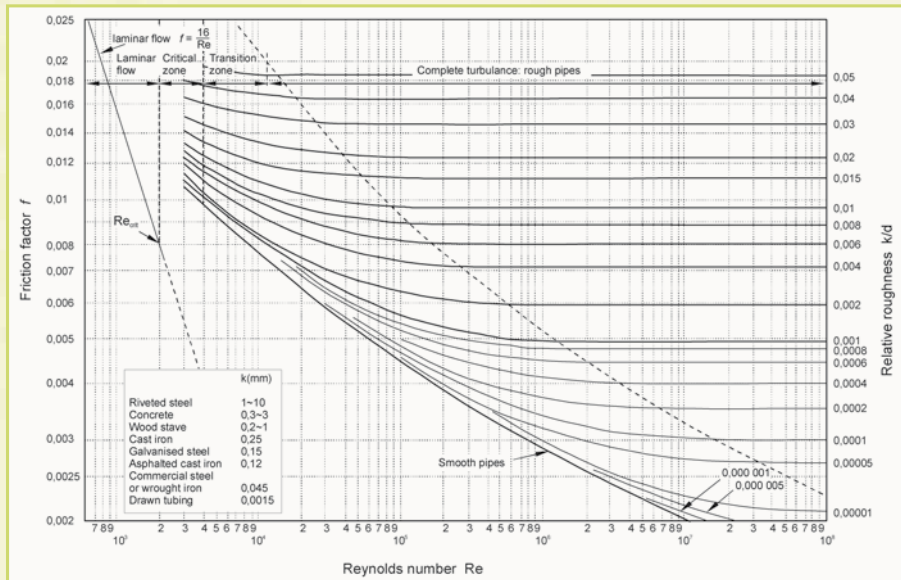
Bazı önemli araştırmacılar sürtünme faktörü ile Reynolds Sayısı arasındaki bağıntıyı gösteren diyagramları geliştirmişlerdir. Bu araştırmacılar arasında en tanınmış olanlar Prandtl, von Kármán, Nikuradse, Poiseuille, Colebrook ve White'tir. Aşağıdaki Şekil Ek-4, Alman literatüründen alınmıştır.

Daha sonraları Moody, Colebrook-White ve Poiseuille verilerini ele almış ve tanınmış Moody Diyagramı'nı 1944 yılında geliştirmiştir. Bu diyagram ASHRAE, CIBSE ve AMCA'nın yayınlarında kullanılmaktadır. Basınç kayıp faktörlerinin türetilmesi takdir edilmelidir. Kaynakların birçoğu çelişik değerler vermektedir. Deneysel çalışmaların çoğunun 100 yıldan eski olduğu düşünüldüğünde bu şaşırtıcı olmamalıdır.

Şekil Ek-4. Sürtünme faktörü ile Reynolds Sayısı arasındaki ilişki



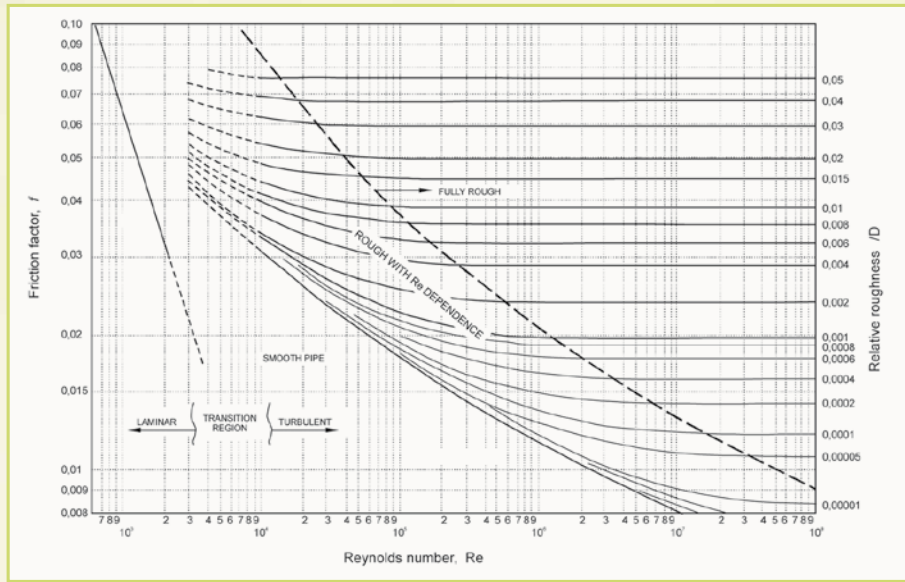
Şekil Ek-5. Sürtünme faktörü ve Reynolds Sayısı - Moody Diyagramı (Avrupa)



Şekil Ek-5'teki Moody Diyagramı'nda, geçiş bölgesinde ve Reynolds Sayısı'nın düşük olduğu bölgelerde f 'nin sabit olmadığı, yine aynı şekilde, debi azaldıkça ve kritik bölgeye girdikçe f 'de önemli artışlar meydana geldiği, ardından ani düşme yaşandığı, sonrasında da laminar bölgede tekrar yükselme olduğu görülmektedir. Sürtünme faktörü f yalnızca noktalı çizginin sağında sabittir.

Burada bir uyarı yapılması gereklidir. Avrupa ve Amerika arasındaki ayrışma yalnız birimlerde değil, aynı zamanda tanımlardadır. ABD'de çoğu ders kitabı, düz kanalın sürtünme kaybını d cinsinden, yani kanalın çapı cinsinden tanımlar. Ortalama hidrolik derinlik, m ($m = d/4$) cinsinden kullanıldığında, f değerleri 4 ile çarpılmaktadır (bakınız AMCA 200-95 s.9) ve Reynolds Sayısı'nın kritik değerleri de değişebilmektedir.

Şekil Ek-6. Sürtünme faktörü ve Reynolds Sayısı - Moody Diyagramı (Amerika)



Normal havalandırma sistemlerinde karşılaşılan kanal boyutlarında ve hız aralıklarında, akışın daima geçiş bölgesinde olması ilginç ve öğreticidir. Yalnız ve yalnız en büyük boylarda ve en yüksek hızlarda, akış tam türbülansa yaklaşır. Bu durum, müteakip sayfada Tablo Ek-6'da gösterilmektedir.

Tablo Ek-6. Sürtünme faktörlerine karşılık kanal boyutu ve hız (Avrupa Konvansiyonları)

Çap d m	Ortalama Hız v m/s	Reynolds Sayısı $Re = \frac{\rho v}{\mu}$	Bağıl Pürüzlülük $\frac{k}{d}$	Sürtünme Faktörü f	Akış Kalitesi
0,1	2,5	16.492	0,0015	0,0076	Geçiş
	5	32.985		0,0067	
	10	65.970		0,0063	
	15	98.955		0,0059	
	20	131.940		0,0057	
0,25	2,5	41.231	0,0006	0,006	Geçiş
	5	82.463		0,0055	
	10	164.926		0,005	
	15	247.388		0,0048	
	20	329.851		0,0047	
0,315	5	103.903	0,00048	0,0051	Geçiş
	10	207.806		0,0047	
	15	311.710		0,0046	
	20	415.613		0,0045	
	25	519.516		0,0044	
0,63	5	207.806	0,00024	0,0043	Geçiş
	10	415.613		0,0042	
	15	623.419		0,0039	
	20	831.226		0,0038	
	25	1.039.032		0,0036	
1	5	329.851	0,00015	0,0039	Geçiş
	10	659.703		0,0037	
	15	989.555		0,0036	
	20	1.319.406		0,0035	
	25	1.649.258		0,0034	
2	10	1.319.406	0,000075	0,0033	Geçiş
	15	1.979.109		0,0032	
	20	2.638.812		0,0031	
	25	3.298.516		0,003	
	30	3.958.218		0,00295	
2,5	15	2.473.887	0,00006	0,00295	Geçiş
	20	3.298.516		0,0029	
	25	4.123.144		0,00285	
	30	4.947.773		0,0028	
	40	6.597.031		0,0028	

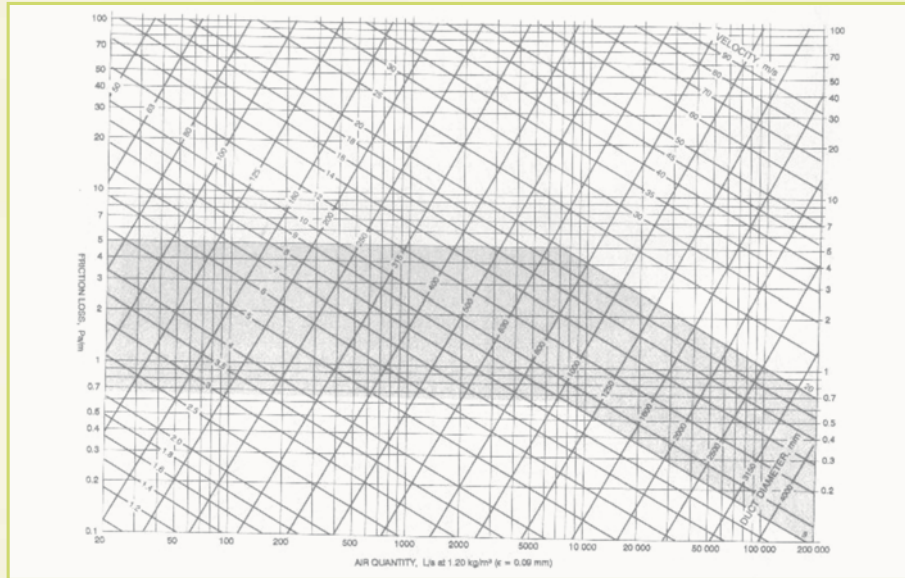
Not 1: Değerler standart hava için geçerlidir.

Not 2: Tüm değerler geçiş aralığındadır.

Mutlak pürüzlülüğün galvanizli çelik sac için geçerli olduğunu varsayarsak, tüm durumlarda akışın “geçişsel” olduğu görülebilir. Bu bağlamda “mutlak pürüzlülük”, pürüzlülük yüksekliğinin kanal çapına bölümü olarak tanımlanır ve “geçişsel” ise tam türbülans olmayan yerlerdeki, yani, f 'nin sabit olmadığı Reynolds Sayıları aralığında, herhangi bir akış olarak tanımlanır. Bu nedenle, bağıl pürüzlülük ve sürtünme faktörü, şekilde görüldüğü gibi büyük ölçüde değişirler. Azalan debi ve dolayısıyla azalan hızda, azalan hız basıncı kısmen f 'deki artış ile telâfi edilir.

Burada belirtmek gerekir ki, birçok ders kitabı ve kılavuzda popüler olan düz kanal sürtünme diyagramlarının hepsi de “ f ” için sabit değer ve aynı zamanda tam gelişmiş girdapsız akış profili varsayarlar. Bu nedenle bunlar sadece yaklaşık değerler olabilir. Şekil Ek-7'deki taranmış alan gerçeğe daha yakındır. Ancak, o da sadece varsayımların doğru olması halinde geçerlidir. Bu koşullar gerçek tesislerde nadiren karşılandığı için, %50'ye varan hataların olması oldukça muhtemeldir.

Şekil Ek-7. Düz kanal sürtünme kayıpları



C-2.4. Laminer akışlar

Yeterince düşük hızlarda ve küçük kanal boyutları için Reynolds Sayısı 2.000'in altında olacaktır. Akış, bozulmalardan arınmış olarak laminer hale gelir. Laminer akış şöyle tanımlanabilir: Tüm hava hızı vektörlerinin kanal duvarlarına paralel olması ve temelde “düzgün” olması. Yalnız viskoz kuvvetler önemli olur, kesme ve dolayısıyla enerji yayılımını hız ile doğrudan orantılı kılar.

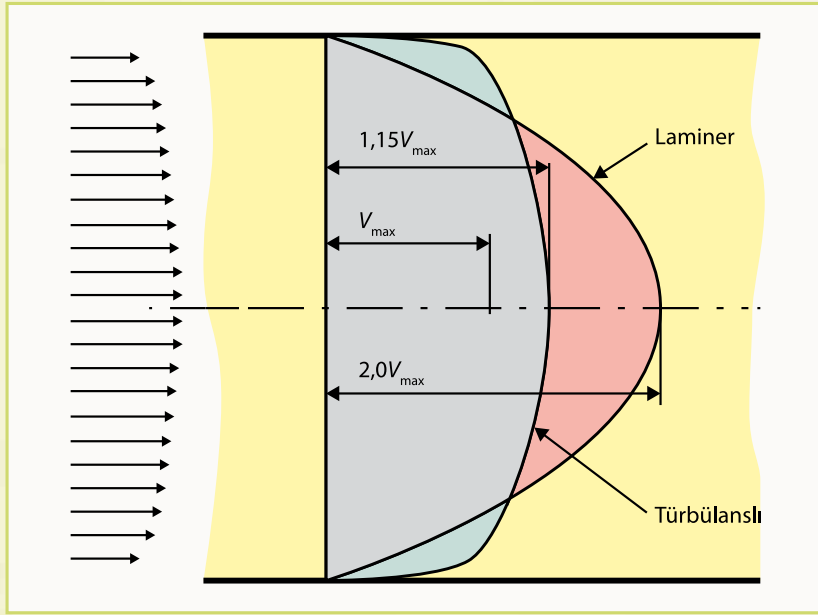
Basınç kaybı bakımından, Denklem (1)'in hâlâ geçerli olduğunu söyleyebiliriz. Ancak bu durumda, belirli bir bileşen için kayıp katsayısı (ζ_F), yerel Reynolds Sayısı ile ters orantılı olur. Dolayısıyla:

$$\zeta_F = \frac{\text{Sabit}}{\text{Reynolds Sayısı}} \quad (5)$$

Kanal bağlantılarında, kesit ve yönde ani değişiklikler, 2.000'in çok altında Reynolds Sayısı'na sahip türbülanslar oluşturur. Türbülans oluştuğunda artık bağlantının kayıp katsayısı Reynolds Sayısı ile ters orantılı değildir; 10.000'in üzerinde Reynolds Sayısı olduğu durumlarda olduğu gibi, Reynolds Sayısı'na bağlı olması da artık gerekmez.

Salt laminer bölgede, akış örüntüleri de kayıp katsayılarını değiştirebilir ve etkileyebilir. Reynolds Sayısı'nın 10'a kadar olduğu durumlarda, bir bileşende maksimum hıza dayalı olarak, kesitte ani değişiklikler olduğunda, bölünmenin (separation) olmadığı "sürünen" (creeping) akış mümkündür. Biraz daha yüksek Reynolds Sayısı durumunda, atalet kuvvetleri önem kazanır; laminer akışta bölünmeye neden olurlar, ardından laminer akışta yeniden birleşme oluşur. Reynolds Sayısı'nın daha da yükselmesi, bölünen akışın türbülanslı hale gelmesine neden olur.

Şekil Ek-8. Laminer ve türbülanslı hız profilleri



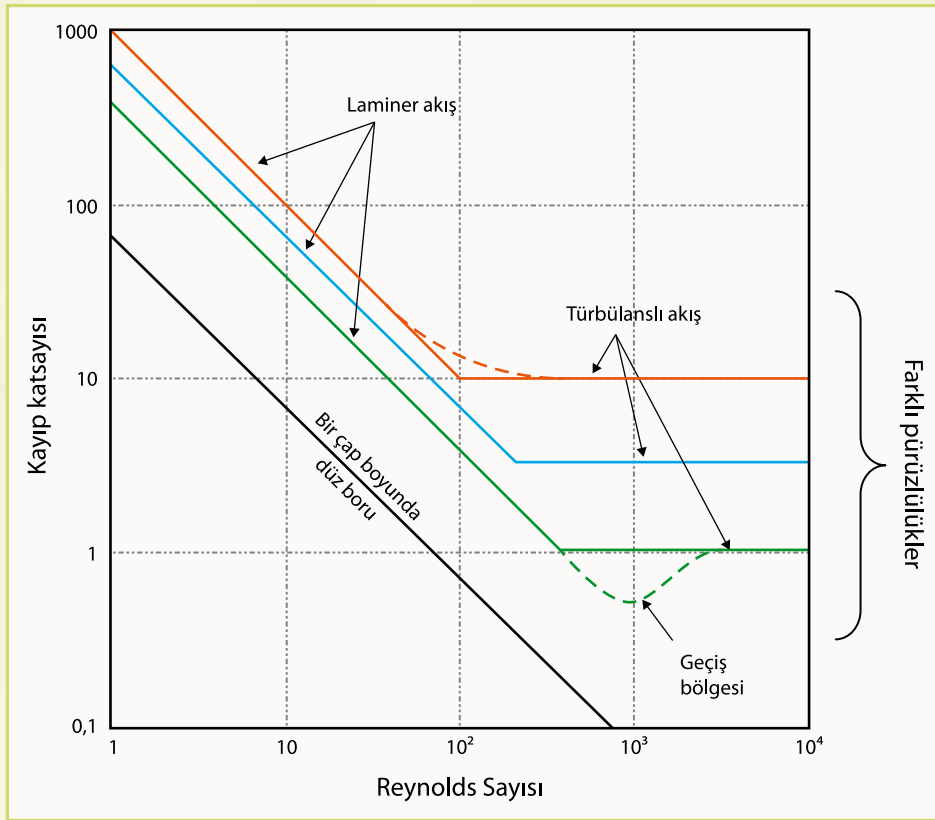
Şekil Ek-8'e bakarsak, gelişmiş laminer akış, bir kinetik enerji katsayısı ve 2 düzeyinde tepe-ortalama hız oranı tarafından tanımlanır; öte yandan gelişmiş türbülanslı profiller ise, birleşmenin hemen üzerinde bir kinetik enerji katsayısına ve yaklaşık 1,2 düzeyinde tepe-ortalama hız oranına sahiptir. Eğer, bir bileşendeki türbülans nedeniyle, başlangıçtaki laminer akış bir bileşenden yaklaşık tekbiçim (uniform) hızda ayrılırsa, gelişmiş laminer akışı yeniden tesis etmek için ortalama debiden enerjinin alınması gerekir. Düzgün bir daralmanın adından, gelişmiş akış sürtünme katsayıları kullanılarak hesaplanan sürtünme kaybının üzerindeki ilâve basınç kaybı, ortalama hız basıncının 1,3 katıdır.

Laminer akıştaki hız azalması, teorik olarak geri kazanılabilir hız basıncından daha büyük bir enerji yitimini beraberinde getirir; dolayısıyla difüzörler Şekil Ek-6'daki noktalı çizginin sonunda kalan düşük verime sahip olur ve laminer bölgede tamamen yararsızdır.

C-2.5. Geçiş akışları

Geçiş akışları için kayıp katsayısı ile Reynolds Sayısı eğrilerinin genel biçimi Şekil Ek-9'da gösterilmektedir. Bu eğriler, düzgün dirsekler için geçerli değildir.

Şekil Ek-9. Geçiş rejiminde kayıp katsayısı trendleri



C-2.6. Dirsekler

Uygulamadaki sistemlerin çoğunda, dirseklerdeki basınç kayıpları hâkim faktördür ve genellikle düz kanal ve diğer elemanlardaki kayıplardan çok daha önemlidir. Dirseğin nispeten küçük kesit alanı nedeniyle, yüzey pürüzlülüğü genellikle ihmal edilebilir. Sınır katmanı sorunları, yani Reynolds Sayısı etkileri, en önemli öğedir. Bunları ihmal eden kayıp hesaplamaları ancak birer yaklaşık değer olabilir.

C-2.7. Geçiş rejiminde kayıplar

Laminerden türbülanslıya geçiş rejimi en karmaşık olanıdır. Bunun ne derece karmaşık olduğuna ilişkin örnek ise, 90 derecelik dirseklerden geçen akış tarafından verilmektedir. Reynolds Sayısı'nın 100'den büyük olduğu durumlarda (tüm hava veya gaz sistemleri için geçerlidir), atalet kuvvetleri önem kazanmaktadır. Bir dirseğin girişinde tepe yapmış laminar hız profilini etkileyen santrifüj ve statik basınç kuvvetleri, merkez bölgeyi dışarıya doğru saptırır. Ana akışa dik olan ikincil akışlar, türbülanslı akıştakine benzer biçimde oluşur, ancak laminar akışla birlikte şimdi daha güçlü ve kararlıdır.

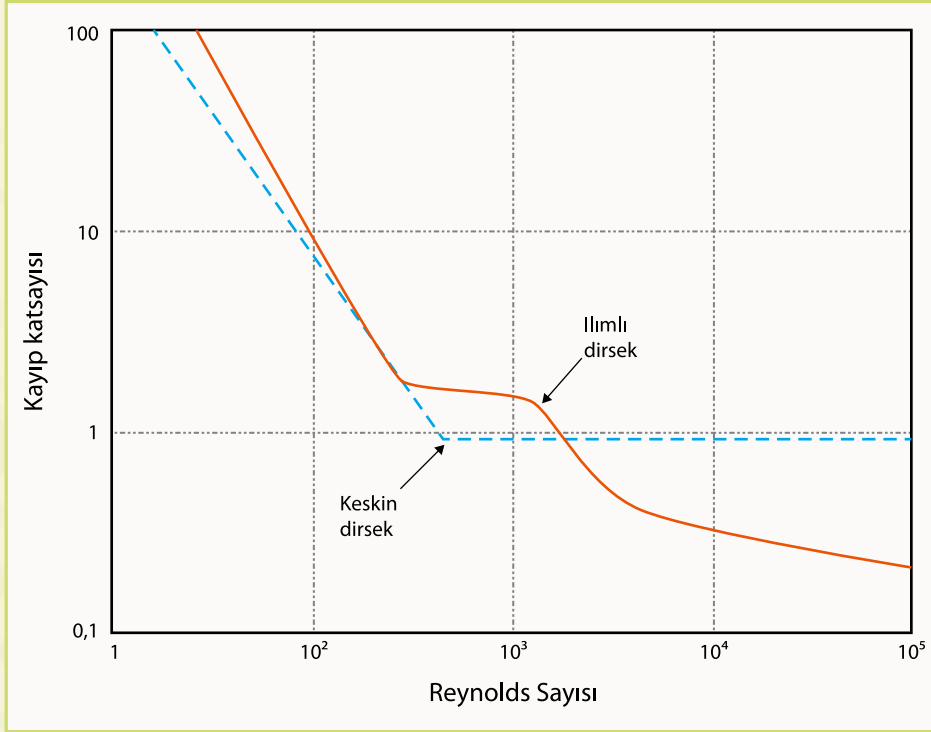
İkincil akışların merkez bölge ile etkileşimi ve akış kararlılığının dönüş eğimi üzerindeki etkileri, düz kanal akışının türbülanslı olacağı Reynolds Sayılarının çok üzerine kadar türbülansın başlamasını geciktirir. Aynı zamanda, türbülansın başlaması önlenirken, ikincil akışların gücü artar, dirsekte ve çıkış kanalında viskoz enerji yitiminin artmasına neden olur. Çifte burgu (*swirl*) oluşabilir ve ayrılabilir. Bu etkiler çok daha az araştırılmış ve rapor edilmiştir; bu da yayınlanan sonuçlar hakkında güvensizliklerin büyümesine neden olmaktadır.

C-2.8. Akış aşağısındaki hız profili ve türbülans düzeyinin tekil nokta üzerine etkisi

Yukarıda açıklanan engelleme nedeniyle, türbülanslı giriş akışı laminar hale gelebilir, ancak oldukça bozulmuş olur ve çıkış kanalında yeniden türbülanslı akışa dönüşebilir. Geçiş bölgesinde vuku bulan karmaşık olaylar, Şekil Ek-10'da dirsek kayıp katsayısı eğrisi biçiminde görülmektedir.

Şekilde ayrıca, merkez hattı yarıçapının çapa oranı 0,7 olan keskin dirsek için yaklaşık kayıp katsayısı görülmektedir; bu keskin dirsek 1.000'in altında Reynolds Sayılarında, daha büyük yarıçap oranlı dirseklerden daha düşük kayıp katsayısına sahiptir. Belirtmek gerekir ki, eğrilerdeki "çıkıntı" ASHRAE ve önceki CIBSE verilerinde verilen normal "sabit" olabilir.

Şekil Ek-10. Geçiş akışları için dirsek kayıp katsayıları



Kaynakça

- "Air Systems" [Hava Sistemleri] - AMCA 200
- "Fans and Systems" [Fanlar ve Sistemler] - AMCA 201
- "Field Performance Measurement" [Saha Performans Ölçümü] - AMCA 203
- "Ductwork" [Kanallar] - CIBSE Kılavuz B3
- "Reference Data" [Referans Veriler] - CIBSE Kılavuz C
- "Fan Engineering" [Fan Mühendisliği] - R. Jorgensen, Howden Buffalo
- "Fans & Ventilation" [Fanlar ve Havalandırma] - W.T.W. Cory, Elsevier
- "Fans & System Stall" [Fanlar ve Sistem Duralması] - W.T.W. Cory, Eurovent 1/11
- "Sources of Error in Aerodynamic System Resistance Calculations" [Aerodinamik Sistem Direnci Hesaplama Hata Kaynakları] - W.T.W. Cory - Eurovent 1/12

C-3. Havalandırma ve Taze Hava

C-3.1. İç hava kalitesi

Son yıllarda, hem Avrupa'da hem de ABD'de atmosferde ve binaların içinde hangi kirleticilerin var olduğunu tespit etmek için birçok araştırma yapılmıştır. Bu çalışmalar esas olarak uçucu organik bileşikler, böcek ilaçları, karbon monoksit ve parçacıkların yaygınlık düzeyini araştırmıştır.

Örneğin, astım gibi çeşitli hastalıkları olan insan sayısının arttığını bildiren raporları hepimiz biliyoruz, ancak bu artış ile belirli kirleticiler arasında ilişki kurmak aşırı derecede zordur. Bazı bilim adamları ve mühendisler, birçok insanın potansiyel zehirli (toksik) kirleticiler ile en fazla temasının muhtemelen binalar içinde vuku bulduğu sonucuna varmıştır.

Benzen gibi kanserojen bir maddenin atmosfere salınan brüt miktarlarını dikkate alırsak, bunun çok büyük bir bölümü (%82) araç yakıtından kaynaklanmaktadır. İkinci en büyük kaynak %14 ile endüstri ve sonraki ise evsel kullanımdır (%3). Sigara dumanı, toplam miktarın yalnız %0,1'ini oluşturmaktadır. Ancak bir binanın içinde, toplam maruz kalan durumların %45'i sigaradan, %36'sı petrol dumanlarının ve diğer yaygın ürünlerin solunmasından ve yalnız %3'ü endüstriyel süreçlerden kaynaklanıyor olabilir.

Bu durumun doğal sonucu, taze hava seviyesinin yüksek olduğu ve iyi filtreleme içeren iyileştirilmiş havalandırmanın zorunlu olmasıdır. Bu durum, iç hava kalitesini büyük oranda iyileştirebilir ve hastalık riskini azaltabilir. Böyle olunca, binalar daha fazla sağlıklı olduklarını ileri sürebilirler. Binaların içinde yüksek derişimlerde bulunan diğer kimyasal maddelerin çoğu için de benzer sonuçlara varılabilir. Kuru temizlemecilerin kullandıkları perkloroetilen veya gittikçe artan oranda kullanılan koku gidericilerin dahi, yüksek derişimlerde kansere neden oldukları bildirilmiştir.

Karbon monoksit (mutfaklar ve başka yerlerdeki eksik yanmadan kaynaklanan) ve radon (bina temellerinden ve tuğla yapıdan sızan doğal radyoaktif bir gaz) nedeniyle potansiyel riskleri de eklersek, hayatımızın %90'ını neden binaların içinde harcamak zorunda olduğumuzu sorgulamalıyız. Uzun yıllar yaşayan atalarımızın uyanık oldukları saatlerin çoğunu dış mekânlarda geçirmiş olmalarının sadece tesadüf olup olmadığı araştırılmalıdır.

C-3.2. Havalandırmanın iyileştirilmesi

İyileştirilmiş iç hava kalitesine duyulan ihtiyaç, birçok havalandırma mühendisini, bina içinde dolaştırılan dışarıdan gelen temiz hava miktarının artırılması gerektiğine ikna etmiştir. Ancak, dış hava temiz değilse gerçek bir sorunumuz var demektir. Kırsal alandaki bir yerleşim mekânında oturan kişinin, serin bir rüzgârı solumak için oturduğu evin pencerelerini ve kapısını açması yeterli olacaktır. Elbette, yem veya gübrelerin kokusundan çok rahatsız olmuyorsa, bu kişinin kirleticisi bir şeyi solumamak için yapabileceği en sağlıklı şey budur. Bunun için hiç fan gücü gerekmez ve yapılan eylem de bir termik santralden salınan CO₂ emisyonlarını artırmaz.

Öte yandan, büyük şehirdeki bir mekânda farklı sorunlar vardır. Dışarıdaki hava çoğunlukla içeridekinden daha kötüdür. Toz problemi yoksa mutlaka egzoz gazları vardır. Egzoz gazları yoksa bu kez başka bir kirleticisi olan gürültü vardır.

Bu nedenle, kabul edilebilir iç ortam yaratabilmek için üç teknik vardır:

- Dağıtım
- Seyreltim
- Filtrasyon

Bu üç teknik, aşağıdaki stratejileri doğurur:

- a) Sigara içilen alanlar, içilmeyen alanlardan ayrılmalıdır. Taze hava girişleri sigara içilmeyen alanlara bitişik olmalı; öte yandan, ekstraksiyon yerleri ise sigara içilen alanlara bitişik olmalıdır.
- b) CO₂ birikmesini önlemek için, taze hava belirlenen minimum değerlerin çok üzerinde olmalı ve sigaraların yarattığı dumanı seyreltmek için kullanılmalıdır.
- c) Havanın insan yaşayan yerlere tekrar gönderilmesine imkân tanımak suretiyle, taze hava miktarını azaltmak üzere filtrasyon kullanılabilir. Bu aynı zamanda, ısıtılmış olan havanın tamamen atmosfere atılmasını önler, dolayısıyla ısıtma faturasında da tasarruf sağlar.

C-3.3. Taze hava miktarı

Yaşamı sürdürmek üzere, yiyecek metabolizması için oksijene ihtiyaç vardır. İnsanlar nefes aldıklarında havayı (ve içindeki oksijeni) içlerine çekerler ve nefes verdiklerinde havayı (ve içindeki oksijenin önemli bir bölümü karbon dioksit olarak) dışarı verirler. Ağaçlar ise karbon dioksidi içlerine çeker ve onu oksijene dönüştürürler. Böylece hayvanlar ve bitkiler alemi dengededir ve birbirlerine dayanır. Yiyeceklerdeki karbon ve hidrojen “yakılarak” karbon dioksit (CO₂) ve su (H₂O) üretilir ve bu maddeler soluk vermek veya diğer biçimde atmak suretiyle vücuttan dışarı atılır.

Gıdalar temel olarak üç sınıfa ayrılabilir:

- a) Karbonhidratlar
- b) Yağlar
- c) Proteinler

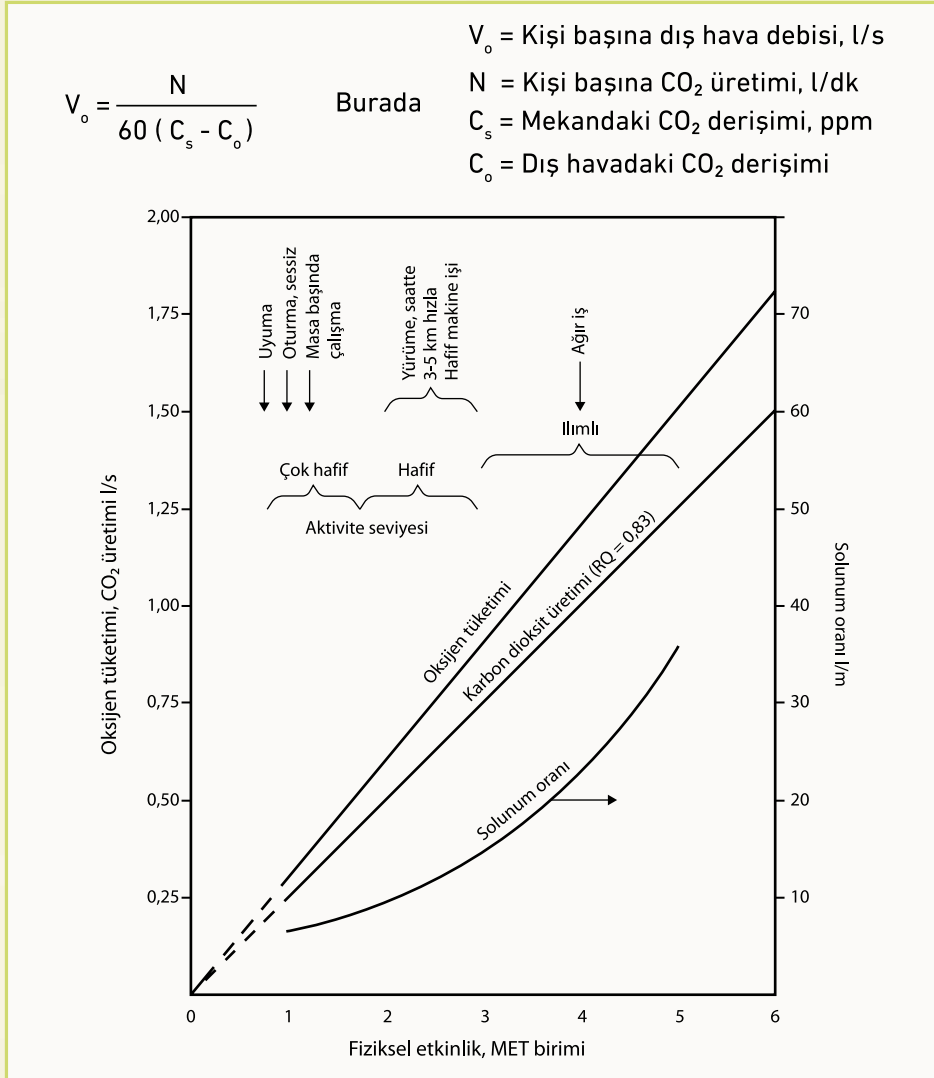
Her birinde karbonun hidrojene oranı farklıdır. Bir insanın ürettiği karbon dioksit miktarı ve tükettiği oksijen miktarını ölçebiliriz; buna solunum katsayısı (RQ) denir. RQ, kişinin yiyecek rejimine göre değişir:

- | | |
|------|--------------------------------------------------|
| 0,71 | tamamen yağdan oluşan yiyecek rejimi |
| 0,80 | tamamen proteinden oluşan yiyecek rejimi |
| 1,00 | tamamen karbonhidratlardan oluşan yiyecek rejimi |

Normal karma yiyecek rejiminin makul ortalaması 0,83 olarak kabul edilmektedir.

Oksijen tüketme ve karbon dioksit üretme oranları, fiziksel etkinliğe bağlıdır.

CO₂ düzeylerini sabit tutmak için gereken dış hava debisini basit bir denklem vermektedir:

Şekil Ek-11. Fiziksel etkinlik ile CO₂ üretimi

CO₂ üretim oranı, fiziksel etkinlik miktarına bağlıdır (bakınız Şekil Ek-11). Eğlenme-dinlenme etkinliğinde, kişinin en fazla güç harcadığı durum olarak canlı konuşma ve bir eliyle de içeceğini kaldırma olduğu hallerde, bu oran yaklaşık 0,3 l/dk olur. Dans etme veya başka biçimde düzenli faaliyet şansı varsa, bu oran 4 misline çıkabilir

Azami mekan derişimi metre kareye 100 kişi olacaksa ve dış mekan derişimi 30 ppm ise, kişi başına gereken hava miktarı şöyledir:

$$V_o = \frac{0,3}{60 (0,001 - 0,0003)} = \underline{\underline{7L / s}}$$

Karbon monoksitteki yüzdelik değişimin, oksijen düzeyindeki azalmadan daha önemli olduğuna dikkat ediniz.

Hesaplanan rakam, hali hazırda Uygulama Kanununda belirtilen 8 l/s'nin biraz altındadır. Sigara yanması, kirleticilerin seyreltilmesi vs. için gereken ilâve havayı hesaba katmamaktadır.

O zaman, kabul edilebilir iç hava kalitesinin ne olduğunu nereden bileceğiz? Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği (ASHRAE), bu havayı "içinde, tanınmış ma-

kamların belirlediği zararlı derişimlerde bilinen kirleticilerin olmadığı ve maruz kalan insanların büyük çoğunluğunun (%80 veya fazlası) memnuniyetsizlik ifade etmediği” hava olarak tanımlamaktadır. Bu, aslında çok zorlu bir hedeftir; ancak hepimiz elbette ki böyle bir hedefi kabul ederiz. Esas sorun, büyük kapsamlı bir istatistiksel çalışma yapılmaksızın bunun nasıl hesaplanacağıdır.

Bu tanım kabul edilirse ve bina içindeki hava dış atmosferdeki kadar iyi olursa, kimse daha fazlasını bekleyemez. Bu imkânsız bir hedef değildir ve sigara dumanı illâ ki hâkim kriter değildir. Ancak, burada tekrar vurgulamak gerekir ki, hâlihazırda belirtilmiş olanlardan daha yüksek oranda havalandırma yapılmaktadır. Tüm kamusal mekânlarda minimum 8 l/s taze hava olmasını sağlayalım, ancak şunu da bilelim ki, dışarıda solunan temiz havaya yaklaşacak iç hava kalitesi elde etmek için daha epey iyileştirme yapılması gerekir. Ayrıca, hava temizleme yapılmadığı sürece, aşağıdaki ölçüleri önermek makuldür:

Sigara içen kişi başına 30 l/s taze hava

ve

Sigara içmeyen kişi başına 12 l/s taze hava.

Böyle bir düzey, iç mekândaki tüm kirleticilere karşı çare olacaktır. Ayrıca, sistemlerimizi belirli bir alanın gerçek maksimum kişi sayısına göre tasarlamalıyız ve bu rakam aşağıdaki düzeyin çok üzerinde olabilir:

1 metre kareye 1 kişi

Tekrar edilecek olursa, bu oranlarda havalandırma, yalnız sigara dumanı rahatsızlığı bakımından kabul edilebilir hava kalitesi sağlamakla kalmaz, aynı zamanda diğer parçacıklar, kötü kokular, karbon dioksit düzeyleri, biyolojik aerosollar, formaldehitler, radon vs. bakımından da sağlar. Fan üreticileri elbette ki önerildiği şekilde daha fazla sayıda fanı satmaktan çok memnun olacaktır; ancak, daha büyük fakat verimli üniteler seçilirse, enerji tüketimi orantısız biçimde artmayacak ve hava değişimi başına enerji daha da az olacaktır. Hava temizleyici üreticilerinin de mutlu olması gerekir, çünkü onları sağladığı teçhizat takıldığında taze hava miktarları sigara içilmeyen düzeylere indirilecek ve aynı zamanda ısıtma giderleri de artmamış olacaktır.

C-3.4. Hava filtrasyonu

Havalandırma ile ilgili savlardan birisi şudur: Bir problemi kaynağına mümkün olan en yakın yerde ele almak en iyi yaklaşımdır. Dolayısıyla, ekstraksiyon tesisinin sigara içenlere yakın olması gerektiğine yukarıda değinilmiştir.

Alternatif bir yaklaşım ise, havalandırma havasını bir şekilde filtreden geçirmektir. Böylece, dışarıdan alınması gereken taze hava miktarı azaltılır ve ayrıca ısıtma faturasında tasarruf sağlanır. Ancak, hiçbir zaman havalandırmanın 8 l/s'nin altına düşürülebileceğini varsaymamak gerekir. Bu sadece, mevcut problemlerin yerine başka bir problem kümesi getirir: CO₂ düzeylerindeki artış için ETS (çevresel sigara dumanı) ve birbirine yakın biçimde sıkıştırılmış vücutların ürettiği ısıdan kaynaklanacak muhtemel sorunlar. Ulaşılan sonuç şudur: Daima, minimum 12 l/s taze hava gözönünde tutulmalıdır.

Birçok farklı türde filtre vardır, her birinin ayrı bir faydası mevcuttur. Örneğin elektrostatik çöktücü harika bir şeydir. Yüksek tavanlar ve filtrenin birleşimi, sigara içenlerin ve içmeyenlerin hiç sorunsuz aynı yerde bulunabilmesini sağlamaktadır ve havanın temizliği mükemmeldir. Çöktücüler, önde eşdüzlemsel topraklı elektrotlar arasında pozitif yüklü iyonize edici teller grubu ve ardında topraklı toplama plakalarından oluşur. Her toplama plakası çifti arasında pozitif yüklü itme plakası vardır. Nispeten düşük gerilimler ve pozitif kutuplu akımlar kullanılarak, ozon oluşumu asgariye indirilmektedir.

Piyasada mevcut diğer tipte filtreler arasında mutlak kâğıt (HEPA) filtreler ve başka malzemeleri kullanan diğer filtreler sayılabilir.

C-3.5. Sonuçlar

Verimli havalandırma, kamuya açık alanların pazarlamasında önemli bir yer tutar. İyi bir havalandırma, en titiz kişileri dahi memnun edecek bir atmosfer sağlayabilir. Müşterilerin bu oldukları yerde, kalmak istediklerinden daha fazla kalmalarını sağlayabilir. İnsanın en yakın arkadaşlarından bazıları sigara içicilerse ve kişi onlarla birlikte olmak istiyorsa, bu kişi açısından ETS (çevresel sigara dumanı) na hoş bir durumdur. ETS'nin tehlikeli olduğu kanıtlanmıştır; ne var ki havalandırma sistemi kurularak, sigara içenle içmeyen birliktelikte zaman geçirmesine imkân tanınması pekâlâ mümkündür.

Şu ana kadarki tartışmanın ışığında, sıcak ve soğuk sigara dumanının hem fiziksel hem de kimyasal olarak çok farklı olduğu vurgulanmalıdır. İyi tasarlanmış ve bakılmış bir havalandırma sistemi, kamusal alandaki atmosferin civardaki sokaklardan daha kötü olmamasını sağlayabilir. Glamorgan Üniversitesi'nden Dr. Andrew Geens'in araştırması bunu göstermektedir. Buradaki kural, bu türden sistemlerin iyi çalışır durumda olmasının zorunlu olmasıdır. Restoran, otel yönetimi, ofis yönetimi vs.'nin mekanik yeteneğinde bir adımlık değişiklik çok arzu edilir.

Her durumda, soluma için ve mekân içindeki kişilerin oluşturduğu ısıyı gidermek için oksijen sağlamak üzere havalandırma yapılması zorunludur. Fanlar, uygun kontrolleri olan değişken hızlı türden ise, havalandırma oranı, mekânda bulunan kişi sayısı ve faaliyete göre talebi karşılayacak şekilde ayarlanabilir. Artık daha fazla sisteme algılayıcılar takılmakta ve ısıtma ve havalandırma sistemlerinin kontrolleri bütünleşik hale getirilmektedir. Kanal temizlemenin sistemin bir parçası haline getirildiği büyük kanallı sistemlerde bu özellikle uygulanmaktadır.

Bu kısımdaki matematiksel anlatımların yalnızca gereken taze hava miktarlarına ilişkin olduğu bilinmelidir. Isı, kötü koku ve parçacıkların giderilmesi için iklimlendirme sistemlerinde çok daha büyük miktarda havanın yeniden dolaştırılması gerekebilir.

Tekrarlanacak olursa, yeterli biçimde işlemesi için tüm sistemler düzenli olarak temizlenmeli ve bakıma tâbi tutulmalıdır.

C-4. ISO Standartlarına Giriş

Rakip tedarikçiler arasında eşit ve adil rekabet zemini sağlanması amacıyla fan endüstrisinde standardizasyona gerek duyulmuştur. Ayrıca, proses ihtiyaçlarını karşılamak için belirlenen debi ve sistem basıncının elde edileceği ve kurulu gücün yeterli olacağı konusunda kullanıcıların da güven duymasını sağlamak gerekmektedir.

Fan seçerken en önemli dokümanlar belki de üreticilerin teknik kataloglarıdır. Bunlar genellikle çok sayıda derecelendirme tabloları ve/veya birtakım devir sayıları aralığında karakteristik eğrileri içerir. Müşteri; yoğunluğu bilinen hava/gazın taşınmasında debi, fan statik ve/veya toplam basıncı, çıkış hızı, devir sayısı ve soğurulan güç gibi verileri elde edebilir. Ancak bu özelliklerin tümü, giriş ve çıkış kanalı tasarımı, taşınan "standart" havanın özellikleri ve ölçümler için kullanılan enstrümantasyona oldukça bağlıdır.

ABD, Birleşik Krallık, Almanya, Fransa ve İtalya gibi başlıca fan üreticisi ulusların tümü kendi ulusal standartlarını oluşturmuşlar, diğer ülkeler de kendi ihtiyaçlarına en uygun olan standartları benimsemişlerdir. Ancak ne yazık ki, bu çeşitli dokümanlar farklı sonuçlar vermektedir. Standartların teknik kalitesine bağlı olarak bu farklar küçük veya büyük olabilmektedir.

Rekabetçi uluslararası piyasada karşılaştırılabilir değerlerin öneminden hareketle ISO, bundan 30 yıl kadar önce, tüm ulusların kabul edebileceği uluslararası bir standardın çözüm olacağına karar vermiş ve sonuçta ISO 5801 Fans-Performance testing using standardized airways [Fanlar-Standartlaştırılmış hava kanalları kullanılarak performans testi] standardını yayınlamıştır.

Standardın ikinci baskısı 2007 yılında yapılmış olup halen üçüncü baskı üzerinde çalışılmaktadır. Bu standardın Türk Standartlarına uyarlanmış versiyonu 2010 yılında TS EN ISO 5801 olarak yayınlanmıştır. ISO 5801'deki kanal düzenleri, fanın hiçbir şekilde bloke olmamasını sağlayacak biçimde tasarlanmıştır. Ancak, saha koşullarında bu sonuç garanti edilemez. Ne yazık ki halen faaliyette olan sistemlerin birçoğu ideal olmayan kanal düzenlerine sahiptir, bu nedenle katalogda belirtilen performans elde edilememektedir. Fark belki de, ölçüm istasyonları için iyi konumlar bulma zorluğundan kaynaklanmaktadır. Bu nedenle, ISO 5802 Fans-Performance testing in situ [Fanlar-Yerinde performans testi] adlı ayrı bir standart yayınlanmıştır.

Katalog değerleri ile yerinde testler arasındaki fark genellikle "sistem etkisi faktörü" olarak bilinir. Standartlaştırılmış hava kanalı testinde hava/gaz, tam gelişmiş simetrik girdapsiz hız profiline sahip olarak fana verilir. Hız profilinin artık çok bozulmuş olduğu çıkışta, tam gelişmiş profilin tekrar kazanılması için verimli dağılım sağlamaya yetecek kadar düzlük olmalıdır.

Birçok sistemde bu koşullar mevcut değildir ve örneğin dirsekler, damperler, odalar, manifoldlar vs.'den önce kanal yapısında yeterince düzlük yoktur. Bu etkiler hakkında nicel veriler çok azdır. Sahip olunan yegâne bilgi AMCA 201 Fans and Systems [201 Fanlar ve Sistemler] ile FMA (Birleşik Krallık) Fans and Ductwork Installations Guide [Fan ve Kanal Kurulum Kılavuzu]'nda yer almaktadır. Ancak her ikisindeki bilgiler, yakın geçmişe ait değildir.

Bugün artık sistem etkisi faktörlerinin fanın özgül tasarımına bağlı olduğu kabul edilmektedir. Konu ile ilgili olarak "ISO/NP TR 16219 Fans - System effect factors" isimli standart 2015 yılında yayınlanmıştır.

Fanlar ve ilintili teçhizat hakkında, aşağıdaki belirli konuları düzenleyen birtakım uluslararası standartlar mevcuttur:

ISO 12499 Fans - Mechanical safety of fans - Guarding [Fanlar - Fanların mekanik güvenliği - Koruma]

ISO 13347 Fans - Determination of fan sound power levels under standardized laboratory conditions [Fanlar - Standartlaştırılmış laboratuvar koşullarında fan güç seviyelerinin belirlenmesi]:

Bölüm 1: Genel

Bölüm 2: Çınlama odası yöntemi

Bölüm 3: Zarflama yüzeyi yöntemi

Bölüm 4: Ses yoğunluğu yöntemi

ISO 13348 Fans - Tolerance, methods of conversion and technical data presentation [Fanlar - Tolerans, dönüştürme yöntemleri ve teknik verilerin sunumu]

ISO 13349 Fans - Vocabulary and definitions of categories [Fanlar - Dağarcık ve kategori tanımları]

ISO 13350 Fans - Performance testing of jet fans [Fanlar - Jet fanların performans testi]

ISO 13351 Fans - Dimensions [Fanlar - Boyutlar]

ISO 14694 Fans - Specifications for balance quality and vibration levels [Fanlar - Denge kalitesi ve titreşim düzeyleri için özellikler]

ISO 14695 Fans - Method of measurement of fan vibration [Fanlar - Fan titreşimi ölçme yöntemi]

ISO 5136 Acoustics - Determination of sound power radiated into a duct by fans and other air-moving devices - In-duct method [Akustik - Fanlar ve diğer hava tahrik cihazlarından kanala yayılan ses gücünün belirlenmesi - Kanal içi yöntemi]

ISO 10302 Acoustics - Method for the measurement of airborne noise emitted by small air-moving devices [Akustik - Küçük hava tahrik cihazlarının yarattığı havada yayılan gürültüyü ölçme yöntemi]

Ayrıca ISO 5801 ve ISO 5802'nin kullanılmasında normatif referanslar olan, akışkan akış ölçümüne ilişkin birtakım diğer ISO standartları da mevcuttur. Bunlar, Pitot statik tüpleri ve basınç diferansiyel cihazlarını kapsamaktadır.

Öte yandan, elektrik motorları ve kullanılan enstrümanların verimlilik ölçümlerine ilişkin IEC standartları da vardır. Bunlara ISO 5801 ve ISO 5802'de normatif referanslar olarak atıf yapılmaktadır.

Bu standartların tümü, kilogram, metre ve saniyeye dayalı metrik birimlerin değiştirilmiş formu olan SI birimlerini (uluslararası sistem) kullanmaktadır. Dolayısıyla, debi birimi m³/s, basınç birimi Pascal ve güç birimi Watt'tır.

“Sanayide Enerji Verimliliğinin Artırılması Projesi” kapsamında geliştirilen bu kitap, UNDP tarafından bastırılmıştır.



SANAYİDE
ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN
ARTIRILMASI PROJESİ