

**BİR AMELİYATHANE KLİMA SANTRALİ TASARIMI,
TERMODİNAMİK TESTLERİ VE ANALİZİ**

Murat ÖZER

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MART 2007

ANKARA

Murat ÖZER tarafından hazırlanan BİR AMELİYATHANE KLİMA SANTRALİ TASARIMI, TERMODİNAMİK TESTLERİ VE ANALİZİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Nuri YÜCEL
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Nevzat ONUR

Üye : Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Üye : Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

Üye : Doç. Dr. İrfan AR

Üye : Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATILGAN

Tarih : 09/03/2007

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.

TEZ BİLDİRİMİ

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

Murat ÖZER

**BİR AMELİYATHANE KLİMA SANTRALİ TASARIMI, TERMODİNAMİK
TESTLERİ VE ANALİZİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Murat ÖZER

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Mart 2007

ÖZET

Teorik olarak, bir ortamdaki mikroorganizma oluşumunun veya transferinin önüne geçilemez. Ancak, ortama filtrelenmiş düşük tanecik derişimine sahip taze havanın verilmesi ve ortamdaki kirli havanın alınmasıyla, tanecik sayısı istenilen düzeyde tutulabilir. Bunu gerçekleştirebilmenin en iyi yolu, uygun şartlara göre tasarlanmış bir havalandırma sisteminin kullanılmasıdır. Bu çalışmada, özellikle ameliyathane odalarının havalandırma sistemi tasarımı üzerinde durulmuştur. Aynı zamanda, yapılan kabuller doğrultusunda ve tasarım kriterlerine bağlı kalarak, bir ameliyathane klima santralinde bulunan tüm donanımların (filtre, ısıtıcı, soğutucu, v.b.) hesapları ve seçimleri yapılmıştır. Bu hesaplamalardan sonra, değişik dış hava şartlarının soğutma kapasitesine olan etkisini ve teorik hesabın doğruluğunu görebilmek amacıyla bir deney düzeneği hazırlanmıştır. Hava tarafı soğutma kapasitesi ile akışkan tarafı soğutma kapasiteleri karşılaştırılmıştır. Sonuçlar her iki ölçümün de birbirleriyle ve teorik hesaplara uygun olduğunu göstermiştir.

Bilim Kodu : 914.1.131
Anahtar Kelimeler : ameliyathane klima santrali, temiz oda,buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi
Sayfa Adedi : 123
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Nuri YÜCEL

**DESIGN, THERMODYNAMIC TESTS AND ANALYSIS OF AN
OPERATING ROOM AIR HANDLING UNIT**

(M.Sc. Thesis)

Murat ÖZER

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

March 2007

ABSTRACT

In theory, the growth or transfer of microorganisms in an environment can not be prevented. However, the level of particles in that environment can be fixed by giving filtered fresh air which have low particle concentration and at the same time discharging the dirty air out from the environment. The best way to realize this aim is to have a properly designed ventilating system. In this study, the subject that should be cared in designing of an operating room ventilation system. At the same time, according to some initial values and design criterions, equipments (filter, heating, cooling, etc.) of operating room air handling unit were calculated and selected. After that calculation, a test stand prepared to see the effects of various supply air conditions on the cooling capacity and check the theoretical calculations. The cooling capacity from air side and refrigeration side were compared. The results showed that the both measurements are consistent with each other and with the theoretical calculation.

Science Code : 914.1.131

**Key Words : operating room air handling unit, clean room, vapour
compression cooling cycle**

Page Number : 123

Adviser : Prof. Dr. Nuri YÜCEL

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli önerileri ve katkılarıyla beni yönlendiren danışman hocam Prof. Dr. Nuri YÜCEL'e, gerek öğrenim sürecinde, gerekse tezin hazırlanması ve testlerin yapılması sürecinde anlayışlarından ve bana olan yardımlarından ötürü ÜNTES A.Ş. ve çalışanlarına, ihtiyacım olan kaynakları ve değerli bilgilerini benden esirgemeyen Prof. Dr. Taner ÖZKAYNAK'a ve manevi desteklerini sürekli hissettiğim aileme, Ruken KÜÇÜKBAYRAK'a ve tüm arkadaşlarıma teşekkürlerimi bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xii
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ	1
2. HAVADA BULUNAN KİRLLETİCİ MADDELER	2
2.1. Kirletici Maddelerin Özellikleri	2
2.2. Temiz Odalardaki Kirleticiler	2
2.3. Kirleticileri Ayırıklaştırma Yöntemi	5
3. TEMİZ ODALARIN AMACI VE UYGULAMA ALANLARI	7
4. TEMİZ ODA SINIFLARI VE STANDARTLARI.....	9
4.1. U.S. 209 D Standardı	9
4.2. U.S. 209 E Standardı	10
4.3. ISO 14644-1 Standardı.....	12
4.4. Diğer Ülkelerin Standartları	13
5. TEMİZ ODA TASARIMINDA DİKKATE ALINACAK PARAMETRELER	14
5.1. Oda Basıncı	15

Sayfa

5.2. Odadaki Hava Hızı ve Dağılımı	20
5.2.1. Laminer ve türbülanslı akış	21
5.2.2. Temiz odalardaki hava değişim sayısı	24
5.2.3. Temiz odalardaki maksimum tanecik sayısı	24
5.3. Sıcaklık ve Nem	27
5.4. Ses Şiddeti ve Titreşim	27
5.5. Statik Elektrik	28
6. HASTANELERDEKİ TEMİZ ODALARIN HAVALANDIRILMASI	29
6.1. Hastanelerdeki Temiz Oda Tipleri ve Özellikleri	30
6.2. Hastane Odalarında Hava Akış Yönleri	31
7. TEMİZ ODALARDA KULLANILAN KLİMA SİSTEMLERİNİN YAPISI	37
7.1. Klima Cihazında Olması Gereken Genel Özellikler	37
7.2. Gövde Yapısı	38
7.3. Filtreleme ve Filtreler	39
7.3.1. Filtrasyon mekanizmaları	40
7.3.2. Filtre sınıfları	42
7.3.3. Filtre seçimi	43
7.3.4. Filtrelerde enerji verimliliği	46
7.4. Vantilatör ve Aspiratörler	47
7.5. Elektrik Motorları	48
7.6. Isıtıcı ve Soğutucu Serpantinler	48
7.7. Isı Geri Kazanım Üniteleri	50

	Sayfa
7.8. Nemlendiriciler	50
7.9. Damperler.....	51
7.10. Susturucular	52
7.11. Elektrik Tesisatı.....	52
7.12. Kanal Sistemi.....	52
7.13. Menfezler.....	53
8. HVAC SİSTEMLERİNDE OTOMATİK KONTROL.....	54
8.1. Akış Kontrol Elemanları	54
8.1.1. Otomatik kontrol vanaları	55
8.1.2. Damper kontrolü.....	55
8.2. Temel Kontrol Sistemleri Ve Fonksiyonları	57
8.2.1. Dış ve iç hava kontrolleri	57
8.2.2. Serpantin kontrolü	58
8.2.3. Buharlı nemlendirici kontrolü	61
8.2.4. Kompresör kontrolü	61
8.2.5. Hava soğutmalı yoğuşturucu kontrolü	62
9. KLİMA SANTRALİNİN TASARIMI	63
9.1. Mahal Şartlarına Bağlı Olarak Yapılan Kabuller.....	63
9.2. Fan ve Motor Seçimi	65
9.2.1. Vantilatör için.....	66
9.2.2. Aspiratör için.....	67
9.3. Filtre Seçimi	67
9.4. Elektrikli Isıtıcı Hesabı	68

	Sayfa
9.5. Buharlı Nemlendirici Hesabı.....	69
9.6. Soğutma Sistemi	71
9.6.1. Soğutma çevrimi	71
9.6.2. Kompresör	73
9.6.3. Yoğuşturucu	75
9.6.4. Buharlaştırıcı	78
9.6.5. Genleşme aparatı	80
9.6.6. Diğer soğutma elemanları	80
9.6.7. Kapasite hesaplamaları.....	81
9.6.8. Boru boyutlandırması.....	86
9.7. Cihaz İçi Basınç Kayıpları	89
9.8. Klima Santrali Detayı ve Ünitelerin Yerleşimi	91
10. TERMODİNAMİK ANALİZLER VE DENEYSEL ÇALIŞMA.....	94
10.1. Hava Tarafında Yapılan Ölçümler	95
10.2. Akışkan Tarafı İçin Yapılan Ölçüm	101
10.3. Deneylerde Kullanılan Ölçüm Aletleri	104
10.4. Hata Analizi	107
11. SONUÇLAR	111
KAYNAKLAR	113
EKLER	116
EK-1 Hastane havalandırması için gerekli şartlar.....	117
EK-2 Hastane odaları arasında hava akış yönleri	119
EK-3 R 407C gazın ait p-h diyagramı	121
EK-4 Psikometrik diyagram.....	122
ÖZGEÇMİŞ	123

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. İnsanın yaptığı harekete göre dakikada yaydığı tanecik sayısı	4
Çizelge 2.2. Hapşırın, öksüren ve hızlıca konuşan bir insanın yaydığı tanecik adetleri	4
Çizelge 4.1. U.S 209 D'ye göre temiz oda sınıfları ve bu sınıflarda bulunması gereken maksimum tanecik adetleri	9
Çizelge 4.2. U.S 209 E'ye göre temiz oda sınıfları ve bu sınıflarda bulunması gereken maksimum tanecik adetleri	11
Çizelge 4.3. ISO-14644-1 standardına göre temiz oda sınıfları ve maksimum tanecik adetleri	13
Çizelge 4.4. Diğer ülkelerdeki standartların 0,5 mikron tanecik çapına göre sınıflandırmaları	13
Çizelge 5.1. Temiz odalarda tutulması istenen pozitif basınç farkları	20
Çizelge 7.1. Çeşitli verimlerin karşılaştırılması (DIN 24184-5).....	43
Çizelge 7.2. Eurovent 4/4'e göre 0,65 µm tanecik çapı için sodyum alevi ile tespit edilen filtre verimleri	43
Çizelge 7.3. Uygulama alanına göre kullanılacak filtreler.....	44
Çizelge 9.1. F5 ve EU 7 filtrelerinin özellikleri.....	68
Çizelge 9.2. Soğutma çevrimindeki noktaların termodinamik değerleri	83
Çizelge 9.3. Eşdeğer boru uzunlukları	88
Çizelge 9.4. Boru hatlarındaki akış hızları.....	89
Çizelge 9.5. Ünite basınç kayıpları	90
Çizelge 10.1. Hava tarafında yapılan ölçümler	96
Çizelge 10.2. Akışkan tarafında yapılan ölçümler ve teorik değerler.....	102
Çizelge 10.3. Ölçü aletlerine ait teknik bilgiler	107

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 4.1. U.S 209 D’ye göre temiz oda sınıfları için ara değerler	10
Şekil 4.2. U.S 209 E’ye göre temiz oda sınıfları için ara değerler	11
Şekil 5.1. Dönme kapılı sistem	16
Şekil 5.2. Sürme kapılı sistem	16
Şekil 5.3. Dönme kapılı sistemde basınç farkı düşüşü	18
Şekil 5.4. Sürme kapılı sistemde basınç farkı düşüşü	18
Şekil 5.5. Laminer flow ünitesinin ameliyathane havalandırmasında kullanımı	21
Şekil 5.6. Odadaki yerel ve ortalama mikroorganizma konsantrasyonu	26
Şekil 5.7. Kontaminasyon faktörüne göre hava debisi	26
Şekil 6.1. Hava ile taşınan enfeksiyon izolasyon odasındaki hava akışı	32
Şekil 6.2. Koruyucu çevre odasındaki hava akışı	33
Şekil 6.3. Karantina odası – kanser hastası	34
Şekil 6.4. Karantina odası – bulaşıcı hastalık	34
Şekil 6.5. Cerrahi oda	34
Şekil 6.6. Cerrahi veya kritik oda	35
Şekil 7.1. Ön ısıtıcılı ve ön ısıtıcısız aynı özellikteki iki klima sisteminin yaratmış olduğu hava kaliteleri	40
Şekil 7.2. Filtrasyon mekanizmaları	41
Şekil 7.3. Kirli filtrenin oluşturduğu basıncın temiz filtreyle karşılaştırılması	46
Şekil 8.1. Paralel kanatçıklı damper	56
Şekil 8.2. Zıt kanatçıklı damper	56

Şekil	Sayfa
Şekil 8.3. İç mekanlarda pozitif basıncın sağlanması	58
Şekil 8.4. Frekans dönüştürücüsünün klima santrallerindeki uygulaması	58
Şekil 8.5. DX serpantinli soğutma kontrolü	59
Şekil 8.6. Su debisinin değiştirilmesiyle serpantin sıcaklık kontrolü	59
Şekil 8.7. Elektrikli ısıtıcı kontrolü	60
Şekil 8.8. Buharlı nemlendirici kontrolü.....	61
Şekil 8.9. Kompresör kontrolü	62
Şekil 8.10. Hava soğutmalı yoğuşturucu kontrolü	62
Şekil 9.1. Vantilatör için plug tipi fanın seçim abağı.....	66
Şekil 9.2. Aspiratör için plug tipi fanın seçim abağı	67
Şekil 9.3. Psikometrik diyagramda elektrikli ısıtıcı için entalpi değerleri	69
Şekil 9.4. Psikometrik diyagramda nemlendirici için özgül nem değerleri	70
Şekil 9.5. Soğutma çevriminin şematik görünümü	72
Şekil 9.6. Sistem akış şeması ve gaz devresi	73
Şekil 9.7. R407 C, R134a ve R22 ile aynı miktarda yapılan aşırı soğutmanın soğutma kapasitesindeki etkisi	77
Şekil 9.8. Yoğuşturucularda aşırı soğutma için ek devreleme sistemi.....	77
Şekil 9.9. Isı değiştiricisi ile aşırı soğutma	78
Şekil 9.10. Sıvı deposu (receiver tank)	80
Şekil 9.11. Soğutma çevrimine ait t-s diyagramı	82
Şekil 9.12. Soğutma çevrimine ait p-h diyagramı	83
Şekil 9.13. Basınç oluşturan iç üniteler	90
Şekil 9.14. Klima santrali ve ünitelerinin yerleşimi.....	91

Şekil	Sayfa
Şekil 9.15. Klima santralının boyutlandırılması	93
Şekil 10.1. Deney düzeneği – 1	94
Şekil 10.2. 1, 7 ve 8 nolu ölçümlerin psikometrik diyagramda gösterimi	97
Şekil 10.3. Deney düzeneği – 2	101
Şekil 10.4. Deneysel ve teorik p-h diyagramı	103

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. HEPA filtre	5
Resim 5.1. Laminer akışta bir engelle karşılaşan havanın hareketi	23
Resim 5.2. Türbülanslı akışta bir engelle karşılaşan havanın hareketi	23
Resim 6.1. Karantina odası – kanser hastası hava akım çizgileri	35
Resim 6.2. Karantina odası – kanser hastası oda sıcaklık dağılımı	35
Resim 6.3. Karantina odası – kanser hastası oda bağıl nem dağılımı	36
Resim 6.4. Cerrahi odası hava akım çizgileri	36
Resim 6.5. Cerrahi odası sıcaklık dağılımı	36
Resim 7.1. I. Kademe filtre yerleşimi	45
Resim 7.2. II. Kademe filtre	45
Resim 7.3. Elektrik motorunun fanla bağlantısı	48
Resim 7.4. Bataryaların altında bırakılması gereken temizleme boşluğu	49
Resim 7.5. Klima santralinde kullanılan buharlı nemlendirici memesi	51
Resim 8.1. Damper motoru	56
Resim 9.1. Hava soğutmalı yoğuşturucu	76
Resim 10.1. Dijital portatif termometre	105
Resim 10.2 Dijital portatif higrometre	105
Resim 10.3. Anemometre	106
Resim 10.4. Yüzey sıcaklık probu	106
Resim 10.5. Pens ampermetre	107

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
A	Toplam ısı transfer yüzey alanı, m ²
cosφ	Güç faktörü
g	Yer çekimi ivmesi, m/s ²
h	Entalpi, kJ/kg
I	Akım, amper
K	Toplam ısı transfer katsayısı, W/m ² · °C
k_r	Odadaki ortalama mikroorganizma konsantrasyonu
k_s	Odadaki yerel mikroorganizma konsantrasyonu
$\dot{m}_{\text{gaz}}$	Gaz debisi, $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
M_L	Motor gücü, W
n	Saatteki hava değişim sayısı, h ⁻¹
P	Basınç, bar
P_L	Fan gücü, W
$\dot{Q}_{\text{AS}}$	Aşırı soğutma kapasitesi, kW
Q_{buhar}	Buhar kapasitesi, kg/h
Q_{elk}	Elektrikli ısıtıcı kapasitesi, kW
$\dot{Q}_{\text{H}}$	Yoğuşturucu kapasitesi, kW
$\dot{Q}_{\text{Kız}}$	Kızgınlık kapasitesi, kW
$\dot{Q}_{\text{L}}$	Buharlaştırıcı kapasitesi, kW

Simgeler	Açıklama
$\dot{Q}_{Lg}$	Gizli ısı kapasitesi, kW
U	Hat gerilimi, volt
V	Hız, m/s
$\dot{V}$	Hava debisi, $\frac{m^3}{h}$
W	Özgül nem, $[\frac{g-buhar}{kg-kuruhava}]$
$\dot{W}_g$	Kompresör kapasitesi, kW
$\dot{W}_{g-iz}$	İzantropik kompresör kapasitesi, kW
ρ_{hava}	Havanın yoğunluğu, $\frac{kg}{m^3}$
μ_s	Kontaminasyon faktörü
η_L	Fan verimi
η_{iz}	Kompresörün izantropik verimi
$\emptyset$	Bağıl nem
ΔP_t	Toplam basınç farkı, Pa
Δt_m	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı, °C

Kısaltmalar	Açıklama
COP	Soğutma etkinlik katsayısı
DOP	Diocetyl phthalate
DX	Direkt genleşme
EER	Enerji etkinlik oranı

Kısaltmalar**Açıklama****EPA**

Amerikan çevre koruma örgütü

HEPA

Yüksek verimli tanecik filtreleri

HVAC

Isıtma ile havalandırma ve hava şartlandırma

ISO

Uluslararası standardizasyon organizasyonu

SCR

Slikon kontrollü doğrultmaç

VEPA

Çok yüksek verimli tanecik hava filtresi

WHO

Dünya sağlık örgütü

1. GİRİŞ

En temel yaşam kaynağı soluduğumuz havadır. Gelişen teknoloji bir yandan soluduğumuz havayı kirletirken, diğer yandan da özel üretim şartları gerektiren uygulamalarda temiz ve şartlandırılmış hava ihtiyacını gündeme getirir. Tıp insan yaşamını uzatan ilaçları ve teknolojiyi başarıyla geliştirmektedir. Ancak, bu teknoloji özellikle ameliyathanelerde ve yoğun bakım ünitelerinde uygun hava şartlarında kullanılmazsa ölümlere yol açabilmektedir. Mahal (ortam) havasını temizleyebilmenin tek yolu, mahaldeki kirlenmiş havayı alıp, yerine partikül (tanecik) ve mikroorganizmalardan ayrılmış, uygun sıcaklık ve nemdeki taze havayı iletmektir. Bunu yapabilmek için klima santrallerine ihtiyaç duyulmaktadır. Özellikle ameliyathane gibi enfeksiyon kapma riski yüksek olan yerlerde kullanılan klima santrallerindeki beklentiler çok daha fazladır. Bu tip uygulamalarda; odadaki hava sirkülasyonu, odanın komşu mahallere göre konumu, odanın yapı malzemesi, odadaki insanların hareketi, hava miktarı, basıncı, v.b. gibi birçok kriter göz önünde bulundurulmalıdır.

Bu çalışmada ön bilgi olarak, temiz oda uygulamalarına ve standartlarına değinilmiş ve uygulamalarda dikkat edilmesi gereken konulardan mekanik havalandırmayla ilgili olan kısımlar anlatılmıştır. Konu, özellikle ameliyathane odalarının havalandırılması olarak daraltılmış ve bu mekanlardaki klima santralinin tasarımında hijyen ve fonksiyon açısından dikkat edilmesi gereken konular üzerinde durulmuştur. Belirli kabuller altında, ifade edilen tasarım kriterlerine bağlı kalarak, bir ameliyathane klima santralinin termodinamik tasarımı yapılmış ve yapılan tasarım deneylerle karşılaştırılmıştır.

Literatürde mekanik havalandırmayla ilgili birçok kaynağa rastlanırken, hijyenik klima santralinin tasarımı konusunda çok az kaynak bulunmaktadır. Bu çalışmayla ihtiyaç duyulan kaynak eksikliğini biraz olsun gidermeye ve ameliyathane gibi kritik mahallerde kullanılan klima santrallerinde dikkat edilmesi gereken hususlar açıklanmaya çalışılmıştır.

2. HAVADA BULUNAN KİRLETİCİ MADDELER

Havada yaklaşık olarak %78 azot, %21 oksijen, %0,96 argon ve %0,03 oranında karbondioksit bulunur. Bunların yanında çok az oranlarda hidrojen, neon, kripton, helyum, ozon ve ksenon gazları ile değişken miktarlarda su buharı ve kirletici maddeler bulunur. Kirletici maddelerin büyük bir bölümü insan faaliyetlerinden kaynaklanmaktadır. Termik santraller, maden ocakları, inşaat ve ziraatla ilgili faaliyetler, çeşitli endüstriyel tesisler ve ulaşım araçları gibi bir çok kirletici unsur vardır.

2.1. Kirletici Maddelerin Özellikleri

Havada bulunan taneciklerin adet olarak %99'unun çapları 1 μm 'dan daha düşüktür. Durgun havada 1 ila 10 μm arasındaki çaplarda olan tanecikler sabit ve belirli bir hızla çökelirler. Ancak, normal hava akımları bu çaptaki tanecikleri, ihmal edilemeyecek bir süre havada asılı olarak tutar [1].

Taneciklerin büyüklüklerini daha iyi anlayabilmek için birkaç örnek verecek olursak; saç telimizin çapı 59 μm ile 100 μm arasında değişir, gözle görebileceğimiz partiküller 10 μm 'dan büyüktür. Cümle sonlarına koyduğumuz bir noktada çapı 0,3 μm olan yaklaşık olarak 2 milyonun üzerinde kurum parçacığı vardır. Ortamda bulunan kaba tozlar 10 ila 20 μm 'dur. Kan partikülleri 14 mikron, tüberküloz basilleri 2-6 mikron uzunluğunda ve 0,5 μm genişliğindedir. Küf polenleri 1-10 μm arasındadır. Bakteriler ve sigara dumanı ise 0,3-10 μm arasında değişirler [2].

2.2. Temiz Odalardaki Kirleticiler

Zamanımızın %60'ı ile %90'ı kapalı mekanlarda geçer. Amerikan Çevre Koruma Örgütü'nün (EPA) yapmış olduğu ölçümler, dış ortamdan yalıtılmış modern binalardaki kötü iç hava kalitesinin, bizim kirli diye sözünü ettiğimiz dış ortam havasına göre 70 kat daha tehlikeli olduğunu göstermektedir. Amerikan Alerji Uzmanları Birliği'nden yapılan açıklamaya göre; hastalıkların oluşması ve yayılması

%50 oranında bozuk iç ortam hava kalitesinden kaynaklanmakta, alerjiden şikayet edenlerin 1/6'sı bu nedenle doktora başvurmaktadır. Dünya Sağlık Örgütü'nün (WHO) bildirilerine göre dünya üzerinde bulunan yeni nesil binaların %30'luk bir kısmı, hasta bina sendromu olarak adlandırılan, iç hava kalitesindeki rahatsızlık verici kirliliğe sahiptir.

Normal bir insan yaklaşık olarak $0,5 \text{ m}^3/\text{h}$ havayı teneffüs ederken, bu çalışan insanda $8-9 \text{ m}^3/\text{h}$ 'e çıkar. Günde yaklaşık olarak 22 000 kez nefes aldığımızı ve her nefeste de 40 000 ile 70 000 arası partikülün vücudumuza solunum yoluyla girdiğini düşünecek olursak, iç hava kalitesinin önemi ve filtrelerin gerekliliği ön plana çıkmış olur [2].

Temiz oda uygulamalarında ise daha çok kapalı ortamlardaki kirleticilerden söz etmek gerekir. $2 \mu\text{m}$ çapından daha küçük tanecikler insan ciğerlerinde tutulabilirler. Bu yüzden temiz oda tasarımcıları bu tür kirleticilerle ilgilenirler. 8 ila $10 \mu\text{m}$ çapından daha büyük tanecikler üst solunum yolları tarafından ayrılır ve tutulurlar. Ara boyutlardaki kirleticiler ise akciğerin hava kanalları üzerine çöker. Burada hızla temizlenen tanecikler yutulur veya öksürükle dışarı atılır. Nefes alınan havadaki taneciklerin %50'si veya daha azı solunum yollarında çöker [3].

Kapalı ortamlarda bulunan eşyalar ve özellikle insanlar en önemli kirlilik kaynağıdır. Üstelik insan hareketleriyle ortama yayılan tanecikler büyük boyuttadırlar. Bir örnekle açıklamak gerekirse, kapalı ortamda normal hareket eden bir insan dakikada $0,3 \mu\text{m}$ çapında 1 000 000'un üzerinde tanecik yayabilir. En önemlisi de bu taneciklerden en az %0,1'inin çoğalabilen bakteri veya mikroorganizma olmasıdır. Emisyonlar özel elbiseler giyilerek azaltılabilir ancak, asla yok edilemez.

Çizelge 2.1'de insanın yaptığı harekete göre dakikada yaydığı tanecik sayısı verilmiştir. Buradan da anlaşılacağı üzere insan hareketsiz dururken bile dakikada yaklaşık olarak 100 000 adet tanecik yayabilmektedir.

Çizelge 2.1. İnsanın yaptığı harekete göre dakikada yaydığı tanecik sayısı [4]

İnsanın yaptığı hareketin cinsi	Tanecik emisyonu/dakika $d > 0,3 \mu m$
Ayakta veya oturarak hareketsiz durma	100 000
Oturarak baş, eli ve kolu hafifçe oynatma	500 000
Oturarak vücudu, kolu ve ayakları oynatma	1 000 000
Ayakta ve vücudu tam hareketli	2 000 000
Saatte 3,5 km hızla yürüme	5 000 000
Saatte 6 km hızla yürüme	7 500 000
Saatte 9 km hızla yürüme	10 000 000
Spor veya jimnastik yaparken	15 – 30 000 000

Bunun yanında hapşırarak, öksürmek ve yüksek sesle konuşmak bile birer kirlilik kaynağı olarak karşımıza çıkar. Çizelge 2.2 hızlı konuşan bir insanından yayılan tanecik adetleri hakkında bize fikir vermektedir.

Çizelge 2.2. Hapşıran, öksüren ve hızlıca konuşan bir insanın yaydığı tanecik adetleri

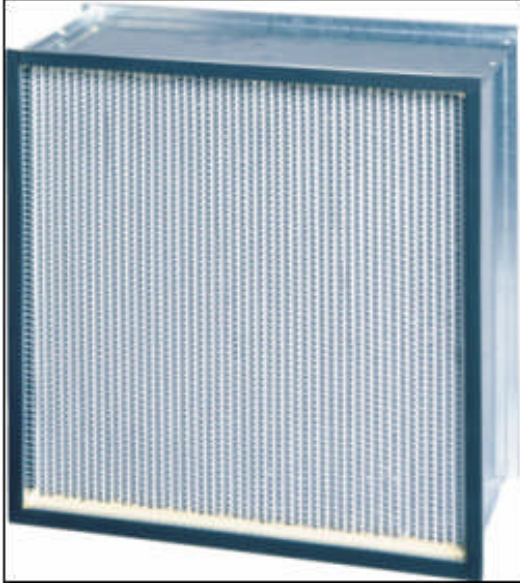
	İçerdiği partikül sayısı	Mikrop taşıyan partikül sayısı
Bir kez hapşırarak	1 000 000	39 000
Bir kez öksürmek	5 000	700
Hızlı konuşmak (dakikada 100 kelime)	250	40

Hal böyleyken temiz odalarda insan hareketlerinden oluşan kirliliği minimuma indirmek gerekir. Bunun için özel olarak tasarlanmış elbiseler mevcuttur. Özellikle ameliyathanelerde bu elbiselerin kullanılması gerekmektedir.

2.3. Kirleticileri Ayırıklaştırma Yöntemi

Kirletici tanecikler, genel olarak dış mahalden alınan havalandırma havası ile kontrol edilseler de dış mahal havasında ciddi ölçüde kirleticiler bulunmaktadır. Bu durum karşısında havada bulunan kirleticilerin kullanımdan önce ayrıklaştırılması için bazı ekipmanların kullanılması oldukça önemlidir [5].

Bakteriler dışında da birçok mikroorganizma ürün kirlenmesi ve kaybına neden olmaktadır. Mikroorganizmaların havadan en fazla sayıda ayrılması istendiğinde ve gerektiğinde, yüksek verimli tanecik filtreleri (HEPA) kullanılır. Resim 2.1’de bir HEPA filtresi gösterilmektedir.



Resim 2.1. HEPA filtre [6]

Birçok durumda ise mikroorganizmaların çok fazla sayıda havadan ayrılması gerekmeyebilir. Bu tip durumlarda, uygulama cinsine göre, gerekli verimi sağlayacak, yüksek verimli, arttırılmış yüzeyli, kuru tip filtreler kullanılır. Bu tip filtrelerde basınç kayıpları, HEPA filtrelere göre daha düşüktür [1].

İç hava kalitesini yükseltmek için iyi bir havalandırma tesisatı şarttır. Ancak, yatırım maliyetlerinin oldukça yüksek olması nedeniyle her zaman tercih edilemeyebilir veya işletme maliyetlerini düşürmek için sürekli çalıştırılamayabilir. Bu tip durumlarda bozulan iç hava kalitesini bir miktar yükseltmek mümkündür.

Öncelikle hava kalitesini düşüren gereksiz kirletici kaynaklarından kurtulmak gerekmektedir. Havalandırma cihazında bulunan filtrelerin bakımı yapılmadığı takdirde en ciddi kirletici kaynağı olabilirler. Bilgisayarlar yine ciddi bir kirletici kaynağıdır. Halıların yerini tutabilecek düşük kirletici özelliği sahip malzemeler seçilmelidir. Küçük alanlar için havalandırma tesisatı solunum yüzeyine nüfuz edecek şekilde tasarlanırken, üfleme havası da serin ve kuru olmalıdır [7].

3. TEMİZ ODALARIN AMACI VE UYGULAMA ALANLARI

Temiz oda ve hijyenik ortam tanım olarak, partikül ve mikroorganizma sayısının kontrol edildiği, partikül ve mikroorganizmanın üretimi ve girişinin minimize edildiği, ayrıca sıcaklık, nem, basınç ve benzeri parametrelerin de kontrol edildiği, kapalı bir ortamdır. Pratik olarak, hijyenik ortamlarda partikül ve mikroorganizma oluşumunun veya transferinin önüne geçilemez. Ancak, ortama düşük partikül konsantrasyonuna sahip havanın verilmesi ve ortamdaki kirli havanın ortamdan alınması yolu ile ortamdaki partikül ve mikroorganizma sayısı istenilen düzeyde tutulabilir.

Avrupa’da hastanelerde ameliyat sonrası kontaminasyon nedeniyle ölüm oranı %0,3 iken, yapılan iyileştirmeler sonucu oran %0,15’lere indirilmiştir. Yine bir İngiliz araştırma grubunun 5 yıl boyunca 19 hastanede, kalça kemiği ve diz kapağı ameliyatlarında yaptığı araştırmalar sonucunda, 1 m³ havadaki tanecik sayısı 400 olduğunda enfeksiyon oranı %4,5 iken, tanecik sayısı 20’ye indirildiğinde bu oranın %1,5’e indiği gözlenmiştir. Bu oran çok küçükmüş gibi görünse de insan hayatının bu oranlar arasında gidip gelebileceği unutulmamalıdır.

Gelişen teknolojiyle birlikte uygulama alanları oldukça gelişen temiz oda uygulamalarına; laboratuvarlarda, ilaç ve gıda sektöründe, elektronik ve mikro işlemci üretim alanlarında ve hastanelerde karşılaşılır.

Temiz hava teknolojisi, birçok teknik uygulamalarda ve yaşam bilimi alanlarında önemli bir verimlilik faktörü olmuştur. Mikroçip teknolojisi, farmasötik üretim ya da hastane havalandırılması ele alındığında temiz hava teknolojisi farklı anlamlara gelir. Taneciklerin uzaklaştırılması olayı bunların tek ortak yönünü oluşturur.

Temiz hava teknolojisi dendiğinde ise, taneciklerin uzaklaştırılmasının yanında birçok konu akla gelir. Örneğin, mikroçip araştırmalarında kullanılan temiz odalar 0,1 µm çapındaki taneciklere odaklanmıştır; farmasötik üretim tesislerinde çapraz kontaminasyonun etkileri çok önemlidir, hastanelerde ise mikrobiyolojik konular en

başta gelir. Gıda endüstrisi de en az diğerleri kadar önemli bir konudur. Burada gıdanın tadı ve ömrü bakteri kontrolüyle sağlanır [8].

4. TEMİZ ODA SINIFLARI VE STANDARTLARI

ABD Hava Kuvvetlerince 1961 yılında yayınlanan “Temiz İş İstasyonları ve Temiz Odaların Tasarımı ve Kullanımı İçin Standart Fonksiyonel Prensipler” temiz odalar için yazılı ilk standart olmuştur. Bu prensipler 1963 yılında yeniden gözden geçirilip Federal Standart 209 olarak yayınlanmıştır.

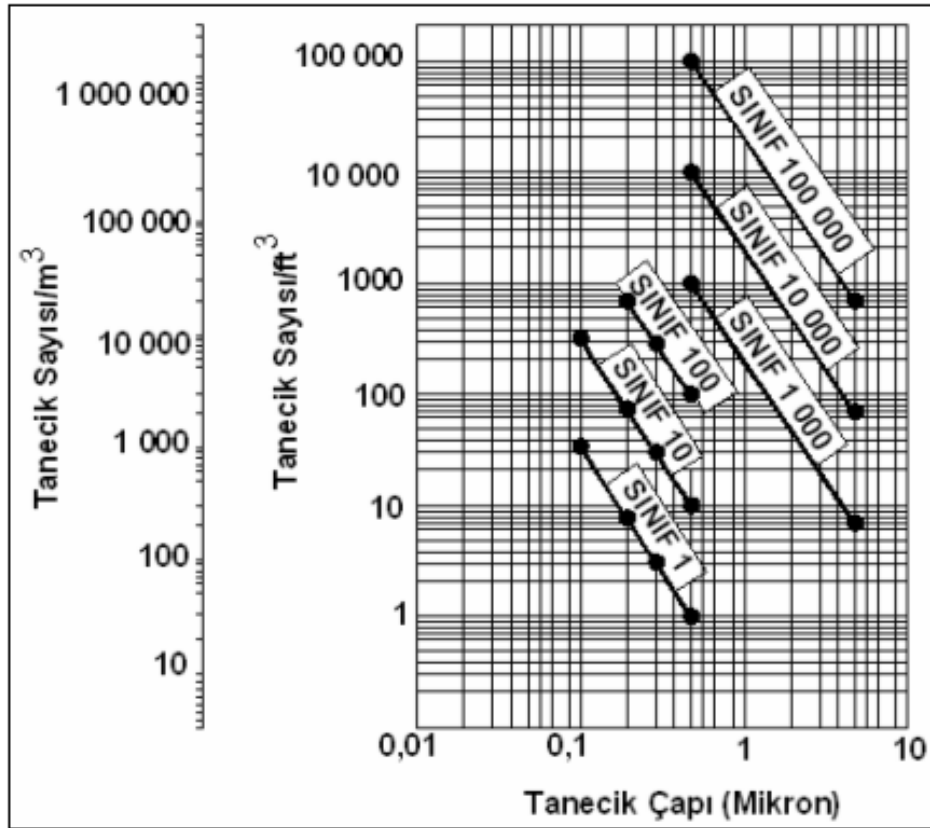
4.1. U.S. 209 D Standardı

1988 yılında geliştirilen bu standart 209 D ve 1992 yılında ise SI birim sisteminde revize edilerek 209 E olarak yayınlanmıştır.

Ancak, bu standart 2001 yılında yürürlükten kaldırıldı ve yerine ISO (International Organization For Standardization) 14644-1 yayınlandı. İlk yayınlanan Federal Standart 209 D’de temiz oda sınıfları; Sınıf 10, 100, 10 000 ve 100 000 diye adlandırılmıştır. Bu adlandırmada kullanılan sayılar, 1 feet küp (0,028 m³) havada 0,5 mikron ve daha büyük boyuttaki zerreciklerin adet olarak geçmemesi gereken sayıyı ifade eder. Çizelge 4.1’de U.S 209 D’ye göre temiz oda sınıfları ve bu sınıflarda bulunması gereken maksimum tanecik adetleri verilmiştir. Ara değerler için ise Şekil 4.1’den yararlanılır.

Çizelge 4.1. U.S 209 D’ye göre temiz oda sınıfları ve bu sınıflarda bulunması gereken maksimum tanecik adetleri [4]

Sınıf	M ³ veya ft ³ 'de bulunması gereken maksimum tanecik adedi									
	0,1 µm		0,2 µm		0,3 µm		0,5 µm		5 µm	
	(m ³)	(ft ³)	(m ³)	(ft ³)	(m ³)	(ft ³)	(m ³)	(ft ³)	(m ³)	(ft ³)
1	1 240	35	265	7,5	106	3	35	1	-	-
10	12 400	350	2 650	75	1 060	30	353	10	-	-
100	-	-	26 500	750	10 600	300	3 530	100	-	-
1 000	-	-	-	-	-	-	35 300	1 000	247	7
10 000	-	-	-	-	-	-	353 000	10 000	2 470	70
100 000	-	-	-	-	-	-	3 530 000	100 000	24 700	700



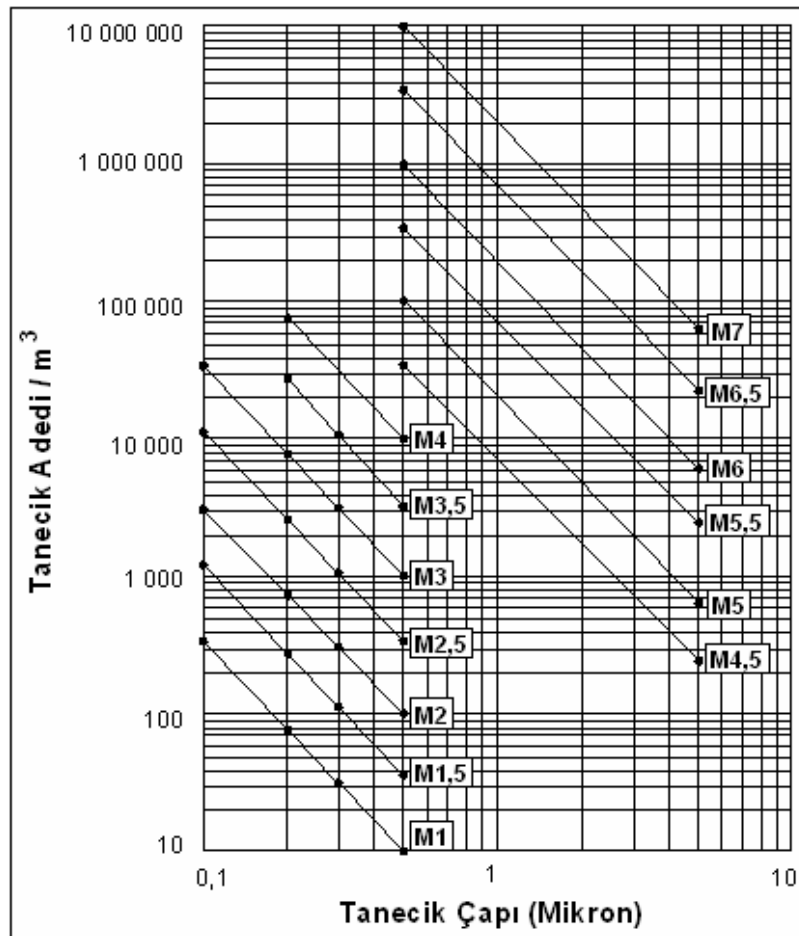
Şekil 4.1. U.S 209 D'ye göre temiz oda sınıfları için ara değerler [4]

4.2. U.S. 209 E Standardı

U.S. 209 D'den sonraki versiyonunda metrik sistem kullanılmış ve Federal Standart 209 E yayınlanmıştır. Burada feet küpte verilen partikül sayısı metre küpe çevrilmiş ve bu sayının 10 üzeri logaritması alınmıştır. Örneğin; Sınıf 100'deki partikül sayısını metre küp için oranlarsak yaklaşık olarak 3 530 olur. Bu sayının 10 üzeri logaritması alınırsa 3,5 çıkar. Böylece temiz oda sınıfları M 2,5; M 3,5; M 4,5; M 5,5; M 6,5 şeklinde adlandırılmaya başlanmıştır. Ancak, maksimum tanecik adetleri değişmemiştir. Çizelge 4.2'de U.S 209 E'ye göre temiz oda sınıfları ve bu sınıflarda bulunması gereken maksimum tanecik adetleri verilmiştir. Ara değerleri içinse Şekil 4.2'den yararlanılır.

Çizelge 4.2. U.S 209 E'ye göre temiz oda sınıfları ve bu sınıflarda bulunması gereken maksimum tanecik adetleri [4]

Sınıf		M ³ veya ft ³ 'de bulunması gereken maksimum tanecik adedi									
		0,1 µm		0,2 µm		0,3 µm		0,5 µm		5 µm	
SI	İngiliz	(m ³)	(ft ³)	(m ³)	(ft ³)	(m ³)	(ft ³)	(m ³)	(ft ³)	(m ³)	(ft ³)
M 1		350	9,91	75,7	2,14	30,9	0,88	10	0,283	-	-
M 1,5	1	1 240	35	265	7,5	106	3	35,3	1	-	-
M 2		3 500	99,1	757	21,4	309	8,75	100	2,83	-	-
M 2,5	10	12 400	350	2 650	75	1 060	30	353	10	-	-
M 3		35 000	991	7 570	214	3 090	87,5	1 000	28,3	-	-
M 3,5	100	-	-	26 500	750	10 600	300	3 530	100	-	-
M 4		-	-	75 700	2 140	30 900	875	10 000	283	-	-
M 4,5	1 000	-	-	-	-	-	-	35 300	1 000	247	7
M 5		-	-	-	-	-	-	100 000	2 830	618	17,5
M 5,5	10 000	-	-	-	-	-	-	353 000	10 000	2 470	70
M 6		-	-	-	-	-	-	1 000 000	28 300	6 180	175
M 6,5	100 000	-	-	-	-	-	-	3 530 000	100 000	24 700	700
M 7		-	-	-	-	-	-	10 000 000	283 000	61 800	1 750



Şekil 4.2. U.S 209 E'ye göre temiz oda sınıfları için ara değerler [4]

Gerek tablolarda, gerekse şekillerde bulunmayan sınıflar için örneğin M 2,2; M 4,3 ve M 6,4 gibi sınıfların tanımlanması da mümkündür. Tanımlama yine diğer sınıflarda olduğu gibi 0,5 mikron çapındaki taneciklerin sayısına göre olacaktır. Bunun için Eş. 4.1 kullanılabilir [4].

$$\frac{\text{Tanecik adedi}}{\text{m}^3} = 10^M \cdot (0,5/d)^{2,2} \quad (4.1)$$

Burada;

M = SI birim sistemindeki sınıf notasyonu,

d = Mikron cinsinden tanecik çapıdır.

Temiz oda sınıfının belirlenmesinde bir veya birden fazla tanecik çapında ölçüm yapılabilmektedir. Bu nedenle ölçümlerin hangi tanecik çapında yapıldığı belirtilmelidir. Bir örnekle açıklayacak olursak; Sınıf M 2,5 (0,3 µm ve 0,5 µm) olarak tanımlanan bir mahalin havasında 0,3 mikron ve daha büyük çaplarda metreküpte 1 060 tanecikten, 0,5 mikron ve daha büyük çaplarda ise 353 tanecikten fazlası bulunmamaktadır [4].

4.3. ISO-14644-1 Standardı

1999 yılı Mayıs ayından beri yürürlükte olan, ISO-14644-1 standardında ise temiz odalar 9 sınıfa ayrılmıştır. Çizelge 4.3’de bu standarda göre her sınıf için m³’de bulunması gereken maksimum tanecik sayıları ve büyüklükleri verilmiştir.

Çizelge 4.3. ISO-14644-1 standardına göre temiz oda sınıfları ve maksimum tanecik adetleri

ISO 14644-1	M ³ 'de bulunması gereken maksimum tanecik adedi					
	0,1 µm	0,2 µm	0,3 µm	0,5 µm	1 µm	5 µm
Sınıf 1	10	2	-	-	-	-
Sınıf 2	100	24	10	4	-	-
Sınıf 3	1 000	237	102	35	8	-
Sınıf 4	10 000	2 370	1 020	352	83	-
Sınıf 5	100 000	23 700	10 200	3 520	832	29
Sınıf 6	1 000 000	237 000	102 000	35 200	8 320	293
Sınıf 7	-	-	-	352 000	83 200	2 930
Sınıf 8	-	-	-	3 520 000	832 000	29 300
Sınıf 9	-	-	-	35 200 000	8 320 000	293 000

4.4. Diğer Ülkelerin Standartları

Çizelge 4.4'de diğer ülkelerdeki standartların 0,5 mikron tanecik çapına göre sınıflandırmaları karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Çizelge 4.4. Diğer ülkelerdeki standartların 0,5 mikron tanecik çapına göre sınıflandırmaları [4]

Tanecik / m ³ > 0,5µm	U.S 209 E 1992	U.S 209 D 1988	Fransa AFNOR 1981	AlmVDI 2083 1990	İngiltere BS 5295 1989	Jap. JACA 1989	CEN	EEC GGMP 1989
1							0	
3,5				0		2		
10	M 1						1	
35,3	M 1,5	1		1		3		
100	M 2						2	
353	M 2,5	10		2		4		
1 000	M 3						3	
3 530	M 3,5	100	4 000	3	E veya F	5		A + B
10 000	M 4						4	
35 300	M 4,5	1 000		4	G veya H	6		
100 000	M 5						5	
353 000	M 5,5	10 000	400 000	5	J	7		C
1 000 000	M 6						6	
3 530 000	M 6,5	100 000	4 000 000	6	K			D
10 000 000	M 7					8	7	

5. TEMİZ ODA TASARIMINDA DİKKATE ALINACAK PARAMETRELER

İyi bir temiz oda tasarımı, binanın mimari projelendirilmesi ile başlar. Bu aşamada temiz odaların konumları belirlenirken çevre mahallerin de işlevleri iyi analiz edilmelidir. İnşaat aşamasında odanın yapı malzemesine kadar dikkat edilmesi gereken çok önemli hususlar vardır. Daha sonraki aşama ise binanın ve odanın mekanik havalandırma tesisatı ve çalışanların eğitilmesi konusudur. Sistemin işletme şartları, servis ve bakım faaliyetleri, ortamda kullanılan cihazlar ve özellikleri dikkat edilmesi gereken diğer parametrelerdir. Temiz ve steril üretim alanları planlanırken özellikle iklimlendirme sistemi, yer kaplaması, duvar ve tavan panelleri, aydınlatma ve otomatik kontrol sistemi bir bütün olarak kabul edilmelidir. Odanın temizlik sınıfı belirlenirken bu işlemler tamamıyla birbirine bağlantılıdır. İyi bir temiz oda tasarımının amacı, kurulum ve işletme maliyetlerini makul bir düzeyde korurken bu faktörleri kontrol etmektir.

Hem kurulum hem de işletme maliyetlerinin düşürülmesi amacıyla, gerekli miktarda koşullandırılmış hava ve etkili bir hava dağılımı, kabul edilebilir bir çevre için temel gerekliliktir [9]. Çoğu uygulamada odanın tamamının en yüksek standartta tutulmasının gerekli olmadığı akılda tutulmalıdır. En yüksek temizlik koşulları gerektiren alana kadar iyileştirme planı hazırlanmalıdır. Bu şekilde montaj maliyetlerinin yanı sıra işletme maliyetleri de düşecektir.

Ameliyathaneler, elektronik devrelerin üretim alanları, ilaç üretimi, medikal gereçler ve bu dalların yan sanayisinde ürünü veya ortamı mikroorganizmalardan, toz taneciklerinden ve zararlı gazlardan korumak ve bunları en az seviyeye indirebilmek için belirli koşullar sağlanmalıdır. Ürünün, üretim gereçlerinin ve personel akışının belirlenmesi, üretim alanlarının yapılandırılması, iklimlendirilmesi, hava akımının ve basınçlarının kontrol altında tutulması ve bu alanlarda çalışacak olan personelin çalışma kurallarına uyması bu koşulların başında gelir [10].

Standart bir havalandırma ve iklimlendirme sisteminde, tasarım parametreleri olarak taze hava miktarı, sıcaklık ve nem karşımıza gelirken; temiz oda uygulamalarında

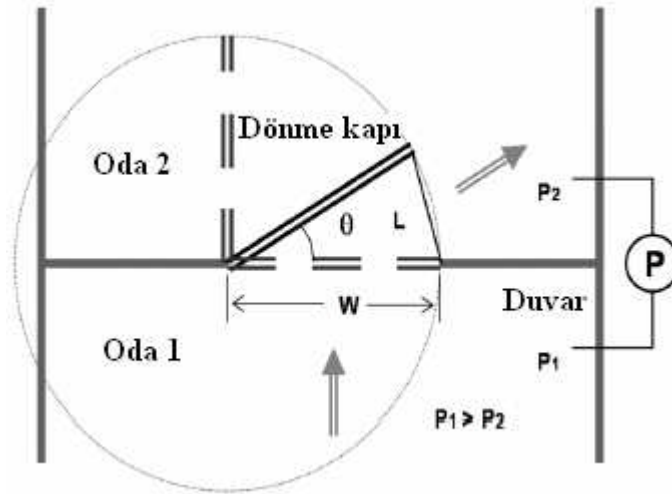
karşılaşılan tasarım parametreleri oldukça karmaşık bir yapıdadır. Temiz odada ne gibi bir işlem yürütüleceği ve bu yürütülecek işlem için ortamda bulunabilecek maksimum tanecik derişimi ve çapı tasarımda dikkate alınması gereken parametrelerin başında gelir. Bir diğer önemli parametre ise oda basıncı ve odadaki hava hızıdır. Bunların yanında sıcaklık, nem, ses şiddeti, titreşim ve statik elektrik dikkat edilmesi gereken diğer parametrelerdir.

5.1. Oda Basıncı

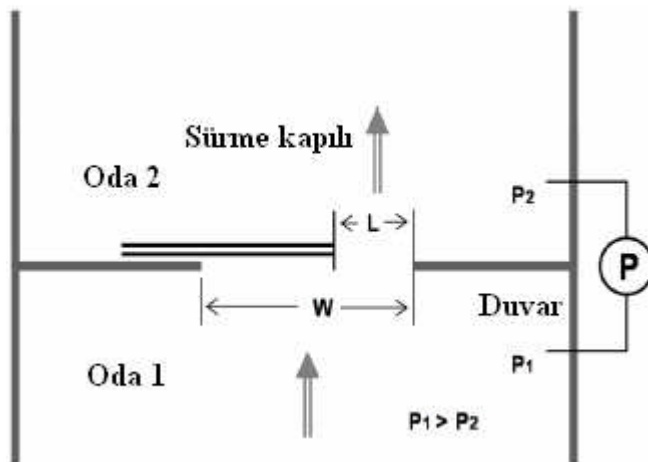
Geçmişte yangın koşullarında duman kontrolü için gerekli olan basınçlandırma, günümüzde kirli bölgeyi temiz bölgeden ayırarak iç ortamın hava kalitesini arttırmak amacıyla da kullanılmaktadır. Hastanelerdeki basınçlandırma bulaşıcı hastalıkların engellenmesi amacıyla yöneliktir.

Enfiltrasyona direnç sağlaması bakımından basınçlandırmanın rolü çok büyüktür. Pozitif basınçtan dolayı temiz mahalden daha az temiz mahale doğru hava akımı gerçekleşir. Temiz odayı pozitif basınçta tutma işlemi dönüş havası veya egzoz havası oranını kontrol ederek gerçekleşir. Bu işlem için odada bulunan bir presostat yardımı ile kanal üzerindeki dampere müdahale edilir veya fan motor devriyle oynayarak besleme havası, dönüş havası veya egzoz havası oranı değiştirilir. Bir diğer yöntem ise var olan basıncın devamlılığı için uygulanan çift kapı sistemidir. Temiz mahale giriş için öncelikle bekleme koridoruna girilir ve ancak bu kapı kapandıktan sonra, başka bir kapıyla temiz mahale ulaşılır. Burada temiz odaya geçişi sağlayan bekleme odası, temiz odayla aynı temizlik sınıfında olmalıdır. Böylece dış ortamdan temiz mahale filtre edilmemiş hava akımının önüne geçilmiş olur.

Burada kullanılan kapının açılma şekli basınç kayıpları için önemlidir. Sun (2005), iki farklı kapı sisteminde meydana gelen basınç farkı kayıplarını incelemiştir. Şekil 5.1 ve 5.2’de görüldüğü gibi bir nolu odanın statik basıncı iki nolu odadan daha yüksektir. Gerek dönme kapı gerekse sürme kapı bağlantılarında kapılar açıldıktan sonra odalar arasındaki statik basınç farkının değişimi incelenmiştir.



Şekil 5.1. Dönme kapılı sistem [11]



Şekil 5.2. Sürme kapılı sistem [11]

Dönme kapılı sistemde, kapı açıklığının akışa dik yönde oluşturduğu kesit alanı şöyle hesaplanabilir [11];

$$L(t) = 2 \cdot W \cdot \sin\left(\frac{\theta(t)}{2}\right) \quad (5.1)$$

$$\frac{d\theta(t)}{dt} = \omega(t) = \text{sabit}$$

$$\theta(t) = \omega \cdot t$$

$$A(t) = H \cdot L(t) = 2 \cdot H \cdot W \cdot \sin\left(\frac{\omega \cdot t}{2}\right) \quad (0 \leq \theta \leq 60^\circ)$$

$$A_{(t)} = H \cdot W \quad (60^0 < \theta \leq 90^0) \quad (5.2)$$

Burada;

- L = kapının açıklık aralığı (cm),
- W = kapı genişliği (cm),
- θ = kapı açısı (derece),
- ω = kapının açılma hızı (derece/s),
- t = zaman (s),
- H = kapı yüksekliği (cm),
- A = akışa dik yöndeki kesit alanı (cm²).

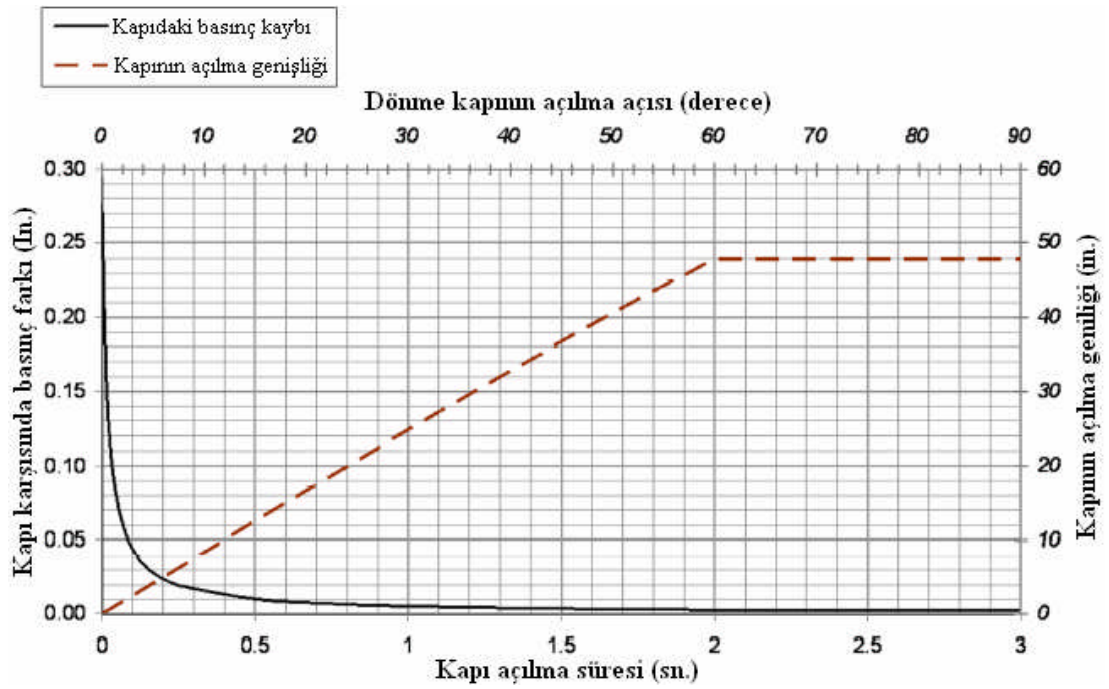
Sürme kapılı sistemde ise,

$$A_{(t)} = H \cdot L_{(t)} = H \cdot s \cdot t \quad (5.3)$$

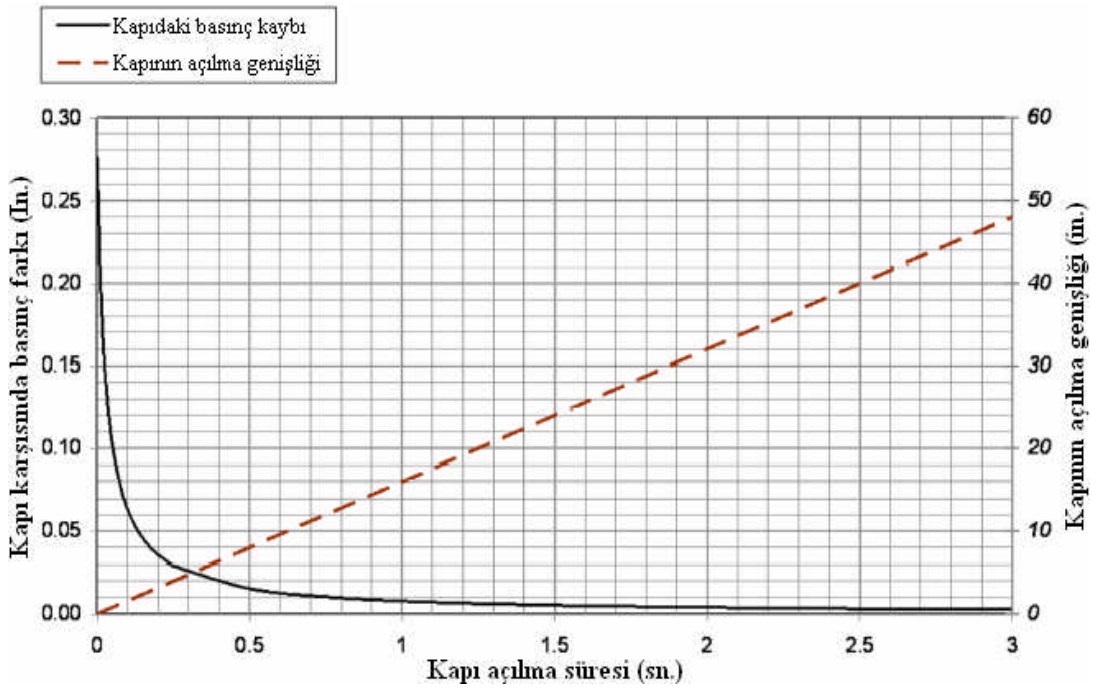
Burada;

s = kapının açılma hızı (cm/s).

Sun (2005) tarafından yapılan bu çalışmada dönme ve sürme kapının 3 s.'de tam olarak açıldığı göz önüne alınmıştır. Her iki koşulda da basınç farkı 0,28 in. (68,9 Pa) alınmıştır. Kapı boyutları ise; W = 4 ft. (122 cm) ve H = 7 ft. (213 cm) olarak alınmıştır. 3 saniye süresince basınç farkının düşüşü Şekil 5.3 ve 5.4'de sunulmuştur [11].



Şekil 5.3. Dönme kapılı sistemde basınç farkı düşüşü [11]



Şekil 5.4. Sürme kapılı sistemde basınç farkı düşüşü [11]

Dönme kapılı sistemde 2 saniyeden daha az bir sürede basınç farkı 0,004 in.'e (1 Pa) düşerken, sürme kapılı sistemde bu düşüş 2 saniyede gerçekleşmiştir. Her iki

sistemde de basınç farkı düşüşü kapının ilk açıldığı anda çok hızlıdır. 0,25 ile 0,75 saniyeleri arasında yine her iki sistemde de basınç farkı düşüşleri 0,02 in.'e (5 Pa) ulaşmıştır. Otomatik kontrol cihazlarıyla bu kadar kısa sürede basıncı yeniden dengelemek imkansızdır. Bu yüzden çift kapılı hava kilit sistemi temiz odalar için çok önemlidir [11].

Bir binanın dış cephesindeki herhangi bir açıklıktan çıkan hava debisi ile, bu açıklığın iki tarafı arasındaki basınç farkı, açıklığın kaçak fonksiyonu olarak adlandırılan bir bağıntı ile açıklanır. Bu bağıntı, sürekli halde tam gelişmiş laminar akış gibi kabullerle, bir ideal durum olan sonsuz büyüklükte paralel levhalar arasındaki akış için Navier-Stokes denklemlerinin çözümüne dayanır. Bağıntıya göre [12];

$$Q = C_D \cdot A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (5.4)$$

Burada;

- Q = hava debisi (m³/s),
- C_D = açıklık için direnç katsayısı (boyutsuz),
- A = açıklığın kesit alanı (m²),
- ρ = havanın yoğunluğu (kg/m³),
- Δp = açıklığın iki tarafı arasındaki basınç farkı (Pa).

Laminer akışta C_D, basınç farkının karekökü ile ilişkilidir. Dolayısı ile Q, Δp ile doğru orantılıdır. Büyük Reynolds sayılarında yani türbülanslı akışlarda, net debi sabit olsa bile, sabit bir noktadaki hız, ani ve tesadüfi çalkantılar yapabilir. Türbülanslı akışta sabit bir Reynolds sayısı için direnç katsayısı sabittir. Dolayısıyla hava debisi Q, $\sqrt{\Delta p}$ ile doğru orantılıdır. Eş. 5.4 sabit kesitli kanallardaki tam gelişmiş akış ve bu kanallardaki diyaframlar için geçerlidir. Binanın dış cephesindeki açıklıklar ise, buradaki kadar düzgün geometrilere sahip olamaz ve akış tam gelişmiş hale gelemmez.

Buna rağmen, binanın açıklıklarından kaçan hava debisi için, A' 'yı bir eşdeğer kesit alanı olarak, Eş. 5.4 kullanılabilir [12].

Güneş ışınları ve rüzgarın etkisi altında kalan odalarda sızdırmazlık tam olarak sağlanmaz. Bu nedenle, enfeksiyon riski yüksek ameliyathanelerin ve çevresindeki oda gruplarının binanın iç kısımlarına yapılması tavsiye edilir.

Temiz odalarda, inşaat aşamasında enfiltrasyonu azaltacak sıkı bir dış ve iç cepheye ihtiyaç duyulur. Odanın komşu mahallere göre statik basınç farkı -20 Pa ile +20 Pa arasında olmalıdır [11]. Çizelge 5.1 temiz odalarda tutulması istenen pozitif basınç farklarını vermektedir.

Çizelge 5.1. Temiz odalarda tutulması istenen pozitif basınç farkları [4]

Uygulama	Statik basınç farkı (Pa)
Genel	Çevresi ile ada arasında 12 Pa minimum basınç farkı
Temiz oda ile kirlenmemiş bölüm arası	Minimum 12 Pa basınç farkı
Kirlenmemiş bölüm ile az kirlenmiş bölüm arası	12 Pa basınç farkı
Az kirlenmiş bölüm ile soyunma mahalleri arası	2,5 Pa basınç farkı

5.2. Odadaki Hava Hızı ve Dağılımı

Temiz odalarda olması gereken odadaki hava değişimi sayısı, hava hızına bağlı bir fonksiyondur. Bu da dolaylı olarak odada bulunması gereken maksimum tanecik sayısını etkiler. Bunun yanında yine hava hızına bağlı olarak laminar ve türbülanslı akış dağılımlarına rastlanır.

Yatay akışlı laminar odalarda enfeksiyon kapma riski daha fazladır. Fakat, bu sistem düşük tavanlı ameliyathanelerde pratik bir çözüm tekniğidir.

Odadaki türbülans, özellikle hava dağıtıcı bölgesinde, besleme havasının salon havası ile ve çevredeki duvarlar ve tavan gibi katı yüzeyler ile etkileşimiyle oluşmaktadır [13]. Türbülanslı akışta tanecikler, laminar akışa nazaran etrafa yayılma özelliğindedirler. Uygun hava hızı sağlandığında bunların birleşerek daha büyük tanecikler oluşturduğu bilinmektedir. Havanın odaya giriş yönüne dik yöndeki hızların 0,15 ile 0,45 m/s arasında olması gerekmektedir. Düşük hızlarda taneciklerin yerde birikmesi riski varken, yüksek hızlarda ise çarpışarak birleşmeleri riski vardır [4].

Tanecik çapları mikron seviyelerinde olduğu için hava ile aralarındaki sürtünme kuvveti onları havada asılı tutmaya yeter. Odadaki konveksiyon hızının yanında, taneciklerin çökme hızları ihmal edilebilecek kadar küçüktür.

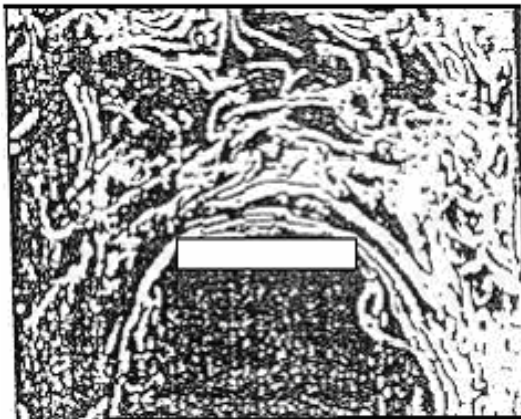
Ancak, türbülans derecesi olarak adlandırılan hava akımının bağlı standart sapması, sadece akım içersindeki parçacık dağılımını değil, aynı zamanda parçacıkların hasta üzerine çökmesini de etkiler. Noktasal kaynaktan çıkan akışlarda parçacık konsantrasyonu normal dağılım gösterir. Bu parçacık dağılımının standart sapması, üfleme menfezinden uzaklaştıkça ve türbülans derecesinin yükselmesiyle artış gösterecektir. Düşey bir akım içersinde parçacıkların yatay yayılması yine türbülans derecesiyle ilgilidir. Bir örnekle açıklamak gerekirse; türbülans derecesinin %1'den, %20'ye çıkartılması çöken mikropların sayısının yaklaşık olarak iki katına çıkmasına sebep olur [14].

Resim 5.1'de gösterildiği gibi laminar akışta akım çizgileri herhangi bir engelle karşılaştıklarında engel etrafında dönüp tekrar paralel hale gelir.



Resim 5.1. Laminer akışta bir engelle karşılaşan havanın hareketi [4]

Türbülanslı akışta ise Resim 5.2’de görüldüğü gibi akım çizgileri rasgele bir dağılım gösterirler ve engelle daha fazla temasta bulunurlar. Bu temasta Van der Waals kuvvetleri devreye girer ve akım çizgilerindeki taneciklerin engel etrafında birikmelerine ve büyümelerine neden olur.



Resim 5.2. Türbülanslı akışta bir engelle karşılaşan havanın hareketi [4]

Bu nedenle ameliyathanelerde, operasyonun yapıldığı bölgede yani; hasta yatağının üzerinde kesinlikle türbülanslı akışa izin verilmemelidir. Buradaki en temel sıkıntı aydınlatma sistemi olacaktır. Bu nedenle kullanılacak olan laminer flow ünitesi (Bkz. Şekil 5.5) aydınlatmaya da imkan tanıyabilecek yapıda olmalıdır.

5.2.2. Temiz odalardaki hava değişim sayısı

Bina kullanıcılarının ürettiği karbondioksiti (CO₂), kokuları, nemi ve sigara dumanını kontrol etmek için ihtiyaç duyulan dış hava miktarı için farklı görüşler sunulmuştur. Bu görüşlerden biri, kullanıcı başına gerekli olan minimum dış hava miktarını ifade eder. Günümüzde ise, birinci derecede bina kullanıcıları tarafından üretilmeyen kirleticilerin iç ortamdaki derişikliklerinin kabul edilebilir düzeyde tutulmasına bağlı hesap yöntemleri yaygındır [12].

Laminer bir akış sisteminin sağlanması için hava hızının 0,45 m/s olması gerektiğini düşünerek saatteki hava değişimini Eş. 5.5 yardımıyla bulabiliriz [4].

$$n = \frac{a \cdot b \cdot 0,45 \cdot 3600}{a \cdot b \cdot h} = \frac{1620}{h} \quad (5.5)$$

Burada;

n = saatteki hava değişimi (h⁻¹),

$a \cdot b$ = odanın taban alanı (m²),

h = odanın yüksekliği (m).

5.2.3. Temiz odalardaki maksimum tanecik sayısı

Saatteki hava değişimi sayısının bir fonksiyonu olan ve 0,45 m/s olarak belirlenen hava hızı, ISO 5 ve daha üst sınıflar için geçerlidir. ISO 5'den sonra gelen diğer sınıflar için, odada bulunması gereken maksimum tanecik sayısını dikkate alan bir fonksiyon geliştirilmiştir. Bu fonksiyona göre; oda havasının herhangi bir andaki partikül konsantrasyon oranı Eş. 5.6 ile hesaplanır [15];

$$dx = (s - x) \cdot v \cdot dt + g \cdot dt \quad (5.6)$$

Burada;

s : üfleme havasından gelen partiküllerin 1m³ oda havasındaki konsantrasyonu,

v: bir saatteki hava değişimi sayısı,

g: 1 saatte ve 1m^3 oda havasında partiküllerin içsel üreme oranı,

x: oda veya emiş havasında 1m^3 'deki partiküllerin konsantrasyonudur.

Eş. 5.6'da g'nin zamanla değişimini ihmal edersek ve odadaki partikül konsantrasyonunun başlangıç değerini X_0 olarak alırsak denklem Eş. 5.7'deki hali alır.

$$x = \left((X_0 - s - \frac{g}{v}) \right) \times \exp(-vt) + s + \frac{g}{v} \quad (5.7)$$

Yeterli bir süre beklendiğinde Eş. 5.7 zamandan bağımsız olur ve şu hali alır:

$$x = s + \frac{g}{v}$$

veya;

$$v = \frac{g}{(x - s)} \quad (5.8)$$

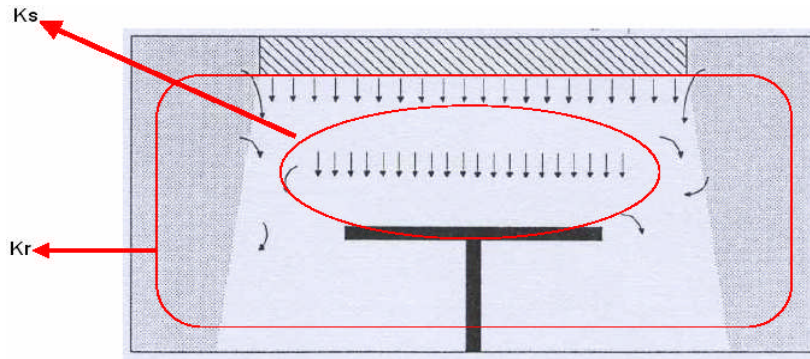
DIN 1946/4'de ameliyathaneler için gerekli olan minimum taze hava debisi tecrübelerle dayalı olarak belirlenmiştir. Minimum taze hava debisi belirlenirken, ameliyathane odasında koruma alanındaki kontaminasyon faktörü (mikroorganizma yüklenme faktörü) μ_s ve izafi kontaminasyon faktörü $\varepsilon_s = 2/3$ alınmıştır. Burada [16];

$$\mu_s = \frac{k_s}{k_r} \text{ dir.} \quad (5.9)$$

Şekil 5.6'dan da anlaşılacağı üzere;

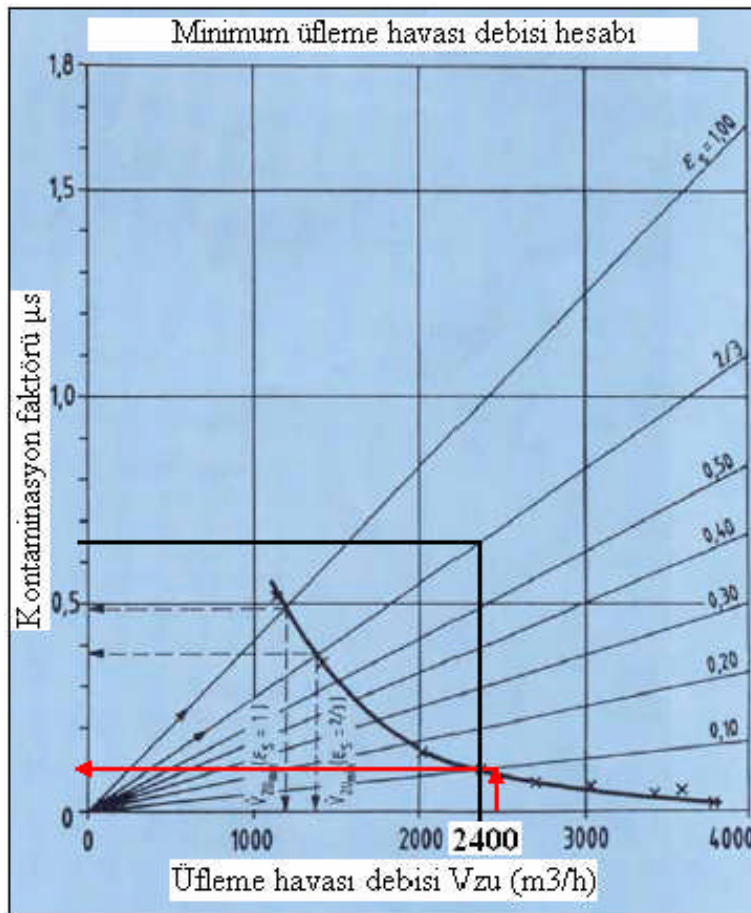
k_s : odadaki yerel mikroorganizma konsantrasyonunu [adet/m^3] ve

k_r : odadaki ortalama mikroorganizma konsantrasyonunu [adet/m^3] ifade etmektedir.



Şekil 5.6. Odadaki yerel ve ortalama mikroorganizma konsantrasyonu

Şekil 5.7’de verilen diyagram yardımıyla da minumum taze hava debisi $2\,400\text{ m}^3/\text{h}$ olarak okunur.



Şekil 5.7. Kontaminasyon faktörüne göre hava debisi [16]

5.3. Sıcaklık ve Nem

Sıcaklık ve nem ayarı diğer parametrelerde olduğu gibi temiz odada yapılacak faaliyete göre belirlenmelidir. Ameliyathanede kanın pıhtılaşmasını önleyecek ortam sıcaklığı ile elektronik sanayisinde metallerin genleşmesini önleyecek sıcaklıklar farklı olacaktır.

Ortam havasındaki bağıl nemin kontrol altında tutulmak istenmesinin amaçlarından biri konfor, diğeri ise, proses şartlarıdır. Düşük bağıl nemli ortamlarda çalışan insanların ağız ve boğazları kuruduğundan yaptıkları iş üzerinde konsantrasyonları azalabileceği gibi, yüksek nemli ortamlarda ise metabolik denge için gerekli olan terleme azalacağından yine çalışma düzeni etkilenecektir.

Genel olarak mikroorganizmaların yaşamalarını ve çoğalmalarını önleyebilmek için sıcaklığın 25 °C'yi ve bağıl nemin de %60'ı geçmemesi gerekmektedir.

Oda sıcaklığı üfleme havasından kontrol edilmelidir. Ilık ve serin bölgeler arasındaki sıcaklık farkı, hava sürüklenmesini önlemek için minimumda tutulmalıdır. İyi bir hava dağıtıcısı ile sıcaklık bakımından odada homojen bir dağılımın sağlanması gerekir [17].

5.4. Ses Şiddeti ve Titreşim

Laminer akışlı odalarda yüksek hava değişimi gerektiği için ses şiddeti oldukça yüksektir. Konfor şartlarının sağlanması için bu şiddetin 65 dB'yi geçmemesine özen gösterilmelidir. Ses şiddetinin önemli olduğu yerlerde örneğin ameliyathanelerde bu değerin 40 dB'ye kadar indirilebilmesi gerekir. Elektron mikroskobu gibi kullanımı çok hassas olan cihazların bulunduğu temiz odalarda ses şiddetinin yanında titreşimde büyük bir öneme sahiptir [4].

Mikro elektronikteki uygulamalarda titreşime dayalı ekipman yer değiştirmesi 1-50 Hz. aralığında 0,5 µm düzeyine indirilmelidir. Elektronik temiz oda uygulamalarının

çok kritik bölgelerinde, düşük frekanslarda daha az gürültü üreten aksiyal fanlar tercih edilebilir [18].

5.5. Statik Elektrik

Statik elektrik ortamdaki bağıl nem ile doğrudan ilişkilidir. Daha çok elektronik cihazların kullanıldığı veya elektronik sistem tasarımlarının yapıldığı alanlarda büyük öneme sahiptir.

Tekstil fiberleri ve kağıt gibi hafif maddelerin işlendiği ortamlarda ve potansiyel olarak yanıcı veya patlayıcı maddelerin bulunduğu alanlarda nemlilik, statik elektriği azaltır. Statik elektrik yüklerinin en aza indirilebilmesi için bağıl nemin %35'in üzerinde tutulması gerekir [19].

6. HASTANELERDEKİ TEMİZ ODALARIN HAVALANDIRILMASI

Günlük hayatta soluduğumuz havada birçok dış etkenin de yardımıyla çeşitli polen, bakteri, mikroorganizma, ve bu gibi zararlı maddeler bulunmaktadır. Bu taneciklerin birçoğu gözle görülmemektedir. Özel ve hijyenik koşulların bulunması gereken yerlerde havalandırma büyük rol oynamaktadır. Ameliyathane, yoğun bakım, hasta odası gibi yerlerde hava kalitesinin çok iyi kontrol edilmesi gerekir. Bazı durumlarda bu tip hijyen koşulları eksik sağlandığından birçok hasta olumsuz yönde etkilenmekte ve hatta hayatlarını kaybetmektedirler. 1980'li yılların sonunda 90'lı yılların başında, Fransa'da ameliyathanelerdeki ölümlerin nedenleri araştırılmış ve yaklaşık olarak yılda 20 000 kişinin ameliyathanelerde kaptıkları enfeksiyondan öldüğü veya çok ağır hastalandığı saptanmıştır.

Ameliyat sırasında enfeksiyon kapamayan hastanın ameliyat sonrası hastanede kalış süresi, antibiyotik tedavisi yüzünden artmaktadır. Ülkemizdeki durumu diğer ülkelerle karşılaştıracak olursak; ameliyat sonrası enfeksiyon nedeniyle hastanede yatış ortalaması Amerika'da 2 gün, Avrupa'da 3 gün, Türkiye'de ise 13-14 gündür. 2001 yılı antibiyotik harcama miktarımız 6 katrilyon liradır. Bu tutar AB'nin 7, ABD'nin ise 8 katıdır. Herhangi bir ameliyathanenin enfeksiyon kapma riskini 1 000 birim kabul edersek, DIN 1946-4 Standardı'na göre yapılmış bir ameliyathanede bu risk 33 birime düşmektedir [20].

Hastanelerdeki bazı kritik bölgelerde bakteri, mikroorganizma veya zararlı mantar oranları dış ortama göre daha fazladır. Bu sebeple birçok bakterinin hastane ortamında ürediği açıkça anlaşılmaktadır. Dolayısıyla, enfiltrasyonla gelen bakteriler asla birincil üreme mekanizması sayılamaz. En çok bakteri miktarına havalandırma kanallarının temizliğinde rastlanır. Bakteri enfeksiyonlarının hastanelerde kontrol edilebilmesi için nem oranı sürekli takip edilebilmeli, odadaki pozitif basınç korunmalı, yüksek verimli filtreler üfleme kanalında bulunmalı ve bunları gözlemleyebileceğimiz bir sistem geliştirilmelidir [21].

Hastanelerdeki temiz oda uygulamalarının temel nedeni hastane enfeksiyonlarının etkisinin azaltılması isteğidir. Hastane enfeksiyonu olarak bilinen mikroorganizmalar, hastaneye yatıştan sonra veya hastaneden taburcu olduktan sonra gelişen enfeksiyonlardır. Hastane enfeksiyonları genellikle hasta hastaneye yattıktan 48-72 saat sonra ile taburcu olduktan sonraki 10 gün içinde gerçekleşir. Değişik çalışmalar, yatan hastaların %3-14'ünde hastane enfeksiyonunun geliştiğini göstermiştir. En gelişmiş ülkelerde bile bu oran %4'dür.

Herhangi bir ortamda, temiz oda dahil olmak üzere, partikül ve mikroorganizma transferini veya yayılımını yok etmek mümkün değildir. Bir ameliyathanede, sadece ameliyat ekibinin hareketleri ortama binlerce partikül yaymaktadır. Böyle bir ortamda partikül seviyesini düşürmek, ancak ortama temiz ve filtrelenmiş hava verilerek ve partikül konsantrasyonunca yüksek olan iç hava emilerek mümkündür. Hastane havalandırması ile ilgili olarak Almanya'da uzunca bir süre üfleme hava debisi $2\ 400\ m^3/h$ ile sınırlı kalmıştır. Bu da daha küçük tavan sistemlerinin kullanılmasını gerektirdiğinden, hijyenik açıdan olumsuz sonuçlara neden olduğu anlaşılmıştır. Günümüzde ise daha yüksek debili sistemler tercih edilmektedir.

6.1. Hastanelerdeki Temiz Oda Tipleri ve Özellikleri

I. Grup odalar, yüksek derecede şartlar gerektiren mikroorganizmasız bölgelerdir. Ameliyathaneler, ameliyathaneye açılan bütün ortamlar (koridor, depo, v.b.), ameliyat öncesi ve sonrası hazırlık odaları, sterilizasyon, steril malzeme deposu, enfeksiyon tehlikesi olan hasta odaları, yoğun bakım gerektiren hasta odaları, yeni doğan bebek odaları ve hastane hijyenistince karar verilecek olan enfeksiyon riski yüksek odalar bu gruba girer.

II. Grup odalar ise normal şartlar gerektiren mikroorganizmasız bölgelerdir. Hasta odaları, idari bölümler, muayenehaneler, radyoloji, laboratuvarlar, otopsi odaları, morg ve nükleer tıp tedavi ortamları gibi mahaller bu gruba girer.

US 209 E'ye göre I. Grup odalar sınıf M 3,5 (100) veya daha düşük sınıftaki odalara denk gelirken, II. Gruptaki odalar sınıf M 5,5 (10 000) odalara denk gelmektedir.

I. Grup ameliyathane ve mahalleri besleyen klima santralleri mutlaka elektrik kesintisine karşı bir jeneratör sistemiyle desteklenmelidir. Pozitif basınçta tutulan bir odayı besleyen fanda herhangi bir arıza olduğu zaman, egzoz fanını da hemen devreden çıkaracak bir otomatik kontrol sistemi ön görülmelidir. Aynı şekilde negatif basınç altında tutulan bir mahalde basınç artması olduğunda besleme fanı da durdurulmalıdır.

Hastane odalarının kullanım maksadına göre minimum taze hava ihtiyacı saptanmıştır. Buna göre oda alanının metrekaresi için 10 ila 30 m³/h arasında değişken bir hava ihtiyacı görülmüştür. Odanın klima şartlarını sağlamak için gerekli besleme havası ile minimum dış hava debisi arasındaki fark dönüş havası ile sağlanamıyorsa, dış hava debisini besleme havasını sağlayacak kadar arttırmak gerekir. Dönüş havasının kullanımı da bazı şartlara bağlanmıştır. Buna göre aynı odadan veya aynı bölgeye bağlı odalardan gelen dönüş havası besleme havasına karıştırılabilir ve aynen taze hava gibi tekrar filtreden geçirildikten sonra odaya gönderilebilir. Hastane odalarına ait havalandırma esasları Ek-1 ve Ek-2'de verilmiştir.

6.2. Hastane Odalarında Hava Akış Yönleri

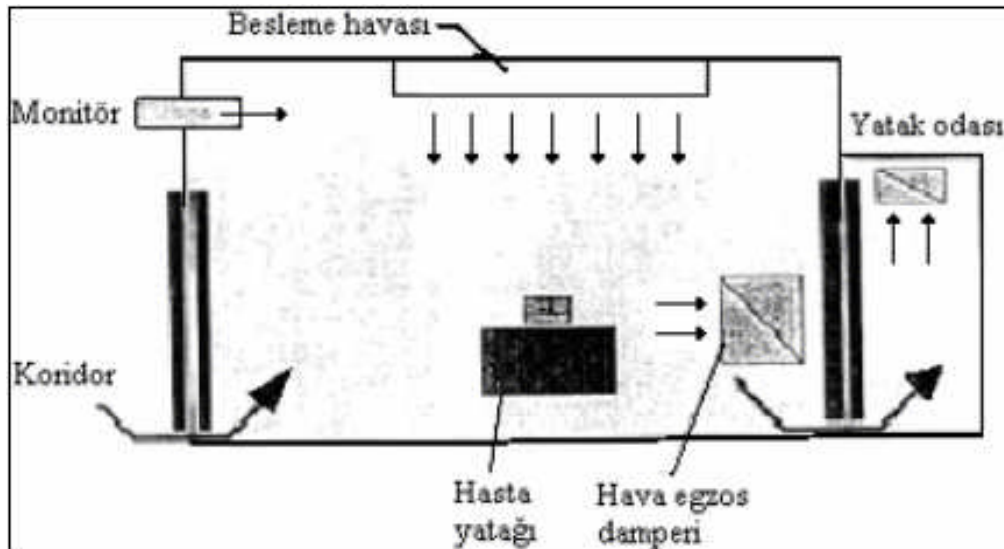
Ameliyathanelerde genel olarak üç alandan söz etmek mümkündür;

1. *Steril olmayan alan*; giriş ve çıkışın yapıldığı, diğer bölümlerle iletişimin sağlandığı, ameliyathane kıyafetleri ve sivil kıyafetlere izin verilen, trafik akışının engellenmediği alan.

2. *Yarı steril alan*; ameliyat salonlarını destekleyen alan. Temiz ve steril malzeme dolapları, hazırlık odası ve dinlenme odası. Burada sadece ameliyathane kıyafetleri giyilir.

3. *Steril alan*; ameliyatın yapıldığı salondur. Burada özel kıyafetsiz kesinlikle dolaşmaz. Buradaki hareketler konusunda da mutlaka kurallara uyulmalıdır.

Hastanelerdeki temiz odalar bulaşıcı hastalıklar barındıran kirli havayı uzaklaştırmak için yapılır. Hastalıkların çoğu, bulaşıcı hastalık taşıyan hastalarla doğrudan veya yakın temas yolu ile yayılır. Hastalıklar arasında hava ile yayıldığı bilinenler için, enfeksiyon izolasyonu kullanılmaktadır. Bronkoscopi, otopsi ve bazı acil durum odaları olası kullanım yerleridir. Bu tip yerlerde hava akışı Şekil 6.1’de verildiği gibi yapılır.



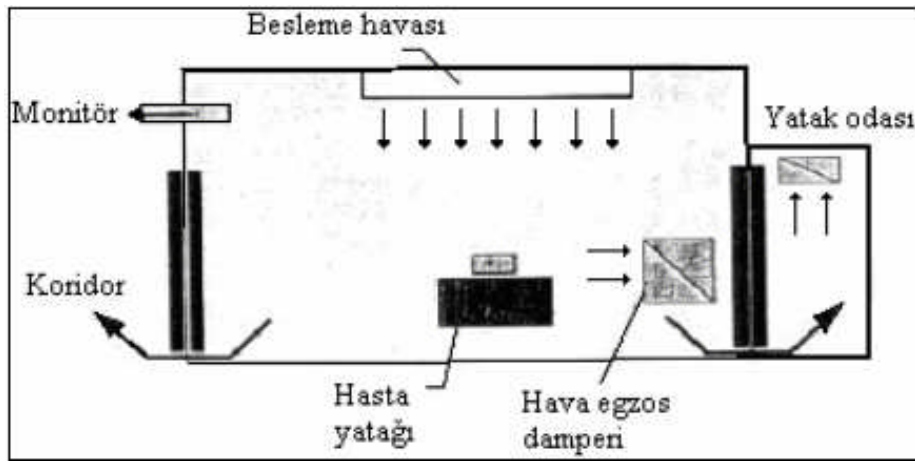
Şekil 6.1. Hava ile taşınan enfeksiyon izolasyon odasındaki hava akışı [22]

Bu tip odalarda mühendislik yönünden aşağıdaki özellikler bulunmaktadır.

- Negatif basınç (besleme havası hacminden daha büyük egzoz hacmi),
- 2,5 Pa basınç farkı,
- Taze hava hacminden en az 212,4 m³/h daha fazla egzoz havası,
- Her oda başına yaklaşık 0,046 m² sızdırma alanı olan yalıtılmış odalar,
- Temizden kirliye doğru hava akışı,
- Hava akışı izleme,

- Yeni veya yenilenmiş odalar için saatte 12 defa hava değişimi ve varolan odalar için saatte 6 defa hava değişimi,
- Dışarıya doğru egzoz akışı veya hava resirkülasyonu varsa HEPA filtreleriyle tutulur [22].

Ameliyathaneler, organ nakil odaları ve tedaviyle tehlike altında olan hastaları korumak için kullanılan odalarda ise Şekil 6.2’de görüldüğü gibi bir havalandırma sistemi kullanılmalıdır.



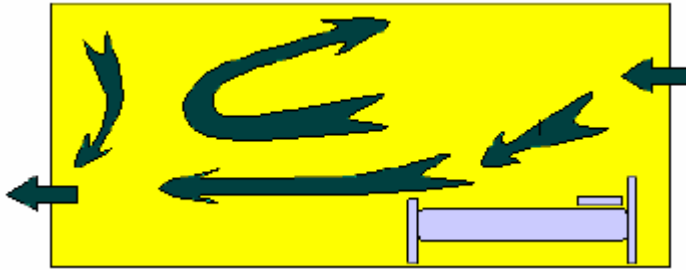
Şekil 6.2. Koruyucu çevre odasındaki hava akışı [22]

Bu tip odalarda ise mühendislik yönünden aşağıdaki özellikler bulunmaktadır.

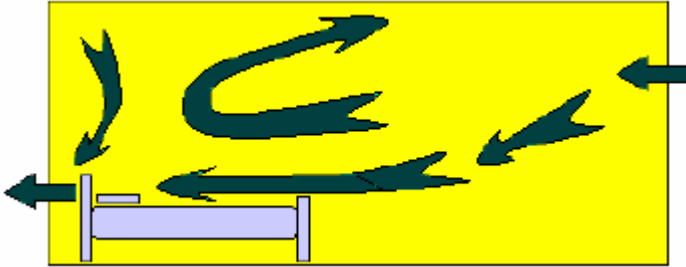
- Pozitif basınç (besleme havası hacminden daha küçük egzoz hacmi),
- 2,5-8 Pa basınç farkı, 8 Pa ideal,
- Egzoz hacminden en az $212,4 \text{ m}^3/\text{h}$ daha fazla besleme havası akış hacmi farkı,
- Her oda başına yaklaşık $0,046 \text{ m}^2$ sızdırma alanı olan yalıtılmış odalar,
- Temizden kirliye doğru hava akışı,
- Hava akışı izleme,
- Yeni veya yenilenmiş odalar için saatte 12 defa hava değişimi ve varolan odalar için saatte 6 defa hava değişimi,
- Refiltrasyon varsa dönüş havası [22].

Bu tip mahallerde atmosfere bakan pencere ve duvarlar olması halinde sızdırmazlığı temin etmek çok zor olduğundan, bunların tercihen iç bölümlerde veya dışarıya bakması isteniyorsa iki yüzü camlı bir koridor ile ayrılması tavsiye edilir.

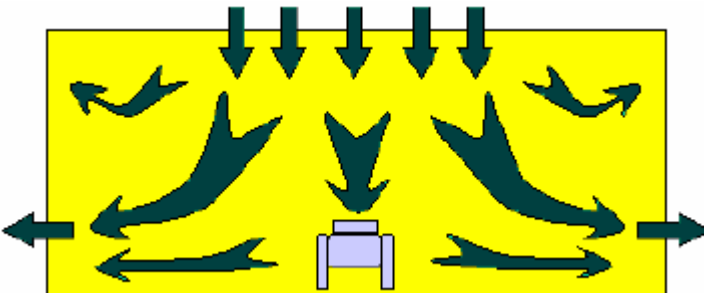
Karantina odalarıyla, cerrahi veya kritik odalarda hava dağılımının nasıl olması gerektiği Şekil 6.3-6.6'da verilmiştir.



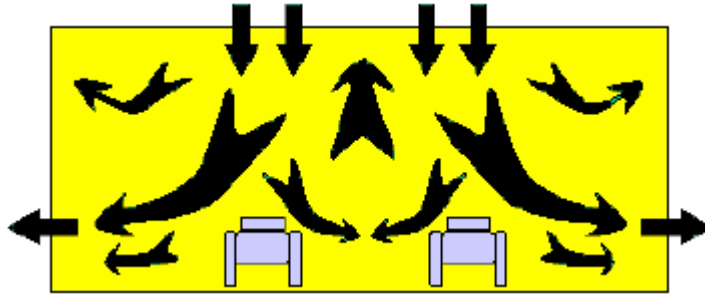
Şekil 6.3. Karantina odası – kanser hastası [17]



Şekil 6.4. Karantina odası – bulaşıcı hastalık [17]



Şekil 6.5. Cerrahi oda [17]

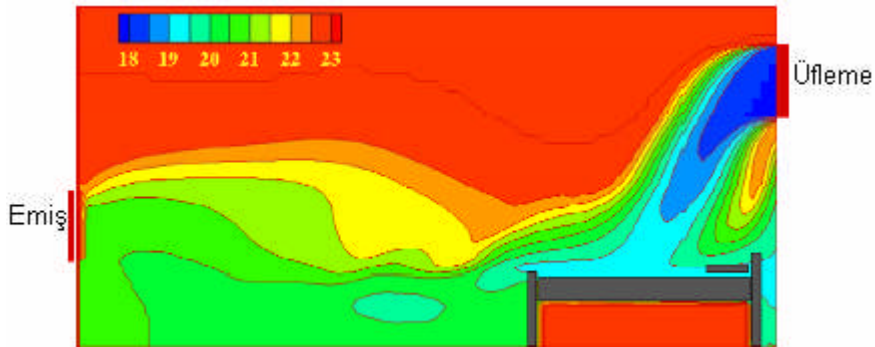


Şekil 6.6. Cerrahi veya kritik oda [17]

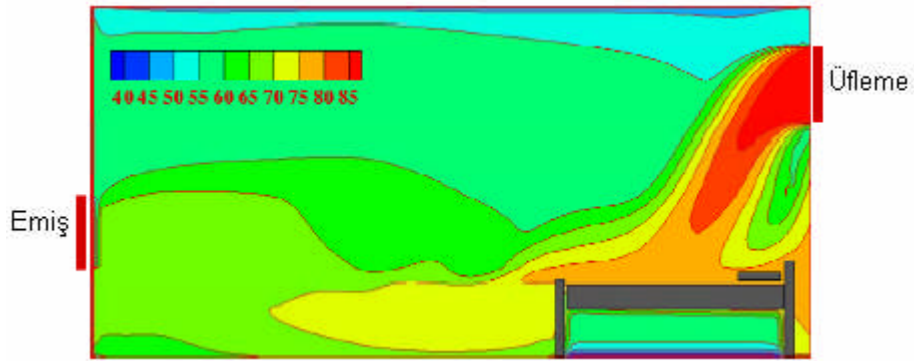


Resim 6.1. Karantina odası – kanser hastası hava akım çizgileri [17]

Bu tip odalarda hava akışının yanında oda sıcaklığı ve bağıl nemi de büyük önem taşımaktadır (Resim 6.2-6.5).



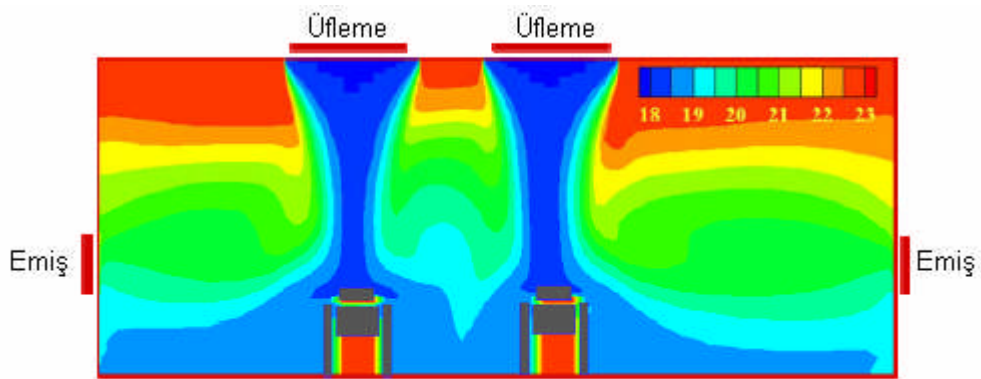
Resim 6.2. Karantina odası – kanser hastası oda sıcaklık dağılımı [17]



Resim 6.3. Karantina odası – kanser hastası oda bağıl nem dağılımı [17]



Resim 6.4. Cerrahi odası hava akım çizgileri [17]



Resim 6.5. Cerrahi odası sıcaklık dağılımı [17]

Diğer hastane odalarındaki odalar arasında olması gereken hava akış yönleri ise EK-2’de verilmiştir.

7. TEMİZ ODALARDA KULLANILAN KLİMA SİSTEMLERİNİN YAPISI

İyi bir iklimlendirme sisteminden, minumum işletme masrafları ile proses ve konfor şartları için gerekli olan sıcaklığı ve nemin sağlanmasının yanında, partikülden arındırılmış havayı üfleyerek basınç ayarlarını da sağlaması beklenir. Bunları yaparken otomatik olarak, atık havasının uzaklaştırılması, personelin temiz hava ihtiyacının sağlanması, çapraz bulaşmanın engellenmesi gibi istekler de karşılanacaktır.

Bir hastanede mikroorganizmaların ürediği veya geldiği üç önemli kaynak vardır. Bunlar dış hava ile gelenler, insanlar tarafından yayılanlar ve klima sistemi içinde üreyenlerdir. Dış havanın metre küpünde genellikle toprakta üremiş ve büyük bir kısmı zararsız olan 100 ila 300 adet canlı bakteri veya mantara rastlanır. Ancak, aralarında gübreli topraklarda üreyen, kangren veya nemli yerlerde üreyen lejyoner hastalığına neden olan çok tehlikeli bakteriler bulunabilir. Klima santrallerinde de nemlendirici veya damla tutucuların bulunduğu yerlerde lejyoner hastalığına neden olan bakteriler ve açık yaraların enfekte olmasına neden olan mikroorganizmalar üreyebilir. İnsanların yaptığı hareketler ve yarattığı trafikte mikroorganizmaların üremesine ve çoğalmasına neden olmaktadır. İnsanlar ortalama olarak dakikada 1000'in üzerinde mikroorganizma yaymaktadırlar. Bu üç kaynaktan gelen 1 mikron çapındaki bakteriler, ortam havasında 2-20 mikron çapındaki toz veya su tanecikleri üzerine asılmış vaziyette uçuşurlar. Bunların bir kısmı kendilerine karşı kullanılan ilaçlara karşı bağımlılık kazanmışlardır. Bu noktada bir klima sisteminden beklenen en önemli görev bu zararlı bakterilerin kendi elemanları üzerinde üremesine ve birikmesine engel olmak ve dış havadan gelenleri filtre sistemiyle tutmaktır [4].

7.1. Klima Cihazında Olması Gereken Genel Özellikler

Santral kaseti, fan, nemlendirici, susturucu, elektrikli ısıtıcı, soğutucu ve ısıtıcı serpantin, v.b. elemanların hijyenik özelliklere sahip olmaları gerekmektedir. Genel anlamda hijyenik klima santralinde, partikül ve mikroorganizma transferinin, birikmelerinin, oluşmasının önlenmesi istenmektedir. Santralin rahatlıkla

temizlenmesi veya dezenfekte edilebilmesi bu ana amaçlar için olmazsa olmazlardandır.

Ameliyathanelerde havalandırma sistemi %100 taze havayla çalışacak şekilde dizayn edilmelidir. Özellikle ameliyathanelerde, egzoz havasında mikroorganizmaların ve narkoz gazlarının bulunması nedeniyle karışım havalı sistemler tercih edilmemelidir. Ancak, bazı temiz oda sınıflarında bu şart aranmayabilir. İşletme maliyetlerini düşürebilmek için düşük oda sınıflarında karışım havalı sistemler tercih edilmektedir. Bu tip durumlarda karışım ünitesi 2. filtre kademesinden önce yer almalıdır.

7.2. Gövde Yapısı

İyi bir dezenfeksiyonun sağlanması için mutlaka cihazın çift cidarlı panel yapısına sahip olması gerekmektedir. Panel yapısının birleşim yerlerinin çıkıntısız bir yapıda ve iç yüzeylerinin düz olması istenmektedir. Paneller arasındaki birleşmelerde gerek 180°, gerekse 90°'lik birleşme çizgileri hijyenik sıvı conta ile kaplanmalıdır. Santralde sızdırmazlığı sağlamak amacıyla kullanılan fitil ve contaların kapalı gözenekli olmaları gereklidir.

Santral hücrelerinin dış yüzeyleri ve havalandırma cihazlarının gövdeleri, kablo bağlantıları, kablo ve boru geçiş yerleri v.b. DIN V 24194 Kısım 2'ye göre sızdırmazlık sınıfı II olmalıdır.

Servis kapakları bir kilit mekanizmasıyla sorumlu olmayan kişilerden korunmalıdır. Gerek cihazın iç basınç dengesini koruyabilmek, gerekse cihaz içersine mikroorganizmaların girmesini engellemek için servis kapakları çok sık açılmamalıdır. Mümkün olduğunca gözetleme camından ve aydınlatma sisteminden yararlanılmalıdır.

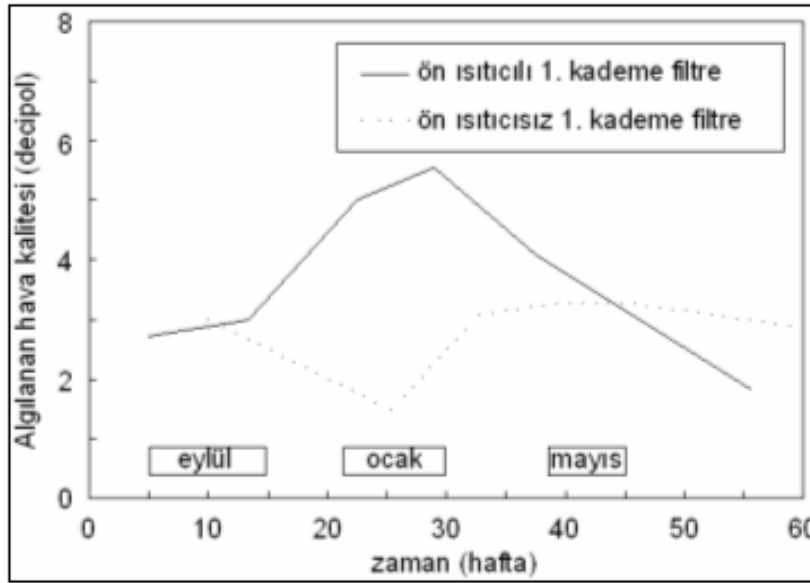
7.3. Filtreleme ve Filtreler

Temiz ve steril alanlara hitap eden iklimlendirme sistemlerinde sistemin en önemli ekipmanı filtrelerdir. Normal havalandırma sistemlerine göre burada kullanılan filtrelerin daha yüksek verimlilikte olmaları gerekir [10].

İklimlendirme sistemlerinde kullanılan iyi bir filtrede şu özellikler olması gerekmektedir:

- 1) Tozu, kiri, alerji yapıcı polenleri azaltarak nefes alma problemlerine ve alerji hastalarına yardım etmeli,
- 2) İklimlendirme sistemindeki ve odadaki mikrop ve bakterilerin sayısını azaltmalı,
- 3) Sistemin enerji verimliliğini arttırmalıdır [2].

Temiz oda iklimlendirme sistemlerinde %90'ı geçen bağıl nem şartlarının birkaç saatten daha uzun sürmemesine özen gösterilmelidir. Yaklaşık %90 bağıl nem olan kış aylarında mikroorganizmaların üremesini önlemek için ön filtrelerde ön ısıtıcı kullanılmalıdır [14]. Şekil 7.1'de ön ısıtıcılı ve ön ısıtıcısız aynı özellikteki iki klima sisteminin yaratmış olduğu hava kaliteleri karşılaştırılmıştır. Buna göre; kış aylarında ön ısıtıcısız filtreli klima santralinde bağıl nemin uzunca bir süre %90'ın üzerinde olduğu ve santralin oluşturduğu hava kalitesinin de oldukça düşük bulunduğu görülmektedir.



Şekil 7.1. Ön ısıtıcılı ve ön ısıtıcısız aynı özellikteki iki klima sisteminin yaratmış olduğu hava kaliteleri [14]

7.3.1. Filtrasyon mekanizmaları

Filtreleme olayını dört basamakta incelemek mümkündür.

Elektirik etkisi

En basit mekanizma olarak tanımlanmaktadır. Çapı filtre elemanı olarak kullanılan iki elyaf iplikçığının arasındaki açıklıktan daha büyük olan taneciklerin tutulması olayıdır (Şekil 7.2).

Atalet etkisi

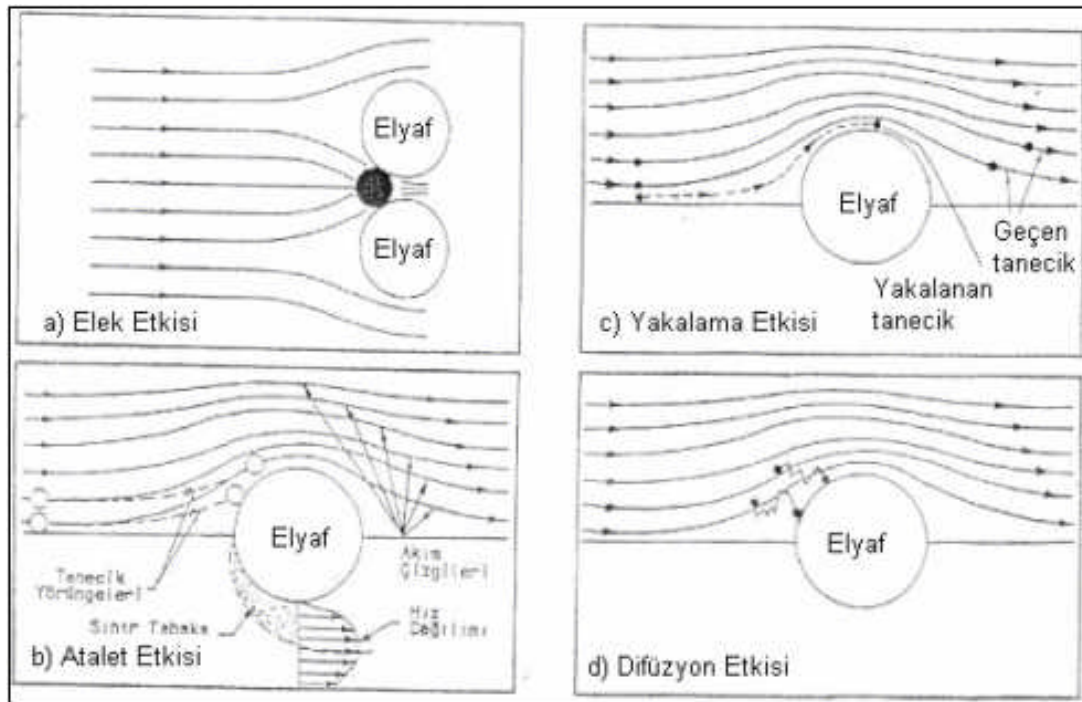
Filtreleme esnasında akım çizgileri, karşılarına çıkan filtre elyafı etrafında paralelliklerini bozmadan dönerek yollarına devam ederler. Akış içinde sürüklenen tanecikler, atalet etkisiyle filtre elyafına çarparak yüzeye yapışırlar. Hava hızının artması, tanecik çapının büyümesi ve elyaf çapının küçülmesi ile artar (Şekil 7.2).

Yakalanma etkisi

Yakalanma etkisi, tanecik çapı ile doğru, elyaf çapı ve elyaf iplikçikleri arasındaki mesafe ile ters orantılı olarak değişir. Bir filtre elyafı içinde, tutulmak istenen tanecik çapına yakın ne kadar küçük çaplı filtre elyafı varsa, yakalanma etkisi de o derece kuvvetli olur. Tanecik hava ile beraber elyaf iplikçığı etrafında bir yörünge boyunca devam ederken, elyafa tanecik yarı çapından daha yakın bir yerden geçiyorsa, elyaf tarafından yakalanır ve elyafa yapışır (Şekil 7.2).

Difüzyon etkisi

Çapı $1\ \mu\text{m}$ 'dan daha küçük olan tanecikler, gaz molekülleri ile çarpışmaları sonucunda düzensiz hareket etmeye başlarlar. Gaz moleküllerinin Brownian hareketi denen bu davranışları sonucu filtre elyafı ile çarpışan tanecikler onlara yapışırlar. Hava hızı, tanecik çapı ve elyaf çapı küçüldükçe bu etki artmaktadır (Şekil 7.2).



Şekil 7.2. Filtrasyon mekanizmaları [4]

7.3.2. Filtre sınıfları

Plastik ve boyalarda kullanılan DOP (dioctyl phthalate) adlı bir madde, toz tutma verimlilikleri %98'in üzerinde olan filtreler için istenen testte kullanılır. Düşük buharlaşma basıncına sahip olan bu madde, normal sıcaklıklarda hemen yoğuşarak 0,3 µm çapında homojen taneciklere dönüşür. Bu taneciklerin filtrelerdeki geçirgenliği optik olarak saptanarak filtre verimi tayin edilir. DOP verimi %99,97'den büyük olan filtrelere mutlak filtre adı verilir. Yani; 0,3 µm çapındaki 10 000 tanecikten sadece 3 tanesi filtreden geçebilmiş demektir. Mutlak filtreler kullanıldıkları ülkelere, verime ve test metoduna göre çeşitli isimlerle adlandırılırlar. DOP verimi %99,97'den büyük, temiz iken normal debisinde maksimum 250 Pa basınç kaybında çalışan ve kullanılıp atılır cinsten olan filtrelere uluslararası verilen isim HEPA (High Efficiency Particulate Air Filter) filtredir. Sodyum alevi testine göre verimi %99,95'den büyük olan mutlak filtreler, BS 3928 İngiliz standardında HESPA (High Efficiency Submicrometer Particulate Air Filter) filtre adı verilir. Almanya'da SCHWEBSTOFF filtre ve kuzey ülkelerinde ise MİKROFİLTRE denir. Bunların dışında, VEPA (Very High Efficiency Particulate Air Filter) ve VLSI (Very Large Scale Integrated Circuit Filters) isimleri de kullanılmaktadır. 0,12 mikrondan büyük tanecikler için verimi %99,999 olan daha hassas filtreler ise ULPA filtre denir [4].

Çizelge 7.1'de DIN 24184 ve 24185'den alınan ve ASHRAE 52-75'e göre tanımlanan bu verimlerin karşılaştırılması verilmiştir.

Çizelge 7.1. Çeşitli verimlerin karşılaştırılması (DIN 24184-5) [23]

ASHRAE 52-76'da tanımlanan tutulan toz ağırlığına göre verim (A)	ASHRAE 52-76'da tanımlanan atmosferik toz verimi (E)	Eurovent Klas	Eski Tanım	Filtre Kalitesi
% 100	% 100	EU 9		Mutlak
99,5	95	EU 8	C 3	Hassas
99,3	90	EU 7	C 2	
98	80	EU 6	C 1	
95	60	EU 5		
92	40	EU 4	B 2	Orta
90	35	EU 3		
80	20	EU 2	B 1	
65	10	EU 1	A	Kaba

Çizelge 7.2'de ise, 0,65 µm tanecik çapı için sodyum alevi ile tespit edilen filtre verimleri Eurovent 4/4'e göre verilmiştir.

Çizelge 7.2. Eurovent 4/4'e göre 0,65 µm tanecik çapı için sodyum alevi ile tespit edilen filtre verimleri

Verim	Eurovent sınıfı	
100,000		
99,999	EU 14	ULPA FİLTRE
99,99	EU 13	HEPA FİLTRE
99,97	EU 12	
99,9	EU 11	MİCRO FİLTRE
95,0	EU 10	

7.3.3. Filtre seçimi

Filtre seçiminde filtrenin verimliliği, hava akımına karşı oluşturduğu direnç ve çalışma şartları göz önünde bulundurulmalıdır. Filtreler, havalandırma tesisatında hava yönü doğrultusunda verimlilikleri artacak şekilde kademeli olarak yerleştirilmelidir. Yüksek verimli bir filtrenin ön filtre olarak kullanılması durumunda, çok çabuk kirleneceğinden dolayı işletme maliyetlerini yükseltecektir.

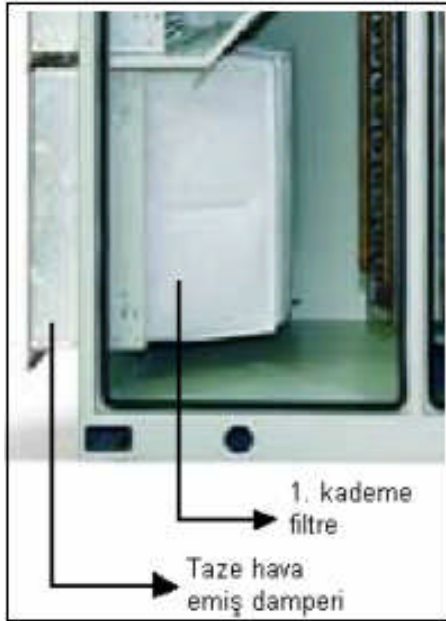
Bu nedenle, bu filtrelerden önce havanın daha düşük verimlilikteki filtrelerden geçerek temizlenmesi gerekmektedir. Kademe sayısı ve filtrelerin verimlilik sınıfları odanın temizlik sınıfına göre belirlenmelidir. Örneğin, Sınıf 1'e ait odanın filtrelemesinde 3 kademeli filtre kullanılmalıdır. Uygulama alanına göre kullanılacak filtreler Çizelge 7.3'de verilmiştir.

Çizelge 7.3. Uygulama alanına göre kullanılacak filtreler [4]

Uygulama	Ön filtre	2. Ön filtre (hassas filtre)	Son filtre	Notlar
Hastane, ilaç geliştirme ve bazı imalat mahallerinde kullanılan steril olmayan temiz odalar	Tutulan toz ağırlığına göre verim: %80-90, atmosferik toz verimi: %20-35 Eurovent 4/5: EU 3	Tutulan toz ağırlığına göre verim > %98, atmosferik toz verimi: %80-90 Eurovent 4/5: EU 7	DOP verimi Eurovent 4/5: EU 10	Bakteri, duman, is, leke yapıcı kirliliğe karşı (yağ gibi) etkili filtrasyon
Hastane ve ilaç imalinde steril temiz odalar, elektronik ve radyoaktif sahalardaki temiz odalar	Tutulan toz ağırlığına göre verim: %80-90, atmosferik toz verimi: %20-40 Eurovent 4/5: EU 3/4	Tutulan toz ağırlığına göre verim > %98, atmosferik toz verimi: %80-95 Eurovent 4/5: EU 7/8	DOP verimi > %99,97 Eurovent 4/5: EU 12/13/14	Bakteri, radyoaktif toz, toksik tozlara ve virüslere karşı etkili bir filtreleme

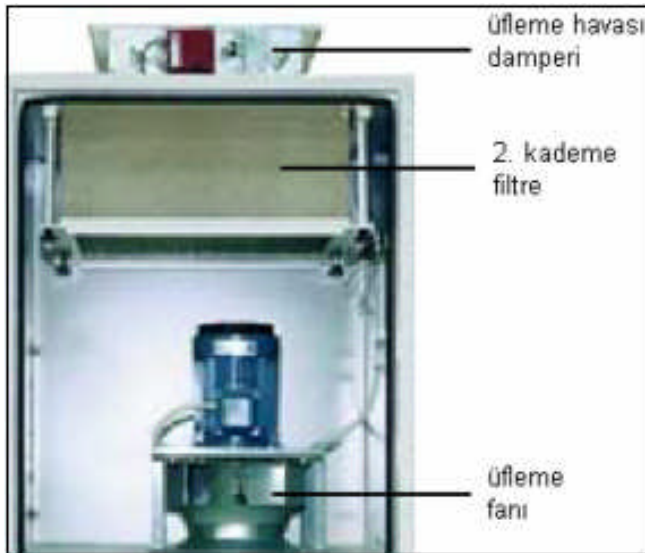
İşletme maliyetlerini daha da düşürmek için 1. ve 2. kademe filtreler daha yüksek sınıflarda seçilir. Böylece, kendilerinden sonra gelen bölümlerin ve filtrenin daha az kirlenmelerini sağlayacaktır. Bu da 1. ve 2. kademe filtrelere göre daha pahalı olan 3. kademedeki filtrelerin daha uzun süre değiştirilmeden kullanılmalarını sağlayacaktır.

Klima santrali içersinde 1. filtre kademesi, klima santralini temiz tutmak ve sonraki kademelerde yer alan filtrelerin ömürlerini uzatmak amacıyla Resim 7.1'de görüldüğü gibi dış hava emişine konulmalıdır.



Resim 7.1. I. Kademe filtre yerleşimi [6]

2. filtre kademesi ise, kanal sistemini temiz tutmak amacıyla Resim 7.2’de görüldüğü gibi klima santrali çıkışına yani, üfleme havası kanalının başlangıcına konulmalıdır.



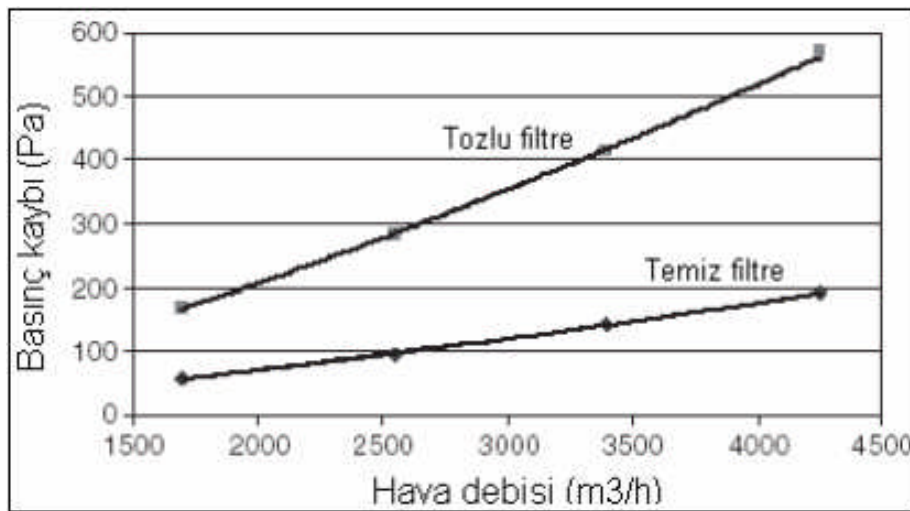
Resim 7.2. II. Kademe filtre [6]

3. filtre kademesi ise üfleme havasının odaya girişinden önceki bölüme, yani üfleme kanalının sonuna yerleştirilmelidir.

7.3.4. Filtrelerde enerji verimliliği

Klima santrallerinde, toplam fan enerji tüketiminin %10 ila %70'ine filtreler neden olmaktadır. Filtrelerdeki toplam enerji tüketimi klima santralinde yer alan filtre kademe sayısına, filtrenin cinsine, hava debisine, filtre yüzeyinde biriken toz miktarına ve filtrelerin değiştirilme sıklığına bağlıdır [24].

Cihazın basınç kayıpları belirlenirken filtreler için başlangıç basınç kayıplarının en düşük seviyede olması işletme masraflarını düşürecektir. Kirlenmeden dolayı oluşan basınç artışının filtrenin değiştirilmesiyle çözülmesi daha ekonomik bir yöntemdir. Kirli filtrelerin oluşturduğu basınç, temiz filtrelerle karşılaştırmalı olarak Şekil 7.3'de verilmiştir.



Şekil 7.3. Kirli filtrenin oluşturduğu basıncın temiz filtreyle karşılaştırılması [24]

Şekil 7.3'de %90-95 toz tutma verimliliği olan 10,03 m² yüzey alanına sahip 267 mm derinliğindeki bir filtreye ait deneysel çalışma verilmiştir.

Filtrelerdeki kirlenmeden dolayı artan basınç, filtre seçiminde belirlenen basıncın üzerine çıktığında hava debisini düşürecektir. Bu durum zamanla temiz odada tanecik sayısının artmasına ve odalar arasındaki basınç farkının bozulmasına sebep

olacaktır. Bu nedenle filtrelerin periyodik olarak bakımlarının yapılması ve değiştirilmesi gerekir.

Temiz oda iklimlendirme sistemlerinde %90'ı geçen bağıl nem şartlarının birkaç saatten daha uzun sürmemesine özen gösterilmelidir. Yaklaşık %90 bağıl nem olan kış aylarında mikroorganizmaların üremesini önlemek için ön filtrelerde ön ısıtıcı kullanılması algılanan iç hava kalitesini 3-4 kat arttırmaktadır.

Hijyenik klima santrallerinde filtre kaçak oranı çok önemlidir. Santral içersindeki pozitif basınç, filtre ile filtre çerçevesi arasında olan açık yerlerden havanın sızmasına neden olur. Bu da, mikroorganizmaların santralin içine girmesine neden olur. Bu nedenle filtre çevresi ile santral kaseti arasındaki boşluklar giderilmeli ve pozitif basınç korunmalıdır.

Klima santrali içersindeki filtrelerin kirlilik oranlarını tespit edebilmek amacıyla fark basınç presostatlarının kullanılması gerekir. Fark basınç presostadı sayesinde, filtre girişindeki ve filtre çıkışındaki basınç farkı hesaplanır ve bu fark filtre yüzeyindeki kirlilik için bir referans oluşturur. Filtrelerin bulunduğu bölümlerde mutlaka gözetleme camı bulunmalıdır.

7.4. Vantilatör ve Aspiratörler

Vantilasyon veya aspirasyon amaçlı kullanılan fanların, cihazda bulunan ekipmanlardan (damper, serpantin, nemlendirici, filtre, v.b.) ve kanallardan kaynaklanan basınç kayıplarını yenebilmesi gerekir.

Fanların da diğer ekipmanlar gibi rahatlıkla temizlenebilmesi ve üzerinde mikroorganizmaları barındırmayacak yapıda olması istenir. Bu nedenle fanlar, hijyenik sistemlerde geriye eğik seyrek kanatlı olmalıdır. Normal santrallerde kullanılan kayış-kasnak bağlantısından, fan salyangoz hücrelerinden ve kızaklı bağlantı sistemlerinden kesinlikle kaçınılmalıdır. Bu nedenle uygulamalarda en iyi çözüm plug tipi fanların kullanılmasıdır.

Klima santralinde vantilatörden önceki bölümde negatif basınç oluşur. Negatif basınç partiküllerin cihaz içersine girmelerine müsaade edebilir. Bu sebeple vantilatörlerin 1. ve 2. filtre kademeleri arısına yerleştirilmeleri gereklidir.

7.5. Elektrik Motorları

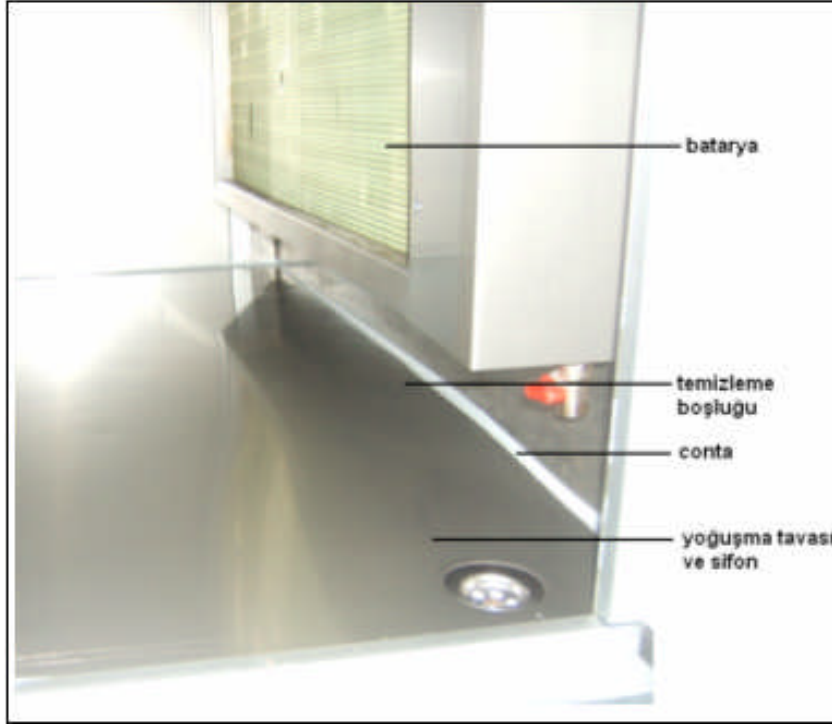
Elektrik motorları yüzeyi yıkanabilir ve istendiğinde dezenfekte edilebilir olmalıdır. Bu nedenle IP 55 koruma sınıfı motorlar tercih edilmelidir. Özellikle filtrelerin kirlenmesinden ötürü artan basınç kaybına orantılı olarak hava debisinin en ekonomik bir şekilde sabit kalabilmesi, motorların üzerine frekans invertörü konulması ile sağlanır. Fanla olan bağlantıları Resim 7.3'deki gibi olmalıdır.



Resim 7.3. Elektrik motorunun fanla bağlantısı [6]

7.6. Isıtıcı ve Soğutucu Serpantinler

Temizleme amacıyla paslanmaz çelikten üretilmiş kızak sistemiyle rahatlıkla dışarıya alınabilmelidir. Hem ısıtıcı hem de soğutucu serpantinden sonra temizleme amacıyla dezenfeksiyon hücresi bulunmalıdır. Paket ünitelerde dezenfeksiyon hücresinin cihazda yer tutmaması amacıyla, serpantin bağlantıları Resim 7.4'de görüldüğü gibi bataryanın alt bölümünde boşluk olacak şekilde montaj yapılabilir.



Resim 7.4. Bataryaların altında bırakılması gereken temizleme boşluğu [6]

Lamellerin (kanatçık) arasındaki mesafenin diğer serpantinlere göre daha fazla olması gerekir. Bunun yanında lamellerin üzerlerinin hijyenik bir kaplamayla kaplanması, özellikle yoğuşmanın olduğu soğutucu serpantinlerde mikroorganizmaların oluşmasını en aza indirir. Serpantin üzerinde oluşabilecek kirlilik, santral havasının kalitesi yanında, enerji verimliliği için de büyük öneme sahiptir. Yapılan ölçümler sonucu serpantin yüzeyindeki 1 mm'lik kir tabakasının, ısı transferini yaklaşık olarak %10 oranında azalttığı görülmüştür. Bir başka deyişle, aynı ısı verimi elde etmek için yapılması gereken enerji tüketiminin %10 oranında arttırılması gerekmektedir.

“Serpantinlerin üzerindeki hava hızı mümkünse 2,5 m/s'yi geçmemelidir. Bu hem serpantinlerin mümkün olduğu kadar ince tutulup kolay temizlenebilmesini ve dezenfekte edilebilmesini, hem de vantilatörün az elektrik harcıyıp işletme masraflarının düşük olmasını sağlar. Bunun yanında serpantin üzerinde hızın düşük seviyede olması, mikroorganizmaların en fazla ürediği ortam olan damla tutucunun konulmasına da gerek bırakmaz.” [10].

Sistemde yoğuşmadan kaynaklanan suda mikroorganizmaların oluşmasını veya birikmesini engellemek amacıyla, yoğuşma tavasının paslanmaz çelikten üretilmesi ve suyu en kısa sürede cihazdan uzaklaştıracak yapıda olması gerekmektedir (Bkz. Resim 7.4). Bunun için çift eğimli yoğuşma tavası önerilir.

7.7. Isı Geri Kazanım Üniteleri

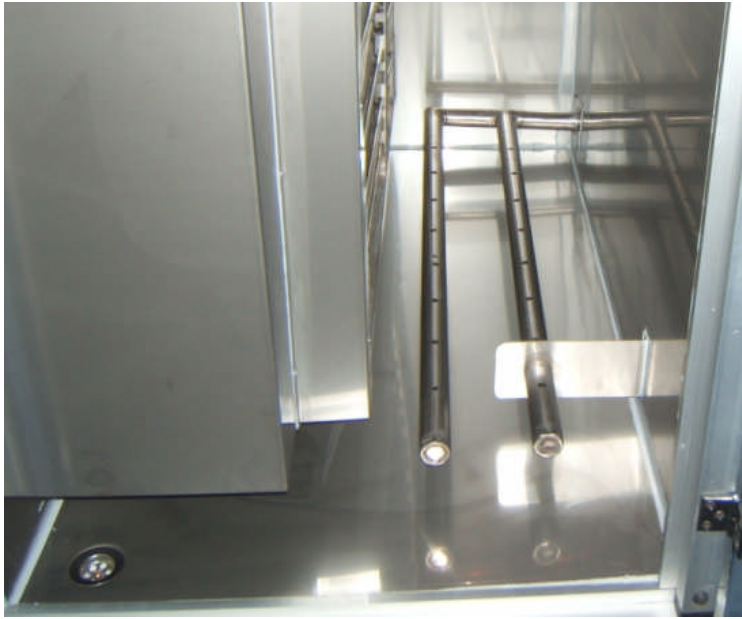
Oda havasının sıcaklığından yararlanılarak enerji maliyetlerini düşürmek için kullanılan ısı geri kazanım cihazları, hijyenik açıdan, egzoz havasından üfleme havasına hava kaçaklarından dolayı partikül karışımı olanlar ve olmayanlar olarak ikiye ayrılırlar. Çalışma sistemi bakımından ise havadan havaya ve sudan havaya olmak üzere ikiye ayrılırlar.

Havadan havaya olan ısı geri kazanımlı klima santralleri, hijyenik açıdan tercih edilmemektedirler. Olabilecek hava kaçakları üfleme havasına partiküllerin karışmasına neden olabilirler. Geniş ısı transfer yüzeyleri ısı geçişi yanında koku yapan bileşenleri de absorbe eder. Ancak, odanın temizlik sınıfına göre tercih edildiği durumlarda 1. ve 2. filtre kademeleri arasına monte edilmelidirler.

Bataryalı ısı geri kazanım cihazlarında ise egzoz havasından üfleme havasına partikül karışımı olmayacağı için hijyenik kontrole gerek duyulmaz. Ancak, burada kullanılan ısı geri kazanım bataryasının da hijyenik şartları taşıması gerekmektedir.

7.8. Nemlendiriciler

Klima santralleri için buharlı veya sulu nemlendirme seçenekleri mevcuttur. Hijyenik klima santralleri için mikropların üremesini engelleyen buharlı nemlendiriciler tercih edilmelidir. Resim 7.5’de bir klima santralinde kullanılan buharlı nemlendirici memesi görülmektedir.



Resim 7.5. Klima santralinde kullanılan buharlı nemlendirici memesi [6]

Soğutucu serpantinlerde olduğu gibi burada da yoğuşmadan kaynaklanan suyun cihazdan atılabilmesi için yoğuşma tavası bulunmalıdır. Ayrıca, nemlendirmeden dolayı oluşan su taneciklerinin, santralin diğer bölümlerine sürüklenmelerini önlemek için gerekli mesafe konulmalıdır ve izafi nemin %90'ı geçmemesine dikkat edilmelidir. Nemlendirici hücresi korozyona dayanıklı ve temizlenebilir olmalıdır. Buradaki kirlenmeleri rahatlıkla görebilmek için gözetleme camının ve aydınlatma armatürünün bulunması gerekir. Nemlendiriciler vantilatörden önceki bölüme yerleştirilmelidirler.

7.9. Damperler

Toprak zemine yakın yerlerde mikroorganizmalar daha çok olabileceği için taze hava emiş damperleri zeminden en az 3 metre yukarda olmalıdır. Aynı zamanda, bu damperler egzoz gazı, baca gazı ve diğer rahatsız edici koku kaynaklarından uzakta olmalıdır. Partiküllerin santrale girmesini engellemek için damperlerin otomatik açılıp kapanabilmesini sağlayan, motorlu sızdırmaz damperler kullanmak gereklidir. Özellikle atmosfere açık olan taze hava emiş damperinin yağmur ve kar sularına

karşı korumalı olmalı ve hava hızlarının düşük olması gereklidir. Egzoz havası mümkün olduğunca çatı üzerinden rüzgar etkisiyle atmosfere gönderilmelidir.

7.10. Susturucular

Susturucu için kullanılan malzeme kesinlikle cihaz içersindeki havaya karışmamalıdır ve susturucu yüzeyi aşınmalara karşı dayanıklı olup, suyu absorbe etmemelidir. Mekanik darbelere karşı delikli sac veya örgülü tel ile korunmalıdır.

Emiş tarafındaki susturucular 1. filtre kademesinden sonra ve vantilatörden önce konulmalıdır. Üfleme tarafındaki susturucular ise 2. filtre kademesinden önce konulmalıdır.

7.11. Elektrik Tesisatı

Elektrik tesisatında kullanılan kablolar temizlenebilir ve dezenfeksiyon malzemesine dayanabilen yapıda olmalıdır. Kablolama esnasında mümkün olan en kısa hat tercih edilmeli ve mümkün olduğunca santral dışına alınmalıdır.

7.12. Kanal Sistemi

Hava, cihaz içersindeki en son filtreleme aşamasından sonra temiz odaya kanallar sayesinde taşınır. Binanın yapısına bağlı olarak kanal boyutları ve geometrisi değişebilir. Bazı projelerde hava cihazdan çok kanalla temas halindedir ve mahale gelen hava en son kanalla temas ettiğinden buradaki süreç büyük bir öneme sahiptir.

Hava kanalları galvaniz sac veya buna benzer bir malzemedan imal edilmelidir. Partikül birikimine sebep olma olasılığı olan fleksibıl kanallar, sadece cihaz bağlantı ağzlarında tercih edilmeli ve boyları 2 metreyi geçmemelidir. Kanal iç yüzeylerindeki pürüzlülük değeri olan R_{max} 0,3 değerini geçmemelidir. [16].

Bir odadaki hava kirliliğinin, yaklaşık olarak %20 ile %30'unun iklimlendirme sisteminden kaynaklandığı bilinmektedir. Bu nedenle klima sisteminde temizlik ve bakım çok önemlidir. Kanal sistemi de iklimlendirme sisteminin bir parçası olduğundan temizliğine özen gösterilmelidir.

Taze hava emiş kanallarında negatif basınç bulunduğundan, bu kanalların geçtiği yerlerde istenmeyen kirli havanın enfiltrasyonla kanala girme tehlikesi vardır. Aynı şey yine negatif basınçta olan emiş kanalları içinde geçerlidir. Bu nedenle bu kanalların mümkün olduğu kadar kısa ve sızdırmaz olması istenir.

7.13. Menfezler

Menfezler emişte veya üflemede kullanılabilirler. Odadaki kirli hava klima santrali tarafından emilirken, menfezler aracılığıyla hava kanallara taşınır veya üfleme hattında odaya monte edilirler. Rahat temizlenebilmeleri için kolay ulaşılabilir ve sökülebilir olmaları gerekir. Emiş menfezlerinde kolayca çıkartılıp takılan lif tutucular bulunmalıdır. Ameliyathanelerde, emiş menfezleri tabana yakın bir yerde ve tavanda bulunmalıdır. Havadaki taneciklerin ve narkoz gazlarının en iyi şekilde ameliyathanelerden uzaklaştırılması için, oda havası hem tabandan hem de tavandan emilmelidir. Taze hava emiş menfezi, toprak zemine yakın yerde mikroorganizma ve toz bulunduğundan toprak zeminden en az 3 m. yüksekte olmalıdır. Aynı zamanda düz çatı ve diğer yatay yüzeylerden de yeterli uzaklıkta olmalıdır. Taze hava emiş menfezinin yeri belirlenirken egzoz gazları, baca gazı ve diğer rahatsız edici koku kaynaklarından uzak olmasına ve aynı zamanda binanın ilerdeki yapılanmasına da dikkat edilmelidir.

Hijyenik klima sistemlerinde en temel kirletici kaynaklarının filtreler, kanallarda biriken kirlilikler, nemlendirici üniteleri ve döner tip ısı geri kazanım cihazlarıdır. Bu kirletici kaynaklarının etkisi var olduğu sürece santralin yaratmış olduğu kirliliğin yoğunluğu artmaya devam edecektir [25].

8. HVAC SİSTEMLERİNDE OTOMATİK KONTROL

HVAC (Heating Ventilation and Air Condition) sistemlerinde kullanılan kontrol yöntemleriyle, kontrol edilen birimin konfor şartlarında bozulmaya yol açmaksızın kullanılan enerji tüketiminde bir takım iyileştirmeler yapılabilir. Kontrol edilen bölgenin değişen oda yükü ve dış hava koşullarında sürekli olarak istenen koşullarda tutulması kontrolün temel amacıdır ve kontrol yöntemleri psikrometrik tabanlıdır [26].

Sistemin sıcaklık ve basınç değerlerini otomatik kumanda ile ihtiyaca göre ayarlamak, kullanılmayan ortamları ısıtma ve soğutma düzenine sokarak konfor şartlarını sağlamak aynı zamanda sınırlı enerji kullanımını ayarlamak HVAC sistemlerinde en uygun kontroldür [26].

Otomatik kontrol sistemlerinin HVAC uygulamalarındaki bir diğer avantajı da enerji verimliliğini arttırmasıdır. Ancak, uygulanan senaryolar ve stratejiler, her mevsim için kontrol edilmelidir. Örneğin; kış döneminde enerji giderlerini azaltan bir strateji, yaz döneminde enerji giderlerini daha da arttırabilir [27].

HVAC sistemlerinde sistem şartlarını oluşturan hava, su, buhar veya diğer akışların kontrolünü otomatik kontrol cihazları yapar. Kontrol sistemleri; pnömatik, elektrik, elektronik, hava akımı, hidrolik, kendi kendine çalışabilen veya bunlardan bazılarının bileşiminden oluşur.

8.1. Akış Kontrol Elemanları

HVAC uygulamalarında sıvı ve gaz akışlardan söz etmek mümkündür. Bunlardan sıvı akışı vanalar aracılığıyla kontrol edilirken, gaz akışı da damperler aracılığıyla kontrol edilir.

8.1.1. Otomatik kontrol vanaları

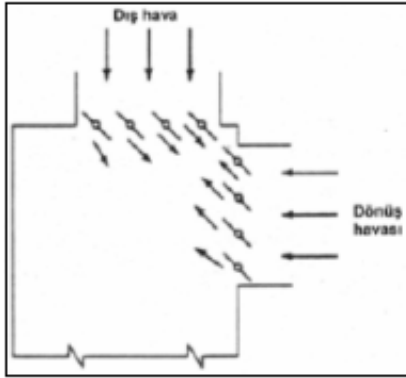
Otomatik kontrol vanaları genel olarak bir boru sistemindeki akışkanı, istenilen zamanda ve emniyette, fonksiyonlarını yerine getirecek şekilde durduran, kısar veya akışkana yol vermeye yarayan elemanlardır. Kontrol vanaları, içinden akışkanın geçtiği kesitin bir tahrik ünitesi (servomotor veya aktuatör) tarafından değiştirilebildiği ve böylece içinden geçen akışkan miktarının ayarlanmasına veya akışkanın yön değiştirebilmesine olanak sağlar.

Akış yönlerine göre; iki yollu vanalar, üç yollu karıştırıcı vanalar, üç yollu ayrıştırıcı vanalar ve dört yollu vanalar olmak üzere dörde ayrılırlar. Tahrik ünitesi açısından ise; selenoid vanalar, diyafram vana, motorlu vanalar, pnömatik vanalar ve pilot kumandalı vanalar olmak üzere beşe ayrılırlar.

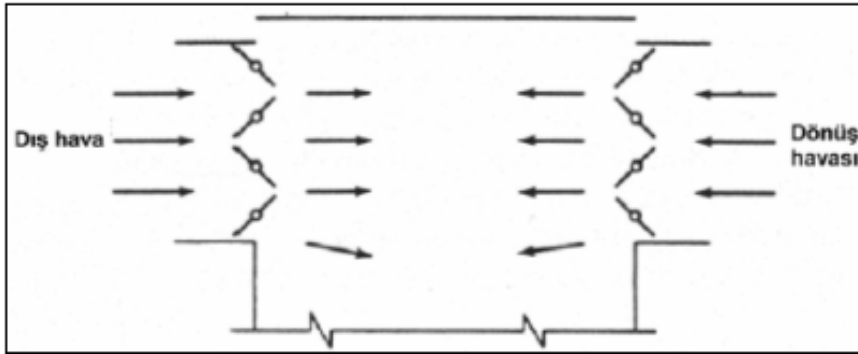
8.1.2. Damper kontrolü

HVAC sistemlerinde çok önemli bir yeri olan hava akışı kontrolü, damperler tarafından sağlanır. Doğru seçilmiş damper kullanımı, işletme giderlerinin azaltılması, bina içi basınç dengelerinin sağlanabilmesi, her şartta yeterli taze hava girişinin sağlanabilmesi gibi çok yönlü açılardan önem taşımaktadır.

Hava akış kontrolü için, kanatçıkların aynı yönde açıldığı paralel kanatçıklı damperler ve kanatçıkların birbirine zıt yönde açıldığı zıt kanatçıklı damperler bulunmaktadır. Paralel kanatlı damperler, hava akıntılarının birbirlerine direk olarak çarparak daha iyi karışmalarını sağlamak için kullanılırlar. Ancak, bu damperler oransal kontrol için uygun değildir. Ayrıca, zıt kanatçıklı damperlerde de uygun montajlama yapılırsa hava akımlarının direk çarpışması sağlanabilir. Şekil 8.1’de paralel kanatçıklı bir damper gösterilirken, Şekil 8.2’de zıt kanatçıklı bir damper gösterilmektedir.



Şekil 8.1. Paralel kanatçıklı damper [28]



Şekil 8.2. Zıt kanatçıklı damper [28]

Damperler, klima santralinde veya havalandırma kanallarında fanlar çalışırken sürtünmeyi arttıran kuvvetlere maruz kalırlar. Bu sürtünmeyle oluşan direnç Resim 8.1’de verilen damper motorları tarafından karşılanmalıdır. Damper kanatları üzerine etkiyen dinamik kuvvetler, kanatların pozisyonuna bağlı olarak onları saat yönünde veya saatin tersi yönde döndürmeye çalışırlar. Damper motorları, damperleri doğru olarak konumlandırabilmek için bütün bu kuvvetleri karşılayabilmelidir.



Resim 8.1. Damper motoru [6]

8.2. Temel Kontrol Sistemleri ve Fonksiyonları

Tüm kontrol sistemleri kontrol ettikleri bölge içinde, diğer kontrol mekanizmalarıyla eşleştirilmedikleri sürece bağımsız olarak çalışmaktadır. Sistemde yer alan kontrol mekanizmalarının kombinasyonu, HVAC uygulamaları için bir kontrol sistemini oluşturur. Sistemin tamamı kullanıcı için fonksiyonel bir kumanda sistemi de sağlayan bir mikroprosesör tarafından kumanda edilir.

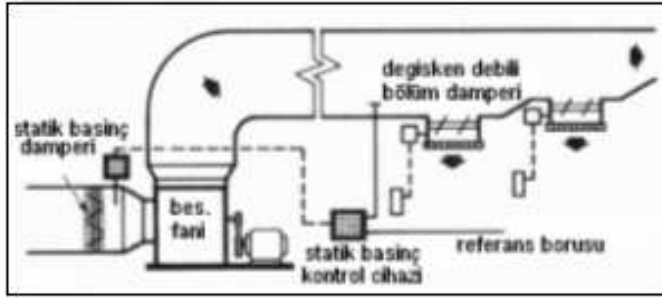
8.2.1. Dış ve iç hava kontrolleri

Temiz odalarda, etrafını çevreleyen alanlardan enfiltrasyon oluşmasını önlemek için pozitif iç basıncın korunmasına gereksinim duyulurken, kimyasal laboratuvarlar ve benzeri mekanlarda exfiltrasyonu önlemek için negatif basınca gereksinim duyulur.

Dış hava kontrollü için en basit metot besleme fanı çalıştığında minimum dış hava damperini açmaktır. Bu iki konumlu bir kontrol olup, sistem için gereksinim duyulan minimum taze hava almayı veya egzoz düzenlemesini sağlar.

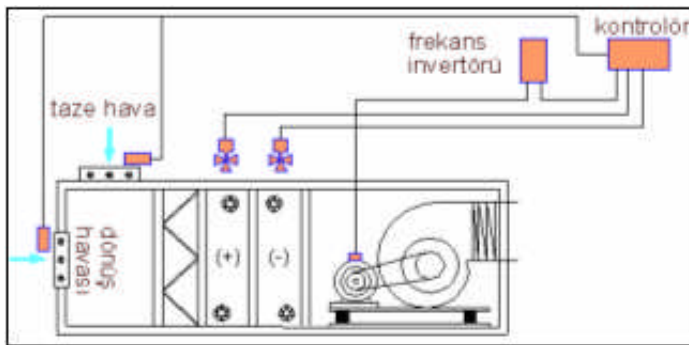
Çevresine göre sabit, pozitif veya negatif basınca gereksinim duyan mahallerde dış, dönüş ve tahliye havası damperleri, statik basınç kontrolcülerıyla kontrol edilir. Statik basınç kontrolcüsü kontrol edilen alanla referans bölge arasındaki basınç farkını hisseder ve sistemi dengelemek için damper açıklığını ayarlar [28].

Bazı değişken debili iklimlendirme sistemleri Şekil 8.3'deki gibi besleme fanının girişinde ani akıntıya karşı bir statik basınç kontrolüne sahiptir. Kontrol cihazı, besleme kanalındaki statik basıncı, rüzgardan veya kapıların ani açılıp kapanmasından etkilenmeyen ortamın bir noktasındaki statik basınç ile karşılaştırır. Şayet basınç farkı çok fazla ise ki bu durum birçok ızgara damperinin kapanmasıyla oluşur, kontrol damper kanatlarını basınç farkını en aza indirmek için kapalı konuma doğru hareket ettirir. Bu işlem hafif yüklerde besleme fanının harcadığı enerjiyi azaltır, böylelikle işletme maliyeti azalır.



Şekil 8.3. İç mekanlarda pozitif basıncın sağlanması

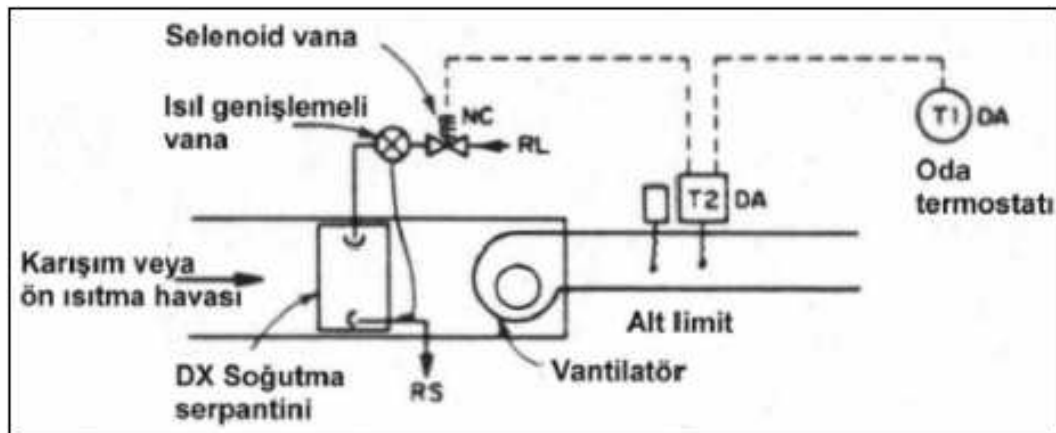
Motor devrini düşürerek debi kontrolü ve dolayısıyla enerji tasarrufu sağlayan frekans dönüştürücüleri fan ve pompaları süren elektrik motorlarında kullanılır. Şekil 8.4’de frekans dönüştürücüsünün klima santrallerindeki uygulaması verilmiştir.



Şekil 8.4. Frekans dönüştürücüsünün klima santrallerindeki uygulaması

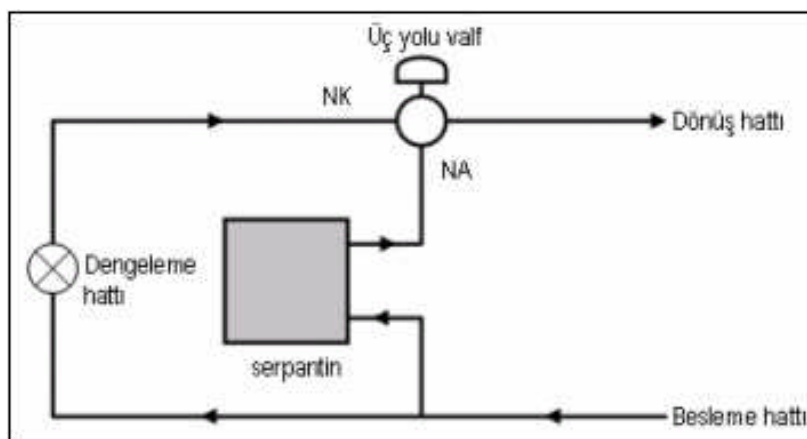
8.2.2. Serpantin kontrolü

Oda termostadı, ısıtma için sıcak su kontrol vanasından, soğutma içinse genleşme vansıdan akışkanın serpantine akmasına izin veren selenoid vanayı açar. Sıcak su kontrol vanası veya Şekil 8.5’de de görüleceği üzere DX (Direct Expansion) serpantinli bir sistemdeki genleşme vanası, sıcaklığın set değerine göre akışkan miktarını ayarlar.



Şekil 8.5. DX serpantinli soğutma kontrolü [28]

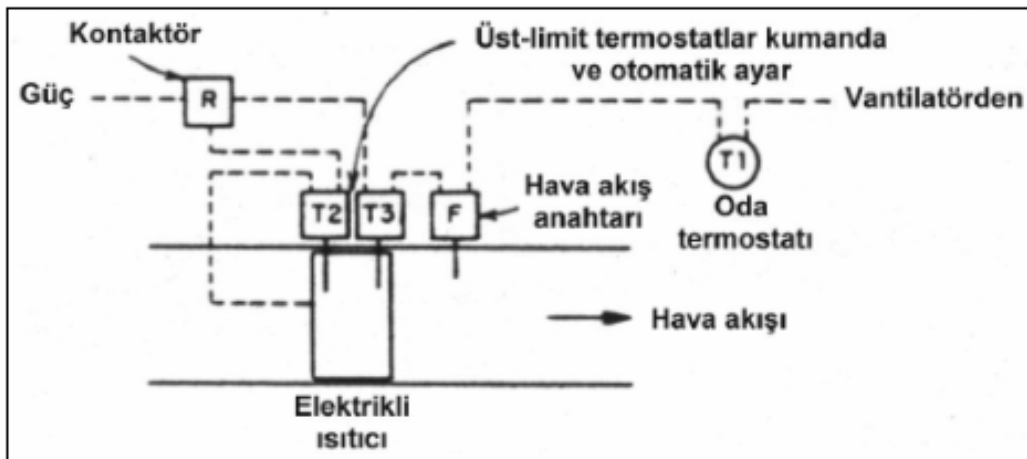
Sulu sistemlerde debi kontrolü şematik olarak Şekil 8.6’da verilmiştir. Üç yollu kontrol vanası ile serpantinden geçen su paralel bir devre yardımıyla kontrol edilir. Bu yöntemin belirgin özelliği, üç yollu karıştırma valfinin serpantin çıkış tarafına bağlanmasıdır. Böylece karışım suyu serpantinden geçmez. Bu sistemin bir avantajı üç yollu valfin değişik konumlarında sistem toplam basıncının değişmemesidir. Bundan dolayı bir basınç direk geçiş (by-pass) valfine gerek yoktur.



Şekil 8.6. Su debisinin değiştirilmesiyle serpantin sıcaklık kontrolü

Koşullandırılan ortamın büyük ya da kanalların uzun olduğu durumda, oda sıcaklığı çok yavaş yanıt verebilir. Bundan kaçınmak için, klima santralinin hava çıkışına sıcaklık denetleyicisi konulmalıdır.

Elektrikli ısıtıcılar diğer ısıtma cihazları gibi iki konumlu, zaman ayarlı iki konumlu ve oransal olarak aynı temel çevrime göre kontrol edilebilirler. Elektrik enerji kaynağı olarak kullanıldığından, elektrikli ısıtıcılar yüksek limit kontrolüyle beraber temin edilmelidirler. Elektrikli ısıtıcı elemanının aşırı ısınmasını önlemek için öngörülen hava akışı minimum oranda olduğu zaman veya fan durduğunda ısıtıcıyı korumak için hava akış anahtarı olmalıdır. Anahtarlama işlevinde cıva kullanılan anahtarlarda bile, hızlı açma kapamalar bakım problemlerine yol açabilir. Tercih edilen metot Şekil 8.7’de gösterildiği gibi, son derece kısa zamanlama sağlayan elektronik bir kronometreye sahip katı durum kontrolcüsü, SCR (Silikon Kontrollü Doğrultmaç veya triac) kullanmaktır. Yük akımı, yarı iletken yapıda ve anahtarlama yapan iç elemanlardan geçerek kontrolcü tarafından direkt olarak kontrol edilir [28].

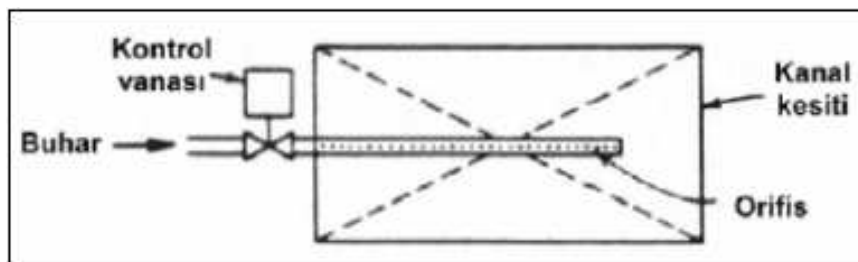


Şekil 8.7. Elektrikli ısıtıcı kontrolü [28]

Soğuk yerlerde ve aynı zamanda %100 taze havayla çalışan serpantinler donma tehlikesiyle karşı karşıya kalırlar. S serpantinleri donmadan korumak için donma termostatları kullanılır. Ancak, bu termostatların donma tehlikesi durumlarında sık sık alarm vermemesi için mutlaka sirkülasyon pompası kullanılmalıdır. Bunun yanında, santralin ilk çalışmasından önce otomatik ısıtma kontrol vanasının tam açık konuma geçerek ısıtma serpantininde öncelikle bir sıcak su sirkülasyonu sağlamalıdır. Bundan sonra da dış hava damperlerinin açılarak fanın çalışmaya başlamasını sağlayacak kilitlemelerin yapılması gereklidir.

8.2.3. Buharlı nemlendirici kontrolü

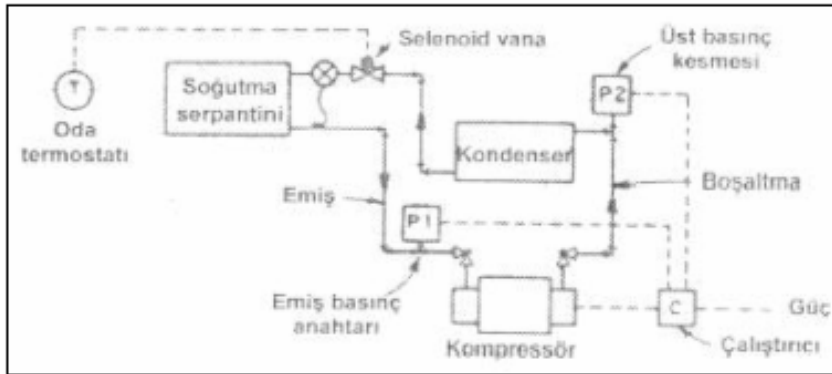
Buharlı besleme vanası mahal veya kanal tipi nem ölçer vasıtasıyla kontrol edilir. Doyma noktasına kadar herhangi bir nem oranı, nemlendirici çıkışında elde edilebilir. Mahal tipi nem ölçer kullanılırsa kanalda yoğunlaşma oluşmasından kaçınmak için kanal tipi yüksek nem limitörü kullanılmalıdır. Şekil 8.8’de buharlı nemlendiricilerdeki tipik bir kontrol sistemi verilmiştir.



Şekil 8.8. Buharlı nemlendirici kontrolü [28]

8.2.4 Kompresör kontrolü

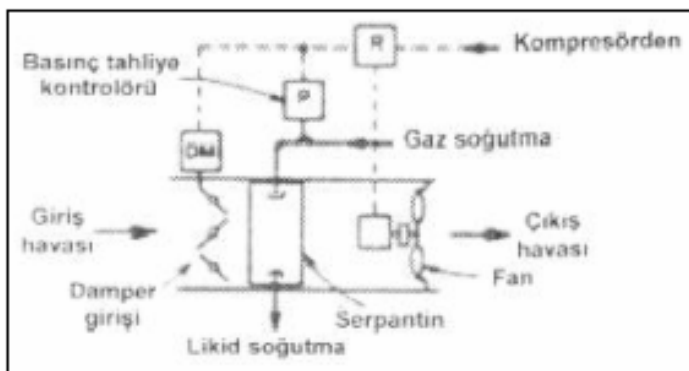
Kompresörün başlaması ve durması direk olarak odadan veya soğutulmuş su termostatından yapılabilir, fakat genellikle pompanın üzerinden yapılır. Kontrol edilen elemanın sıcaklığının yükselmesi durumunda termostat soğutucu akışkan hattındaki bir selenoid valfi chiller ya da soğutma ünitesine açarak soğutucu akışkanın emme basıncını artırır. Bu durumda düşük basınç şalterleri kapanır ve kompresör çalışmaya başlar. Termostatın doyup selenoid valfi kapattığı anda ise, düşük basınç şalteri açılır ve kompresör durur. Şekil 8.9’da bu sistemin şematik olarak işleyişi anlatılmaktadır.



Şekil 8.9. Kompresör kontrolü [28]

8.2.5. Hava soğutmalı yoğuşturucu kontrolü

Şekil 8.10'da sistemin çalışma şekli şematik olarak verilmiştir. Yoğuşturucu fanı kompresör ne zaman çalışırsa otomatik olarak devreye girecek şekilde ayarlanır. Hava akışını azaldığı veya damperlerin yaklaşık olarak kapalı konumda olduğu durumlarda fanı kapatan ayarlama damperleri kullanılır. Daha efektif uygulama ise, kısma vanasının soğutucu akışkan akışını yavaşlatarak yoğuşma serpantininin kısmen veya tamamen sıvıyla dolması durumunda serpantin kapasitesini azaltan taşma prensibinin kullanılmasıdır.



Şekil 8.10. Hava soğutmalı yoğuşturucu kontrolü [28]

9. KLİMA SANTRALİNİN TASARIMI

Bu bölümde temiz uygulamalarında kullanılacak olan klima santraline ait ekipmanların seçimleri yapılacaktır. Klimanın imalatında kullanılacak malzemelerin belirlenmesi gibi diğer tasarım parametreleri incelenmeyecektir. Bundan sonraki kısımlar içinde *tasarım* kelimesi ekipmanların seçimleri için kullanılacaktır. Tasarıma başlamadan önce klimanın kullanılacağı mahal için bazı değerlerin belirlenmesi gerekmektedir. Belirlenen değerlere göre de ekipmanların seçimlerine geçilecektir. Daha sonra da ekipmanların, hava akışına karşı gösterdikleri dirençten kaynaklanan cihaz içi basınç kayıpları verilecektir.

9.1. Mahal Şartlarına Bağlı Olarak Yapılan Kabuller

Tasarımı yapılacak olan temiz oda klima santrali, filtreleme, ısıtma, soğutma, buharlı nemlendirme ve iç hava emişi gibi fonksiyonları paket sistem olarak tek bir modül içersinde yapabilecektir. Ancak, yoğunlaştırıcı ünitesi çoğu soğutma uygulamalarında olduğu gibi cihazın dışında çalışacaktır. Bu fonksiyonlar için yapılan kabuller aşağıda verilmiştir.

Şehir	: Ankara
Rakım	: 895 m
Yaz şartları	: Kuru-yaş termometre 34-20 °C
Kış şartları	: -12 °C
Vantilatör maksimum hava debisi	: 3 300 m ³ /h
Üfleme tarafı toplam basınç kaybı	: 170 mmSS
Aspiratör maksimum hava debisi	: 3 300 m ³ /h
Emiş tarafı toplam basınç kaybı	: 40 mmSS
Isıtma kapasitesi	: 59 kW
Sıcak su giriş/çıkış sıcaklığı	: 90/70 °C
Soğutma kapasitesi	: 24,9 kW
Soğutucu akışkan	: R407 C
Buharlaşma sıcaklığı	: 7 °C

Yoğuşma sıcaklığı	: 49 °C
Aşırı soğutma	: 5 °C
Kızgınlık	: 10 °C

Buharlaşıma sıcaklığı olarak genellikle iç ortam sıcaklığının 15 °C düşüğü alınır. Bu uygulama için iç ortam 22 °C kabul edilmiştir. Yoğuşma sıcaklığı için ise genel olarak dış ortam sıcaklığının 15 °C fazlası alınır. Yoğuşma sıcaklığının artması sistemin verimini düşürücü yönde etkiler.

Isıtma kapasitesi mahal şartlarındaki ısı kayıplarına göre belirlenir. Bu kayıplar, binanın konumuna, duvarlarında kullanılan malzemeye, insan sayısına, pencere ve kapıların durumuna, atmosfer şartlarına ve kullanılan aydınlatma sistemi gibi bir çok etkene bağlıdır. Aynı şekilde soğutma kapasitesi de bu şartlar altında belirlenmiştir. Tasarlanacak olan klima santrali tasarım şartlarında 59 kW'a kadar ısıtma, 24,9 kW'a kadar da soğutma sağlayacaktır.

Isıtıcı akışkan giriş/çıkış sıcaklık dereceleri sistemde kullanılan kazanın şartlarına bağlı olarak 90/70 °C olarak belirlenmiştir. Yani, ısıtıcı serpantine giren sıcak suyun sıcaklığı 90 °C, ısısını üzerinden geçen havaya veren suyun çıkış sıcaklığı ise 70 °C'dir. Soğutucu akışkan olarak da uygulamalarda en çok kullanılan R407 C soğutucu gazı seçilmiştir. R407 C gazı, R32, R125 ve R134a soğutucu gazlarının karışımlarıyla elde edilmiştir. Karışım oranları sırasıyla; %23, %25 ve %52'dir.

Cihaz dışı statik basınçları klima santralinde kullanılan ekipmanlardaki basınç kayıpları ve kanal sisteminden kaynaklanan basınç kayıplarının toplamıdır. Bu değerde kanallardan olan kayıp için opsiyonel bir değer belirlenmiştir. Emiş tarafı santral ekipmanlarının direnciyle karşılaşmayacağı için basınç kaybı daha düşük olmuştur.

9.2. Fan ve Motor Seçimi

Tasarımı yapılacak olan klima santralinde vantilatör ve aspiratör için yapılan kabuller farklı olduğu için her ikisi içinde ayrı ayrı fan ve motor seçimi yapılacaktır. Fan ve motorlar için olması gereken özellikler Bölüm 7.4’de verilmişti. Buna göre fanların rahatlıkla temizlenebilmesi ve üzerinde mikroorganizmaları barındırmayacak yapıda olması için fanların seçiminde Nicotra firmasının PFN1-RD 315 kodlu plug tipi fanın abağı kullanılmıştır.

HVAC sistemlerinde kullanılan fanlar *radyal* ve *aksiyal* olarak iki gruba ayrılırlar. Plug tipi fanlar aksiyal fan grubundadırlar. Aksiyal fanlar basıncın tamamını, hızın statik basınca dönüşmesinden yararlanarak sağlar ve santrifüj kuvvetlerden yararlanmazlar. Dolayısıyla, bu fanlarda toplam statik basınç, toplam basınca eşit olacaktır. Bir başka deyişle dinamik basınç sıfırdır. Fan gücü belirlenirken Eş. 9.1’den yararlanılır.

$$P_L = \frac{\dot{V} \cdot \Delta P_t}{3600 \cdot \eta_L} \quad (9.1)$$

Burada;

P_L = Fan gücü [W]

$\dot{V}$ = Hava debisi [$\frac{m^3}{h}$]

ΔP_t = Toplam basınç farkı [Pa]

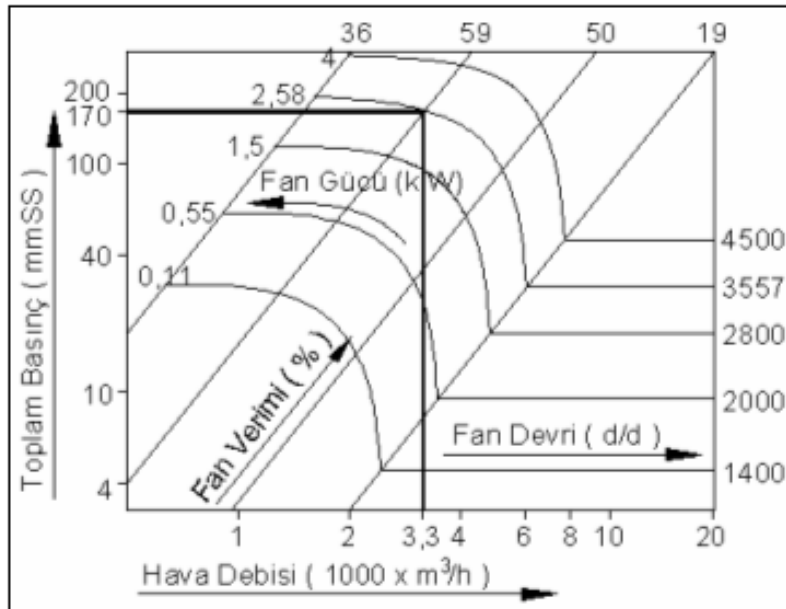
η_L = Fan verimi

Motor gücü içinse Eş. 9.2’den yararlanılır. Eşitlikte verilen 1,1 değeri güç faktörüdür. Plug fanlarda olduğu gibi direk akuple bağlantılarda güç faktörü 1,1 alınır. Ancak tasarlanacak olan klima santralinde basınç için %10’luk bir güvenlik payı daha konulmuştur.

$$M_L = P_L \cdot 1,1 \cdot 1,1 \quad (9.2)$$

9.2.1. Vantilatör için

Şekil 9.1’de verilen abak üzerinde 3 300 m³/h debi ve 170 mmSS toplam statik basınç için; fan verim %59,2 ve fan gücü ise 2,58 kW olarak okunur. Bu değer Eş. 9.1 yardımıyla da bulunabilir.



Şekil 9.1. Vantilatör için plug tipi fanın seçim abağı

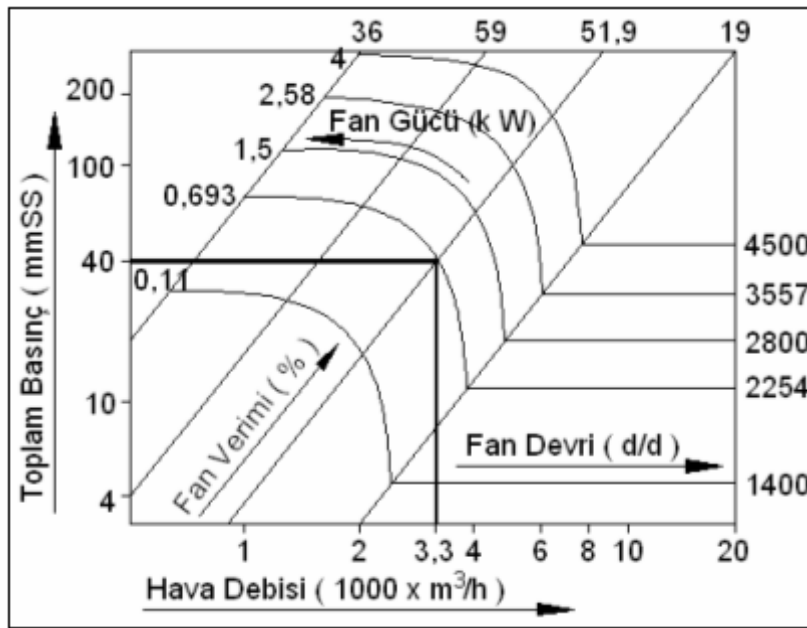
$$P_L = \frac{3300 \cdot 170 \cdot 9,8066}{3600 \cdot 0,592 \cdot 1000} = 2,58 [\text{kW}]$$

Eş. 9.2’den de $M_L = 3,121$ kW bulunur.

Şekil 9.1 yardımıyla seçilen fan için devir 3 557 d/d olarak okunabilir. Standart motor katalogundan da 4 kW 3 000 d/d’lık motor seçilir.

9.2.2. Aspiratör için

Şekil 9.2’de verilen abak üzerinde 3 300 m³/h debi ve 40 mmSS toplam statik basınç için; fan verim %51,9 ve fan gücü ise 0,693 kW olarak okunur. Bu değer Eş. 9.1 yardımıyla da bulunabilir.



Şekil 9.2. Aspiratör için plug tipi fanın seçim abağı

$$P_L = \frac{3300 \cdot 40 \cdot 9,8066}{3600 \cdot 0,519 \cdot 1000} = 0,693 [\text{kW}]$$

Eş. 9.2’den de $M_L = 0,838 \text{ kW}$ bulunur.

Şekil 9.1 yardımıyla seçilen fan için devir 2 254 d/d olarak okunur. Standart motor kataloğundan da 1,1 kW 3 000 d/d’lık motor seçilir.

9.3. Filtre Seçimi

Filtre yerleşimi ve seçimleriyle ilgili kriterler Bölüm 8’de detaylı olarak verilmişti. Tasarımı yapılan klima santrali için Mikropor firmasının kataloğundan 1. Kademe

filtre için F5, 2. Kademe filtre içinse EU 7 sınıfı filtreler seçilmiştir. Bu filtrelerin hava debisine göre basınç değerleri ve verimlilikleri Çizelge 9.1’de verilmiştir.

Çizelge 9.1. F5 ve EU 7 filtrelerinin özellikleri

Filtre Tipi	Ölçüsü (mm)	Verim (%)	Hava Debisi (m ³ /h)	Basınç Kaybı (Pa)
F5	592*592*292	40-60	3 500	90
EU 7	592*592*130	80-85	3 400	120

9.4. Elektrikli Isıtıcı Hesabı

Elektrikli ısıtıcı sistemde soğutucuyla buharlı nemlendirici arasında bulunur. Görevi ise, özellikle soğutma sisteminin çalıştığı yaz aylarında, soğutucu çıkışında havada bulunabilecek fazla bağıl nemi almaktır. Yani kurutma amacıyla kullanılır. Kapasitenin belirlenmesi için, Şekil 9.3’de görüldüğü gibi soğutucu çıkışında olabilecek maksimum bağıl nem ve sıcaklık şartları ile oda havası şartları psikometrik diyagramda belirtilir. Daha sonra bu noktalardaki entalpi değerleri okunur. Eş. 9.3 yardımıyla da elektrikli ısıtıcı kapasitesi hesaplanır.

Giriş şartları : Kuru termometre 23 °C, bağıl nem %80

Çıkış şartları : Kuru termometre 26 °C, bağıl nem %40

$$Q_{elk} = \dot{V}_{hava} \cdot \rho_{hava} \cdot (h_1 - h_2) \quad (9.3)$$

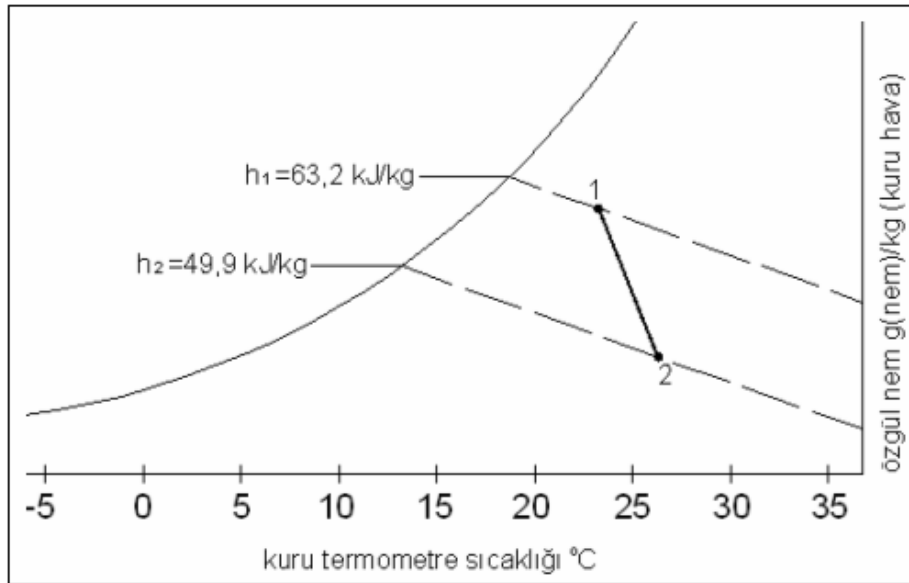
Burada;

Q_{elk} = elektrikli ısıtıcı kapasitesi [kW]

$$\dot{V}_{hava} = \text{hava debisi} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

$$\rho_{\text{hava}} = \text{havanın yoğunluğu} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$h_1, h_2 = \text{entalpi} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$



Şekil 9.3. Psikometrik diyagramda elektrikli ısıtıcı için entalpi değerleri

Şekil 9.3'den okunan h_1 ve h_2 değerleri Eş. 9.3'de de yerine konursa;

$$Q_{\text{elk}} = \frac{3300}{3600} \cdot 1,2 \cdot (63,2 - 49,9)$$

$$Q_{\text{elk}} = 14,63 [\text{kW}] \text{ bulunur.}$$

Bu tasarımda 15 kW'lık bir elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır.

9.5. Buharlı Nemlendirici Hesabı

Buhar kapasitesi belirlenirken özgül nem değişiminin en fazla olabileceği şartlar aşağıda verilmiştir. Bu şartlar için psikometrik diyagramdan Şekil 9.4'de görüldüğü

gibi W_1 ve W_2 [gH₂O/kg-kuruhava] değerleri okunur. Giriş şartları için 26 °C kuru termometre ve %30 bağıl nem alınmıştır. Çıkış şartları için ise ölçekteki doğruya paralel bir doğru çekilmiş ve %60 bağıl nem noktası çıkış noktası olarak belirlenmiştir. Ölçek üzerinde 2,6 değeri entalpi değişimlerinin özgül nem değişimlerine oranı olup birimi kJ/g(nem)'dir. Buhar kapasitesi ise Eş. 9.4 yardımıyla hesaplanır.

$$Q_{\text{buhar}} = \dot{V}_{\text{hava}} \cdot \rho_{\text{hava}} \cdot (W_2 - W_1) \quad (9.4)$$

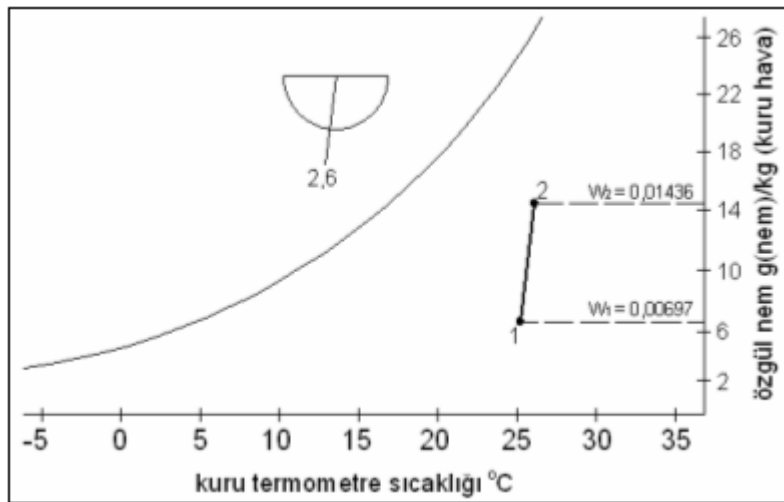
Burada;

$$Q_{\text{buhar}} = \text{buhar kapasitesi} \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

$$\dot{V}_{\text{hava}} = \text{hava debisi} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

$$\rho_{\text{hava}} = \text{havanın yoğunluğu} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$W_1, W_2 = \text{özgül nem} \left[\frac{\text{g-buhar}}{\text{kg-kuruhava}} \right]$$



Şekil 9.4. Psikometrik diyagramda nemlendirici için özgül nem değerleri

Şekil 9.4’de yer alan özgül nem değerleri Eş. 9.4’de yerine konursa;

$$Q_{\text{buhar}} = 3300 \cdot 1,2 \cdot (0,01436 - 0,00697) = 29,2 \approx 30 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \text{ olarak bulunur.}$$

9.6. Soğutma Sistemi

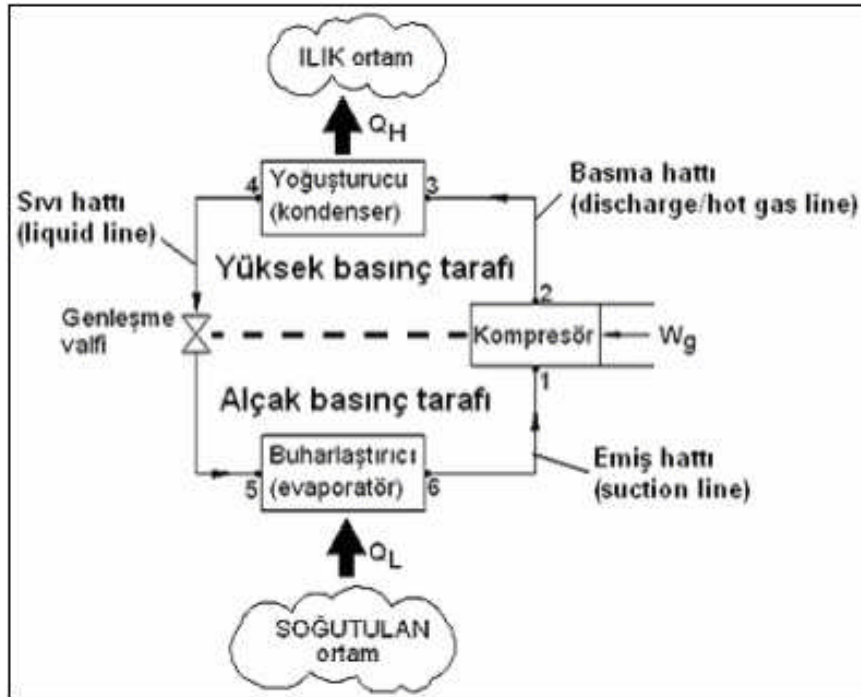
Tasarlanan klima santralinde soğutma işlemi kompakt şekilde yapılacaktır. Dolayısıyla, soğutma sistemi buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde olduğu gibi; kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, genişleme aparatı (ekspansiyon valfleri, kılcal borular, v.b.) ve boru tesisatından oluşmaktadır.

9.6.1. Soğutma çevrimi

İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, başka bir deyişle izantropiktir. Gerçek sıkıştırma işlemindeyse entropiyi etkileyen tersinmezlikler (sürtünme, dengesiz genişleme, iki fazlı akış, ısı geçişi, elektrik direnci ve kimyasal reaksiyonlar) vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise hangi yönde olduğuna bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır [29].

İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu koşul uygulamada gerçekleştirilemez. Dolayısıyla sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır.

İdeal çevrimde, soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış hali, kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla kısılma vanası girişi arasında, bir basınç düşmesi vardır. Yoğuşturucu çıkışında akışkanın tümüyle sıvı halde olması istenir, ancak uygulamada mümkün olmadığından genellikle yoğuşturucu çıkışında akışkan sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir.

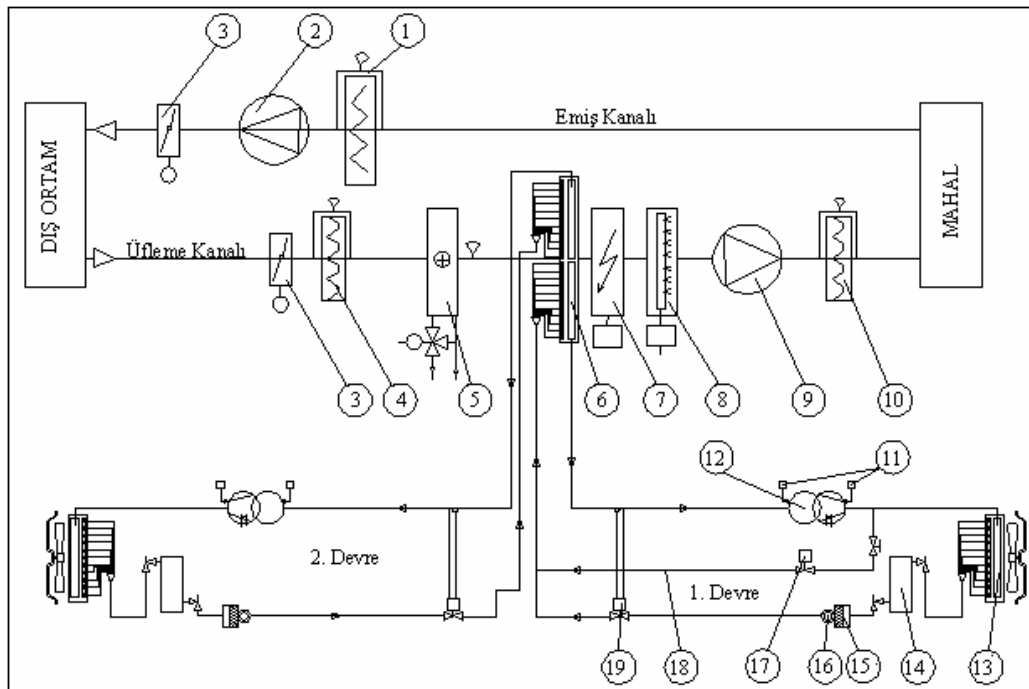


Şekil 9.5. Soğutma çevriminin şematik görünümü

Şekil 9.5’de verilen Q_L , Q_H ve W_g değerleri sırasıyla buharlaştırıcı, yoğusturucu ve kompresör kapasitelerini göstermektedir. Buharlaştırıcı bölgesinde soğutucu akışkan üzerinden geçen akıştan ısı olarak, ortam havasını soğutur. Kompresör dışardan bir enerji olarak soğutucu akışkanın sistemde devir daim etmesini sağlar. Yoğusturucuda ise akışkan sahip olduğu ısıyı dış ortama atar.

Şekil 9.5’de de görüldüğü gibi; buharlaştırıcıyla kompresör arasındaki hat kompresör emişinde bulunduğundan *emiş hattı*, kompresörle yoğusturucu arasındaki hat kompresörün basma tarafında bulunduğundan *basma hattı*, yoğusturucuyla buharlaştırıcı arasındaki hatta akışkan sıvı bölgesinde olduğundan bu boru tesisatına *sıvı hattı* denir. Şekilde gösterilmeyen ancak, uygulamada bulunan bir diğer hat da yoğusturucuyla sıvı deposu arasındaki hattır ve *boşaltma hattı* olarak adlandırılır.

Şekil 9.6’da ise tasarlanan sistemdeki elamanların yerleşimi ve akış hatları verilmiştir.



Şekil 9.6. Sistem akış şeması ve gaz devresi

1. Egzoz filtresi 2. Aspiratör 3. Egzoz ve emiş damperleri
4. I. Kademe filtre 5. Isıtıcı batarya 6. Buharlaştırıcı 7. Elektrikli ısıtıcı
8. Buharlı nemlendirici 9. Vantilatör 10. II. Kademe filtre
11. Alçak/yüksek basınç manometreleri 12. Kompresör 13. Yoğuşturucu
14. Sıvı deposu 15. Filtre kurutucu 16. Gözetleme/nem kontrol camı
17. By-pass valfi 18. By-pass hattı 19. Expansion valf

9.6.2. Kompresör

Kompresörler buharlaştırmacıda buharlaşan soğutucu akışkanını alçak basın tarafından emerek yüksek basınç tarafındaki yoğuşturucuya basar. Tasarımı yapılan klima santralinde pistonlu kompresörler grubundan scroll hermetik tip kompresör seçilmiştir.

İdeal bir kompresörde şu karakteristikler aranır:

- a. Sürekli bir kapasite kontrolü ve geniş bir yük değişimi, çalışma rejimine uyabilme.
- b. İlk kalkışta dönme momentinin mümkün olduğunca az olması.
- c. Verimlerin kısmi yüklerde de düşmemesi.

- d. Değişik çalışma şartlarında emniyet ve güvenilirliği muhafaza etmesi.
- e. Titreşim ve gürültü seviyelerinin kısmi ve tam yüklerde ve değişik şartlarda belirli seviyesinin üstüne çıkmaması.
- f. Ömrünün uzun olması ve arızasız çalışması.
- g. Daha az bir güç harcayacak birim soğutma değerini sağlayabilmesi.
- h. Maliyetinin mümkün olduğu kadar düşük olması.

Soğutma sistemlerinde bir çok elemanda bulunan hareketli parçalar metal yüzeyler için zararlı olabilecek sürtünme yaratırlar. Ayrıca sürtünme ilgili hareketli parçaların sıcaklığında bir artışa neden olabilir. Doğru yağlama sürtünme sonucu oluşabilecek zararı azalttığı için mekanik parçaların bakımında önemli bir konudur. Kompresörün yataklar pistonlar ve dişliler için iyi bir yağlanmaya ihtiyacı vardır. Kompresör pistonlu kompresör ise piston ile silindir cidarı arasındaki boşluk öyle sızdırmaz olmalıdır ki, tüm soğutucu buhar silindirin dışına ve oradan da sıcak gaz boşaltma hattına itilebilsin. Bu sızdırmazlık soğutucu yağına sıkıştırılmış soğutucu buharı ile birlikte silindir boyunca yol aldırılmasıyla sağlanır. Piston ileri geri hareket ettikçe yağ filmi sızdırmazlık sağlamazsa buharın bir kısmı kompresör karterine geri sızar bu da verim kaybına sebep olur. Soğutma sistemlerinde kullanılan yağ sıvı halde olan çoğu soğutucu ile karışır ve beraber dolaşır. Yağın kompresörün dışına ve sıcak gaz hattından geçerek yoğuşturucunun içine pompalanması kaçınılmazdır. Hareketli parçaların düzgünce yağlanmasını sağlamak ve kompresör karterinde doğru yağ seviyesini tutturmak için yağ soğutucu ile birlikte sistem içindeki çevrimini tamamlamalı ve sonra kompresöre geri dönmelidir. Yağ sıvı soğutucu ile dolaşırken içinde yağ dolaşmasının problem oluşturduğu elemanlardan biri olan buharlaştırıcıya ulaşır. Eğer yağ buharlaştırıcıdan emme hattına doğru yol almazsa, buharlaştırıcıda yağ fazla yer kaplar bu da soğutma serpantininin ısı transferi yüzeyini azaltır. Yağın buharla birlikte çevrimi tamamlayarak kompresör karterine dönmesini sağlamak üzere gerekli buhar hızını elde etmek için emme hatları doğru boyutlandırılmalıdır. Eğer yağ kompresöre geri dönmezse, bu eleman kısa surede kuru durumda çalışmaya başlayabilir. Bu olursa silindirden hiç yağ pompalanmamasıyla buhar sızdırmazlığı ortadan kalkacak ve kompresör verimi önemli ölçüde düşecektir. Eğer bu durum uzun süre düzeltilmeden sürerse, kompresörde hasar meydana gelecektir [30].

Her tip soğutucu ile ve her şart altında çalışacak mükemmel yağ şimdiye kadar geliştirilememiştir. Piyasada bulunan tüm soğutucu yağı çeşitlerinin avantajları ve dezavantajları vardır.

Yağlarda bulunması gereken özellikler:

- 1) Düşük sıcaklıkta akışkan halde kalmalıdır.
- 2) Yüksek sıcaklıklarda kararlı halde kalmalıdır.
- 3) Soğutucuyla, metallerle, motor izolasyonu, havayla ve diğer kirlenmelerle kimyasal reaksiyona girmemelidir.
- 4) Beklenen çalışma koşulları altında karbona ayrılmamalıdır.
- 5) Karşılansması gereken düşük çalışma sıcaklıklarına maruz kaldığında mum tortusu bırakmamalıdır.
- 6) Mümkün olduğunca temiz olmalıdır.

9.6.3. Yoğuşturucu

Soğutucu gazın buharlaştırıcıdan aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında biriken ısı sisteminde alınıp dış ortama verilmesi burada yapılır. İşlem sırasında soğutucu gaz yoğunlaşarak sıvı hale gelir. Tasarlanan bu klima santralinde hava soğutmalı yoğuşturucu kullanılmıştır. Hava soğutmalı yoğuşturucudaki ısı alış-verişi sırasıyla; kızgınlığın alınması, soğutucu gazın yoğunlaşması ve aşırı soğutma şeklinde gerçekleşir. Yoğuşturucu tasarımına bağlı olarak değişmek kaydıyla, genel olarak yoğuşturucu alanının %5'i kızgınlığın alınması, %85'i yoğunlaşma, %10'u da aşırı soğutma için kullanılır.

Hava soğutmalı yoğuşturucular genellikle bakır boru üzerine alüminyum kanatlardan oluşmaktadır. Tasarım şartlarına göre bakır boru-bakır kanat ve bakır veya çelik boru-çelik kanatlardan imal edilebilir. Resim 9.1'de hava soğutmalı bir yoğuşturucu örneği verilmiştir.

Borular içersinde dolaşan gazın ısısını dışarıya vermesi olayı, yoğuşturucuda bulunan ve genellikle aksiyal olan fanların borular arasından dış havayı geçirmesiyle gerçekleşir.



Resim 9.1. Hava soğutmalı yoğuşturucu [6]

Aşırı soğutma

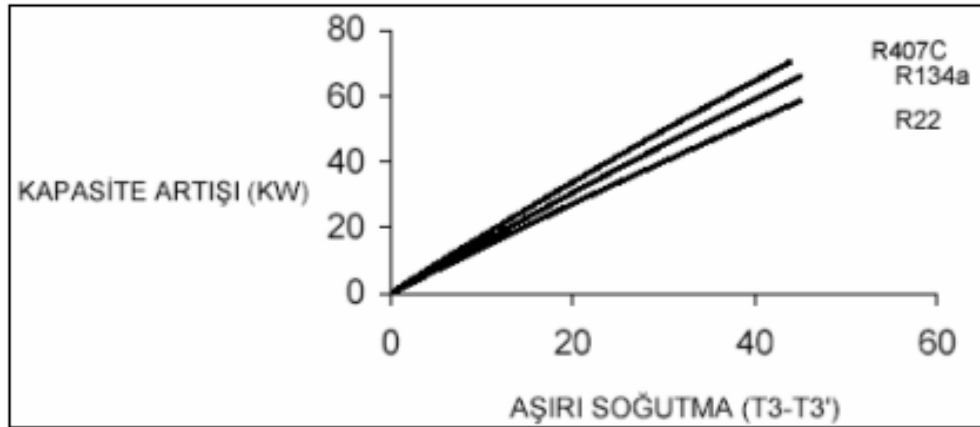
Aşırı soğutma, yoğuşturucudan çıkan sıvı soğutucu akışkanın sabit basınç altında biraz daha soğutulurak, daha düşük sıcaklıkta genleşme valfine girmesini sağlar. Aşırı soğutma tasarımı yapılan klima santrali için 4'-4 noktaları arasında gerçekleşmektedir (Bkz. Şekil 9.11 ve 9.12).

Soğutma sistemlerinde aşırı soğutma genel olarak iki nedenden ötürü yapılır.

1) Kompresörde hiçbir enerji değişimi olmaksızın soğutma kapasitesinde artış sağlar. Eş. 9.9 ile aşırı soğutmanın soğutma kapasitesine olan etkisi hesaplanmıştır.

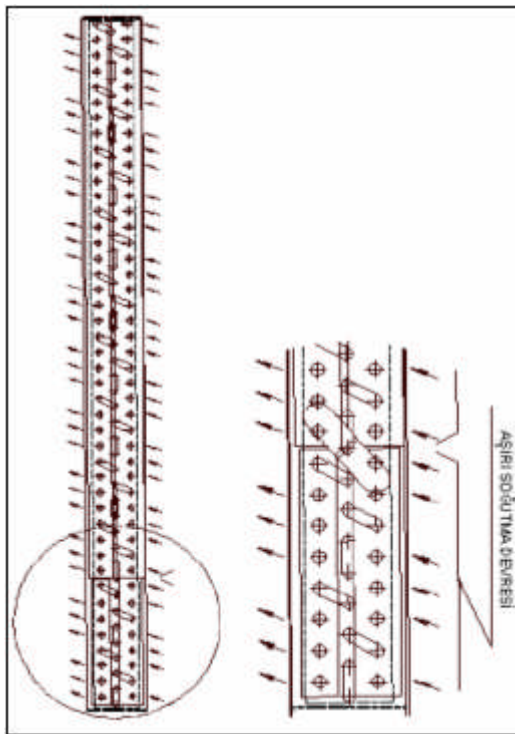
2) Soğutucu akışkanda kısmen de olsa var olan buharın genleşme valfine girmesini, dolayısıyla da valfden geçen akışkanın debisinin azalmasını engeller.

R407 C, R134a ve R22 soğutucu akışkanları için aynı aşırı soğutma miktarları uygulanarak, soğutma kapasitelerindeki değişim incelenmiştir. Şekil 9.7'de gösterilen eğride akışkan debisi 1 kg/s olarak alınmış ve soğutma kapasitesindeki artış en fazla R407 C gazında olmuştur.

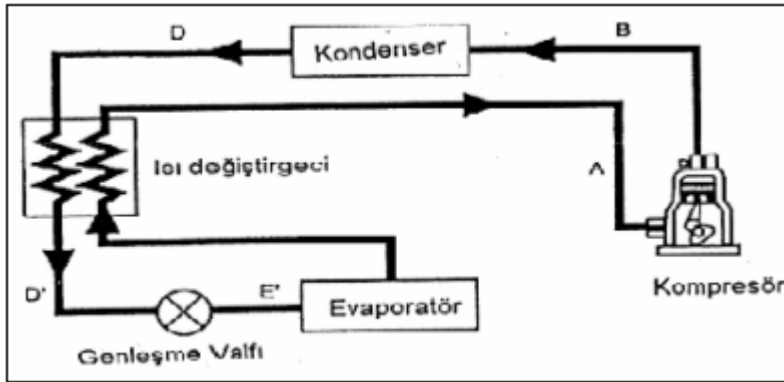


Şekil 9.7. R407 C, R134a ve R22 ile aynı miktarda yapılan aşırı soğutmanın soğutma kapasitesindeki etkisi [31]

Hava soğutmalı yoğuşturucularda aşırı soğutma, Şekil 9.8’de verilen yoğuşturucunun alt kısmına eklenen devreler ile yapılmaktadır. Diğer bir uygulama metodu ise Şekil 9.9’da verilen, sıvı hattı ile emme hattı arasına konulan ısı değiştiricileriyle yapmaktır.



Şekil 9.8. Yoğuşturucularda aşırı soğutma için ek devreleme sistemi [31]



Şekil 9.9. Isı değiştiricisi ile aşırı soğutma [31]

9.6.4. Buharlaştırıcı

Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya sıvı olarak girer ve üzerinden geçen havadan aldığı ısı vasıtasıyla buhar olarak çıkar. Buharlaştırıcılarda akışkan basıncı, yoğuşturucudakine oranla çok daha düşük olduğu için, sistemde buharlaştırıcı kısmı *alçak basınç tarafı*, yoğuşturucu kısmı ise *yüksek basınç tarafı* olarak adlandırılır (Bkz. Şekil 9.5).

Buharlaştırıcı dizaynında en başta gelen etken, soğutulacak maddenin cinsi ve hangi fazda olduğudur (katı, sıvı, gaz). Ayrıca, soğutkan ısı alışverişi yaparken içinde bulunduğu ve hareket ettiği hacmin durumu da buharlaştırıcı dizaynında önemli değişiklikler meydana getirir. Genel olarak üretilen buharlaştırıcılar 3/8", 1/2", 5/8" boru çaplı olarak imal edilirler. Klima santrallerinde 1,8 mm ila 3,2 mm hatve aralığında kullanım fazladır. 4-6 mm hatveli, 0 °C civarında çalışacak küçük kapasiteli buharlaştırıcılarda 3/8" boru çapı kullanılabilir. Daha düşük sıcaklıklarda çalışan buharlaştırıcılarda, tavsiye edilen lamel aralığı 6–8 mm'dir. Bu buharlaştırıcılarda 1/2" bakır boru kullanılır. Şok buharlaştırıcılarında ve çok düşük sıcaklıklarda çalışan buharlaştırıcılarda lamel aralığı 10-12 mm'dir ve 1/2"-5/8" bakır boru kullanır, bu buharlaştırıcılar çok düşük basınçta çalıştıkları için kritik basınç kaybı söz konusudur. Çalışma sıcaklığı dşke lamel aralığı artar; çünkü düşük sıcaklıklarda dar lamel aralığında karlanma oluşumu sıklaşır.

Buharlaştırıcılar, maksimum ısı geçişini sağlayacak ve hem akışkan tarafında, hem de hava tarafında basınç kayıplarını minimum seviyelerde tutacak şekilde tasarlanır. Ancak, bu iki durum birbirleriyle çeliştiğinden tasarımda optimum şartlar oluşturulmalıdır.

Sistemde yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına doğru olan yani, yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen akışkanın geçişini kontrol etmek amacıyla kılcal boru kullanılır. Bu sayede, yoğuşturucudan çıkan sıvı haldeki akışkanın basıncını düşürerek ve miktarını ölçerek buharlaştırıcıya ulaşması gerçekleşir. Kompresör durduğu zaman kılcal boru alçak ve yüksek basınç devreleri arasında bir köprü vazifesi görür ve yüksek basınç tarafındaki akışkanın alçak tarafına geçmesini sağlar. Bu suretle her iki devre basıncı birbirine eşit olur ve kompresör tekrar kalkış yaparken büyük bir basınç yükü ile karşılaşmaz.

Soğutma sistemlerinde taşmalı veya kuru tip buharlaştırıcılar kullanılır. Kuru tip veya direkt genişlemeli buharlaştırıcılarda, soğutucu akışkan serpantine ait borularda hareket ederken, hava serpantin yüzeyinden geçer. Taşmalı tipte ise, soğutucu akışkan ile hava kuru tipe göre yer değiştirmiştir. Bu çalışmada buharlaştırıcı seçiminde kuru tip buharlaştırıcı kullanılmıştır.

Kızgınlık

Kompresör girişinde bulunabilecek sıvı akışkan, kompresöre büyük zararlar verebilir. Bunun önüne geçebilmek ve daha iyi bir soğutmanın sağlanması için, buharlaşan akışkan buharlaştırıcıdan çıkmadan önce bir miktar daha ısı alarak kızgın buhar durumuna geçer, bu olay kızgınlık olarak adlandırılır. Bir başka deyişle, buharlaştırıcı çıkışındaki doymuş buhar için, doyma basıncındaki sıcaklıkla kızgın buharın sıcaklıkları arasındaki farktır. T-s diyagramında verilen 6" noktası doymuş buharın sıcaklığını, 6 noktası ise kızgın buharın sıcaklığını göstermektedir (Bkz. Şekil 9.11). Kızgınlık soğutma sistemlerinde kompresör kapasitesini değiştirmeden soğutma kapasitesinin artmasına yardımcı olur. Soğutma kapasitesindeki bu artış Eş. 9.10 yardımıyla hesaplanmıştır.

Kızgınlığın bir diğer amacı da, soğutucu akışkanın kompresöre girişinde tümüyle buhar olmasını güvenceye almaktır. Buharlaştırıcıyla kompresör arasındaki mesafe genelde uzundur. Bu durumda, akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşümü ve çevreyle akışkan arasındaki ısı geçişi daha da önem kazanır. Tüm bunların etkisini azaltabilmek için kızgınlık, soğutma sistemleri için önemli bir husustur.

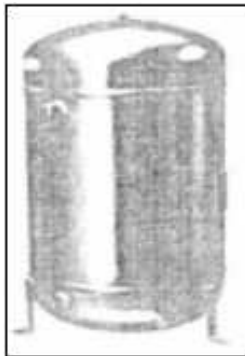
9.6.5. Genleşme aparatı

Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda ısı alarak buharlaşabilmesi için basıncın, buharlaştırıcı sıcaklıklarında buharlaşmasına imkan verecek seviyelere düşürülmesi gerekir. Bunu sağlayan sistemlere direkt ekspansiyonlu sistemlerde *expansion valf* denir. Akışkanın yüksek basınç tarafından, alçak basınç tarafına geçmesini bu cihazlar sağlar. Sistemde buharlaştırıcıya yakın bir bölgeye bağlanır. Bu nedenle de aradaki basınç düşmesi küçüktür.

9.6.6. Diğer soğutma elemanları

Sıvı deposu

Soğutkanın sistemden toplanıp depolandığı yerdir. Sistemin yüksek basınç tarafında sıvı ile sıcak gaz arasında bir tampon görevi üstlenir ve buharlaştırıcıya sıcak gazın gitmesini engeller. Sistemdeki soğutkanın toplam hacminin %80 ile 90'ını depolayabilecek şekilde seçilir.



Şekil 9.10. Sıvı deposu (receiver tank)

Filtre kurutucular

Soğutma sisteminde su veya nem asla bulunmamalıdır. Aksi durumda, genleşme aparatında suyun donarak akışı engellemesi, metal korozyon ve bakır kaplama olayı gibi bir çok reaksiyonla karşılaşılabilir. Filtre kurutucularının sistemdeki görevi; nemi veya suyu, asiti, talaş, kaynak çapağı ve tortu gibi pislikleri tutmaktır. Sistemde sıvı hattına, genleşme valflerinden ve kılcal borulardan önce bağlanır. Kompresör girişinde yani, emiş hattına da pisliklerin tutulması amacıyla monte edilebilir. Emiş hattındaki akışkan hızı sıvı hattındakinden yaklaşık altı kat fazla olacağı için, burada kullanılan filtre kurutucularında ani basınç düşmelerinin önüne geçilmelidir. Dolayısıyla, emiş hattındaki filtre kurutucuları, sıvı hattındakilere göre daha büyük boyutta olmalıdır.

Gözetleme/nem kontrol camları

Soğutkanın akışını veya seviyesini görmek, soğutkan içinde bulunabilecek nemi kontrol etmek ve soğutkan şarjı hakkında bilgi almak için kullanılır. Filtre kurutucudan hemen sonra ve sıvı kontrol elemanından önce konulur. Gözetleme camlarının alt tarafına nemden etkilenerek rengi değişen, kimyasal bir tuz emdirilmiş eleman bulunur.

9.6.7. Kapasite hesaplamaları

Bir çok yüksek kapasiteli modern soğutma uygulamalarında, enerji harcamalarını minimum düzeyde tutmak için sistem çift kompresörlü olarak tasarlanır. Bu tasarımda da çift kompresör kullanılmıştır ve izantropik verimi %67,6 alınmıştır. Sistem otomatik olarak hava şartlarına bağlı olarak ya tek ya da çift kompresörlü olarak çalışacaktır. Yani soğutma ihtiyacı az olduğunda tek kompresör çalışırken, soğutma ihtiyacının yüksek olduğu sıcak havalarda çift kompresör çalışacaktır. Dolayısıyla, kompresör ile buharlaştırıcı arasındaki bağlantıdan ve bağlantı elemanlarından ikişer tane kullanılacaktır. Ayrıca, kapasite hesaplamaları da soğutma kapasitesinin yarısı dikkate alınarak yapılacaktır.

Tasarımı yapılan klima santraline ait soğutma çevriminin t-s ve p-h diyagramlarında yer alan numaraların ne anlama geldikleri aşağıda verilmiştir.

1 – 2 : Kompresör giriş–çıkış bölgesi.

2 – 3 : Basma (hot gaz veya discharge) hattı, kompresör ile yoğuşturucu arasındaki boru hattı.

2s : Entropinin kompresör girişindeki entropiye eşit olduğu nokta (ideal çevrimde kompresör çıkışı, bir başka deyişle izantropik sıkıştırma).

3'' : Çiğ noktası (19,36 bar, 49 °C).

3''4'm : 3'' ile 4' noktaları arasındaki orta noktayı ifade ediyor.

4' – 4 : Aşırı soğuma bölgesi.

3 – 4 : Yoğuşturucu giriş–çıkış bölgesi.

4 – 5 : Genleşme valfi giriş–çıkış bölgesi.

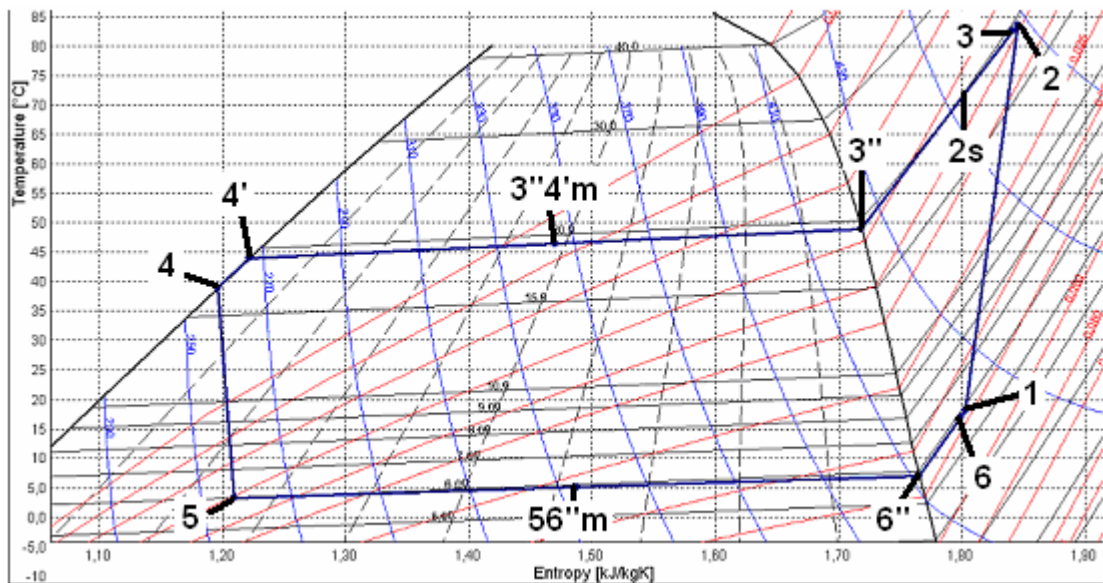
56''m : 5 ile 6'' noktaları arasındaki orta noktayı ifade ediyor.

6'' : Buharlaştırma noktası (5,85 bar, 7 °C).

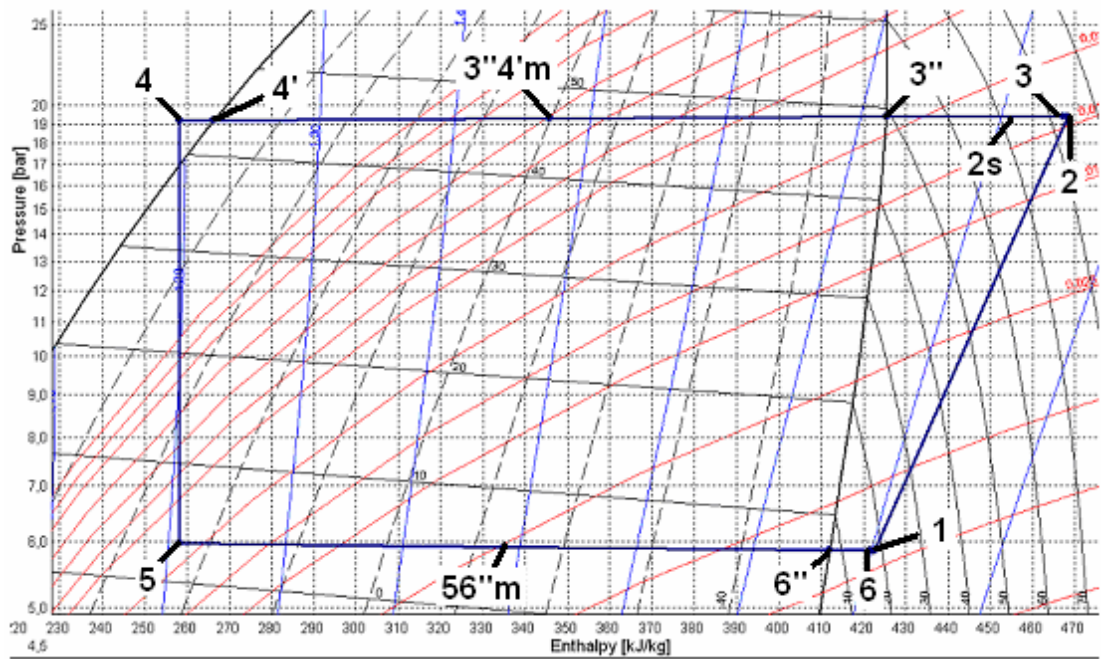
6'' – 6 : Kızgınlık bölgesi.

5 – 6 : Buharlaştırıcı giriş–çıkış bölgesi.

6 – 1 : Emiş (suction) hattı; buharlaştırıcı ile kompresör arasındaki boru hattı.



Şekil 9.11. Soğutma çevrimine ait t-s diyagramı



Şekil 9.12. Soğutma çevrimine ait p-h diyagramı

Çevrimdeki noktalara ait özellikler ise aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 9.2. Soğutma çevrimindeki noktaların termodinamik değerleri

Nokta	P [bar]	T [°C]	v [dm ³ /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
1	5,84	18,10	42,75	422,65	1,8032
2s	19,37	71,07	13,52	453,54	1,8032
2	19,37	83,74	14,58	468,34	1,8454
3	19,36	82,64	14,50	467,09	1,8419
3''	19,36	49,00	11,31	425,33	1,7184
3''4'm	19,27	46,45		345,84	1,4700
4'	19,17	43,91	0,95	266,35	1,2216
4	19,17	38,91	0,93	258,22	1,1961
5	5,96	3,14	11,08	258,22	1,2096
56''m	5,91	5,07		335,08	1,4875
6''	5,85	7,00	40,09	411,93	1,7655
6	5,85	17,00	42,42	421,58	1,7993

Buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve kompresör kapasiteleri ise şu eşitlikler yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{\text{gaz}} \cdot (h_6 - h_5) \quad (9.5)$$

Eş. 9.5 gaz debisi için yazılırsa;

$$\dot{m}_{\text{gaz}} = \frac{\dot{Q}_L}{(h_6 - h_5)} \text{ elde edilir.}$$

$$\dot{W}_g = \dot{m}_{\text{gaz}} \cdot (h_2 - h_1) \quad (9.6)$$

$$\dot{W}_{g-iz} = \dot{m}_{\text{gaz}} \cdot (h_{2s} - h_1) \quad (9.7)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{\text{gaz}} \cdot (h_3 - h_4) \text{ veya; } \dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_g \quad (9.8)$$

$$\dot{Q}_{AS} = \dot{m}_{\text{gaz}} \cdot (h_{4'} - h_4) \quad (9.9)$$

$$\dot{Q}_{K1z} = \dot{m}_{\text{gaz}} \cdot (h_6 - h_{6''}) \quad (9.10)$$

$$\eta_{iz} = \frac{\dot{W}_{g-iz}}{\dot{W}_g} \cdot 100 \quad (9.11)$$

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_g} \quad (9.12)$$

$$\text{EER} = 3,412 \cdot \text{COP} \quad (9.13)$$

Burada;

$$\dot{Q}_L = \text{buharlaştırıcı kapasitesi} = 12,45 [\text{kW}]$$

$$\dot{m}_{\text{gaz}} = \text{gaz debisi} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\dot{W}_g = \text{kompresör kapasitesi} [\text{kW}]$$

$\dot{W}_{g-iz}$ =izantropik kompresör kapasitesi [kW]

$\dot{Q}_H$ =kondenser kapasitesi [kW]

$\dot{Q}_{AS}$ =aşın soğutma kapasitesi [kW]

$\dot{Q}_{Kız}$ =kızgınlık kapasitesi [kW]

η_{iz} =kompresörün izantropik verimi [%]

COP = soğutma etkinlik katsayısı

EER = enerji etkinlik oranı

h =entalpi [$\frac{kJ}{kg}$]

Çizelge 9.2 yardımıyla çözümler yapılırsa;

$$\dot{m}_{gaz} = \frac{12,45}{(421,58-258,22)} = 0,07621 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$\dot{W}_g = 0,07621 \cdot (468,34 - 422,65) = 3,48 \text{ [kW]}$$

$$\dot{W}_{g-iz} = 0,07621 \cdot (453,54 - 422,65) = 2,354 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_H = 0,07621 \cdot (467,09 - 258,22) = 15,92 \text{ [kW]} \text{ veya,}$$

$$\dot{Q}_H = 12,45 + 3,48 = 15,93 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{AS} = 0,07621 \cdot (266,35 - 258,22) = 0,6195 \text{ [kW]}$$

$$\frac{\dot{Q}_{AS}}{\dot{Q}_L} \cdot 100 = 4,97$$

$$\dot{Q}_L$$

Aşırı soğutma, soğutma kapasitesinin %4,97'lik bir kısmını oluşturmaktadır.

$$\dot{Q}_{Kız} = 0,07621 \cdot (421,58 - 411,93) = 0,7354$$

$$\frac{\dot{Q}_{Kız}}{\dot{Q}_L} \cdot 100 = 5,9$$

Kızgınlık ise soğutma kapasitesinin %5,9'luk bir kısmını oluşturmaktadır.

$$\eta_{iz} = \frac{2,354}{3,482} \cdot 100 = \%67,6$$

$$COP = \frac{12,45}{3,48} = 3,577$$

$$EER = 3,412 \cdot 3,577 = 12,2 \text{ bulunur.}$$

9.6.8. Boru boyutlandırması

Boru akışlarında farklı iki kesite sahip bölgedeki basınç kaybı Eş. 9.14'de verilen Borda-Carnot denklemiyle ifade edilir.

$$h = \frac{V^2}{2g} \cdot \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2 \quad (9.14)$$

Burada;

h = basınç kaybı [mSS], A = kesit alan [m^2], V = hız [m/s], g = yer çekimi ivmesidir.

Denklem eşdeğer boru uzunluğu için yazılırsa şu hali alır;

$$h = \frac{4 \cdot f \cdot l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (9.15)$$

Burada; l = fittingslere eşdeğer boru uzunluğu, f = sürtünme katsayısı, d ise boru çapıdır.

Soğutma sistemlerinde boru içersindeki akış çift fazlı olduğu için ve akışın sürekliliği sık sık değiştiği için, teorik analiz gerçek değerlerden çok farklı olacaktır. Boru

basınç kaybı yerine doyma sıcaklığındaki sıcaklık düşümü alınır ve bu sıcaklık farkının korunmasını sağlayacak boru çapı seçilir.

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerindeki en kritik boru hattı emiş hattıdır. Burada yüksek çaplı boru seçimi; soğutma yağının boru içersinde birikmesine ve boru maliyetlerinin artmasına neden olur. Çapın küçük seçilmesi; basınç ve sıcaklık kayıplarını, kompresördeki gürültüyü ve kompresörün harcadığı gücü arttırırken soğutma kapasitesini düşürecektir. Emiş hattında sıcaklık düşümü 1 °C alınır. Maksimum akışkan hızı ise 20 m/s'yi geçmemelidir [32].

Basma hattında sıcaklık düşümü yine 1 °C alınırken, akışkan hızı yatay borularda 2,5 ila 5 m/s, düşey borularda ise 5 ila 20 m/s alınır. Sıvı hattında basınç kayıpları 0,6 °C sıcaklık düşümü karşısını geçmemelidir. Akışkan hızı ise 1,5 m/s civarlarında olmalıdır. Sıvı hattında en önemli konu akışkanın köpürmesi olayıdır. Bunun önüne geçebilmek için aşırı soğutma uygulaması çok faydalıdır [32].

Yoğuşturucu ile akışkan deposu arasındaki boru hattı (drain line) için kritik sıcaklık düşümü yoktur. Burada önemli olan yoğuşturucuda yoğuşan akışkanın akışkan deposuna kolayca akmasını sağlamaktır. Aksi halde, yoğuşturucuda birikecek olan soğutucu akışkan, kapasite kayıplarına neden olur.

Boru çaplarının belirlenmesi için uygulanması gereken ilk adım, eşdeğer boru uzunluklarının belirlenmesidir. Ancak bunun yapılabilmesi için ilk olarak tahmini boru çapları ve düz boru uzunlukları belirlenir. Bu tahmini çaplara göre de eşdeğer boru uzunlukları çıkartılır. Tüm bakır borular için soğutma uygulamalarında en çok tercih edilen L tipi bakır boru kullanılmıştır. Çizelge 9.3'de boru hatlarında hesaplanan eşdeğer boru uzunlukları verilmiştir.

Çizelge 9.3. Eşdeğer boru uzunlukları

Boru Hattı	Tahmini Boru Çapı	Boru Elemanı	Eşdeğer Boru Uzunluğu	Adet	Düz Boru Boyu (m)	Toplam Eşdeğer Boru Uzunluğu (m)
EMİŞ	7/8"	90 ⁰ standart dirsek	0,8	6	2,5	10,2
		Tee yan çıkış	1,6	1		
		180 ⁰ standart "U" dönüşü	1,3	1		
BASMA	5/8"	90 ⁰ standart dirsek	0,6	4	3,2	7,5
		Tee yan çıkış	1,3	1		
		Kompresör çıkış valfi	0,6	1		
SIVI	1/2"	90 ⁰ standart dirsek	0,5	10	4	19,75
		Gözetleme camı	0,3	1		
		Selenoid valf	5,5	1		
		Kondenser kolektöründe ani genişleme	0,55	1		
		Dirsek kapama valfi	2,2	2		

Boru hatlarındaki akış hızları ise; her hattaki ortalama özgül hacimle (V_{ort}) akışkan debisinin ($\dot{m}_{gaz}$) çarpımlarının, boru iç kesit alanına bölünmesiyle elde edilir. Elde edilen hızlar Çizelge 9.4’de verilmiştir.

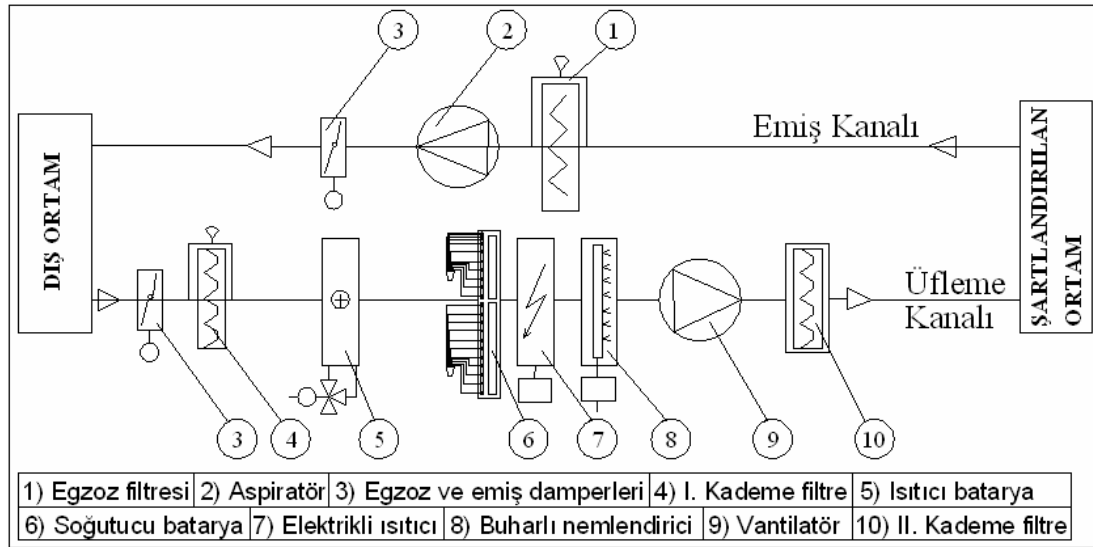
Çizelge 9.4. Boru hatlarındaki akış hızları

Boru Hattı	Boru İç Çapı (mm)	Kesit Alanı (m ²)	Akışkan Debisi (kg/s)	Ortalama Özgül Hacim (m ³ /kg)	Hız (m/s)
EMİŞ	20	0,000314	0,07621	0,04258	10,33
BASMA	16	0,000201	0,07621	0,01454	5,51
SIVI	10	0,000078	0,07621	0,000937	0,9

Bu işlemlerin ardından, ASHRAE (2002) tablolarından yararlanılarak tahmini olarak belirlenen boru çaplarında soğutma kapasitesi kontrolü yapılmış ve tahmini çapların uygun olduğu görülmüştür.

9.7. Cihaz İçi Basınç Kayıpları

Klima santralinde kullanılan tüm üniteler hava akışına karşı bir direnç oluşturur. Bu direnç, “basınç kaybı” olarak adlandırılabilir ve bu kayıplar cihazın motor gücünün artmasına neden olur. Şekil 9.13’de hem aspiratör için hem de vantilatör için, basınç kayıplarını oluşturan üniteler şematik olarak verilmiştir. Havanın şartlandırılan ortamdan alınıp, dış ortama gönderilmesi aspiratöre ait basınç kayıplarını oluşturur. Havanın dış ortamdan alınıp santral içersinde şartlandırılarak ortama verilmesi vantilatöre ait basınç kayıplarını oluşturur.



Şekil 9.13. Basınç oluşturan iç üniteler

Çizelge 9.5’de ise bu ünitelerin oluşturduğu basınçlar verilmiştir. Burada sadece cihaz içersindeki basınç kayıpları verilmiştir. Yani; hava kanallardaki kayıplar cihazın kullanılacağı yere bağlı olarak değişecektir.

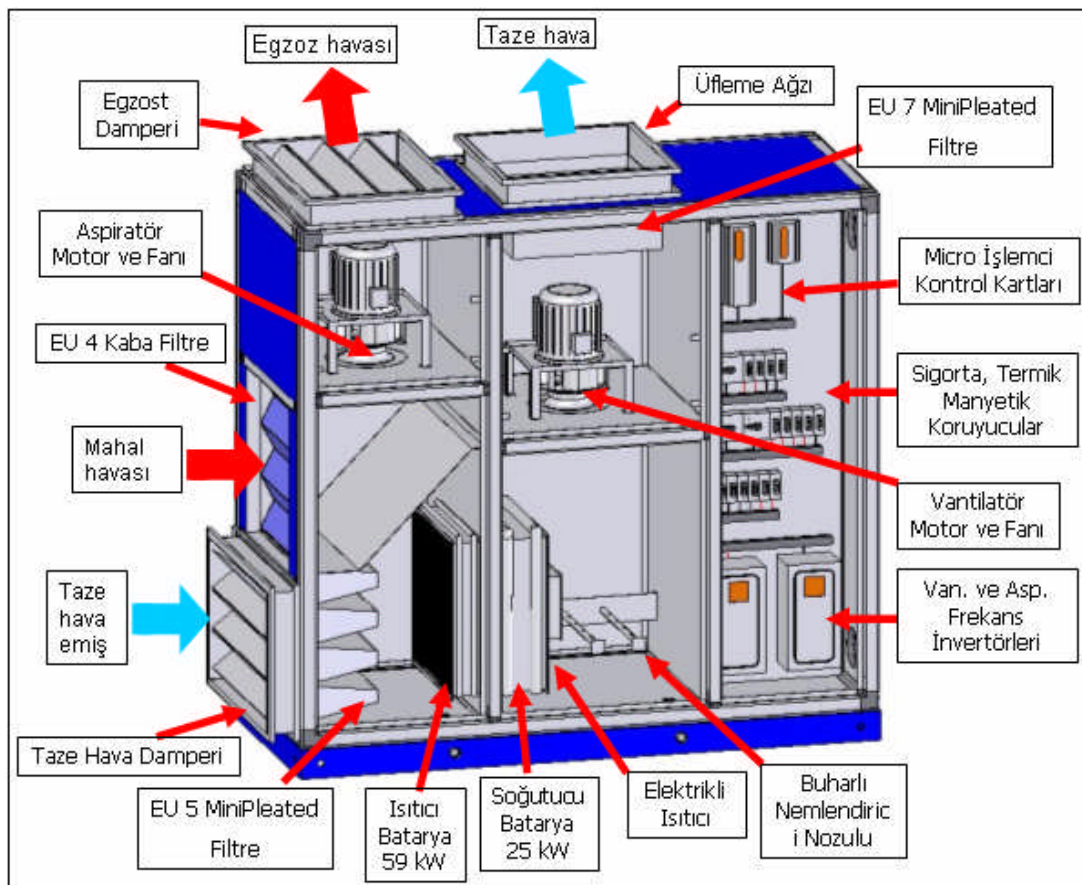
Çizelge 9.5. Ünite basınç kayıpları

Aspiratör tarafı		Vantilatör tarafı	
Ünite	Basınç kaybı (mmSS)	Ünite	Basınç kaybı (mmSS)
Damperler	4	Damperler	4
Egzoz filtresi	6	I. Kademe filtre	9
Kenarlar ve köşeler	4	Isıtıcı batarya	4
Toplam	14	Soğutucu batarya	12
		Elektrikli ısıtıcı	2
		II. Kademe filtre	12
		Kenarlar ve köşeler	7
		Toplam	50

Vantilatör ve aspiratör için fan ve motor seçimlerinde aspiratör için 40 mmSS, vantilatör için ise 170 mmSS toplam basınç kayıpları alınmıştır. Bu değerlerin içersinde klima santralinin kullanılacağı yerdeki kanal kayıpları da bulunmaktadır.

9.8. Klima Santrali Detayı ve Ünitelerin Yerleşimi

Termodinamik tasarımı yapılan klima santralinde bulunan tüm ünitelerin yerleşimi, 7. Bölümde anlatılan tasarım kriterleri doğrultusunda, Şekil 9.14’de gösterildiği gibi yapılmıştır. Yine Şekil 9.14’de de görüldüğü gibi cihaz tek parçadan oluşan bir yapıdadır. Cihazın, klasik klima santrallerinden farklı olarak tek parçadan oluşması, cihazdan kaynaklanan hava kaçaklarını minimuma indirmiştir.



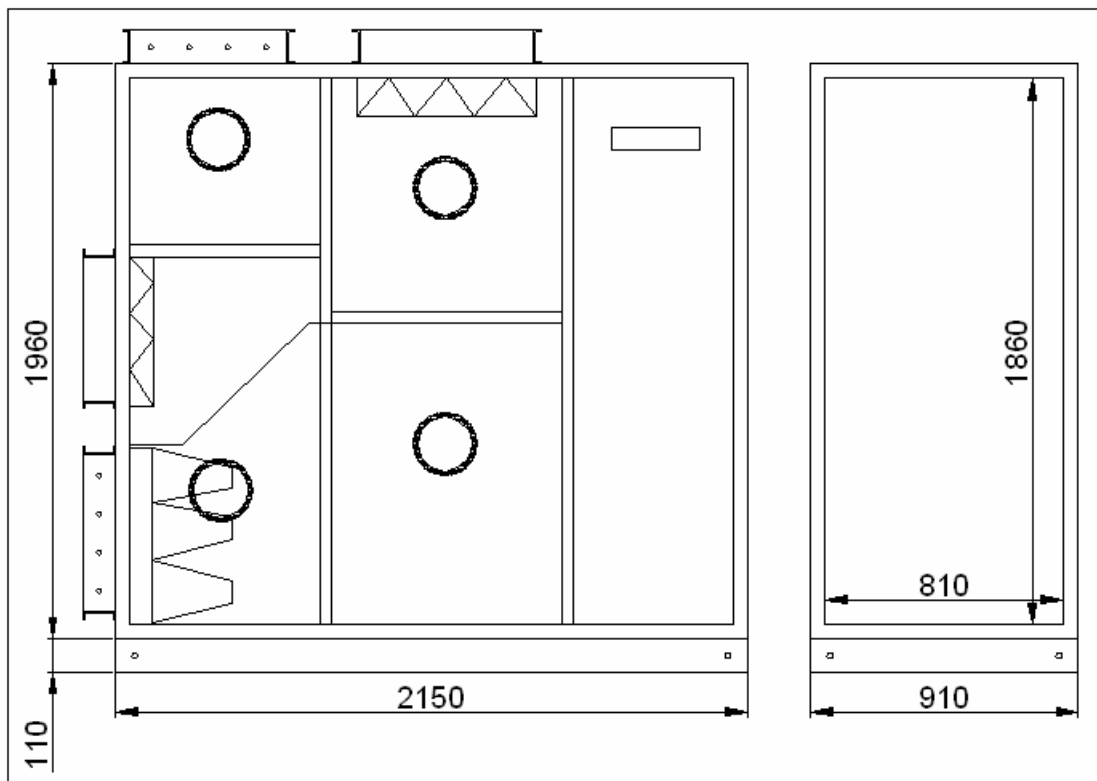
Şekil 9.14. Klima santrali ve ünitelerinin yerleşimi

Şekil 9.14’de verilen klima santralini detaylı olarak incelemek istersek; santralin sol tarafında aspiratör hücresi görülmektedir. Şartlandırılmış ortamdan alınan kirli hava taze havayla karışmadan dış ortama gönderilir. Sol alt tarafta ise dış ortamdan alınan taze hava toz tutma verimi %40 olan filtreden geçirilerek santral içersine alınır. Daha sonra sırasıyla; ısıtıcı, soğutucu, kurutma işlevini gören elektrikli ısıtıcı ve buharlı

nemlendiriciden geçer. Bu hücrelerin devamında ise vantilatör bulunmaktadır ve hemen önünde toz tutma verimi %90 olan filtre bulunmaktadır. Şartlandırılmış olan hava daha sonra bir kanal bağlantısıyla şartlandırılacak ortama ulaştırılır. DIN 1946-4 standardı gereğince ameliyathane havalandırmasında üç kademeli filtre kullanılmalıdır. I. Ve II. Kademe filtre şekilde görüldüğü gibi olmalıdır. 3. kademe filtre ise ameliyathaneye giden kanalın sonunda yer almalıdır. Klima santralinde vantilatörden önceki bölümde negatif basınç oluşur. Negatif basınç partiküllerin cihaz içersine girmelerine müsaade edebilir. Bu sebeple vantilatörlerin 1. ve 2. filtre kademeleri arısına yerleştirilmeleri gereklidir. Aynı zamanda bu yerleşimle, serpantin ve filtre yüzeylerinden havanın daha iyi bir yayılımla geçmesi sağlanmıştır. Elektrik motorları yüzeyi yıkanabilir ve istendiğinde dezenfekte edilebilir olmalıdır. Bu nedenle IP 55 koruma sınıfı motorlar tercih edilmiştir. Özellikle filtrelerin kirlenmesinden ötürü artan basınç kaybına orantılı olarak hava debisinin en ekonomik bir şekilde sabit kalabilmesi, motorlara frekans invertörü bağlanması ile sağlanmıştır. Isı değiştiricisinin lamellerinin yani kanatçıklar arasındaki mesafenin diğer serpantinlere göre daha fazla olması gerekir. Bunun yanında lamellerin üzerinin hijyenik bir kaplamayla kaplanması, özellikle yoğuşmanın olduğu soğutucu serpantinlerde mikroorganizmaların oluşmasını en aza indirir. Serpantinlerin alt bölümünde temizleme boşluğu bırakılmış ve dik köşeler silikon ve contalarla giderilmiştir. Klima santralleri için buharlı veya sulu nemlendirme seçenekleri mevcuttur. Sulu nemlendiriciler mikroorganizmaların çoğalması için uygun şartlar taşıdığından buharlı nemlendirici tercih edilmiştir. Kullanılan tüm ekipmanlar rahatlıkla temizlenebilir bir yapıdadır. Cihazın temizlenebilir olmasından ötürü; iç yapısı tamamen paslanmazdır. Fan-motor bağlantısı için kayış-kasnak bağlantısı yerine direk-akuple bağlantı tercih edilmiş ve fanlar geriye eğik seyrek kanatlıdır. Santrali sağ tarafında ise otomatik kontrol işlevlerini yürütecek ekipmanlar bulunmaktadır. Şekil 9.14, iç ünitelerin görünebilmesi amacıyla, cihazın ön görünüşünden kesit alınarak çizilmiştir. Cihazın ön tarafında kullanılan kapakların tamamında gözetleme camları bulunmaktadır.

Klima santralinin ölçülendirilmiş şekli ise Şekil 9.15’de verilmiştir. Boyutlandırma çalışmasında özellikle soğutucu bataryada hava hızının 2,5 m/s’yi geçmemesi kriter

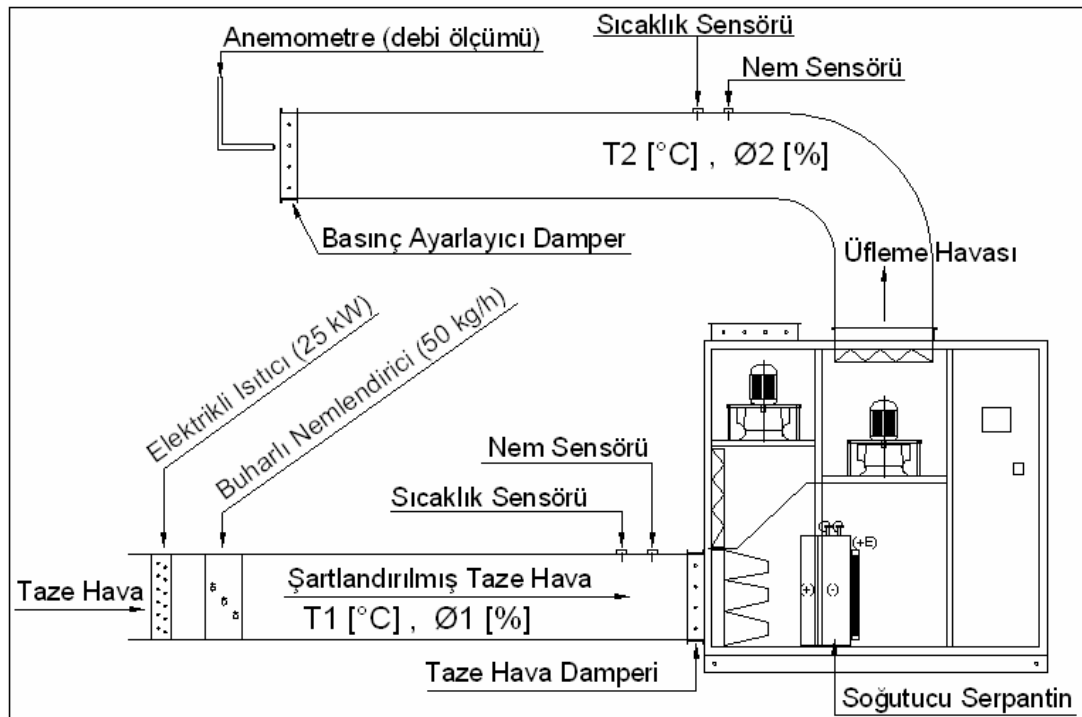
olarak alınmıştır. Bu boyutlandırmayla, değişebilen hava debilerine göre batarya kesitinde maksimum 1,9 m/s hava hızı elde edilmiştir. Dolayısıyla, mikroorganizmaların üremesine olanak tanıyan damla tutucuların kullanılmasına gerek kalmamıştır. Burada dikkate alınan bir diğer parametre de, ünitelerin yaratmış olduğu basınç kayıplarıdır. Basınç kayıpları optimum seviyelerde tutularak motorlara binen yük hafifletilmiştir. Tüm bu kriterlere göre belirlenen ünitelerin seçiminden sonra, üretici firmaların kataloglarından filtre, batarya, fan, motor, v.b. ölçüleri alınmış ve klima santralinin ölçüleri oluşturulmuştur.



Şekil 9.15. Klima santralinin boyutlandırılması

10. TERMODİNAMİK ANALİZLER VE DENEYSEL ÇALIŞMA

Tasarımı yapılan klima santrali için yapılacak olan deney düzeneği Şekil 10.1 ve 10.3’de verilmiştir. Şekillerde verilen her iki deneyde de kapasite kontrolleri yapılacaktır. Kapasite kontrolleri için soğutma sistemi, buharlı nemlendirici ve vantilatör üniteleri çalıştırılmıştır.



Şekil 10.1. Deney düzeneği - 1

Şekil 10.1’de görüldüğü gibi klima santralinin taze hava emiş damperine ve üfleme ağzına kanallar bağlanmıştır. Soğutma sisteminin çalıştırılabilmesi ve farklı taze hava şartları oluşturabilmek için, emiş kanalına 25 kW’lık elektrikli ısıtıcı ve 50 kg/h’lık buharlı nemlendirici konulmuştur. Şartlandırılmış olan taze havanın sıcaklığını ve bağıl nemini ölçebilmek için de sıcaklık ve nem sensörleri yine emiş kanalında mevcuttur.

Üfleme kanalına ise hava debisi ve basınç ölçümü için anemometre, yine sıcaklık ve bağıl nem değerleri için de sıcaklık ve nem sensörleri konulmuştur. Cihaz içersindeki

komponentlerin toplam basınca olan etkilerini göz ardı etmemek gerektiğinden basınç ve debi ölçümü üfleme kanalından yapılmalıdır. Kanalin sonunda yer alan damperinin kısılması veya açılması ile de basınç oluşturulacaktır. Oluşturulacak olan bu basınçla farklı hava debileri elde edilecek ve bu farklı şartlar altında soğutma kapasitesi kontrol edilecektir.

Hava debisinin basınçla olan ilişkisini (aynı fan ve sabit hava yoğunluğu için) Eş. 10.1 ile ifade etmek mümkündür. Burada “p” basıncı simgelerken “Q” hava debisini göstermektedir.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2 \quad (10.1)$$

10.1. Hava Tarafında Yapılan Ölçümler

Hava debisi üzerinden soğutma kapasitesi kontrolü Eş 10.2 ile yapılacaktır. Bu eşitlikte yer alan entalpi ve yoğunluklar ise EK-4’de verilen psikometrik diyagramdan okunacaktır.

$$\dot{Q}_L = \dot{V} \cdot \rho \cdot (h_1 - h_2) \quad (10.2)$$

Burada;

$$\dot{V} = \text{hava debisi} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

$$\rho = \text{havanın giriş şartlarındaki yoğunluğu} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$h = \text{entalpi} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

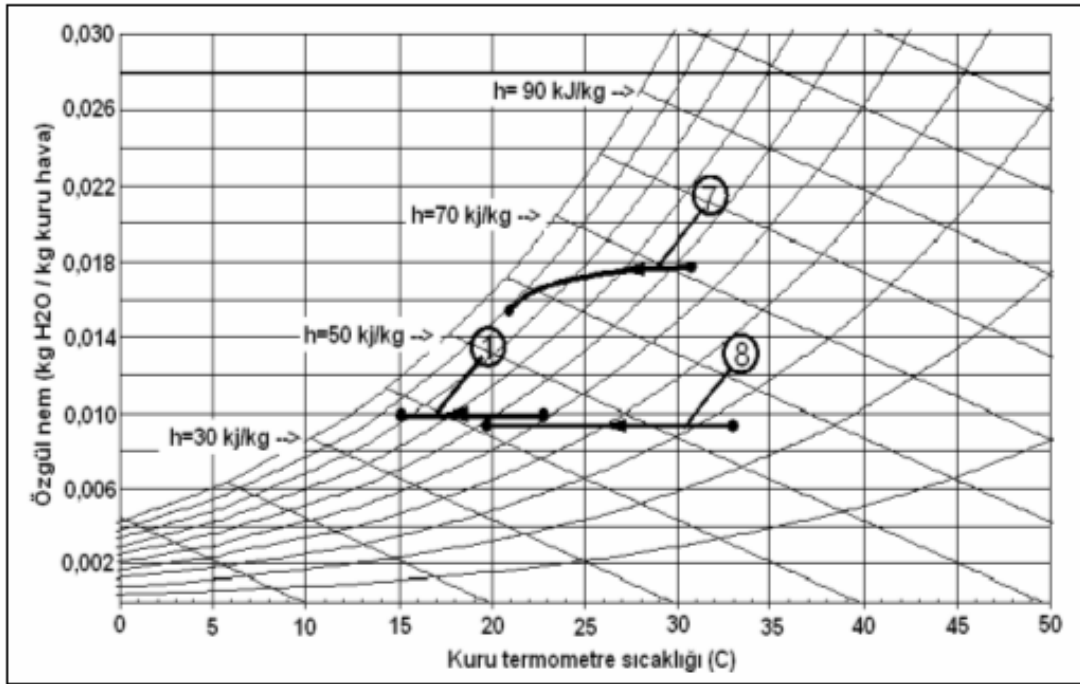
Hava tarafı için yapılan ölçümler Çizelge 10.1’de verilmiştir. Burada yapılan tüm ölçümlerde hava debisi 0,861 m³/s olarak alınmıştır. Şekil 10.1’de de gösterildiği üzere, Çizelge 10.1’de yer alan T₁, Ø₁ ve h₁ değerleri sırasıyla giriş havası kuru

termometre sıcaklığını, bağıl nemini ve entalpisini gösterirken; T_2 , ϕ_2 ve h_2 değerleri yine sırasıyla çıkış havası kuru termometre sıcaklığını, bağıl nemini ve entalpisini ifade etmektedir. ρ ve Q değerleri ise sırasıyla havanın giriş şartlarındaki yoğunluğunu ve sistemin soğutma kapasitesini göstermektedir.

Çizelge 10.1. Hava tarafında yapılan ölçümler

Ölçüm	T_1 [°C]	ϕ_1 [%]	h_1 [kJ/kg]	T_2 [°C]	ϕ_2 [%]	h_2 [kJ/kg]	ρ [kg/m ³]	Q [kW]
1	22,7	52	47,5	15	85	39,6	1,08	7,34
2	24,2	48	49,1	15,7	81	40,4	1,07	8,01
3	26,4	70	68,5	19,4	93	55,5	1,06	11,86
4	27,2	40	52,2	17,2	73	41,9	1,06	9,4
5	28,6	48	61,2	18,1	89	50,1	1,05	10,03
6	29,7	50	65,8	19,8	85	53,5	1,05	11,12
7	30,4	55	71,9	20,8	87	57,8	1,05	12,74
8	32,9	27	57,2	19,8	58	43,5	1,04	12,26
9	32,3	24	52,4	19,6	51	39,5	1,04	11,55
10	33,5	24	55	20,1	53	41,4	1,02	12,17

Ölçüm sonuçlarından teorik hesaba en yakın olan, 8 nolu ölçümdür. Soğutma kapasitesi Eş. 10.2'den de anlaşılacağı gibi Δh ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Burada yapılan ölçüm sonuçlarına göre, en büyük entalpi farkı 7 nolu ölçümde olurken, en küçük entalpi farkı da 1 nolu ölçümde olmuştur. Dolayısıyla, en büyük kapasite 7 nolu ölçümde, en küçük kapasite ise 1 nolu ölçümde çıkmıştır. Her üç ölçüme ait kapasite hesapları aşağıda verilmiştir. İlk olarak psikometrik diyagram üzerinde havanın giriş ve çıkış şartları belirlenerek entalpilerin okunması gerekir. Bu işlem ve ölçümlere ait soğutma grafikleri Şekil 10.2'de verilmiştir.



Şekil 10.2. 1, 7 ve 8 nolu ölçümlerin psikometrik diyagramda gösterimi

Her üç ölçüm için psikometrik diyagram yardımıyla okunan entalpi değerleri ve yoğunlukları Eş. 10.2’de yerine konur. Havanın yoğunluğu yine psikometrik diyagramdan veya tablolardan okunabilir.

$$\dot{Q}_{L1} = 0,861 \cdot 1,08 \cdot (47,5 - 39,6) = 7,34 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{L7} = 0,861 \cdot 1,05 \cdot (71,9 - 57,8) = 12,74 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{L8} = 0,861 \cdot 1,04 \cdot (57,2 - 43,5) = 12,26 \text{ kW}$$

Şekil 10.2’de gösterilen 1, 7 ve 8 nolu ölçümlere ait soğuma işleminin şematik görünümüne göre; 1 ve 8 nolu ölçümlerde duyulur soğuma gerçekleşmiştir. Yani; soğuma süresince özgül nem değişmemiştir. 7 nolu ölçümde ise havanın giriş bağıl nemi yüksek olmasından dolayı duyulur soğumanın yanında gizli ısıdan dolayı ayrıca bir soğuma gerçekleşmiş ve havanın giriş şartlarındaki özgül nemi azalmıştır. 7 nolu ölçüm için bahsedilen ve gizli ısıdan gelen soğuma kapasitesi Eş 10.3 yardımıyla bulunabilir.

$$\dot{Q}_{Lg} = \dot{V} \cdot \rho \cdot (W_1 - W_2) \cdot h_{fg} \quad (10.3)$$

Burada;

$$\dot{V} = \text{hava debisi} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

$$\rho = \text{havanın giriş şartlarındaki yoğunluğu} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$W_{1,2} = \text{giriş ve çıkış özgül nemi} \left[\frac{\text{kg nem}}{\text{kg kuru hava}} \right]$$

$$h_{fg} = \text{doymuş su buharının entalpisi} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Burada yer alan doymuş su buharının entalpisi değeri, havanın fiziksel özelliklerini gösteren tablolardan okunur. Tablodan giriş sıcaklığı olan 30,4 °C'ye denk gelen entalpi değeri 2 429 kJ/kg olarak okunmuştur.

Buna göre;

$$\dot{Q}_{Lg} = 0,861 \cdot 1,05 \cdot (0,0163 - 0,0147) \cdot 2429 = 3,51 \text{ kW} \text{ olarak bulunur. Yani; 7 nolu ölçümdeki kapasitenin \%27,5' i gizli ısıdan kaynaklanmaktadır.}$$

Genel olarak, soğutma olayında giriş havası bağıl nemi arttıkça, soğutma kapasitesi de artar. Tabi bunun yanında kuru termometre sıcaklığının da etkisi çok önemlidir. Kuru termometre sıcaklığı da arttıkça logaritmik sıcaklık farkının artmasından dolayı yine kapasite artışı beklenir. Ancak, buradaki artış bağıl nemin kapasiteye olan etkisi kadar değildir. Bunu görebilmek için 8, 9 ve 10 nolu ölçümlere bakmamız yeterli olacaktır. 9 ve 10 nolu ölçümlerde bağıl nem oranları aynı iken, 10 nolu ölçümde kuru termometre sıcaklığı, 9 nolu ölçüme göre 1,2 °C daha yüksektir ve kapasitesi de 0,62 kW daha fazla çıkmıştır. Ancak, 8 ve 10 nolu ölçümleri karşılaştırdığımızda ise; 8 nolu ölçümün kuru termometre sıcaklığı, 10 nolu ölçüme göre 0,6 °C daha düşük olmasına rağmen, bağıl neminin daha yüksek olmasından dolayı kapasitesi 0,09 kW

daha fazla çıkmıştır. Bunun nedeni ise gizli ısıdır. Bağlı nem oranı arttıkça soğuma sırasında havada bulunan su buharı yoğunlaşır ve içindeki ısıyı dışarı atar. Hava tarafında yapılan ölçümlerde de yoğunlaşma olayına rastlanılmıştır.

Teorik kapasite ile deneysel yolla elde edilen kapasitenin birbiriyle uyuşması için, giriş havası şartlarının dizayn şartlarıyla aynı olması gerekir. Yani; giriş havası kuru termometre sıcaklığının 34 °C, bağlı neminin ise %28,3 olması gerekir. Kapasitelerin her ölçümde farklı çıkması logaritmik sıcaklık farkı ve toplam ısı transfer katsayısı ile açıklanabilir. Bir ısı değiştiricisinin kapasitesi Eş. 10.4 yardımıyla da bulunabilir.

$$\dot{Q} = K \cdot A \cdot \Delta t_m \quad (10.4)$$

Burada;

K = ısı değiştiricisinin toplam ısı transfer katsayısı [$W/m^2 \cdot ^\circ C$],

A = ısı değiştiricisinin toplam ısı transfer yüzey alanı [m^2],

Δt_m = ortalama logaritmik sıcaklık farkıdır.

Kapasiteyi doğrudan etkileyen toplam ısı transfer katsayısı, ısı değiştiricisinin geometrisine ve üzerinden geçen akışkanın özelliklerine bağlı olarak değişir. Isı değiştiricisinin geometrisi; borular arası mesafe, boru sıraları arası mesafe, boru dizilişi (şaşırtmalı veya düz), boru çapı ve et kalınlığı, boru formu, lamel aralığı ve kalınlığı, lamel formu, lamel malzemesi, v.b. gibi birçok fiziksel özelliğe bağlıdır. Ancak, burada kullanılan ısı değiştiricisi her ölçümde aynı olduğu için, geometrinin ısı transfer katsayısına olan etkisi göz ardı edilebilir. Üzerinden geçen havanın debisi her ölçümde yine aynı olduğu için bunun da etkisi göz ardı edilebilir. Bunun dışında gizli ısı oranı her ölçümde değişebileceği için, toplam ısı transfer katsayısı da buna bağlı olarak artar veya azalır. Gizli ısı oranındaki artış, toplam ısı transfer katsayısını da arttırıcı yönde etkiler.

Toplam ısı transfer yüzey alanı, yine ısı değiştiricisinin geometrisine bağlı olduğu için sabittir. Dolayısıyla, kapasitenin değişmesindeki etkisi göz ardı edilebilir.

Ortalama logaritmik sıcaklık farkı ise, ters akımlı ısı değıştiricileri için Eş. 10.5 ile bulunabilir. Bu denklemden de anlaşılacağı üzere Δt_m havanın giriş ve çıkış şartlarına göre değışebilir.

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \quad (10.5)$$

$$\Delta t_1 = (t_{1ç} - t_{2g}), \Delta t_2 = (t_{1g} - t_{2ç})$$

Burada; $t_{1ç}$ ve t_{1g} havanın çıkış ve giriş sıcaklıklarını gösterirken, $t_{2ç}$ ve t_{2g} soğutucu akışkanın çıkış ve giriş sıcaklıklarını göstermektedir. Soğutucu akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları için teorik hesapta kullanılan kızgınlık miktarını katmadan buharlaşma sıcaklığı olan 7 °C sabit olarak alınabilir. Bu yaklaşım doğrultusunda ve Eş. 10.5 yardımıyla 1, 7 ve 8 nolu ölçümler için Δt_m değeri hesaplanırsa;

$$\Delta t_{m,1} = \frac{(15 - 7) - (22,7 - 7)}{\ln\left(\frac{8}{15,7}\right)} = 11,42 \text{ } ^\circ\text{C}$$

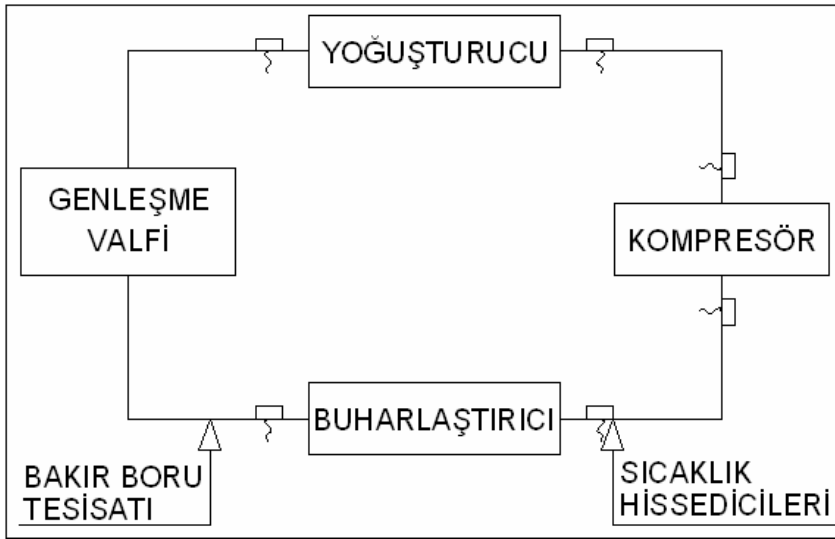
$$\Delta t_{m,7} = \frac{(20,8 - 7) - (30,4 - 7)}{\ln\left(\frac{13,8}{23,4}\right)} = 18,18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{m,8} = \frac{(19,8 - 7) - (32,9 - 7)}{\ln\left(\frac{12,8}{25,9}\right)} = 18,58 \text{ } ^\circ\text{C}$$

değerleri bulunur. $\Delta t_{m,8}$ ' in değeri, $\Delta t_{m,7}$ ' nin değerinden büyük olmasına rağmen 7 nolu ölçümde daha yüksek kapasite elde edilmiştir. Bunun nedeni ise; 7 nolu ölçümdeki gizli ısı oranının yüksek olması ve dolayısıyla, toplam ısı transfer katsayısının 8 nolu ölçüme göre daha fazla olmasıdır.

10.2. Akışkan Tarafı İçin Yapılan Ölçüm

Kapasite kontrolü için yapılacak olan ikinci aşamada ise Şekil 10.3’de görüldüğü gibi buharlaştırıcı, kompresör ve yoğuşturucu giriş ve çıkışlarına sıcaklık hissedicileri bağlanmıştır. Sıcaklık hissedicileri sayesinde o noktadaki soğutucu akışkanın sıcaklıkları okunacaktır. Kapalı sistemde akışkan basıncının tespit edilmesi oldukça zor olduğundan basınç için o sıcaklığa denk gelen basınç alınacaktır. R407 C gazına ait tablolar yardımıyla da o noktadaki entalpiler tespit edilecektir. Gaz debisi için teorik olarak hesaplanan değer baz alınmıştır. Hava tarafı için yapılan ölçümlerde teorik hesaba en yakın sonucu veren 8. ölçüm olmuştur. Bu ölçüm için akışkan tarafında yapılan ölçümler de Çizelge 10.2 ve Şekil 10.4’de verilmiştir.



Şekil 10.3. Deney düzeneği – 2

Şekil 10.3’de gösterilen numaralı bölgelerdeki sıcaklıklar ve entalpiler Çizelge 10.2’de aynı numarayla ifade edilmiştir.

Kompresör üzerinde geçen akım da bir ampermetre vasıtasıyla ölçülmüş ve harcanan güç Eş 10.6 yardımıyla hesaplanmıştır.

$$P = U \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \sqrt{3} \cdot 10^{-3} \quad (10.6)$$

Burada;

P = kompresör motor gücü [kW]

U = hat gerilimi [volt]

I = akım [A]

$\cos \varphi$ = güç faktörü $\cong 0,9$

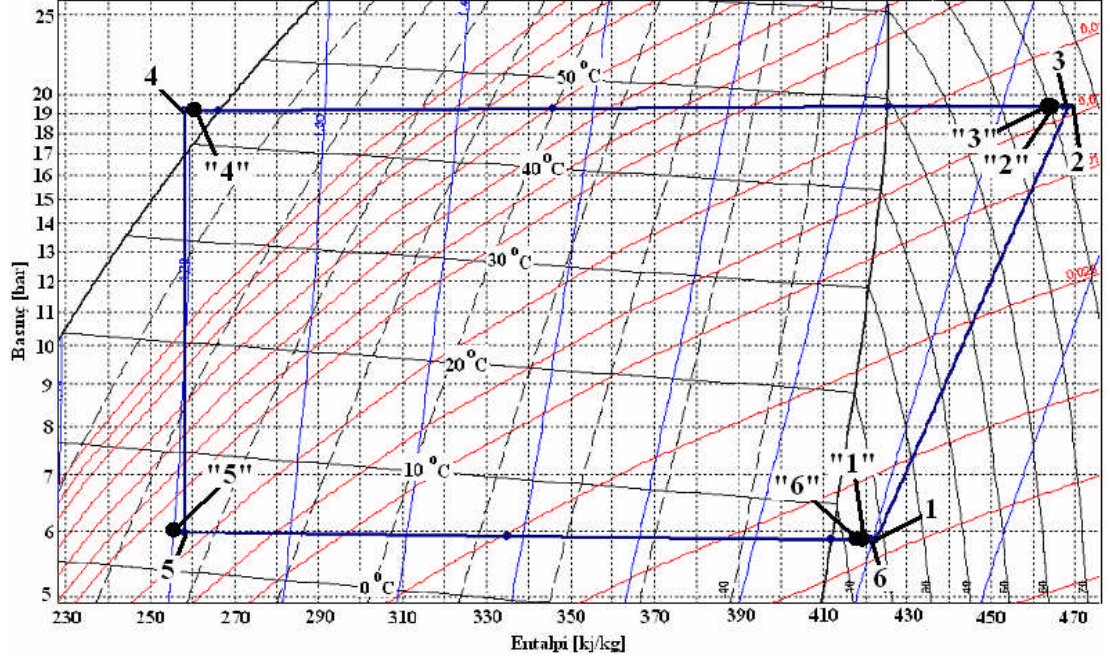
Sistemdeki hat gerilimi ise 391 Volt olarak ölçülmüştür.

Çizelge 10.2. Akışkan tarafında yapılan ölçümler ve teorik değerler

Ölçüm Noktası	Deneysel	Teorik
T_1 [°C]	17,5	18,1
h_1 [kJ/kg]	418	422,65
T_2 [°C]	80,6	83,74
h_2 [kJ/kg]	460	468,3
Komp. Kap. [kW]	3,2	3,48
Komp. Motor akımı [A]	4,8	5,13
Komp. Harcadığı güç [kW]	3,25	3,48
T_3 [°C]	80,2	82,64
h_3 [kJ/kg]	466	467,1
T_4 [°C]	39	38,91
h_4 [kJ/kg]	263	258,2
Yoğ. Kap. [kW]	15,47	15,92
T_5 [°C]	2,2	3,14
h_5 [kJ/kg]	255	258,2
T_6 [°C]	8	17
h_6 [kJ/kg]	415	421,6
Buhar. Kap. [kW]	12,19	12,45
COP	3,75	3,58

Şekil 10.4’de R407 C gazına ait p-h diyagramı kullanılarak teorik hesapla gerçekleşen çevrim çizilmiştir. Çevrim üzerindeki noktalardan teorik hesap değerleri;

1, 2, 3, 4, 5 ve 6 rakamlarıyla simgelenirilirken, deneysel hesapla bulunan değerler ise; "1", "2", "3", "4", "5" ve "6" şeklinde simgelenirilmifitir.



Şekil 10.4. Deneysel ve teorik p-h diyagramı

Hava tarafında yapılan ölçümde soğutma kapasitesi 12,26 kW olarak bulunmuştı. Akışkan tarafında da yapılan ölçümde de bu değere oldukça yakın olan 12,19 kW değeri elde edilmiştir. Bu değerler teorik hesaplara da oldukça uygundur. Soğutma kapasitesinin teorik hesaba göre küçük bir miktar düşüğe çıkmasına rağmen COP değeri kompresör gücünün düşüğe çıkmasından dolayı bir miktar yüksek çıkmıştır. Akışkan tarafında yapılan ölçümlerde akışkan sıcaklığı bakır boru üzerinden okunduğu için belli bir miktar ölçüm hatası olduğu düşünülmektedir. P-h diyagramından da anlaşılacağı üzere sıcaklıktaki 0,5 °C'lik okuma hatası, entalpide 20-30 kJ/kg'lık farka neden olabilir. Hava tarafı soğutma kapasitesiyle akışkan tarafı soğutma kapasitesinin farklı çıkmasının en büyük nedeni de budur.

Buradaki deneyler kış ayında yapılmıştır. Hava tarafı ölçümler için giriş havası şartlandırılarak yaz şartları elde edilmeye çalışılmıştır. Dolayısıyla hava tarafı soğutma kapasitesi teorik hesaba daha yakın çıkmıştır. Özellikle 8. ölçümde

soğutucu batarya, yani buharlaştırıcı dizayn şartlarına çok yakın giriş havası şartları elde edilmiş ve teorik kapasiteye yaklaşmıştır. Akışkan tarafı ölçümlerde ise yoğunlaştırıcı ünitesi dış ortamda çalıştığı için üzerinden geçen hava şartlandırılmamıştır. Dizayn şartlarına göre yoğunlaştırıcı ünitesi yaz şartlarında çalışacak şekilde seçilmiştir. Ancak, yoğunlaştırıcının yaz şartlarına göre daha düşük sıcaklıkta çalışması verimliliğini artırır. Yani, buharlaştırıcıya göre tam tersi bir durum söz konusudur. Yoğunlaştırıcı fanı hız kontrollü olduğu için otomatik olarak üzerinden geçmesi gereken hava debisini akışkan sıcaklığına göre ayarlamaktadır. Dolayısıyla, yoğunlaştırıcı fan motorunun harcadığı güç yaz şartlarına göre daha düşük olmuş ve verimliliği artmıştır. Ancak, bu durum yoğunlaştırıcı kapasitesinde herhangi bir değişikliğe neden olmaz. Kapasitenin teorik kapasiteden düşük çıkması kompresör ve buharlaştırıcı kapasitelerine bağlı olarak değişmektedir.

Kapasiteye etkisi göz ardı edilmemesi gereken diğer bir husus da bakır borulardaki basınç kayıplarıdır. Mutlaka teorik hesaptan bir miktar farklı basınç kayıpları oluşmuştur. Bu kayıpların artması akışkan debisini azaltıcı yönde etkileyeceği için, kapasiteleri de düşürecektir.

Her iki ölçümde de kapasiteye olan etkileri incelenen özellikler (giriş havası şartları, teorik sıcaklık farkı, gizli ısı oranı, bakır boru basınç kayıpları, v.b.) komple bir sistemi oluşturmaktadır. Bunlardan herhangi birinin kapasiteye olan etkisi göz ardı edilerek, diğer özelliklerin etkinliğini incelemek doğru sonuç vermeyecektir.

10.3. Deneylerde Kullanılan Ölçüm Aletleri

Hava tarafı kapasite kontrolü için yapılan birinci deneyde, hava üzerinden sıcaklık, bağıl nem ve debi ölçümleri alınmıştı (Bkz. Şekil 10.1). Sıcaklık ölçümleri için Resim 10.1’de gösterilen dijital portatif termometre kullanılmıştır. Kabloyla göstergeye bağlı olan termometre ucu, emiş ve üfleme kanalında açılan küçük deliklerden kanal içersine sarkıtılarak, T_1 ve T_2 sıcaklıkları okunmuştur. Cihaza ait teknik bilgiler ise Çizelge 10.3’de verilmiştir.



Resim 10.1. Dijital portatif termometre [6]

Bağıl nem ölçümleri için, Resim 10.2’de gösterilen dijital portatif higrometre kullanılmıştır. Higrometre ucu, emiş ve üfleme kanalında açılan küçük deliklerden kanal içersine sarkıtılarak, $\emptyset_1$ ve $\emptyset_2$ bağıl nem değerleri okunmuştur. Cihaza ait teknik bilgiler ise Çizelge 10.3’de verilmiştir.



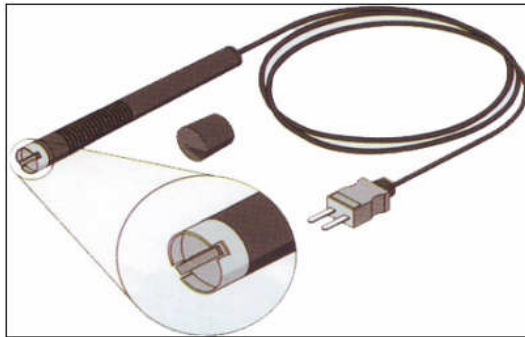
Resim 10.2 Dijital portatif higrometre [6]

Debi ölçümleri ise Resim 10.3’de verilen anemometre yardımıyla yapılmıştır. Ölçümden alınan ortalama hava hızı değeri, kanal kesitiyle (0,6×0,4 m.) çarpılarak debi elde edilmiştir. Çizelge 10.3, cihaza ait teknik bilgileri içermektedir.



Resim 10.3. Anemometre [6]

Akışkan tarafı için yapılan ölçümlerde bakır boru üzerinden akışkan sıcaklıkları okunmuştur (Bkz. Şekil 10.3). Bu ölçümlerde Resim 10.4’de verilen yüzey sıcaklık probunu kullanılmıştır. Cihaza ait teknik bilgiler ise Çizelge 10.3’de verilmiştir.



Resim 10.4. Yüzey sıcaklık probu [6]

Kompresör gücünün hesaplanması için, hat gerilimi ve kompresör motorunun çektiği akım, Resim 10.5’de gösterilen pens ampermetre ile ölçülmüştür. Çizelge 10.3’de ise cihaza ait teknik veriler yer almaktadır.



Resim 10.5. Pens ampermetre [6]

Çizelge 10.3. Ölçü aletlerine ait teknik bilgiler

Ölçü Aleti	Çalışma aralığı	Hassasiyet
Dijital portatif termometre	-50...70 °C	± 1 °C
Dijital portatif higrometre	10...95 %RH	± 1 %RH
Anemometre	0,4...30 m/s	± 3 % (m/s)
Yüzey sıcaklık probu	0...260 °C	$\pm 2,2$ °C
Pens ampermetre (akım)		$\pm 0,3$ A
Pens ampermetre (voltaj)	0...600 V	$\pm 0,3$ V
Şerit metre	0...5000 m	$\pm 0,1$ mm

10.4. Hata Analizi

Deneysel çalışmalarda değişik sebeplerden dolayı bazı yanlış hesaplamalar yapmak mümkündür. Bu nedenle yapılan her deneyde mutlaka bir hata miktarı vardır. Söz konusu hata miktarı; kullanılan ölçüm aletlerine, okuyucunun tecrübesine ve deney şartlarına göre değişebilir. Burada önemli olan, uygun ölçü aletlerini kullanmak ve parametrelerin ölçümünde müsaade edilebilir hata oranını tespit etmektir. Bu çalışmada yapılan deneylere ait hata oranlarının tespiti için *belirsizlik analizi* kullanılmıştır.

Bu yönteme göre; sistemde ölçülmesi gereken büyüklük R, ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Her bir bağımsız de i kene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ise, R büyüklüğünün hata oranı w_R [33];

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (10.7)$$

 eklinde ifade edilir.

Entalpi hesaplamasında belirsizlik analizine göre yapılan hatayı bulmak istersek, entalpiyi kuru termometre ve bağıl neme bağlı olarak  u şekilde yazabiliriz;

$$h = 1,006t + \frac{0,62198 \cdot \emptyset \cdot x_{ws}}{x_a} (2501 + 1,805t) \quad (10.8)$$

Burada; “t” kuru termometre sıcaklığını, “ ” bağıl nemi, “ x_{ws} ” doymuş hava içindeki su buharının mol oranını, “ x_a ” kuru havanın mol oranını ifade etmektedir. Hava tarafı için yapılan deneylerden, 8 nolu ölçümün giriş havası entalpisi için belirsizlik analizi

yapacak olursak ($t=32,9^\circ\text{C}$, $\emptyset=0,27$, $\frac{x_{ws}}{x_a}=0,0561$):

$$\frac{\partial h}{\partial t} = 1,006 + 0,62198 \cdot \emptyset \cdot 0,0561 \cdot 1,805 = 1,023$$

$$\frac{\partial h}{\partial \emptyset} = 0,62198 \cdot 0,0561 \cdot (2501 + 1,805t) = 89,339$$

Çizelge 10.3’den de $w_t=1$ ve $w_\emptyset=0,01$ okunur.

$$w_h = \left[\left(\frac{\partial h}{\partial t} w_t \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial \emptyset} w_\emptyset \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$w_h = \left[(1,023 \cdot 1)^2 + (89,339 \cdot 0,01)^2 \right]^{1/2} = 1,358$$

$$\frac{w_h}{h} = \frac{1,358}{57,2} = \%2,37$$

Dikkat edilirse hata oranının büyük bir bölümü sıcaklık ölçümünden gelmektedir. Dolayısıyla, öncelikle bu ölçümün daha dikkatli yapılması gerekir.

Debi ölçümünde yapılan hatayı belirsizlik analizine göre bulmak istersek ($v=3,5$ m/s, $a=0,496$ m);

$$\dot{V} \left[\frac{m^3}{s} \right] = v \left[\frac{m}{s} \right] \cdot a^2 \left[m^2 \right] \quad (10.9)$$

$$\frac{\partial \dot{V}}{\partial v} = a^2 = 0,496$$

$$\frac{\partial \dot{V}}{\partial (a^2)} = 2av = 3,472$$

Çizelge 10.3'den de $w_v=0,03$ ve $w_{a^2}=0,01 \cdot 10^{-3}$ okunur.

$$w_{\dot{V}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{V}}{\partial v} w_v \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{V}}{\partial (a^2)} w_{a^2} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$w_{\dot{V}} = \left[(0,496 \cdot 0,03)^2 + (3,472 \cdot 10^{-5})^2 \right]^{1/2} = 0,0148$$

$$\frac{w_{\dot{V}}}{\dot{V}} = \frac{0,0148}{0,861} = \%1,728$$

Debi ölçümündeki hata oranının büyük bir bölümü hız ölçümüne aittir.

Akışkan tarafı için yapılan deneylerde, kompresörün harcadığı güç için yapılan ölçüm hatasını hesaplamak istersek ($U=391$ volt, $I=4,8$ amper);

$$P = U \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \sqrt{3} \cdot 10^{-3}$$

$$\frac{\partial P}{\partial U} = I \cdot \cos \varphi \cdot \sqrt{3} \cdot 10^{-3} = 4,8 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{3} \cdot 10^{-3} = 0,00748$$

$$\frac{\partial P}{\partial I} = U \cdot \cos \varphi \cdot \sqrt{3} \cdot 10^{-3} = 391 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{3} \cdot 10^{-3} = 0,6095$$

Çizelge 10.3'den de $w_I=0,3$ ve $w_U=0,3$ okunur.

$$w_P = \left[\left(\frac{\partial P}{\partial U} w_U \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial I} w_I \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$w_P = \left[(0,00748 \cdot 0,3)^2 + (0,6095 \cdot 0,3)^2 \right]^{1/2} = 0,1828$$

$$\frac{w_P}{P} = \frac{0,1828}{3,25} = \%5,62$$

Hata oranının büyük bir bölümü akımın okunmasına aittir.

11. SONUÇLAR

Gelişen teknolojiyle birlikte uygulama alanları oldukça gelişen temiz oda uygulamalarına; laboratuvarlarda, ilaç ve gıda sektöründe, elektronik ve mikro işlemci üretim alanlarında ve hastanelerde karşılaşılr. Temiz odada ne gibi bir işlem yürütüleceği ve bu yürütülecek işlem için ortamda bulunabilecek maksimum tanecik konsantrasyonu ve çapı tasarımı dikkate alınması gereken parametrelerin başında gelir. Bir diğer önemli parametre ise oda basıncı ve odadaki hava hızıdır. Bunların yanında sıcaklık, nem, ses şiddeti, titreşim ve statik elektrik dikkat edilmesi gereken diğer parametrelerdir. Hastanelerde bu parametrelerin hangi durumlarda hangi değerde olması gerektiği DIN 1946-4 standardında ifade edilmiştir. Bu standarda uygun olarak yapılmış bir ameliyathanede 30 kat daha fazla hijyen elde etmek mümkündür.

Genel olarak mikroorganizmaların yaşamalarını ve çoğalmalarını önleyebilmek için sıcaklığın 25 °C'yi ve bağıl nemin de %60'ı geçmemesi gerekmektedir. Bu şartların santral içersinde de aşılmaması gerekmektedir. Bir ameliyathane klima santrali için kullanılan tüm malzemeler ve ekipmanlar hijyenik özellikte olmalıdır. Mikroorganizmaların santral içersinde en rahat üreyebildiği alanlar; nemlendiriciler, damla tutucular ve dik köşelerdir. Santral içersinde bu kritik bölgeler için özel önlemler alınmalıdır. Klima santrali muhakkak çift cidarlı olmalıdır. Yoğuşma tavası çift eğimli ve paslanmaz olmalıdır. Mümkün olduğunca damla tutuculardan kaçınılmalı veya damlacıkları üzerinde asılı tutmayan hijyenik damla tutucular kullanılmalıdır. Yoğuşmuş suyun diğer ünitelere taşınmaması için serpantinlerde alın hızı 2,5 m/s'yi geçmemelidir. Ayrıca, serpantilerin yoğuşmuş suyu üzerinde tutmaması için lamelleri özel bir kaplama ile üretilmelidir. Zamanla pisliklerin lamel aralığında birikmemesi ve kolayca temizlenebilmesi için lamel aralığı 2,5 mm'den küçük olmamalıdır. Ameliyathane havalandırmasında muhakkak üç kademeli filtreleme uygulanmalıdır. Ayrıca, kullanılan filtrelerin periyodik bakımları aksatılmadan yapılmalı ve değiştirilmesi gereken durumlarda hemen müdahale edilmelidir. Hepa filtreleri MDF ve sunta çerçeveli olmamalıdır. Havalandırma sisteminde kullanılan tüm contalar deliksiz ve kesintisiz olmalıdır.

Klima santralinde olduğu kadar kanallarda da hijyenin korunması gereklidir. Havalandırma sistemi ne kadar iyi olursa olsun, binanın projelendirilmesi iyi yapılmamışsa, kapı ve pencerelerdeki enfiltrasyonun önüne geçilemiyorsa, mahaldeki insan trafiğı yoğunsa ve proses iyi tanımlanmamışsa sistem asıl görevini yerine getiremeyecektir.

Termodinamik tasarımı yapılan ameliyathane klima santralinde kullanılan her bir ekipmanın seçimleri yapılmıştır. Fan, motor, kurutucu, nemlendirici, filtre ve soğutma sisteminin kapasite hesaplamaları belirlenen kabuller altında yapılmıştır. Sistem performansını ölçmek ve teorik hesabı deneysel hesapla karşılaştırmak için klima santrali üzerinde bir deney düzeneğı oluşturulmuştur. Hem hava tarafında, hem de akışkan tarafında yapılan ölçümlerde teorik hesaba yakın sonuçlar elde edilmiştir. Soğutma sisteminde tek devre için 12,45 kW olarak belirlenen soğutma kapasitesi hava tarafı için 12,26 kW olarak bulunmuştur. Aynı değeri akışkan tarafı için yapılan ölçümde 12,19 kW çıkmıştır.

Özellikle akışkan tarafında yapılan ölçümlerde belli bir miktar ölçüm hatası olduğı tahmin edilmektedir. Çünkü; kompresör, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu giriş ve çıkış sıcaklıkları bakır boru üzerinden okunmuştur. Bunun yanında teorik hesaptan farklı kapasitelerin elde edilmesi; giriş havası şartları, gizli ısı oranı, teorik sıcaklık farkı, toplam ısı iletim katsayısı ve bakır boru basınç kayıpları gibi birçok nedene bağlıdır. Bu özelliklerin her birinin kapasiteye olan etkileri irdelenmiştir.

Klima santrali tasarımında dikkat edilmesi gereken en önemli konu mahal şartlarının doğru tayin edilmesidir. Aksi takdirde, santral kapasitesi yetersiz kalacak ve şartlandırılacak mahalde uygun şartlar oluşturulamayacaktır veya gerekenden fazla kapasiteyle çalışarak işletme masraflarını arttıracak ve rahatsız edici koşullar oluşturacaktır.

KAYNAKLAR

1. ASHRAE, “Havada bulunan kirletici maddeler”, ASHRAE Fundamentals, Bölüm 11, Prof. Dr. Genceli F. O. / Prof. Dr. Özkaynak F. T., **Türk Tesisat Mühendisleri Derneği**, İstanbul, 11.2-11.10 (1997).
2. Korkmaz, A., “Hastane iklimlendirme sistemlerinde filtre seçimi ve filtrenin önemi”, **Tesisat Mühendisliği Dergisi**, 87: 59-62, (2005).
3. Yrd. Doç. Dr. Uralcan, İ. Y., “Havalandırma Cihazları”, Havalandırma Tesisatı, Yrd. Doç. Dr. Uralcan, İ. Y., **TMMOB**, Ankara, 157-200 (2002).
4. Prof. Dr. Özkaynak F. T., “Temiz oda tasarımı ve klima sistemleri”, **Tetisan Ltd. Şti.**, İstanbul, 7-24, 44-51, (2001).
5. ASHRAE, “Gaz halindeki iç mahal kirleticilerin kontrolü”, 2003 ASHRAE El Kitabı, Bölüm 45, Demircioğlu N., **Türk Tesisat Mühendisleri Derneği**, İstanbul, 45.1-45.14 (2003).
6. Özer M., Arşivinden, (2006).
7. Fanger P. O., “How to make indoor air quality one hundred times better while saving energy”, **Turkish Society of HVAC & Sanitary Engineers VI. International HVAC+R Technology Symposium**, İstanbul, 1-10 (2004).
8. Dr. Bartz H., “Temiz oda teknolojisi: Endüstriyel üretim, hayat bilimleri ve araştırma üzerine değişik bir yaklaşım”, **TTMD IV. Uluslararası Yapıda Tesisat Bilim ve Teknoloji Sempozyumu**, İstanbul, 317-323 (2000).
9. ASHRAE, “Endüstriyel çevrenin havalandırılması”, 2003 ASHRAE El Kitabı, Bölüm 29, Demircioğlu N., **Türk Tesisat Mühendisleri Derneği**, İstanbul, 29.2-29.7 (2003).
10. Kenter H. M., “Steril ve temiz üretim alanların tasarımında, tesisat mühendisi açısından dikkat edilmesi gereken konular”, **Turkish Society of HVAC & Sanitary Engineers VI. International HVAC+R Technology Symposium**, İstanbul, 1-16 (2004).
11. Sun W., “Automatic room pressurization test technique and adaptive flow control strategy in cleanrooms and controlled environments”, **American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.**, 4787: 23-34 (2005).
12. ASHRAE, “Hava sızması ve havalandırma”, ASHRAE Fundamentals, Bölüm 23, Prof. Dr. Genceli F. O. / Yrd. Doç. Dr. Uralcan Y., **Türk Tesisat Mühendisleri Derneği**, İstanbul, 23.1-23.27 (1999).

13. ASHRAE, “İç hacimlerde havanın yayılması”, ASHRAE Fundamentals, Bölüm 31, Prof. Dr. Genceli F. O., **Türk Tesisat Mühendisleri Derneği**, İstanbul, 31.1-31.25 (1997).
14. Prof. Dr. Ing. Fitzner K., “Klima sistemlerine ve komponentlerine hijyenik bir bakış”, **TTMD III. Uluslararası Yapıda Tesisat Bilimi ve Teknolojisi Sempozyumu**, İstanbul, 11-24 (1998).
15. Zhang J., “Pharmaceutical cleanroom design”, **ASHRAE Journal**, September 2004: 29-34 (2004).
16. DIN 1946 Part 4: “Heating, Ventilation and Air Conditioning, HVAC Systems In Hospitals”, **Deutsche Norm**, Berlin, 3-20 (1989).
17. Khalil E. E., “Comfort, air quality, and energy utilization in hospital air conditioning systems”, **Turkish Society of HVAC & Sanitary Engineers VI. International HVAC+R Technology Symposium**, İstanbul, 1-12 (2004).
18. ASHRAE, “Temiz odalar”, 2003 ASHRAE El Kitabı, Bölüm 16, Demircioğlu N., **Türk Tesisat Mühendisleri Derneği**, İstanbul, 16.1-16.18 (2003).
19. ASHRAE, “Endüstriyel iklimlendirme”, 2003 ASHRAE El Kitabı, Bölüm 12, Demircioğlu N., **Türk Tesisat Mühendisleri Derneği**, İstanbul, 12.1-12.9 (2003).
20. Peker T., “Hastanelerdeki klimalar”, **Tesisat Mühendisliği Dergisi**, 87: 60-72 (2005).
21. Curtis L., Cali S., Conroy L., Baker K., Ou C. H., Hershow R. Cruz N. F., Scheff P., “Aspergillus surveillance project at a large tertiary-care hospital”, **Journal of Hospital Infection**, 59: 188-196 (2005).
22. Streifel A. J., “Sağlık tesislerinde basınç yönetimi”, Kesen M., **Termodinamik**, 169: 48-50, (2006).
23. ASHRAE 52/76: “Method of Testing Air Cleaning Devices Used in General Ventilation for Removing Particulate Matter” **ASHRAE Inc**, Atlanta, 5-7 (1976).
24. Liu M., Claridge D. E., Deng S., “An air filter pressure loss model for fan energy calculation in air handling units”, **International Journal of Energy Research**, 27: 589-600 (2003).
25. Jaboyedoff P., Roulet A. C., Dorer V., Weber A., Pfeiffer A., “Energy in air handling units, results of the airless European Project”, **Energy and Buildings**, 36: 391-399 (2004).

26. Yakut K. A., Koru M., Şencan A., “HVAC sistemlerinde kontrol ve enerji tasarufu”, **V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi**, İstanbul, 567-581 (2001).
27. Canbay S. C., Hepbaşlı A., Gokcen G., “Evaluating performance indices of a shopping centre and implementing HVAC control principles to minimize energy usage”, **Energy and Buildings**, 36: 587-598 (2004).
28. Giray S., Eğrikavuran M., Dağdemir N., Değirmenci M., Ayken U., Demiray B., “Otomatik Kontrol Tesisatı”, Değirmenci M., **TMMOB**, Ankara, 53-116 (2003).
29. Dr. Çengel A. Y., Dr. Boles A. M., “Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik”, Prof. Dr. Derbentli T., **Literatür**, İstanbul, 525-556 (1999).
30. Özkol N., “Uygulamalı soğutma tekniği”, **TMMOB**, Ankara, 49-87 (2004).
31. Beşer E., Mobedi M., “Soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın aşırı soğutulmasının incelenmesi”, **IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi**, İzmir, 695-706 (1999).
32. ASHRAE, “System practices for halocarbon refrigerants”, 2002 ASHRAE Refrigeration handbook (SI), **ASHRAE**, Atlanta, 2.1-2.24 (2002).
33. Prof. Dr. Genceli F. O., “Ölçme tekniği”, **Birsen Yayınevi**, İstanbul, 23-29 (2000).

EKLER

EK-1 Hastane havalandırması için gerekli şartlar

Çizelge 1.1. Hastanelerde havalandırma şartları [16]

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
No	Hastanedeki Bölüm, Zon veya Oda Cinsi	Oda Grubu	Klima sistemi gereksinim nedeni		Minimum taze hava m ³ /h.m ²	Oda klima şartları			Max. ses şiddeti db(A)
			Konfor	Enfeksiyon önleme		Sıcaklık		Bağl nem	
						Min °C	Max °C		
1.	Teşhis ve tedavi bölümleri	I	+	+		22	26	+	40
1.1	Ameliyathane								
1.1.2	Ameliyathanelere bitişik odalar	I	+	+	15	22	26	+	40
1.1.2.1	Steril malzeme temin edilen depo ve koridorlar								
1.1.2.2	Lavabo, ameliyat öncesi ve sonrası bekleme odası ile ilgili teçhizat odaları	I	+	+	15	22	26	+	40
1.1.3	Diğer oda ve koridorlar	I	+	+	15	22	26	+	40
1.1.4	Kendine gelme odası	I	+	+	30	22	26	+	35
1.2	Doğumhane	II			15	24			40
1.2.1	Doğum koşulları								
1.2.2	Diğer oda ve koridorlar	II			10				40
1.2.3	Ameliyathane	I	+	+		22	26	+	40
1.2.4	Acil ameliyathane ile direkt bağlı odalar	I	+	+	15	22	26	+	40
1.2.4.1	Steril malzeme temin edilen depo ve koridorlar								
1.2.4.2	Lavabo, ameliyat öncesi ve sonrası bekleme odası ile ilgili teçhizat odaları	I	+	+	15	22	26	+	40
1.3	Endoskopi Bölümü	II			30				40
1.3.1	Teşhis odası (steril olan ve olmayan)								
1.3.2	Diğer oda ve koridorlar	II			10				40
1.4	Fizyoterapi Bölümü	II	+						50
1.4.1	Banyolar								
1.4.2	Kinoterapik banyo ve havuzlar	II	+						50
1.4.3	Diğer oda ve koridorlar	II	+		10				45
1.5	Diğer Bölümler	I	+	+		22	26	+	40
1.5.1	Acil Ameliyathane								
1.5.2	Acil ameliyathaneye bitişik odalar	I	+	+	15	22	26	+	40
1.5.2.1	Steril malzeme temin edilen depo ve koridorlar								
1.5.2.2	Lavabo, ameliyat öncesi ve sonrası bekleme odası ile ilgili teçhizat odaları	I	+	+	15	22	26	+	40
1.5.3	Küçük ameliyathanelerin yapıldığı odalar	II			15				
1.5.4	Ameliyat sonrası bekleme odası	II	+		30		26	+	35
1.5.5.1	Röntgen teşhis odaları	II			15				
1.5.5.2	Muayene odaları	II			15				40
2.	Bakım Bölümleri	I	+	+	30	24	26	+	30
2.1	Yoğun Bakım								
2.1.1	Koşullar ve ara koridorlar								
2.1.1.1	Enfekte olma eğilimli veya kendileri enfekte hastalar								
2.1.1.2	Diğer hastalar için	I	+		15	24	26	+	30
2.1.2	Acil tedavi odası	II	+		15	24	26	+	30

EK-1 (Devam) Hastane havalandırması için gerekli şartlar

Çizelge 1.1. (Devam) Hastanelerde havalandırma şartları [16]

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
No	Hastanedeki Bölüm, Zon veya Oda Cinsi	Oda Grubu	Klima sistemi gereksinim nedeni		Minimum taze hava m³/h.m²	Oda klima şartları			Max. ses şiddeti db(A)
			Konfor	Enfeksiyon önleme		Sıcaklık		Bağıl nem	
						Min °C	Max °C		
2.1.3	Diğer oda ve koridorlar	I	+	+	30	24	26	+	40
2.2	Özel Bakım	II			15	24	26		40
2.2.1	Koğuşlar								
2.2.2	Acil tedavi odası	I	+	+	30	24	26	+	30
2.2.3	Diğer oda ve koridorlar	I	+	+	30	24	26	+	40
2.3	Tecrit Odaları	II			15	24	26		40
2.3.1	Koğuşlar								
2.3.2	Diğer oda ve koridorlar	II			10				40
2.4	Premature Bebek Bakımı	II	+		15	24	26	+	35
2.4.1	Koğuşlar								
2.4.2	Diğer oda ve koğuşlar	II			10	24	26		40
2.5	Neonatal Bakım	II			10				35
2.5.1	Koğuşlar								
2.5.2	Diğer oda ve koğuşlar	II			10				40
2.6	Bebek Bakımı	II			10				35
2.6.1	Koğuşlar								
2.7	Genel Bakım	II			10				35
2.7.1	Koğuşlar								
2.7.2	Diğer oda ve koridorlar	II			10				40
3.	Malz. temini ve atık giderme böl.	I		+					45
3.1	Dispanser								
3.1.1	Steril odalar	II							40
3.1.2	Diğer odalar, koridorlar	II							40
3.2	Sterilizasyon	II							50
3.2.1	Sterilizasyon öncesi bölge								
3.2.2	Sterilizasyon sonrası bölge ve steril malzeme deposu	II							50
3.3	Yatak hazırlama bölümü	II							50
3.3.1	Kirli taraf								
3.3.2	Temiz taraf	II							50
3.4	Yatak malzemeleri temizleme böl., Çamaşırhane	II							50
3.4.1	Kirli taraf								
3.4.2	Temiz taraf	II							50
3.5	Patoloji Bölümü	II					22		50
3.6	Laboratuvarlar	II							45
3.6.1	Mikrobiyoloji								
3.6.2	Kimya	II							
3.6.3	Histoloji	II							45
3.7	Elbise Değişme ve Tuvaletler	II							50
3.7.1	Elbise Değişme								
3.7.2	WC	II							
3.7.3	Koğuş Tuvaletleri	II							
3.7.4	Islak Hücre	II							
3.8	Diğer Bölümler	II			10				

EK-2 Hastane odaları arasında hava akış yönleri

Çizelge 2.1. Hava akış yönleri [16]

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	Aseptik ameliyathane	Septik ameliyathane	Lavabo	Ameliyat öncesi bekleme odası	Ameliyat sonrası bekleme odası	Steril alet muhafaza	Steril malzeme temini, koridor ve deposu	Steril malzeme ve teçhizat temini, koridoru ve deposu	Ameliyathane koridoru	Steril teçhizat hazırlama	Steril olmayan teçhizat haz.
1 Aseptik ameliyathane											
2 Septik ameliyathane											
3 Lavabo	←	↑									
4 Ameliyat öncesi bekleme odası	←	↑	○								
5 Ameliyat sonrası bekleme odası	←	↑	○	○							
6 Steril alet muhafaza	←	↑	↑	↑	↑						
7 Steril malzeme temini, koridor ve deposu	↑	↑									
8 Steril malzeme ve teçhizat temini, koridoru ve deposu	←	↑									
9 Ameliyathane koridoru			←	←	←	←	←	←			
10 Steril teçhizat hazırlama						○	←	←	↑		
11 Steril olmayan teçhizat hazırlama									←	←	
12 Sterilizasyondan sonra, steril malzeme hazırlama	↑	↑					○	↑	↑	↑	
13 Sterilizasyondan önce, steril malzeme hazırlama									←		○
14 Ameliyat sonrası kendine gelme odası									←		
15 Steril alet muhafaza									←		
16 Personel dinlenme odası									←	←	○
17 Personel giyinme odası (steril)									↑		
18 Personel giyinme odası (steril olmayan)									←		
19 Personel giyinme, WC'li steril olmayan dış oda											
20 Hastalar için hava kilidi									↑		
21 Malzemeler için hava kilidi									↑		
22 Atık malzemeler için hava kilidi									←		
23 Hastanenin diğer bölümleri											
24 Dış hava	←	←					←	←		←	←

- Oklar bitişik odalarda gerekli hava akış yönünü göstermektedir.

- O işareti yönün önemli olmadığını göstermektedir.

EK-2 (Devam) Hastane odaları arasında hava akış yönleri

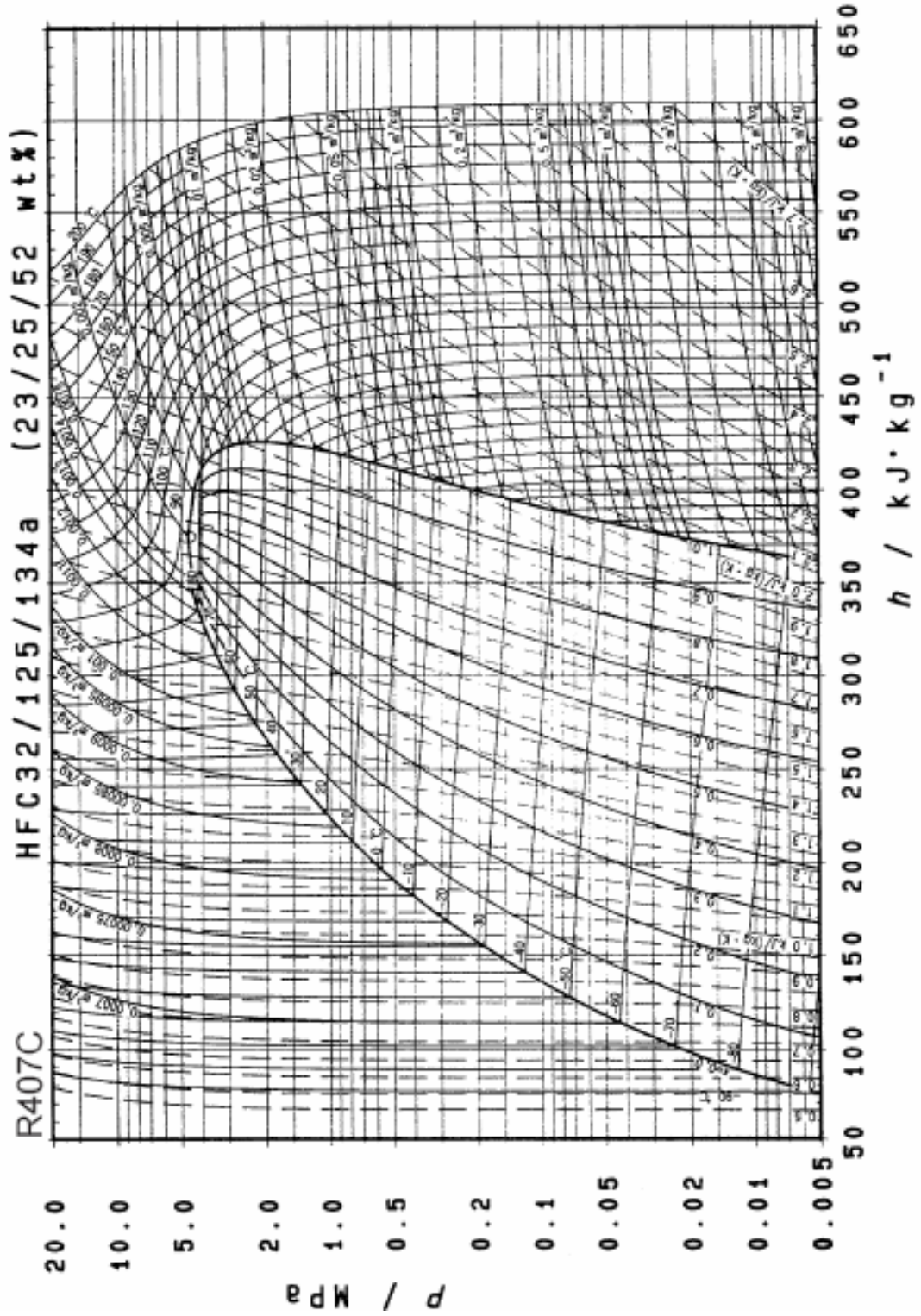
Çizelge 2.1. (Devam) Hava akış yönleri [16]

		12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
		Sterilizasyondan sonra, steril malzeme hazırlama	Sterilizasyondan önce, steril malzeme hazırlama	Aml. sonrası kendine gelme odası	Steril alet muhafaza	Personel dinlenme odası	Personel giyinme odası (steril)	Personel giyinme odası (steril olmayan)	Personel giyinme, WC'li steril olmayan dış oda	Hastalar için hava kilidi	Malzemeler için hava kilidi	Atık malzemeler için hava kilidi	Hastanenin diğer bölümleri	Dış hava
1	Aseptik ameliyathane													
2	Septik ameliyathane													
3	Lavabo													
4	Ameliyat öncesi bekleme odası													
5	Ameliyat sonrası bekleme odası													
6	Steril alet muhafaza													
7	Steril malzeme temini, koridor ve deposu													
8	Steril malzeme ve teçhizat temini, koridoru ve deposu													
9	Ameliyathane koridoru													
10	Steril teçhizat hazırlama													
11	Steril olmayan teçhizat hazırlama													
12	Sterilizasyondan sonra, steril malzeme hazırlama													
13	Sterilizasyondan önce, steril malzeme hazırlama	←												
14	Ameliyat sonrası kendine gelme odası													
15	Steril alet muhafaza													
16	Personel dinlenme odası	←	○											
17	Personel giyinme odası (steril)													
18	Personel giyinme odası (steril olmayan)						←							
19	Personel giyinme, WC'li steril olmayan dış oda						←	←						
20	Hastalar için hava kilidi			○										
21	Malzemeler için hava kilidi													
22	Atık malzemeler için hava kilidi													
23	Hastanenin diğer bölümleri	←	←	←	←		←	←	←	←	←	←		
24	Dış hava	←		←	←									

- Oklar bitişik odalarda gerekli hava akış yönünü göstermektedir.

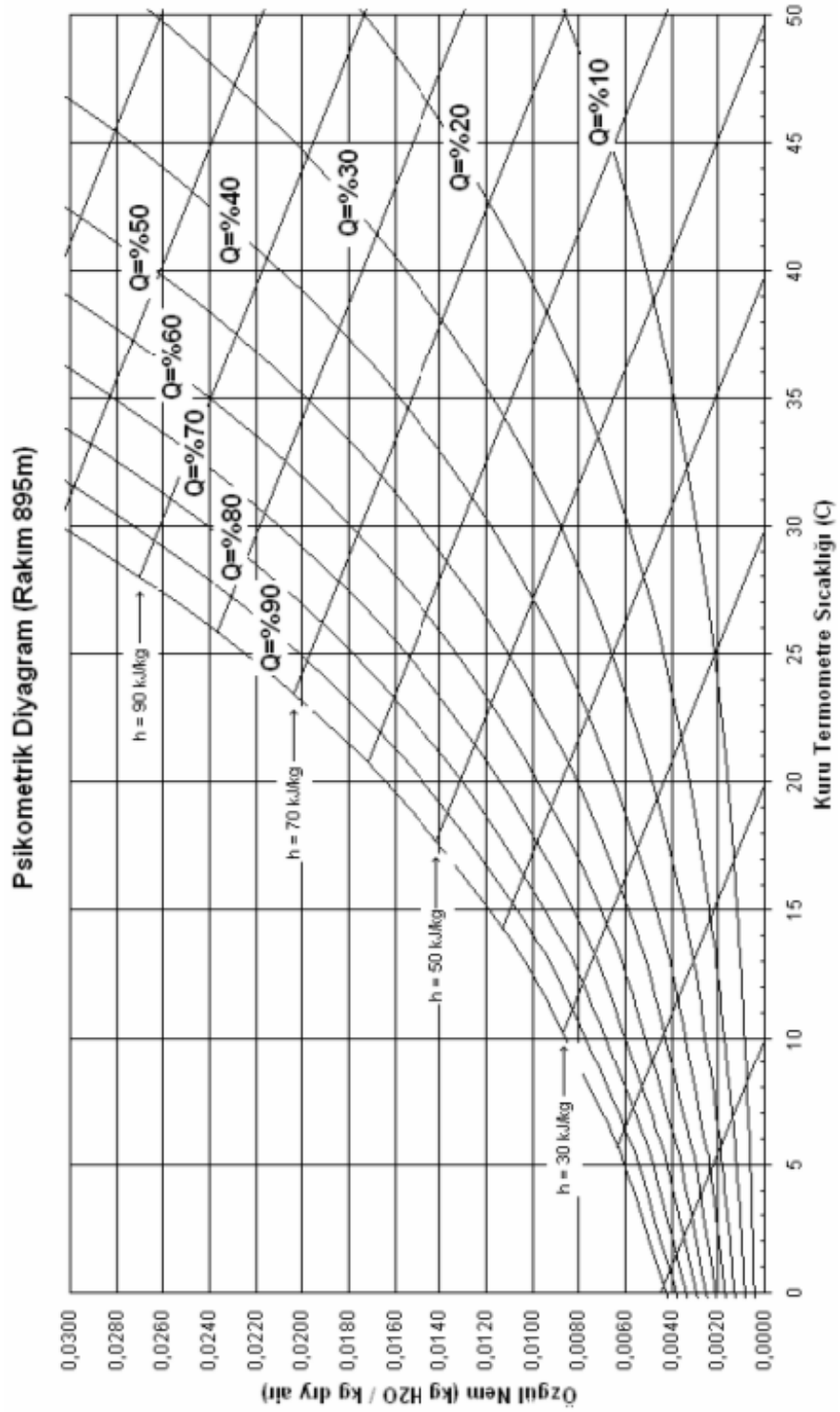
- O işareti yönün önemli olmadığını göstermektedir.

EK-3 R 407C gazının ait p-h diyagramı



Şekil 3.1. P-h diyagramı

EK-4 Psikometrik diyagram



Şekil 4.1. Psikometri

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ÖZER, Murat
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 11.10.1981 Gaziantep
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : 0 (312) 814 12 16
 Fax : 0 (312) 814 12 26
 E-mail : mrt_ozer@hotmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Müh.	2007
Lisans	İTÜ / Makina Müh.	2004

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2004 – ...	Üntes Isıtma Klima Soğutma A.Ş.	Kalite Güvence Müdürü
2003 – 2004	S2000 Endüstriyel Mutfak Soğ.	Mühendis Yardımcılığı
2003 – 2004	İTÜ CAM Laboratuvarı	Öğrenci Asistanı

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Masa tenisi, futbol, tiyatro ve internet