

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SOĞUTMA, HAVALANDIRMA, NEM ALMA SİSTEMLERİNİN
İNCELENMESİ**

EZGİ KILIÇ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI – PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. GALİP TEMİR**

İSTANBUL, 2011

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SOĞUTMA, HAVALANDIRMA, NEM ALMA SİSTEMLERİNİN
İNCELENMESİ

Ezgi KILIÇ tarafından hazırlanan tez çalışması 04.07.2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Galip TEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Galip TEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Düriye Bİlge
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Nurten VARDAR
Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Enerjide dışa bağımlı olan ülkemizde enerjinin optimum kullanımı çok önemlidir. Enerji sarfiyatını azaltmak adına yapılan çalışmalarının ve tasarlanan sistemlerin uygulamasının önündeki zorlukların kaldırılması ve araştırmalar için teşvik sağlanması ülkemiz açısından yararlı olacaktır.

Bu tezi hazırlarken soğutma ve havalandırma konusunda meslek hayatımda da kullanabileceğim birçok teorik ve pratik bilgi öğrendim. Bu konu ile ilgili olarak araştırma yapmam için beni yönlendiren değerli Tez Danışmanım Prof. Dr. Galip TEMİR'e, sağladığı değerli teknik dokümanlar için HİDRO YAPI YALITIM LTD. ŞTİ' de çalışan Makine Yüksek Mühendisi Haydar BOYALI' ya ve çalışmakta olduğum FRİGOMEKANİK A.Ş.'ye teşekkürlerimi sunarım.

Temmuz, 2011

Ezgi KILIÇ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ÖZET.....	xii
ABSTRACT	xiii
BÖLÜM 1.....	1
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	1
1.2.1 Soğutma Sisteminin Termodinamik Açıdan Tanımı	1
1.2.2 Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi.....	2
1.3 Hipotez.....	4
BÖLÜM 2.....	5
SOĞUTMA YÜKÜ HESAP YÖNTEMİ VE HAVA SOĞUTMALI SİSTEM EKİPMANLARININ SEÇİMİ	5
2.1 Soğutma Yüğü Hesap Yöntemi.....	5
2.1.1 Transmisyon Isısının Hesabı	6
2.1.2 İnfiltrasyon – Hava Değişimi Isısının Hesabı.....	7
2.1.3 Soğuk Odadaki Ekipmanlardan Kaynaklanan Isının Hesabı.....	8
2.1.4 Soğutma Sistemi Boru Çapı Hesabı.....	10
2.2 Hava Soğutmalı Sistem Ekipmanlarının Seçimi	14
2.2.1 Şartlandırılacak Mahallerin Tanımı	14
2.2.2 Isı Kazancı Hesabı	14
2.2.3 Soğutma Sisteminin Tanımı	19
2.2.4 Sistemde Kullanılan Ekipmanlar	19
2.2.4.1 Duvar, Tavan, Zemin İzolasyonu Ve Soğuk Oda Kapıları	19
2.2.4.2 Basınç Ventili	21
2.2.4.3 Hava Soğutmalı Soğutma Grupları.....	21
2.2.4.3.1 Kompresör Grubu	23
2.2.4.3.2 Kondanser.....	24
2.2.4.3.3 Evaporatör	25
2.2.4.4 Defrost Sistemi	29
2.2.5 Hava Torbası (Tekstil Kanal)	29

2.2.6	Soğutma Sistemi Boru Çapları	30
2.2.6.1	Soğutma Sistemleri Prensip Şemaları	32
2.2.6.2	Ekipman Yerleşim Projesi	34
BÖLÜM 3		35
HAVALANDIRMA SİSTEMİ HESAP YÖNTEMİ VE EKİPMANLARININ		
SEÇİMİ		35
3.1	Havalandırma Sisteminin Tanımı	35
3.1.1	Hava Debisi Hesabı	36
3.1.2	Klima Santrali Batarya Kapasitesi Hesabı	37
3.1.3	Nem Alma Hesabı	37
3.1.4	Havalandırma Kanal Hesabı	38
3.2	Havalandırma Sistemi Ekipmanlarının Seçimi	40
3.2.1	Havalandırma Sistemi Hava Debisi Hesabı Ve Proses Havaasının İzleyeceği Yolun Belirlenmesi	40
3.2.2	Aspiratör Hücresi	46
3.2.3	Karışım Hücresi	47
3.2.4	Filtre Hücresi	47
3.2.5	Soğutma Bataryaları	48
3.2.6	Kimyasal Nem Alma Cihazı	50
3.2.7	Vantilatör Hücresi	51
3.2.8	Kanalların Boyutlandırılması	53
3.2.9	Havalandırma Sistemi Ekipmanlarının Mekanik Odaya Yerleşimi	54
BÖLÜM 4		55
TOPRAK KAYNAKLI SU SOĞUTMALI KONDANSER DESTEKLİ SOĞUTMA		
SİSTEMİNİN İNCELENMESİ VE EKİPMANLARININ SEÇİMİ		55
4.1	Soğutma Sisteminin Tanımı	55
4.2	Toprak Kaynaklı Kondanserli Soğutma Sistemi Çalışma Prensibi	57
4.3	Tasarım, Uygulama Ve Hesaplama Yöntemleri	58
4.4	Boru Uzunluğunun Saptanması	59
4.4.1	Toprak Altı Boru Bilgileri	60
4.4.2	Toprak Bilgileri	61
4.4.3	Toprak Altı Sıcaklıklarının Belirlenmesi	61
4.4.4	Isı Pompası Bilgileri	61
BÖLÜM 5		63
TOPRAK VE HAVA KAYNAKLI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN		
KARŞILAŞTIRILMASI		63
5.1	Soğutma Sistemlerinin Termodinamik Açından Analizi	63
5.2	Termodinamik Hesaplamalar	64
5.3	Soğutma Sistemlerinin Maliyet Ve Amortisman Hesabı	68
5.3.1	İlk Yatırım Maliyetleri	68
5.3.2	İşletme Masrafları	69
5.3.3	Amortisman Süreleri Hesaplamaları	70
BÖLÜM 6		71
SONUÇ VE ÖNERİLER		71

KAYNAKLAR	73
ÖZGEÇMİŞ	74

SİMGE LİSTESİ

CAP	Cihaz kapasitesi
D_o	Dış Çap Uzunluğu
D_i	İç Çap Uzunluğu
f_f	Sürtünme katsayısı
F_H	Cihaz çalışma oranı
G	Kütleli Debi
h_1	Dış ortam taşınım ile ısı transferi katsayısı
h_2	İç ortam taşınım ile ısı transferi katsayısı
h_d	Dış havanın entalpisi
h_0	Oda havasının entalpisi
h_f	Akışkanın basınç kaybı
k	İletimle ısı transferi katsayısı
l	Boru eşdeğer uzunluğu
L	Toprak altındaki boru uzunluğu
m_i	Dış hava mutlak nem değeri
m_o	Ortam havası mutlak nem değeri
\dot{m}	Akışkan debisi
n	Hava değişim katsayısı
Q_L	Ortamdan çekilen enerji
${}_7Q_1$	Evaporatör kapasitesi
${}_1Q_2$	Kompresör emme hattı kapasitesi
${}_2Q_3$	Kompresörün çektiği güç
${}_3Q_4$	Kompresör basma hattı kapasitesi
${}_4Q_5$	Kondanser kapasitesi
${}_5Q_6$	Sıvı hattı aşırı soğutma kapasitesi
${}_6Q_7$	Genişleme valfi kapasitesi
R_p	Boru sürtünme katsayısı
R_s	Toprak ısı iletkenlik katsayısı
S	Et Kalınlığı
ρ	Akışkanın yoğunluğu
$T_{maks,min}$	Azami ve asgari cihaz giriş suyu sıcaklıkları
$T_{L,H}$	Azami ve asgari toprak sıcaklıkları
ν	Havanın özgül ağırlığı
v_m	Akışkanın hızı

KISALTMA LİSTESİ

COP	Soğutma Makinası etkinlik katsayısı
DD	Dış Duvar
DX	Direkt Genleşmeli
EPA	Amerikan Çevre Koruma Ögütü
ID	İç Duvar
KT	Kuru Termometre Sıcaklığı
Pa	Pascal
RH	Bağıl Nem
TK	Tavan Katı
TKIP	Toprak Kaynaklı Isı Pompası
WHO	Dünya Sağlık Örgütü
YT	Yaş Termometre Sıcaklığı
YKIP	Yer Kaynaklı Isı Pompası
ZK	Zemin Katı

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1. 1	Isı Pompası Ve Soğutma Makinesinin Çalışma Düzeni2
Şekil 1. 2	Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi ve T-s Diyagramı.....3
Şekil 1. 3	Buhar Sıkıştırma Çevriminin Ana Kısımları (Pistonlu Kompresörlü)4
Şekil 1. 4	Pratik Uygulamada Buhar Sıkıştırma Çevriminin Durumu4
Şekil 2. 1	Transmisyon ile Isı Geçişi.....7
Şekil 2. 2	Örnek Isı Kazancı Hesap Föyü10
Şekil 2. 3	Borulardaki Sürtünme Kayıpları İçin Moody Diyagramı13
Şekil 2. 4	ZO1 Soğuk Depo Isı Kazancı Hesabı15
Şekil 2. 5	ZO2 Giriş Holü Isı Kazancı Hesabı.....16
Şekil 2. 6	ZO3 Çıkış Holü Isı Kazancı Hesabı.....17
Şekil 2. 7	ZO4 Donmuş Mahal Isı Kazancı Hesabı18
Şekil 2. 8	Cihaz Seçim Kataloğu.....22
Şekil 2. 9	Cihaz Seçim Tablosu23
Şekil 2. 10	Evaporatör Kataloğu26
Şekil 2. 11	Seçilen Evaporatör Resimleri; 1. Tavan Tipi Evaporatör,
Şekil 2. 12	ZO1 No’lu Soğuk Odada Kullanılacak Olan Evaporatör Fan Eğrisi28
Şekil 2. 13	ZO4 No Donmuş Mahalde Kullanılacak Olan Evaporatörlerin Fan Eğrisi 28
Şekil 2. 14	ZO2/ZO3 No’lu Hollerde Kullanılacak Olan Evaporatörlerin Fan Eğrisi ..28
Şekil 2. 15	Soğuk Oda Hava Torbası Detayı30
Şekil 2. 16	Donmuş muhafaza odası soğutma sistemi prensip şeması (P&I).....32
Şekil 2. 17	Soğuk oda ve hollerin merkezi soğutma sistemi prensip şeması (P&I).....33
Şekil 2. 18	Ekipman Yerleşim Projesi.....34
Şekil 3. 1	Dairesel Hava Kanallarında Sürtünme Kayıpları38
Şekil 3. 2	Dikdörtgen Kanal Kesitlerinin Eşdeğer Çapları.....39
Şekil 3. 3	Havalandırma Sisteminde Bulunan Ekipmanlar.....42
Şekil 3. 4	Piskrometrik diagram.....43
Şekil 3. 5	Klima santrali akış şeması 144
Şekil 3. 6	Klima santrali akış şeması 245
Şekil 3. 7	Debi – Basınç Kaybı Eğrisi47
Şekil 3. 8	Filtre hava hızı – basınç düşümü eğrisi.....48
Şekil 3. 9	Havalandırma Sistemi Soğutma P&I Şeması49
Şekil 3. 10	Kimyasal Nem Alma Cihazı Akış Şeması50
Şekil 3. 11	Vantilatör Hücresi Basınç Kaybı Eğrisi.....52
Şekil 3. 12	Kanal Projesi53
Şekil 3. 13	Klima santrali mekanik oda yerleşim planı.....54
Şekil 4. 1	Toprağın Derinliğine Göre Sıcaklık Diyagramı56
Şekil 4. 2	Aylara Göre Sıcaklık Değişimi.....56

Şekil 4. 3	Toprak kaynaklı Soğutma Sistemi Çalışma Prensiş Şeması.....	58
Şekil 4. 4	Dikey Paralel Toprak Altı Borulama	59
Şekil 5. 1	Toprak Kaynaklı Ve Hava Soğutmalı Soğutma Çevrimleri İçin R-404A Gazı P-H Diyagramları Ve Karşılaştırması	66
Şekil 5. 2	Toprak kaynaklı ve Hava Soğutmalı Sistemlerde Soğutma Yüğü-Kompresör gücü değışimi	67
Şekil 5. 3	Toprak kaynaklı ve Hava soğutmalı sistemlerde COP değışimi	67
Şekil 5. 4	Amortisman Süresi Grafiğı [13]	70
Şekil 6. 1	Yıllık Kazanç Tablosu	72

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1 Soğuk Oda Kapı Açılmalarından Meydana Gelen Hava Değişimi.....	8
Çizelge 2. 2 Soğuk İnsanlardan Gelen Ortalama Soğuk Oda Isı Yüğü.....	9
Çizelge 2. 3 Boru Aksamındaki Basınç Kayıplarının Eşdeğer Boru Uzunluğu Cinsinden Karşılığı.....	13
Çizelge 2. 4 Beher kcal/h Net Soğutma Kapasitesi için Yaklaşık Olarak Dolaşımı Gereken Soğutucu Akışkan Miktarı (gram/saat) (Aynı değerler 1000 kcal/h için kg/h alınabilir).....	13
Çizelge 2. 5 Şartlandırılacak mahallerin Özellikleri.....	14
Çizelge 2. 6 Soğuk Odalar İçin Tavsiye Edilen Minimum Tecrit Kalınlıkları.....	20
Çizelge 2. 7 Mahallere Yerleştirilecek Olan Evaporatör Tipleri.....	27
Çizelge 2. 8 Soğutma Sistemi Boru Çapı Seçim Tablosu.....	31
Çizelge 3. 1 Bazı Mahallerde Havalandırma İçin Gerekli Dış Hava Debileri.....	36
Çizelge 3. 2 Tavsiye Edilen Azami Kanal Hızları.....	40
Çizelge 3. 3 Aspiratör teknik bilgiler.....	46
Çizelge 3. 4 Havalandırma Sistemi Batarya Kapasiteleri.....	48
Çizelge 3. 5 Nem Alma Cihazı Teknik Veriler.....	51
Çizelge 3. 6 Vantilatör Hücresi Teknik Bilgiler.....	52
Çizelge 3. 7 Kanal Boyutları.....	53
Çizelge 4. 1 Boru çapına bağlı olarak boru dirençleri.....	60
Çizelge 4. 2 Toprak ısı iletkenlik katsayısı.....	61
Çizelge 5. 1 Toprak Kaynaklı Ve Hava Soğutmalı Sistemlerde Enerji Ve İş Değerleri Karşılaştırma Tablosu.....	65
Çizelge 5. 2 Hava Soğutmalı Soğutma Sistemi Maliyet Analizi.....	68
Çizelge 5. 3 Toprak Kaynaklı Soğutma Sistemi ile Artan İlk Yatırım Maliyetleri... ..	69

**SOĞUTMA, HAVALANDIRMA, NEM ALMA SİSTEMLERİNİN
İNCELENMESİ**

Ezgi KILIÇ

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Galip TEMİR

Bir projenin hayata geçirilmeden önce hem enerji verimliliği, hem de mühendislik ekonomisi açısından incelenmesi gerekmektedir. Bu projede soğutma sistemi her iki yöntemle de incelenmiştir. Aynı zamanda soğutma sistemi hava soğutmalı sistemin yanında toprak kaynaklı sistem olarak da tasarlanmıştır. Tasarımlar hem kış hem de yaz tasarım şartlarında gerçekleştirilmiş ve sistemler karşılaştırılmıştır.

Tezin ilk bölümlerinde üç adet soğuk oda ve bir adet donmuş muhafaza odasının soğutma sistemi anlatılmıştır. Donmuş muhafaza odasında buz depolanmaktadır. Daha sonra buzlar büyük soğuk depoya alınarak şekillendirilmektedir. Diğer iki küçük oda ise airlock olarak kullanılacaktır. Büyük soğuk depoda havalandırma ve nem alma proseslerine gereksinim vardır. Soğutma, havalandırma ve nem alma sistemleri ayrıntılı olarak incelenmiştir.

Daha sonra soğuk odaların tasarlanmış olduğu hava soğutmalı soğutma sistemi, toprak kaynaklı soğutma sistemi ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar tablolar ve grafiklerle belirtilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Soğutma Sistemi, Havalandırma, Nem Alma, Toprak Kaynaklı Soğutma Sistemi

ABSTRACT

INVESTIGATION OF REFRIGERATION, VENTILATION AND DEHUMIDIFICATION SYSTEMS

Ezgi KILIÇ

Department of Machine Engineering
MSc. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Galip TEMİR

Before a project was started to apply, it must be examined in both energy efficiency and engineering economy. In this Project a refrigeration system was analyzed with both 2 method. Also, the refrigeration system was designed as ground source, near air cooled refrigeration system. All this designs was done at summer and winter conditions as well. And the systems are compared with each other.

Beginning of this Project, the refrigeration systems of 3 cold room and a freezer room was told. At freezer room, product of ice was stored and then, they were taken to the big cold room and shaped. Other two cold rooms were for air lock. At that big cold room, ventilation system and dehumidification system was needed. Refrigeration, ventilation and dehumidification systems were investigated in detail.

After that, the air cooled refrigeration system of the cold rooms were compared with the ground source refrigeration system. And reasons are presented with tables and charts.

Keywords: Refrigeration system, Ventilation, Dehumidification, Ground Source Refrigeration System

YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE

1.1 Literatür Özeti

Günümüzde fosil yakıtların tükenmeye yüz tutması nedeni ile insanoğlu için farklı enerji kaynaklarının bulunup kullanıma sunulması büyük önem kazanmıştır. Bu nedenle alternatif enerji kaynaklarının daha verimli olarak kullanılabilmesi için birçok çalışma yapılmaktadır. Yapıların ısıtılması veya soğutulmasında yerel ve doğal enerji kaynaklarının kullanımı yoğun araştırma konusudur. Hızla gelişen teknoloji ile insanoğlunun faydalanması için sunulan yenilikler daha fazla enerji tüketilmesine sebep olmaktadır.

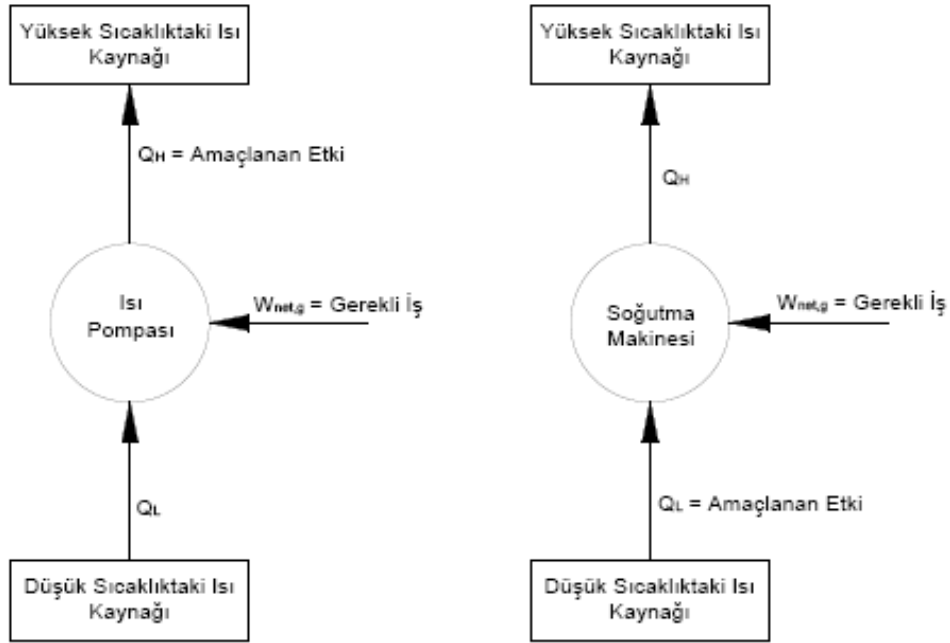
1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmada, öncelikle hava soğutmalı bir soğutma grubu ile soğutma sistemi ve havalandırma sistemi tasarlanmış tüm cihazlar seçilmiş, yıllık elektrik sarfıyatı belirlenmiştir. Daha sonra enerji sarfıyatını minimize etmek amacıyla, toprak kaynaklı sulu kondanser kullanılmasıyla sistemin verimliliğinin nasıl değiştiği gösterilmiştir ve ilave olan ilk yatırım maliyeti belirlenmiş, yıllık elektrik sarfıyatı göz önüne alınarak sistemin kendini ne kadar zamanda amorti edeceği hesaplanmıştır.

1.2.1 Soğutma Sisteminin Termodinamik Açıdan Tanımı

Isının yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama geçişi, doğada kendiliğinden olur. Isının bunun aksi istikamette geçişinin sağlanabilmesi için ise bir soğutma makinesinin ya da ısı pompasının kullanılması gerekir. Isı pompası ile soğutma makineleri aslında aynı çevrime göre çalışırlar. Aralarındaki fark ise kullanım amaçlarıdır. Soğutma makinelerinin kullanımındaki amaç, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısıyı çekip, bu ısıyı

yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına atmaktır. Böylece düşük sıcaklıktaki ortamın soğutulması sağlanmış olur. Isı pompalarının da temeli bu mantık üzerine kurulmuştur. Ancak buradaki gaye; düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısıyı çekerek, bu ısıyı yüksek sıcaklıktaki ortama göndermektir. Bu şekilde de yüksek sıcaklıktaki ortamın ısıtılması sağlanmış olur [1].



Şekil 1. 1 Isı Pompası Ve Soğutma Makinesinin Çalışma Düzeni

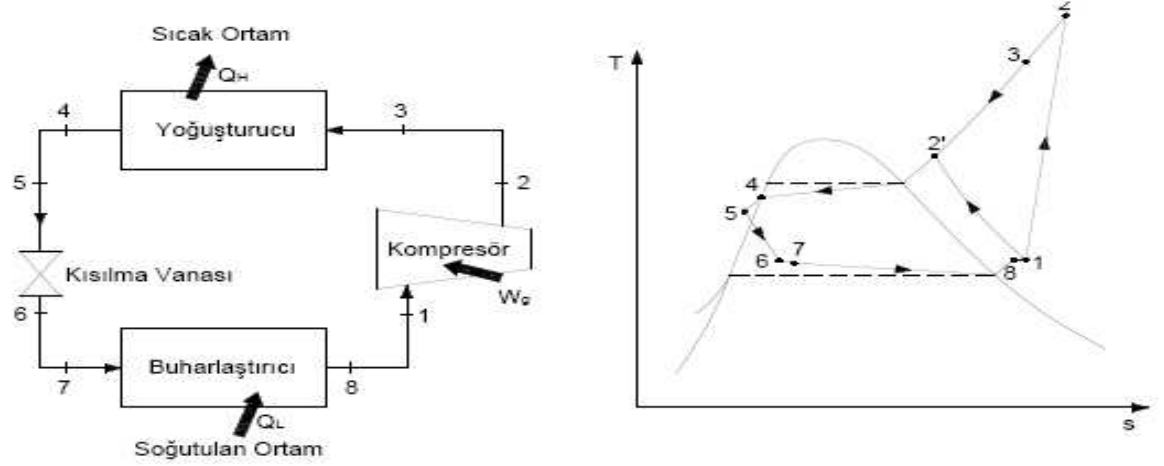
Soğutma makineleri bir çevrime göre çalışırlar, soğutma çevrimlerinde dolaşan akışkanlara da soğutucu akışkan adı verilir. Bir soğutma makinesi veya ısı pompasının ısı değerlendirmesi, etkinlik katsayısı (COP) ile yapılır. Etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$COP_{SM} = \frac{\text{Elde edilmek istenen}}{\text{Harcanan}} = \frac{\text{Soğutma etkisi}}{\text{İş girişi}} = \frac{Q_L}{W_{net,g}} \quad (1.1)$$

1.2.2 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi, ideal çevrimden birkaç bakımdan farklıdır. Bu farklılık daha çok, gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir. Gerçek bir buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı Şekil 1.2' de görülmektedir.

İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu koşul uygulamada gerçekleştirilemez. Çünkü soğutucu akışkanın halinin hassas bir biçimde kontrol etmek olanaksızdır. Bunun yerine sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır. Burada amaç, akışkanın kompresöre girişinde tümüyle buhar olmasını güvenceye almaktır. Ayrıca buharlaştırıcıyla kompresör arasındaki bağlantı genellikle uzundur. Böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı geçişi önem kazanabilir. Yukarıda sıralanan etkilerin toplam sonucu, soğutucu akışkanın özgül hacminin ve buna bağlı olarak kompresör işinin artmasıdır. Çünkü sürekli akış işi, özgül hacimle doğru orantılıdır.

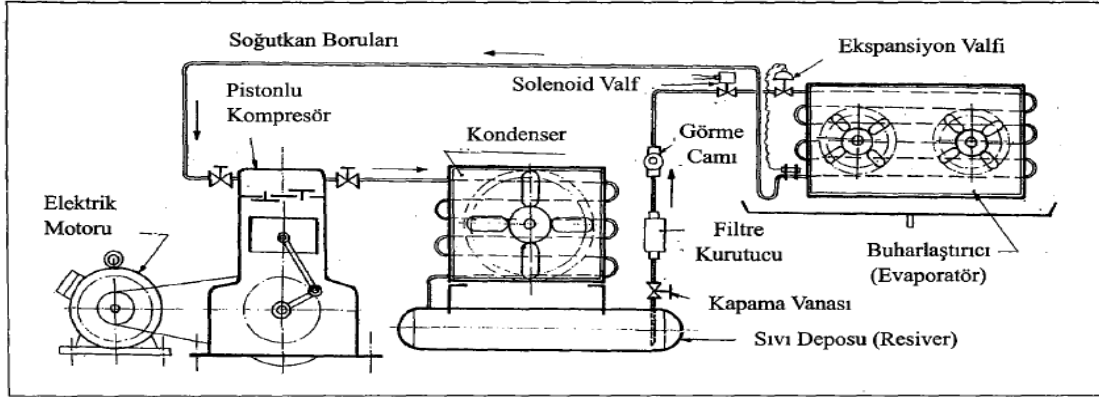


Şekil 1. 2 Gerçek Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi ve T-s Diyagramı

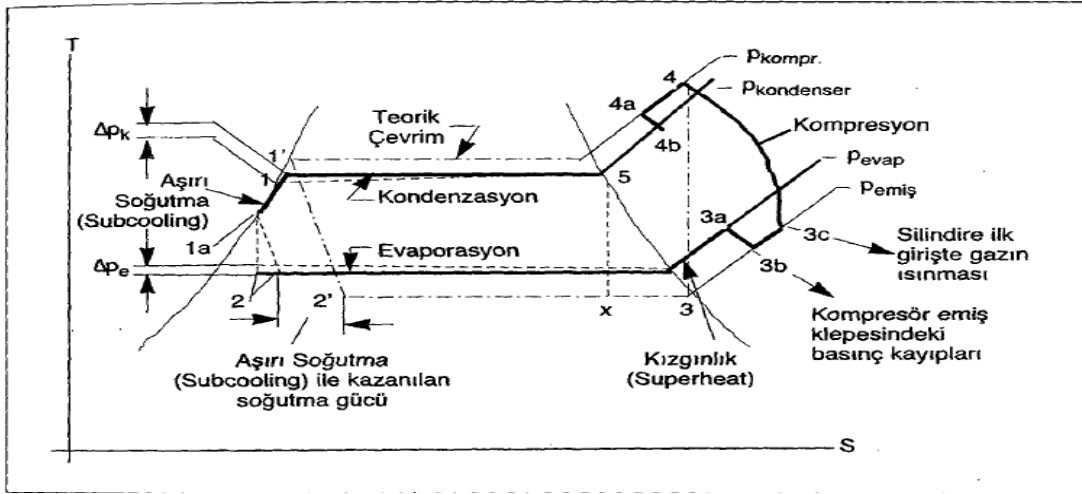
İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabattır, başka bir deyişle izantropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise hangi yönde olduğuna bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır. Bu iki etkiye bağlı olarak, soğutucu akışkanın entropisi sıkıştırma işlemi sırasında artabilir (1-2 hal değişimi) veya azalabilir (1-2' hal değişimi). Sıkıştırmanın izantropik olmaktansa, 1-2' hal değişimine göre olması tercih edilir, çünkü kompresör işi bu durumda daha az olacaktır. Bu bakımdan soğutucu akışkanın sıkıştırma işlemi sırasında soğutulması, ekonomik olduğu sürece yararlıdır.

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. Akışkanın kısılma vanasına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması istenir. Doymuş sıvı halini uygulamada tam bir hassaslıkla gerçekleştirmek zor

olduğundan, yoğuşturucudan çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulur, başka bir deyişle aşırı soğutulur. Bunun bir sakıncası yoktur, çünkü bu durumda soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük bir entalpide girer ve buna bağlı olarak ortamdaki daha fazla ısı çekilebilir. Kısılma vanası ile buharlaştırıcı birbirine çok yakındır. Bu nedenle aradaki basınç düşmesi küçüktür [2].



Şekil 1.3 Buhar Sıkıştırma Çevriminin Ana Kısımları (Pistonlu Kompresörlü)



Şekil 1.4 Pratik Uygulamada Buhar Sıkıştırma Çevriminin Durumu

1.3 Hipotez

Bugün için her ne kadar toprak kaynaklı soğutma sistemi gibi birçok uygulama alternatifi ile kullanıma sunulmuş olsa bile ilk yatırım maliyetinin yüksek olması en büyük dezavantajı teşkil etmektedir. Fakat enerji verimliliği açısından değerlendirildiğinde sisteme olumlu katkıları olduğu gözlemlenmiştir.

SOĞUTMA YÜKÜ HESAP YÖNTEMİ VE HAVA SOĞUTMALI SİSTEM EKİPMANLARININ SEÇİMİ

2.1 Soğutma Yükü Hesap Yöntemi

Soğutma yükünün hesabındaki gaye soğutma sistemi elemanlarını (Kompresör, kondenser, evaporatör, ekspansiyon valfi, soğutucu akışkan boruları ve diğer soğutma aksamı) doğru ve ekonomik bir şekilde seçebilmektedir. Soğutma elemanlarının doğru seçimi ile sistemin verimli, bekleneni verecek tarzda ve aksamadan senelerce çalışması sağlanmış olabilecektir. [2]

Soğutma yükünü meydana getiren ısı kazançlarını dört grupta toplamak mümkündür:

- I)** Soğutma hacmini çevreleyen duvar, döşeme ve tavandan geçen ısı, transmisyon ısısı,
- II)** Soğutulan hacme dışarının daha yüksek ısı tutumundaki havasının girmesiyle meydana gelen ısı yükü, infiltrasyon ısısı,
- III)** Soğutulan hacme konulan malların ısısı (Bu projede mallar soğuk odaya donmuş olarak geldiği için maldan gelen yük yok saılmıştır.),
- IV)** Soğutulan hacmin içerisindeki ısı kaynaklarından gelen ısı (insanlar, aydınlatma, motor, vs)

2.1.1 Transmisyon Isısının Hesabı

Isı transferi olayı çoğunlukla kondüksiyon, konveksiyon ve radyasyon tarzındaki 3 değişik ısı transferi şeklinden sadece birisi yerine 2 veya her üç türü birlikte oluşarak ve bazen kütle transferini de içerecek tarzda meydana gelmektedir. Soğutma yüklerinin hesabında da ısı geçirgenlik katsayıları kondüksiyon, konveksiyon ve bazen de radyasyon ısı geçirgenlik katsayılarının birleşimi şeklinde uygulanmaktadır. Yalıtım yapılmış olan bir soğuk oda duvarından geçen ısı iç ve dış yüzeylerde konvektif ısı transferiyle, duvarın kendi gövdesinde ise kondüksiyon yoluyla geçmektedir. Normal muhit sıcaklıklarında radyasyonla ısı alışverişi ihmal edilebilir seviyelerde kaldığından soğuk oda soğutma yükleri hesabında dikkate alınmayabilir. Bu projede soğuk odalar bina içerisine yerleştirileceğinden ve direkt olarak güneş ışınlarına maruz kalmadığından radyasyonla gerçekleşen ısı transferi ihmal edilmiştir.

Birim alandan birim zamanda geçen ısı miktarı, dengelenmiş şartlar altında, ısı transferi türü ne olursa olsun aynı olacağından, konveksiyon ile transfer edilen ısı, daha sonra kondüksiyon iletildiğinden birbirine eşit olacaktır.

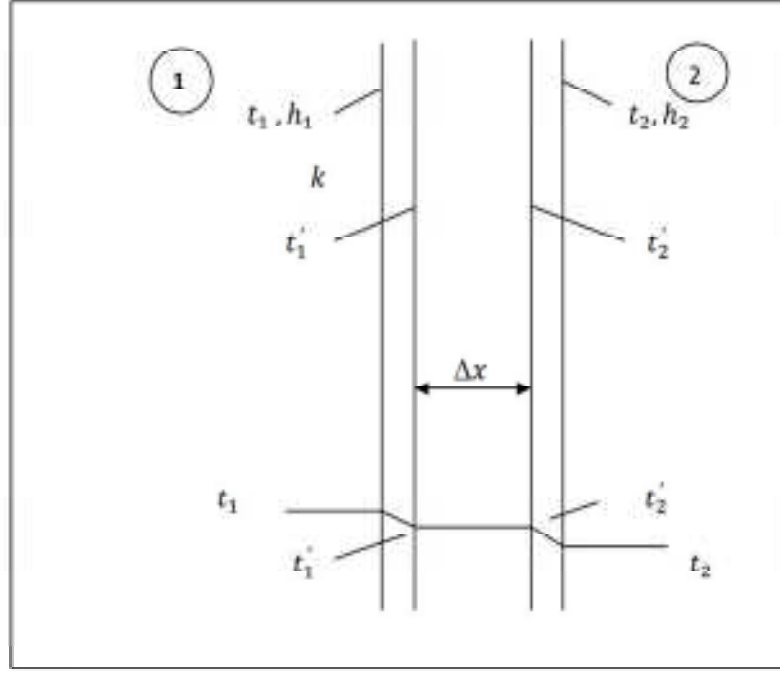
Aşağıdaki şekilde **1** hacminden ısı, **2** hacmine geçerken önce Δx kalınlığındaki duvarın iç yüzeyine konveksiyonla geçecek oradan da duvarın bünyesinde kondüksiyonla ilerleyerek dış yüzeye ulaşıp oradan, **2** numaralı hacme tekrar konveksiyonla iletilecektir [2].

$$Q_{\text{Transmisyon}} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_2}} \cdot A \cdot (t_1 - t_2), \quad K_u = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_2}} \quad (2.1)$$

h_1 : Dış ortam taşınılma ısı transferi katsayısı ($W/m^2 \cdot K$)

h_2 : İç ortam taşınılma ısı transferi katsayısı ($W/m^2 \cdot K$)

k : İletimle ısı transferi katsayısı ($W/m \cdot K$)



Şekil 2. 1 Transmisyon ile Isı Geçişi

K_w , birleştirilmiş ısı transfer katsayısı olarak adlandırılır. Bu değer konduksiyon ve konveksiyon ısı transfer katsayılarının birlikte etkisini vermektedir.

Tasarlanan sistemde 150 mm kalınlıkta poliüretan dolgulu paneller kullanılmıştır. K_w , değeride bu esasa göre hesaplanmıştır. Tüm hesaplamalar excellde düzenlenmiş bir ısı kazancı formunda yapıldı.

2.1.2 İnfiltrasyon – Hava Değişimi Isısının Hesabı

Soğuk oda kapısının her defa açılıp kapatılışında bir miktar harici sıcak hava soğuk odaya girerek ek bir soğutma yükü oluşturur. Harici havada daha fazla olan su buharı da bu soğutma yükünün bir parçasını oluşturur. Bu yükün sağlıklı bir şekilde saptanması, gerçek kullanma durumunun bilinmesi ile mümkündür. Bu ise çoğu zaman kullanılan tutumu ve ihtiyacına göre değişmektedir. Bu sebeple infiltrasyon yükünü tam olarak hesaplamak güçtür. Uygulamada yapılan deneyler infiltrasyon yükünü meydana getiren oda hava değişiminin oda hacmine bağlı olduğunu göstermiştir.[2]

Aşağıdaki tablo oda iç hacmine göre soğuk odaların günlük hava değişim değerlerini vermektedir.

$$Q_{\text{infiltrasyon}} = n \times V \times (h_d - h_0) \times \rho \quad (2.2)$$

n : Hava değişim katsayısı (1/h)

V : Mahal hacmi (m³)

h_d : Dış havanın entalpisi (kcal/kg)

h_0 : Oda havasının entalpisi (kcal/kg)

ρ : Havanın yoğunluğu (kg/m³)

Çizelge 2. 1 Soğuk Oda Kapı Açılmalarından Meydana Gelen Hava Değişimi

Oda iç Hacmi (m ³)	24 saatte hava değişimi		Oda İç Hacmi (m ³)	24 saatte hava değişimi	
	Oda sic. 0°C üstünde	Oda sic. 0°C altında		Oda sic. 0°C üstünde	Oda sic. 0°C altında
5	50.1	38	500	3.7	2.8
10	31.1	24.2	625	3.3	2.5
15	25.3	19.6	750	2.9	2.3
20	21.2	16.9	1000	2.5	1.9
25	18.7	14.9	1250	2.2	1.7
30	16.7	13.5	1800	1.66	1.42
40	14.3	11.7	2400	1.43	1.22
50	12.8	10.2	3000	1.35	1.11
75	10.1	8.0	4000	1.23	0.99
100	8.7	6.7	5000	1.17	0.93
125	7.7	6.0	6000	1.11	0.86
150	7.0	5.4	8000	1.05	0.85
200	5.9	4.6	10000	0.97	0.83
250	5.3	4.1	12000	0.91	0.81
375	4.2	3.2	14000	0.87	0.80

(*) Aşırı kullanma halinde, verilen değerleri 2 ile çarpın. Uzun süreli muhafaza odaları için verilen değerleri 0.6 ile çarpın.

2.1.3 Soğuk Odadaki Ekipmanlardan Kaynaklanan Isının Hesabı

Bunlar, soğutulan hacimde zaman zaman bulunabilecek insanlar ile bu hacimdeki aydınlatma armatürleri, elektrik motorları, elektrikle veya sıcak gaz ile defrost işlemi ve daha fazla ısı neşreden cihaz ve elemanlardan oluşmaktadır. Soğutulan hacimde bulunan insanların neşretmiş olduğu ısı miktarı bu hacmin sıcaklığına, çalışan insanların bedensel gayretine ve giyimine, sayısına, hacmin içinde kaldıkları süreye, hacmin büyüklüğüne, dışarıdan soğuk hacme giriş çıkış sıcaklığına ve daha birçok etkene bağlı olarak değişmektedir [2].

- Aydınlatma armatürleri, armatürün inkandensat veya flouresant tipi oluşuna göre hesaplanır. Ve günde açık kaldığı saat ile çarpılarak bulunur.
- Elektrik motorlarında, motorun gücüne ve tipine göre güç faktörü değişeceğinden ısıya dönüşen güç oranı da değişecektir.
- Defrost sırasında verilen ısı soğutulan hacimde bulunan evaporatörlerin içerisinde bulunan elektrik defrost ısıtıcıların Watt olarak güçleri ve günde kaç saat çalıştırıldıkları belli ise ortama verilen ısı bulunabilir.

Çizelge 2. 2 Soğuk İnsanlardan Gelen Ortalama Soğuk Oda Isı Yükü

Oda Sıcaklığı (°C)	Isı Neşri kcal/h x şahıs	Oda Sıcaklığı (°C)	Isı Neşri kcal/h x şahıs
+10°C	180	-10°C	290
+5°C	210	-15°C	315
0°C	235	-20°C	340
-5°C	260	-25°C	365

Not: Sık sık girip çıkma halinde %10 ile %25 ilave edilecektir.

Soğutma yükü hesabı 2.1. başlığı altında sıralanan formüllerden oluşan, excell'de hazırlanmış bir ısı kazancı hesap programı tarafından hesaplanmıştır. Şekil 2.3.'te ısı kazancı formunu görebilirsiniz.

SOĞUK ODA ISI KAZANCI HESABI									
Hesaplayan:					Tarih: 03.11.2010				
Makal adı ve numarası:									
Dış ortam sic:			°C		Makal sic. ve nem:			°C - %RH	
Kışın makal sic.:					En:		Boy:		Zemin:
Oda ölçüleri (m):					En:		Boy:		Yükseklik:
Uzun giriş sıcaklığı:					°C				
I- TRANSMİSYON İLE ISI KAZANCI (Duvar: $\lambda=0.021$ Styropol: $\lambda=0.031$ Beton: $\lambda=1.3$ $k_{\text{Çatı}}/m^2C$)									
İçerik	En	Boy	Yüzey Alanı	Panellerin Kalınlığı	İzolasyonun kalınlığı	Ku	dT	Saatlik Isı Kazancı	Günlük Isı Kazancı
ID	0,00	0,00	-						
ID	0,00	0,00	-						
ID	0,00	0,00	-						
ID	0,00	0,00	-						
TK	0,00	0,00	-						
ZK	0,00	0,00	-						
TOTAL TRANSMİSYON HEAT GAIN (Kcal/da)									0
II- INFİLTASYON İLE ISI KAZANCI									
Oda Hacmi:					İç/Bış hava ent.:		İç/Dış hava ent.:		
m ³					kg/m ³		Kcal/da		Kcal/da
					76,7				
IV- MAHALDEKİ EKİPMANLARDAN GELEN ISI KAZANCI									
Aydınlatma			Watt	*		adet	0,00	Kcal/h/W	saat/gün
Fan Motor			KW	*		adet	0,00	Kcal/h/W	saat/gün
Elektrik def.			KW	*		adet	0,00	Kcal/h/W	saat/gün
Diğer (gözetici, gaz def. vb.)									
Bilinmeyen bazı kaynaklardan gelebilecek ısı kazancı									0
GÜNLÜK TOPLAM ISI KAZANCI									
Çihazın seçilmesinde saatlik yük gerekli olacaktır:									
Günlük toplam ısı kazancı:					0				
Günlük çalışma süresi:							Kcal/h =		
							Watt		
(1.1 Güvenlik katsayısı ile) Isı Kazancı:					00 Kcal/h		00 Watt		

Şekil 2. 2 Örnek Isı Kazancı Hesap Föyü

2.1.4 Soğutma Sistemi Boru Çapı Hesabı

Tüm borulama, soğutma sanayi için özel üretilmiş bakır borulardan oluşmaktadır. 11/8" çapa kadar olan borularda kaynaklı dirsek kullanılmamakta boru yekpare olarak bükülmektedir. Gereken yerlerdeki tüm kaynak işlemleri sertifikalı işçiler ile yüksek kaliteli kaynak malzemesi kullanılarak yapılmaktadır. Rekorlu tüm bağlantılarda ise soğutma sanayi için özel üretilmiş sızdırmazlık kimyasalı kullanılmaktadır.

Soğutucu akışkan borularının genel dizayn ilkeleri şöylece sıralanabilir:

1. Soğutma sistemindeki tüm evaporatörlere yeterli miktarda soğutucu akışkan verilebilmelidir.
2. Kompresöre düzgün ve sürekli bir yağ dönüşü sağlanmalıdır.
3. Boru şebekesi (çapları) aşırı basınç kaybına, sistemin kapasitesinin ve veriminin düşmesine sebep olmamalıdır.
4. Sistem çalışırken ve/veya dururken kompresöre sıvı halde soğutucu akışkan gelmesine sebep olmamalı, hatta bunu önleyebilmelidir.
5. Evaporatörlerde veya emiş borularında aşırı miktarda yağ birikimine imkan verecek birikim cepleri bulunmamalıdır. Daha çok uygulamada olabilecek bu durum, büyük partiler halinde yağın kompresöre gelmesine ve sonuçta kompresörün hasar görmesine sebep olur.

Soğutucu akışkan borularının çaplarının saptanmasında yine Darcy-Weisbach denkleminde yararlanılmaktadır, iki fazlı/konumlu akışkan durumu ise sıvı soğutucu akışkan boru devresi de dahil tüm soğutucu akışkan borularında olasıdır. Fakat, bunun göz önünde bulundurulması boru çaplarının ve kayıpların saptanması maksadıyla kullanılan tablo veya grafiklerin tertibini çok karmaşık hale sokmakta, aynı zamanda da yanlışları kolaylaştırmaktadır. Bu nedenle, boru çapları ile kayıplarını veren tablo ve grafikler soğutucu akışkanın tek fazlı ve düzgün, sürekli aynı fiziki şartlarla hareket ettiğini varsayarak hazırlanmıştır. Bu bakımdan, bu maksatla hazırlanmış tablo ve grafiklerin kullanılmasında konservatif davranılmalı, verilen değerlerin temiz, düzgün iç yüzeyli bir boru tesisatı için geçerli olduğu, bilhassa emiş boru hattında aşırı yağ bulunmasının ve/veya evaporatördeki debi değişimlerinin basınç kayıplarını arttıracığı, ağır devirli pistonlu kompresörlerde daha etkin olan debi kesikliklerinin emiş ve basma tarafındaki kayıpları arttırıcı yönde etki yapacağı hatırdan çıkarılmamalı ve bu kayıpları azaltmak üzere boru çapları biraz büyük tutulmalıdır [2]. Bu projede boru çapı SOLVAY programında hesaplanmıştır. Aşağıdaki formül ve tablolar esas alınarak hesaplar yapılmıştır. Örnek oluşturması ve hesap yönteminin anlaşılması açısından bir hat için hesap adımları gösterilecektir.

Kararlı türbülant akışta basınç kaybı aşağıdaki Darcy Weisbach denklemi ile hesaplanacaktır.

$$h_f = \frac{v_m^2 \cdot l}{2 \cdot g \cdot d} \cdot f_{dw} \text{ veya } \Delta p = \frac{\rho \cdot v_m^2 \cdot l}{2 \cdot g \cdot d} \cdot f_{dw} = \frac{4 \cdot \rho \cdot v_m^2 \cdot l}{2 \cdot g \cdot d} \cdot f_f \quad (2.3)$$

$$v_m = \frac{V}{A} = \frac{4W}{\pi \cdot d^2} \text{ olup, yukarıdaki denklemde yerine konulduğunda;}$$

$$\Delta p = \frac{4 \cdot \rho \cdot \left(\frac{4W}{\pi \cdot d^2}\right)^2 \cdot l}{2 \cdot g \cdot d} \cdot f_f \text{ bulunur. Denklemden "d" için tekrar düzenlendiğinde;}$$

$$d = \left[\frac{8 \cdot \rho \cdot W^2 \cdot l}{\Delta p \cdot g \cdot \pi^2 \cdot f_f} \right]^{1/5} = \left[\frac{8 \cdot G^2 \cdot l}{\rho \cdot \Delta p \cdot g \cdot \pi^2 \cdot f_f} \right]^{1/5} \quad (2.4)$$

A: Boru Kesit Alanı (m²)

G: Kütleli debi (kg/s)

h_f : Akışkanın basınç kaybı (Pa/m)

ρ : Akışkanın yoğunluğu (kg/m³)

v_m : Akışkanın hızı (m/s)

V: Hacimsel Debi (m³/s)

f_f : Sürtünme katsayısı

l : Boru eşdeğer uzunluğu

Emiş hattı borularında olması gereken min./maks. hızlar:

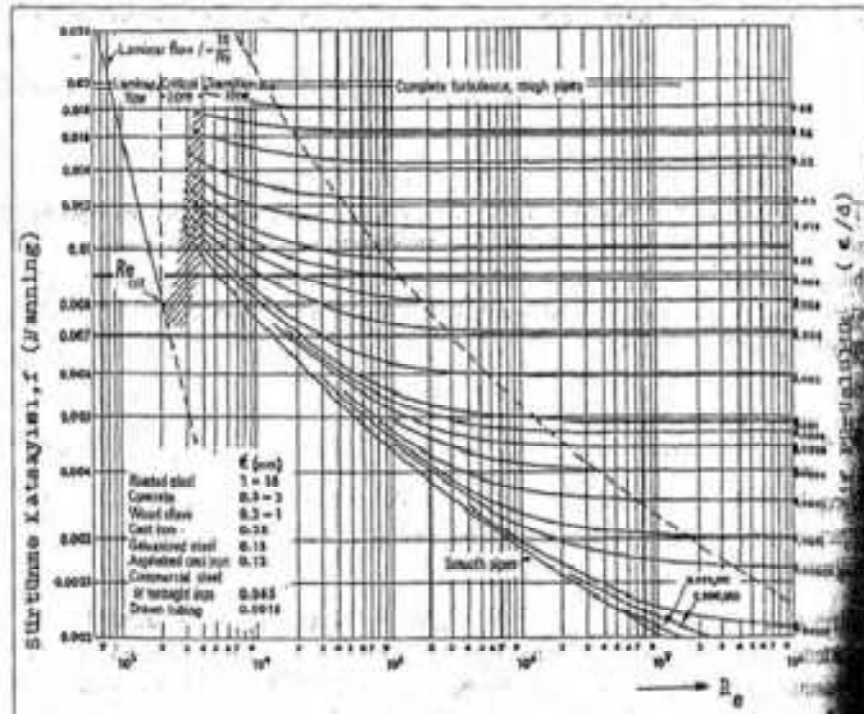
- Yatay borularda yağın sürüklenebilmesi için min. hız, 2,5 m/s
- Düşey borularda yağın sürüklenebilmesi için min. hız, 5 m/s
- Her türlü emiş hattında maksimum hız: 20 m/s olarak alınmıştır.

Basma hattı borularında olması gereken min./maks. hızlar:

- Yatay borularda yağın sürüklenebilmesi için min. hız, 2,5 m/s
- Düşey borularda yağın sürüklenebilmesi için min. hız, 5 m/s
- Her türlü emiş hattında maksimum hız: 20 m/s olarak alınmıştır.

Likit hattı borularında olması gereken min./maks. hızlar:

- Her türlü likit hattında hız, 1 m/s'yi geçmemesi gerekmektedir. Burada önemli olan soğutucu akışkanın köpürmesinin önlenmesidir.



Şekil 2. 3 Borulardaki Sürtünme Kayıpları İçin Moody Diyagramı

Çizelge 2. 3 Boru Aksamındaki Basınç Kayıplarının Eşdeğer Boru Uzunluğu Cinsinden Karşılığı

Boru Çapı	Düz Kapanı a Valfi	Çek Valfi	90° Standart Birek	90° Geniş Birek	45° Standart Birek	180° Standart "U" Dönüşü	"Tee" Yan Çıkışı	"Tee" Düz Geçiş	Ani Durulma d/D=1/4	Ani Durulma d/D=1/2	Ani Genişleme d/D=1/4	Ani Genişleme d/D=1/4	Solenoid Valfi
3/8"	3.2	1.5	0.43	0.30	0.20	0.7	0.8	0.3	0.22	0.16	0.43	0.25	3.2
1/2"	5.5	1.9	0.30	0.30	0.25	0.8	1.0	0.3	0.28	0.22	0.35	0.34	5.5
5/8"	6.7	2.5	0.60	0.42	0.28	1.0	1.3	0.43	0.37	0.31	0.77	0.46	6.7
7/8"	8.9	3.1	0.80	0.52	0.40	1.3	1.6	0.52	0.50	0.37	1.00	0.61	8.9
1 1/8"	11.6	4.3	1.00	0.70	0.52	1.7	2.2	0.70	0.70	0.35	1.5	0.82	11.6
1 1/2"	13.1	4.9	1.2	0.80	0.64	1.9	2.5	0.80	0.90	0.67	1.8	1.1	13.1
1 3/8"	16.8	6.1	1.5	1.00	0.80	2.5	3.1	1.00	1.3	0.92	2.5	1.5	16.8
2 1/8"	21.0	7.6	1.8	1.3	1.00	3.1	3.7	1.3	1.6	1.2	3.1	1.9	21.0
2 3/8"	25.6	10.5	2.3	1.5	1.2	3.7	4.6	1.6	2.0	1.5	4.0	2.5	25.6
3 1/8"	30.5	10.7	2.8	1.8	1.5	4.6	5.5	1.8	2.4	1.9	4.8	2.8	30.5
3 5/8"	36.6	12.2	3.1	2.0	1.6	5.2	6.4	2.1	2.8	2.1	5.2	3.4	36.6

Çizelge 2. 4 Beher kcal/h Net Soğutma Kapasitesi için Yaklaşık Olarak Dolaşımı Gereken Soğutucu Akışkan Miktarı (gram/saat) (Aynı değerler 1000 kcal/h için kg/h alınabilir)

Soğutucu Akışkan	Yoğuşma Sic. (°C)	Buharlaşma / Evaporasyon Sıcaklığı (°C)							
		-50	-40	-30	-20	-15	-10	-5	0
R404A	25	39.6	38.1	36.6	35.1	34.4	33.8	33.2	32.7
	30	41.4	39.7	38.1	36.6	35.9	35.2	34.6	34.1
	35	43.8	41.9	40.0	38.3	37.5	36.8	36.1	35.5
	40	-	44.1	42.1	40.1	39.2	38.5	37.7	37.0
	45	-	46.4	44.5	42.2	41.3	40.4	39.6	38.8
	50	-	-	-	44.6	43.4	42.4	41.5	40.6
	55	-	-	-	-	45.9	44.7	43.7	42.8

2.2 Hava Soğutmalı Sistem Ekipmanlarının Seçimi

2.2.1 Şartlandırılacak Mahallerin Tanımı

Bu Proje; 1 Adet donmuş mahal, 1 Adet soğuk depo, 1 Adet Giriş holü ve 1 Adet çıkış holünün soğutma, havalandırma ve nem alma sisteminin tasarımından oluşmaktadır.

Dışarıdan kalıplar halinde gelen buz blokları -20°C 'de donmuş mahalde depolanmaktadır. Daha sonra buz kalıpları -10°C 'deki soğuk muhafaza odasına alınarak, bu kalıplara belirli formlar verilmekte ve bu şekilde muhafaza edilmektedir. Soğutma Sistemi yapılan mahallerin teknik özellikleri aşağıda bulunmaktadır;

MAHAL NO	MAHAL ADI	MAHAL SICAKLIĞI	EN (mt)	BOY (mt)	YÜKSEKLİK (mt)	MAHAL HACMİ
Z01	SOĞUK DEPO	-10°C	21,60	27,12	3,40	1.992
Z02	GİRİŞ HOLÜ	0°C	5,95	2,48	3,40	50,17
Z03	ÇIKIŞ HOLÜ	0°C	2,32	3,45	3,40	27,21
Z04	DONMUŞ MAHAL	-20°C	6,45	7,00	3,40	153,51

Çizelge 2. 5 Şartlandırılacak mahallerin Özellikleri

2.2.2 Isı Kazancı Hesabı

Bu çalışmada ısı kazancı hesabı yapılırken uygulamanın yapılacağı İstanbul iline ait tasarım şartları esas alınmıştır. İstanbul için yaz tasarım şartları 33°C (KT), 24°C (YT) olmakta iken, bu projede güvenlik amaçlı yaz tasarım şartı $+2^{\circ}\text{C}$ toleranslı olacak şekilde 35°C alınmıştır. 2.1. başlığı altındaki formüllerden ve tablolardan yararlanılarak hazırlanan ısı kazancı hesap föyü vasıtasıyla hesaplanan soğutma kapasiteler aşağıdaki gibidir. Hesaplanan soğutma kapasiteler aşağıdaki gibidir.

SOĞUK ODA ISI KAZANCI HESABI										
Hesaplayan:		EK				Date: 19.11.2019				
Mahal adı ve numarası:		ZO1 SOĞUK DEPO								
Dış ortam sic:		35 °C				Mahal sic. ve nem:		-10 °C 35 %Rh		
Komşu mahal sic:		35		35		35		Zemin: 25		
Oda ölçüleri (m):		En: 27,60		Boy: 27,12		Yükseklik: 4,00		Tavan		
Oran giriş sıcaklığı:		- °C								
I- TRANSMİSYON İLE ISI KAZANCI (Duvar,Tavan,Zen P.urethane k=0,021 Styroph.k=0,031 Betonk=1,3 kCal/hmC										
Symbol	En	Boy	Yüzey Alanı	Panel Kalınlığı	İletim katsayısı	Ku	dT	Saatlik Isı Kazancı	Günlük Isı Kazancı	
ID	27,60	4,00	86,40	0,15	0,021	0,14	45	536	12.864	
ID	27,60	4,00	86,40	0,15	0,021	0,14	45	536	12.864	
ID	27,12	4,00	108,48	0,15	0,021	0,14	45	673	16.151	
ID	27,12	4,00	108,48	0,15	0,021	0,14	45	673	16.151	
TK	27,60	27,12	583,79	0,15	0,021	0,14	45	3634	87.215	
ZK	27,60	27,12	583,79	0,15	0,021	0,14	35	2848	68.357	
TOTAL TRANSMISSION HEAT GAIN (Kcal/day)									213.602	
II- INFILTRASYON İLE ISI KAZANCI										
					İd:Dış hava ent.:		15 kcal/kg			
					İo:İç hava ent.:		-4,6 kcal/kg			
Oda Hacmi	2.243,17	m3	1,20	kg/m3	1,4	koz/24sa.	20	kcal/kg	77.156	
IV-MAHALDEKİ EKİPMANLARDAN GELEN ISI KAZANCI										
a)İnsan	100	persons*	290	kcal/h *	8	saat/gün	232.000			
b)Aydınlatma:	7	Watt *	386	adet *	0,56	kcal/h/W *	10	saat/gün	35.285	
c) Fan Motor.:	0,78	KW *	10	adet *	860	kcal/h/KW *	18	saat/gün	128.744	
d)Elektrik def.:	0,83	KW *	60	adet *	860	kcal/h/KW *	4	saat/gün	175.440	
e)Sıcak gaz def.:										
f)Diğerleri (forklift etc.)										
Bilinmeyen bazı kaynaklardan gelebilecek ısı kazancı									563.449	
GÜNLÜK TOPLAM ISI KAZANCI										
Çizim seçilmesinde saatlik yük gerekli olacaktır.										
Günlük toplam ısı kazancı:		854.206								
Günlük çalışma süresi:		16		=		53.388 Kcal/h		= 62.090 Watt		
(1.1 Güvenlik katsayısı ile) Isı Kazancı:						58.727 Kcal/h		68.299 Watt		

Şekil 2. 4 ZO1 Soğuk Depo Isı Kazancı Hesabı

SOĞUK ODA ISI KAZANCI HESABI									
Hesaplayan:		EK			Date:		19.11.2010		
Mahal adı ve numarası:		Z02 GİRİŞ HOLÜ			Mahal sıc. ve nem:		0 °C - %Rh		
Diş ortam sıc.:		35 °C			Zemin:		25 °C		
Komşu mahal sıc.:		35 °C			Yükselik:		3,3 Tavan		
Oda ölçüleri (m)		En: 2,48		Boy: 3,93					
Ünün giriş sıcaklığı:		- °C							
I- TRANSMİSYON İLE ISI KAZANCI (Duvar,Tavan,Zen P.urethane:k=0.021 Styroph.k=0.031 Beton:k=1.3 kCal/hmC									
Symbol	En m	Boy m	Yüzey Alanı m ²	Panel Kalınlığı m	İletim ısı transmisiyon katsayısı kcal/hmC	Ku kcal/h C/m ²	dT	Saatlik Isı Kazancı (kcal/h)	Günlük ısı Kazancı (kcal/days)
ID	2,48	4,00	9,92	0,15	0,021	0,14	35	48	1.149
ID	2,48	4,00	9,92	0,15	0,021	0,14	35	48	1.149
ID	3,93	4,00	23,80	0,15	0,021	0,14	35	175	2.756
ID	3,93	4,00	23,80	0,15	0,021	0,14	35	175	2.756
TK	2,48	3,93	14,76	0,15	0,021	0,14	35	71	1.709
ZK	2,48	3,93	14,76	0,15	0,021	0,14	25	51	1.230
TOTAL TRANSMISSION HEAT GAIN (Kcal/days)									10.748
II- INFILTRASYON İLE ISI KAZANCI					İç-Dış hava ent.:		15 kcal/kg		
					İç-İç hava ent.:		2 kcal/kg		
Oda Hacmi	39,02	m ³	1,20	kg/m ³	10,1	kgz/24sa.	13	kcal/kg	9.300
IV-MAHALDEKİ EKİPMANLARDAN GELEN ISI KAZANCI									
a)İnsan	3	person*	235	kcal/h *	8	saat/gün			5.640
b)Aydınlatma:	7	Watt *	15	adet *	0,86	kcal/h/W *	10	saat/gün	886
c) Fan Motor.:	0,195	KW *	2	adet *	560	kcal/h/KW *	18	saat/gün	6.037
d)Electrik def.:	0,83	KW *	12	adet *	500	kcal/h/KW *	4	saat/gün	35.088
e)Sıcaklı gaz def.:									
f)Diğerleri:(forklift etc.)									
Bilinmeyen bazı kaynaklardan gelebilecek ısı kazancı:									47.854
GÜNLÜK TOPLAM ISI KAZANCI									
Cihazın seçilmesinde saatlik yük gerekli olacaktır.									
Günlük toplam ısı kazancı:		67.701							
Günlük çalışma süresi:		16		=		4.231 Kcal/h =		4.921 Watt	
(1.1 Güvenlik katsayısı ile) Isı Kazancı:						4.654 Kcal/h		5.413 Watt	

Şekil 2. 5 Z02 Giriş Holü Isı Kazancı Hesabı

SOĞUK ODA ISI KAZANCI HESABI											
Hesaplayan:		EK				Date: 19.11.2010					
Mehal adı ve numarası:		Z03 ÇIKIŞ HÖLÜ									
Dış ortamı sic.:		35 °C				Mehal sic. ve nemi:		0 °C		-%Rh	
Komşu mehal sic.:		35		35		35		35		Zemin: 25	
Oda ölçüleri (m):		En: 2,32		Boy: 3,43		Yükselik: 2,60		Tavan		35	
Ünün giriş sıcaklığı:		- °C									
I- TRANSMİSYON İLE ISI KAZANCI (Duvar,Tavan,Zen P.urethane:k=0,021 Styroph:k=0,031 Beton:k=1,3 kCal/m°C											
Symbol	En	Boy	Yüzey Alanı	Panel Kalınlığı	İletim katsayısı	Ku	dT	Saatlik Isı Kazancı	Günlük Isı Kazancı		
m	m	m ²	m	kCal/m°C	C°m ²		(kcal/h)	(kcal/days)			
ID	2,32	4,00	9,28	0,15	0,021	0,14	35	45	1,075		
ID	2,32	4,00	9,28	0,15	0,021	0,14	35	45	1,075		
ID	3,43	4,00	13,80	0,15	0,021	0,14	35	67	1,598		
ID	3,43	4,00	13,80	0,15	0,021	0,14	35	67	1,598		
TK	2,32	3,43	8,00	0,15	0,021	0,14	35	39	927		
ZK	2,32	3,43	8,00	0,15	0,021	0,14	25	28	667		
TOTAL TRANSMISSION HEAT GAIN (Kcal/days)									6.939		
II- INFILTRASYON İLE ISI KAZANCI											
					İd: Dış hava ent.:		15 kcal/kg				
					İo: İç hava ent.:		2 kcal/kg				
Oda Hacmi	32,02	m ³	1,20	kg/m ³	16,7	kez/24sa.	13	kcal/kg	8.341		
IV- MAHALDEKİ EKİPMANLARDAN GELEN ISI KAZANCI											
a) İnsan	3	persons*	233	kcal/h *	8	saat/gün			5.640		
b) Aydınlatma	7	Watt *	8	adet *	0,56	kcal/h/W *	70	saat/gün	482		
c) Fan Motor.:	0,195	kW *	2	adet *	860	kcal/h/kW *	78	saat/gün	6.037		
d) Elektrik def.:	0,85	kW *	12	adet *	860	kcal/h/kW *	4	saat/gün	35.088		
e) Sıcak gaz def.:											
f) Diğerleri (forklift etc.):											
Bilinmeyen bazı kaynaklardan gelebilecek ısı kazancı:									47.247		
GÜNLÜK TOPLAM ISI KAZANCI											
Çihazın seçilmesinde saatlik yük gerekli olacaktır.											
Günlük toplam ısı kazancı		62.527									
Günlük çalışma süresi		16		=		3.908 Kcal/h =		4.545		Watt	
(1.1 Güvenlik katsayısı ile) Isı Kazancı:						4.299 Kcal/h		4.999 Watt			

Şekil 2. 6 ZO3 Çıkış Holü Isı Kazancı Hesabı

SOĞUK ODA ISI KAZANCI HESABI									
Hesaplayan:		EK			Date:		18.11.2018		
Mahal adı ve numarası:		Z04-DONMUŞ MAHAL			Mahal sic. ve nem:		-20/ °C - %Rh		
Dış ortam sic.:		35/ °C			Zemin:		25/ 35/ Tavan		
Komşu mahal sic.:		35/ 35/ 35/ 35/			Yükseklik:		4,00/		
Oda ölçüleri (m):		En: 6,45/ Boy: 7,00/							
Ürün giriş sıcaklığı:		- °C							
I- TRANSMİSYON İLE ISI KAZANCI (Duvar,Tavan,Zen P.urethane:k=0,021 Styroph:k=0,031 Beton:k=1,3 kCal/hmC									
Symbol	En m	Boy m	Yüzey Alanı m2	Panel Kalınlığı m	İletim ısı transferi katsayısı kCal/hmC	Ku kcal/h C*m2	dT	Saatlik Isı Kazancı (kcal/h)	Günlük ısı Kazancı (kcal/days)
ID	6,45	4,00	25,80	0,15	0,021	0,14	55	196	4.695
ID	6,45	4,00	25,80	0,15	0,021	0,14	55	196	4.695
ID	7,00	4,00	28,00	0,15	0,021	0,14	55	212	5.095
ID	7,00	4,00	28,00	0,15	0,021	0,14	55	212	5.095
TK	6,45	7,00	45,15	0,15	0,021	0,14	55	342	8.216
ZK	6,45	7,00	45,15	0,15	0,021	0,14	45	282	6.774
TOTAL TRANSMISSION HEAT GAIN (Kcal/days)									34.570
II- INFILTRASYON İLE ISI KAZANCI									
					İd:Dış hava ent.:	15 kcal/kg			
					İç:İç hava ent.:	-5,1 kcal/kg			
Oda Hacmi	180,00	m3	1,20	kg/m3	4,6	kez/24sa	20 kcal/kg	20.036	
IV-MAHALDEKİ EKİPMANLARDAN GELEN ISI KAZANCI									
a)İnsan	3	persons*	340	kcal/h *	8	saat/gün	8.160		
b)Aydınlatma:	7	Watt *	45	adet *	0,86	kcal/h/W *	10	saat/gün	2.718
c) Fan Motor.:	0,39	KW *	4	adet *	660	kcal/h/KW *	18	saat/gün	24.144
d)Elektrik def.:	1,25	KW *	12	adet *	660	kcal/h/KW *	4	saat/gün	51.600
e)Sıcak gaz def.:									
f)Diğerleri (forklift etc.):									
Bilinmeyen bazı kaynaklardan gelebilecek ısı kazancı:									86.627
GÜNLÜK TOPLAM ISI KAZANCI									
Çihazın seçilmesinde saatlik yük gerekli olacaktır.									
Günlük toplam ısı kazancı:		141.235							
Günlük çalışma süresi:		16		=		8.827 Kcal/h =		10.266 Watt	
(1.1 Güvenlik katsayısı ile) Isı Kazancı:						9.710 Kcal/h		11.293 Watt	

Şekil 2. 7 Z04 Donmuş Mahal Isı Kazancı Hesabı

2.2.3 Soğutma Sisteminin Tanımı

Soğuk depo ve hollerin soğutma sistemi için hava soğutmalı üç kompresörlü merkezi soğutma grubu seçilmiştir. Soğutucu gaz olarak Freon R404A gazı seçilmiştir. Soğuk depo, içerisinde bulunan farklı formlardaki buzların yüzey kalitesinin bozulmaması için -10°C ve % 55 bağıl nemde tutulacak şekilde tasarlanmıştır. Ayrıca giriş – çıkışlarda airlock amacıyla 0°C'lik holler konulmuştur. Soğuk depoda 5 Adet duvar tipi evaporatör kullanılmıştır. Ve evaporatörlerin ucuna hava torbası monte edilmiştir. Bu şekilde havanın 27 mt uzaklığa kadar homojen şekilde üflemesi sağlanmıştır. Giriş / Çıkış hollerinde de yine havanın homojen olarak dağıtılması amacıyla birer adet twin flow çift üfleli evaporatör seçilmiştir.

Evaporatörün soğutucu gaz girişlerinde kullanılan expansion valfler yardımıyla evaporasyon basıncı ayarlanarak, soğuk muhafaza ve hollerin farklı sıcaklıklarda tutulması sağlanmıştır.

Soğuk depoda uygulanan havalandırma ve nem alma prosesleri ilerleyen bölümlerde anlatılacaktır.

Donmuş mahalin soğutması için de hava soğutmalı tek kompresörlü endüstriyel soğutma grubu seçilmiştir. Soğutucu gaz olarak Freon R404A gazı seçilmiştir. Bu mahalde havanın ortama homojen olarak dağıtılması amacıyla 2 Adet twin flow evaporatör seçilmiştir. Çift taraflı üfleyen bu soğutucular havanın mahale eşit olarak dağıtılmasını sağlamıştır.

2.2.4 Sistemde Kullanılan Ekipmanlar

2.2.4.1 Duvar, Tavan, Zemin İzolasyonu Ve Soğuk Oda Kapıları

Soğutulan ortamın kendisi ısı transferi olayına maruz kalır ki bunun nedeni, soğutulan ortamın normal olarak civar hacimlerden daha soğuk olması ve ısının civar hacimlerden soğutulan ortama doğru bir akış meydana getirmesidir. Duvar, tavan ve zeminden konveksiyon, kondüksiyon ve radyasyon yoluyla meydana gelen ısı transferini en aza indirmek amacıyla tasarlanan sistemde yalıtım yapılmıştır [2].

Yalıtım malzemesinin kalınlığının artırılması ile ısı geçirgenlik katsayısının düşürülmesi ve soğutma yükünün azaltılması sağlanabilirse de kalınlığı aşırı derecede arttırmak hem ilk kuruluş masraflarının artması hem de oda faydalı hacminin azaltılması yönünden uygun olmayacaktır. Ayrıca kullanılacak yalıtım malzemesinin kondüktif ısı geçirgenliğinin de

transmisyon ısı kazancına etkisi büyüktür ve seçilecek malzemenin kalınlığı kadar ısı geçirgenlik katsayısının da göz önünde bulundurulması gerekir.

Bu projede odaların; duvar ve tavanları poliüretan dolgulu prefabrik sandviç panellerle oluşturulacaktır.

Aşağıdaki tabloda da görüldüğü üzere 100 mm yeterli iken yer sıkıntısının olmaması nedeniyle ısı geçirgenlik katsayısını düşürmek için, panel kalınlığı tüm odalarda 150 mm seçilmiştir. Paneller; iki sac arasına 40 kg/m³ (\pm % 5) yoğunlukta poliüretan dolgulu olacaktır. Duvar ve tavan panellerinin her iki yüzeyi; 0,50 mm kalınlıkta, daldırma galvaniz sac olacaktır. Paneller kilitli ve geçmeli sistem olacaktır.

Soğuk Oda İç Sıcaklığı (°C)	Serin/Kuzey Bölgeler		Sıcak/Güneşli/Güney Bölgeler	
	Poliüretan (*)	Mantar Eşdeğeri (**)	Poliüretan (*)	Mantar Eşdeğeri (**)
+10/+16	25 mm	50 mm	50 mm	75 mm
+4/+10	50 mm	75 mm	50 mm	100 mm
-4/44	50 mm	100 mm	75 mm	125 mm
-9/-4	75 mm	125 mm	75 mm	150 mm
-18/-9	75 mm	150 mm	100 mm	175 mm
-26/- 18	100 mm	175 mm	100 mm	200 mm
-40/-26	125 mm	225 mm	125 mm	250 mm

(*) Poliüretan tecrit malzemesi için (Ortalama X, = 0.020 kcal/h . °C . m² / m)

(**) Mantar, cam yünü, styropor için (Ortalama X = 0.035 kcal/h . °C . m² / m)

Çizelge 2. 6 Soğuk Odalar İçin Tavsiye Edilen Minimum Tecrit Kalınlıkları

Soğuk oda teşkilinde soğuk oda kapısının seçimi de oldukça önemlidir. Dolayısıyla, kapılar izoleli ve panel kalınlığı ile aynı kalınlıkta poliüretan dolgulu olacaktır. Donmuş Muhafaza odasında mal giriş çıkışına daha uygun olması sebebiyle 2 Adet sürgülü kapı kullanılacaktır. Giriş/Çıkış hollerinde ise 2'şer adet menteşeli kapı olacaktır. Kapılarda içerinin görülebilmesi amacıyla cam bulunacaktır. Kapılar ve kapı camları donmaya karşı rezistans devreli olacaktır.

Tüm odalarda 50+50+50 mm ektstrüde polistren plakalarla zemin izolasyonu yapılacaktır. Malzemenin yoğunluğu 28-32 kg/m³ (\pm % 5) olacaktır. Ayrıca Donmuş muhafaza odasında betonun çatlamasını önlemek amacıyla izolasyonun altına rezistans kabloları döşenecektir. Zemin rezistansı sayesinde izolasyon altı zemin sıcaklığı +4°C'de tutulacaktır.

2.2.4.2 Basınç Ventili

Donmuş muhafaza odasında 1 adet ve soğuk odada 2 adet olmak üzere toplam 3 adet basınç dengeleme ventili kullanılacaktır. Yüksek basınçtaki daha soğuk olan ortam ile diğer ortam arasında basınç farkı oluşmaktadır. Basınç ventili oda içi ve dışı arasındaki basınç farkını dengeleyecektir. Basınç ventili rezistans devreli olacaktır.

2.2.4.3 Hava Soğutmalı Soğutma Grupları

2.2.2 No'lu bölümde mahallerin soğutma yükleri hesaplandı. Mahallerin muhafaza sıcaklıkları, mahal sıcaklığına bağlı olarak evaporasyon sıcaklıkları, dış hava sıcaklığına bağlı olarak kondanizasyon sıcaklıkları 2.2.1 No'lu başlık altında belirtildi. Tüm bu bilgiler ışığında aşağıdaki katalogdan cihazlar seçilmiştir.

Evap/Cond. Sıcaklığı : -25/+40°C YARIHERMETİK R 404A

TİP	Q Watt	P HP	TP kW	C.O.P	Komp. Tipi
FRS/3x380 SZ	26.721	20,96	15,63	1,71	3xHGX34P/380-4
FRS/3x465 SZ	32.310	26,47	19,74	1,64	3xHGX4/465-4
FRS/3x555 SZ	39.465	31,14	23,22	1,70	3xHGX4/555-4
FRS/3x650 SZ	47.946	38,02	28,35	1,69	3xHGX4/650-4
FRS/3x830 SZ	55.167	44,78	33,39	1,65	3xHGX5/830-4
FRS/3x945 SZ	66.981	53,23	39,69	1,69	3xHGX5/945-4
FRS/3x1080 SZ	76.623	60,87	45,39	1,69	3xHGX8/1080-4
FRS/3x1240 SZ	89.052	70,52	52,59	1,69	3xHGX6/1240-4
FRS/3x1410 SZ	102.312	83,16	62,01	1,65	3xHGX6/1410-4
FRS/3x1620 SZ	109.809	90,36	67,38	1,63	3xHGX7/1620-4
FRS/3x1860 SZ	125.202	100,66	75,06	1,67	3xHGX7/1860-4
FRS/3x2110 SZ	145.086	121,21	90,39	1,61	3xHGX7/2110-4

TİP	Q Watt	P HP	TP kW	C.O.P	Komp. Tipi
FB/FS-215 SZ	4.531	3,89	2,90	1,56	HGX34P / 215 - 4
FB/FS-255 SZ	5.753	4,71	3,51	1,64	HGX34P / 255 - 4
FB/FS-315 SZ	7.129	5,70	4,25	1,68	HGX34P / 315 - 4
FB/FS-380 SZ	8.907	6,99	5,21	1,71	HGX34P / 380 - 4
FB/FS-465 SZ	10.770	8,83	6,58	1,64	HGX 4 / 465 - 4
FB/FS-555 SZ	13.155	10,39	7,74	1,70	HGX 4 / 555 - 4
FB/FS-650 SZ	15.982	12,68	9,45	1,69	HGX 4 / 650 - 4
FC/FS-830 SZ	18.389	14,93	11,13	1,65	HGX 5 / 830 - 4
FC/FS-945 SZ	22.327	17,74	13,23	1,69	HGX 5 / 945 - 4
FC/FS-1080 SZ	25.541	20,29	15,13	1,69	HGX 6 / 1080 - 4
FD/FS-1240 SZ	29.684	23,51	17,53	1,69	HGX 6 / 1240 - 4
FD/FS-1410 SZ	34.104	27,72	20,67	1,65	HGX 6 / 1410 - 4
FE/FS-1620 SZ	36.603	30,12	22,46	1,63	HGX 7 / 1620 - 4
FE/FS-1860 SZ	41.734	33,55	25,02	1,67	HGX 7 / 1860 - 4
FE/FS-2110 SZ	48.362	40,40	30,13	1,61	HGX 7 / 2110 - 4

Q Soğutma Kapasitesi
P Nominal Kompresör Gücü HP
TP Nominal Kompresör Gücü kW
C.O.P Soğutma etki katsayısı
V Oda Hacmi



Şekil 2. 8 Cihaz Seçim Kataloğu

Mahal Adı	Mahal Sıcaklığı (°C)	Evap. Sıcaklığı (°C)	Kond. Sıcaklığı (°C)	Soğutma Kapasitesi (kW)	Kompresör Miktarı	Nominal Kompresör Gücü (kW)	COP
SOĞUK DEPO	-10°C	-20	+40	98	3 Adet	51,9	1,89
GİRİŞ HOLÜ	0°C						
ÇIKIŞ HOLÜ	0°C						
DONMUŞ MAHAL	-20°C	-25	+40	15,7	1 Adet	9,65	1,63

Şekil 2. 9 Cihaz Seçim Tablosu

2.2.4.3.1 Kompresör Grubu

Soğutma gruplarında Yarı – Hermetik Kompresörler kullanılacaktır. Yarı – Hermetik pistonlu kompresörler ülkemizde ve tüm dünyada en çok kullanılan ve tercih edilen kompresör çeşitlerindedir. Yedek parçalarının bulunma kolaylığı, kompresördeki tüm arızaların giderilebilme olasılığı, demontaj ve montajının daha kolay yapılabilmesi ve bakımları doğru zamanlarda yapıldığında uzun ömrü ile tercih edilir. Bu projede de soğutma gruplarında yarı-hermetik pistonlu kompresörler kullanılmıştır. Kompresörler, nominal çalışma şartlarında düşük ses seviyesi ve enerji tüketimine sahip yüksek soğutma verimliliği sağlayacak şekilde seçilmiştir.

Sistemde bulunan diğer ekipmanlar;

- Yüksek-Alçak basınç koruma presostatı (kombine presostat),
- Kompresör giriş-çıkış hattında titreşim alıcılar,
- Emniyet ventilli likit tankı,
- Kompresör yağ basınç koruma presostatı,
- Nem göstergeli gözetleme camı,
- Yüksek kapasiteli nem alıcılar (drier),
- Bakır borularda basınç düşümüne neden olmayan küresel vanalar,

- Yağ ayırıcı,
- Yağ filtresi,
- Yağ tankı,
- Kompresör yağ seviye regülatörleri,
- Kompresörlerin çalışma sürelerini düzenleyen ve kapasite kontrolünü sağlayan elektronik sistem,
- Dış ünite üzerindeki servis kolaylığı sağlayan yüksek ve alçak basınç göstergeleri (manometre),
- Likit tutucu (emiş akümülatörü)'dur.

2.2.4.3.2 Kondanser

Hava soğutmalı kondenserlerin tercih nedenleri; basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü, bakım-tamirlerinin kolaylığı şeklinde sıralanabilir. Ayrıca her türlü soğutma uygulamasına uyabilecek karakterdedir. Ayrıca bu proje için seçilen kondenser en yüksek verimi sağlayan üçgen dizilişe ve hava debisine göre optimize edilmiş minimum basınç düşümüne sahip olacaktır.

Isı Transferi 3 safhada oluşur, bunlar: a) Gaz soğutkandan kızgınlığın alınması, b) yoğunlaştırma, c) Aşırı soğutma. Kondenserin alanının takriben %85'i yoğunlaştırma olayına hizmet eder ki kondenserin asli görevi budur. % 5 civarında bir alan kızgınlığın alınmasına ve %10 ise Aşırı Soğutmaya hizmet eder.

Isı transfer yüzeyi şişirilmiş bakır boru ve bunlar üzerinde bulunan alüminyum kanatlardan oluşmaktadır.

- Kondenser yan ve ara aynaları galvaniz sacdan mamuldür.
- Kondenser fanları, Avrupa menşeli, yüksek verimli aksiyel fanlar olup, IP55 korumalı elektrik kutusuna sahiptirler.
- Kondenser fanları frekans konvertörlü olup, FAN HIZ KONTROL SİSTEMİ ile kontrol edilecektir.

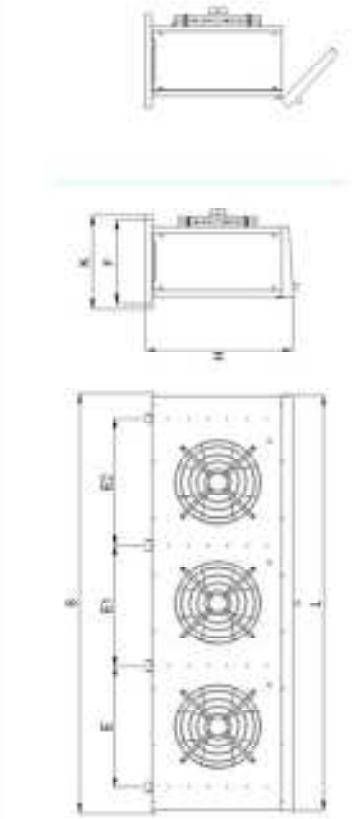
2.2.4.3.3Evaporatör

Cihazların soğutma yükleri daha önce belirlenmişti. Bu kapasitelere ve evaporasyon sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucular seçildi. Evaporatör miktarları oda boyutları esas alınarak belirlendi. Yaklaşık aralarında 5'er mt mesafeler bırakıldı. Seçim aşağıdaki katalogdan yapıldı.

Hava soğutmalı ve yüksek verimli evaporatörlerin özellikleri aşağıdaki gibi verilmiştir:

- Isı transfer yüzeyi, üçgen dizilişli bakır boru demeti üzerine döşenmiş dalgalı forma sahip alüminyum kanatlardan oluşmaktadır.
- Evaporatör fanları, Avrupa menşeli, yüksek verimli aksiyel fanlar olup, IP55 korumalı elektrik kutusuna sahiptirler.
- Fan ve rezistans elektrik bağlantı uçları klemensli olarak IP55 korumalı plastik kutu içerisinde toplanmıştır.
- Evaporatör defrost suyunun kolayca tahliyesi amacıyla by-pass tavaşı, drenaj tavaşı ve drenaj hortumundan oluşan bir sistem mevcuttur.
- Evaporatörlerin defrost tavaları; elektrikli ısıtıcı, tavaların altında yoğuşmayı önleyecek yeterlilikte izoleli ve çift cidarlı olacaktır.
- Donmuş odaların evaporatörlerine ayrıca tava rezistansı ve drenaj hortumu için kuyruk rezistansı ilave edilmektedir.
- Evaporatöre giriş borusuna monte edilmek üzere bir adet solenoid vana ve Termostatik Expansiyon Valf bulunmaktadır.

PANEL SİSTEM - Evaporatörler / Standard Coolers



*Köley birim montajı için kolay erişilebilir. Köley erişilebilir tüm ölçüler.
*Easy access for components. Easy accessible tray design.

*Bağlantı için ayrılmış kolpaçlar kullanılabilir.
*Accessories are available separately.

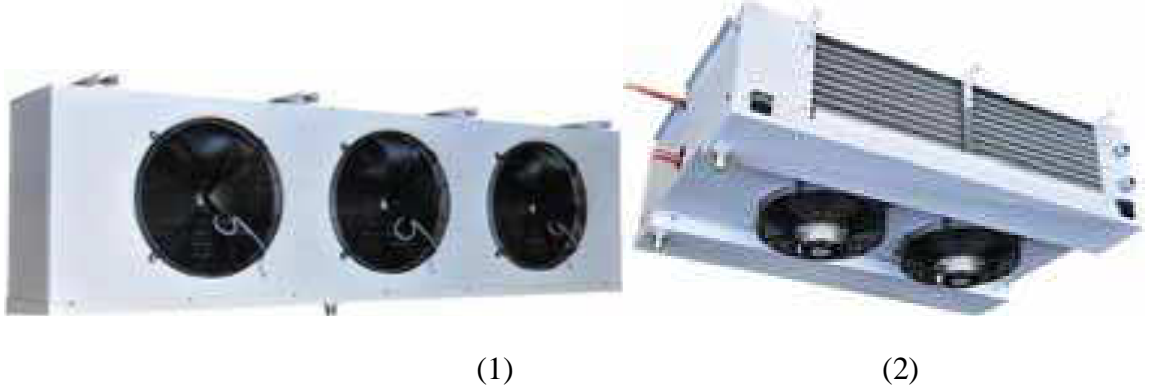
*Her türlü ölçüye uygun olarak üretilir.
*Special design, easy assembly trays.

Lamel Aralığı / Fin	Model / Model	Kapasite / Capacity						Yükseklik / Airflow	(Termal Mesajlar) / Air Throw	Fanlar / Fans			Defrost Isitici / Electric Defrost		Boyutlar / Dimensions											Ağırlık / Weight			
		Soğuk Oda / Cold Room		Donmuş Oda / Deep Freeze		W	W			n	Ø	W	W	W	L	S	K	H	E	E1	E2	E3	E	Ø					
W	W	W	W	W	W			W	W																W	W	W	W	W
Ø mm	PSE 50.11.8	1527	808	877	892	81.1	847	17	1	Ø6	600	1	Ø400	3450	1079	1100	610	Ø75	700	-	-	-	-	360	587	1.187	81		
	PSE 50.12.8	1480	808	877	892	81.1	847	16	1	Ø6	600	1	Ø400	3450	1079	1100	610	Ø75	700	-	-	-	-	360	587	1.187	81		
	PSE 50.21.8	2538	1251	1384	1415	151.1	1520	30	2	Ø6	1188	1	Ø400	3450	1862	1890	1010	Ø75	700	700	-	-	-	-	360	587	1.187	120	
	PSE 50.22.8	2538	1251	1384	1415	151.1	1520	30	2	Ø6	1188	1	Ø400	3450	1862	1890	1010	Ø75	700	700	-	-	-	-	360	587	1.187	120	
	PSE 50.31.8	3678	2004	2208	2250	221.1	2240	40	3	Ø6	1788	1	Ø400	3450	2812	2838	1510	Ø75	700	700	700	-	-	-	360	587	1.187	150	
	PSE 50.32.8	4178	2004	2208	2250	221.1	2240	40	3	Ø6	1788	1	Ø400	3450	2812	2838	1510	Ø75	700	700	700	-	-	-	360	587	1.187	150	
	PSE 50.41.8	5708	3473	3734	3812	382.1	3857	50	4	Ø6	2728	1	Ø400	3450	3562	3588	2010	Ø75	700	700	700	700	-	-	360	587	1.187	210	
	PSE 50.42.8	5807	3473	3734	3812	382.1	3857	50	4	Ø6	2728	1	Ø400	3450	3562	3588	2010	Ø75	700	700	700	700	-	-	360	587	1.187	210	
	Ø mm	PSE 50.11.8	1528	798	867	882	81.1	846	17	1	Ø6	600	1	Ø400	3450	1079	1100	610	Ø75	700	-	-	-	-	360	587	1.187	75	
		PSE 50.12.8	1480	798	867	882	81.1	846	16	1	Ø6	600	1	Ø400	3450	1079	1100	610	Ø75	700	700	-	-	-	-	360	587	1.187	75
		PSE 50.21.8	2538	1251	1384	1415	151.1	1519	30	2	Ø6	1188	1	Ø400	3450	1862	1890	1010	Ø75	700	700	-	-	-	-	360	587	1.187	100
		PSE 50.22.8	2538	1251	1384	1415	151.1	1519	30	2	Ø6	1188	1	Ø400	3450	1862	1890	1010	Ø75	700	700	-	-	-	-	360	587	1.187	100
PSE 50.31.8		3688	2316	2520	2562	252.1	2556	40	3	Ø6	1788	1	Ø400	3450	2812	2838	1510	Ø75	700	700	700	-	-	-	360	587	1.187	140	
PSE 50.32.8		4187	2316	2520	2562	252.1	2556	40	3	Ø6	1788	1	Ø400	3450	2812	2838	1510	Ø75	700	700	700	-	-	-	360	587	1.187	140	
Ø mm	PSE 50.41.8	6038	3765	4026	4104	382.1	3860	50	4	Ø6	2728	1	Ø400	3450	3562	3588	2010	Ø75	700	700	700	700	-	-	360	587	1.187	210	
	PSE 50.42.8	6137	3765	4026	4104	382.1	3860	50	4	Ø6	2728	1	Ø400	3450	3562	3588	2010	Ø75	700	700	700	700	-	-	360	587	1.187	210	

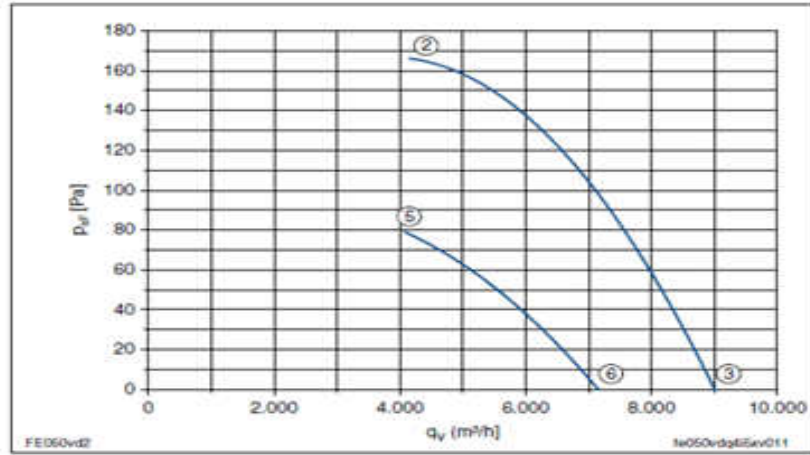
Şekil 2. 10 Evaporatör Katalogu

Çizelge 2. 7 Mahallere Yerleştirilecek Olan Evaporatör Tipleri

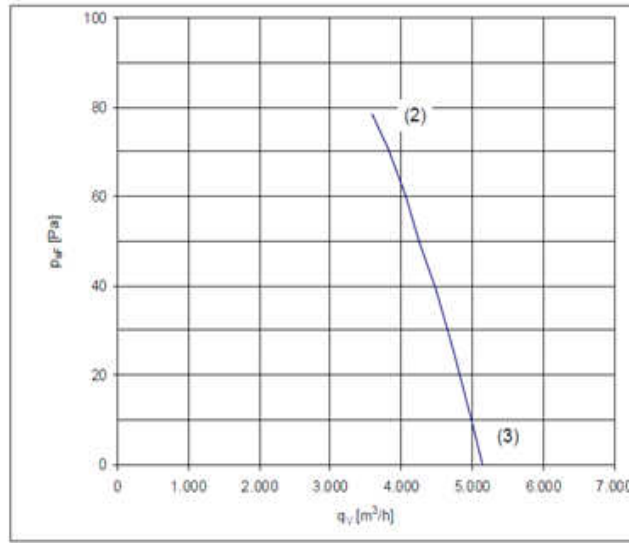
	Z01 SOĞUK ODA	Z04 DONMUŞ MAHAL	GİR./ÇIK. HOLÜ
Evap./Kon. Sıcaklığı	-20/+40°C	-30/+40°C	-10/+40°C
Soğutma kapasitesi	18,40 Kw	8,17 kW	8,03 kW
Soğutma yüzeyi	67,86 m ²	30,54 m ²	39,52 m ²
Lamel aralığı	8 mm	8 mm	6 mm
Defrost	Elektrikli	Elektrikli	Elektrikli
Montaj şekli	Tavan tipi	Twin flow	Twin flow
Fan çapı ve adedi	500 mm -2 adet	450 mm -2 adet	350 mm -2 adet
Ses Şiddeti/ Devir	77dBA/ 1250 d/d	68dBA/ 1000 d/d	63 dBA/1000 d/d
Miktar / marka	5 adet / Panel Sistem	2 adet / Panel Sistem	2 adet / Panel Sistem



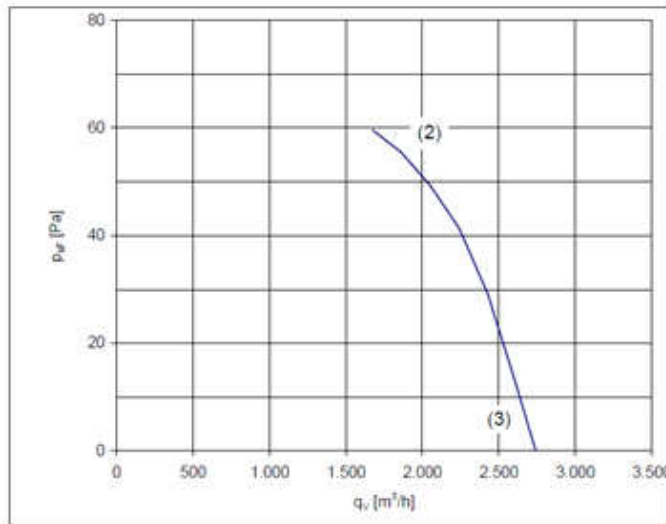
Şekil 2. 11 Seçilen Evaporatör Resimleri; 1. Tavan Tipi Evaporatör, 2. Twin Flow (Çift üfleli) Evaporatör



Şekil 2. 12 Z01 No'lu Soğuk Odada Kullanılacak Olan Evaporatör Fan Eğrisi



Şekil 2. 13 Z04 No Donmuş Mahalde Kullanılacak Olan Evaporatörlerin Fan Eğrisi



Şekil 2. 14 Z02/Z03 No'lu Hollerde Kullanılacak Olan Evaporatörlerin Fan Eğrisi

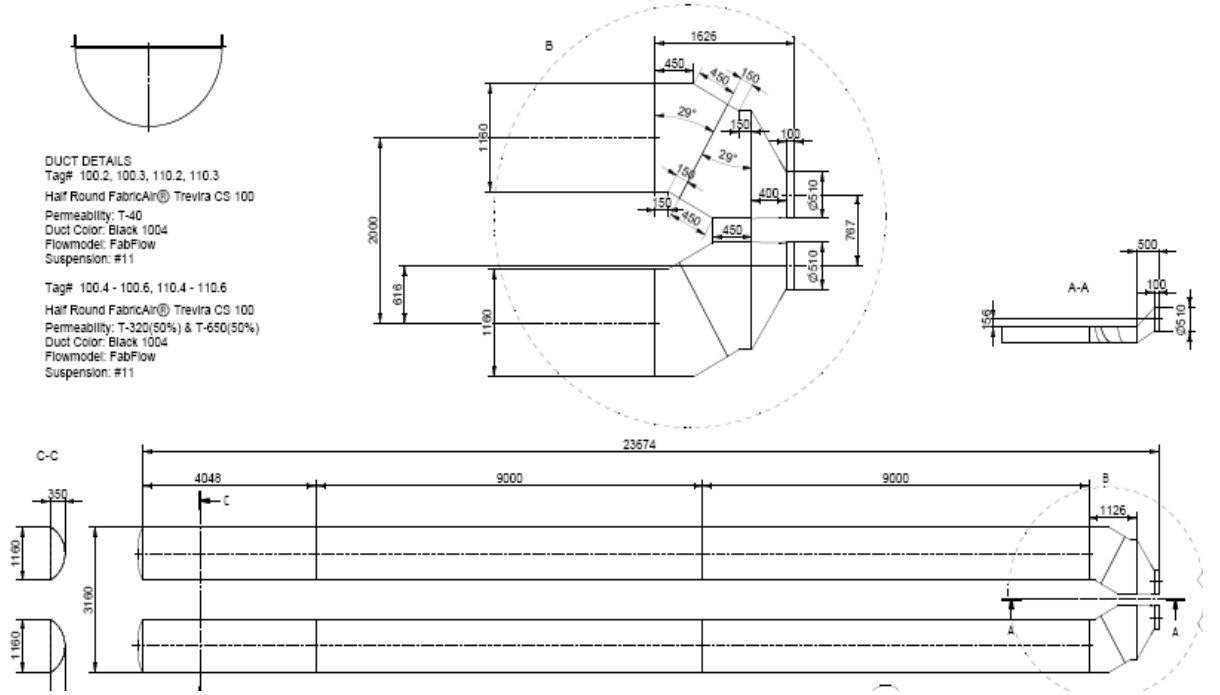
2.2.4.4 Defrost Sistemi

Evaporatör lamelleri arasında belirli aralıklarda buzlanma oluşmaktadır. Bu buzların belirli zaman aralıklarında eritilmesi gerekmektedir. Seçilmiş olan evaporatörlerde bu buzlanma elektrikli rezistansların ürettiği ısı ile eritilecektir. Buzlanma tamamen çözüldükten sonra dijital kontrol sisteminin sensörü ile hissedilmekte ve defrost işlemi durdurulmaktadır. Böylece sistem tekrar soğutma işlemine geçmektedir. Defrost sıklığı ve süresi uygulamaya uygun olarak ayarlanabilecektir. Defrost sırasında evaporatör fanları çalışmayacaktır. Çünkü fanların çalışması durumunda ortama ısı geçişi olacaktır. Bu da istenmeyen bir durumdur.

2.2.5 Hava Torbası (Tekstil Kanal)

Bu Projede tekstil kanal kullanılmasının sebebi soğutucudan çıkan soğutulmuş havayı tüm ortama homojen olarak dağıtmak ve ortamda bulunan insanların soğutucudan çıkan havanın direkt olarak üzerlerine gelmesini engellemek içindir. Bu sistem sadece Z01 No'lu soğuk odada uygulanacaktır. Tekstil kanallar dayanıklı endüstriyel fermuarlarla birbirlerine eklenir ve ek bir kapak ile gizlenirler. Tekstil kanallar evaporatöre gerdirmeli kelepçe ile bağlanırlar. Hava nozullardan istikamet yönünü hassas bir şekilde belirleyerek dağıtılmaktadır. Tekstil kanallar fan çapı ve cihaz dışı basınç kaybına uygun olarak seçilmiştir.

- Tekstil kanal kollektörlü,
- Fabflow, 2x560mm giriş, 1x½ 1120 mm çıkış.



Şekil 2. 15 Soğuk Oda Hava Torbası Detayı

2.2.6 Soğutma Sistemi Boru Çapları

2.1.4 No'lu başlık altında açıklanan hesap yöntemi doğrultusunda, formüllerden ve tablolardan yararlanılarak boru çapı hesapları yapılabilmektedir. Bu çalışmada çaplar, yine bu formülleri esas alarak hazırlanmış bir program olan SOLVAY ile hesaplanmıştır. Çaplar, basınç kayıpları, hızlar, vs teknik veriler aşağıdaki tabloda bulunmaktadır.

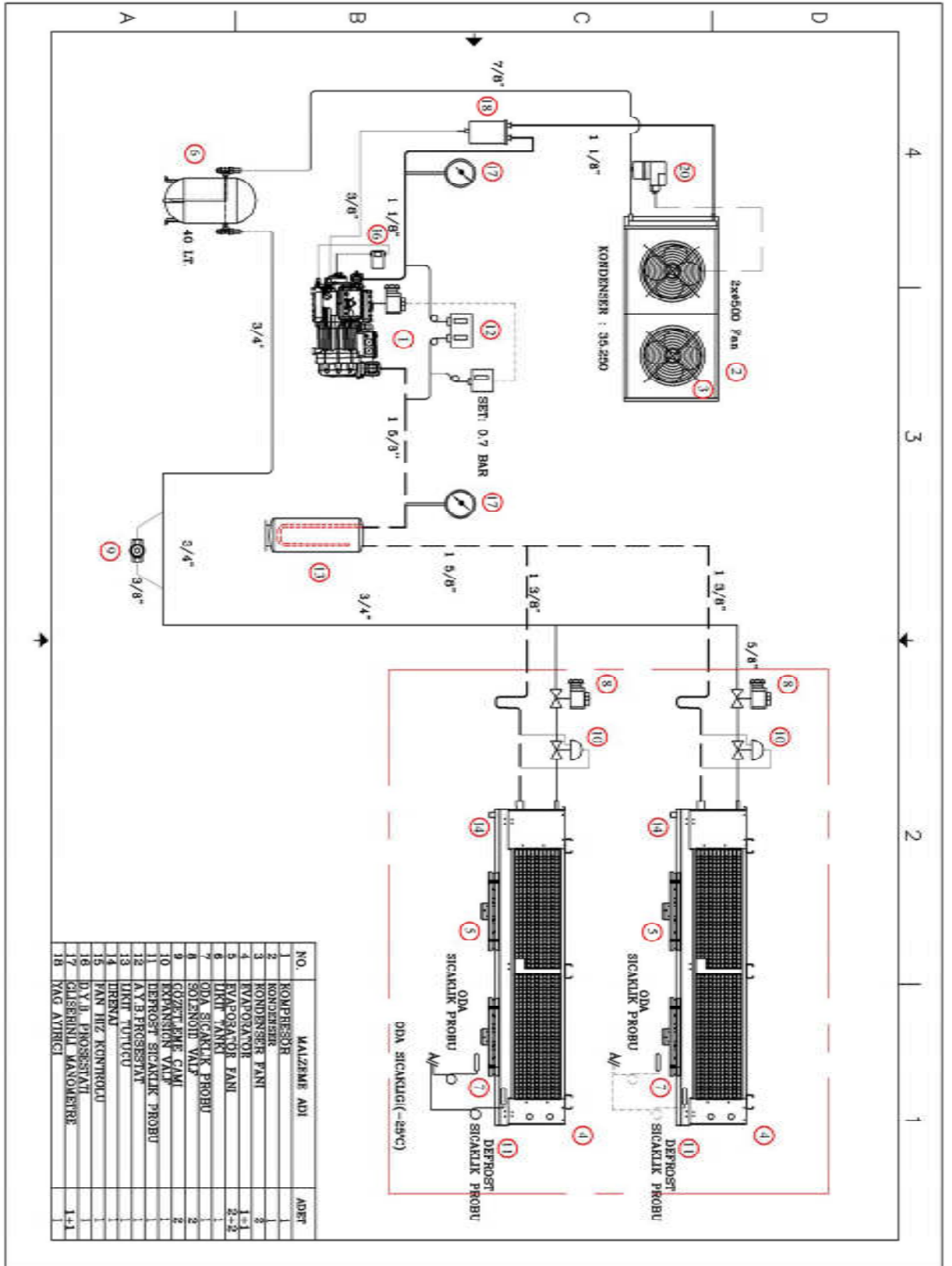
Çizelge 2. 8 Soğutma Sistemi Boru Çapı Seçim Tablosu

DONMUŞ MAHAL BORU ÇAPLARI						
Kapasite				15 kW		
Evaporasyon Sıc.				-25 °C		
Emiş Gaz Sıc.				-18 °C		
Basma Hattı Sıc.				65 °C		
Kondanizasyon Sıc.				40 °C		
Hat Adı	D _o x s (mm)	D _i (mm)	Hız (m/s)	Eşdeğer Uzunluk (m)	Basınç Kaybı (Pa/m)	Toplam Basınç Kaybı, @10mt (K)
Emiş Hattı	28,58x1,27	26,04	11,15	0,04	507	0,4
Basma Hattı	19x1,07	17	4,83	0,02	814	0,2
Likit Hattı	12,7x0,89	10,9	0,97	0,02	780	0,2
Z01 SOĞUK DEPO BORU ÇAPLARI						
Kapasite				98 kW		
Evaporasyon Sıc.				-20 °C		
Emiş Gaz Sıc.				-13 °C		
Basma Hattı Sıc.				65 °C		
Kondanizasyon Sıc.				40 °C		
Hat Adı	D _o x s (mm)	D _i (mm)	Hız (m/s)	Eşdeğer Uzunluk (m)	Basınç Kaybı (Pa/m)	Toplam Basınç Kaybı, @10mt (K)
Emiş Hattı	79,38x2,28	74,85	14,71	0,02	244	0,2
Basma Hattı	53,98x1,78	50,42	5,91	0,01	326	0,1
Likit Hattı	41,28x1,52	38,24	0,86	0,01	139	0,1
Z02/Z03 GİRİŞ/ÇIKIŞ HOLLERİ BORU ÇAPLARI						
Kapasite				9 kW		
Evaporasyon Sıc.				-10 °C		
Emiş Gaz Sıc.				-3 °C		
Basma Hattı Sıc.				60 °C		
Kondanizasyon Sıc.				40 °C		
Hat Adı	D _o x s (mm)	D _i (mm)	Hız (m/s)	Eşdeğer Uzunluk (m)	Basınç Kaybı (Pa/m)	Toplam Basınç Kaybı, @10mt (K)
Emiş Hattı	28,58x1,27	26,04	7,44	0,02	325	0,2
Basma Hattı	19x1,07	17	4,42	0,02	710	0,2
Likit Hattı	12,70x0,89	10,90	0,92	0,02	706	0,2

D_o/ D_i : Dış / İç Çap Uzunluğu

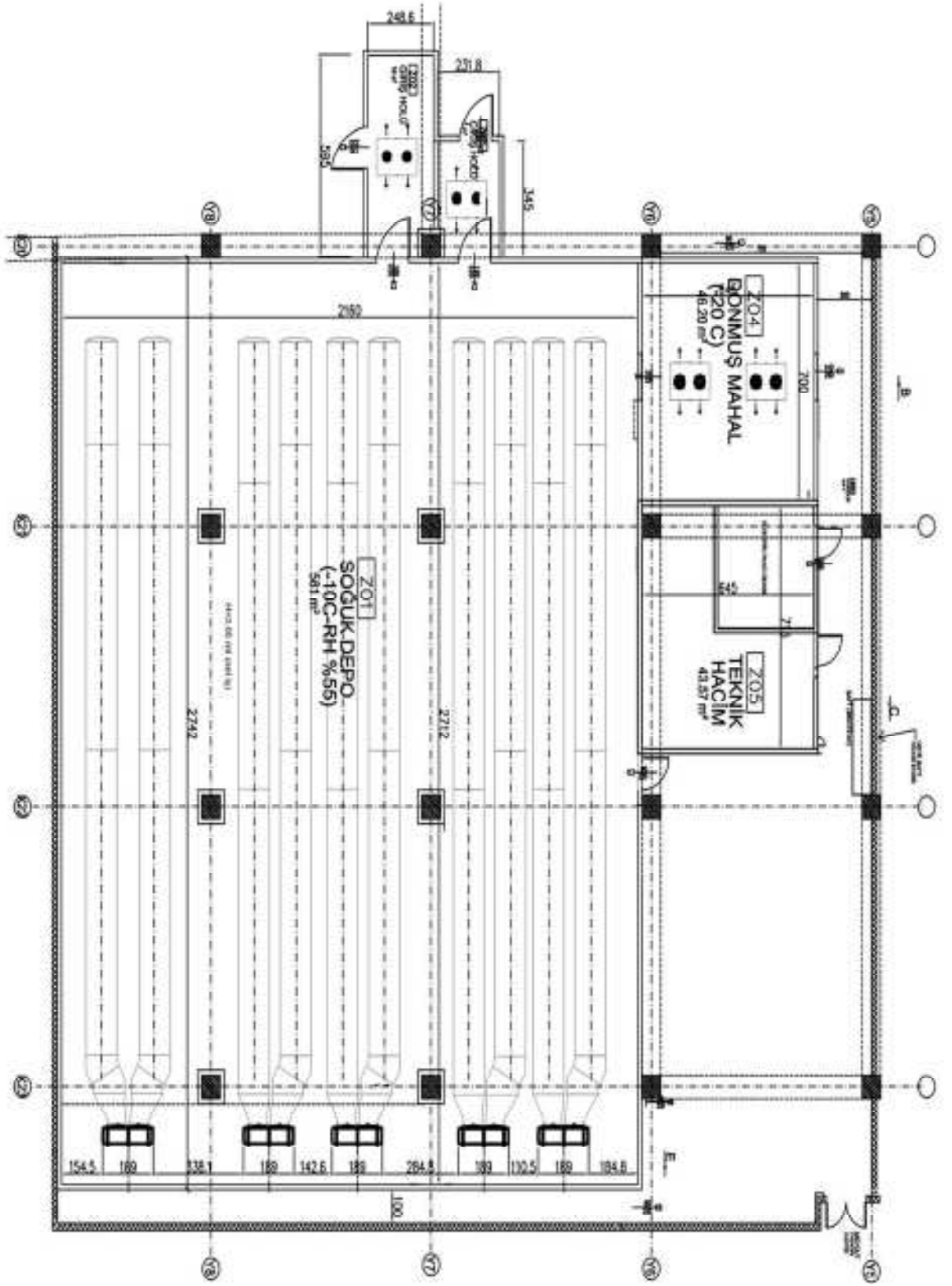
S : Et Kalınlığı

2.2.6.1 Soğutma Sistemleri Prensi Şemaları



Şekil 2. 16 Donmuş muhafaza odası soğutma sistemi prensip şeması (P&I)

2.2.6.2 Ekipman Yerleşim Projesi



Şekil 2. 18 Ekipman Yerleşim Projesi

HAVALANDIRMA SİSTEMİ HESAP YÖNTEMİ VE EKİPMANLARININ SEÇİMİ

3.1 Havalandırma Sisteminin Tanımı

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. Mahal havasını temizleyebilmenin tek yolu, mahaldeki kirlenmiş havayı alıp, yerine partikül ve mikroorganizmalardan ayrılmış uygun sıcaklık ve nemdeki taze havayı iletmektir. Bunu yapabilmek için klima santrallerine ihtiyaç duyulmaktadır. 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 [6].

Bu çalışmada Z01 No 'lu soğuk odada depolanan buz kütlelerinin yüzey kalitelerinin bozulması istenmemektedir. Buz kütlelerinden ortama yayılan nem, havanın bağıl nemini arttırmaktadır ve buzun yüzeyinde yoğunlaşarak tekrar buz haline gelerek buzun yüzey kalitesini bozmaktadır. Ayrıca içeride yaklaşık olarak 100 kişinin bulunacağı varsayılmaktadır. Dolayısıyla bu mahalde hem insanların ihtiyacı olan taze hava ihtiyacını karşılamak için havalandırma, hem de buz kütlelerinden ortama yayılan nemin ortamdaki atılabilmesi için nem alma sistemi uygulanacaktır.

3.1.1 Hava Debisi Hesabı

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.

Zamanımızın %60'ı ile %90'ı kapalı mekanlarda geçer. Amerikan Çevre Koruma Örgütü'nün (EPA) yapmış olduğu ölçümler, dış ortamdaki 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) bildirimlerine 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 m³/h havayı teneffüs ederken, bu çalışan insanda 8-9 m³/h'e çıkmaktadır. 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 [9].

Çizelge 3. 1 Bazı Mahallerde Havalandırma İçin Gerekli Dış Hava Debileri

Hava Kullanım Yeri	Hava Miktarı (L/s.Kişi)
Tiyatro	8-10
Konser Salonu	10
Okuma Salonu	8
Sergi Salonu (Müze)	10
Sahneler, Stüdyo	8
Sigara Salonları	30
Ameliyathaneler	15

3.1.2 Klima Santrali Batarya Kapasitesi Hesabı

Ortamin -10°C ve %55 nemde sabit tutulması gerektiğini daha önceden belirtmiştik. Hem dış havadan gelen ısı yükü, hem de kimyasal nem alma cihazından gelen ısı yükü sebebiyle, ortama verdiğimiz havayı sürekli olarak soğutmamız gerekmektedir. Soğutma hesabı bir batarya seçim programı vasıtasıyla farklı hava giriş/çıkış ve akışkan sıcaklıkları denenerek hesaplanmıştır. Hesap aşağıdaki formüle dayanmaktadır;

$$Q = \dot{m} \times \rho \times (h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

\dot{m} : Hava debisi (m³/h)

h_1 : Hava giriş entalpisi (kcal/kg)

h_2 : Hava çıkış entalpisi (kcal/kg)

ρ : Havanın yoğunluğu (kg/m³)

3.1.3 Nem Alma Hesabı

Daha önce de bahzedildiği gibi Z01 No'lu odada muhafaza edilen buzların yüzey kalitesinin bozulmaması için ortam %55 RH'ta tutulması gerekmektedir. Buzlardan ortama sürekli nem transferi olmaktadır. Ortamdan alınması gereken nem miktarı aşağıdaki formüller kullanılarak hesaplanacaktır.

$$W = V \times \rho \times n \times (m_i - m_o) \quad (3.2)$$

V: Odanın hacmi (m³)

ρ : Havanın özgül ağırlığı (kg/m³)

n : Hava değişim katsayısı

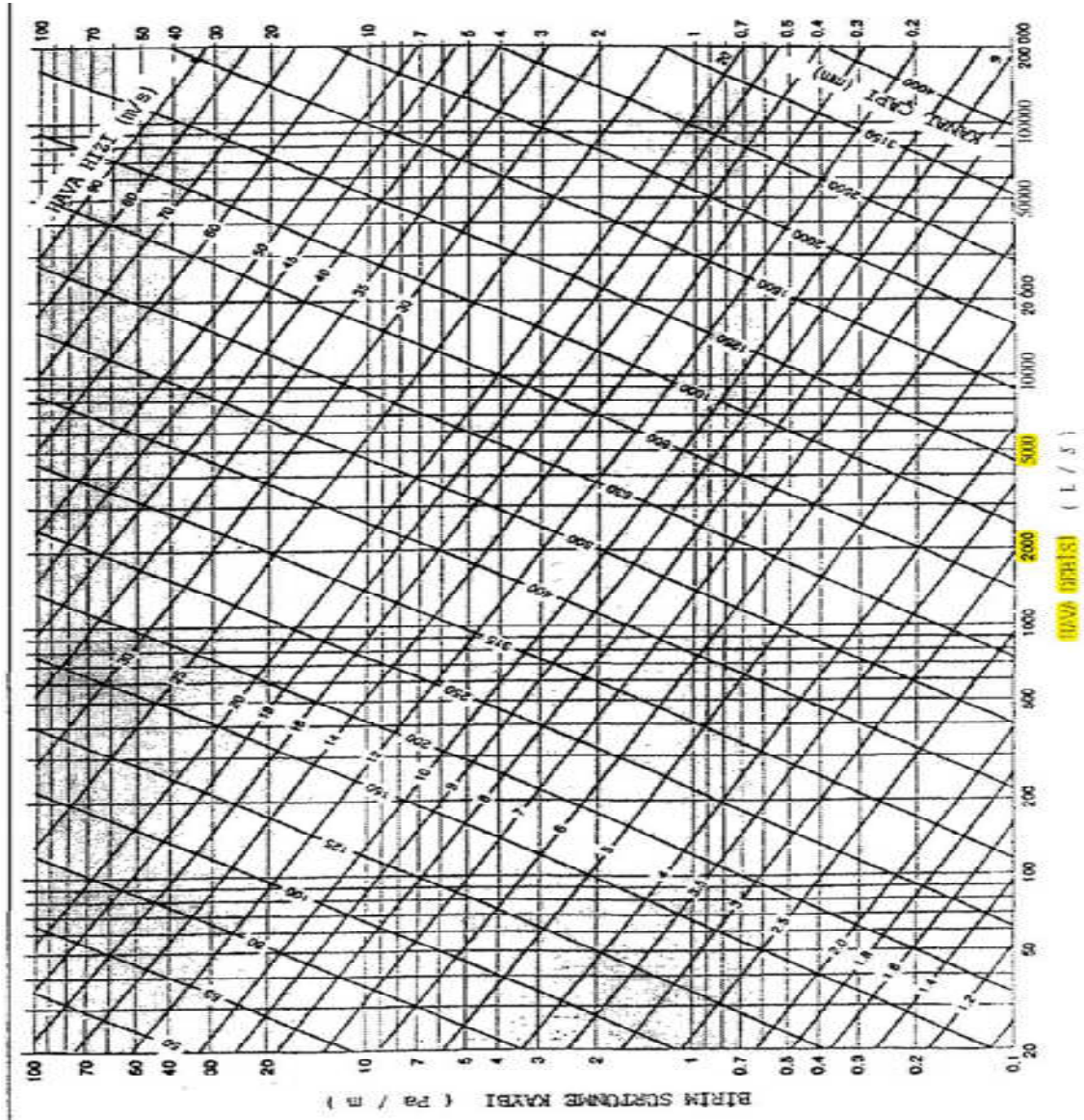
m_i : Dış hava mutlak nem değeri (g/kg)

m_o : Ortam havası mutlak nem değeri (g/kg)

3.1.4 Havalandırma Kanal Hesabı

Bir kanal içinde akmakta olan havanın toplam basıncı, dinamik ve statik basınçların toplamından oluşur. Havayı kanalların içinden, istediğimiz noktaya sevk edebilmek için kullanılan itici gücün kaynağı static basınç olduğu için; hava kanallarının boyutlarını belirlerken, kanalların içindeki her noktada statik basıncı bilmemiz ve hava akışı dolayısıyla kanal yüzeylerindeki sürtünmelerden doğan sürtünme kayıplarını hesaplayabilmemiz gerekmektedir.

Debi ve kanal çapı bilindiği zaman, kanal içindeki hava hızı diagramdan doğrudan doğruya okunabilmektedir. Dikdörtgen kesitli kanallar için, diagram eşdeğer çapın girilmesi gerekir. [5]



Şekil 3. 1 Dairesel Hava Kanallarında Sürtünme Kayıpları

Çizelge 3. 2 Tavsiye Edilen Azami Kanal Hızları

TABLO - 2 - TAVSİYE EDİLEN AZAMI KANAL HIZLARI (m / s)					
Dikkat edilecek etken	Gürültü ise	Sürtünme kayıpları ise			
		Ana Kanallar		Branşmanlar	
		Ana Kanallar	Dağıtım	Dönüş	Dağıtım
Konutlar	3	5	4	3	3
Apartman, otel, hastaneler	5	7,5	6,5	6	5
Özel büro ve kütüphaneler	6	5	7,5	8	6
Tiyatro ve oditoryumlar	4	6,5	5,5	5	4
Genel bürolar, restoranlar, zarif mağazalar ve bankalar	7,5	10	7,5	8	6
Mağazalar ve kafeteryalar	9	10	7,5	8	6
Endüstriyel yapılar	12,5	15	9	11	7,5

3.2 Havalandırma Sistemi Ekipmanlarının Seçimi

3.2.1 Havalandırma Sistemi Hava Debisi Hesabı Ve Proses Havaasının İzleyeceği Yolun Belirlenmesi

Bu proje için gerekli olan taze hava miktarı ve ortama verilmesi gereken toplam hava debisi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır;

Gerekli dış hava miktarı tablodan 10 L/s.kişi olarak alınmıştır. Ortamda yaklaşık olarak 100 kişinin olduğu varsayılmaktadır. Gereksinim duyulan toplam dış hava debisi 10 L/s.kişi x 100 kişi = 1.000 L/s(3.600 m³/h) olarak kabul edilmiştir.

Fakat yukarıda yapılan hesabın yanında ortamda bulunan -10°C; 3,79g/kg şartındaki hava “-10°C, 0,45 g/kg”a düşürülmesi gerekmektedir. Bu işlem sisteme eklenen bir kimyasal nem alma cihazı vasıtasıyla yapılacaktır. Nem alma işleminin yapılabilmesi için ortamdan yeterli debide havanın çevrilmesi gerekmektedir. Aşağıda 3.3.6. No’lu başlığın altında yapılan nem alma hesabı doğrultusunda seçilen cihazın ihtiyacı olan hava debisine göre belirlenmiştir.

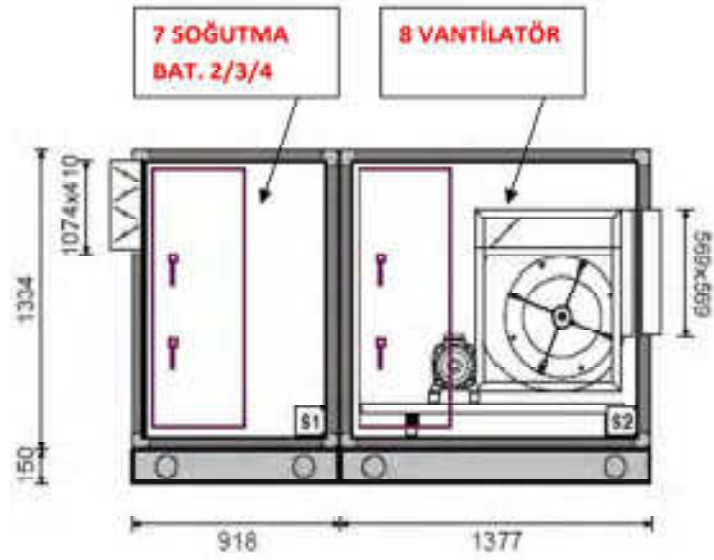
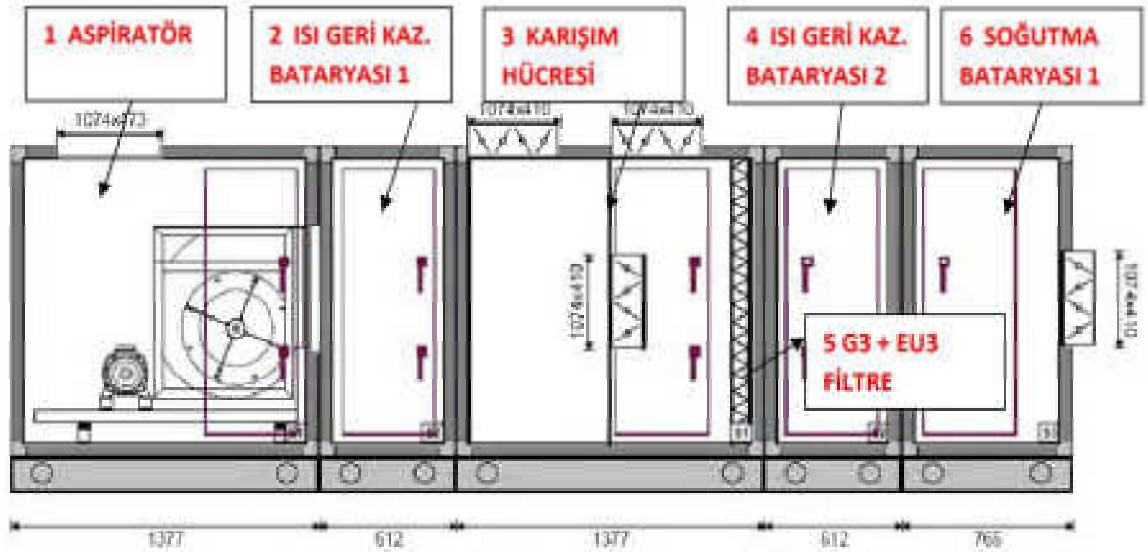
Ortamın taze hava ihtiyacı 3.600 m³/h olarak hesaplanmasına rağmen, 12.000 m³/h’lik havanın nem alma prosesine tabi tutularak ortamdan sirküle edilmesi gerekmektedir. 12.000 m³/h havanın, 5.000 m³/h (%40)’i egzoz edicek, dışarıdan 5.000 m³/h (%40) taze

hava alınarak, ortamdan gelen 7.000 m³/h (%60) hava ile karışım yapıldıktan sonra, soğutma ve nem alma prosesleri uygulanarak ortama verilecektir.

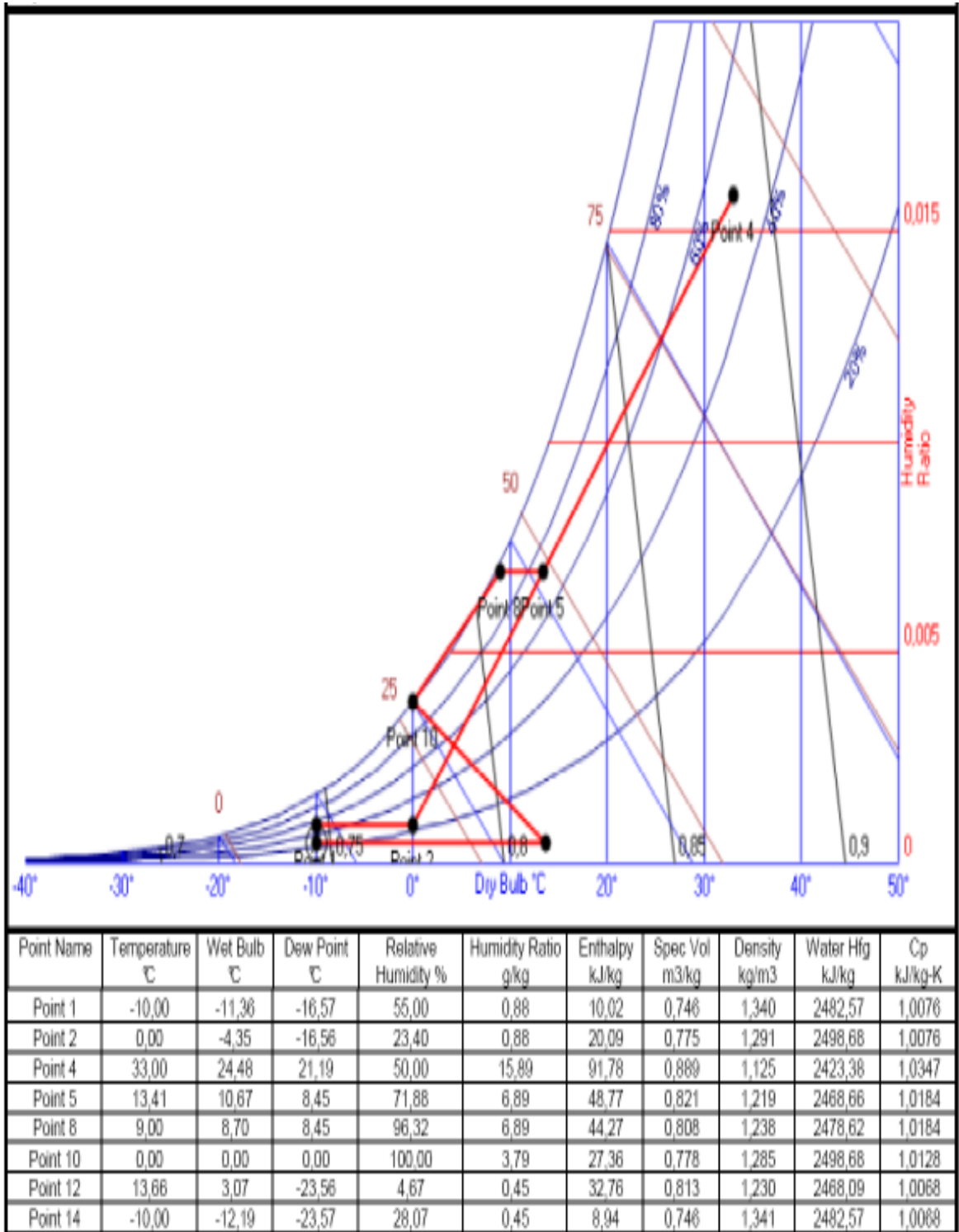
Hava aşağıdaki yolu izleyecektir:

- Ortamdan 12.000 m³/h hava egzoz edilecek.
- Ortamdan alınan -10°C' deki havanın enerjisinden yararlanmak amacıyla, hava geri kazanım bataryası üzerinden geçirilecek. Hava enerjisini bataryanın içerisinden geçen salamuraya verecektir.
- 5.000 m³/h hava dış ortama atılacak. Dışarıdan 5.000 m³/h taze hava alınacak.
- Ortamdan gelen 7.000 m³/h hava ile dışarıdan alınan 5.000 m³/h hava karışım yapılacaktır.
- Karıştırılan 12.000 m³/h'lik hava diğer geri kazanım bataryasından geçirilecek. Daha önce anlatılan egzoz çıkışında bulunan geri kazanım bataryasıyla salamura akışkana geçen enerji, aynı akışkanın diğer bataryaya gitmesi vasıtasıyla, enerjisini üzerinden geçen havaya aktaracak.
- Hava buradan 1 nolu soğutma bataryasının üzerinden geçecek. Çiğ noktasının altında 0°C kadar soğutulacak. Bu bataryada bir miktar nem alma işlemi gerçekleşecektir.
- Buradan kimyasal nem alma cihazına girecek olan hava, silikajel üzerinden geçerken mutlak nem 3,79 g/kg'dan 0,45 g/kg'a düşürülecek. Fakat hava bir miktar ısınacak.
- Isınan hava arka arkaya konulacak olan 3 adet soğutma bataryasının üzerinden geçirilerek, -10°C'ye düşürülecek ve ortama gönderilecek.

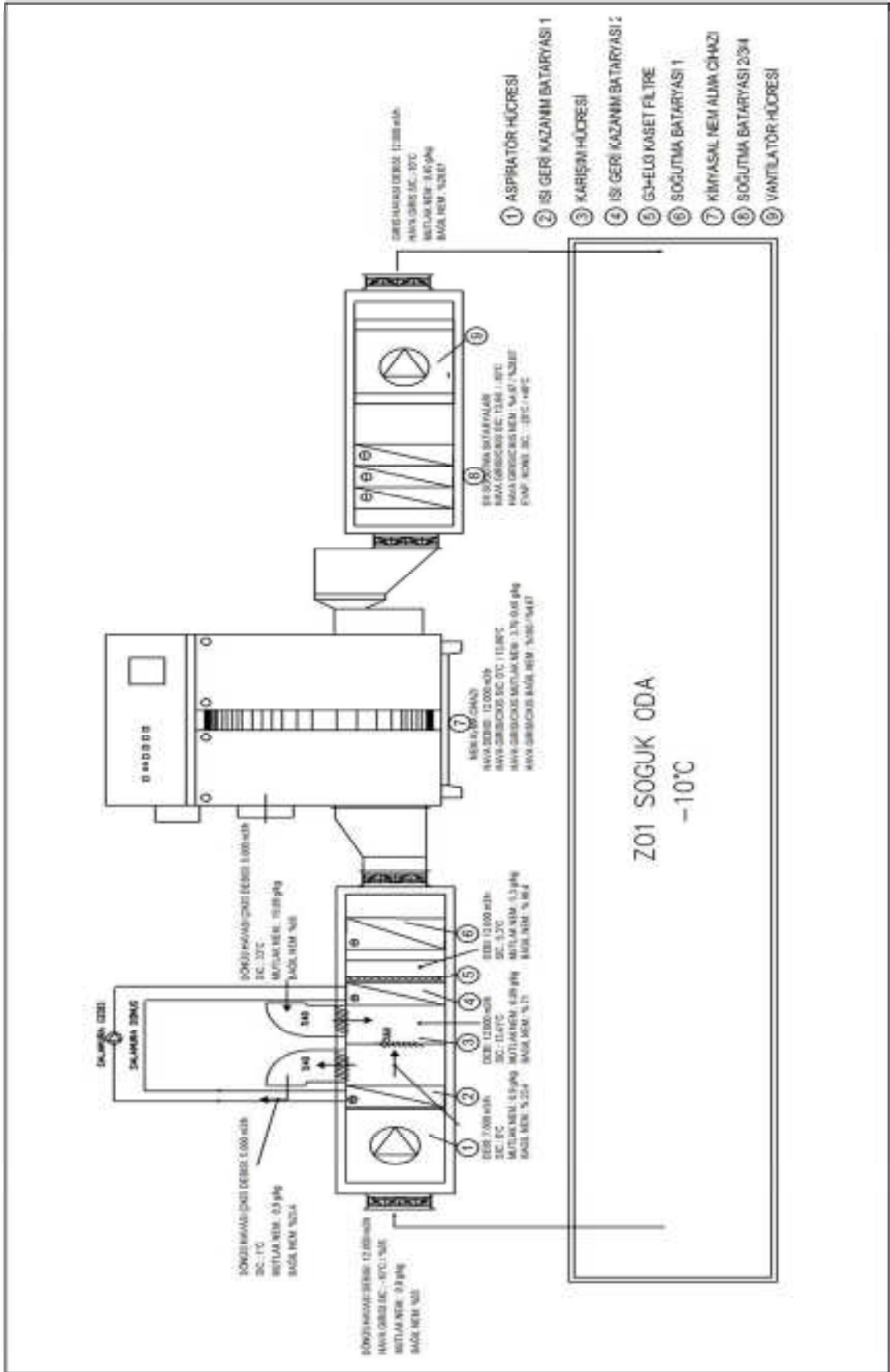
Havanın izlediği yolu aşağıdaki psikrometrik diagram ve akış şemalarında daha açık olarak görebilirsiniz.



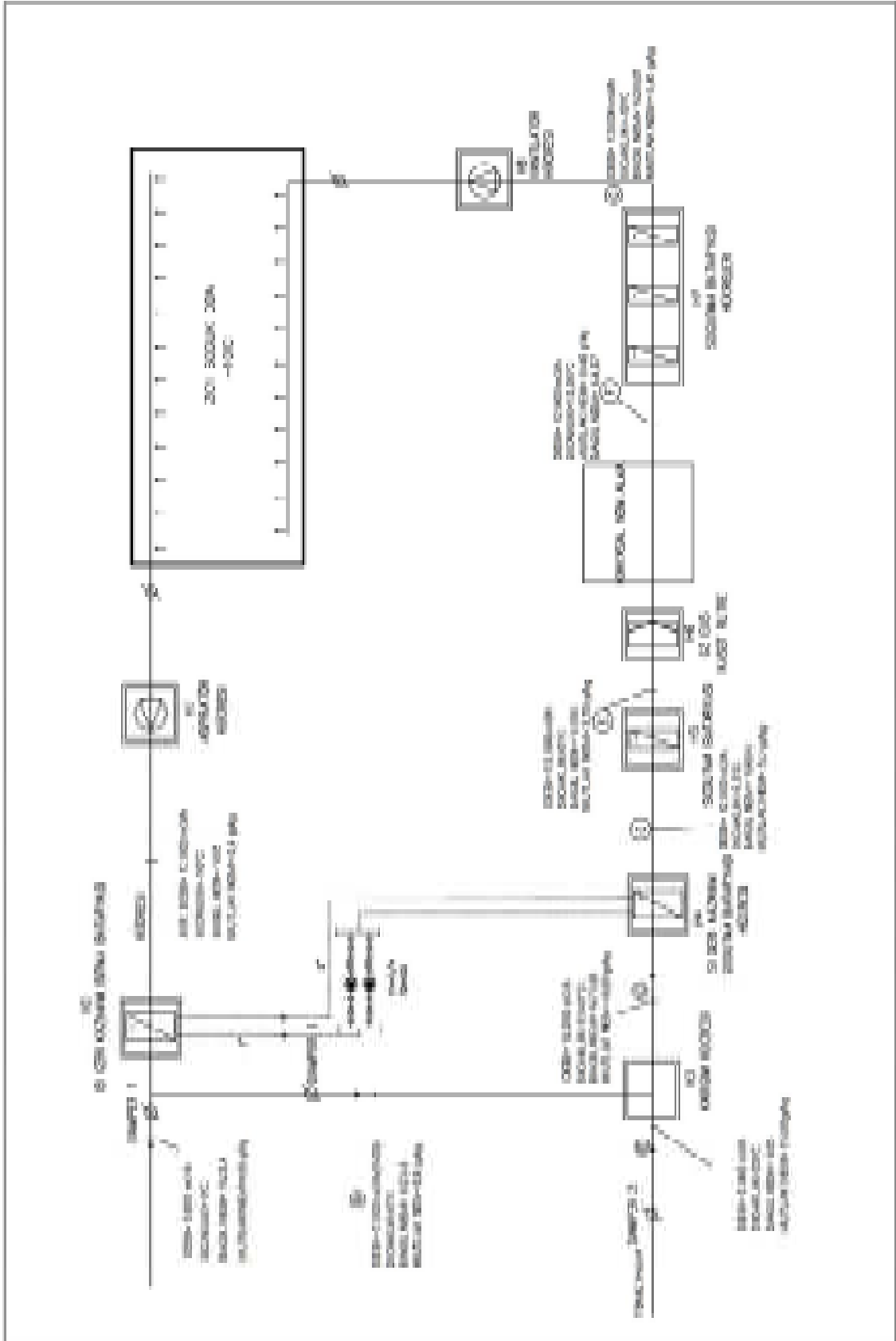
Şekil 3. 3 Havalandırma Sisteminde Bulunan Ekipmanlar



Şekil 3. 4 Piskrometrik diagram



Şekil 3.5 Klima santrali akış şeması 1



Şekil 3. 6 Klima santrali akış şeması 2

Yukarıda belirtilen akış şemalarına uygun olacak şekilde batarya kapasiteleri hesaplanacak ve sistemde kullanılması gereken ekipmanlar seçilecektir.

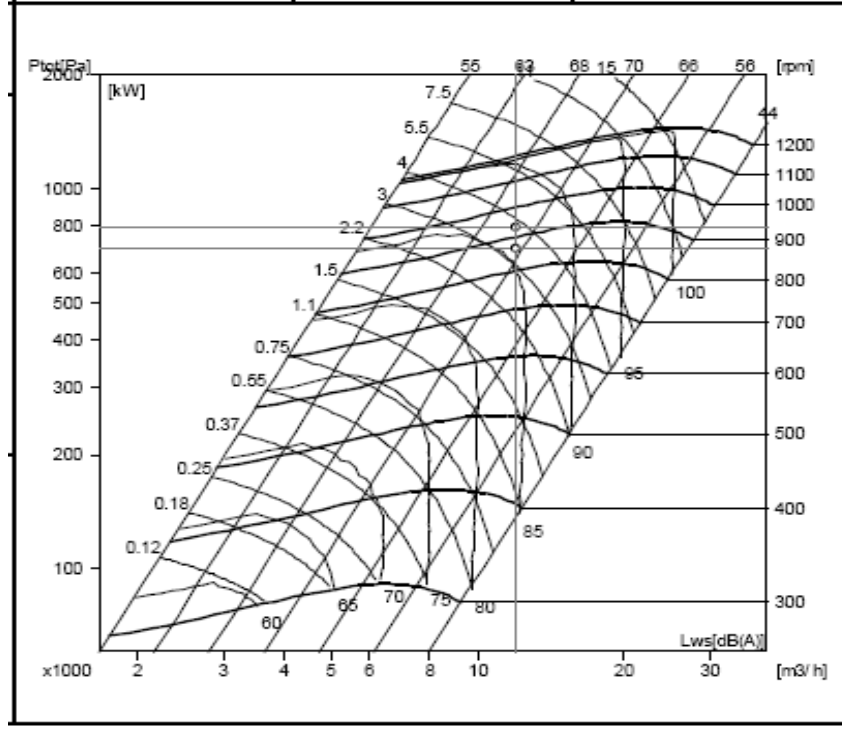
3.2.2 Aspiratör Hücresi

Gövde: Standart olarak tüm gövde 1 mm galvaniz sacdan elektrostatik RAL 7035 renk kodunda fırın boyalı olarak imal edilmiştir. Bu sayede hem gövdenin dış etkilere karşı dayanımı ve korozyona karşı direnci arttırılmıştır, hem de estetik bir görünüm sağlanmıştır. Tüm iç yüzey 3 mm kalınlığında polietilen conta ile kaplı olup ısı ve ses yalıtımı sağlanmıştır. Paneller ile alüminyum profillerin birleşim yerlerinde polietilen conta kullanılması ile hücre sızdırmazlığı sağlanmıştır. Karkas yapısı 30x30 mm özel ekstrüze alüminyum profil ve alüminyum enjeksiyon köşe birleşimlerinden oluşmaktadır. Her modelde standart olarak sunulan gövdeye bağlı 2 mm galvaniz sacdan imal emiş/atış flanşları kanal bağlantılarında büyük kolaylık sağlamaktadır.

Motor ve Fan: Bilgisayar ortamında özel seçim programıyla seçilen, yüksek verimli sık kanatlı radyal fanlar kullanılmaktadır. Koruma sınıfı IP 55 olan motorlar kullanılmakta ve güç aktarımı kayış kasnak mekanizmasıyla sağlanmaktadır. Fan-motor verimini ve buna bağlı olarak işletme maliyetlerini önemli ölçüde etkileyen kayış-kasnak seçimleri en yüksek verimi sağlayacak şekilde özenle seçilmiştir. Çalışma esnasında oluşacak titreşimin hücre gövdesine iletilmesinin engellenmesi için fan ve motorun bağlı olduğu kaideler özel imal edilen lastik izolatörlerle, fanın atış ağzı da özel titreşim sönümleyicilerle hücreye bağlanmıştır [10].

Çizelge 3. 3 Aspiratör teknik bilgiler

Model:	AT 18-18 SC
Hava Debisi (m ³ /h):	12.000
Motor Gücü (kW):	5,5
Cihaz Dışı Basınç Kaybı (Pa):	680 Pa
Toplam Basınç Kaybı (Pa):	789 Pa
Verim (%):	70



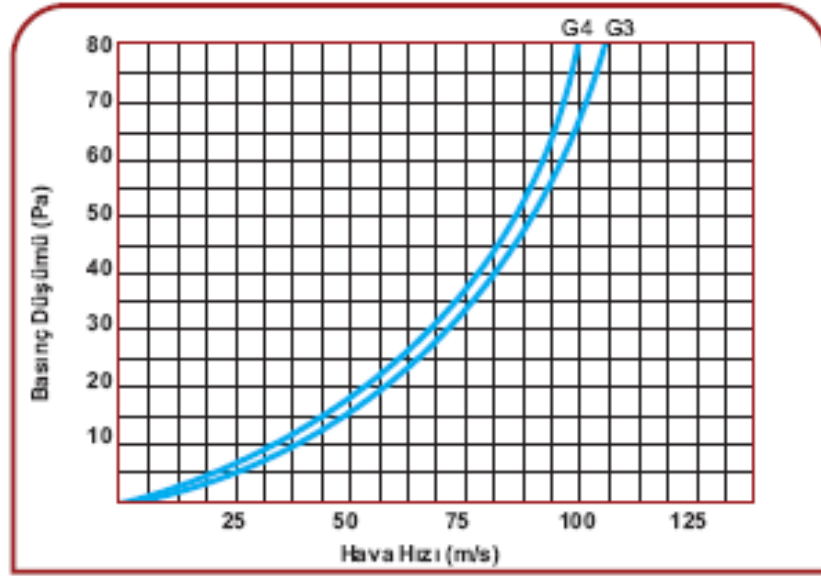
Şekil 3. 7 Debi – Basınç Kaybı Eğrisi

3.2.3 Karışım Hücresi

%60 oranında 7.000 m³/h egzoz havası ile %40 oranında 5.000 m³/h dış hava bu hücrede karıştıktan sonra şartlandırılacaktır. Ortamdan alınan hava fazla mikrobik olmadığından karışım yapılmasında bir sakınca görülmemiştir. Bu yöntem ile yine ortamın soğuk havasında yararlanılmış ve enerji verimliliğinin sağlanması amaçlanmıştır. Eğer daha kirli bir ortamdan egzoz yapılıyor olsaydı karışım havalı bir santral uygun olmazdı. Bu durumda da ısı geri kazanım, reküperatörlü bir santral vasıtasıyla yapılabilirdi.

3.2.4 Filtre Hücresi

Kaba filtre olarak G3 + EU3 Kaset filtre kullanılmıştır. Düşük basınç kaybı ve yüksek toz tutma özelliğine sahiptir. Bu sistemde santrale ayrıca hassas filtre ilave edilmemiştir. Çünkü hava 6 No'lu hücreden sonra nem alma sistemine girecektir. Ve kimyasal nem alma cihazının girişinde hassas filtre bulunmaktadır.



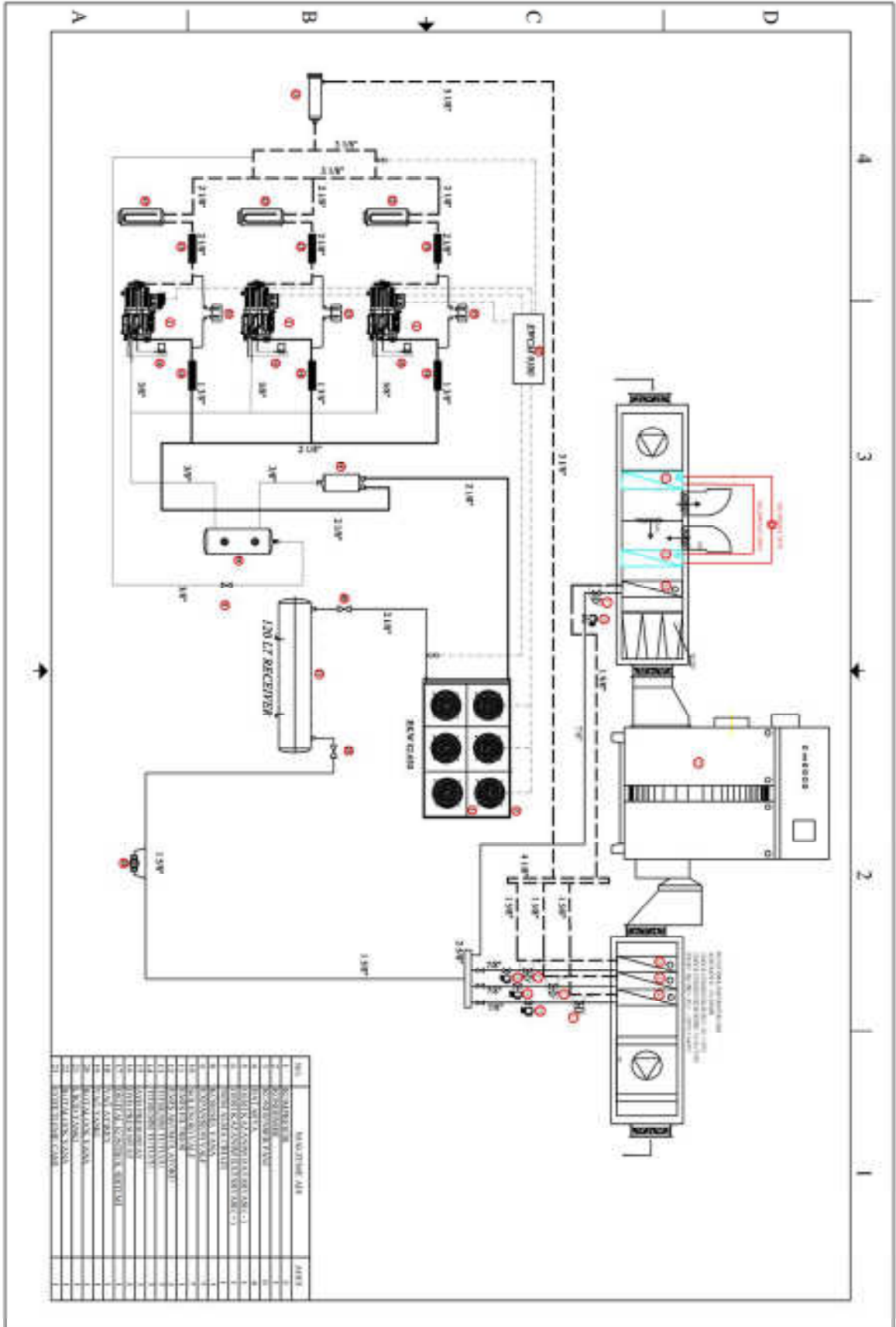
Şekil 3. 8 Filtre hava hızı – basınç düşümü eğrisi

3.2.5 Soğutma Bataryaları

3.1 No'lu formülden yararlanılarak hesaplanan batarya kapasiteleri aşağıdaki bulunmaktadır. Tabloda bulunan teknik verilerle uygun olacak şekilde santral bataryaları seçilmiştir. Bu bataryaların soğutma sistemi şemasında aşağıda gösterilmiştir.

Çizelge 3. 4 Havalandırma Sistemi Batarya Kapasiteleri

Batarya Tipi	Hava Debisi (m ³ /h)	Hava Giriş/Çıkış Sıcaklığı (°C)	Hava Giriş Çıkış Entalpisi (kcal/kg)	Kapasite (kW)	Akışkan Cinsi	Akışkan Giriş/çıkış /Evap Sıc.
Isı Geri Kazanım Isıtma Bataryası	12.000	-10 / -1	-1,89 / 0,26	40	Etilen glikol	+5 / +1
Isı Geri Kazanım Soğutma Bataryası	12.000	12,5 / 5,34	7,02 / 4,42	44	Etilen glikol	+1 / +5
Nem Alma Öncesi Soğutma Bataryası 1	12.000	+5 / 0	4,21 / 1,99	38	R404A	-20
Nem Alma Sonrası Soğutma Bataryası 2	12.000	+13,7 / +2,43	3,56 / 0,85	46	R404A	-20
Nem Alma Sonrası Soğutma Bataryası 3	12.000	+2,43 / -4,56	1,14 / -0,53	29	R404A	-20
Nem Alma Sonrası Soğutma Bataryası 4	12.000	-4,56 / -9,05	-0,84 / -1,89	19	R404A	-20



Şekil 3. 9 Havalandırma Sistemi Soğutma P&I Şeması

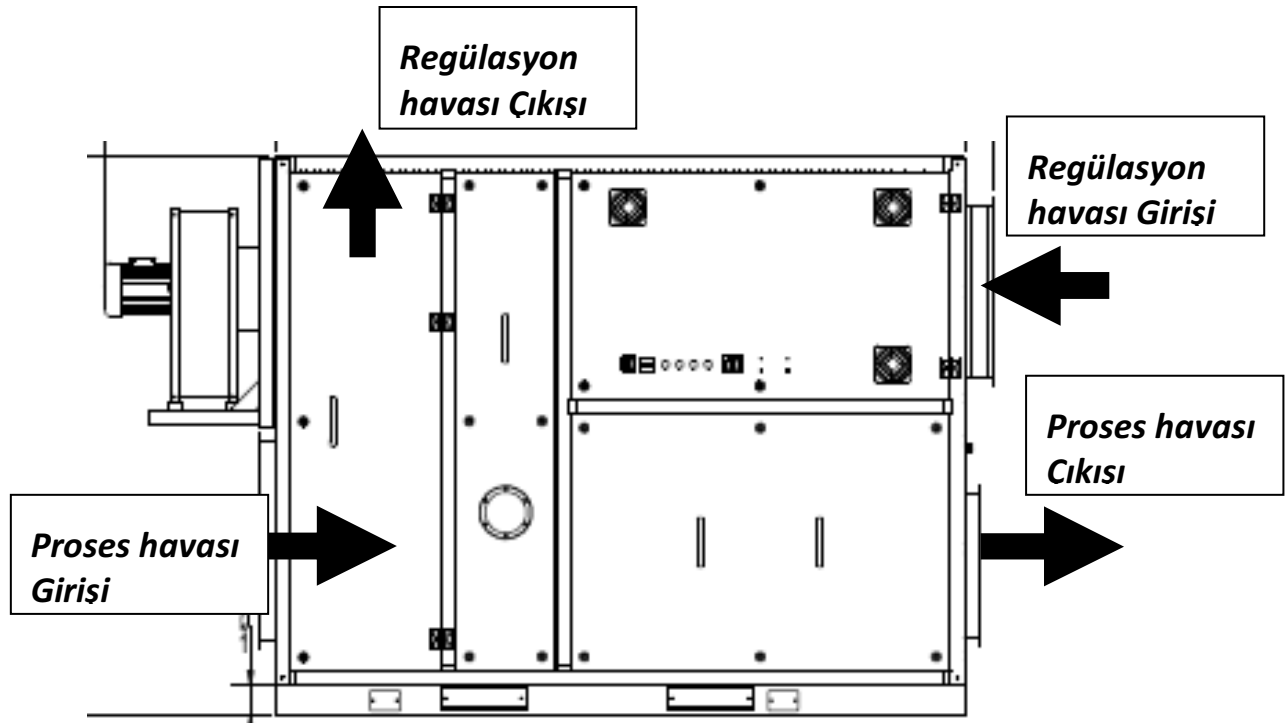
3.2.6 Kimyasal Nem Alma Cihazı

Kimyasal nem alma cihazının orta kısmında rotor bulunmaktadır. Seçilen Rotor silika jel denilen bir maddeden oluşmaktadır. Rotor nem alma cihazının kalbidir diyebiliriz. Proses havası rotordan geçerken içerisinde bulunan su molekülleri rotor tarafından tutulur. Diğer taraftan dış ortamdaki alınan hava elektrikli ısıtıcı vasıtasıyla ısıtıldıktan sonra rotordan geçirilir. Regülasyon havası, proses havasının bıraktığı nemi alarak tekrar dış ortama atılır.

Ortamdan alınması gereken nem miktarı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır;

$$W = 1.990 \text{ m}^3 \times 1,2 \text{ kg/m}^3 \times 0,3 \times (15,89 \text{ g/kg} - 0,9 \text{ g/kg}) = 10.738 \text{ g/h}$$

$$10.738 \frac{\text{g}}{\text{h}} \times 1,2 \text{ (güvenlik katsayısı)} \approx 12.000 \text{ g/h}$$



Şekil 3. 10 Kimyasal Nem Alma Cihazı Akış Şeması



Çizelge 3. 5 Nem Alma Cihazı Teknik Veriler

Proses hava debisi	m ³ /h	12.000
Cihaz dışı basınç kaybı	Pa	400
Regülasyon hava debisi	m ³ /h	1.200
Elektrik ısıtıcı kapasitesi	kW	36
Ağırlık	kg	1.200
Kapasite	kg/h	12

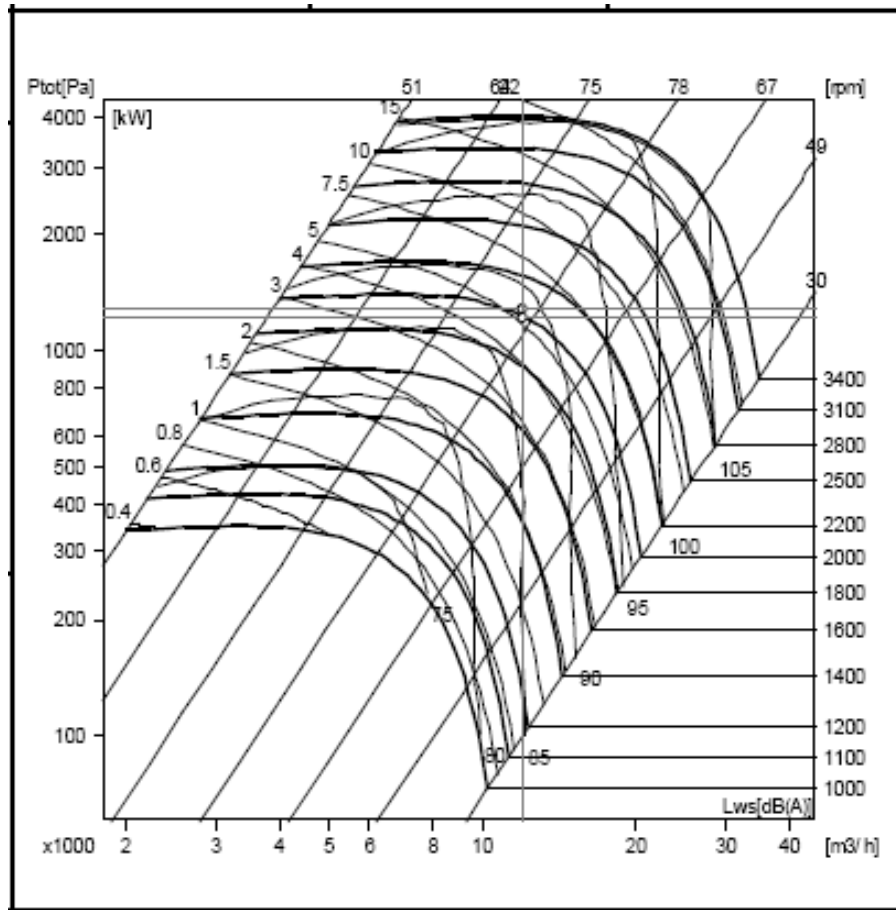
3.2.7 Vantilatör Hücresi

Gövde: Standart olarak tüm gövde 1 mm galvaniz sacdan elektrostatik RAL 7035 renk kodunda fırın boyalı olarak imal edilmiştir. Bu sayede hem gövdenin dış etkilere karşı dayanımı ve korozyona karşı direnci arttırılmıştır, hem de estetik bir görünüm sağlanmıştır. Tüm iç yüzey 3 mm kalınlığında polietilen conta ile kaplı olup ısı ve ses yalıtımı sağlanmıştır. Paneller ile alüminyum profillerin birleşim yerlerinde polietilen conta kullanılması ile hücre sızdırmazlığı sağlanmıştır. Karkas yapısı 30x30 mm özel ekstrüze alüminyum profil ve alüminyum enjeksiyon köşe birleşimlerinden oluşmaktadır. Her modelde standart olarak sunulan gövdeye bağlı 2 mm galvaniz sacdan imal emiş/atış flanşları kanal bağlantılarında büyük kolaylık sağlamaktadır.

Motor ve Fan: Bilgisayar ortamında özel seçim programıyla seçilen, yüksek verimli sık kanatlı radyal fanlar kullanılmaktadır. Koruma sınıfı IP 55 olan motorlar kullanılmakta ve güç aktarımı kayış kasnak mekanizmasıyla sağlanmaktadır. Fan-motor verimini ve buna bağlı olarak işletme maliyetlerini önemli ölçüde etkileyen kayış-kasnak seçimleri en yüksek verimi sağlayacak şekilde özenle seçilmiştir. Çalışma esnasında oluşacak titreşimin hücre gövdesine iletilmesinin engellenmesi için fan ve motorun bağlı olduğu kaideler özel imal edilen lastik izolatörlerle, fanın atış ağız da özel titreşim sönümleyicilerle hücreye bağlanmıştır [10].

Çizelge 3. 6 Vantilatör Hücresi Teknik Bilgiler

Model:	RDH 450 R
Hava Debisi (m ³ /h):	12.000
Motor Gücü (kW):	5,5
Cihaz dışı Basınç Kaybı (Pa):	1.210 Pa
Toplam Basınç Kaybı (Pa):	1.274 Pa
Verim (%):	78



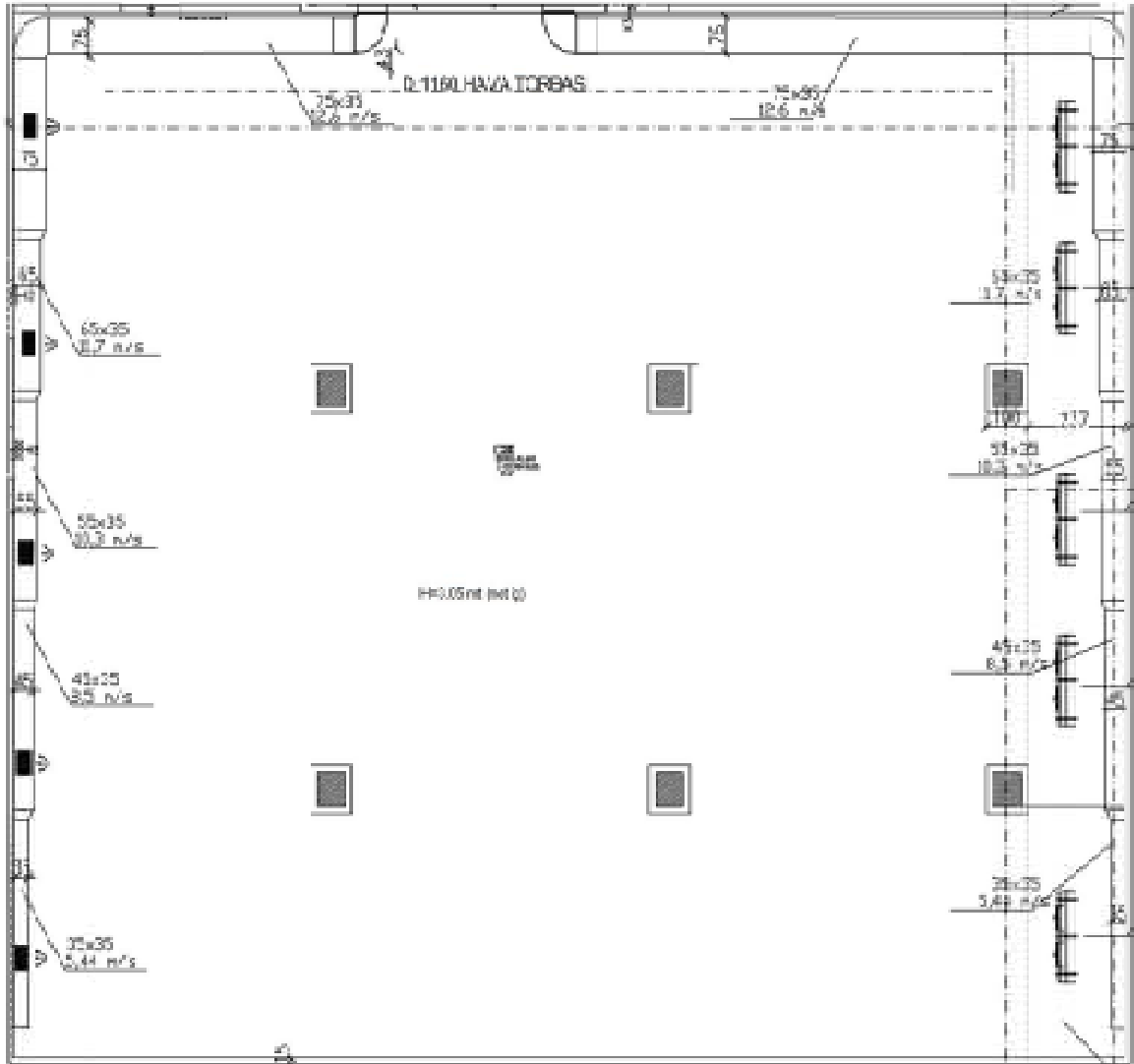
Şekil 3. 11 Vantilatör Hücresi Basınç Kaybı Eğrisi

3.2.8 Kanalların Boyutlandırılması

Yukarıda verilen tablolar yardımıyla üfleme ve emiş hatlarında kanallar aşağıdaki gibi boyutlandırılmıştır. Yerleşime uygun olacak şekilde kanal projesi çizimiştir.

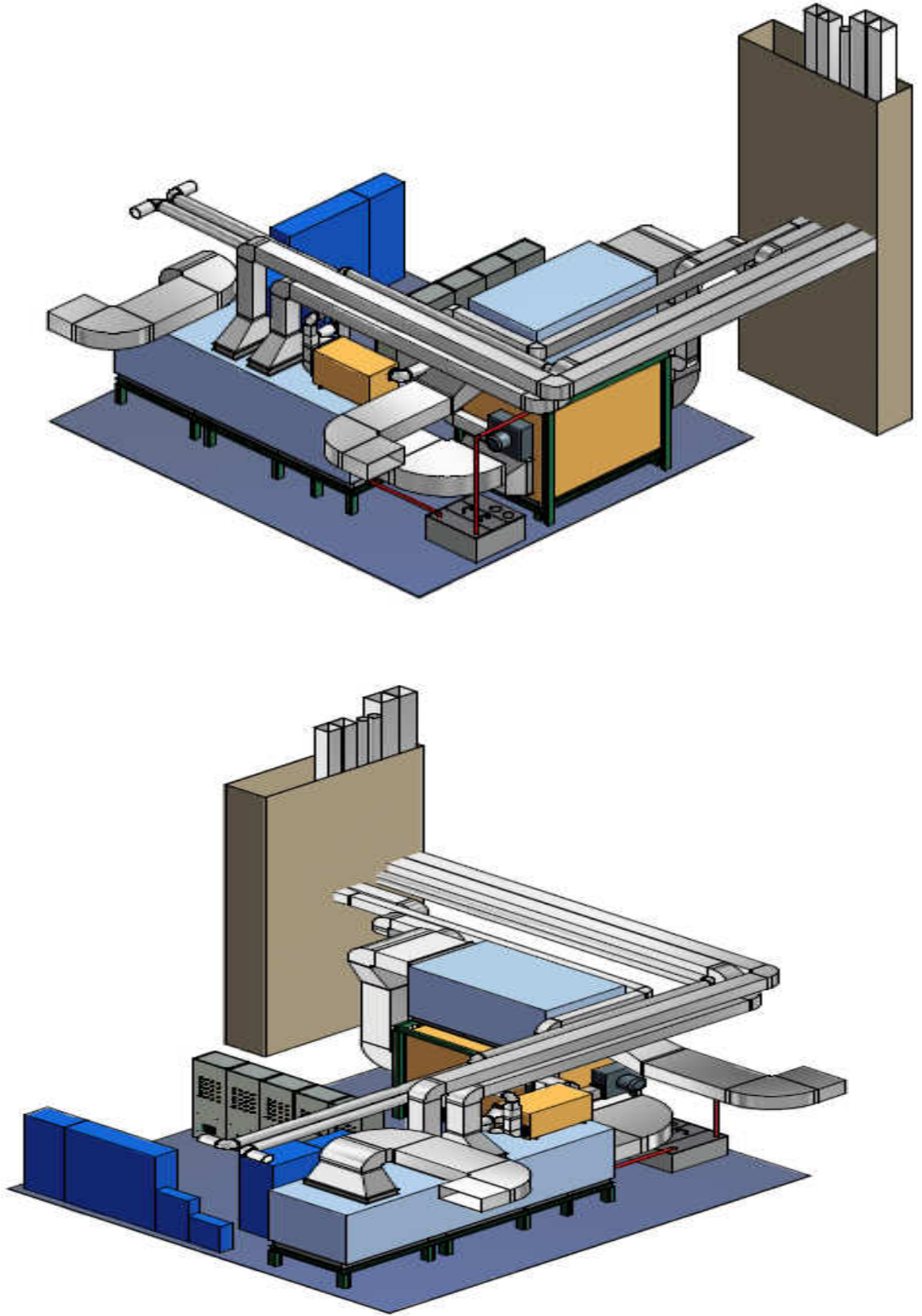
Çizelge 3. 7 Kanal Boyutları

Debi (m ³ /h)	En (m)	Boy (m)	Eşdeğer Çap (m)	Kanal Kesit Alanı (m ²)	Hava Hızı (m/s)	Basınç Kaybı (Pa/m)
12000	0,75	0,35	0,55	0,2625	12,69	1,8
9600	0,65	0,35	0,51	0,2275	11,72	1,8
7200	0,55	0,35	0,45	0,1925	10,38	1,9
4800	0,45	0,35	0,42	0,1575	8,46	1,5
2400	0,35	0,35	0,38	0,1225	5,44	1,4



Şekil 3. 12 Kanal Projesi

3.2.9 Havalandırma Sistemi Ekipmanlarının Mekanik Odaya Yerleşimi



Şekil 3. 13 Klima santrali mekanik oda yerleşim planı

TOPRAK KAYNAKLI SU SOĞUTMALI KONDANSER DESTEKLİ SOĞUTMA SİSTEMİNİN İNCELENMESİ VE EKİPMANLARININ SEÇİMİ

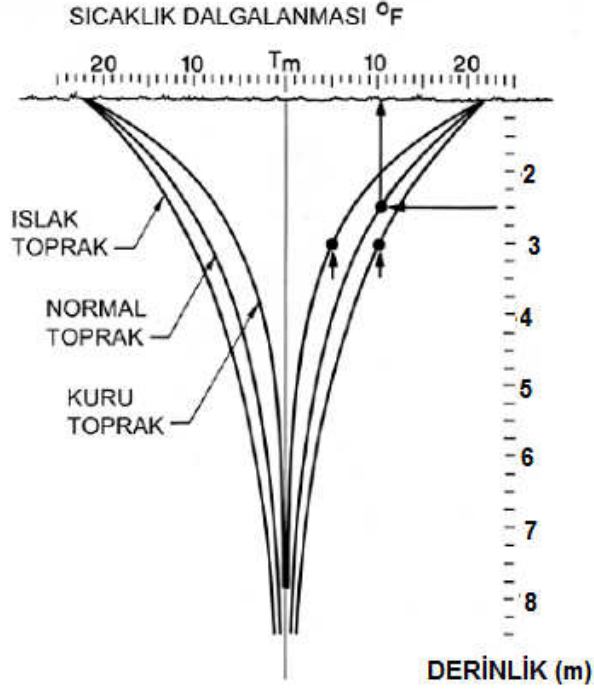
4.1 Soğutma Sisteminin Tanımı

Yapıların ısıtılması veya soğutulmasında yerel ve doğal enerji kaynaklarının kullanılması yoğun araştırma konusudur. Hızla gelişen teknoloji ile insanoğlunun faydalanması için sunulan yenilikler, daha fazla enerji tüketilmesine sebep olmaktadır. Buna karşın, halen geniş ölçüde kullanılan fosil kökenli yakıtlar ise hızla azalmaktadır. Toprağın içindeki sıcaklığın kararlı değişmesi ve soğuk iklimlerde performansını yüksek seviyede tutması nedeniyle, enerjinin kullanımında daha etkili sonuçlar ortaya çıkarır. Bu sebeplerden dolayı, birçok ülkede bu tür sistemlerin kullanımı çeşitli kesimler tarafından desteklenmektedir. Toprak ısıtma sezonunda dış havadan daha yüksek sıcaklıkta bir kaynak ve yazın soğutma sezonunda ise havadan daha düşük bir sıcaklık sağlayarak tüm yıl göreceli olarak sabit kalır. Bu bölümde kondanserin hava soğutmalı yerine toprak kaynaklı bir kondanser ile soğutulması durumunda nasıl bir sonuç elde edeceğimizi göreceğiz.

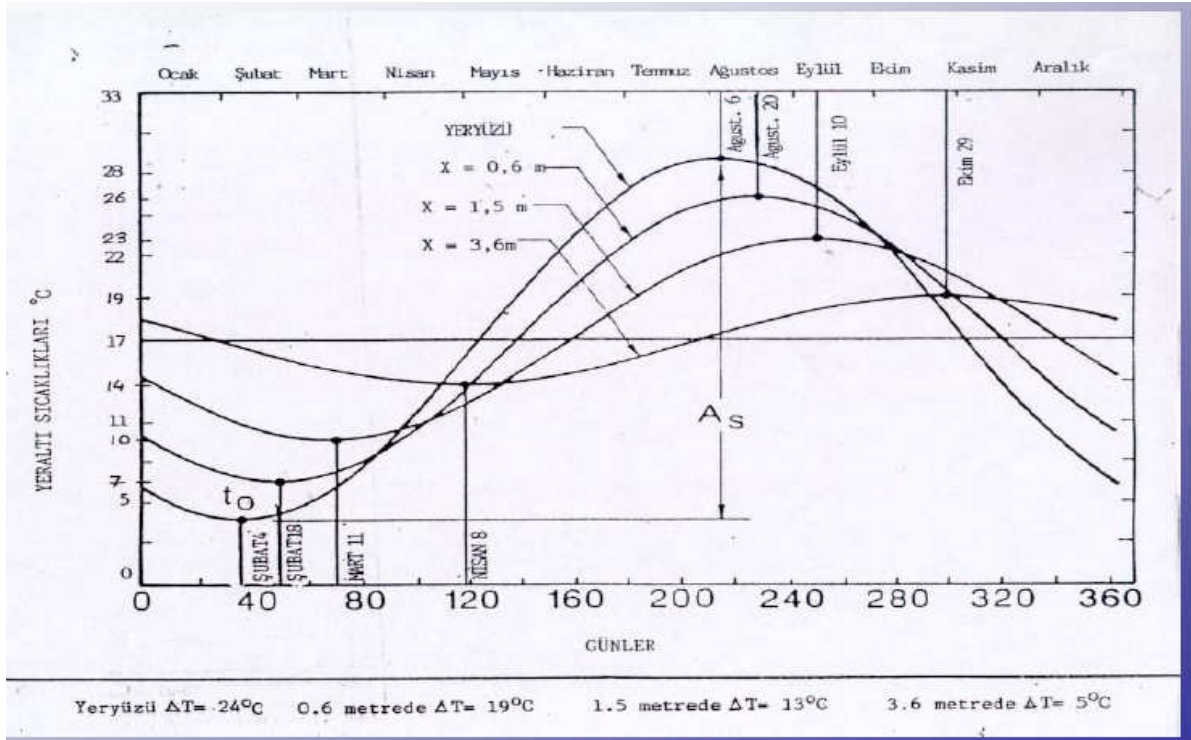
Yer kaynaklı ısı pompaları (YKIP) ilk defa, 1995 yılında (ASHRAE) tarafından jeotermal enerjinin bir kategorisi olarak tanımlanıp literatüre kazandırılmıştır.

Isı Pompaları adında anlaşılabilceği gibi ısıyı ısı yükleri farklı iki bölge arasında transfer edebilen sistemlerdir. Bu projede sadece soğutma çevrimi yapılacaktır. YKIP ile kışın ısıtma yazın ise soğutma amaçlı olarak kullanılabilirler. Bunu sağlamak için ise ısının çekileceği veya atılacağı ortam olarak atmosfer değil toprağın altı veya göl, dere, kuyu vb.

bir doğal su kaynağı kullanılır. Şekil 6'da belirli derinliklerdeki toprak sıcaklıklarının değişimi görülmektedir. Buna göre derinlik arttıkça sıcaklık dalgalanması azalmakta ve belirli bir derinliğin altında ise sıcaklık sabit kabul edilebilmektedir [3].



Şekil 4. 1 Toprağın Derinliğine Göre Sıcaklık Diyagramı



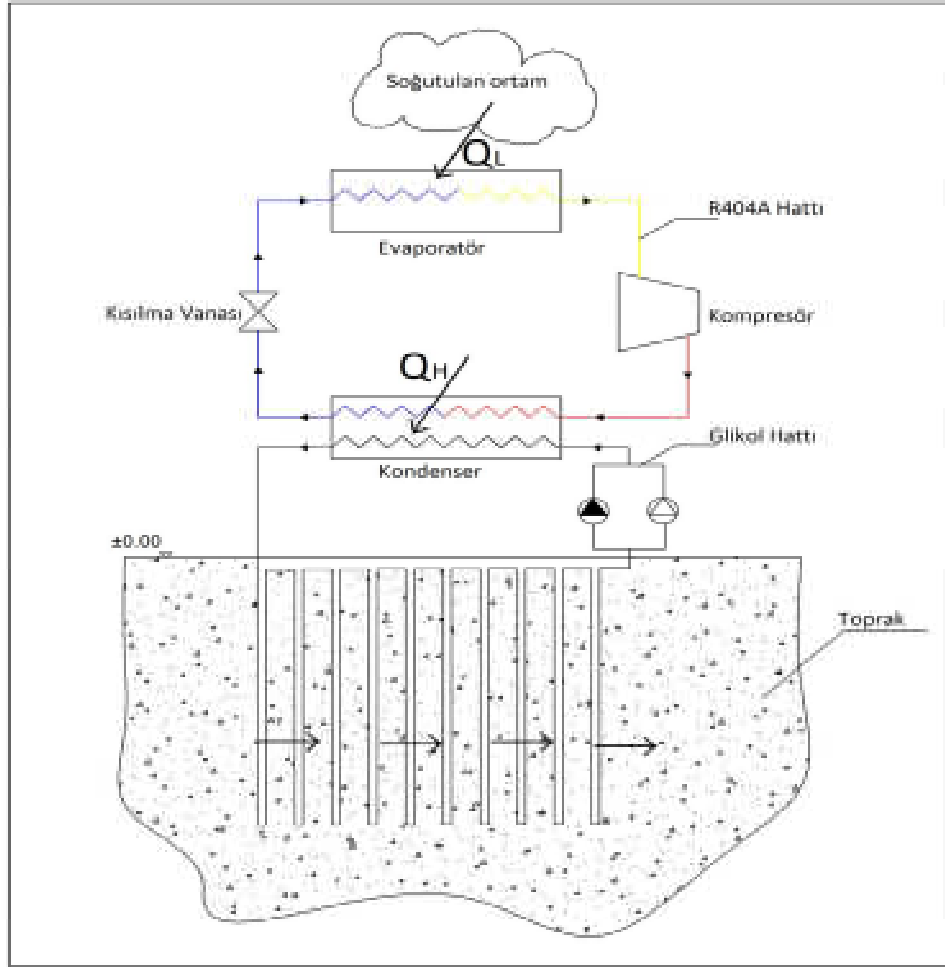
Şekil 4. 2 Aylara Göre Sıcaklık Değişimi

Projenin 1. bölümünde kondenser hava soğutmalı seçilmişti ve ortamdan çekilen ısı atmosfere atılıyordu. Ve sistemde kullanılacak olan tüm cihazlar bu sisteme uygun olacak şekilde seçilmişti. Projenin 2. bölümünde ise ortamdan çekilen toprak kaynaklı su soğutmalı kondanser vasıtasıyla toprağa atılacaktır. Sistemde soğutma ihtiyacının yanında ısıtma ihtiyacı da olsaydı. Çevrim ters moda çalıştırılarak ısıtma amaçlı da çalıştırılabilirdi. Bu durumda sisteme toprak kaynaklı ısı pompası diye bilirdik.

Hava kaynaklı soğutma sistemlerinde, yazın dış hava sıcaklığının +30 °C' nin üzerine çıktığı zaman kompresörün ihtiyacı olan güç artmaktadır. Isı kaynağı olarak dış ortamı kullandıkları için, dış havaya bağımlı bir performans izlemektedirler. Oysa şekil 1'de verilen çizelgeden anlaşılabilceği Toprağın belirli derinlikten sonra ısısının hemen hemen sabit olması ve süreklilik göstermesi nedeni ile gerek verimlilik gerekse de performans açısından çok daha üstündür. Özellikle yazın en sıcak aylarından olan temmuz ayında dış hava sıcaklığı 39°C' leri görürken toprak sıcaklığı ortalama 20°C'lerde seyretmektedir.

4.2 Toprak Kaynaklı Kondanserli Soğutma Sistemi Çalışma Prensipleri

- Soğutucu akışkan kompresör yardımı ile sıkıştırılarak su soğutmalı ısı değiştirgecine gönderilir.
- Sıkıştırılmış soğutucu akışkan yeraltında bir pompa ve boru sistemi yardımı ile dolaştırılan suya bu ısı değiştirgecinde ısı vererek sıvı faza geçer.
- Bu aşamadan sonra sıvı haldeki akışkan genleşme valfinde genleştirilerek hava soğutmalı ısı değiştirgecine gönderilir. Bu ısı değiştirgeci bu çevrim sırasında evaporatör gibi davranış gösterir.

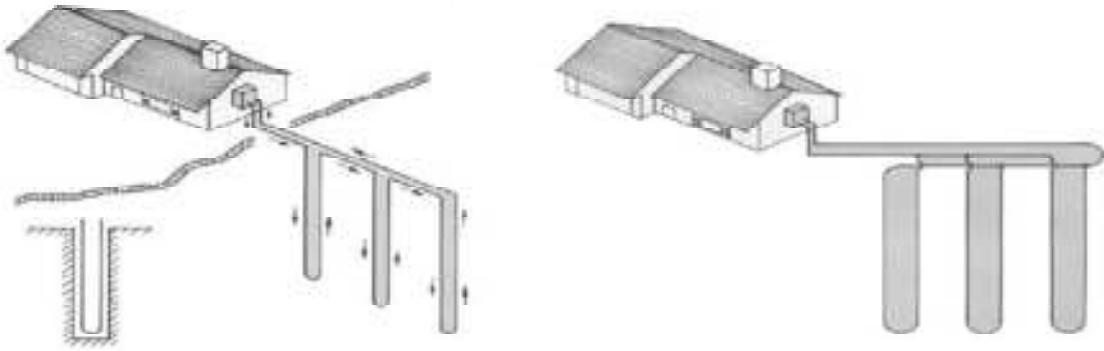


Şekil 4. 3 Toprak kaynaklı Soğutma Sistemi Çalışma Prensip Şeması

4.3 Tasarım, Uygulama Ve Hesaplama Yöntemleri

Sistemin tasarlanması ve uygulanması iki ayrı ihtisas konusu gerektirmektedir. Binanın soğutma ihtiyacının belirlenmesi ve gerekli mahal içi dağıtım sisteminin tasarlanarak uygulanması klasik yöntemlerle aynıdır. Ancak ikinci olarak dış çevrim hattının (toprak) tasarlanması ve uygulanması gerekir ki bu konu standart mekanik tesisat bilgi ve deneyiminin yanı sıra jeoloji, hafriyat, sondaj vs. bilgi ve deneyimlerini gerektirir. Ayrıca yer kaynaklı ısı değişirgeci yapısının belirlenmesi, boru uzunluğunun hesaplanması, cihaz seçimi vb. konular da sistemin tasarlanmasını içermektedir. Bir YKIP sisteminin tasarlanmasındaki ilk adım yer-ısı-değişirgecinin borulama şeklinin seçimidir. Bu seçim birkaç faktöre bağlıdır. Tüm toprak altı sistemleri kapalı çevrimlidir. Kapalı sistemlerde toprak altına bir boru hattı döşenerek bu hattın içinden glikollü su dolaştırılır. Toprak altı

uygulamaları ise iki tipte olabilir: Yatay ve dikey borulamalı. Bu projede arazide yeterli alan olmadığı için dikey tip borulama yapılacaktır.



Şekil 4. 4 Dikey Paralel Toprak Altı Borulama

Yer-ısı-değiştirgecinin biçimi belirlendikten sonra boru malzemesi seçimi yapılmalıdır. YKIP sistemlerinde sadece **polietilen** veya **polibütilen** borular kullanılabilir. PVC boru kullanılmaz. Boru malzemesinin yeterli ısı alış verişine olanak tanıyabilmek maksadıyla ısıl iletkenliğinin yüksek olması, donma tehlikesini asgariye indirmek için laminer akışa sebebiyet vermeyecek bir iç sürtünme katsayısına sahip olması, uzun ömürlü olması ve montaj esnasında hasar görmemesi için yeteri kadar esnek ve dayanıklı olması gerekmektedir. Uygun boru malzemesinin ve çapının belirlenmesi amacıyla YKIP sistemleri için hazırlanmış tablolar kullanılır. Boru uzunluğunun belirlenmesi için boruların gömüleceği yerdeki toprağın cinsi ve ısıl iletkenlik katsayısı gibi jeolojik bilgilere ve dış hava sıcaklıkları ile belirli derinliklerdeki ortalama, asgari ve azami toprak sıcaklıkları gibi meteorolojik verilere ihtiyaç vardır. Ayrıca bu hesaplamanın yapılabilmesi için ısı pompası cihazıyla ilgili teknik bilgiler de üretici firmadan temin edilmelidir [4].

4.4 Boru Uzunluğunun Saptanması

5.2. No'lu başlıkta gerekçeleri sunularak borulama tipi, boru malzemesi ve akışkan tipinin seçimi izah edildi. Bu bilgiler daha önce de belirtildiği gibi dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası uygulaması yapılacaktır. Yapının soğutma kapasitesi daha önce tespit edilmiştir. Kapasitelerinden sonra toprak hakkında bilgiler toplanarak ısı değiştiricisi boru boyu hesaplanacaktır. Toprak altında bulunan ısı değiştiricisinin toplam uzunluğu (5.1) formülü yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$L = \frac{572 \cdot \frac{COP+1}{COP} \cdot (R_b + R_T \cdot F_H)}{|T_{MAKS} - T_{L,H}} \cdot Q_{TOP} \quad (4.1)$$

L : Boru uzunluğu

COP : Cihaz performans katsayısı (Üretici firmadan temin edilir. Isıtmada -1, soğutmada +1 hesaplanır)

R_b : Boru sürtünme katsayısı (Uygun tablolardan seçilir)

R_T : Toprak ısı iletkenlik katsayısı (Uygun tablolardan seçilir)

F_H : Cihaz çalışma oranı (Bina yüklerine ve dış hava sıcaklıklarına göre hesaplanır)

T_{MAKS,M} : Azami ve asgari cihaz giriş suyu sıcaklıkları (Cihaz kapasitesine göre tasarım tarafından seçilir)

T_{L,H} : Azami ve asgari toprak sıcaklıkları (Meteorolojik verilerden elde edilir)

4.4.1 Toprak Altı Boru Bilgileri

Toprak altında kullanılan sistem, borular, ısı taşıyıcı akışkan, sirkülasyon pompasıdır. Toprak altında kullanılacak olan sistem korozyona dayanıklı, uzun ömürlü plastik malzemeden yapılmıştır. Boru çaplarına göre direnç değerleri Çizelge 5.1'de hesaplamalar yapılarak bulunur. Boru malzemesi olarak PESCH 40 kullanılacaktır.

Çizelge 4. 1 Boru çapına bağlı olarak boru dirençleri [12]

$R_s (yatay) / R_s (dusey)$				
Boru çapı	PE SCH-40	PE SDR-11	PE SDR-17	PE SDR-13.5
3/4"	0.17/0.116	0.144/0.096	0.16/0.11	0.20/0.14
1"	0.159/0.109	0.144/0.096	0.16/0.11	0.20/0.14
1-1/4"	0.130/0.089	0.144/0.096	0.16/0.11	0.20/0.14
1-1/2"	0.117/0.080	0.144/0.096	0.16/0.11	0.20/0.14
2"	0.098/0.068	0.144/0.096	0.16/0.11	0.20/0.14

4.4.2 Toprak Bilgileri

Toprak derinliğinden 18 m ile 91 m arasında su ile karşılaşılacağından toprak nemli kabul edilmiştir. Toprak cinsi Ağır toprak ve kuru (Meteoroloji). Toprak direnç değerinin bulunması için Çizelge 4.2 kullanılmaktadır.

Çizelge 4. 2 Toprak ısı iletkenlik katsayısı [12]

		R_T (Ağır Toprak-Nemli)										R_T (Kaya)
		R_T (Ağır Toprak-Kuru veya Hafif Toprak-Nemli)										R_T (H.Nemli)
		3	4	5	6	3	4	3	4	3	4	
BORU ÇAP	3/4"	1.02 1.38	1.06 1.44	1.09 1.47	1.11 1.49	1.31 1.77	1.37 1.84	2.05 2.75	2.15 2.86	2.11 2.85	1.88 2.53	0.60 1.06
	1"	0.97 1.32	1.02 1.37	1.04 1.40	1.06 1.42	1.26 1.70	1.32 1.77	2.00 2.88	2.10 2.79	2.07 2.78	1.84 2.47	0.57 1.01
	1 1/4"	0.92 1.25	0.97 1.31	0.99 1.34	1.01 1.36	1.22 1.63	1.27 1.70	1.96 2.61	2.05 2.72	2.02 2.71	1.79 2.40	0.54 0.96
	1 1/2"	0.89 1.21	0.94 1.27	0.97 1.30	0.98 1.32	1.19 1.59	1.25 1.66	1.92 2.57	2.02 2.68	1.99 2.67	1.76 2.36	0.53 0.94
	2"	0.85 1.15	0.89 1.20	0.92 1.24	0.94 1.26	1.14 1.53	1.20 1.60	1.88 2.51	1.98 2.62	1.94 2.61	1.71 2.29	0.50 0.89

4.4.3 Toprak Altı Sıcaklıklarının Belirlenmesi

İstanbul'da yıllık ortalama hava sıcaklığı $T = (33-3)/2 = 15^\circ\text{C}$ 'dir. Isı değiştirici boruların gömüleceği derinliğe bağlı olarak etkilenmiş toprak sıcaklıkları belirlenir. Bu değişim miktarı $1,66^\circ\text{C}-10^\circ\text{C}$ arasındadır. Ortalama olarak bu değer 5°C olarak belirlenmiştir. En yüksek ve en düşük toprak sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$T_{L,H}(\text{min}) : 15 - 5 = 10^\circ\text{C}$$

$$T_{L,H}(\text{max}) : 15 + 5 = 20^\circ\text{C}$$

4.4.4 Isı Pompası Bilgileri

Daha öncede bahsedildiği gibi tasarlamış olduğumuz sisteme direkt olarak TKIP dememiz tam olarak doğru değil çünkü sistem sadece soğutma amaçlı kullanılacaktır. Fakat toprağa gömeceğimiz kondanserin boyunu hesaplayabilmemiz için ihtiyacımız olan bir takım bilgileri elde edebilmemiz için bir ısı pompası cihazı seçimi yapılmıştır.

Soğutma sistemi için CARRIER, YBV 0723 model toprak kaynaklı ısı pompası seçilmiştir.

En yüksek su girişi :35°C

En düşük su girişi : 0°C

Cihaz soğutma kapasitesi : 19,8 kW x 5 Adet

Cihazın tükettiği enerji : 4,4 kW x 5 Adet

COP : 4,5 (Carrier katalogundan)

Tüm bu bilgiler ışığında 4.1 No'lu formülde değerleri yerlerine koyarak toplam boru boyumuzu hesaplayacağız.

$$L = \frac{572 \cdot \frac{COP + 1}{COP} \cdot (R_b + R_s \cdot F_H)}{|T_{MAKS} - T_{L,H}} \cdot Q_{TOP}$$

$COP_1 = 4,5$ (Carrier kataloğundan alınmıştır)

$T_{max} = 35^\circ C$

$T_{L,H} = 10^\circ C$

$R_b = 0,117$ (çizelge 5.1'den 1 ½" boru için alınmıştır)

$R_T = 1,19$ (çizelge 5.2'den ağır ve kuru toprak için, 1 ½" boru çapına göre belirlenmiştir)

$$F_H = \frac{\text{Ortalama ısı kazancı}}{\text{Cihazın soğutma kapasitesi}}$$

$$\text{Ortalama ısı kaybı} = \frac{\text{Toplam ısı kaybı}}{\text{Günlük çalışma saati}} = \frac{99 \text{ kW}}{10} = 9,9 \quad F_H = \frac{9,9}{99} = 0,1$$

$$L = \frac{572 \cdot \frac{4,5 + 1}{4,5} \cdot (0,117 + 1,19 \cdot 0,1)}{|35 - 10|} \cdot 99$$

$$L = 653 \text{ m}$$

Bu boru uzunluğunu 50m'lik çevrimlerle ayırırsak 13 gidiş-dönümlü bir kolektör kullanmak gerekiyor.

TOPRAK VE HAVA KAYNAKLI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Önceki bölümlerde öncelikle hava soğutmalı ve toprak kaynaklı sistemler farklı başlıklar altında tasarlandı. Bu bölümde ise tasarlanan bu iki sistemin karşılaştırılması yapılacak. Sistemin 1. analizleri yapılacak ve maliyet hesapları irdelenecek. Sonuç olarak her iki sistemin dezavantajları ve avantajları belirlenerek bir sonuca gidilecektir.

5.1 Soğutma Sistemlerinin Termodinamik Açıdan Analizi

Analiz, hava kaynaklı soğutma yaz ve kış tasarım şartlarında, toprak kaynaklı soğutma yaz ve kış tasarım şartlarında olmak üzere 4 ayrı koşul için gerçekleştirilmiştir. Aşağıdaki formüller excelle aktarılarak veriler hesaplanmıştır. Farklı sıcaklıklardaki entalpi değerleri değerleri P-H diyagramından okunmuştur. Bir sistem için örnek olacak şekilde hesaplama gösterilecektir. Diğerleri için 6.1 no'lu çizelgede gösterilecektir.

Termodinamiğin 1. Yasa Analizi Formülleri:

$$\text{Evaporatör (7-1)} ; m = \dot{Q}_1 = (h_1 - h_7) \quad (5.1)$$

$$\text{Emme Hattı (1-2)} ; \dot{Q}_2 = m(h_2 - h_1) \quad (5.2)$$

$$\text{Kompresör (2-3)} ; \dot{Q}_3 = m(h_3 - h_2) \quad (5.3)$$

$$\text{Basma Hattı (3-4)} ; \dot{Q}_4 = m.(h_4 - h_3) \quad (5.4)$$

$$\text{Kondanser (4-5)} ; \dot{Q}_5 = m.(h_5 - h_4) \quad (5.5)$$

$$\text{Sıvı Hattı (5-6)} ; \dot{Q}_6 = m.(h_6 - h_5) \quad (5.6)$$

$$\text{Genişleme Valfi; (6-7)} ; \dot{Q}_7 = m.(h_7 - h_6) \quad (5.7)$$

$$COP_{SM} = \frac{\text{Elde edilmek istenen}}{\text{Harcanan}} = \frac{\text{Soğutma etkisi}}{\text{İş girişi}} = \frac{Q_L}{W_{net,g}} \quad (5.8)$$

5.2 Termodinamik Hesaplamalar

@10°C Toprak sıcaklığında toprak kaynaklı soğutma sistemi için 1. Ve 2. Yasa analizi aşağıdaki gibidir;

Termodinamiğin 1. Yasa Analizi:

$$m = 98 \text{ kW} / (355 - 236) \text{ kJ/kg} = 0,82 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_2 = 0,82 \text{ kg/s} \times (360 - 355) \text{ kJ/kg} = 4,12 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_3 = 0,82 \text{ kg/s} \times (393 - 360) \text{ kJ/kg} = 27,18 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_4 = 0,82 \text{ kg/s} \times (393 - 385) \text{ kJ/kg} = 6,59 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_5 = 0,82 \text{ kg/s} \times (385 - 245) \text{ kJ/kg} = 115,29 \text{ kW}$$

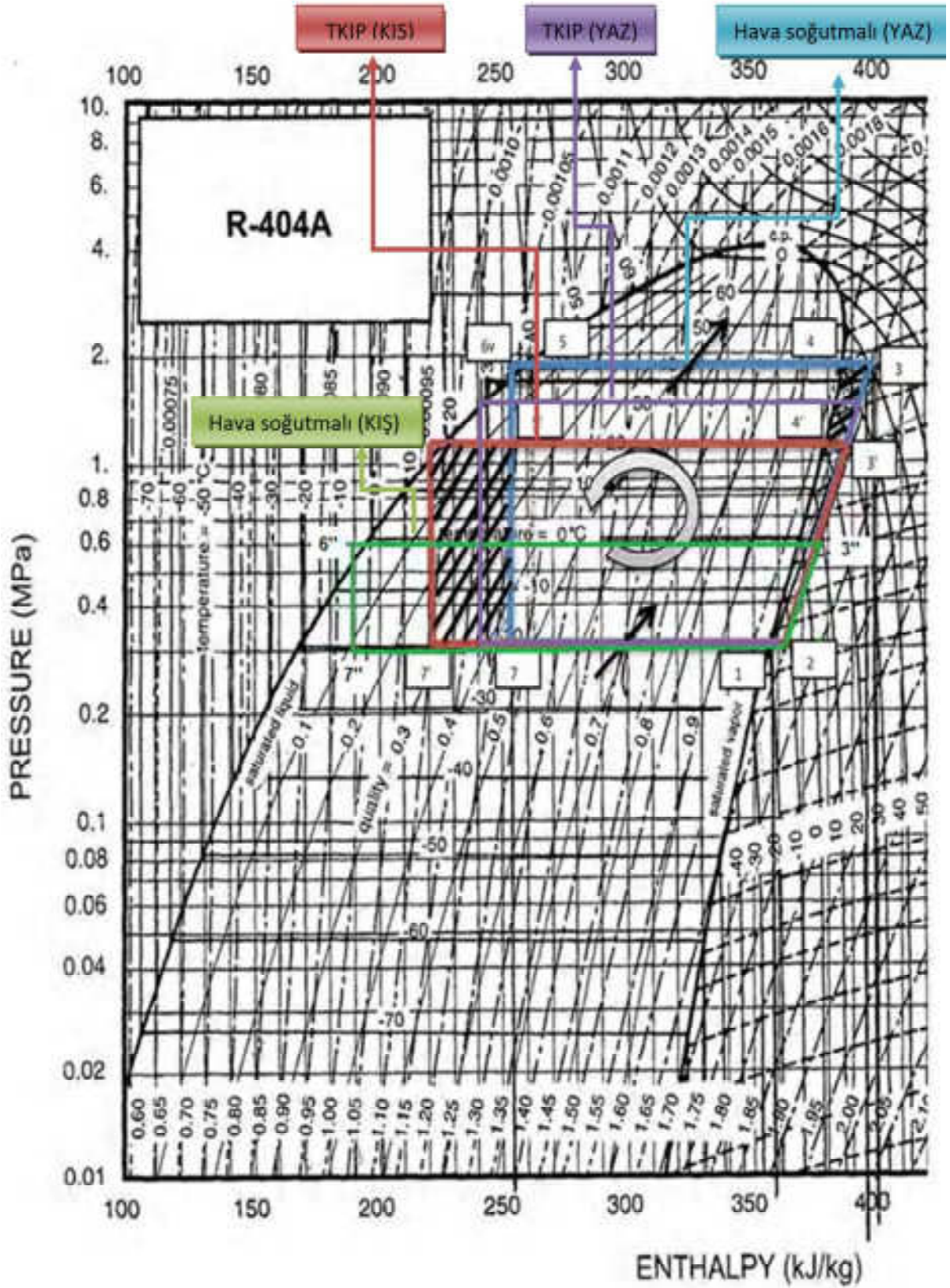
$$\dot{Q}_6 = 0,82 \text{ kg/s} \times (245 - 236) \text{ kJ/kg} = 7,41 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_7 = 0,82 \text{ kg/s} \times (236 - 236) \text{ kJ/kg} = 0 \text{ kW}$$

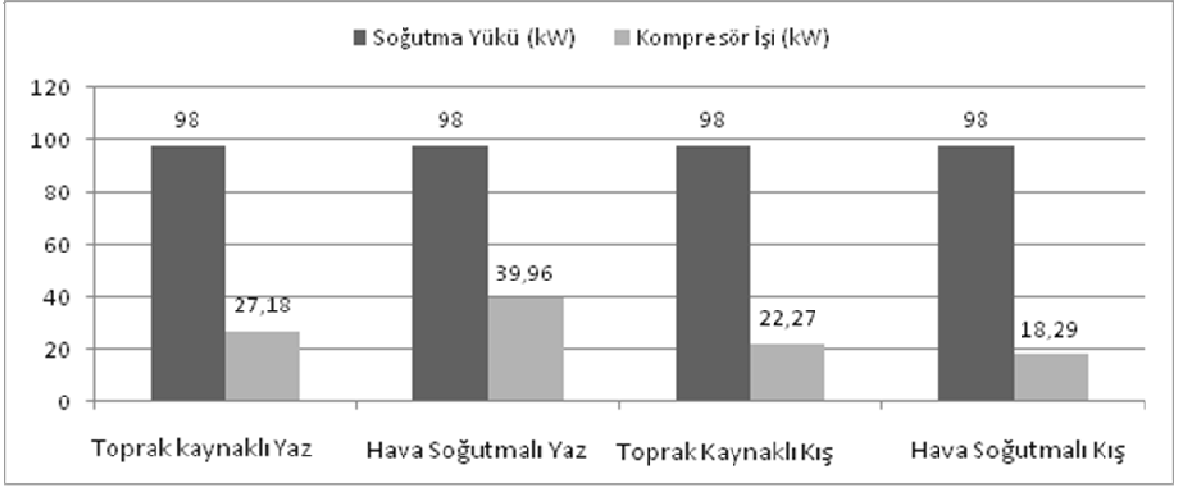
$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{W_{net,g}} = 98 \text{ kW} / 27,18 \text{ kW} = 3,61$$

Çizelge 5. 1 Toprak Kaynaklı Ve Hava Soğutmalı Sistemlerde Enerji Ve İş Değerleri Karşılaştırma Tablosu

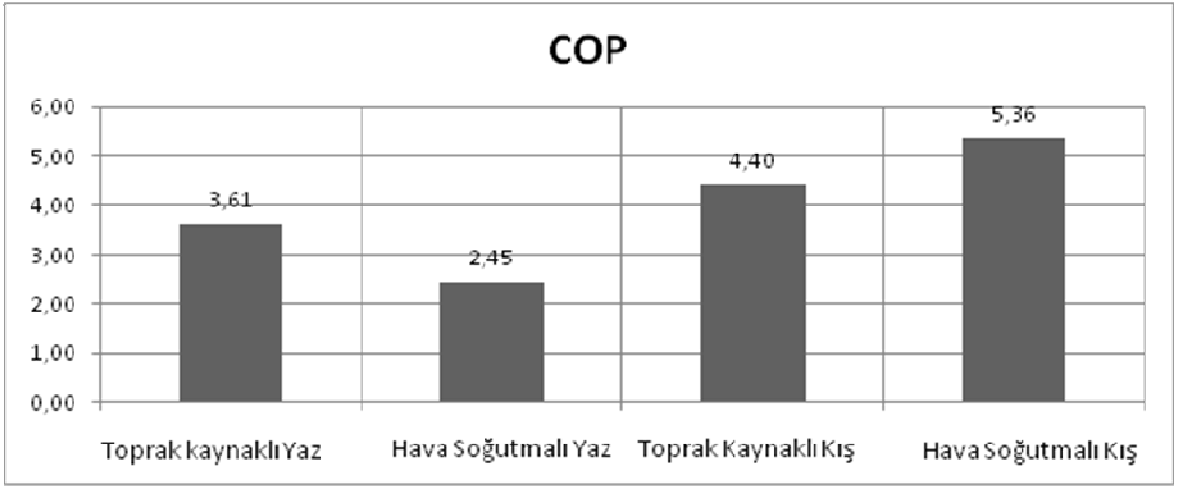
SOĞUTMA SİSTEMİ ENERJİ VE İŞ DEĞERLERİ KARŞILAŞTIRMA TABLOSU					
		YAZ TASARIM ŞARTI		KIŞ TASARIM ŞARTI	
		TOPRAK	HAVA	TOPRAK	HAVA
ÇEVRE SICAKLIĞI	T_a	20,0 °C	33,0 °C	10,0 °C	-3,0 °C
KONDENZASYON SICAKLIĞI	T_c	30,0 °C	40,0 °C	20,0 °C	10,0 °C
SOĞUTULAN ORTAM SICAKLIĞI	T_k	-10,0 °C			
EVAPORASYON SICAKLIĞI	T_f	-20,0 °C			
ENTALPİ VE ENTROPİ DEĞERLERİ	h_1	355	355	355	355
	h_2	360	360	360	360
	h_3	393	402	390	388
	h_4	385	385	375	372
	h_5	245	260	229	210
	h_6	236	252	223	205
	h_7	236	252	223	205
TOPLAM SOĞUTMA YÜKÜ (kW)	$\cdot Q_c$	98	98	98	98
SOĞUTUCU AKIŞKAN DEBİSİ (kg/s)	\dot{m}	0,82	0,95	0,74	0,65
KOMPRESÖR EMME HATTI ISI KAZANCI (kW)	$\cdot Q_1$	4,12	4,36	3,71	3,27
KOMPRESÖR İŞİ (kW)	$\cdot Q_2$	27,18	39,96	22,27	18,29
KOMPRESÖR BASMA HATTI ISI KAZANCI (kW)	$\cdot Q_3$	6,59	16,17	11,14	10,45
KONDANSERDEN ISI TRANSFERİ (kW)	$\cdot Q_4$	115,29	118,93	108,39	105,84
SIVI HATTINDAN ISI TRANSFERİ (AŞIRI SOĞUTMA) (kW)	$\cdot Q_5$	7,41	7,61	4,45	3,27
GENLEŞME VALFİ (kW)	$\cdot Q_6$	0,00	0,00	0,00	0,00
COP _{so}	$\cdot Q_c / \cdot Q_2$	3,61	2,45	4,40	5,36



Şekil 5. 1 Toprak Kaynaklı Ve Hava Soğutmalı Soğutma Çevrimleri İçin R-404A Gazı P-H Diyagramları Ve Karşılaştırması [2]



Şekil 5. 2 Toprak kaynaklı ve Hava Soğutmalı Sistemlerde Soğutma Yüğü-Kompresör gücü değişimi



Şekil 5. 3 Toprak kaynaklı ve Hava soğutmalı sistemlerde COP değişimi

Yukarıda 2 sistemin karşılaştırılması yapılırken, öncelikle her iki sistemin enerji ve iş değerleri hesaplandı ve P-H diyagramı üzerinde soğutma çevrimleri çizildi. Tüm veriler hem yaz, hem de kış tasarım şartları dikkate alınarak yapıldı. Hesaplanan değerler tablo ve grafiklerde belirtildi. Ve görüldüğü üzere TKIP sistemi, hava soğutmalı sisteme göre enerji verimliliği açısından değerlendirdiğimizde yazın oldukça avantajlı iken, kış şartlarında dezavantaja geçmektedir. Yazın TKIP sisteminde toprak sıcaklığının havadan daha düşük olması sebebiyle, daha düşük bir kondanizasyon sıcaklığında çalışmaktadır. Buna bağlı olarak kompresörün çektiği güç düşmekte ve mahalden çekilen enerji artmaktadır. Dolayısıyla TKIP sisteminde soğutma sistemi verimi (COP) artmaktadır. Kışın ise durum tam tersidir. Bir sonraki bölümde sistemi ekonomik açıdan değerlendirilerek, bir sonuç ortaya çıkarılacaktır.

5.3 Soğutma Sistemlerinin Maliyet Ve Amortisman Hesabı

Her iki sistem için enerji analizi yapılmıştır. Yalnız sistemleri mühendislik açısından değerlendirirken ilk yatırım maliyeti, işletme maliyetleri ve sistemin ekonomik ömründen bağımsız olarak değerlendirmek mümkün değildir.

Yukarıda sistemler enerji tasarrufu açısından değerlendirildiğinde yazın en sıcak günlerinde toprak kaynaklı soğutma sistemi verimli olurken, kışın en soğuk günlerinde hava soğutmalı sistem daha verimli olmaktadır. Kışın hava soğutmalı sistem kullanılmaya devam edip, yazın ise toprak kaynaklı soğutma sistemi kullanılırsa sistem kendini kaç yılda amorti eder bunu hesaplayacağız.

5.3.1 İlk Yatırım Maliyetleri

Çizelge 5. 2 Hava Soğutmalı Soğutma Sistemi Maliyet Analizi

	ÜRÜN ADI	MİKTAR	BİRİM	B.FİYAT (EURO)	TUTAR (EURO)
1	Soğuk Odalar Panel Teşkili	1	Set	49.500	49.500
2	Soğuk Oda Kapıları	7	Adet	3.350	23.450
3	Merkezi soğutma grubu (3 komp.)	2	Adet	46.500	93.000
4	Endüstriyel soğutma grubu (1 komp.)	1	Adet	12.000	12.000
5	Evaporatörler	9	Adet	3.900	35.100
6	Otomatik kontrol sistemi	1	Set	22.500	22.500
7	Hava torbası	1	Set	15.000	15.000
8	Havalandırma Sistemi	1	Set	25.000	25.000
9	Nem Alma Cihazı	1	Set	45.000	45.000
10	Elektrik Panosu	1	Set	28.500	28.500
11	Montaj Ve İşletmeye Alma	1	Set	39.600	39.600
				TOPLAM	388.650

Yukarıda hava soğutmalı sistemin kullanılması durumunda komple anahtar teslim tesisin ilk yatırım maliyeti 388.650 Euro olarak hesaplanmıştır. Eğer Toprak kaynaklı soğutma sistemi kullanılacak olursa mevcut analize ilave olarak toprak altı borulaması, sondaj işlemi, pompalar, vs. gibi ek maliyetler eklenecektir. İlavelerin dışında sistemde değişecek olan tek şey kondenser olacaktır. Tüm bu maddeleri sıralarsak aşağıdaki gibi bir ek ilk yatırım maliyeti gelecektir.

Çizelge 5. 3 Toprak Kaynaklı Soğutma Sistemi ile Artan İlk Yatırım Maliyetleri

	ÜRÜN ADI	MİKTAR	BİRİM	B.FİYAT (EURO)	TUTAR (EURO)
1	Devirdaim Pompası	2	Adet	650	1.300
2	Devirdaim Sıvısı	0,12	m ³	300	36
3	Sondaj ve Enjeksiyon	653	mt	25	16.325
4	Devre Borulaması (1 ½'')	1306	mt	5	6.530
5	Bağlantı Malzemeleri ve Vanalar	1	Set	2.500	2.500
6	Su soğutmalı kondanser değişim farkı	1	Adet	1.600	1.600
				TOPLAM	28.291

5.3.2 İşletme Masrafları

Yaz dönemi şartlarında hava soğutmalı sistem için;

Soğutma yükü	: 98 kw
COP	: 2,58
Yıllık soğutma süresi	: 20 saat/gün x 120 gün
Yıllık soğutma enerjisi	:(98/2,45) x 2400 = 96.000 kwh
Soğutma enerjisi	: elektrik
Birim fiyat	: 0,21 YTL / kwh
Yıllık işletme maliyeti	: 96.000 x 0,21 = 20.160 YTL

Yaz dönemi şartlarında Toprak kaynaklı soğutma sistemi için;

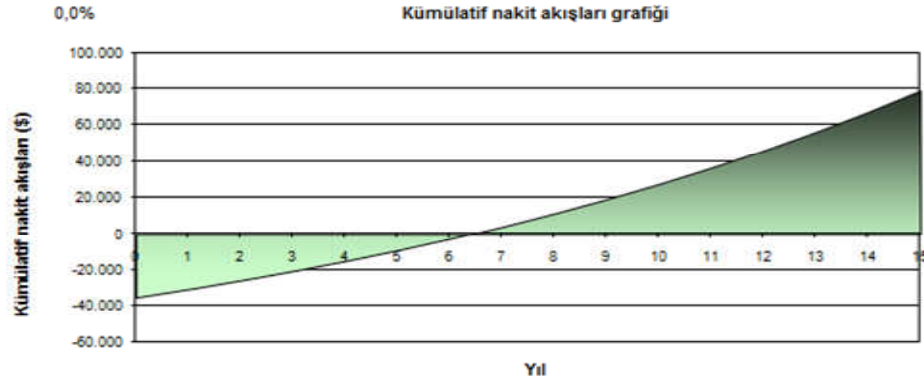
Soğutma yükü	: 98 kw
COP	: 3,4
Yıllık soğutma süresi	: 20 saat/gün x 120 gün
Yıllık ısıtma enerjisi	:(98/3,61) x 2400 = 65.152 kwh
Soğutma enerjisi	: elektrik
Birim fiyat	: 0,21 YTL / kwh
Yıllık işletme maliyeti	: 65.152 x 0,21 = 13.681 YTL

5.3.3 Amortisman Süreleri Hesaplamaları

Kurulması düşünülen ısı pompası sisteminin amortisman süresi Çizelge 5.2’de, hesaplanması alta yer almaktadır.

$$\text{Amortisman süresi} = \frac{\text{İlk yatırım maliyetleri farkı}}{\text{Yıllık işletim giderleri farkı}} \quad (5.20)$$
$$= \frac{(28.291 \text{ EURO} * 2 \text{ TL/EURO})}{(20.160 - 13.681)} = 8 \text{ yıl } 7 \text{ ay}$$

Sistemin kendini amorti etme süresi 8 yıl 7 ay’dır.



Şekil 5.4 Amortisman Süresi Grafiği [13]

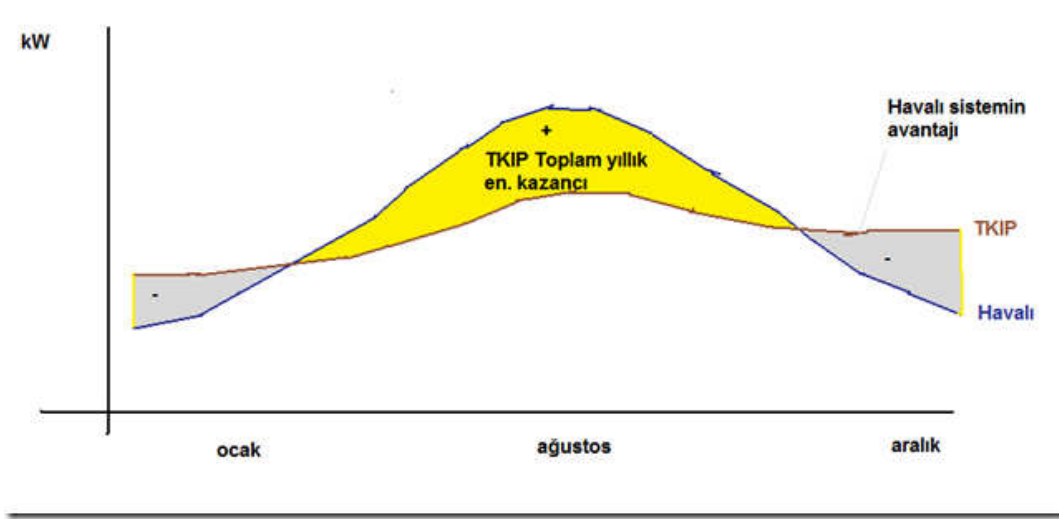
BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu projede 2 farklı sistemin uygulaması yapılmıştır. Öncelikle Soğutucu akışkanı R404A olan hava soğutmalı kondensere sahip buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi esasına göre çalışan bir sistem tasarlanmış, cihazları seçilmiş ve uygulama projesi çizilmiştir. Aynı proje kapsamında havalandırma ve nem alma sistemleri tasarlanmış ve yine uygulama projeleri çizilmiştir. Tüm bunlar yapıldıktan sonra sadece bir mahalın soğutma sistemi için hava soğutmalı kondenser yerine, akışkanı yoğunlaştırmak için topraktan yararlanırsak nasıl bir sonuç elde edeceğimiz araştırılmıştır. Araştırma hem yaz, hem de kış tasarım şartlarında gerçekleştirilmiştir. Gerçekleşen soğutma çevrimleri P-H diyagramında çizilerek, gösterilmiştir.

Sistemleri enerji verimliliği açısından değerlendirdiğimizde, yaz tasarım şartlarında TKIP sisteminin COP_{SM} 3,61 olarak hesaplanırken, hava soğutmalı sistemde COP_{SM} değeri 2,45 olmaktadır. Toprak kaynaklı sistem %32 civarında daha verimli olmaktadır. Kış tasarım şartlarında toprak kaynaklı sistemin COP_{SM} 4,4 olarak hesaplanırken, hava soğutmalı sistemde 5,36 olmaktadır. Hava soğutmalı sistem %18 civarında daha verimli olmaktadır.

Yaz mevsiminde havaya göre daha düşük ve stabil toprak sıcaklığı vasıtasıyla kondanizasyon sıcaklığı düşürülmüş, dolayısıyla sistemden çekilen güç düşmüştür ve sistemin verimi artmıştır. Kış şartlarında ise hava sıcaklığının toprak sıcaklığının altına düşmesiyle hava soğutmalı sistem daha avantajlı konuma geçmiştir.



Şekil 6.1 Yıllık Kazanç Tablosu

Enerji sarfiyatı göz önüne alındığında yukarıdaki grafikte de görüldüğü üzere yaz aylarında toprak kaynaklı, kış aylarında ise hava soğutmalı soğutma sisteminin daha avantajlı olduğu aşikardır. Dolayısıyla yaz aylarında kondenser hava soğutmalı yazın ise toprak kaynaklı çalıştırılacak şekilde tasarlanması önerilmektedir.

Önerilen sistem ekonomik açıdan da değerlendirilmiştir. Sonuçta mühendisliğin gereği olarak düşük maliyette en uygun sistemin seçilmesi gerekmektedir. TKIP sistemi uygulandığında sistemin ilk yatırım maliyetinin 28.291 EURO arttığı gözlenmiştir. Artan ilk yatırım maliyeti ile birlikte yaz aylarında elektrik sarfiyatındaki düşüş yıllara göre dikkate alındığında sistemin 8 yıl 7 ay sonra kendini amorti ettiği görülmüştür.

Bugün için her ne kadar toprak kaynaklı soğutma sistemi birçok uygulama alternatifi ile kullanıma sunulmuş olsa bile ilk yatırım maliyetinin yüksek olması en büyük dezavantajı teşkil etmektedir. Fakat enerji verimliliği açısından değerlendirildiğinde sisteme olumlu katkıları olduğu gözlemlenmiştir. Bu sistemin uygulamasının önündeki zorlukların kaldırılması ve araştırmalar için teşvik sağlanması ülkemiz açısından yararlı olacaktır.

KAYNAKLAR

-
- [1] Çengel, A.Y., ve Boles M. A. (1996), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik.
- [2] TMMOB, Yük. Mak. Müh. Nuri Özkol (2004) “Uygulamalı Soğutma Tekniği”, İstanbul.
- [3] “Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Mahal Soğutmasında Kullanılabilirliği”, Klima 2005 Sempozyumu.
- [4] ISISAN A.Ş., (2008), Yenilenebilir Enerjiler Alternatif Sistemler, Isısan Çalışmaları, No.375.
- [5] TMMOB MMO, (2006), Havalandırma Tesisatı, MMO/297-4.
- [6] ISISAN A.Ş.,(1997), Klima Tesisatı, Isısan Çalışmaları, No.305.
- [7] Yıldız E., (2006), “PLC ile Isıtma Havalandırma ve Soğutma Sistemlerinin Optimum Denetimi”, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi
- [8] Erdem S., (2007), Villa Isıtmasında Ve Soğutmasında Güneş Enerjisi Destekli Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Ekonomikliğinin Analizi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul
- [9] Özer, M., Bir Ameliyathane Klima Santrali Tasarımı, Termodinamik Testleri Ve Analizi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, Ankara
- [10] HSK Havalandırma Endüstri Sanayi ve Tic. Ltd. Şti, <http://www.hsk.com.tr/> , 10 Mart 2011
- [11] “Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Konvansiyonel Sistemlerle Ekonomik Olarak Karşılaştırılması”, IV. Ege Enerji Sempozyumu, 2008
- [12] Miles, L., (1994), Heat Pumps : Theory and Service, Delmar Publishers Inc., NY.
- [13] RETscreen International, <http://www.retscren.net/> , 30 Mart 2011

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Ezgi KILIÇ
Doğum Tarihi ve Yeri : 16.07.1986 / ANKARA
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : ezgi_kilic@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Isı – Proses	Yıldız Teknik Üniv.	-
Lisans	Makina Müh.	Zonguldak Karaelmas Üniv.	2008
Lise	Fen Bölümü	Hüseyin Yıldız Anadolu Lisesi	2004

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2009	Frigomekanik A.Ş.	Proje Mühendisi
2009	Hidro Yapı Yalıtım LTD. ŞTİ.	Makina Mühendisi