

**T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

## **SOĞUTMADA HİBRİD SİSTEMLER**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mak.Müh. Mehmet Ali TOSUN**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**  
**Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ**  
**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Kemal ÇAKIR**

**Eylül 2006**

**T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

## **SOĞUTMADA HİBRİD SİSTEMLER**

### **YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mak.Müh. Mehmet Ali TOSUN**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ**

**Bu tez 18 / 09 / 2006 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.**

**Prof.Dr. H.Rıza GÜVEN  
Jüri Başkanı**

**Yrd.Doç.Dr. Ahmet ÖZEL  
Üye**

**Yrd.Doç.Dr. Kemal ÇAKIR  
Üye**

## TEŞEKKÜR

Tezin hazırlanması aşamasında bana her tÜrlÜ desteği veren danıŐman hocam sayın Yrd. Doç. Dr. Kemal ÇAKIR' a, değerli birikimlerini benimle paylaŐan meslektaŐım Cemil YİğİT' e, gerekli bilgilere ulaŐmamda bÜyÜk kolaylık gÖsteren Sakarya Meteoroloji MÜdÜrlÜğÜ yetkililerine, çalıŐmamda desteğini eksik etmeyen saygı değer bÜyÜğüm sayın Doç. Dr. Murat TOSUN' a ve manevi desteklerini esirgemeyen sevgili aileme teŐekkÜrü bir borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	x
TABLOLAR LİSTESİ.....	xi
ÖZET.....	xii
SUMMARY.....	xiii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
BİNALARDA SOĞUTMA YÜKÜ.....	2
2.1. Giriş.....	2
2.2. Mahal Özellikleri ve Isı Yükü Kaynakları.....	2
2.3. Soğutmaya Etki Eden Yükler.....	4
2.3.1. İç yükler.....	4
2.2.3. Dış yükler.....	5
2.4. Isı Kazancı Hesabı.....	5
2.4.1. İç ısı kazançları.....	5
2.4.1.1. İnsanlardan oluşan ısı kazançları.....	6
2.4.1.2. Aydınlatmalardan oluşan ısı kazançları.....	7
2.4.1.3. Motor ve cihazlardan oluşan ısı kazançları.....	8
2.4.2. Dış ısı kazançları.....	10
2.4.2.1. Duvarlardan-pencerelerden-çatıdan oluşan ısı kazançları.....	10
2.4.2.2. Güneşten radyasyonla oluşan ısı kazançları.....	11
2.4.2.3. Havalandırmadan kaynaklanan ısı kazancı.	12

BÖLÜM 3	
ALTERNATİF SOĞUTMA YÖNTEMLERİ.....	16
3.1. Güneş Enerjili Soğutma.....	16
3.1.1. Güneş enerjisi ile soğutma teknolojileri.....	16
3.1.1.1. Kapalı çevrimli, sıvı soğurmalı (absorbsiyonlu) soğutma sistemleri.....	17
3.1.1.2. Kapalı çevrimli, katı soğurmalı (adsorbsiyonlu) soğutma sistemleri.....	18
3.1.1.3. Açık çevrimli, katı soğurmalı (desisif) soğutma sistemleri.....	19
3.1.1.4. Güneş enerjili buhar-jet soğutma sistemleri.....	20
3.1.1.5. Güneş enerjili diğer soğutma sistemleri.....	20
3.1.2. Güneş enerjisi ile soğutmanın dünyada ve Türkiye’de durumu.....	21
3.2. Doğalgazlı Soğutma .....	22
3.2.1. Doğalgazlı soğutma tipleri .....	23
3.2.2. Doğal gazlı soğutmanın avantajlar .....	24
3.3. Doğal Havalandırma (Gece Soğutması).....	25
3.3.1. Doğal havalandırma tekniği .....	26
 BÖLÜM 4.	
DOĞAL HAVALANDIRMA.....	29
4.1. Havalandırma.....	29
4.2. Doğal Havalandırma.....	30
4.2.1. Rüzgarın doğal havalandırmaya etkisi.....	33
 BÖLÜM 5	
HİBRİD SİSTEMDE ENERJİ TÜKETİMİ.....	37
5.1. Hibrid Sistemin Tanımı.....	37
5.2. Doğal Havalandırmalı Hibrid Sistem.....	37

## BÖLÜM 6

DOĞAL HAVALANDIRMALI HİBRİD SOĞUTMA UYGULAMASI.....	41
6.1. Binanın Tanımı.....	41
6.2. Binanın Isı Kazançları.....	44
6.2.1. Duvar ve pencerelerden iletimle ısı kazancı.....	44
6.2.1.1. Dış duvarlar.....	44
6.2.1.2. İç duvarlar.....	45
6.2.1.3. Tavan-çatıdan.....	49
6.2.2. Güneşten radyasyonla oluşan ısı.....	51
6.2.2.1. Pencerelerden radyasyonla oluşan ısı.....	51
6.2.2.2. Çatıdan radyasyonla oluşan ısı.....	52
6.2.3. İnsanlardan kaynaklanan ısı kazancı.....	52
6.2.4. Aydınlatmadan kaynaklanan ısı kazancı.....	53
6.2.5. Cihazlardan kaynaklanan ısı kazancı.....	53
6.2.6. Kanallardan kaynaklanan ısı kazancı.....	54
6.2.7. Havalandırmadan oluşan ısı kazancı.....	54
6.3. Soğutucu Seçimi.....	56
6.4. Soğutucu Aylık Çalışma Süreleri.....	57
6.4.1. Nisan ayı çalışma süresi.....	58
6.4.2. Mayıs ayı çalışma süresi.....	59
6.4.3. Haziran ayı çalışma süresi.....	61
6.4.4. Temmuz ayı çalışma süresi.....	63
6.4.5. Ağustos ayı çalışma süresi.....	63
6.4.6. Eylül ayı çalışma süresi.....	63
6.4.7. Ekim ayı çalışma süresi.....	65
6.5. Doğal Havalandırmanın Soğutma Enerjisine Etkisi.....	67
6.5.1. Binaya etki eden rüzgar hızı.....	69
6.5.2. Bina yüzeyindeki dinamik basınç.....	72
6.5.3. Damperden içeri alınan havanın debisi.....	74
6.5.4. Doğal havalandırmanın soğutma kapasitesi.....	75
6.6. Bina Kütlesinin Isıl Depolama Etkisi.....	78
6.6.1. Isıl depolama tanımı.....	78
6.6.2. Binanın ısı depolama kapasitesi.....	80

BÖLÜM 7	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	83
KAYNAKLAR.....	87
EKLER.....	88
ÖZGEÇMİŞ.....	98

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

### Simgeler

$A$	: Kesit alan
$C_0$	: Dış ortamdaki $CO_2$ miktarı
$C_d$	: Baca çekiş katsayısı
$C_p$	: Basınç katsayısı
$C_{p,hava}$	: Havanın özgül ısısı
$C_s \square$	: İç ortamdaki $CO_2$ miktarı
$D_h$	: Hidrolik çap
$H_{met} \square$	: Meteoroloji istasyonunda bulunan anemometrenin yerden yüksekliği (10m)
$h$	: Isı taşınım katsayısı
$K$	: Toplam ısı geçiş katsayısı
$k$	: Isı iletim katsayısı
$L$	: Kanal uzunluğu
$l$	: Kesit kalınlığı
$m_{hava}$	: Hava miktarı
$N$	: Bir kişinin ürettiği $CO_2$ miktarı
$P_{bina}$	: Bina yüzeyindeki basınç (toplam basınç)
$P_{rüzgar}$	: Esmekte olan rüzgar basıncı (statik basınç)
$\Delta P$	: Basınç farkı (dinamik basınç)
$Q_h$	: Havalandırma havası akış debisi
$Q$	: Isı
$q_{isi}$	: Çekilen ısı miktarı
$R$	: İç dirençler toplamı
$R_{yat,045}$	: Düzlemsel hava boşluğu ısıl direnci



$T_{d,hava}$	: Dış ortam sıcaklığı
$T_{oda}$	: İç ortam sıcaklığı
$t_f$	: Gece havalandırması bitiş zamanı
$t_i$	: Gece havalandırması başlangıç zamanı
$S_i$	: Soğutma yük çarpanı
$V_0$	: Kişi başı gerekli dış hava miktarı
$V_H$	: H yüksekliğindeki rüzgar hızı
$V_{met}$	: Meteoroloji istasyonunda ölçülen rüzgar hızı
$V_{rüzgar}$	: Engelle karşılaşmamış rüzgar hızı
$\alpha$	: Binanın bulunduğu arazi şartları için katsayı
$\alpha_{met}$	: ASCE Standart 7' de tanımlanan meteoroloji istasyonunun bulunduğu arazi koşulları için katsayıdır (0,14)
$\delta$	: Sınır tabaka kalınlığı
$\delta_{met}$	: ASCE Standart 7' de tanımlanan meteoroloji istasyonundaki sınır tabaka kalınlığı (275 m)
$\lambda_{sürt}$	: Sürtünme kayıp katsayısı
$\rho$	: Yoğunluk
$\zeta$	: Yerel kayıp katsayısı

### Kısaltmalar

ABD	: Amerika Birleşik Devletleri
AGA	: Amerika Gaz Birliği
ASHRAE	: American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineers
ASCE	: American Society of Civil Engineers
DPT	: Devlet Planlama Teşkilatı
HVAC	: Heating Ventilation and Air-Conditioning
İZGAZ	: İzmit Gaz Dağıtım
NBD	: Nötr Basınç Düzeyi (10m)
PPM	: Parts per Million

TEDAŞ : Türkiye Elektrik Dağıtım Anonim Şirketi  
TÜBİTAK : Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1. İGDAŞ 2000 yılı doğalgaz tüketim değerleri.....	23
Şekil 3.2. Asma tavan havalandırma modeli.....	26
Şekil 3.3. Doğal havalandırma için tasarlanan bina yapısı.....	27
Şekil 4.1. Isıl kuvvet etkisiyle doğal havalandırma.....	31
Şekil 4.2. Tek yönlü etkiyle doğal havalandırma.....	32
Şekil 4.3. Rüzgar etkisiyle doğal havalandırma .....	33
Şekil 6.1. Soğutma yapılacak binanın mimari kat planı.....	42
Şekil 6.2. Binanın önden görünüşü.....	43
Şekil 6.3. Dış duvar ölçüleri.....	44
Şekil 6.4. İç duvar ölçüleri.....	46
Şekil 6.5. Kapı ölçüleri.....	46
Şekil 6.6. Asma tavanda ilerleyen hava (kesit görünüşü).....	68
Şekil 6.7. Mahalde ilerleyen hava (yan görünüş).....	69
Şekil 6.8. Hafif bina ile ağır bina arasında ısı depolama farkı.....	79

## TABLolar LİSTESİ

Tablo2.1.	İnsanlardan kaynaklanan anlık ısı kazancı miktarları.....	6
Tablo 2.2.	Çeşitli illerde dış hava tasarım şartları.....	14
Tablo 5.1.	Doğal havalandırma mekanik sistemlerin çalışma saatlerini azaltmaktadır.....	40
Tablo 6.3.	Isı taşınım katsayıları.....	47
Tablo 6.4.	Çeşitli yapı malzemeleri için ısı iletim katsayıları.....	48
Tablo 6.8.	Mahallere göre kişi hava tüketim değerleri.....	55
Tablo 6.9.	Aylara göre soğutma sisteminin çalışma süreleri ve enerji sarfiyatı.....	67
Tablo 6.10.	Aylara göre meteorolojik sıcaklık-rüzgar hızı verileri .....	72
Tablo 6.11.	Akış debisi özel direnç kayıp katsayıları.....	73
Tablo 6.12.	Aylık etkin rüzgar hızları ve damperlerden içeriye giren hava miktarları.....	76
Tablo 6.13.	Aylara göre doğal havalandırmanın soğutma kapasitesi .....	78
Tablo 6.14.	Aylara göre binanın kütleli ısı depolama kapasitesi.....	82
Tablo 7.1.	Binaların ısı depolamasını karşılamak için sistemlerin çalışma süreleri.....	84
Tablo 7.2.	Binanın soğutma yükü ve ısı depolama kapasitesi birlikte göz önünde bulundurulduğunda, doğal havalandırmanın sağladığı tasarruf etkisi.....	85

## ÖZET

Anahtar kelimeler: Hibrid Soğutma, Doğal Havalandırma, Doğal Soğutma (Gece Soğutması), Doğal Gazlı Soğutma, Güneş Enerjili Soğutma, Isıl Depolama.

Binaların soğutulması için, fosil yakıtlardan elde edilen elektrik enerjisini kullanan sistemler, fosil yakıtların çevreye kötü etkileri ve kaynakların azalmasına bağlı maliyetlerinin yüksek oluşu, yeni soğutma sistemi arayışlarına neden olmuştur. Örneğin, elektrik enerjisi kullanan alışılmış sistemlerle birlikte yazın elektrikteki pik yükü azaltmak için doğal gazın soğutmada da kullanılması, soğutma için güneş enerji sistemlerinin tasarlanması ve dışarıdaki düşük sıcaklıklı havayı bina içerisine alan (doğal-gece soğutması) sistemler, enerji maliyetlerini düşürmek için uygulanan yöntemler olmuştur. Bu çalışmada Sakarya’da bulunan bir binada, doğal havalandırmalı bir hibrid sistemin, konvansiyonel sisteme göre sağladığı tasarruf incelenmiştir.

## **HYBRID SYSTEMS FOR COOLING BUILDINGS**

### **SUMMARY**

**Key Words:** Hybrid, Cooling, Natural Ventilation, Free (Night) Cooling, Usage Of Natural Gaz In Cooling, Usage Of Solar Energy In Cooling, Thermal Storage

For cooling buildings, to use fossil fuels is unclean for the nature and expensive because of to decrease material in the world. So the scientists develop new systems which decrease the consumption of energy for cooling buildings. Usage of natural gas for cooling, usage of solar energy for cooling and night cooling (free cooling) are a few systems of new developments. In this paper, a building in Sakarya is analyzed about the differences between the conventional cooling system and the night cooling system.

## **BÖLÜM 1. GİRİŞ**

İnsanoğlu yeryüzünde yaşamaya başladığı ilk günden itibaren, günlük yaşantısını daha konforlu hale getirmeye çalışmıştır. Bunu için atılan ilk adımlar ve daha sonraki gelişmeler, konforlu yaşamın günümüzdeki halini almasını sağlamıştır.

İnsanlar, günlük yaşantılarını geçirdikleri ortamları konforlu kılmak için, mevsim şartlarına göre, ısıtmak yada soğutmak gereği duymuşlardır.

Enerji kaynaklarının zamanla azalması, binalardaki konforu sağlamak için ortaya çıkan maliyetlerin azaltılması gerekliliğini doğurmuştur. Gün içerisindeki farklı zaman dilimine göre, maliyeti en düşük yöntemlerin kullanılması (ikili – hibrid yöntemler), binaların soğutulmasında ulaşılan son nokta olmuştur.

Bu çalışmada, ülkemizde fazlaca bilinmeyen fakat yeni yeni kullanılmaya başlanan, enerji maliyetlerini en aza indirgeyen hibrid sistemler hakkında temel bilgiler verilmiş, doğal havalandırmanın tasarım yönleri ve enerji tüketim maliyetlerine etkisi incelenmiştir.

## **BÖLÜM 2. BİNALARDA SOĞUTMA YÜKÜ**

### **2.1. Giriş**

Bir mahal için soğutucu cihaz seçimi yapılırken, cihaz seçimini etkileyen soğutma yükü hesabında, o mahal içerisinde ki ısı kaynakları ve bir tasarım gününde dışarıdan mahal içine giren ısı göz önüne alınır. Bir tasarım günü, aşağıdaki şartların bir arada sağlandığı gün olarak tanımlanır:

1. Dış ortamın kuru ve yaş termometre sıcaklıklarının, birlikte, pik değerlere ulaştığı bir gün
2. Güneşten gelen ışınmı, az veya çok azaltacak sis bulunmayan bir gün
3. İç yüklerin hepsinin normal olduğu bir gün [1].

Ancak, pik yüklerin hepsinin aynı anda pik değerine ulaşması, karşılaşılması zor bir durumdur. Gerçeğe yakın ve optimum bir tasarım yapabilmek için, bazı yük bileşenlerine, eş zamanlılık çarpanları (diversty factors) uygulamak gerekir.

### **2.2. Mahal Özellikleri ve Isı Yükü Kaynakları**

Bir binanın, mahal özelliklerinin, yapı elemanlarının ve soğutma yükü kaynakları gibi bileşenlerinin doğru tanımlanabilmesi, soğutma yükünün gerçekçi hesaplanmasını sağlayacaktır. Bu sebeple, sistemin doğru tasarlanabilmesi için, aşağıdaki fiziksel özellikleri göz önünde bulundurmak gerekir:

Binanın konumu:

- Yöresi; yerel iklim şartları (sıcaklık, nem, vb.)



- Doğrultusu; güneş ve rüzgar etkileri
- Çevredeki diğer yapılar; gölgeleme etkileri
- Yansıtıcı yüzeyler; su, kum, otopark alanları, vb.

Mahallin kullanım amacı: Ofis, hastane, alışveriş merkezi, mağaza, fabrika, toplantı merkezi, konser salonu, vb.

Mahallin fiziksel boyutları: Uzunluk, genişlik ve yükseklik.

Tavan yüksekliği: Döşemeden döşemeye, döşemeden tavana yükseklikler; asma tavanın durumu.

Kolonlar ve kirişler: Boyutlar, bağlama dirsekleri.

Yapı malzemeleri: Duvarların, çatının, tavanların, döşemelerin ve bölmelerin kalınlıkları, malzemeleri ve yapı içindeki konumları.

Çevre şartları:

- Duvarların ve çatının dış yüzey renkleri, çevre yapılarca gölgeleme durumları.
- Komşu mahallerin sıcaklıkları.
- Döşemenin altında toprak veya bodrum olması.

Pencereler: Boyutları ve konumları, malzemeleri, bir veya iki kanatlı olması, cam türü (bir veya çok), gölgeleme durumu (üst ve yan pervazlar).

Kapılar: Konumları, türleri, boyutları ve kullanım sıklıkları.

Merdivenler: Konumları, sıcaklıkları, havalandırma olup olmadığı.

İnsanlar: Mahaldeki insanların sayısı ve etkinlik durumları, mahal içinde bulunma zamanları ve süreleri.

Aydınlatma: Gücü, türü, montaj türü, havalandırma durumu, gün boyu saatlik kullanım durumu.

Mutfak ve büro cihazları, motorlar, makineler, asansörler: Konumlar, güç kaynakları, güçleri, davlumbazlı olup olmadıkları, gün boyu saatlik kullanım durumları.

Havalandırma: Kişi başına gerekli temiz hava miktarı, mahal için gerekli hava değişimi sayısı, egzoz miktarları.

Isı depolama: Soğutma sisteminin, özellikle pik dış koşullar sırasında çalışma süresi (günde 12/16/24 saat). Mahalli çevreleyen duvarların fiziksel özellikleri.

Sürekli veya kesikli çalışma: Sistemin her gün mü yoksa balo veya toplantı salonları gibi, yalnızca bazı günler mi işletileceği (kesikli çalışma söz konusu ise, ön soğutma-pulldown yapılabilecek süre belirlenmelidir) [1].

### **2.3. Soğutmaya Etki Eden Yükler**

Soğutulacak bir mahallin, soğutma yükünü artıran yükler, dış ve iç yüklerdir;

#### **2.3.1. İç yükler**

Ortam içerisinde kaynaklanan yükler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Aydınlatma: Aydınlatma cihazları, elektrik enerjisini ışığa dönüştürürken, ısı da ortaya çıkar.
- Cihazlar ve makineler: Elektrik enerjisini, fosil yakıtlar ya da buhar kullanan cihazlar, motorlar, endüstriyel cihazlar ve baskı makineleri, buldukları çevreye ısı yayarlar.
- İnsanlar: İnsan vücudunda yakılan besinler ısı enerjisi oluşturur ve bu oluşan ısı, deri ve solunum yoluyla bulunan ortama verilir.

- İklimlendirme sistemi elemanlarından kazançlar: Kanallardan geçen veriş ve dönüş havalarındaki kaçaklar, dağıtımı sağlayan fanlar ve pompalardan çıkan ısı, soğutmayı sağlayan sistemdeki yükü artırır.

- Sıcak akışkan boruları ve tanklar: Soğutulacak mahalden geçen sıcak su yada diğer ısıtıcı akışkan taşıyıcı borulardan buldukları ortama ısı geçişi olur [1].

### 2.3.2. Dış yükler

Soğutulacak mahale dışarıdan etki eden yükler aşağıda belirtilmiştir:

- Dış duvarlardan ve çatıdan iletimle ısı kazancı: Dış duvarların ve çatının dış yüzeyine gelen güneş ışınımından mahal içine geçen kısım ile, dış ve iç hava sıcaklıkları nedeniyle olan ısı geçişi.

- Hava sızması (enfiltrasyon): Dışarıdan esen rüzgar, sıcak ve nemli havanın, pencerelerin veya kapıların aralıklarından mahal içerisine sızmasıyla meydana gelir.

- Pencereden giren güneş ışınımı: Pencereden giren güneş ışınlarının neden olduğu ısı kazancıdır.

- Havalandırma için gerekli olan dış hava: Mahaldeki havanın tazelenmesi amacıyla, mahale giren taze havanın barındırdığı sıcaklık ve nemin azaltılması gerekir.

## 2.4. Isı Kazancı Hesabı

### 2.4.1. İç ısı kazançları

İç ısı kazancı; mahal içinde, tamamen dış etkenlerden bağımsız olarak oluşan ısıların toplamıdır.

$$Q_{iç} = Q_{ms} + Q_{ayd} + Q_m \quad (2-1)$$

- $Q_{iç}$  : İç ısı kazancı (W)  
 $Q_{ins}$  : İnsanlardan oluşan ısı kazancı (W)  
 $Q_{ayd}$  : Aydınlatmadan oluşan ısı kazancı (W)  
 $Q_m$  : Motor-cihazlardan oluşan ısı kazancı (W)

#### 2.4.1.1. İnsanlardan oluşan ısı kazançları

İnsan vücudunun sıcaklığı 36 – 37 °C, yüzey sıcaklığı 32 °C ve yüzey alanı da 1,8 m<sup>2</sup> civarındadır. İnsanlar da diğer maddelerde olduğu gibi, çevreleriyle olan sıcaklık farkı devam ettiği müddetçe, buldukları ortama ısı vermektedirler. İnsanlardan verilen bu ısı, meşguliyet durumuna göre, duyulur ısı ( $q_{duy}$ ) ve gizli ısı ( $q_{giz}$ ) olmak üzere iki türdür.

Şartlandırılmış ortamlardaki insanlardan kaynaklanan anlık ısı kazancı miktarları Tablo 2.1.' de verilmiştir.

Tablo 2.1. İnsanlardan kaynaklanan anlık ısı kazancı miktarları

Aktivite		Toplam Isı, $W$		Duyulur Isı, $W$	Gizli Isı, $W$	Duyulur Isının %si Olarak Işınım	
		Yetişkin Erkek	Düzeltilmiş $E/K^a$			Düşük $V$	Yüksek $V$
Tiyatroda oturuyor	Tiyatro, gündüz	115	95	65	30		
Tiyatroda oturuyor, gece	Tiyatro, gece	115	105	70	35	60	27
Oturuyor, çok hafif işler	Bürolar, oteller, apartmanlar	130	115	70	45		
Orta derecede büro işi	Bürolar, oteller, apartmanlar	140	130	75	55		
Ayakta, hafif iş; yürüme	Toplu alışveriş yerleri	160	130	75	55	58	38
Yürüme; ayakta durma	Eczane, banka	160	145	75	70		
Oturma	Lokanta <sup>b</sup>	145	160	80	80		
Hafif tezgah işi	Fabrika	235	220	80	140		
Dans	Diskotek	265	250	90	160	49	35
4,8 km/h hızla yürüme; hafif atölye işleri	Fabrika	295	295	110	185		
Bowling <sup>c</sup>	Oyun merkezleri	440	425	170	255		
Ağır işler	Fabrika	440	425	170	255	54	19
Ağır atölye işleri; yük taşıma	Fabrika	470	470	185	285		
Atletizm	Spor Salonu	585	525	210	315		

Tablo 2.1.' deki değerler ve aşağıdaki eşitlik yardımıyla, insanlardan yayılan ısı bulunabilir:

$$Q_{ins} = nxq_p \times S_i \quad (2-2)$$

- $Q_{ins}$  : İnsanlardan gelen ısı kazancı (W)  
 $n$  : Mahalde bulunan insan sayısı  
 $q_p$  : Bir kişiden gelen ısı kazancı (W/kşi)  
 $S_i$  : İç mahaller için soğutma yük faktörü (boyutsuz)

Ortam sıcaklığı, gün boyunca sabit tutulamıyorsa (gece soğutma sisteminin kapatılması gibi), yapıda depolanan duyuur ısının büyük bir kısmı ortamdan uzaklaştırılmayacağı için, “kapatma yükü (pulldown load)” oluşur. Bu yük, sistem ertesi gün tekrar çalışmaya başladığında, soğutma yükü olarak ortamda belirir. Bu durumda, iç mahaller için soğutma yük faktörü bire eşit alınır [1].

#### 2.4.1.2. Aydınlatmalardan oluşan ısı kazancı

Aydınlatmadan kaynaklanan ısı kazançları, ısı depolanması nedeni ile, anında soğutma yükü olarak yansımaz. Söz konusu aydınlatma kaynaklarından oluşan ısı kazancı aşağıdaki denklem ile bulunabilir:

$$Q_{ayd} = nxq_{ayd}xf_{kul}xf_{arm}xS_i \quad (2-3)$$

- $Q_{ayd}$  : Aydınlatmadan gelen toplam ısı kazancı (W)  
 $n$  : Mahaldeki aydınlatma sayısı  
 $q_{ayd}$  : Bir aydınlatmanın anma gücü (W)  
 $f_{kul}$  : Kullanma çarpanı (boyutsuz)  
 $f_{arm}$  : Armatür çarpanı (boyutsuz)  
 $S_i$  : Aydınlatma soğutma yük çarpanı (boyutsuz)

Kullanma çarpanı, hesabı yapılan mahalde bulunan toplam aydınlatma cihazlarından, açık bulunanların yüzdesi olarak ifade edilir. Kullanma çarpanı daha çok büyük mahaller için söz konusudur. Gün ışığından faydalanma durumuna göre tespit edilir. Örneğin; geniş bir büroda, dışa yakın kısımlar gün ışığından faydalanma imkanına

sahipken, iç kısımlar gündüzleri de aydınlatılma ihtiyacı duyarlar. Mağaza gibi ticari uygulamaların soğutma yükü hesaplarında, kullanım çarpanı genellikle bir değerindedir. Konut ve otel odaları için 0,30 – 0,50, ofislerde 0,70 – 0,85 ve endüstriyel mahallerde 0,80 – 0,90 alınabilir.

Armatür çarpanı, ürettikleri ısının sadece bir kısmını, havalandırılan veya şartlandırılan ortama veren, floresan gibi aydınlatma cihazları için kullanılır. Floresan armatürler için armatür çarpanı, öncelikle balast kayıplarını kapsar ve 277 V gerilim, 32 W gücündeki tek lambası olan devrelerde bu çarpan en fazla 2,19 alınabilir. “Rapid-start” tipi 40 W lamba armatürlerinin armatür çarpanı ise, 277 V gerilimde iki lamba için 1,18 minimum değerinden, 118 V gerilimde tek lamba için 1,30 maksimum değerine kadar değişir. Sodyum lambaları gibi, floresan dışındaki endüstriyel armatürler için armatür çarpanları, lamba üretici firmalarına göre, 1,04 – 1,37 arasındadır.

Aydınlatma soğutma yük çarpanı tayininde iki kabul esas alınır: İklimlendirilen mahal sıcaklığı sürekli olarak sabit bir değerdedir ve lambalara verilen güç ve soğutma yükü, eğer lambalar uzun süre açık kalırsa birbirine eşittir.

Soğutma sistemi, yalnızca binanın kullanıldığı saatlerde açık kalıyorsa, soğutma yük çarpanı 1,0 alınmalıdır. Eğer mahal içerisindeki lambaların bir kısmı, bir işletme programına, diğer kısmı başka bir işletme programına göre yakılıyorsa, her kısım ayrı ayrı incelenmelidir. Lambalar gün boyunca 24 saat açık ise, soğutma yükü çarpanı yine 1,0 alınmalıdır [2].

#### 2.4.1.3. Motor ve cihazlardan oluşan ısı kazançları

Klimatize edilen alanın içindeki bir ekipman elektrik motoru ile çalıştırılıyorsa, ısı kazancı aşağıda gösterildiği gibi hesaplanır:

$$Q_m = (P / \eta_m) \times f_{kul} \times f_m \quad (2-4)$$

$Q_m$  : Motor-cihaz ısı kazancı (kW)

- $p$  : Motor gücü (kW)  
 $\eta_m$  : Motor verimi (<1,0)  
 $f_{kul}$  : Motor kullanma çarpanı  
 $f_m$  : Motor yük çarpanı

Motor kullanma çarpanı, motorun çalışma süresi göz ardı edilebildiği zamanlarda kullanılır (kapı otomatiği gibi). Ticari uygulamalarda 1,0 olarak kabul edilir.

Motor yük çarpanı, soğutma yükü şartları altında yükün dağıtılan oranıdır. Denklem 2-3' de cihaz ve motorunun şartlandırılan ortam içerisinde olduğu kabul edilmiştir. Eğer cihaz şartlandırılan ortamın içindeyken, motor ortamın dışında ise denklem aşağıdaki gibi oluşacaktır:

$$Q_m = p \cdot f_{kul} \cdot f_m \quad (2-5)$$

Eğer motor içeride, motorla çalışan ekipman klimatize edilen alanın dışında ise denklem 2-5' deki şeklini alacaktır:

$$Q_m = p \cdot x \cdot [(1,0 - E_m) / (E_m)] \cdot f_{kul} \cdot f_m \quad (2-6)$$

Denklem 2-5, ortam içerisindeki havayı dışarı atan vantilatör veya akışkanı pompalayan pompa için de kullanılabilir.

Motor ve cihazlar için ısı kazançları, üretici firmaların kataloglarından da temin edilebilir. Örneğin bilgisayar için ısı kazancı değeri 116 W/adet, çok fonksiyonel olmayan bir fotokopi cihazı için 290 W/adet olarak alınabilir.

## 2.4.2. Dış ısı kazançları

Dış ısı kazancını, iklimlendirilecek mahallin dış yüzeyinden içeri giren enerjilerin toplamı oluşturmaktadır. Bu enerjiler, güneşten ısıma, taşıma ve radyasyonla gelen enerjilerdir.

$$Q_{du} = Q_w + Q_{rad} + Q_{hav} \quad (2-7)$$

$Q_{du}$  : Dış ısı kazancı (W)

$Q_w$  : Duvar – pencere - çatıdan iletimle oluşan ısı kazancı (W)

$Q_{rad}$  : Pencerelerden radyasyonla oluşan ısı kazancı (W)

$Q_{hav}$  : Havalandırmadan oluşan ısı kazancı (W)

### 2.4.2.1. Duvarlardan - pencerelerden - çatıdan oluşan ısı kazançları

Tüm dış yüzeylere, ışınım ve taşınım gelip, buradan iletimle mahal içine geçen ısının, iklimlendirme sistemine eklediği yük;

$$Q_w = KxA\Delta T \quad (W) \quad (2-8)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Burada;

$K$  : Toplam ısı geçiş katsayısı (W/m<sup>2</sup>K)

$A$  : Yüzey alanı (m<sup>2</sup>)

$\Delta T$  : Eş değer sıcaklık farkı (K)' dir.

Toplam ısı geçiş katsayısı değerleri, yapı malzemelerinin ısı iletkenliklerine, iç ve dış taraftaki malzemelerin yüzey geçirgenliklerine, düzlemsel hava tabakalarının ısı dirençlerine bağlıdır:



$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{l_1}{k_1} + \frac{l_2}{k_2} + \dots + \frac{l_n}{k_n} + \frac{1}{h_d} + R_1 + R_2 + \dots + R_n} \quad (2-9)$$

$h_i$  : Isı taşınım katsayısı (yapı bileşeni ile mahal arasında) (kcal/m<sup>2</sup>h<sup>o</sup>C)

$h_d$  : Isı taşınım katsayısı (yapı bileşeni ile dış ortam arasında) (kcal/m<sup>2</sup>h<sup>o</sup>C)

$l$  : Kesit kalınlığı (m)

$k$  : Isı iletim katsayısı (kcal/mh<sup>o</sup>C)

$R$  : Düzlemsel hava boşluğu ısıl direnci (Km<sup>2</sup>/W)

Hava boşluğu bulunmuyorsa, R değeri 0' dır. Zemin katlarda döşemeden ısı geçişi hesaplanırken, eğer zemin toprak ise,  $h_d = \infty$  olacağından  $1/h_d = 0$  olur.

$\Delta T$ , soğutma şartları için tanımlanmış, dış yüzeylerde taşınım ve ışınlım etkilerini birlikte göz önüne alan ve yapı elemanlarının ısı depolama etkilerini de içeren bir eşdeğer sıcaklık farkı tanımlamasıdır.

#### 2.4.2.2. Güneşten radyasyonla oluşan ısı kazancı

Pencerelere düşen güneş ışınımı, mahal içine girip, içerideki yüzeylerde yutulduktan sonra, zaman içerisinde, mahal havasına geçer ve bir soğutma yükü bileşeni oluşturur. Bu bileşen;

$$Q_{rad} = A x f_g x S_{rad} \quad (2-10)$$

$Q_{rad}$  : Güneş ışınımından kaynaklanan soğutma yükü (W)

$A$  : Pencere alanı (W)

$f_g$  : Gölgeleme katsayısı (boyutsuz)

$S_{rad}$  : Güneş soğutma yükü (W/m<sup>2</sup>)

denklemleri ile hesaplanır.

Güneş soğutma yükü ( $S_{rad}$ ), birim zamandaki güneş ışınımından oluşan soğutma yükü anlamına gelir.

Gölgelenme katsayısı, pencere camının referans camdan farklı olması ve mahal içinde, pencere etrafında gölgelenme elemanları bulunması nedenleriyle, pencerenin, yaz şartlarında ve dik geliş açısında, referans pencereye göre ışınımı azaltma etkisini temsil eden bir değerdir ve şu şekilde tanımlanabilir:

$$f_g = \frac{\text{pencere güneş ısı kazancı}}{\text{referans camda güneş ısı kazancı}}$$

#### 2.4.2.3. Havalandırmadan kaynaklanan ısı kazancı

Hava değişimi, bir binanın ısı yükünü üç şekilde arttırır. Birincisi; içeri giren hava, dış hava sıcaklığından iç hava sıcaklığına kadar soğutulmak zorundadır. Bu duyulur soğutma yükü;

$$Q_{hav-duy} = v \rho c_p \Delta T \text{ ' dir.} \quad (2-11)$$

$Q_{hav-duy}$  : Duyulur ısı yükü (W)

$v$  : Hava debisi (m<sup>3</sup>/s)

$\rho$  : Havanın yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>)

$c_p$  : Havanın özgül ısısı (J/kgK)

$\Delta T$  : İç-dış sıcaklık farkı (°C)

Havanın özgül ısısı ( $c_p$ );

$c_p = 1006 + (1840 \times W)$  ifadesi ile hesaplanabilir.

1006 = kuru havanın özgül ısısı (J/kgK)

W = özgül nem (kg su buharı / kg kuru hava)

1840 = su buharının özgül ısısı (J/kgK) anlamlarındadır.

Özgül nemin uygulamada çokça söz konusu olan 0,01 kg/kg değeri için,  $\rho x c_p$  çarpımı, 1230 J/m<sup>3</sup>K değerindedir. Dolayısıyla duyulur ısı yükü için,

$$Q_{hav-duy} = 1230 \cdot v \cdot \Delta T \quad (2-12)$$

eşitliği kullanılabilir.

İkincisi; hava değişimi, bir bina içindeki havanın nem içeriğini değiştirir. Bu durum yazın nemli dış havadan nem alınması gereken bazı yerlerde, özellikle önemlidir. Bu gizli ısı yükü şu şekilde hesaplanabilir:

$$Q_{hav-giz} = v \cdot \rho \cdot h_{fg} \cdot \Delta W \quad (2-13)$$

$Q_{hav-giz}$  : Gizli ısı yükü (W)

$h_{fg}$  : Uygun bir hava sıcaklığında su buharının gizli ısısı (J/kg)

$\Delta W$  : İç-dış hava özgül nemleri farkı (kg/kg)

Dış sıcaklık ve nem değerleri, Tablo 2.2 ve psikrometrik diyagram kullanılarak belirlenebilir.

Tablo 2.2. Çeşitli illerde dış hava tasarım şartları

Şehir	Enlem	Boylam	Rakım, m	YAZ				KİŞ			Rüzgar Hızı (km/h)	
				Tasarım Şartları			Günlük ΔT, K	Tasarım KTS, °C	Rüzgar Durumu	ve Yönü		
				KTS, °C	YTS, °C	W, gr/kg				Yaz	Kış	
Adana	36°59'K	35°18'D	21	38	26	16.5	12.4	0	R	GB17	K10	
Adapazar	40°44'K	30°25'D	31	35	25	15.9	-	-3	R	GB13	G9	
Afyon	38°45'K	30°32'D	1019	34	21	10.3	17.1	-12	R	KB11	KB13	
Ankara	39°57'K	32°53'D	895	34	20	8.9	15.0	-12	R	KD12	KD11	
Antakya	36°15'K	36°10'D	93	37	28	20.4	7.3	0	R	-	-	
Antalya	36°53'K	30°42'D	43	39	28	19.6	11.4	+3	R	KB14	KB16	
Aydın	37°40'K	27°40'D	70	40	26	15.5	-	-3	R	KB9	D8	
Balıkesir	39°39'K	27°52'D	103	37	25	15.0	12.8	-3	R	K21	K21	
Bandırma	40°21'K	27°58'D	49	34	25	16.2	-	-6	R	K24	K28	
Bilecik	40°09'K	49°58'D	526	34	23	13.2	11.8	-9	R	-	-	
Bolu	40°44'K	31°36'D	728	33	23	13.7	16.0	-15	-	B12	B11	
Burdur	37°40'K	30°20'D	1025	36	21	9.5	-	-9	-	KD7	GD14	
Bursa	40°11'K	29°04'D	99	37	25	15.0	13.7	-6	R	KD14	D15	
Çanakkale	40°08'K	26°24'D	3	34	25	16.2	11.9	-3	R	KD18	KD19	
Çankırı	40°36'K	33°37'D	730	37	23	11.9	-	-15	-	KB11	KB11	
Çorum	40°33'K	34°58'D	803	35	22	11.3	16.8	-15	-	KD21	KD14	
Denizli	37°45'K	29°05'D	420	38	24	13.0	-	-6	-	-	-	
Diyarbakır	37°55'K	40°12'D	652	43	23	9.5	17.7	-9	R	KB16	KB13	
Edirne	41°40'K	26°34'D	47	37	25	15.0	14.4	-9	-	K8	K10	
Elazığ	38°40'K	39°13'D	1090	38	21	8.7	13.9	-12	-	KB14	KB16	
Erzincan	39°44'K	39°30'D	1157	36	22	10.9	17.4	-18	-	KB12	B8	
Erzurum	39°55'K	41°16'D	1893	30	19	9.3	14.7	-21	-	GB14	GB15	
Eskişehir	39°46'K	30°31'D	790	34	22	11.7	15.9	-12	R	B11	D12	
Gaziantep	37°05'K	37°22'D	849	39	23	13.3	13.5	-9	-	GB12	KD13	
Giresun	40°55'K	38°24'D	40	29	25	18.4	6.3	-3	-	GD4	DG5	
Iğdır	39°56'K	44°02'D	855	36	25	15.5	16.7	-18	-	GB7	GB10	
İsparta	37°45'K	30°33'D	1050	34	21	10.3	15.5	-9	-	KD12	KD14	
İskenderun	36°37'K	36°07'D	3	37	29	22.5	8.3	+3	-	B10	KD8	
İstanbul	40°58'K	29°05'D	40	33	24	15.2	10.5	-3	R	KD13	KD13	
İzmir	38°24'K	27°10'D	3	37	24	13.5	12.8	0	R	B14	GD21	
Kars	40°36'K	43°05'D	1750	30	20	10.5	16.6	-27	-	KD10	GB11	
Kastamonu	41°22'K	33°46'D	800	34	22	11.7	16.2	-12	-	GB5	GB7	
Kayseri	38°43'K	35°29'D	1058	36	22	10.9	20.1	-15	-	KB10	B9	
Kırşehir	39°08'K	34°10'D	980	35	21	9.9	-	-12	-	K12	K12	
Kocaeli(İzmit)	40°46'K	29°54'D	77	36	25	15.5	10.8	-3	R	GD6	GD7	
Konya	37°52'K	32°30'D	1024	34	21	10.3	15.4	-12	-	K16	K14	
Kütahya	39°24'K	29°58'D	935	33	21	10.7	16.0	-12	-	K9	KB9	
Malatya	38°21'K	38°18'D	915	38	21	8.7	14.4	-12	-	GB6	GB6	
Manisa	38°42'K	27°26'D	42	40	25	13.7	16.0	-3	R	D10	D14	
Mardin	37°18'K	40°44'D	1150	38	23	11.6	10.4	-6	-	K15	K15	
Mersin	36°49'K	34°36'D	6	35	29	14.3	7.4	+3	-	GB17	KD9	
Muğla	37°12'K	28°21'D	648	37	22	10.5	13.2	-3	R	KB14	KB15	
Niğde	37°59'K	34°40'D	1239	34	20	8.9	15.5	-15	R	KD13	KD13	
Rize	41°02'K	40°30'D	60	30	26	19.8	6.1	-3	-	GB4	GB5	
Samsun	41°17'K	36°20'D	40	32	25	17.2	7.8	-3	R	KB10	GB14	
Siirt	37°56'K	41°56'D	875	40	23	10.7	13.0	-9	-	KD8	KD6	
Sinop	42°02'K	35°10'D	25	30	25	18.0	6.5	-3	R	KB23	KB31	
Sivas	39°45'K	37°01'D	1285	33	20	9.3	17.8	-18	-	K12	K9	
Tekirdağ	40°59'K	27°29'D	55	33	25	16.7	9.0	-6	R	KD14	KD16	
Trabzon	41°00'K	39°43'D	109	31	25	17.6	5.8	-3	-	G4	GB5	
Urfa	37°08'K	38°46'D	515	43	24	11.0	15.2	-6	R	KB14	KB11	
Uşak	38°40'K	29°25'D	911	35	22	11.3	16.6	-9	R	D13	D13	
Van	38°28'K	43°21'D	1732	33	20	9.3	15.5	-15	-	D6	D7	
Yozgat	39°50'K	34°20'D	1320	32	20	9.7	-	-15	-	KD17	KB15	
Zonguldak	41°27'K	31°48'D	42	32	25	17.2	8.1	-3	R	GD10	GD7	

Son olarak; hava değişimi, dış kabuk hava yalıtım sisteminin etkenliğini düşürerek, binanın ısı yüklerini arttırabilir. Yalıtım etrafından ve içinden akan hava, ısı geçişi miktarlarını tasarım değerlerinin üstüne çıkarabilir. Böylesi bir hava akışının, yalıtım

sistemi etkenliği üzerine etkisi az olmakla birlikte, göz önüne alınmalıdır. Yalıtım sistemi içindeki hava akışı, yalıtımın içinde veya üstünde nemin yoğuşmasına bağlı olarak da, sistemin etkenliğini düşürür.

## **BÖLÜM 3. ALTERNATİF SOĞUTMA YÖNTEMLERİ**

### **3.1. Güneş Enerjili Soğutma**

Güneş enerjisi ile soğutma uzun zamandır insanların ilgisini çekmekle birlikte, bu alanda ciddi çalışmalar 1970'li yıllarda yaşanan petrol krizi sonrasında ağırlık kazanmıştır. ABD'de başlayan çalışmalar 1980'li yılların başında diğer Amerika ve Ortadoğu ülkelerinde de devam etmiştir. Sonraki yıllarda petrol fiyatlarında meydana gelen düşüşler, güneş enerjisi ile soğutmanın ilk yatırım maliyetlerinin diğer yöntemlere göre pahalı olması gibi nedenlerle gelişimi yavaşlamıştır. Günümüzde ise petrol fiyatlarının tekrar tırmanmaya başlaması, fosil yakıtlı enerji kaynaklarının tükenmeye başladığı gerçeğinin kabul edilmesi, çevre bilincinin artması gibi nedenler güneş enerjisi ile soğutmaya olan ilgiyi artırmıştır.

#### **3.1.1. Güneş enerjisi ile soğutma teknolojileri**

Güneş enerjisi ile soğutma teknolojileri üç farklı açıda gruplandırılabilir. Bunlar; kullanılan soğutma tekniği, kullanılan güneş enerjisi toplama sistemi ve elde edilmek istenen soğutmanın sıcaklığıdır [3]. Soğutma sıcaklığı genel olarak üç ana grupta sınıflandırılabilir:

- 4 / 25 °C (iklimlendirme)
- -10 / 4 °C (genel amaçlı soğutma)
- -20 / -10 °C (düşük sıcaklık uygulamaları)

Güneş enerjisi yardımıyla soğutma tekniklerini, soğutma prosesinin türüne kullanılan aracı maddenin fazına, çevrimin açık-kapalı olmasına göre farklı şekillerde sınıflandırmak mümkündür. Pasif sistemler ve aktif sistemler bu sınıflandırmalardan

biridir. Pasif sistemler doğrudan binanın mimarisi ile bağlantılıdır. Aktif sistemler kendi arasında ısı ve elektrik sistemler olarak ikiye ayırmak mümkündür. Elektrik esaslı sistemlerde, fotovoltaik piller kullanılarak, güneş enerjisi yardımıyla elektrik üretilmekte ve bu elektrik bir soğutma sistemini çalıştırmak üzere kullanılmaktadır. Isıl sistemler genel olarak iki başlık altında toplanabilir: ısı dönüşümlü ve ısı-mekanik sistemler. Isıl-mekanik sistemlerde güneş enerjisi yardımıyla elde edilen ısı enerji bir güç çevrimine (Rankine gibi) aktarılmakta, güç çevriminin çıktısı ise klasik bir buhar sıkıştırma soğutma çevrimini çalıştırmaktadır. Isıl dönüşümlü sistemlerde ise, ısı doğrudan bir soğutma çevrimini çalıştırmak üzere kullanılmaktadır. Isıl dönüşümlü sistemler genel olarak desisif, absorpsiyonlu ve adsorpsiyonlu olmak üzere üç ana grupta toplanabilir. Ancak kullanılan soğurucunun fazına (sıvı, katı) veya kullanılan çevrimin açık-kapalı olmasına göre değişik uygulamalar mevcuttur. Günümüzde, açık çevrimli-katı soğurmalı sistemlerden döner nem alıcılı çevrim (desisif), kapalı çevrimli-sıvı soğurmalı sistemlerden LiBr/H<sub>2</sub>O çevrimi (absorpsiyonlu) ve yine kapalı çevrimli-katı soğurmalı sistemlerden silika jel esaslı çevrimler (adsorpsiyonlu) pratikte uygulanabilecek düzeyde geliştirilmişlerdir [3]. Aşağıda bu üç sistem kısaca ele alınmıştır.

### **3.1.1.1. Kapalı çevrimli, sıvı soğurmalı (absorpsiyonlu) soğutma sistemleri**

Sıvı absorpsiyonlu soğutma çevrimi genel olarak buhar-sıkıştırma soğutma çevrimine benzer. Ancak buhar-sıkıştırma soğutma çevrimindeki mekanik iş (genellikle elektrik) harcayan kompresörün yerini termik-kompresör adı verilen bir sistem almaktadır.

Termik kompresörün çalışabilmesi için enerji girdisi ısı formundadır. Bu sistemlerde soğutucu akışkan olarak doğal akışkanlar olan su veya amonyak kullanılmaktadır. Ancak ana soğutucu akışkana ilave olarak ikinci bir çalışma akışkanına da ihtiyaç vardır. Bu da genellikle LiBr (eğer soğutucu akışkan su ise) veya amonyak-su karışımı (eğer soğutucu akışkan amonyak ise) olmaktadır. LiBr/H<sub>2</sub>O'lu soğutma sistemleri güneş enerjisi ile soğutma uygulamaları için en

uygun absorpsiyonlu sistemlerdir. Soğurucusu ve yoğuşturucusu su ile soğutulan sistemlerin çalışabilmesi için gerekli ısı enerjisinin sıcaklığı 70-95 °C arasındadır. Bu sıcaklıklara yaygın olarak kullanılan ve fiyatı nispeten ucuz olan düzlem levhali veya vakum tüplü güneş kolektörleri ile ulaşılabilir.

LiBr/H<sub>2</sub>O'lu soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan su olduğundan, donma tehlikesinden dolayı, 5 °C'nin altındaki sıcaklıklara inilmesi mümkün değildir.

NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O'lu absorpsiyonlu soğutma sistemi, LiBr/H<sub>2</sub>O'lu sistemlerden daha karmaşık olup, gerekli ısı enerjisinin sıcaklığı, su soğutmalı soğurucu ve yoğuşturuculu sistemlerde 95-120 °C, hava soğutmalı sistemlerde ise 125-170 °C mertebesindedir. Bu sıcaklıkları elde edebilmek için daha pahalı olan vakum tüplü veya parabolik güneş kolektörlerinin kullanılması gereklidir. Bu sıcaklık aralığında tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin etkinlikleri (COP<sub>soğ</sub>) 0,6 ile 0,8 civarındadır. Daha yüksek sıcaklıklarda (140-190 °C) ısı gereksinimi olan çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin COP<sub>soğ</sub>'ı 1,35, üç etkili (ısı gereksinimi 220-300 °C) sistemlerin COP<sub>soğ</sub>'ı ise 1,8'e kadar çıkarılabilmektedir [3].

Güneş enerjisinin yeterli olmadığı durumlarda absorpsiyonlu soğutma sistemini desteklemek için genellikle yedek bir ısıtma sistemi ilave edilir. Bu ilave ısıtıcıda gaz bir yakacak (doğal-gaz, LPG, propan) veya fuel-oil kullanılabilir. Eğer akşam ve gece saatlerinde de soğutmaya ihtiyaç varsa gündüz saatlerinde sıcak su üretilerek depolanması ve ilave bir ısıtma sisteminin yanında, değişken elektrik tarifi de göz önüne alınarak gece saatlerinde daha küçük kapasiteli buhar-sıkıştırılmalı bir soğutma sisteminin çalıştırılması da bir alternatif olarak düşünülmelidir.

### **3.1.1.2. Kapalı çevrimli, katı soğurmalı (adsorpsiyonlu) soğutma sistemleri**

Bu tür sistemlerde soğutucu akışkan olarak genellikle su ve katı soğurucu olarak silika jel, zeolitler, aktifleştirilmiş karbon ve alumines kullanılmaktadır. Güneş enerjisi yardımıyla soğutma için önerilen adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinin bir



çoğu kesintili çalışmaktadır. Günümüzde ticari olarak satılan sistemlerde soğurucu olarak silika jel kullanılmaktadır.

Adsorbsiyonlu sistemlerin çalıştırılması için gerekli ısı enerjisinin sıcaklığı 60-90 °C arasında olup soğutma etkinlikleri (COPsoğ) 0,3 ile 0,7 arasında değişir. Adsorbsiyonlu sistemlerin COPsoğ'si bütün güneş enerjili soğutma çevrimleri içerisinde en düşüktür. Adsorbsiyonlu soğutma sistemlerinin çalıştırılması için gerekli sıcaklıklar (60-90 °C) düzlem levhalı veya vakum tüplü güneş kolektörleri ile temin edilebilir. Suyun soğutucu akışkan olarak kullanıldığı adsorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, donma tehlikesinden dolayı, üretilen soğutma 0 °C'nin üstünde olmalıdır. Su yerine metanol kullanılarak, daha düşük sıcaklıklara inilebilir.

### **3.1.1.3. Açık çevrimli, katı soğurmalı (desisif) soğutma sistemleri**

Açık çevrimler, buharlaşmalı soğutma prensibinden faydalanırlar ve soğuk su üretmek yerine iklimlendirme havasını şartlandırır. Buharlaşmalı soğutma eski çağlardan beri bilinmekte olup, iklimlendirilecek ortama gönderilen dış havanın nemlendirilmesiyle elde edilen soğutma sadece dış hava neminin düşük olduğu bölgelerde etkili olabilmektedir. Dış hava neminin yüksek olduğu bölgelerde buharlaşmalı soğutmanın uygulanabilmesi için (buharlaşma yoluyla soğutma etkisinin artırılabilmesi) önce dış hava içindeki nemin azaltılması gerekmektedir. Nem alma işlemi için çeşitli sıvı veya katı nem alıcılar kullanılmaktadır. Havanın önce neminin alınıp, sonra da su ile nemlendirilerek soğutulması işlemlerine desisif-buharlaşmalı soğutma denilmektedir.

Güneş enerjisiyle soğutma proseslerinde genellikle katı soğurucular kullanılmaktadır. Katı nem alıcılar genellikle taşıyıcı bir madde ile bu madde üzerine tutturulan nem alıcıdan oluşur. Katı taşıyıcı madde genellikle alüminyum folye, plastik folye ve selüloz kağıdından yapılırken, nem alıcı olarak suda çözünen higroskopik tuzlar (LiBr, CaCl<sub>2</sub>, MgCl<sub>2</sub> gibi), silika-jel, moleküler elekler, higroskopik metal oksitler (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> gibi) ve higroskopik plastik folyeler kullanılmaktadır. Taşıyıcı ve nem alıcı genellikle döner bir teker halinde imal edilmektedirler. Bu tür sistemlerde ısı enerjisi katı soğurucunun (nem alıcı) nemini uzaklaştırmak

(rejenerasyon) için gereklidir ve bu enerji güneş kolektörleri tarafından üretilebilir. Nemli hava içerisindeki su buharının kısmi basıncı soğurucunun içindekinden fazla olunca, havadan bu maddeye nem geçişi olur ve böylece havanın nemi azalır. Soğurucunun ısıtılmasıyla da, soğurucudan nemi uzaklaştırarak (rejenerasyon) soğurucuyu eski haline getirmek mümkündür. Rejenerasyon için gerekli ısı enerjisinin sıcaklığı 45-95 °C arasındadır ve bu enerji düzlem veya havalı güneş kolektörleri tarafından üretilebilir. Katı nem alıcının rejenerasyonu için gerekli ısıtıcı bir güneş kolektörü tarafından beslenir. Ancak havanın çok nemli olduğu bölgelerde, sistem buhar sıkıştırılmalı bir soğutma grubu tarafından desteklenmelidir. Aynı prensibe göre çalışan sıvı nem alıcılı desisif soğutma sistemleri de bulunmaktadır.

#### **3.1.1.4. Güneş enerjili buhar-jet soğutma sistemleri**

Bu tür sistemlerde klasik buhar-sıkıştırılmalı soğutma çevriminde bulunan yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcı mevcuttur. Mekanik kompresörün yerini ise ejektör kompresör almıştır. Kazanda soğutucu akışkana ısı enerjisi ilave edilmesinden dolayı yüksek basınç ve sıcaklıkta soğutucu akışkan buharlaşır. Buhar, ejektörün lülesinden geçerken hızı artar ve basıncı düşer. Böylece buharlaştırıcı için gerekli düşük basınç oluşturulur.

Buhar-jet soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak su, R11, R113, R114, R141b, R142b, R134a ve HR123 denenmiştir. Bu soğutucu akışkanların kazanda buharlaştırılabilmesi için gerekli kazan sıcaklıkları, kazan basıncına da bağlı olarak 60 ile 180 °C arasında değişmektedir. R141b ile 90 °C kazan, 28 °C yoğuşturucu ve 8 °C buharlaştırıcı sıcaklığında ulaşılan COP<sub>soğ</sub>, 0,5 mertebesindedir.

#### **3.1.1.5. Güneş enerjili diğer soğutma sistemleri**

Güneş enerjisi kolektörlerinden sağlanan enerjinin bir Rankine çevrimini ve bu çevrimden elde edilen mil işinin de klasik bir buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin kompresörünü çalıştırması mümkündür. Ancak güneş enerjisi ile beslenmelerinden dolayı Rankine çevriminde çalışma akışkanı olarak yüksek sıcaklıklar için suyun

yanında (>400 °C), daha düşük sıcaklıklar için R113 ve toluene gibi akışkanlar da kullanılmaktadır. Su dışında başka bir çalışma akışkanı kullanan Rankine sistemleri ticari olarak mevcut olup "organik Rankine çevrimi" olarak adlandırılmaktadırlar. Bu çevrim kullanılarak ulaşılabilen COP değerleri 0,6-0,7 mertebesinde olmuştur. Fotovoltaik piller yardımıyla üretilen doğru akımın bir invertör yardımıyla alternatif akıma çevrilmesi ve bunun da klasik buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimini çalıştırması mümkündür. Ancak bu tür sistemlerde elektrik enerjisinin depolanması için ilave ünitelere ihtiyaç vardır. Teknik yönden halledilmesi gereken bazı problemleri olan bu sistemin ilk yatırım maliyetinin absorpsiyonlu soğutma sistemine göre daha düşük olması sebebiyle ileride bu yönde de bazı gelişmelerin olması beklenebilir.

### **3.1.2. Güneş enerjisi ile soğutmanın dünyada ve Türkiye’de durumu**

Güneş enerjisi ile soğutma üzerine ilgi özellikle son yıllarda bütün dünyada artmıştır. Güneş enerjisi ile soğutmaya hayata geçirebilmek için üniversitelerde, araştırma kuruluşlarında ve özel sektörde bazı projeler yürütülmektedir. Bu çalışmalardan en kapsamlılarından birisi Uluslararası Enerji Ajansı (IEA) tarafından organize edilen TASK 25 adlı projedir. Bu projede, güneş enerjisi destekli soğutma sistemlerinin ticari olarak üretilebilecek seviyeye getirilmesi amaçlanmaktadır. Fransa’da özellikle son 15 yılda güneş enerjisi destekli bazı soğutma sistemleri ve prototipler imal edilmiş ve denenmiştir. Bunların birçoğu karmaşık sistemler olup, genellikle kullanım aşamasında bazı zorluklar çıkarmışlardır. Bunların içerisinde başarıyla uygulanan tek ticari boyuttaki uygulama Güney Fransa’da 1992’de inşa edilen 50 kW’lık bir soğutma kapasitesine sahip sistemdir. Bu sistemde 130 m<sup>2</sup> vakum tüplü güneş kolektörü kullanılmıştır. Almanya’da 1991 yılından itibaren federal hükümet güneş enerjisi ile soğutma araştırmalarını desteklemektedir. Bu çerçevede bazı örnek sistemler (demonstrasyon amaçlı) imal edilmiş ve denenmiştir. Bu sistemler genellikle absorpsiyonlu (genellikle su-LiBr), adsorpsiyonlu (silika jel) veya nem almalı (desisif) soğutma teknolojilerini kullanmışlardır. İmal edilen sistemlerin kapasiteleri 7 ile 247 kW arasında değişmektedir. 1 kW’lık soğutma için tesis edilen kolektör yüzey alanı 0.5 m<sup>2</sup> ile 8 m<sup>2</sup> arasında değişmektedir. Japonya’da

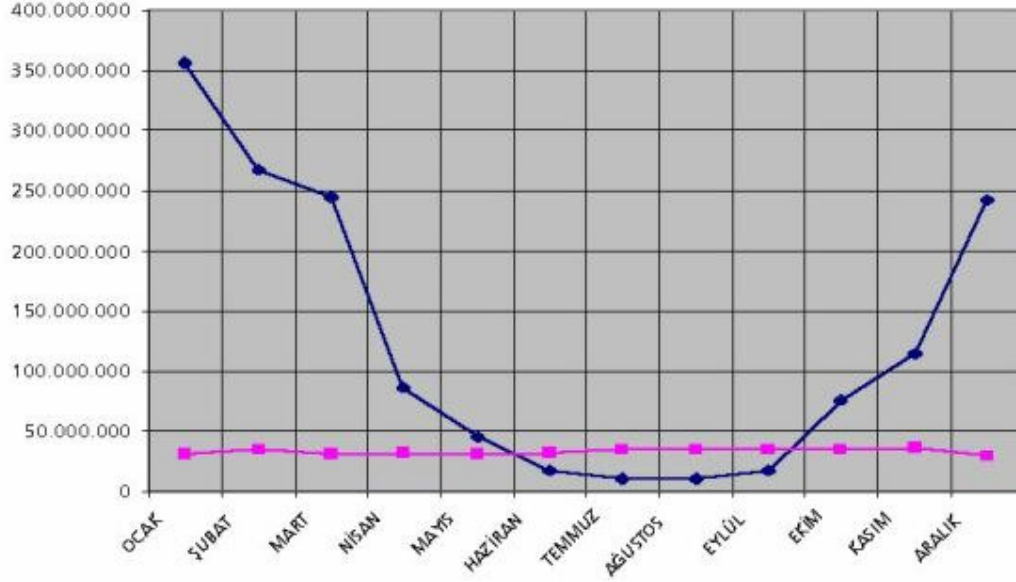
güneş enerjisi ile soğutma çalışmaları 1974 yılında başlamış ve daha sonra özellikle büyük mağaza ve depoların soğutulmasına yönelik olarak bazı projeler gerçekleştirilmiştir. Kurulan sistemlerin kapasiteleri 35 ile 106 kW arasında ve COP'leri 0,7 mertebesindedir. Hollanda'da 1996 yılında, ticari boyutta ilk desisif soğutma sistemi bir ofis binasına uygulanmıştır. Bu sistem binaya saatte 8500 m<sup>3</sup> hava göndermektedir. Portekiz'de son 10 yıl içerisinde 5 kW ile 60 kW arasında kapasitelerde değişen 4 adet sistem imal edilmiştir. Bunların iki tanesi desisif, iki tanesi de absorpsiyonlu soğutma çevrimi kullanmışlardır. Türkiye'de güneş enerjisi ile soğutma çalışmaları genelde üniversite ve devlete bağlı araştırma kuruluşlarında yapılmaktadır. TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi (MAM) da LiBr/H<sub>2</sub>O ile çalışan küçük ölçekli bir absorpsiyonlu soğutma sistemi kurulmuş ve denenmiştir. Süleyman Demirel Üniversitesi tarafından, DPT tarafından da desteklenen "Mevcut soğuk hava depolarında güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin uygulanabilirliğinin belirlenmesi, optimizasyonu ve Isparta- Eğirdir yöresinde uygulanması" başlıklı bir proje yürütülmektedir.

### 3.2. Doğalgazlı Soğutma

Bir çoğumuz, elektrikli soğutma teknolojileri vasıtasıyla soğutma işlemini bilmekteyiz. Ancak, ticari soğutma işinde elektrik ve doğal gaz arasındaki rekabetin artışı ile birlikte, yeni doğal gaz yanmalı soğutma sistemleri, geçtiğimiz 10 yıl içerisinde önemli teknik gelişmeler kaydetmiştir. Günümüzde doğal gazlı soğutma teknolojileri daha az maliyetli ve çevre uyumludur.

Ülkemizde elektrik birim fiyatı, artan yakıt maliyetine paralel olarak artış göstermektedir ( Nisan 2001 rakamları ile ortalama 1000 Kcal kalorifik değere karşılık gelen yakıt fiyatı; doğal gaz için 28,350 iken elektrik için 91,144 TL, yani doğal gazın yaklaşık 3 katıdır ). Bunun yanında, özellikle yaz sezonunda, pik talep esnasında soğuk hava pahalı bir üründür. Normal olarak pik dışı zamanlarda, enerji açısından verimli gazlı soğutma seçenekleri elektrik kullanımı üzerindeki pik talep baskısını düşürmeye yardımcı olabilir ve belki de maliyet yönünden ilave enerji

üretim faaliyetlerine olan ihtiyacı azaltır. Şekil 3.1’de mevsimlere göre doğal gaz tüketim değerleri verilmiştir [4].



Şekil 3.1. İGDAŞ 2000 yılı doğal gaz tüketim değerleri (sanayi + konut)(m<sup>3</sup>) [5]

### 3.2.1. Doğalgazlı soğutma tipleri

Doğalgazlı soğutma, absorpsiyonlu doğal gazlı soğutma, motor tahrikli doğalgazlı soğutma ve kurutuculu doğalgazlı soğutma olmak üzere üç şekilde incelenebilir [4].

Absorpsiyon ve motor tahrikli sistemler, doğrudan doğruya elektrik ünitelerinin yerini almıştır ve bazı durumlarda elektrikli ünite ile birlikte ısıtma kazanına ihtiyaç duyulur. Bunu aksine, kurutucu nem giderici sistemler, genellikle başka bir soğutucu ile birlikte kullanılır.

Absorpsiyon prosesinde, bir soğutma etkisi yaratmak için buharlaştırma veya gazlaştırma işleminden yararlanır. Ancak, absorpsiyon sistemlerindeki soğutucu CFC veya HCFC yerine su esaslı solüsyonlardır. Bu sistemlerde, soğutma çevrimi mekanik sıkıştırmadan ziyade soğutucuyu ısıtma yoluyla tahrik edildiği için elektrikli ünitelerden ve motor tahrikli sistemlerden farklılık gösterirler.

Amerika Gaz Birliđi (AGA)'nin yaptığı bir çalışma, yeni gazlı soğutma donanımının elektrikli soğutma esaslı termal enerji depolaması ile verimli bir şekilde rekabet edebileceği ve konfor soğutma maliyetlerini dūřürebileceđini ortaya çıkar mıştır. Ticari soğutma için doğal gaz ekipmanının kullanımı, pik elektrik talebini azaltabilir veya yok edebilir.

### 3.2.2. Doğal gazlı soğutmanın avantajları

Doğal gazlı soğutmanın avantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Elektrikli soğutmada kullanılan soğutucu akışkan CFC'in (kloroflorokarbon) aksine doğal gazda kullanılan LiBr ve amonyanın soğutucu akışkanın evre dostu olması.
- İřletme maliyetlerinin dūřük olması
- Elektrik tesislerinde ve kablolamalarda klima santralleri için gelen ilave maliyetlerin azaltılması
- Gaz firmalarının teşvik edici fiyat indirimleri
- Teçhizatın daha uzun ömürlü olması
- Kullanım esnekliği (hem ısıtma, hem soğutma)
- Kullanım kolaylığı
- Doğal gazın kesintisiz temini
- Oluşabilecek acil durumlarda kısa zamanda müdahale
- Yetkili doğalgaz tesisatı firmaların kolayca bu yeni uygulamaya geçişi
- Özellikle ařırı sıcak gūnlerde elektrik kullanımını dūřürerek, enerji kullanımını dengelemesi
- Bina dışına konulduğunda dış etkenlere karşı dayanıklı olması
- alıştırma sisteminin kolay olması
- Kullanım alanlarının geniş olması (kurumlar, okullar, hastaneler, vb.)
- Hareket eden parçası olmayan basit bir sistem olması
- Yüksek güvenilirlik
- Bakım maliyetinin dūřüklüđü
- Uzun ömürlü olması (en az 20 yıl)

- Farklı ısı kaynakları ile kullanılabilmesi (hibrid soğutma sistemleri)
- Kojenerasyon ünitelerine absorpsiyonlu soğutma sistemleri entegre edilebilir (aynı sistemde elektrik, ısıtma, soğutma, sıcak su üretme imkanı)
- Değişken yük ve şartları karşılayabilme kabiliyeti
- Doğal gazlı soğutma sistemi üreten firmaların referansları arasında gün geçtikçe dünyaca tanınmış firmaların girmesi
- Doğal gazlı soğutma sistemi üreten firmaların ürü yelpazesinin gün geçtikçe genişlemesi.

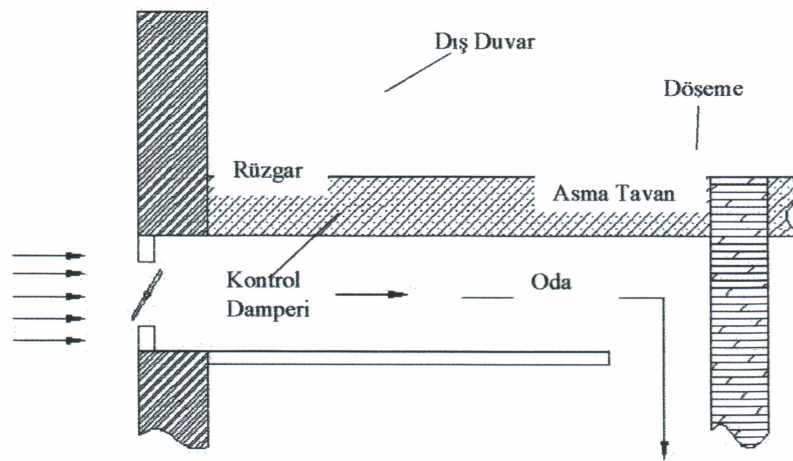
### **3.3. Doğal Havalandırma (Gece Soğutması)**

Doğal havalandırma çok eski zamanlardan bugüne kadar kullanılan en etkili ve en çok bilinen havalandırma yöntemi olarak tanımlanabilir. Binalarda ısı sistemleri için kullanılan fosil tabanlı yakıtların daha az tüketilmesiyle, hem bu değerli yakıtların korunması, hem de yanma sonucunda oluşan hava kirliliğinin minimum düzeye indirilmesi amaçlanmaktadır. Bu noktada çözüm olarak, doğal soğutma büyük bir potansiyele sahiptir. Söz konusu amaç doğrultusunda birinci grup önlemler binalardaki ısı kazançlarının azaltılmasını içerir. Pencere tipleri, bina yönlendirmesi, pencere yüzey alanları, duvarların konstrüksiyon tipleri, binanın ısı ataleti ve gölgelendirme bu ısı kazançları etkileyen başlıca faktörler olarak sıralanabilir. İkinci etkin önlem ise, gece rüzgar kuvvetlerinden faydalanarak yapılan doğal soğutmadır (havalandırmadır).

Yukarıda bahsedilen faktörler birer parametre olarak göz önüne alınıp, binalar üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Önlem alınmamış ve doğal soğutmadan yararlanmayan, sıradan bir bina ve tipik bir yaz günü için iç ortam sıcaklığı 33 °C'ye kadar ulaşmaktadır. Halbuki doğal soğutma önlemlerinin alınması durumunda bu sıcaklığın 25 °C civarına kadar inebileceği hesaplanmıştır [6].

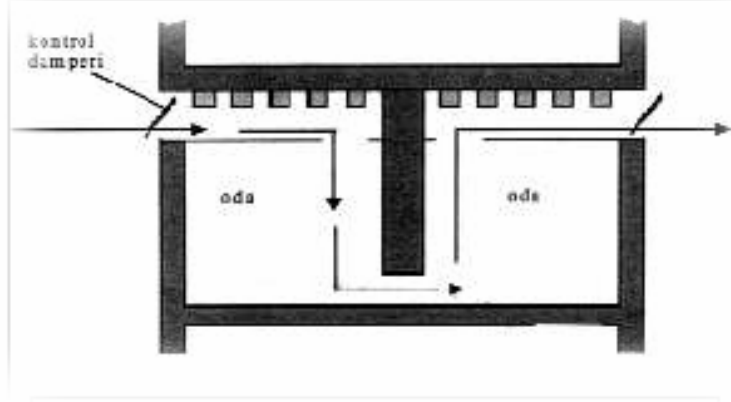
### 3.3.1. Doğal havalandırma tekniği

Doğal havalandırma (soğutma) genellikle, binanın dış cephesinde açılan açıklıklardan yapılmaktadır (Şekil 3.2 – 3.3). Her katta tavana yakın yerlerde binanın karşılıklı iki cephesinde açılan bu açıklıklar yardımı ile bina içinde bir hava akımı oluşturulur. Hava debisini kontrol edebilmek için de açıklıkların girişine, kontrol damperleri yerleştirilmiştir. Bu damperler, iç ortam sıcaklığına ve iç-dış hava sıcaklığı arasındaki farka bakarak çalışmaktadırlar. Damperler sadece dış hava sıcaklığının daha önceden tespit edilen minimum sınır değerden yüksek olduğu anlarda açık kalmaktadırlar. Buradaki amaç yaz mevsimlerindeki öğle saatlerinde göreceli olarak daha sıcak olan dış havanın içeri girmesinin engellenmesi ve ara mevsimlerde binaya fazla soğuk hava göndererek binanın aşırı soğumasının engellenmesidir. Rüzgar basıncı ve ısıl kuvvetlerin etkisi ile birinci cephenin açıklıklarından geçen hava, iç ortam havası ile karışır ve karışıktan sonra binanın diğer cephesinden binayı terk eder. Binanın yerleştirilmesi, hesaplamaların yapılacağı merkezin etkin rüzgar yönlerine bakacak şekilde yapılması gerekmektedir.



Şekil 3.2. Asma tavan havalandırma modeli [6]





Şekil 3.3. Doğal havalandırma için tasarlanan bina yapısı [7]

Bina üzerinden akan rüzgar, bina etrafında bir basınç alanı oluşturur. Oluşan bu basınç alanının şekli, çevredeki topoğrafik ve coğrafi yapıya, bina mimarisine, esen rüzgarın yönüne ve şiddetine bağlıdır. Aynı zamanda, gelen rüzgarın türbülansı ve bina çevresinde ayrılan akışın düzensiz karakteri de, binanın yüzey basıncında salınımlara neden olur. Meteoroloji istasyonunda ölçülen rüzgar hızı, binanın dikkate alınan yüzeyinde oluşan gerçek rüzgar hızına dönüştürülmelidir. Rüzgar hızını kullanarak Bernoulli denkleminden binanın belli bir yüksekliğindeki rüzgarın dinamik basıncı hesaplanabilir (Bölüm 4). Bina yüzeyinde oluşan rüzgar basıncını hesaplayabilmek için ise dinamik basıncın yerel basınç düzeltme katsayısı ile çarpılması gerekir. Boyutsuz bir sayı olan yerel rüzgar basınç katsayısı binanın şeklinin, rüzgar doğrultusunun, civardaki diğer binaların, bitki örtülerinin ve arazi özelliklerinin bir fonksiyonudur.

Isıl kuvvetlere bağlı basınç etkisi, sıcak hava soğuk hava yoğunluklarının farklarından ortaya çıkar. Sıcak yaz günlerinde, dışarıdaki sıcak havaya göre daha ağır olan iç ortamdaki hava, alt katlardan dışarıya doğru bir basınç uygular. Bu basınç farkının sonucu olarak; iç ortam havası yaz mevsimlerinde alt kattan dışarıya doğru akar. Binanın düşey doğrultusu üzerindeki bir noktada baca etkisi nedeniyle iç basınç ve dış basınç birbirine eşit olur. Bu noktaya, nötr basınç düzeyi (NBD) adı verilir. Eğer açıklıklar, bina duvarı boyunca düzgün olarak dağılmışsa, nötr düzlem, binanın yerden itibaren tam orta yüksekliğindedir. Bu şekilde baca etkisinden doğan basınç farkı iç sıcaklığa, dış sıcaklığa ve bina yüksekliğine bağlı olarak

hesaplanabilir. Baca etkisi nedeniyle oluşan havanın katlar arasındaki dikey hareketinde konvansiyonel binalarda bir direnç söz konusudur. Bu nedenle ısıtma güçlerinin yarattığı gerçek basınç farkını bulabilmek için hesaplanan basınç değerini baca çekiş katsayısı ile çarpılması gerekir.  $C_d$  baca çekiş katsayısı olup, modern binalarda deneysel olarak belirlenen değeri 0,63 ile 0,82 arasındadır [7].

Bölüm 4’ de, doğal havalandırma prensibi ve rüzgar hızına bağlı olarak hava akımının oluşturduğu basınç farklılıklarının etkileri irdelenmiştir.

## BÖLÜM 4. DOĞAL HAVALANDIRMA

### 4.1. Havalandırma

İnsanlar yaşamlarının büyük bir çoğunluğunu, iç ortamlarda geçirmektedirler. Sanıldığına aksine sigara dumanı, bakteriler, virüsler ve mantar gibi etkenler, iç ortamlardaki zararlı maddelerin dış ortamlara göre daha yoğun görülmesine neden olmuştur. Bu etkenler özellikle günümüzde çokça görülen, kalabalık ofis ortamlarında çalışanların performanslarının düşmesine ve hatta hastalıklarla karşılaşılmasına sebep olur. Bu nedenlerle, iç hava kalitesinin sağlıklı koşullarda tutulabilmesi için havalandırma yapılması gereği duyulmuştur. İç hava kalitesi ASHRAE tarafından mahalde bulunan insanların % 80' inin kabul edilebilir konfor şartını sağlayan gereklilik olarak tanımlanır.

ASHRAE' de, iç hava kalitesini belirlemek için, yukarıda bahsedilen zararlı maddelerin mahal içerisindeki miktarları yerine, mahaldeki  $CO_2$  miktarı ölçmenin yeterli olabileceği ve iç ortamdaki  $CO_2$  oranının, dış ortama göre 700 PPM (parts per million)' den fazla olmaması gerektiği belirtilmiştir [8] ( $21^\circ C$  ' de  $CO_2$  gazının yoğunluğu  $1,833 \text{ kg/m}^3$  ' tür. 1000 PPM  $CO_2$  ,  $1 \text{ m}^3$  havada 1,8 gram  $CO_2$  anlamına gelmektedir).

Bir iç ortam için gerekli taze hava miktarı şu şekilde hesaplanabilir:

$$V_0 = \frac{N}{C_s - C_0} \quad (4-1)$$

Burada;

$V_0$  : Kişi başına gerekli dış hava miktarı

$N$  : Bir kişinin ürettiği  $CO_2$  miktarı

$C_s$  : İç ortamdaki  $CO_2$  miktarı

$C_0$  : Dış ortamdaki  $CO_2$  miktarıdır.

#### 4.2. Doğal Havalandırma

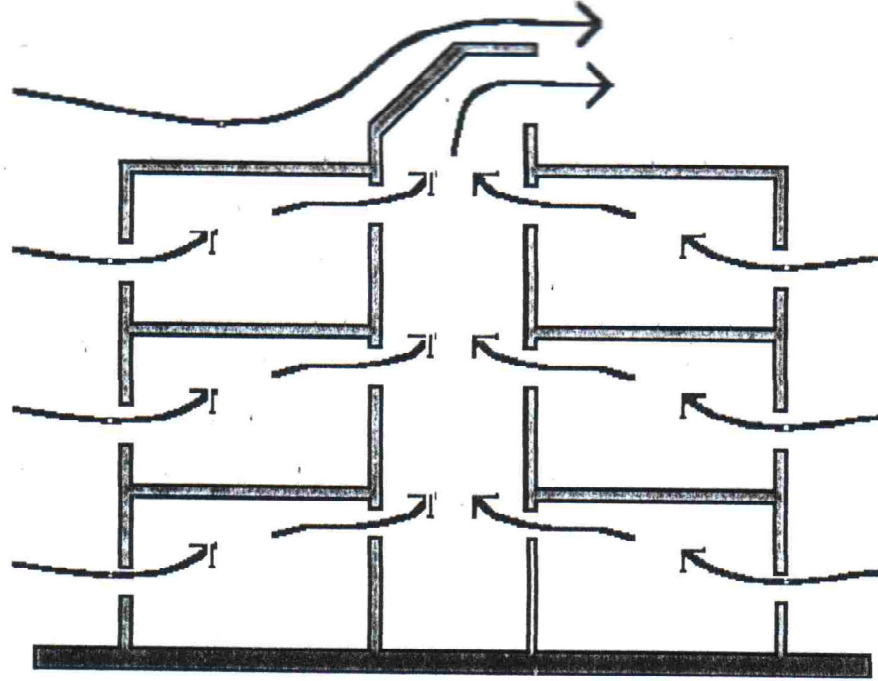
Günümüzde büyük ofis binaları, hastaneler vb. gibi kalabalık ortamlarda, dış ortamdan iç ortama taze hava girişi genellikle mekanik yolla yapılmaktadır. Doğal havalandırma ise, çok eski zamanlardan bugüne kadar kullanılan en etkili ve en çok bilinen havalandırma yöntemi olarak tanımlanabilir. Binalarda ısı sistemleri için kullanılan fosil tabanlı yakıtların daha az tüketilmesiyle, hem bu değerli yakıtların korunması, hem de yanma sonucunda oluşan hava kirliliğinin minimum düzeye indirilmesi amaçlanmaktadır. Bu noktada çözüm olarak, doğal havalandırma büyük bir potansiyele sahiptir. Söz konusu amaç doğrultusunda birinci grup önlemler binalardaki ısı kazançlarının azaltılmasını içerir. Pencere tipleri, bina yönlendirmesi, pencere yüzey alanları, duvarların konstrüksiyon tipleri, binanın ısı ataleti ve gölgelendirme bu ısı kazançları etkileyen başlıca faktörler olarak sıralanabilir. İkinci etkin önlem ise, rüzgar kuvvetlerinden faydalanarak yapılan doğal havalandırma. Doğal havalandırma, ihtiyaç duyulan taze havayı karşılamanın yanında, çeşitli kontrol sistemleri yardımıyla, dış ortam sıcaklığının iç ortam sıcaklığından daha düşük olduğu zamanlarda, soğutma işlevini de gerçekleştirebilmektedir [10].

Doğal yolla havalandırma yapabilmek için, basınç farkları yaratmak gerekmektedir. Basınç farkları ise, ısı kuvveti ya da rüzgar etkisiyle oluşur. Bu etkilerle doğal havalandırma aşağıdaki üç yaklaşımla çözümlenebilir [9];

- Isıl etkilerle
- Tek yönlü etkiyle

- Rüzgar etkisiyle havalandırma

Isıl etkilerle havalandırma: Bu yöntemde taze hava, cephelerdeki

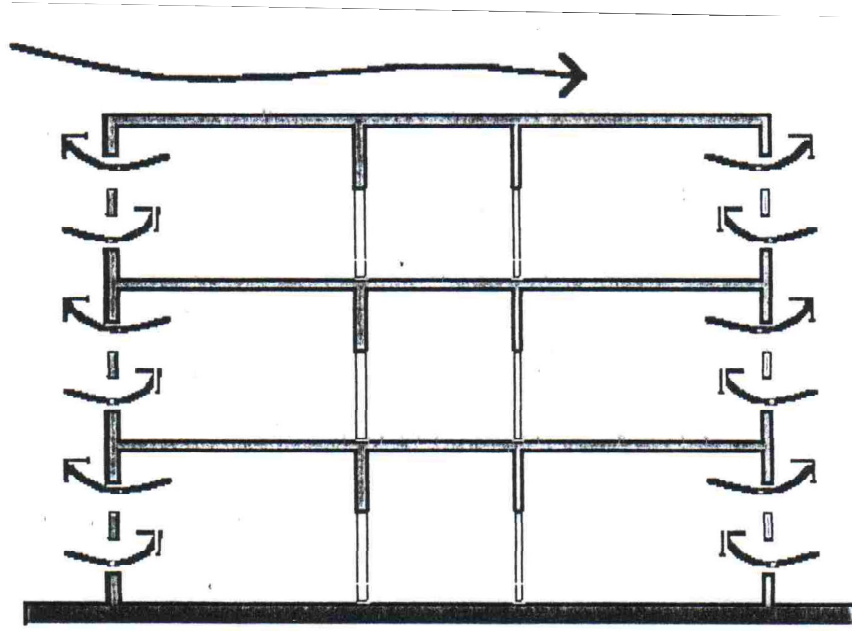


Şekil 4.1. Isıl kuvvet etkisiyle doğal havalandırma

açıklıklardan içeriye girerek iç ortamdaki sıcak havayı yoğunluk farkından dolayı iter ve binanın üst bölgelerinde baca görevi gören açıklıklardan dışarı atar (Şekil 4.1).

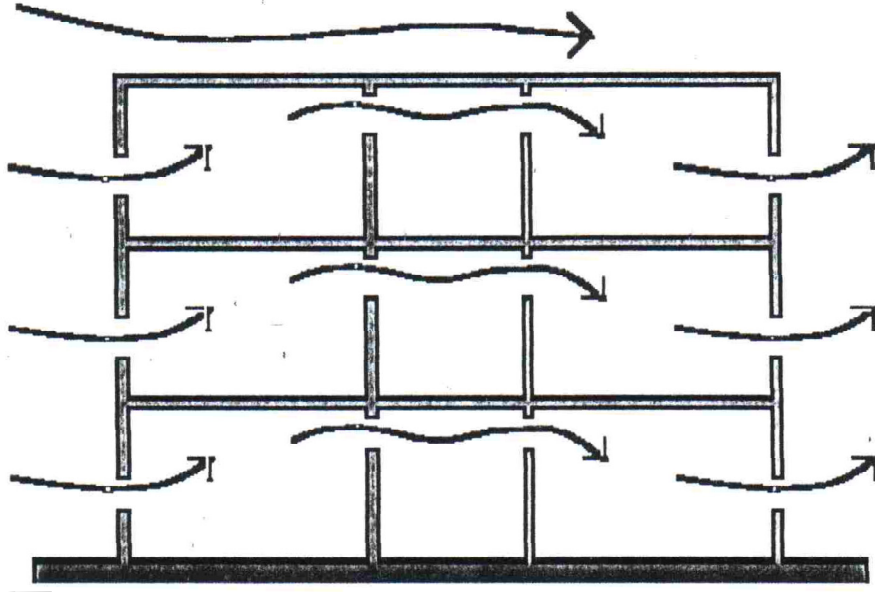
Sistemde iç hava akışı, baca görevi gören açıklıklarla (atrium) sağlanır. Ancak, bina mimarilerinde baca etkisi oluşturacak yeterli alanlar bulunamaması ve cephe açıklıklarından baca çıkışına kadar olan kısımlarda, basınç kayıplarının yüksek oluşu, bu sistemi dezavantajlı kılmaktadır.

Tek yönlü etkiyle havalandırma: Bu gibi sistemlerde, her mahal kendisi bağımsız olarak hava akışına maruz kalır. Taze hava girişi ve sıcak hava çıkışı aynı mahalden gerçekleştiği için, havalandırma miktarı genellikle az ve değişken olur (Şekil 4.2). Ayrıca, bu sistemle sadece binanın dış yüzeyindeki mahallerin havalandırılması, sistemin tercihin edilmesini sınırlayıcı bir etkidir.



Şekil 4.2. Tek yönlü etkiyle doğal havalandırma

Rüzgar etkisiyle havalandırma: Binanın rüzgar gören cephesinden havayı içeriye alarak, diğer yüzünden dışarıya atma prensibine dayanır. Böylece mahalde taze hava girişiyle birlikte, ısınan havanın atılması da sağlanır (Şekil 4.3). Tasarım yapılırken, açıklıkların rüzgar yönü doğru tespit edilerek ve mahal içerisindeki rüzgar doğrultusunda kayıpların en aza indirgenerek yapılması önemlidir.



Şekil 4.3. Rüzgar etkisiyle doğal havalandırma

#### 4.2.1. Rüzgarın doğal havalandırmaya etkisi

Bir binayı etkileyen kuvvetlerin önemli bir kısmını rüzgar oluşturmaktadır. Sınır tabaka şartına göre, yüzeyde rüzgar hızı sıfırdır ve yüzeyden yükseldikçe rüzgar hızı artarak belirli bir yükseklikte sürtünme kuvvetleri ihmal edilebilecek noktaya gelir.

Bina yüzeyine etkiyen rüzgar basıncını belirleyen üç temel değişken; rüzgar hızı, rüzgarın esme yönü ve binanın geometrisidir.

Bina tasarımı için meteoroloji istasyonlarından alınan rüzgar hızları,  $h = 10$  m yükseklikteki rüzgar hızlarıdır. İstenilen yerde ve yükseklikteki rüzgar hızları için, ASHRAE' de tanımlanan şu formülünden yararlanılabilir:

$$V_H = V_{met} \left( \frac{\delta_{met}}{H_{met}} \right)^{\alpha_{met}} \left( \frac{H}{\delta} \right)^{\alpha} \quad (4-2)$$

Burada;

- $V_H$  : H yüksekliğindeki rüzgar hızı
- $V_{met}$  : Meteoroloji istasyonunda ölçülen rüzgar hızı
- $H_{met}$  : Meteoroloji istasyonunda bulunan anemometrenin yerden yüksekliği (10m)
- $\delta$  : Sınır tabaka kalınlığı
- $\alpha$  : Binanın bulunduğu arazi şartları için katsayı
- $\delta_{met}$  : ASCE Standart 7' de tanımlanan meteoroloji istasyonundaki sınır tabaka kalınlığı (275 m)
- $\alpha_{met}$  : ASCE Standart 7' de tanımlanan meteoroloji istasyonunun bulunduğu arazi koşulları için katsayıdır (0,14).

Binaya etki eden rüzgar hızı, bina üzerinde bir basınç etkisi oluşturur. Bu basınç, Bernouelli denklemi yardımı ile aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$P_{bina} = P_{rüzgar} + \frac{1}{2} \rho V_{rüzgar}^2 \Rightarrow P_{bina} - P_{rüzgar} = \frac{1}{2} \rho V_{rüzgar}^2 \quad (4-3)$$

Burada;

- $P_{rüzgar}$  : Esmekte olan rüzgarın basıncı (statik basınç)
- $V_{rüzgar}$  : Engelle karşılaşmamış rüzgar hızı
- $P_{bina}$  : Bina yüzeyindeki basınçtır (toplam basınç).

Denklemdaki  $\frac{1}{2} \rho V_{rüzgar}^2$  terimi dinamik basıncı ifade etmektedir.

(4-3) denkleminde hesaplanacak değer bina üzerindeki basınç dağılımını tam olarak karşılamamaktadır. Çünkü, bina geometrisine ve rüzgarın geliş açısına göre her noktada farklı basınç değerlerine ulaşılmakta, ayrıca binaya çarpan rüzgar bina etrafında dolaşarak farklı basınç etkileri doğmasına neden olmaktadır. Bu etkileri



karşılması için, bir basınç katsayısı tanımlanmıştır ( $c_p$ ).  $c_p$ , binanın tüm cepheleri için deneysel yollarla hesaplanmış bir yüzey katsayısıdır. Buna göre bina üzerinde herhangi bir noktadaki basınç:

$$\Delta P = c_p \frac{1}{2} \rho V_{rüzgar}^2 \quad (4-4)$$

olarak tanımlanır. Burada  $\Delta P = P_{bina} - P_{rüzgar}$  'dır.

Rüzgarın etkisiyle yapılan doğal havalandırmada (binanın bir yüzeyinden hava girişi diğer yüzeyinden çıkışı), rüzgarın sağladığı basıncın iç kayıpları karşılaması gerekir.

Bu durumda toplam basınç farkı aşağıdaki denklemle hesaplanır:

$$\Delta P = \rho R \frac{V^2}{2} \quad (4-5)$$

Denklemdaki R katsayısı, iç dirençleri göstermektedir. İç dirençler katsayısı (R) aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$R = \sum \lambda_{sürt} \frac{L}{D_h} + \sum \zeta \quad (4-6)$$

Burada;

- R : İç dirençler toplamını
- $\lambda_{sürt}$  : Sürtünme kayıp katsayısını
- L : Kanal uzunluğunu
- $D_h$  : Hidrolik çapı
- $\zeta$  : Yerel kayıp katsayısını ifade etmektedir.

$HIZ = \frac{Debi}{Kesit}$  denklemi, (4-5) ve (4-6) denklemleri ile birleştirilirse,

Havalandırma havasının akış debisi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$Q_h = A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_h \left( \sum \lambda_{sürt} \frac{L}{D_h} + \sum \zeta \right)}} \quad (4-7)$$

Bu denklemde;

$Q_h$  : Havalandırma havası akış debisi

A : Kesit alanı

$\Delta P$  : Dinamik basınçtır.

Gece yapılan doğal havalandırma yoluyla iç ortamdan çekilen ısı miktarı aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$q_{ısı} = \int_{t_i}^{t_f} m_{hava} c_{p,hava} (T_{d,hava} - T_{oda}) dt \quad (4-8) \quad [11]$$

Burada;

$q_{ısı}$  : Çekilen ısı miktarı

$m_{hava}$  : Hava miktarı

$c_{p,hava}$  : Havanın özgül ısısı

$t_i, t_f$  : Gece havalandırmasının başlangıç ve bitiş zamanı

$T_{d,hava}, T_{oda}$  : Dış ortam ve oda sıcaklıklarını ifade eder.

## **BÖLÜM 5. HİBRİD SİSTEMDE ENERJİ TÜKETİMİ**

### **5.1. Hibrid Sistemin Tanımı**

21. yüzyılda üzerinde durmamız gereken iki önemli konu, enerji tasarrufu ve temiz çevre olmalıdır. Bu amaca yönelik olarak enerji yönünden kaynakları en verimli kullanmak ve enerji kaynaklarındaki dış ülkelere bağımlılığı en aza indirmek için enerji tasarrufu ön planda tutulmalıdır. Buna bağlı olarak, faaliyet gösterdiğimiz hava, su, toprak, doğal kaynaklar, bitkiler, hayvanlar ve insanların teşkil ettiği çevrenin de korunmasına gerekli hassasiyet gösterilmelidir.  $CO_2$  emisyonu azaltılarak, hava kirliliği en aza indirilmelidir. Bu gereklilik, soğutmada hibrid sistem ihtiyacını doğurmuş ve bu sistemlerin hızlı gelişmelerine neden olmuştur.

Hibrid (ikili) soğutma sistemi, enerji tasarrufu gayesiyle aynı mahalde birden fazla soğutma sisteminin birlikte kullanılması olarak tanımlanabilir. Bu sistemlerde enerji tasarrufu, dış ortam şartlarına bağlı olarak, soğutma yapılacak andaki en az enerji tüketiminin yapılacağı yöntemin seçilmesiyle gerçekleştirilir. Örneğin, gece ve gündüz sıcaklık farkının yüksek olduğu mevsim ve coğrafyalarda, iyi dizayn edilmiş bir doğal havalandırma sistemi, binanın ihtiyaç duyduğu taze hava girişini sağladığı gibi, binadan da ısı çekişini en ekonomik şekilde sağlayabilir. Bu gibi sistemlerde gece boyu ısı çekilmiş binada, gündüz çok daha az enerji harcanarak gerekli konfor şartları sağlanabilir.

### **5.2. Doğal Havalandırmalı Hibrid Sistem**

İstanbul’ da bulunan ve mimari yapısı doğal havalandırmaya elverişli bir binaya doğal ve mekanik sistemlerin birlikte yer aldığı hibrid bir tasarım yapılmıştır [12]. İncelenecek bu sistemde, hava emiş ve veriş menfezleri hem doğal sistemden hem de

mekanik sistemden yararlanılacak şekilde yerleştirilmiştir. Tasarımcı tarafından, doğal sistemle mekanik sistem arasında da bir otomasyon sistemi de öngörülmüştür.

Bu tür çok değişkenli bir problemin çözümünde kullanılmak üzere geliştirilen bilgisayar programı yardımıyla, saatlik dış ortam sıcaklıkları, rüzgar yönleri ve hızları verileriyle, yılın belirli bir bölümünde sistemin çalışması simüle edilebilmektedir.

Beş katlı binanın ikinci katında yer alan ofisin, yerden yüksekliği 10 m, kat yüksekliği 3 m' dir.  $635 \text{ m}^2$  alanlı kare biçimli katın, dış cephe duvarları duvar ve izolasyon olmak üzere iki tabakadan ibarettir. Pencereleeri çift camlıdır. Yıl boyu soğutulması gereken ve mevsime göre soğutulması ya da ısıtılması gereken iki zonlu bulunan katın, havalandırmasının bütün bir yıl çalışması gerekmektedir. 79 kişinin çalıştığı ofis katında aydınlatma gücü 6350 W, gerekli havalandırma miktarı ise  $7620 \text{ m}^3/h$  olarak hesaplanmıştır. Dış ortamdaki  $\text{CO}_2$  oranı 325 PPM, kişi başı  $\text{CO}_2$  üretim miktarı ise  $0,020 \text{ m}^3/h$  olarak kabul edilmiştir.

İncelenen bu uygulamada, sulu bir mekanik sistem düşünülmüştür. Katın soğutulması ve ısıtılması için, tavan tipi fancoil üniteleri seçilmiştir. Taze hava beslemesi için roof-top tipi sabit debili havalandırma santrali düşünülmüştür. Bu santralden yazın  $18^\circ\text{C}$  ve kışın  $21^\circ\text{C}$ ' de taze hava ile besleme yapılmaktadır. Doğal havalandırmanın tasarlandığı katta, kuzey-doğu ve güney-batı duvarlarına 3'er adet damper kontrollü, 4150 x 345 mm boyutlarında açıklıklar yerleştirilmiştir. Bu açıklıklardan 2' şer tanesi doğal havalandırma, 1' er tanesi ise soğutma amacıyla kullanılacaktır. Damperlerin açık olduğu durumda, rüzgar etkisiyle açıklıklardan içeriye giren taze hava, asma tavan içerisinden ilerleyerek, karşı cepheden dışarı çıkacaktır. Bu doğrultuda ilerleyen taze hava, tavandaki menfezler yoluyla mahalleri besleyecektir (60 x 60 cm – 12 ad). İki bölüme ayrılmış asma tavanın her bir bölümü farklı iki doğrultudaki açıklıkları barındırmaktadır.

Bu uygulamada otomasyon, iç mahallere yerleştirilen sıcaklık ve  $\text{CO}_2$  miktarını ölçen sensörler, çatıda sıcaklığı, rüzgar yönü ve hızını ölçen istasyon yardımıyla

sağlanmaktadır. Gündüz  $CO_2$  sensörü tarafından kontrol edilen damperler, iç ortamdaki  $CO_2$  miktarı 1000 PPM değerinden büyükse kapanır ve mekanik havalandırma başlar.  $CO_2$  miktarı 1000 PPM değerinden küçükse, sistem rüzgar açısını ve hızını kontrol eder. Rüzgar hızı 2,5 m/s' den büyükse ve rüzgar açısı +/- 30° arasındaysa damperler açılır. Aksi halde tekrar kapanırlar. Geceleyin havalandırma açıklıkları normal olarak açıktır. Gece döneminde sıcaklık ölçen sensörler, damperleri kumanda eder.

Soğutmada ise, dış sıcaklık iç sıcaklıktan yüksek ise, doğal soğutma damperi kapalıdır. Ayrıca, dış sıcaklık iç sıcaklıktan düşük ve gece döneminde iç sıcaklık 12°C ' den düşükse, damper yine kapalıdır. Aksi durumda açılır. Gündüz döneminde mekanik sistem iç hava sıcaklığı ile kontrol edilerek bir çalışma gerçekleştirilir. Ara mevsimlerde gündüz iç sıcaklık değeri sadece doğal soğutmayla 18°C ' nin altına düşebilir. Bu durumda da soğutma damperleri kapanmalıdır [12].

Bilgisayar programı yardımıyla çözümlenen bu problemde, doğal havalandırmanın ne kadar etkili olduğu, girilen datalar doğrultusunda ve yapılan hesaplamalar sonucunda ortaya çıkmaktadır (Tablo 5.1). Bu şekilde binanın haftalık, aylık ve mevsimlik enerji sarfiyatı hesaplanarak elde edilecek kazanç ortaya konmuştur. Örneğin Nisan ayı için simülasyon sonuçları mekanik havalandırma sisteminin bu ay boyunca sadece 228 saat ve mekanik soğutma sisteminin 69 saat çalıştığını vermektedir. Oysa doğal havalandırma olmadığı zaman aynı koşullarda mekanik havalandırma 360 saat ve mekanik soğutmanın 160 saat çalışması gerekmektedir. Mekanik sistemin tek başına çalışması durumunda yıllık soğutma maçlı enerji tüketimi 125.812 kWh olarak hesaplanmıştır. Buna karşılık doğal havalandırma destekli hibrid sistem kullanılması halinde yıllık soğutma enerjisi tüketimi 76.625 kWh olmaktadır. Bu sonuçlar bize doğal havalandırma sistemiyle örnek bir ofis binasında yıllık % 39 enerji tasarrufu yapmanın mümkün olduğunu göstermektedir. Aşağıdaki tablo, aylara göre, binaya uygulanan hibrid sistemle konvansiyonel sistemin çalışma saati ve enerji tüketimi bakımından aralarındaki farkı göstermektedir [12].

Tablo 5.1. Doğal havalandırılmalı mekanik sistemle, konvansiyonel sistemin enerji yönünden karşılaştırılması [12]

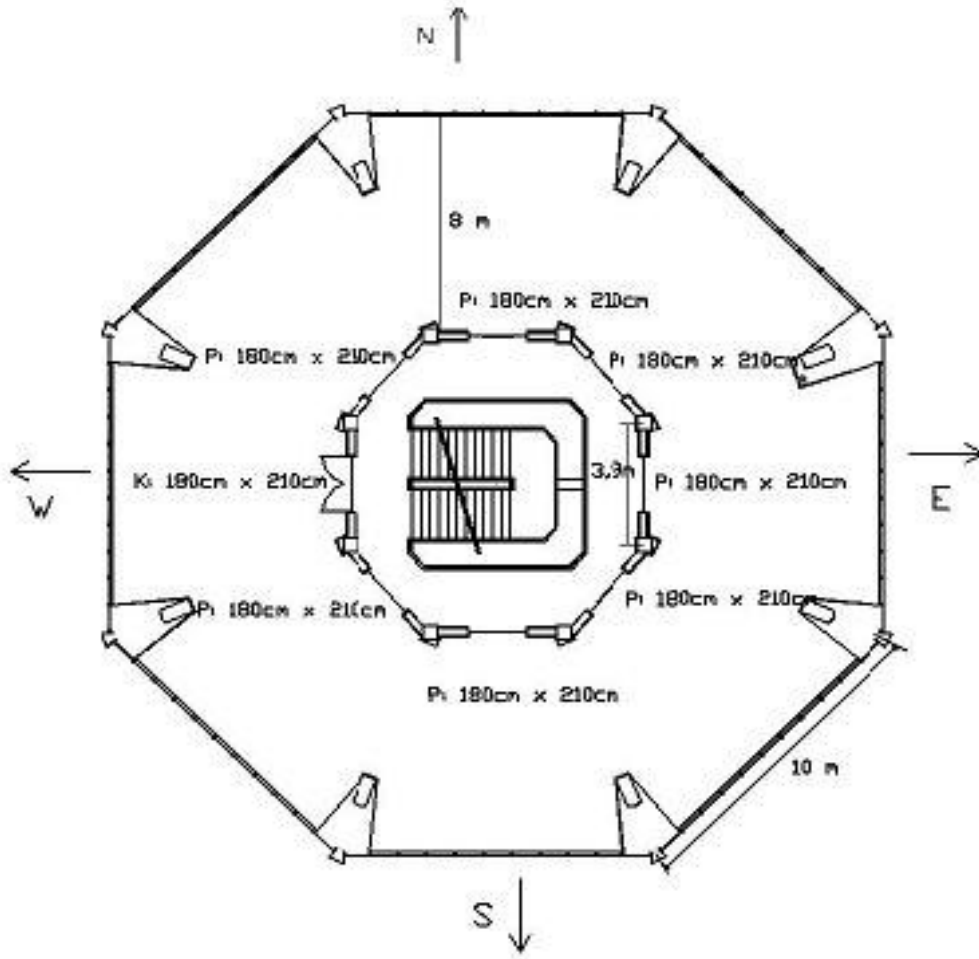
Aylar	Hibrid HVAC Sistemi				Konvansiyonel HVAC Sistemi			
	Mek. hav.çal. saatleri	Fan-coil soğ. çalış. saatleri	Isıtma enerjisi tük. (kWh)	Soğut.e nerjisi tük. (kWh)	Meka. hav.çal saatleri	Fan-coil soğ. çalış. saatleri	Isıtma enerjisi tük. (kWh)	Soğut. enerjisi tük. (kWh)
Ocak	159	7	10828	420	372	89	13142	4673
Şubat	183	18	8006	998	336	99	10432	5198
Mart	198	30	7773	1680	372	135	10272	7088
Nisan	228	62	4339	3639	360	160	6418	8433
Mayıs	149	91	0	6553	372	200	0	12388
Hazir.	178	212	0	14980	360	222	0	18352
Tem.	118	258	0	16078	372	231	0	19644
Ağus.	156	236	0	15609	372	220	0	18935
Eylül	223	143	0	10894	360	184	0	13725
Ekim	220	48	3022	2940	372	142	4668	7455
Kasım	273	37	9233	2100	360	99	10251	5198
Aralık	216	14	10349	735	372	90	12000	4725
<b>TOPLAM</b>	<b>2301</b>	<b>1156</b>	<b>53550</b>	<b>76626</b>	<b>4380</b>	<b>1871</b>	<b>67183</b>	<b>125814</b>

## **BÖLÜM 6. DOĞAL HAVALANDIRMALI HİBRİD SOĞUTMA UYGULAMASI**

### **6.1. Binanın Tanımı**

Doğal soğutma sistemi uygulanmak istenen bina Sakarya'da bulunmakta ve Sakarya Üniversitesi Esentepe Yerleşkesi'nde bilgisayar salonu olarak kullanılmaktadır. Yaz mevsiminde dış ortam kuru termometre sıcaklığı 35 °C, yaş termometre sıcaklığı 25°C' dir. İç ortam sıcaklığı 22 °C ve 08:00 – 22:00 saatleri arasında mahallin kullanıldığı düşünülerek klima sistem tasarımına gidilmiştir.

Söz konusu bina bodrum, zemin ve birinci kattan ibaret olup, mimarisi sekizgen şeklindedir. Kullanılan mahallin alanı 410 m<sup>2</sup>, kat yüksekliği ise 3,6 m' dir. Binanın dış cephesi tamamıyla çift camlı sistem ile örülmüştür. Binanın zemin katındaki bürolar ve üst kattaki bilgisayar salonu ayrı ayrı klimatize edilmiştir. Bilgisayar salonu kısmında merkezi klima sistemi ile birlikte doğal havalandırma düşünülmüştür (Şekil 6.1 – 6.2).



Şekil 6.1. Soğutma yapılacak binanın mimari kat planı





Şekil 6.2. Binanın önden görünüşü

- Dış duvarlar; 12,7 mm hava boşluklu alüminyum doğramalı çift camdır.
- İç duvarlar; mahal ile merdiven boşluğunu birbirinden ayırmakta, iki yüzü çimento harcı sıvalı (bir sıva yüzeyi kalınlığı 3 cm) 25 cm tuğla duvar ( $\rho_{tuğ} = 1280 \text{ kg/m}^2$ ) ve 3 mm kalınlıkta tek camlı alüminyum çerçevesi pencereden oluşmaktadır.
- Döşeme; 20 cm beton (beton 160 kalite) üzerine 5 cm şap betonu ve en üst tabaka 3 mm PVC zemin kaplamadır. Zemin kat bürolardan oluşmakta ve üst kattaki incelenen mahalden bağımsız olarak soğutulmaktadır. Bu sebeple döşeme ile mahal arasında ısı geçişi yoktur.
- Tavan; 15 mm taş yünü asma tavan, 30 cm hava boşluğu, 2 cm çimento harcı sıva, 20 cm beton (beton 160) ve iki alüminyum sac arasında 10 cm ısı yalıtımlı çatı örtüsünden ibarettir. Ayrıca mahal yüksekliği 3,3m, asma tavan yüksekliği ise 0,3m'dir.
- Pencere; 12,7 mm hava boşluklu alüminyum çerçevesi, koyu renkli çift camdır.
- İnsan sayısı; 180 kişi oturarak hafif iş, 10 kişi ise ayakta hafif iş yapar durumdadır.

- Aydınlatma; mahalde 192 adet 18 W' lık floresan armatür ve 25 W' lık 40 adet floresan ampül yardımıyla sağlanmaktadır.

- Cihaz sayısı; 180 adet bilgisayar ve 2 adet fotokopi cihazından ibarettir.

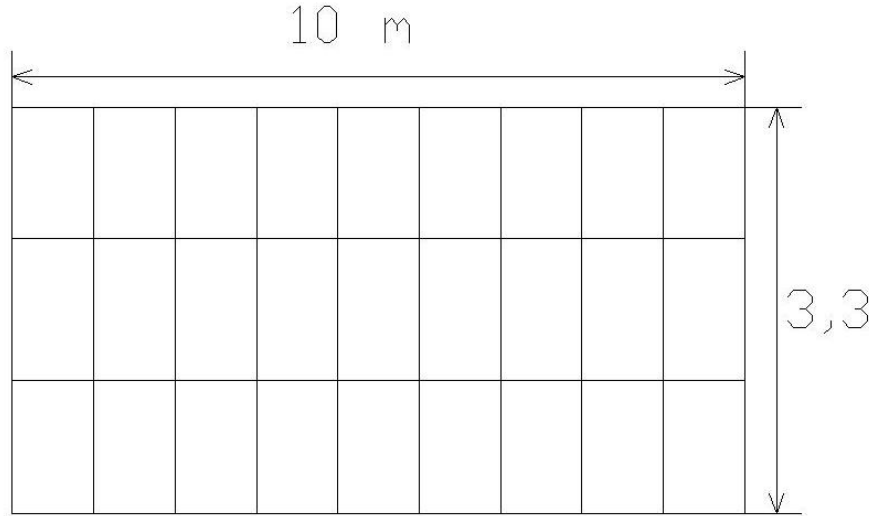
Bu veriler eşliğinde, söz konusu mahallin ısı kazançlarına bağlı soğutma giderleri hesaplanabilir.

## 6.2. Binanın Isı Kazançları

### 6.2.1. Duvar ve pencerelerden iletimle ısı kazancı

#### 6.2.1.1. Dış duvarlar

Binanın dış duvarlarınının 12,7 mm hava aralıklı, alüminyum çerçevesi çift cam yapıda olduğunu belirtmiştik. Sekizgen yapıdaki binanın birbirinin aynı cephe duvarlarının ölçüleri Şekil 6.3' de verilmiştir.



Şekil 6.3. Dış duvar ölçüleri

Buna göre ısı kazancı hesabı için denklem 2-8 yararlanılır:

$$Q_{DD} = KxA\Delta T$$

$K$  : Toplam ısı geçiş katsayısı

$A$  : Yüzey alanı

$\Delta T$  : Eş değer sıcaklık farkı

$A = 8 \text{ adet} \times 10 \text{ m} \times 3,30 \text{ m} = 264 \text{ m}^2$  (8 cephe için toplam dış duvar alanı)

$\Delta T = 35 \text{ }^\circ\text{C} - 22 \text{ }^\circ\text{C} = 13 \text{ }^\circ\text{C}$  (dış ve iç ortam sıcaklık farkı) (dış ortam sıcaklıkları Tablo 2.2)

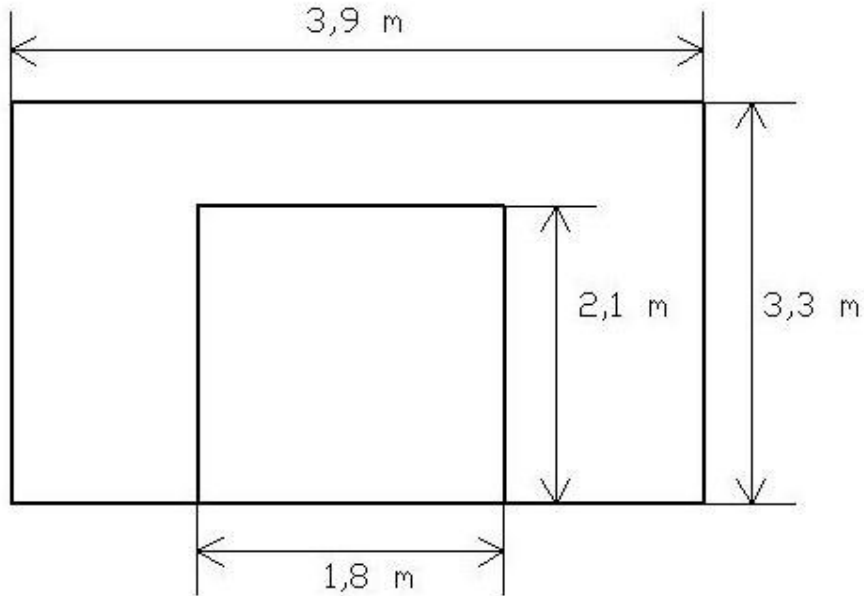
$K = 3,51 \text{ W/m}^2\text{K} = 3,02 \text{ kcal/m}^2\text{hC}$  (Ek-1/Tablo 6.1) ( $1 \text{ W/m}^2\text{K} = 1,163 \text{ kcal/m}^2\text{hC}$ )

$$Q_{DD} = 3,02 \times 264 \times 13$$

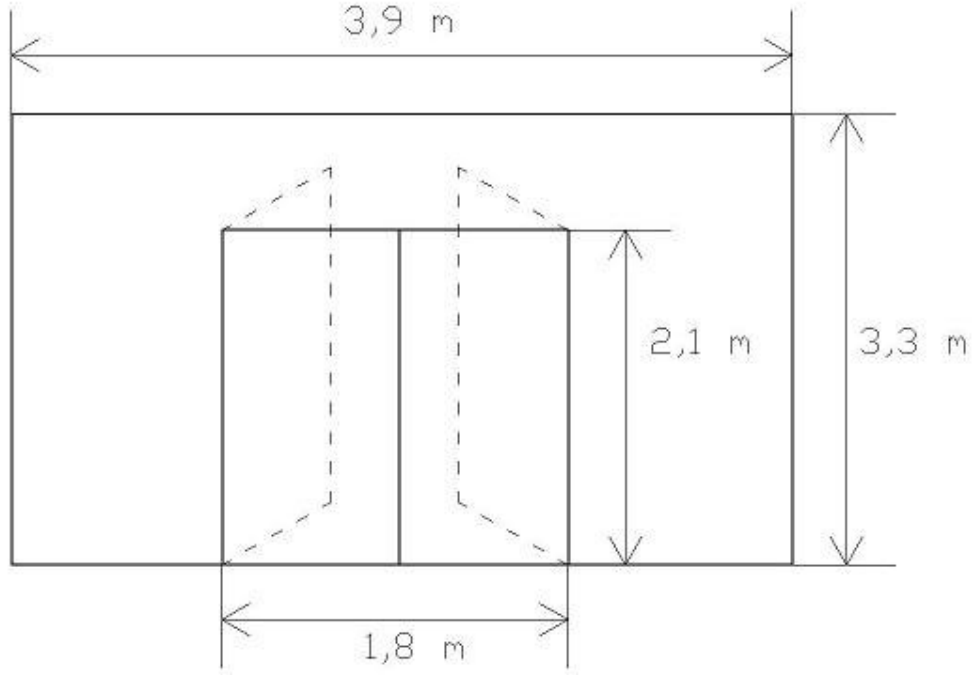
$$Q_{DD} = 10364,64 \text{ kcal/h' dir.}$$

### 6.2.1.2. İç duvarlar

Bilgisayar salonunu merdiven dairesinden ayıran iç duvarlar, 25 cm tuğla duvardan, 7 adet camlı bölmelerden ve 1 adet kapıdan oluşmaktadır (Şekil 6.4).



Şekil 6.4. İç duvar ölçüleri



Şekil 6.5. İç kapı ölçüleri

Tuğla duvarda meydana gelen ısı kazancı aşağıdaki gibi gerçekleşir:

$$Q_{ID-tug} = KxAx\Delta T$$

$$A = 8 \text{ adet} \times [(3,3 \times 3,9) - (2,1 \times 1,8)] = 8 \text{ adet} \times 9,09 = 72,72 \text{ m}^2 \quad (\text{Şekil 6.4})$$

$$\Delta T = 26 \text{ }^\circ\text{C} - 22 \text{ }^\circ\text{C} = 4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{merdiven dairesi sıcaklığı } 26 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{l_s}{k_s} + \frac{l_{tug}}{k_{tug}} + \frac{l_s}{k_s} + \frac{1}{h_i}}$$

$$h_i = 7 \text{ kcal/m}^2\text{hC} \quad (\text{Tablo 6.3})$$

$$l_s = 0,03 \text{ m}$$

$$l_{tug} = 0,19 \text{ m}$$

$$k_s = 1,2 \text{ kcal/mhC} \quad (\text{çimento harcı sıva için}) \quad (\text{Tablo 6.4})$$

$$k_{ug} = 0,45 \text{ W/mK} = 0,39 \text{ kcal/mhC} \quad (\rho = 1280 \text{ kg/m}^2 \text{ için})$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{0,03}{1,2} + \frac{0,19}{0,39} + \frac{0,03}{1,2} + \frac{1}{7}} = 1,22 \text{ kcal/m}^2\text{hC}$$

$$Q_{ID-ug} = 1,22 \times 72,72 \times 4 = 354,87 \text{ kcal/h}$$

Tablo 6.3. Isı taşınım katsayıları

	<u>h(kcal/m<sup>2</sup>h°C)</u>
Yapı bileşeni ile mahal havası arasında (duvar, pencere)	:7
Yapı bileşeni ile dış ortam havası arasında (duvar, pencere)	:20
Döşeme ve Tavan (ısı geçişi yukarıdan aşağıya)	:7
“ “ (ısı geçişi aşağıdan yukarıya)	:5

Tablo 6.4. Çeşitli yapı malzemeleri için ısı iletim katsayıları

	$k(\text{kcal/mh}^\circ\text{C})$
Ağır Tabii Taşlar (Granit, Mermer, vs.)	: 3.0
Kireç harcı	: 0.75
Çimento harcı	: 1.20
Beton 120	: 1.75
Beton 160	: 1.30
Biriket (Kum ve Kireç Harçlı) Dolu	: 0.90
“ (Cürufdan, Sert) Dolu	: 0.75
“ (Hafif Betondan, Dolu) $\rho = 800 \text{ kg/m}^3$	0.35
“ 1200 .....”	0.45
“ 1600 .....”	0.68
Biriket (Delikli, Hafif Agregalı) 1000 .....”	0.50
“ “ “ “ 1400 .....”	0.60
“ “ “ “ Üç sıra boşluklu	0.48
Tuğla (Dolu, Hafif) $\rho=1200 \text{ Kg/m}^3$	0.45
“ “ “ “ 1400 .....”	0.52
“ (Dolu, Normal) 1800 .....”	0.68
“ ( “ ,Ağır) $\rho \geq 1900$ .....”	0.90
“ (Delikli) $\rho = 1000$ .....”	0.40
“ “ “ 1200 .....”	0.45
“ “ “ “ 1400 .....”	0.52
Kiremit “ “ 2000 .....”	0.90
Kereste (Kayın, Gürgen, Dişbudak).....	0.15
“ (Ladin, Çam, Köknar, Kontraplak) .....	0.12
Cam yünü, Styrofor, Mantar .....	0.035
Döşeme Elemanları :	
Blokaj veya Mozayik .....	1.50
Grobeton veya Tesviye Betonu.....	1.10
Şap Betonu .....	1.20
Karo Mozayik, Fayans, Çini .....	0.90
Bütüm veya Katranlı Kanaviçe .....	0.15
Ruberoit.....	0.12

## Çeşitli Yapı Bileşenleri İçin Toplam Isı Geçiş Katsayıları

	$K(\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C})$		$K(\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C})$
Dış Tek Pencere, Ahşap	4.5	Dış Kapı Ahşap	3.0
“ “ “ , Demir	5.0	“ “ Metal	5.0
“ Çift “ , Ahşap	2.2	İç Kapı	2.0
“ “ “ , Demir	3.0	Camkan (Vitri)ı	5.0
İç Tek “ , Ahşap	3.0	Balkon Kapısı (Ahşap, Tek)	4.0
“ “ “ , Demir	3.5	“ “ ( “ , Çift)	2.0

7 adet pencere bölmesinden oluşan ısı kazancı ise:

$$Q_{ID-pen} = KxAx\Delta T$$

$K = 6,63 \text{ W/m}^2\text{K} = 5,70 \text{ kcal/m}^2\text{hC}$  (alüminyum çerçevesi 3 mm tek camlı pencere için – Tablo 6.1)

$$A = 7 \text{ adet} \times (1,8\text{m} \times 2,1\text{m}) = 7 \text{ adet} \times 3,78 \text{ m}^2 = 26,46 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 26 \text{ }^\circ\text{C} - 22 \text{ }^\circ\text{C} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{ID-pen} = 5,70 \times 26,46 \times 4 = 603,29 \text{ kcal/h} \text{ hesaplanır.}$$

İç kapıdan kaynaklanan ısı kazancını hesaplırsak:

$$Q_{ID-kap} = KxAx\Delta T$$

$K = 2,27 \text{ W/m}^2\text{K} = 1,95 \text{ kcal/m}^2\text{hC}$  (Ek-2/Tablo 6.2)

$$A = 1,8\text{m} \times 2,1\text{m} = 3,78 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 26 \text{ }^\circ\text{C} - 22 \text{ }^\circ\text{C} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{ID-kap} = 1,95 \times 3,78 \times 4 = 29,48 \text{ kcal/h} \text{ bulunur.}$$

İç duvarlardan oluşan ısı kazancı ise;

$$Q_{ID} = Q_{pen} + Q_{duv} + Q_{kap} = 603,29 + 354,87 + 29,48 = 987,64 \text{ kcal/h} \text{ 'dir.}$$

### 6.2.1.3. Tavan – çatıdan

Binanın tanımını yaparken, tavanda 15 mm kalınlıkta taş yünü asma tavan, 30 cm hava boşluğu, 20 cm beton (beton 160 türünde) ve iki yüzü alüminyum sac arası 10 cm ısı yalıtımlı çatı örtüsü olduğunu söylemiştik.

$$Q_{D-cat} = KxAx\Delta T$$

$$A = 410 \text{ m}^2 \text{ (mahal alanı – mimari projesinden)}$$

$$\Delta T = 26 \text{ }^\circ\text{C} - 22 \text{ }^\circ\text{C} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$$

K toplam ısı geçiş katsayısını aşağıdaki gibi hesaplayabiliriz;

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{l_{ty}}{k_{ty}} + R_{yat} + \frac{l_s}{k_s} + \frac{l_{bet}}{k_{bet}} + R_{45} + \frac{l_{sac}}{k_{sac}} + \frac{1}{h_d}}$$

$$h_i = 7 \text{ kcal/m}^2\text{hC}$$

$$h_d = 20 \text{ kcal/m}^2\text{hC}$$

$$l_{ty} = 0,015 \text{ m (taşyünü asma tavanın kalınlığı)}$$

$$l_s = 0,03 \text{ m (sıva kalınlığı)}$$

$$l_{bet} = 0,20 \text{ m (beton kalınlığı)}$$

$$l_{sac} = 0,104 \text{ m (2 mm sac + 10 cm yalıtım + 2 mm sac)}$$

$$k_{ty} = 0,04 \text{ W/mK} = 0,034 \text{ kcal/mhC}$$

$$k_s = 1,20 \text{ kcal/mhC}$$

$$k_b = 1,30 \text{ kcal/mhC}$$

$$k_{sac} = 0,33 \text{ kcal/mhC}$$

$$R_{yat} = 1,29 \text{ m}^2\text{K/W} = 1,50 \text{ m}^2\text{hC/kcal}$$

$$R_{45} = 0,93 \text{ m}^2\text{K/W} = 1,08 \text{ m}^2\text{hC/kcal}$$

$R_{yat}$  ve  $R_{45}$  değerleri Ek-3/Tablo 6.5' den interpolasyon yapılarak bulunmuştur.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{0,015}{0,034} + 1,50 + \frac{0,02}{1,20} + \frac{0,20}{1,30} + 1,08 + \frac{0,104}{0,33} + \frac{1}{20}} = 0,27 \text{ kcal/m}^2\text{hC}$$

$$Q_{D-cat} = 0,27 \times 410 \times 13 = 1439,10 \text{ kcal/h}$$

Yukarıdaki hesaplamalar eşliğinde, duvarlardan elde edilen toplam ısı kazancı;



$Q_w = 12791,38 \text{ kcal/h}$  bulunur.

## 6.2.2. Güneşten radyasyonla oluşan ısı kazancı

### 6.2.2.1. Pencerelerden radyasyonla oluşan ısı

Adapazarı (Sakarya)  $40^\circ 44'$  K (kuzey enlemi) için Ek-4/Tablo 6.6 incelendiğinde, pik yük saat 16:00' da oluşacağı anlaşılabilir. Tabloya bakılarak yorum yapılamıyorsa, her saat dilimi için hesap yapıp, en büyük değer alınacaktır.

$Q_{rad-pen} = KxAx\Delta T$  denklemini kullanarak,

Güney yönü için;

$$Q_{rad-pen-g} = 3,02 \times 33 \times 0,6 = 59,80 \text{ kcal / h}$$

Güney batı yönü için;

$$Q_{rad-pen-gb} = 3,02 \times 33 \times 62,8 = 6258,65 \text{ kcal / h}$$

Batı yönü için;

$$Q_{rad-pen-b} = 3,02 \times 33 \times 96,2 = 9587,29 \text{ kcal / h}$$

Kuzey batı yönü için;

$$Q_{rad-pen-kb} = 3,02 \times 33 \times 60,6 = 6039,40 \text{ kcal / h}$$
 bulunur.

Pencerelerden kaynaklanan toplam radyasyondan ısı kazancı ise;

$$Q_{rad-pen} = 21945,14 \text{ kcal / h}$$
 olarak hesaplanır.

### 6.2.2.2. Çatıdan radyasyonla oluşan ısı

Çatıdan ışınlama (radyasyonla) meydana gelen ısı kazancı hesabı, Ek-4/Tablo 6.6' dan saat 16:00 için sıcaklık farkı 31,1 olduğuna göre, şu şekilde hesaplanır;

$$Q_{rad-cat} = KxAx\Delta T$$

$$Q_{rad-cat} = 0,27x410x31,1 = 3442,77kcal / h$$

Elde edilen bu değerler toplamı, ışınlama (radyasyonla) oluşan ısı kazancı toplamını verir;

$$Q_{rad} = Q_{rad-pen} + Q_{rad-cat} = 21945,14 + 3442,77 = 25387,91kcal / h$$

### 6.2.3. İnsanlardan kaynaklanan ısı kazancı

Söz konusu mahalde 180 kişi oturarak hafif iş, 10 kişi ise ayakta hafif iş yapıyor durumdadır. Tablo 6.7' ye göre oturarak hafif iş yapan birinin yaydığı duyulur ısı 65 kcal/h, gizli ısı ise 40 kcal/h' dir. Ayakta hafif iş yapan biri için ise, duyulur ısı 65 kcal/h, gizli ısı ise 50 kcal/h' dir.

Tablodan okunan bu değerler eşiğinde mahalde insanlardan kaynaklanan ısı kazancı şu şekilde olur:

$$Q_{ins-duy} = (180x65) + (10x65) = 12350kcal / h$$

$$Q_{ins-giz} = (180x40) + (10x50) = 7700kcal / h$$

#### 6.2.4. Aydınlatmadan kaynaklanan ısı kazancı

Bilgisayar salonunda, 18 W'lık 192 adet florasın armatür ve 25 W'lık 40 adet florasın ampül bulunduğundan, aydınlatmadan kaynaklanan ısı kazancı şu şekilde olur:

$$q_{arm} = 192 \times 18 = 3456W$$

$$q_{amp} = 40 \times 25 = 1000W$$

$$q_{ayd} = q_{arm} + q_{amp} = 4456W$$

$Q_{ayd} = (4456 \times 1,25) / 1000 = 5,57kW$  (1,25 florasın için aydınlatma yük çarpanı olup boyutsuz dur).

$$Q_{ayd} = 5,57 \times 860 = 4790,20kcal / h \text{ bulunur.}$$

#### 6.2.5. Cihazlardan kaynaklanan ısı kazancı

Mahaldeki 180 adet bilgisayar ve 2 adet fotokopi cihazından kaynaklanan ısı değerleri için, cihaz kataloglarından okunan değerler ve cihazlardan kaynaklanan toplam ısı kazancı değeri şu şekildedir:

$$q_{bil} = 116W / ad \quad (\text{bir bilgisayar için ısı kazancı değeri})$$

$$q_{fot} = 290W / ad \quad (\text{bir fotokopi cihazından kaynaklanan ısı kazancı değeri})$$

$$Q_{cih} = (n_{bil} \times q_{bil}) + (n_{fot} \times q_{fot}) = (180 \times 116) + (2 \times 290) = 21460W = 21,46kW$$

$$Q_{cih} = 21,46 \times 860 = 18455,60kcal / h$$

### 6.2.6. Kanallardan kaynaklanan ısı kazancı

Soğutma sistemi kanalları ya da diğer tesisat elemanları gibi elemanlar düşünülecek olursa, toplam duyulur ısı kazancının % 10' u kadarı “diğer kaynaklardan gelen ısı kazancı” adı altında ek bir ısı kazancı olarak düşünülebilir:

$$Q_{kan} = 0,1x(Q_w + Q_{rad} + Q_{ins-duy} + Q_{ayd} + Q_{cih})$$

$$Q_{kan} = 0,1x(12791,38 + 25387,91 + 12350 + 4790,2 + 18455,60) = 0,1x73775,09$$

$$Q_{kan} = 7377,51kcal/h$$

Bu veriler eşiğinde duyulur ısı kazancı ( $Q_{duy-T}$ ) ve gizli ısı kazancına ( $Q_{giz}$ ) bağlı ısı kazancı toplamı aşağıdaki gibidir;

$$Q_h = Q_{giz} + Q_{duy-T} = Q_{giz} + (Q_{duy} + Q_{kan})$$

$$= 7700 + (73775,09 + 7377,51) = 7700 + 81152,6$$

$$Q_h = 88852,6kcal/h$$

### 6.2.7. Havalandırmadan oluşan ısı kazancı

Dış ortamın kuru termometre sıcaklığının (KTS) 35°C, yaş termometre sıcaklığının (YTS) ise 25°C, iç ortam bağıl neminin %45, üfleme havasının kuru termometre sıcaklığının 12°C, yaş termometre sıcaklığının ise 10°C olduğunu, bina tanımını yaparken belirtmiştir. Mahalde bulunan 190 kişiden her birine gerekli taze hava ihtiyacının 40 m<sup>3</sup>/h olduğu düşünülmüştür (Tablo 6.8).

Tablo 6.8. Mahallere göre kişi başı hava tüketim değerleri.

Mahaller	İnsan sayısı Kişi/100 m <sup>2</sup>	Kişi başına min. taze hava m <sup>3</sup> /h.
Restaurantlar	80-100	50-60
Barlar, kokteyl salonu	100	50-60
Konferans, toplantı salonu	60	35
Ofisler	10-15	35
Kumarhaneler	120	50
Mağazalar, showroamlar	20	20
Süpermarket	20	25
Tiyatrolar, sinemalar	150	25
Kütüphaneler	20	25
Sınıflar (okullar)	50	25
Spor salonları	40	50
Diskotekler, balo salonları	100	50
Ocakbaşı	35	50-60
Sinema	Koltuk sayısına bağlı	25-50
Berber, kuaför	25	50

Bu verilere bağlı olarak;

Taze hava miktarı ( $v$ ) = İnsan sayısı x kişi başı gerekli hava ihtiyacı

$$v = 190 \times 40 = 7600 \text{ m}^3/\text{h} = 2,11 \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{bulunur.}$$

Bu dış havanın meydana getirdiği duyulur ısı kazancı ise aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$Q_{hav-duy} = vx\rho c_p \Delta T$$

$$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{havanın yoğunluğu})$$

$$c_p = 1024,4 \text{ J/kgK} \quad (\text{havanın özgül ısısı})$$

$$\Delta T = 35 - 22 = 13^\circ\text{C} \quad (\text{dış ve iç ortam arasındaki sıcaklık farkı})$$

$$Q_{hav-duy} = 2,11 \times 1,2 \times 1024,4 \times 13 = 33719,15W$$

Taze havanın meydana getirdiği gizli ısı kazancı;

$$Q_{hav-giz} = v \rho x h_{fg} \cdot x \Delta W$$

$$h_{fg} = 2,45 \times 10^6 \text{ J/kg} \quad (\text{uygun bir hava sıcaklığında su buharının gizli ısı})$$

$$W_{dis} = 15,75 \times 10^{-3} \text{ gr/kg} \quad (\text{dış havanın özgül nemi}) \quad (\text{Ek-7/psikrometrik diyagram})$$

$$W_{ic} = 7,40 \times 10^{-3} \text{ gr/kg} \quad (\text{iç havanın özgül nemi}) \quad (\text{Ek-7/psikrometrik diyagram})$$

$$\Delta W = W_{dis} - W_{ic}$$

$$Q_{hav-giz} = 2,11 \times 1,2 \times 2,45 \times 10^6 \times (15,75 \times 10^{-3} - 7,40 \times 10^{-3}) = 51798,39W \quad \text{olarak bulunur.}$$

Bu durumda taze hava miktarından kaynaklanan soğutma yükü;

$$Q_{hava} = Q_{hav-duy} + Q_{hav-giz} = 85517,54 \text{ W} = 73545,08 \text{ kcal/h} \quad \text{bulunur.}$$

$$Q_{TOPLAM} = Q_{hava} + Q_h = 73545,08 + 88852,60$$

$$Q_{TOPLAM} = 162397,68 \text{ kcal/h} = 188,84 \text{ kW} \cong 200 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

### 6.3. Soğutucu Seçimi

Yukarıda hesaplamalar neticesinde, söz konusu mahal için gerekli soğutucu cihaz kapasitesinin, 200 kW olması gerektiği hesaplanmıştır. Bu amaçla seçilen paket cihaz, GEA marka hava soğutmalı GAC O80AA' dır:

Kapasite	: 211 KW
Çektiği güç	: 79 KW
Akışkan	: R134a
Boyutlar	: 2156 x 3980 x 2210

#### 6.4. Soğutucu Aylık Çalışma Süreleri

İncelenen mahallin, Nisan ayının son 15 günü, Ekim ayının ilk 15 günü, Mayıs-Haziran-Temmuz-Ağustos ve Eylül aylarında ise 30' ar gün soğutulacağı düşünülmüştür. Bu nedenle her ay için, soğutucunun çalışma sürelerinin belirlenmesi gerekir. Soğutma yükü hesabı yapılırken gerekli tasarım şartları, ilgili tablolardan alınmıştır. İlgili tablolar, Temmuz ayı için tasarım şartlarını vermektedir. Diğer ayların tasarım şartları, düzeltme tabloları kullanılarak belirlenir (Ek-8/Tablo 6.15).

Tablolar incelendiğinde, söz konusu aylar için tasarım sıcaklıkları aşağıdaki gibidir:

Nisan	: KTS = 30,3°C,	YTS = 22,7°C
Mayıs	: KTS = 32,82°C,	YTS = 23,89°C
Haziran	: KTS = 34,44°C,	YTS = 25°C
Temmuz	: KTS = 35°C,	YTS = 25°C
Ağustos	: KTS = 35°C,	YTS = 25°C
Eylül	: KTS = 33,75°C,	YTS = 24,3°C
Ekim	: KTS = 31,42°C,	YTS = 23,11°C

Soğutma yapılan mahal için iç ısı kazançları, soğutma yükü yapılırken hesaplanan değer ile aynı olacak, dış ısı kazançları ise (iletimle: dış duvarlardan, çatıdan - havalandırmadan), dış ortam sıcaklığına bağlı olarak değişiklik gösterecektir (İç duvarlarda aylara göre ısı kazancının değişmemesinin sebebi, merdiven dairesi sıcaklığının, soğutma yapılacak aylarda, aynı olduğu öngörüsüdür. Işınımından kaynaklanan ısı kazancının değişmemesinin sebebi ise, ışınımından kaynaklanan yükü hesaplarırken kullanılan sıcaklık farklarının, sabit tablo değerleri olmasıdır). Bunun sonucunda, soğutma cihazının aylık çalışma saatlerinde farklılıklar meydana gelecektir.

### 6.4.1. Nisan ayı çalışma süresi

Dış duvarlardan :

$$Q_{DD} = KxAx\Delta T = 3,02 \times 264 \times (30,3 - 22) = 6617,42 \text{ kcal/h}$$

Çatıdan iletimle :

$$Q_{D-cat} = KxAx\Delta T = 0,27 \times 410 \times (30,3 - 22) = 918,81 \text{ kcal/h}$$

Havalandırmadan :

$$Q_{hav-duy} = v \times \rho \times c_p \times \Delta T = 2,11 \times 1,2 \times 1024,4 \times (30,3 - 22) = 21528,38W$$

$$Q_{hav-duy} = 18514,41 \text{ kcal / h}$$

$$Q_{hav-giz} = v \times \rho \times h_{fg} \times \Delta W \quad (W_{dis} = 14,2 \times 10^{-3} \text{ g / kg} \quad \text{psikrometrik diyagram})$$

$$Q_{hav-giz} = 2,11 \times 1,2 \times 2,45 \times 10^6 \times (14,2 \times 10^{-3} - 7,40 \times 10^{-3}) = 42183,12W$$

$$Q_{hav-giz} = 36277,48 \text{ kcal / h}$$

$$Q_{hav} = 18514,41 + 36277,48 = 54791,89 \text{ kcal / h}$$

İç duvarlardan :

$$Q_{iD} = Q_{pen} + Q_{duv} + Q_{kap} = 603,29 + 354,87 + 29,48 = 987,64 \text{ kcal / h}$$

Işınım ile :

$$Q_{rad} = Q_{rad-pen} + Q_{rad-cat} = 21945,14 + 3442,77 = 25387,91 \text{ kcal / h}$$

İnsanlardan :

$$Q_{ins-duy} = (180 \times 65) + (10 \times 65) = 12350 \text{ kcal / h}$$

$$Q_{ins-giz} = (180 \times 40) + (10 \times 50) = 7700 \text{ kcal / h}$$

$$Q_{ins} = 20050 \text{ kcal / h}$$

Aydınlatmadan :



$$Q_{ayd} = 5,57 \times 860 = 4790,20 \text{ kcal/h}$$

Cihazlardan :

$$Q_{cih} = 21,46 \times 860 = 18455,60 \text{ kcal/h}$$

Kanallardan :

$$Q_{kan} = 7300 \text{ kcal/h} \quad (\text{her ay için kabul edilen değer})$$

Nisan ayı toplam ısı kazançları :

$$Q_{nis} = Q_{DD} + Q_{ID} + Q_{cati} + Q_{rad} + Q_{ins} + Q_{ayd} + Q_{cih} + Q_{kan} + Q_{hav}$$

$$Q_{nis} = 139299,47 \text{ kcal/h} = 161,98 \text{ kW}$$

Nisan ayı çalışma süresi ( $t_{nis}$ ) : Seçilen cihaz 1 saatte 210 kW soğutma yapabiliyorsa, 161,98 kW'lık soğutma için;  $t_{nis} = 161,98/210 = 0,77 \text{ saat}$  çalışması gerekir. Günde, 08:00 – 22:00 saatleri arasında 14 saat (Nisan ayının son ve Ekim ayının ilk 15 günü, soğutma yapılacak diğer aylarda ise 30' ar gün sistemin çalıştırılacağı öngörülmüştür) mahal kullanılacağından, Nisan ayı toplam çalışma süresi ( $T_{nis}$ );

$$T_{nis} = 15 \text{ gün} \times 14 \text{ saat} \times 0,77 = 161,7 \text{ saat} \quad \text{bulunur.}$$

#### 6.4.2. Mayıs ayı çalışma süresi

Dış duvarlardan :

$$Q_{DD} = KxA\Delta T = 3,02 \times 264 \times (32,82 - 22) = 8626,57 \text{ kcal/h}$$

Çatıdan iletimle :

$$Q_{D-cat} = KxA\Delta T = 0,27 \times 410 \times (32,82 - 22) = 1197,77 \text{ kcal/h}$$

Havalandırmadan :

$$Q_{hav-duy} = v \rho x c_p x \Delta T = 2,11 \times 1,2 \times 1024,4 \times (32,82 - 22) = 28532,45W$$

$$Q_{hav-duy} = 24537,91kcal / h$$

$$Q_{hav-giz} = v \rho x h_{fg} x \Delta W \quad (W_{dis} = 14,9 \times 10^{-3} g / kg \quad \text{psikrometrik diyagram})$$

$$Q_{hav-giz} = 2,11 \times 1,2 \times 2,45 \times 10^6 \times (14,9 \times 10^{-3} - 7,40 \times 10^{-3}) = 46525,50W$$

$$Q_{hav-giz} = 40011,93kcal / h$$

$$Q_{hav} = 24537,91 + 40011,93 = 64549,84kcal / h$$

İç duvarlardan :

$$Q_{ID} = Q_{pen} + Q_{duv} + Q_{kap} = 603,29 + 354,87 + 29,48 = 987,64kcal / h$$

Işınımla :

$$Q_{rad} = Q_{rad-pen} + Q_{rad-cat} = 21945,14 + 3442,77 = 25387,91kcal / h$$

İnsanlardan :

$$Q_{ins-duy} = (180 \times 65) + (10 \times 65) = 12350kcal / h$$

$$Q_{ins-giz} = (180 \times 40) + (10 \times 50) = 7700kcal / h$$

$$Q_{ins} = 20050kcal / h$$

Aydınlatmadan :

$$Q_{ayd} = 5,57 \times 860 = 4790,20kcal / h$$

Cihazlardan :

$$Q_{cih} = 21,46 \times 860 = 18455,60kcal / h$$

Kanallardan :

$$Q_{kan} = 7300kcal / h \quad (\text{her ay için kabul edilen değer})$$

Mayıs ayı toplam ısı kazançları :

$$Q_{nis} = Q_{DD} + Q_{ID} + Q_{cati} + Q_{rad} + Q_{ins} + Q_{ayd} + Q_{cih} + Q_{kan} + Q_{hav}$$

$$Q_{may} = 151345,53 \text{ kcal/h} = 175,98 \text{ kW}$$

Mayıs ayı çalışma süresi ( $t_{may}$ ) :  $t_{may} = 175,98 / 210 = 0,84 \text{ saat}$

Mayıs ayı toplam çalışma süresi ( $T_{may}$ );

$$T_{may} = 30 \text{ gün} \times 24 \text{ saat} \times 0,84 = 604,8 \text{ saat} \quad \text{bulunur.}$$

### 6.4.3. Haziran ayı çalışma süresi

Dış duvarlardan :

$$Q_{DD} = KxAx\Delta T = 3,02 \times 264 \times (34,44 - 22) = 9918,16 \text{ kcal/h}$$

Çatıdan iletimle :

$$Q_{D-cat} = KxAx\Delta T = 0,27 \times 410 \times (34,44 - 22) = 1377,12 \text{ kcal/h}$$

Havalandırmadan :

$$Q_{hav-duy} = v \times \rho \times c_p \times x \Delta T = 2,11 \times 1,2 \times 1024,4 \times (34,44 - 22) = 32266,63 \text{ W}$$

$$Q_{hav-duy} = 27749,30 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{hav-giz} = v \times \rho \times h_{fg} \times x \Delta W \quad (W_{dis} = 15,6 \times 10^{-3} \text{ g/kg} \quad \text{psikrometrik diyagram})$$

$$Q_{hav-giz} = 2,11 \times 1,2 \times 2,45 \times 10^6 \times (15,6 \times 10^{-3} - 7,40 \times 10^{-3}) = 50867,88 \text{ W}$$

$$Q_{hav-giz} = 43746,38 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{hav} = 27749,30 + 43746,38 = 71495,68 \text{ kcal/h}$$

İç duvarlardan :

$$Q_{ID} = Q_{pen} + Q_{duv} + Q_{kap} = 603,29 + 354,87 + 29,48 = 987,64kcal / h$$

Işınımla :

$$Q_{rad} = Q_{rad-pen} + Q_{rad-cat} = 21945,14 + 3442,77 = 25387,91kcal / h$$

İnsanlardan :

$$Q_{ins-duy} = (180 \times 65) + (10 \times 65) = 12350kcal / h$$

$$Q_{ins-giz} = (180 \times 40) + (10 \times 50) = 7700kcal / h$$

$$Q_{ins} = 20050kcal / h$$

Aydınlatmadan :

$$Q_{ayd} = 5,57 \times 860 = 4790,20kcal / h$$

Cihazlardan :

$$Q_{cih} = 21,46 \times 860 = 18455,60kcal / h$$

Kanallardan :

$$Q_{kan} = 7300kcal / h \quad (\text{her ay için kabul edilen değer})$$

Haziran ayı toplam ısı kazançları :

$$Q_{haz} = Q_{DD} + Q_{ID} + Q_{cati} + Q_{rad} + Q_{ins} + Q_{ayd} + Q_{cih} + Q_{kan} + Q_{hav}$$

$$Q_{haz} = 159762,31kcal / h = 185,77 \text{ kW}$$

Haziran ayı çalışma süresi ( $t_{haz}$ ) :  $t_{haz} = 185,77 / 210 = 0,89 \text{ saat}$

Haziran ayı toplam çalışma süresi ( $T_{haz}$ );

$$T_{haz} = 30 \text{ gün} \times 14 \text{ saat} \times 0,89 = 373,8 \text{ saat} \quad \text{bulunur.}$$

#### 6.4.4. Temmuz ayı çalışma süresi

Binanın soğutma yükü hesabı yapılırken, sistem Temmuz ayına göre çözümlenmişti. Dolayısı ile, mahallin soğutma yükü, Temmuz ayında oluşan ısı kazancına eşittir:

$$Q_{tem} = 162397,68 \text{ kcal/h} = 188,84 \text{ kW}$$

$$\text{Temmuz ayı çalışma süresi } (t_{tem}) : t_{tem} = 188,84 / 210 = 0,9 \text{ saat}$$

Temmuz ayı toplam çalışma süresi ( $T_{tem}$ );

$$T_{tem} = 30 \text{ gün} \times 14 \text{ saat} \times 0,9 = 378 \text{ saat} \quad \text{bulunur.}$$

#### 6.4.5. Ağustos ayı çalışma süresi

Temmuz ve Ağustos aylarının kuru ve yaş termometre sıcaklıkları aynı olduğundan, Temmuz ve Ağustos ayı çalışma süreleri aynıdır:

$$T_{agu} = T_{tem} = 30 \text{ gün} \times 14 \text{ saat} \times 0,9 = 378 \text{ saat}$$

#### 6.4.6. Eylül ayı çalışma süresi

Dış duvarlardan :

$$Q_{DD} = KxAx\Delta T = 3,02 \times 264 \times (33,75 - 22) = 9368,04 \text{ kcal/h}$$

Çatıdan iletimle :

$$Q_{D-cat} = KxAx\Delta T = 0,27 \times 410 \times (33,75 - 22) = 1300,73 \text{ kcal/h}$$

Havalandırmadan :

$$Q_{hav-duy} = v \times \rho \times c_p \times \Delta T = 2,11 \times 1,2 \times 1024,4 \times (33,75 - 22) = 30476,92 \text{ W}$$

$$Q_{hav-duy} = 26210,15kcal / h$$

$$Q_{hav-giz} = v \times \rho \times h_{fg} \times \Delta W \quad (W_{dis} = 15,5 \times 10^{-3} g / kg \quad \text{psikrometrik diyagram})$$

$$Q_{hav-giz} = 2,11 \times 1,2 \times 2,45 \times 10^6 \times (15,5 \times 10^{-3} - 7,40 \times 10^{-3}) = 50247,54W$$

$$Q_{hav-giz} = 43212,88kcal / h$$

$$Q_{hav} = 26210,15 + 43212,88 = 69423,03kcal / h$$

İç duvarlardan :

$$Q_{ID} = Q_{pen} + Q_{duv} + Q_{kap} = 603,29 + 354,87 + 29,48 = 987,64kcal / h$$

Işınım ile :

$$Q_{rad} = Q_{rad-pen} + Q_{rad-cat} = 21945,14 + 3442,77 = 25387,91kcal / h$$

İnsanlardan :

$$Q_{ins-duy} = (180 \times 65) + (10 \times 65) = 12350kcal / h$$

$$Q_{ins-giz} = (180 \times 40) + (10 \times 50) = 7700kcal / h$$

$$Q_{ins} = 20050kcal / h$$

Aydınlatmadan :

$$Q_{ayd} = 5,57 \times 860 = 4790,20kcal / h$$

Cihazlardan :

$$Q_{cih} = 21,46 \times 860 = 18455,60kcal / h$$

Kanallardan :

$$Q_{kan} = 7300kcal / h \quad (\text{her ay için kabul edilen değer})$$

Eylül ayı toplam ısı kazançları :

$$Q_{eyl} = Q_{DD} + Q_{ID} + Q_{cati} + Q_{rad} + Q_{ins} + Q_{ayd} + Q_{cih} + Q_{kan} + Q_{hav}$$

$$Q_{eyl} = 157063,15 \text{ kcal / h} = 182,63 \text{ kW}$$

$$\text{Eylül ayı çalışma süresi } (t_{eyl}) : t_{eyl} = 182,63 / 210 = 0,87 \text{ saat}$$

Eylül ayı toplam çalışma süresi ( $T_{eyl}$ );

$$T_{eyl} = 30 \text{ gün} \times 14 \text{ saat} \times 0,87 = 365,4 \text{ saat} \quad \text{bulunur.}$$

#### 6.4.7. Ekim ayı çalışma süresi

Dış duvarlardan :

$$Q_{DD} = KxAx\Delta T = 3,02 \times 264 \times (31,42 - 22) = 7510,38 \text{ kcal/h}$$

Çatıdan iletimle :

$$Q_{D-cat} = KxAx\Delta T = 0,27 \times 410 \times (31,42 - 22) = 1042,79 \text{ kcal/h}$$

Havalandırmadan :

$$Q_{hav-duy} = v \times \rho \times c_p \times \Delta T = 2,11 \times 1,2 \times 1024,4 \times (31,42 - 22) = 24433,42 \text{ W}$$

$$Q_{hav-duy} = 21012,74 \text{ kcal / h}$$

$$Q_{hav-giz} = v \times \rho \times h_{fg} \times \Delta W \quad (W_{dis} = 14,5 \times 10^{-3} \text{ g / kg} \quad \text{psikrometrik diyagram})$$

$$Q_{hav-giz} = 2,11 \times 1,2 \times 2,45 \times 10^6 \times (14,5 \times 10^{-3} - 7,40 \times 10^{-3}) = 44044,14 \text{ W}$$

$$Q_{hav-giz} = 37877,96 \text{ kcal / h}$$

$$Q_{hav} = 21012,74 + 37877,96 = 58890,7 \text{ kcal / h}$$

İç duvarlardan :

$$Q_{ID} = Q_{pen} + Q_{duv} + Q_{kap} = 603,29 + 354,87 + 29,48 = 987,64 \text{ kcal / h}$$

Işınımla :

$$Q_{rad} = Q_{rad-pen} + Q_{rad-cat} = 21945,14 + 3442,77 = 25387,91kcal / h$$

İnsanlardan :

$$Q_{ins-duy} = (180 \times 65) + (10 \times 65) = 12350kcal / h$$

$$Q_{ins-giz} = (180 \times 40) + (10 \times 50) = 7700kcal / h$$

$$Q_{ins} = 20050kcal / h$$

Aydınlatmadan :

$$Q_{ayd} = 5,57 \times 860 = 4790,20kcal / h$$

Cihazlardan :

$$Q_{cih} = 21,46 \times 860 = 18455,60kcal / h$$

Kanallardan :

$$Q_{kan} = 7300kcal / h \quad (\text{her ay için kabul edilen değer})$$

Ekim ayı toplam ısı kazançları :

$$Q_{ekm} = Q_{DD} + Q_{ID} + Q_{cati} + Q_{rad} + Q_{ins} + Q_{ayd} + Q_{cih} + Q_{kan} + Q_{hav}$$

$$Q_{ekm} = 144415,22kcal / h = 167,93 \text{ kW}$$

Ekim ayı çalışma süresi ( $t_{ekm}$ ) :  $t_{ekm} = 167,93 / 210 = 0,8 \text{ saat}$

Ekim ayı toplam çalışma süresi ( $T_{ekm}$ );

$$T_{ekm} = 15 \text{ gün} \times 14 \text{ saat} \times 0,80 = 168 \text{ saat} \quad \text{bulunur.}$$

Seçilen soğutucunun saatlik elektrik enerjisi sarfiyatı 79 kW'dır. Bu durumda, aylara göre soğutma sisteminin çalışma süresi ve enerji sarfiyatı tablo 6.9' da verilmiştir.

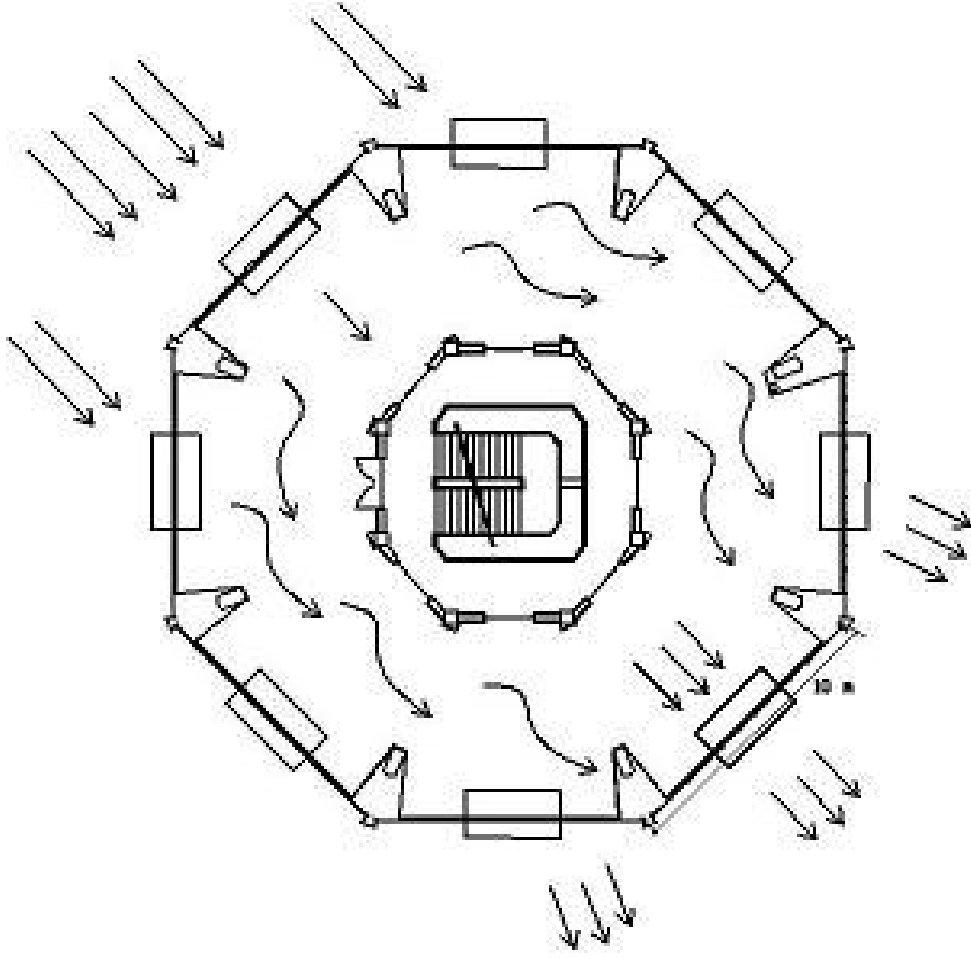


Tablo 6.9. Aylara göre soğutma sisteminin çalışma süreleri ve enerji sarfiyatı

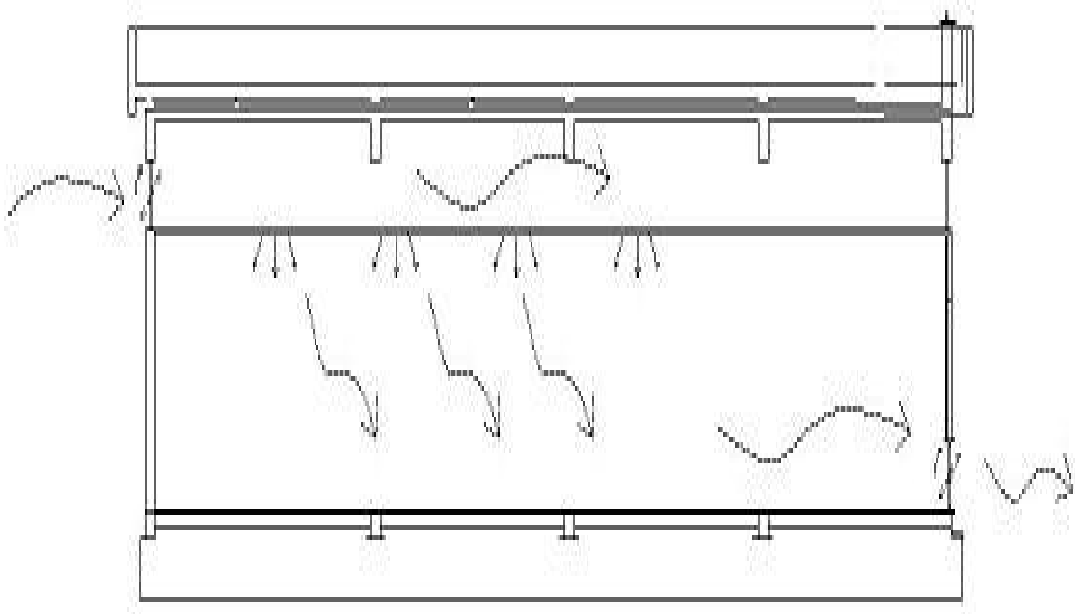
AYLAR	ÇALIŞMA SÜRESİ (SAAT)	ELEKTRİK ENERJİSİ TÜKETİMİ (kWh)
NİSAN	161,7	12774,3
MAYIS	352,8	27871,2
HAZİRAN	373,8	29530,2
TEMMUZ	378	29862
AĞUSTOS	378	29862
EYLÜL	365,4	28866,6
EKİM	168	13272
<b>TOPLAM</b>	<b>2177,7</b>	<b>172038,3</b>

### 6.5. Doğal Havalandırmanın Soğutma Enerjisine Etkisi

Binaya doğal havalandırma yapmak için, toprak zeminden 9 m yükseklikte ve binanın sekizgen mimarisinin her bir kenarına, 4m x 0,30m ebatlarında 8 adet damper yerleştirilmiştir (Şekil 6.6). Damperler katların alt ve üst kotlarında olmak üzere iki sıradır. Bu sayede, asma tavan içerisine alınan taze hava, menfezlerden mahale girecek, tüm hacime dağıldıktan sonra, zıt istikametteki mahallin alt kotunda yer alan damperden dışarı çıkacaktır (Şekil 6.7).



Şekil 6.6. Damperlerden bina içerisine giren havanın akışı ve menfezlerden dağılışı (mimari kat görünüşü)



Şekil 6.7. Mahalde ilerleyen hava (kesit görünüşü)

Binanın üst kotundan içeri alınan taze havanın, alt kotundan dışarı çıkması, havanın tüm hacime dağılmasını sağlayacaktır. Her yöne damper yerleştirilmesine rağmen, meteoroloji verilerine göre hakim rüzgar yönü kuzey batı olduğu için, daha çok bu yöne bakan damperler kullanılacaktır. Damperlerin açık-kapalı olması kontrol edilebildiği için, hangi duvardaki damperin açık olacağı rüzgar yönüne göre anlık belirlenebilir.

### 6.5.1. Binaya etki eden rüzgar hızı

Sakarya Meteoroloji Müdürlüğü verilerine göre (Ek-6/Tablo 6.9), Sakarya bölgesinde, hakim rüzgar yönü Kuzeybatı'dır. Meteorolojide geçen rüzgar hızları, yer seviyesinden 10 m yükseklikteki hızlar olduğundan, meteoroloji hızları aynen kullanılamaz. Etkin rüzgar hızlarını ( $V_H$ ) belirlemek için, 4-2 denklemi kullanılmalıdır:

$$V_H = V_{met} \left( \frac{\delta_{met}}{H_{met}} \right)^{\alpha_{met}} \left( \frac{H}{\delta} \right)^{\alpha}$$

Burada;

$V_{met}$  : Meteoroloji istasyonunda ölçülen rüzgar hızı

$H_{met}$  : 10m (Meteoroloji istasyonunda bulunan anemometrenin yerden yüksekliği)

$\alpha, \alpha_{met}$  : 0,14 (Binanın-Meteoroloji istasyonunun bulunduğu arazi şartları için katsayı)

$\delta, \delta_{met}$  : Sınır tabaka kalınlığıdır.

Meteoroloji istasyonu ve incelenen bina aynı çevrede olduğundan, denklemdeki sınır tabaka kalınlığı terimleri sadeleşir ve yüksekliğe-meteoroloji hızına-yüzey katsayısına bağlı hız denklemimiz aşağıdaki gibi olur:

$$V_H = V_{met} \left( \frac{H}{H_{met}} \right)^{\alpha}$$

Bu durumda aylara göre binaya etki eden rüzgar hızları aşağıdaki gibi olur:

Ocak ayı için:

$$V_{H-ock} = 1,6x \left( \frac{9}{10} \right)^{0,14} = 1,58m / s$$

Şubat ayı için:

$$V_{H-sub} = 1,7x \left( \frac{9}{10} \right)^{0,14} = 1,68m / s$$

Mart ayı için:

$$V_{H-mart} = 1,7x \left( \frac{9}{10} \right)^{0,14} = 1,68m / s$$

Nisan ay için:

$$V_{H-nis} = 1,8x\left(\frac{9}{10}\right)^{0,14} = 1,77m / s$$

Mayıs ayı için:

$$V_{H-may} = 1,7x\left(\frac{9}{10}\right)^{0,14} = 1,68m / s$$

Haziran ayı için:

$$V_{H-haz} = 1,7x\left(\frac{9}{10}\right)^{0,14} = 1,68m / s$$

Temmuz ayı için:

$$V_{H-tem} = 1,7x\left(\frac{9}{10}\right)^{0,14} = 1,68m / s$$

Ağustos ayı için:

$$V_{H-agu} = 1,7x\left(\frac{9}{10}\right)^{0,14} = 1,68m / s$$

Eylül ayı için:

$$V_{H-eyl} = 1,4x\left(\frac{9}{10}\right)^{0,14} = 1,38m / s$$

Ekim ayı için:

$$V_{H-ekm} = 1,4x\left(\frac{9}{10}\right)^{0,14} = 1,38m / s$$

Kasım ayı için:

$$V_{H-kas} = 1,3x\left(\frac{9}{10}\right)^{0,14} = 1,28m / s$$

Aralık ayı için:

$$V_{H-arl} = 1,6x\left(\frac{9}{10}\right)^{0,14} = 1,58m / s$$

Aylara göre rüzgar hızları ve ortalama gece sıcaklıkları Tablo 6.10' da verilmiştir:

Tablo 6.10. Aylara göre sıcaklık-rüzgar hızı verileri

AYLAR	ORTALAMA GECE SICAKLIĞI (°C)	RÜZGAR YÖNÜ	METEOROLOJİK RÜZGAR HIZI (m/s – 10 m yükseklik için)	ETKİN RÜZGAR HIZI (m/s – 9 m yükseklik için)
OCAK	3	KUZEYBATI	1,6	1,58
ŞUBAT	2,8	KUZEYBATI	1,7	1,68
MART	4,4	KUZEYBATI	1,7	1,68
NİSAN	8,1	KUZEYBATI	1,8	1,77
MAYIS	12	KUZEYBATI	1,7	1,68
HAZİRAN	15,7	KUZEYBATI	1,7	1,68
TEMMUZ	17,8	KUZEYBATI	1,7	1,68
AĞUSTOS	17,8	KUZEYBATI	1,7	1,68
EYLÜL	14,2	KUZEYBATI	1,4	1,38
EKİM	11	KUZEYBATI	1,4	1,38
KASIM	7,2	KUZEYBATI	1,3	1,28
ARALIK	4,8	KUZEYBATI	1,6	1,58

### 6.5.2. Bina yüzeyindeki dinamik basınç

Binaya etki eden rüzgar hızının oluşturduğu basıncın, Bernouelli denklemi yardımıyla hesaplanabildiğini Bölüm 4’ de belirtmiştik:

$$\Delta P = P_{bina} - P_{rüzgar} = R \frac{1}{2} \rho V_{rüzgar}^2$$

Denklemdaki R (iç dirençler toplamı) katsayısını bulabilmek için Tablo 6.11’ den yararlanılabilir.

Tablo 6.11. Akış debisi özel direnç kayıp katsayıları

	Kayıp Katsayısı
Giriş Damperi	0,3
Menfez	1,3
Çıkış Damperi	0,3

Hava akışının asma tavan içerisinde kanal kullanmadan dağıtıldığı ve mahale 16 adet menfez yerleştirildiği düşünüldüğünde R (iç dirençler katsayısı);

$$R = \sum \lambda_{sürt} \frac{L}{D_h} + \sum \zeta$$

$$\lambda_{sürt} = 0 \text{ (sürtünme kayıp katsayısı – kanal kullanılmadığı için 0'dır)}$$

Bu durumda;

$$R = 0,3 + (16 \times 1,3) + 0,3 = 21,4$$

bulunur.

Soğutma yapılacak aylara göre oluşan dinamik basınçlar aşağıdaki gibi hesaplanır:

Nisan ayı için;

$$\Delta P_{nis} = 21,4 \times \frac{1}{2} \times 1,225 \times (1,77)^2 = 41,06$$

Mayıs ayı için;

$$\Delta P_{may} = 21,4 \times \frac{1}{2} \times 1,225 \times (1,68)^2 = 37$$

Haziran ayı için;

$$\Delta P_{haz} = 21,4 \times \frac{1}{2} \times 1,225 \times (1,68)^2 = 37$$

Temmuz ayı için;

$$\Delta P_{tem} = 21,4 \times \frac{1}{2} \times 1,225 \times (1,68)^2 = 37$$

Ağustos ayı için;

$$\Delta P_{agu} = 21,4x \frac{1}{2} x 1,225x(1,68)^2 = 37$$

Eylül ayı için;

$$\Delta P_{eyl} = 21,4x \frac{1}{2} x 1,225x(1,38)^2 = 24,96$$

Ekim ayı için;

$$\Delta P_{ekm} = 21,4x \frac{1}{2} x 1,225x(1,38)^2 = 24,96$$

### 6.5.3. Damperden içeri alınan havanın debisi

Aylara göre havalandırma havasının akış debilerini hesaplamak için denklem 4-7 kullanılır:

$$Q_h = A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_h R}}$$

$A$  :  $3ad \times 1,2m^2 = 3,6m^2$  (3 damperin giriş kesiti – 4 m x 0,3 m )

$\Delta P$  : dinamik basınç

$V_{rüzgar}$  : rüzgar hızı (m/s)

$\rho_h$  :  $1,225 \text{ kg/m}^3$  (havanın yoğunluğu)

$R$  : 21,4 (iç dirençler katsayısı)

Nisan ayı için;

$$Q_h = A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_h R}} = 3,6x \sqrt{\frac{2x41,06}{1,225x21,4}} = 6,372m^3 / s = 22939,2m^3 / h$$

Mayıs ayı için;

$$Q_h = A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_h R}} = 3,6x \sqrt{\frac{2x37}{1,225x21,4}} = 6,048m^3 / s = 21772,8m^3 / h$$

Haziran ayı için;



$$Q_h = A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_h R}} = 3,6x \sqrt{\frac{2x37}{1,225x21,4}} = 6,048m^3 / s = 21772,8m^3 / h$$

Temmuz ayı için;

$$Q_h = A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_h R}} = 3,6x \sqrt{\frac{2x37}{1,225x21,4}} = 6,048m^3 / s = 21772,8m^3 / h$$

Ağustos ayı için;

$$Q_h = A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_h R}} = 3,6x \sqrt{\frac{2x37}{1,225x21,4}} = 6,048m^3 / s = 21772,8m^3 / h$$

Eylül ayı için;

$$Q_h = A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_h R}} = 3,6x \sqrt{\frac{2x24,96}{1,225x21,4}} = 4,968m^3 / s = 17884,8m^3 / h$$

Ekim ayı için;

$$Q_h = A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_h R}} = 3,6x \sqrt{\frac{2x24,96}{1,225x21,4}} = 4,968m^3 / s = 17884,8m^3 / h \text{ ' dir.}$$

#### 6.5.4. Doğal havalandırmanın soğutma kapasitesi

Aylara göre, 1,4 m/s – 1,8 m/s arasındaki meteorolojik hızlarla esen rüzgarın, binaya açılan 4m x 0,3m ölçülerindeki üç adet açıklıktan, bir saatte binaya taşıdığı taze hava miktarı 16592,4 m<sup>3</sup>/h – 22939,2 m<sup>3</sup>/h arasında değişmektedir (Tablo 6.12).

Tablo 6.12. Aylık etkin rüzgar hızları ve damperlerden içeriye giren hava miktarları

AYLAR	METEOROLOJİK RÜZGAR HIZI (m/s)	ETKİN RÜZGAR HIZI (m/s)	DAMPERDEN ALINAN TAZE HAVA MİKTARI (m <sup>3</sup> /h)
NİSAN	1,8	1,77	22939,2
MAYIS	1,7	1,68	21772,8
HAZİRAN	1,7	1,68	21772,8
TEMMUZ	1,7	1,68	21772,8
AĞUSTOS	1,7	1,68	21772,8
EYLÜL	1,4	1,38	17884,8
EKİM	1,4	1,38	17884,8

Taze havanın sebep olduğu soğutma miktarı, yukarıdaki tabloda yer alan taze hava değerleri, damperlerin gece 00:30 – 05:30 saatleri arasında (5 saat) açık olması durumu ve iç ortam ile dış ortam arasındaki sıcaklık farkı değerlerine bağlı olarak, denklem 4-8 ile hesaplanabilir:

$$q_{ısı} = \int_{t_i}^{t_f} m_{hava} \cdot c_{p,hava} \cdot (T_{d,hava} - T_{oda}) dt$$

$m_{hava}$  : taze hava miktarı ( $Q_h \cdot x \rho_{hava}$ ) (kg/s)

$c_{p,hava}$  : 1,031 kJ/kg.K (havanın ortalama özgül ısısı)

$T_{d,hava} - T_{oda}$  : iç-dış ortam sıcaklık farkı

$t_f - t_i$  : 5 saat (00:30 – 05:30)

Soğutma yapılacak her ay için bu değerler hesaplanırsa:

Nisan ayı için;

$$m_{hava} = \frac{22939,2}{3600} \cdot 1,225 = 7,806 \text{ kg / s}$$

$$q_{nis} = m_{hava} \cdot c_{p,hava} \cdot (\Delta T) = 7,806 \cdot 1,031 \cdot (22 - 8,1) = 111,87 \text{ kW}$$

$$q_{nis-toplam} = 15 \text{ gun} \cdot 5 \text{ saat} \cdot 111,87 \text{ kW} = 8390,25 \text{ kWh}$$

Mayıs ayı için;

$$m_{hava} = \frac{21772,8}{3600} \times 1,225 = 7,409 \text{ kg / s}$$

$$q_{may} = m_{hava} \times c_{p,hava} \times (\Delta T) = 7,409 \times 1,031 \times (22 - 12) = 76,39 \text{ kW}$$

$$q_{may-toplam} = 30 \text{ gun} \times 5 \text{ saat} \times 76,39 \text{ kW} = 11458,5 \text{ kWh}$$

Haziran ayı için;

$$m_{hava} = \frac{21772,8}{3600} \times 1,225 = 7,409 \text{ kg / s}$$

$$q_{haz} = m_{hava} \times c_{p,hava} \times (\Delta T) = 7,409 \times 1,031 \times (22 - 15,7) = 48,12 \text{ kW}$$

$$q_{haz-toplam} = 30 \text{ gun} \times 5 \text{ saat} \times 48,12 \text{ kW} = 7218 \text{ kWh}$$

Temmuz ayı için;

$$m_{hava} = \frac{21772,8}{3600} \times 1,225 = 7,409 \text{ kg / s}$$

$$q_{tem} = m_{hava} \times c_{p,hava} \times (\Delta T) = 7,409 \times 1,031 \times (22 - 17,8) = 32,08 \text{ kW}$$

$$q_{tem-toplam} = 30 \text{ gun} \times 5 \text{ saat} \times 32,08 \text{ kW} = 4812 \text{ kWh}$$

Ağustos ayı için;

$$m_{hava} = \frac{21772,8}{3600} \times 1,225 = 7,409 \text{ kg / s}$$

$$q_{agu} = m_{hava} \times c_{p,hava} \times (\Delta T) = 7,409 \times 1,031 \times (22 - 17,8) = 32,08 \text{ kW}$$

$$q_{agu-toplam} = 30 \text{ gun} \times 5 \text{ saat} \times 32,08 \text{ kW} = 4812 \text{ kWh}$$

Eylül ayı için;

$$m_{hava} = \frac{17884,8}{3600} \times 1,225 = 6,086 \text{ kg / s}$$

$$q_{eyl} = m_{hava} \times c_{p,hava} \times (\Delta T) = 6,086 \times 1,031 \times (22 - 14,2) = 48,94 \text{ kW}$$

$$q_{eyl-toplam} = 30 \text{ gun} \times 5 \text{ saat} \times 48,94 \text{ kW} = 7341 \text{ kWh}$$

Ekim ayı için;

$$m_{hava} = \frac{17884,8}{3600} \times 1,225 = 6,086 \text{ kg / s}$$

$$q_{ekm} = m_{hava} \times c_{p,hava} \times (\Delta T) = 6,086 \times 1,031 \times (22 - 11) = 69,02 \text{ kW}$$

$$q_{ekm-toplam} = 30 \text{ gun} \times 5 \text{ saat} \times 69,02 \text{ kW} = 10353 \text{ kWh} \quad \text{bulunur.}$$

İncelenen aylar boyunca her gece 5 saat doğal havalandırma yapıldığı varsayılırsa, doğal yolla 54384,75 kWh' lik soğutma enerjisi kullanılmış olur. Aylara göre doğal soğutma kapasiteleri aşağıda tablo halinde gösterilmiştir:

Tablo 6.13. Aylara göre doğal havalandırmanın soğutma kapasitesi

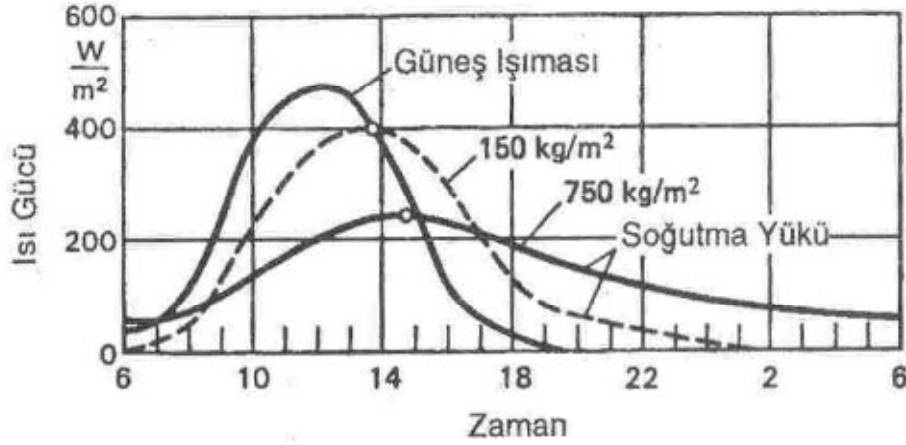
AYLAR	ÇALIŞMA SÜRESİ (h)	SOĞUTMA KAPASİTESİ (kW)	SOĞUTMA ENERJİSİ (kWh)
NİSAN	75	111,87	8390,25
MAYIS	150	76,39	11458,5
HAZİRAN	150	48,12	7218
TEMMUZ	150	32,08	4812
AĞUSTOS	150	32,08	4812
EYLÜL	150	48,94	7341
EKİM	75	69,02	10353

## 6.6. Bina Kütlesinin Isıl Depolama Etkisi

### 6.6.1. Isıl depolama tanımı

Şimdiye kadar ele alınan ısı kaynaklarından, güneş ışınması ve bunun gibi çeşitli kaynaklardan gelen ısının hava tarafından hemen alındığı kabul ediliyordu. Ancak bir çok ısı kaynağında, gelen ısının bir bölümü vurduğu duvarları ısıtır. Örneğin camdan gelen ışınlar ilk önce yeri hızlı bir şekilde ısıtır sonra bu ısıtma yavaşlar. Burada ısı yerde depolanmaya başlar ve dolayısıyla da hemen soğutma yükü olarak etkilemez. Bu olayın sonunda ısı depolaması yoluyla tesisatın soğutma yükü piki hatırı sayılır

ölçüde azaltılmış olur. Şekil 6.8' de hafif bir bina ile ağır bir bina arasındaki ısı depolama farkını göstermektedir [13].



Şekil 6.8. Hafif bina ile ağır bina arasındaki ısı depolama farkı

Hafif binalarda ( $150 \text{ kg/m}^2$ ) saat 13:00' de soğutma yükü  $400 \text{ W/m}^2$ , ağır binalarda ise ( $750 \text{ kg/m}^2$ ) saat 14:30' da soğutma yükü  $220 \text{ W/m}^2$ ' dir. Ağır binalarda hem pik saatin geciktirildiği hem de soğutma yükünün yarı yarıya düştüğü görülmektedir.

Binada gece, havalandırma yoluyla ön soğutma uygulamak soğutma yükünü düşürür. Bunun yanında, mekanik ön soğutma da, elektrik tüketimine neden olmasına rağmen, çoğu zaman uygulanabilir bir yoldur. Ayrıca, binanın ısı depolama özelliğinin iyi olması, soğutma sistemini küçülteceğinden, kurulum maliyetlerinde düşüğe sebep olacaktır.

İçte kütleli ağırlıklar içermeyen dış gövdeden oluşan binalar gibi yapılar, ısı depolamaya uygun değildir. Bir binanın diğer bir çok fiziksel karakteristikleri arasında, halı kaplama, tavan plenumları, dahili bölmeler, dahili döşeme biçimi ısı depolamayı önemli ölçüde etkilemektedir. Isıl kütleli en iyi kullanmak için, binanın bu düşünce göz önünde bulundurularak tasarlanması gerekir.

### 6.6.2. Binanın ısı depolama kapasitesi

Bir döşeme betonunda, depolanan ısı miktarı bu betonun kütlesi, özgül ısı kapasitesi ve sıcaklık farkının çarpımına eşittir [14]:

$$Q_{dep} = V' \times \rho \times c_p \times \Delta T / 3600$$

$Q_{dep}$  : Isı depolama kapasitesi (kWh)

$V'$  : Hacim (m<sup>3</sup>) (döşeme betonu:102,5, iç tuğla duvarlar: 18,18)

$\rho$  : Yoğunluk (kg/ m<sup>3</sup>) (beton: 2200, tuğla duvar: 1000)

$c_p$  : Özgül ısı kapasitesi (kJ/kgK) (beton: 1, tuğla: 0,79)

$\Delta T$  : Sıcaklık farkı (K)

Bu bağıntılar eşiğinde, aylara göre gece ortalama sıcaklıklar değişeceğinden, bina kütlesinde depolanan enerjide de farklılıklar olacaktır:

Nisan ayı için binanın ısı depolama kapasitesi;

$$Q_{dep-tug} = V' \times \rho \times c_p \times \Delta T = 102,5 \times 2200 \times 1 \times (22 - 8,1) / 3600 = 870 kWh$$

$$Q_{dep-bet} = V' \times \rho \times c_p \times \Delta T = 18,18 \times 1000 \times 0,79 \times (22 - 8,1) / 3600 = 55,45 kWh$$

$$Q_{dep-nis} = 925,45 kWh$$

Mayıs ayı için ısı depolama kapasitesi;

$$Q_{dep-tug} = V' \times \rho \times c_p \times \Delta T = 102,5 \times 2200 \times 1 \times (22 - 12) / 3600 = 626,39 kWh$$

$$Q_{dep-bet} = V' \times \rho \times c_p \times \Delta T = 18,18 \times 1000 \times 0,79 \times (22 - 12) / 3600 = 39,9 kWh$$

$$Q_{dep-may} = 666,29 kWh$$

Haziran ayı için ısı depolama kapasitesi;

$$Q_{dep-tug} = V' \times \rho \times c_p \times \Delta T = 102,5 \times 2200 \times 1 \times (22 - 15,7) / 3600 = 394,63 kWh$$

$$Q_{dep-bet} = V' x \rho x c_p x \Delta T = 18,18 \times 1000 \times 0,79 \times (22 - 15,7) / 3600 = 25,13 kWh$$

$$Q_{dep-haz} = 419,76 kWh$$

Temmuz ayı için ısı depolama kapasitesi;

$$Q_{dep-tug} = V' x \rho x c_p x \Delta T = 102,5 \times 2200 \times 1 \times (22 - 17,8) / 3600 = 263,08 kWh$$

$$Q_{dep-bet} = V' x \rho x c_p x \Delta T = 18,18 \times 1000 \times 0,79 \times (22 - 17,8) / 3600 = 16,76 kWh$$

$$Q_{dep-tem} = 279,84 kWh$$

Ağustos ayı için ısı depolama kapasitesi;

$$Q_{dep-tug} = V' x \rho x c_p x \Delta T = 102,5 \times 2200 \times 1 \times (22 - 17,8) / 3600 = 263,08 kWh$$

$$Q_{dep-bet} = V' x \rho x c_p x \Delta T = 18,18 \times 1000 \times 0,79 \times (22 - 17,8) / 3600 = 16,76 kWh$$

$$Q_{dep-agu} = 279,84 kWh$$

Eylül ayı için ısı depolama kapasitesi;

$$Q_{dep-tug} = V' x \rho x c_p x \Delta T = 102,5 \times 2200 \times 1 \times (22 - 14,2) / 3600 = 488,58 kWh$$

$$Q_{dep-bet} = V' x \rho x c_p x \Delta T = 18,18 \times 1000 \times 0,79 \times (22 - 14,2) / 3600 = 31,12 kWh$$

$$Q_{dep-eyl} = 519,7 kWh$$

Ekim ayı için ısı depolama kapasitesi;

$$Q_{dep-tug} = V' x \rho x c_p x \Delta T = 102,5 \times 2200 \times 1 \times (22 - 11) / 3600 = 689,03 kWh$$

$$Q_{dep-bet} = V' x \rho x c_p x \Delta T = 18,18 \times 1000 \times 0,79 \times (22 - 11) / 3600 = 43,89 kWh$$

$$Q_{dep-ekm} = 732,92 kWh \quad \text{dir.}$$

Aylara göre binanın depolayabileceği enerji miktarları Tablo 6.14' de gösterilmiştir:

Tablo 6.14. Aylara göre binanın kütleel ısı depolama kapasitesi

<b>AYLAR</b>	<b>BİNADA DEPOLANAN ENERJİ (kWh)</b>
NİSAN	925,45
MAYIS	666,29
HAZİRAN	419,76
TEMMUZ	279,84
AĞUSTOS	279,84
EYLÜL	519,7
EKİM	732,92



## BÖLÜM 7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tablo 7.1' de, Sakarya' da incelenen binanın ısı depolama kapasitesini karşılamak için, aylara göre mevcut mekanik sistemin tek başına ne kadar süre çalıştırılması gerektiği ve doğal soğutmanın uygulanması durumunda, mekanik sistemin çalışma süresinin ne kadar düştüğü görülmektedir. Gece damperlerin açılmasıyla oluşan soğutma, binanın ısı depolamasını karşılamak için harcanmaktadır. Doğal soğutma, Nisan ayında yıllık en yüksek rüzgar hızı ve gece ortalama en düşük sıcaklık değerlerine ulaşıldığı için, sadece kütleli ısı depolamanın karşılanması sınıflamasında %60,44 mertebesinde yüksek bir tasarruf sağlamaktadır. Aynı sınıflamada, Eylül ayında ise %47,08' lik tasarruf değerine ulaşılmıştır.

Tablo 7.2' de ise, doğal havalandırmanın, sadece mekanik soğutma yapılması yada mekanik soğutmayla birlikte doğal soğutma yapılması durumlarında, ısı atalet (kütleli ısı depolama) ve toplam soğutma yüküne bağlı tasarrufu belirtilmiştir. Nisan ayında toplam soğutma yükünde (ısı atalet ile birlikte) %17,79 tasarruf sağlanmış iken, bu oran Temmuz ve Ağustos aylarında %5,26' ya düşmüştür. Bunun sebebi, Temmuz ve Ağustos aylarında, ortalama gece sıcaklıklarının diğer aylara göre yüksek olmasıdır.

Tablo 7.1. Binanın ısı depolamasını karşılamak için sistemlerin çalışma süreleri

AYLAR	BİNADA DEPOLANAN ENERJİ (kWh/gün)	SADECE MEKANİK SOĞUTMA.		SADECE DOĞAL SOĞUTMA.		HİBRİD SOĞUTMA. (DOĞAL+MEKANİK)		
		KAPASİTESİ (kW)	ÇALIŞMA SÜRESİ (h/gün)	KAPASİTESİ (kW)	ÇALIŞMA SÜRESİ (h/gün)	DOĞAL SOĞ. ÇALIŞMA SÜRESİ (h/gün)	MEKANİK SOĞ. ÇALIŞMA SÜRESİ (h/gün)	TASARRUF (ISIL DEPOLAMAYI YENMEK İÇİN)
NİSAN	925,45	210	4,4	111,87	8,3	5,0	1,7	60,44%
MAYIS	666,29	210	3,2	76,39	8,7	5,0	1,4	57,32%
HAZİRAN	419,76	210	2,0	48,12	8,7	5,0	0,9	57,32%
TEMMUZ	279,84	210	1,3	32,08	8,7	5,0	0,6	57,32%
AĞUSTOS	279,84	210	1,3	32,08	8,7	5,0	0,6	57,32%
EYLÜL	519,7	210	2,5	48,94	10,6	5,0	1,3	47,08%
EKİM	732,92	210	3,5	69,02	10,6	5,0	1,8	47,09%

Tablo 7.2. Binan soğutma yükü ve ısı depolama kapasitesi birlikte göz önünde bulundurulduğunda, doğal havalandırmanın sağladığı tasarruf etkisi

AYLAR	SADECE MEKANİK SOĞ.	HİBRİD SOĞ. (DOĞAL+MEKANİK)		
	ÇALIŞMA SÜRESİ (SOĞUTMA YÜKÜ+ISIL DEPOLAMA)(h)	DOĞAL SOĞ. ÇALIŞMA SÜRESİ (h)	MEKANİK SOĞ. ÇALIŞMA SÜRESİ (h)	ENERJİ TASARRUFU
NİSAN	227,7	75,0	187,2	17,79%
MAYIS	447,8	150,0	394,8	11,84%
HAZİRAN	433,8	150,0	400,8	7,61%
TEMMUZ	418	150,0	396,0	5,26%
AĞUSTOS	418	150,0	396,0	5,26%
EYLÜL	439,4	150,0	404,4	7,97%
EKİM	220,5	75,0	195,0	11,56%

Yapılan çalışmada, doğal havalandırma ile yazın ve ara mevsimlerde, doğal soğutma da yapmanın mümkün olduğu görülmüştür. Dış ortam havası, iç ortam havasına göre daha düşük sıcaklığa sahip olduğu dönemlerde, doğal havalandırma yoluyla yapıdan ısı çekilerek iç ortam soğutulabilir. Dış ortam sıcaklığı öğlen saatlerinde artınca, doğal havalandırmanın durdurulması gerekir. Bu noktadan sonra mekanik soğutma devreye girecektir. Böylece konforun sürekliliği için doğal sistemleri mekanik sistemlerle birlikte tasarlamak gerekmektedir.

Doğal havalandırmadan sağlanan tasarrufun % 5,26 - 17,79 mertebesinde kalması, incelenen yapının yüksek bir yapı olmaması ve rüzgar hızının yüksek olmadığı bir coğrafyada bulunmasına bağlanmalıdır. Doğal havalandırma uygulanacak yapının

yüksek rüzgar hızlarına sahip bir coğrafyada bulunması, yerden yüksekliği fazla olan bir yapıda sistemin tasarlanması, sıcaklık ve  $CO_2$  oranına bağlı otomasyona gidilerek, doğal havalandırmanın daha fazla kullanılması sağlanabilir. Bu durumda elde edilecek tasarrufun, % 30-40 arasında olması beklenebilecektir.

## KAYNAKLAR

- [1] TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Klima Tesisat, Yayın No: MMO/2003/296-3
- [2] DOĞAN H., Uygulamalı Havalandırma ve İklimlendirme Tekniği, İstanbul-2003
- [3] BÜYÜKALACA O., YILMAZ T., Güneş Enerjisi ile Soğutma Teknolojilerine Genel Bir Bakış, Güneş Enerji Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, Mersin-2003
- [4] DÖNMEZ F., EKİZ N., Soğutma Sistemlerinde Doğal Gaz Kullanımı, 7.Uluslararası Kojenerasyon ve Çevre Konferansı ve Sergisi, İstanbul-2001
- [5] İGDAŞ Arşivi
- [6] ÇETEGEN E., Binaların Gece Soğutma Modeli, III.Atmosfer Bilimleri Sempozyumu, İstanbul-2003
- [7] ÇETEGEN E., ARISOY A., Binaların Doğal Soğutulması, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Aralık-2001
- [8] ASHRAE Handbook, 6.1.3, 62-2001
- [9] EMMERIH S.J., DOLSI W.S., AXLEY J.W., Natural Ventilation Review and Plan For Design and Analysis Tools, Springfield-2001
- [10] WONG S.K., Handbook of Air Conditioning And Refrigeration, New York-2000
- [11] ESKİN N., Yaz Aylarında Gece Havalandırması ile Binaların Soğutulması, Tesisat Mühendisleri Dergisi, Kasım-2001
- [12] ARISOY A., ÇİLEK G., Doğal Havalandırma Yapabilen Ofis Binasında Klima Sistem Tasarımı, VII.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, Kasım-2005
- [13] SCHRAMEK E.R., Isıtma ve Klima Tekniği El Kitabı, Kasım-2003
- [14] 2003 ASHRAE EL KİTABI, Isıtma Havalandırma ve İklimlendirme Uygulamaları, İstanbul-2005

## **EKLER**

- [Ek-1] Pencereleer için toplam ısı geçiş katsayıları
- [Ek-2] çeşitli kapı türleri için toplam ısı geçiş katsayıları
- [Ek-3] Düzlemsel hava boşluklarının ısı dirençleri
- [Ek-4] Güneş ışınımından kaynaklanan sıcaklık farkları (40<sup>o</sup> Kuzey enlemi)
- [Ek-5] İnsanlardan ve cihazlardan ısı geçişi, çeşitli mahaller için aydınlatma gücü
- [Ek-6] Sakarya Meteoroloji Müdürlüğü Verileri
- [Ek-7] Psikrometrik diyagram
- [Ek-8] Tasarım sıcaklığı düzeltme değerleri



Ek-2) Tablo 6.2: Çeşitli kapı türleri için toplam ısı geçiş katsayıları

Nominal kapı kalınlığı, mm	Tanım	Koruyucu kapı yok	Ahşap koruyucu kapı <sup>c</sup>	Metal koruyucu kapı <sup>d</sup>
<i>Ahşap kanılar<sup>a,b</sup></i>				
35	Panel kapı, 11 mm panelli <sup>e</sup>	3.24	1.87	2.10
35	Boş hücreli kapı	2.67	1.70	1.82
35	Masif hücreli kapı	2.21	1.48	1.59
35	Panel kapı, 11 mm panelli <sup>e</sup>	3.07	1.82	2.04
45	Boş hücreli kapı	2.61	1.65	1.82
45	Panel kapı, 29 mm panelli <sup>e</sup>	2.21	1.48	1.59
45	Masif hücreli kapı	2.27	-	1.48
57	Masif hücreli iç kapı	1.53	1.14	1.19
<i>Çelik kanılar<sup>b</sup></i>				
45	Camelyaf veya mineral yün hücreli çelik bağlayıcılı, ısıl kırılmazsız <sup>f</sup>	3.41	-	-
45	Kağıt petek hücreli ısıl kırılmazsız <sup>f</sup>	3.18	-	-
45	Katı üretan hücreli ısıl kırılmazsız <sup>g</sup>	2.27	-	-
45	Katı yangına uygun mineral elyaf levha hücreli ısıl kırılmazsız <sup>f</sup>	2.16	-	-
45	Polistren hücreli ısıl kırılmazsız (18 gage ticari çelik) <sup>f</sup>	1.99	-	-
45	Poliüretan hücreli ısıl kırılmazsız (18 gage ticari çelik) <sup>f</sup>	1.65	-	-
45	Poliüretan hücreli ısıl kırılmazsız (24 gage inşaat çeliği) <sup>f</sup>	1.65	-	-
45	Poliüretan hücreli ısıl kırılmalı ve ahşap çevreli (24 gage inşaat çeliği) <sup>f</sup>	1.14	-	-
45	Katı üretan köpük hücreli ısıl kırılmalı <sup>g</sup>	1.14	-	0.91





Ek-4) Tablo 6.6: Güneş ışınımından kaynaklanan sıcaklık farkları (40° Kuzey enlem için)

DUVAR - ÇATI									PENCERE - AYDINLIK								
Saat	DUVAR YÖNÜ							ÇATI	Saat	PENCERE YÖNÜ							AYDINLIK
	KD	D	GD	G	GB	B	KB			KD	D	GD	G	GB	B	KB	
800	2.8	3.9							600	23.9	26.1	12.2					3.3
900	13.3	17.8	9.5					5.6	700	57.8	76.9	43.3					27.8
1000	15.0	24.4	17.2					16.7	800	60.6	96.2	62.8	0.6				65.1
1100	10.0	22.2	18.9	2.2				24.4	900	36.1	85.6	73.9	8.9				95.6
1200	2.2	15.6	17.8	6.7				31.1	1000	7.2	58.4	66.7	22.8				118.4
1300		6.1	12.8	9.5				35.0	1100		20.0	47.2	33.3	1.1			131.2
1400			6.1	10.6	6.1			36.1	1200			20.0	37.2	20.0			136.2
1500				9.5	12.8	6.1		35.0	1300			1.1	33.3	47.2	20.0		131.2
1600				6.7	17.8	15.6	2.2	31.1	1400				33.3	66.7	58.4	7.2	118.4
1700				2.2	18.9	22.2	10.0	24.4	1500				8.9	73.9	85.6	36.1	95.6
1800					17.2	24.4	15.0	16.7	1600				0.6	62.8	96.2	60.6	65.1
1900					9.5	17.8	13.3	5.6	1700					43.3	73.9	57.8	27.8
2000						3.9	2.8		1800					2.2	26.1	23.9	3.3
Saat	DUVAR YÖNÜ							ÇATI	Saat	PENCERE YÖNÜ							AYDINLIK
	KD	D	GD	G	GB	B	KB			KD	D	GD	G	GB	B	KB	
800	0.6	1.1							600	11.7	13.3	6.1					1.7
900	7.2	10.0	5.0					2.2	700	28.9	37.2	21.7					13.9
1000	8.4	14.5	10.0					9.5	800	30.5	48.3	31.6					32.8
1100	5.0	12.8	11.1					14.5	900	17.8	42.8	37.2	4.5				47.7
1200		8.9	10.0	2.6				18.9	1000	3.9	29.5	33.3	11.7				59.5
1300		2.8	7.2	5.0				21.1	1100		10.0	23.3	16.7	0.6			65.0
1400			2.6	5.6	2.8			22.2	1200			10.0	19.3	10.0			67.8
1500				5.0	7.2	2.8		21.1	1300			0.6	16.7	23.3	10.0		65.6
1600				2.8	10.0	8.9		18.9	1400				11.7	33.3	29.5	3.9	59.5
1700					11.1	12.8	5.0	14.5	1500				4.5	37.2	42.8	17.8	47.7
1800					10.0	14.5	6.4	9.5	1600					31.6	48.3	30.5	32.8
1900					5.0	10.0	7.2	2.2	1700					21.7	37.2	28.9	13.9
2000								0.6	1800					6.1	13.3	10.7	1.7
Saat	DUVAR YÖNÜ							ÇATI	Saat	PENCERE YÖNÜ							AYDINLIK
	KD	D	GD	G	GB	B	KB			KD	D	GD	G	GB	B	KB	
800									600	7.2	7.8	3.9					
900	2.8	4.5	1.1						700	17.2	22.2	13.3					
1000	3.9	7.2	4.5					3.9	800	18.3	28.9	16.9					
1100	1.7	6.1	5.0					7.2	900	10.6	25.6	22.2	2.8				
1200		3.9	4.5					10.0	1000	2.2	17.8	20.0	6.7				
1300			2.8	1.1				11.7	1100		6.1	13.9	10.0				
1400				1.7				12.2	1200			6.1	11.1	6.1			
1500				1.1	2.8			11.7	1300			10.0	13.9	6.1			
1600					4.5	3.9		10.0	1400			6.7	20.0	17.8	12.2		
1700					5.0	6.1	1.7	7.2	1500			2.8	22.2	25.6	10.6		
1800					4.5	7.2	3.9	3.9	1600				18.9	28.9	18.3		
1900					1.1	4.5	2.8		1700				13.3	22.2	17.2		
2000									1800				3.9	7.8	7.2		

A : Koyu renkler (siyah, koyu yeşil)

C : Açık renkler (Beyaz, Alüminyum) Düz satılı

E : İç jaluzi veya açık renk perde

B : Kırmızı, kahverengi, açık yeşil

D : Perdesiz veya siyah perde - içte

F : Dış jaluzi, kepenk, tente, konsol

Ek-5) Tablo 6.7: İnsanlardan ve cihazlardan ısı geçişi , çeşitli mahaller için aydınlatma gücü

## İnsandan Kaynaklanan Isı Geçişi.

<u>Faaliyet şekli</u>	<u>Mahallin kullanım amacı</u>	<u>Duyulur ısı (kcal/h)</u>	<u>Gizli ısı (kcal/h)</u>
Oturarak İstirahat	Tiyatro, Sinema	60	30
Oturarak hafif iş	Ofis, Otel, Ev, vs.	65	40
Vasat büro işi	Ofis, Otel, Ev, vs.	65	50
Ayakta hafif iş	Mağaza, Dükkan	65	50
Yer değiştirmeden çalışma	Mağaza, Lokanta, vs.	70	70
Hafif tezgah işi	Fabrika (Montaj, vs.)	70	120
Dansetme (Vasat)	Dans salonu	80	140
5 km/h hızla yürüme,			
Orta zorlukta iş	Fabrika	95	160
Ağır iş	Fabrika	145	220

## Çeşitli Mahaller İçin Aydınlatma Gücü.

	<u>Enkandesant (W/m<sup>2</sup>)</u>	<u>Fluoresant (W/m<sup>2</sup>)</u>
Tiyatro	5 - 10	2 - 4
Büro	15 - 30	5 - 10
Fabrika	30 - 50	10 - 17
Lokanta	10 - 20	4 - 7
Okul	20 - 40	7 - 14

## Çeşitli Cihazlardan Olan Isı Geçişi.

	<u>Duyulur ısı (kca/h)</u>	<u>Gizli ısı (kcal/h)</u>
Elektrikli Ekmek Kızartıcı ( 4 Dilimlik)	560	500
Ben Mari (1 m <sup>2</sup> için)	700	700
Buharlı Pişirici (Beher Lt için)	600	4000
Saç Kurutucu (1500W)	575	1000
Bunsen Beki	420	1050
Elektrikli Ocak (3000W)	1250	2500
“ “ (5000W)	2150	4300
Elektrikli Süpürge	40	400
Çamaşır Makinası (3000W)	1250	25000
“ “ (6000W)	2500	50000
Ütü (500W)	200	4300
Bilgisayar	116 W	
Fotokopi makinası	290 W	

Ek-6) Tablo 6.9: Sakarya Meteoroloji Müdürlüğü verileri (1975-2004 yılları ortalaması)

		METEOROLOJİK FİZİKLER												
		( SAKARYA ) SAKARYA												
		Rasat S.												
		(YIL)												
		A Y L A R												
		V I I I X X I X I I												
		Y I L L İ K												
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	YILLİK
Enlem	: 40.47													
Boylam	: 30.25													
Yükselik	: 31 m													
Ortalama Yerel Basıncı (hPa)		30	1016.3	1015.6	1013.8	1010.5	1011.0	1009.8	1008.9	1009.7	1012.8	1015.5	1016.0	1013.0
En Yüksek Yerel Basıncı (hPa)		30	1036.1	1034.8	1035.0	1026.7	1021.4	1020.4	1018.6	1019.5	1025.7	1028.1	1031.7	1036.0
En Düşük Yerel Basıncı (hPa)		30	986.1	990.9	955.1	993.2	989.1	996.4	997.2	988.5	998.5	1001.2	995.7	955.1
Saat 07 deki Ortalama Sıcaklık (C)		30	4.3	4.1	5.6	9.8	14.2	18.3	19.9	19.2	15.3	12.0	8.4	6.1
Saat 14 deki Ortalama Sıcaklık (C)		30	8.3	9.1	12.3	17.5	22.1	26.3	28.1	27.9	25.1	20.2	14.8	10.5
Saat 21 deki Ortalama Sıcaklık (C)		30	5.7	5.8	7.8	11.9	16.0	20.3	22.3	22.0	18.6	14.6	10.3	7.5
Ortalama Sıcaklık (C)		30	6.0	6.2	8.4	12.7	17.1	21.3	23.2	22.8	19.4	15.3	11.0	7.8
Ort. Sıcaklık >= 5 C Old. Günü Sayısı		30	16.9	15.8	24.1	29.7	31.0	30.0	31.0	31.0	30.0	29.5	27.6	321.7
Ort. Sıcaklık >= 10 C Old. Günü Sayısı		30	5.9	5.7	10.2	21.8	30.6	30.0	31.0	31.0	30.0	29.5	17.8	8.8
Ortalama Yüksek Sıcaklık		30	9.4	10.4	13.4	18.6	23.1	27.4	29.0	28.7	26.0	21.1	15.8	11.3
Ortalama Düşük Sıcaklık		30	3.0	2.8	4.4	8.1	12.0	15.7	17.8	17.8	14.2	11.0	7.2	4.8
En Yüksek Sıcaklık Günü		30	2	34	26	12	31	13	13	22	27	6	5	13
En Yüksek Sıcaklık Yılı		30	1995	1977	2001	1998	1980	1978	2000	1977	2004	2003	2000	1976
En Yüksek Sıcaklık (C)		30	24.2	25.4	31.9	35.8	37.6	39.2	44.0	41.8	37.4	38.6	28.6	24.0
Yük. Sıcaklık >=30 C Old. Ort. Günler Sayısı		30			0.2	0.9	2.5	7.5	11.2	10.7	4.6	1.4		39.0
Yük. Sıcaklık >=25 C Old. Ort. Günler Sayısı		30			0.0	1.5	4.9	11.4	22.4	28.3	18.8	7.2	1.1	123.3
Yük. Sıcaklık >=20 C Old. Ort. Günler Sayısı		30	0.5	2.2	6.1	12.6	23.2	29.2	30.8	30.9	28.4	18.0	7.6	190.7
Yük. Sıcaklık <=0.1 C Old. Ort. Günler Sayısı		30	0.2	0.4	0.1								1.2	0.7
Günlük En Yüksek Sıcaklık Farkı														
En Düşük Sıcaklık Günü		30	23	11	1	5	5	12	15	31	18	19	26	30
En Düşük Sıcaklık Yılı		30	2000	1976	1985	2004	1995	1976	1993	1981	1979	1977	1976	1976
En Düşük Sıcaklık (C)		30	-8.2	-10.0	-7.3	-1.4	2.0	8.0	10.1	9.2	6.0	1.00	-2.6	-10.0
Düş. Sıcaklık <=-0.1 C Old. Ort. Günler Sayısı		30	6.6	7.3	3.2	0.1						0.7	3.3	21.2
Düş. Sıcaklık <=-3 C Old. Ort. Günler Sayısı		30	1.3	2.1	0.4							0.3	4.1	4.1
Düş. Sıcaklık <=-5 C Old. Ort. Günler Sayısı		30	0.5	0.8	0.1							0.2	1.6	1.6
Düş. Sıcaklık <=-10 C Old. Ort. Günler Sayısı		30												0.0
Düş. Sıcaklık <=-15 C Old. Ort. Günler Sayısı		30												0.0
Düş. Sıcaklık <=-20 C Old. Ort. Günler Sayısı		30												0.0
Düş. Sıcaklık >=20 C Old. Ort. Günler Sayısı		30												0.0
Düş. Sıcaklık >=15 C Old. Ort. Günler Sayısı		30												0.0
Düş. Sıcaklık >=10 C Old. Ort. Günler Sayısı		30	1.6	1.6	2.1	8.1	23.5	29.3	31.0	31.0	27.6	20.4	7.6	187.3
Düş. Sıcaklık >=5 C Old. Ort. Günler Sayısı		30	9.3	8.0	13.3	25.0	30.5	30.0	31.0	31.0	30.0	29.5	21.0	14.6
Ortalama Topraküstü Minimum Sıcaklık		30	1.2	0.9	2.3	5.6	9.7	13.5	15.9	15.8	12.0	9.1	5.0	2.9
En Düşük Topraküstü Minimum Sıcaklık		30	-12.1	-15.4	-12.7	-5.2	-1.6	4.0	6.2	6.9	3.0	-1.9	-6.0	-12.4
Top. us. min. sic. <=-0.1 C Old. Günler Sayısı		30	11.9	11.2	7.8	1.8	0.1				0.3	0.3	7.9	45.2
Top. us. min. sic. <=-3 C Old. Günler Sayısı		30	5.4	5.7	3.1	0.2						0.7	3.2	18.3
Top. us. min. sic. <=-5 C Old. Günler Sayısı		30	2.1	2.9	1.1	0.0						0.1	0.9	7.1
Top. us. min. sic. <=-10 C Old. Günler Sayısı		30	0.3	0.4	0.0								0.1	0.8
Ortalama Güher Besinici (hPa)		30	6.9	6.9	7.8	10.3	13.8	17.4	20.2	20.2	16.5	13.4	9.8	7.8
Saat 07 deki Ortalama Bagli Nem (%)		30	78	79	81	82	83	81	85	88	89	89	83	83
Saat 14 deki Ortalama Bagli Nem (%)		30	66	62	57	55	54	52	54	53	52	58	60	57
Saat 21 deki Ortalama Bagli Nem (%)		30	75	75	74	74	75	73	76	78	80	82	80	75
Ortalama Bagli Nem (%)		30	73	72	71	70	71	69	71	73	73	76	74	73
En Düşük Bagli Nem (%)		30	22	17	14	11	17	20	20	17	13	17	14	24

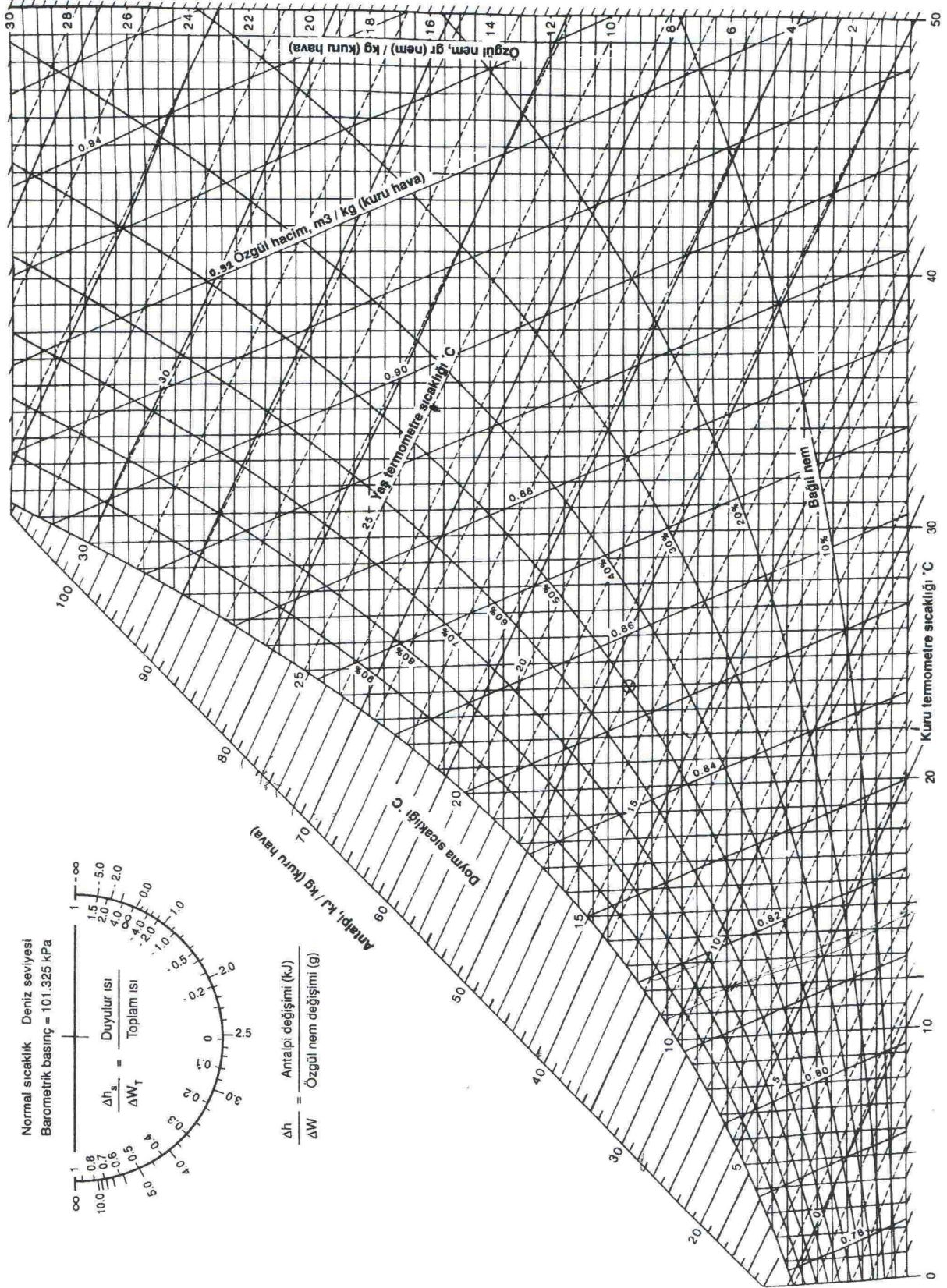
Ek-6a) Tablo 6.9 (devam)

		( SAKARYA ) SAKARYA													
Enlem Boylam Yukseklilik	: 40.47 : 30.25 : 31 m	METEOROLOJIK ELEMENLER													
		Rasat S. (YIL)	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	YILLIK
S	Ruzgarin Esme Sayilari Toplami	30	232	161	129	98	80	75	36	37	54	101	204	265	1472
S	Ruzgarin Ortalama Hizi (m/s)	30	3.1	2.6	1.9	1.6	1.3	1.4	1.3	1.2	1.0	1.2	2.2	2.9	2.2
SSW	Ruzgarin Esme Sayilari Toplami	30	338	238	202	147	112	90	61	67	92	120	201	378	2046
SSW	Ruzgarin Ortalama Hizi (m/s)	30	3.3	2.8	2.2	1.9	1.5	1.4	1.2	1.1	1.0	1.3	2.2	3.0	2.3
SW	Ruzgarin Esme Sayilari Toplami	30	165	107	107	94	73	74	51	64	67	68	118	137	1125
SW	Ruzgarin Ortalama Hizi (m/s)	30	3.0	2.1	2.0	1.8	1.2	1.2	1.0	0.9	1.0	1.2	1.9	2.5	1.9
WSW	Ruzgarin Esme Sayilari Toplami	30	132	126	129	133	114	125	80	80	107	132	135	127	1420
WSW	Ruzgarin Ortalama Hizi (m/s)	30	1.7	1.8	1.5	1.5	1.6	1.4	1.3	1.4	1.2	1.1	1.1	1.3	1.4
W	Ruzgarin Esme Sayilari Toplami	30	122	115	125	134	108	91	74	84	121	114	131	127	1346
W	Ruzgarin Ortalama Hizi (m/s)	30	1.4	1.3	1.4	1.4	1.3	1.1	1.0	1.1	1.1	0.9	0.9	1.2	1.2
WNW	Ruzgarin Esme Sayilari Toplami	30	228	235	315	318	332	272	277	302	291	252	195	220	3237
WNW	Ruzgarin Ortalama Hizi (m/s)	30	1.3	1.4	1.4	1.4	1.3	1.2	1.3	1.3	1.1	1.1	1.3	1.5	1.3
NW	Ruzgarin Esme Sayilari Toplami	30	220	243	282	291	314	312	410	375	303	305	223	188	3466
NW	Ruzgarin Ortalama Hizi (m/s)	30	1.4	1.4	1.5	1.4	1.3	1.3	1.3	1.2	1.1	1.0	1.2	1.2	1.3
( NNW	Ruzgarin Esme Sayilari Toplami	30	243	291	447	420	503	428	546	488	413	372	281	208	4640
NNW	Ruzgarin Ortalama Hizi (m/s)	30	1.6	1.7	1.7	1.8	1.7	1.7	1.7	1.7	1.4	1.4	1.3	1.6	1.6
Ortalama 5 cm	Toprak Sıcakligi (C)	30	5.1	6.0	9.0	14.8	20.9	25.7	28.0	27.3	22.8	16.8	10.6	6.7	16.1
En dusuk 5 cm	Toprak sıcakligi (C)	30	- 0.3	- 0.8	0.3	3.9	10.4	14.1	19.2	19.5	13.8	7.9	1.7	- 0.4	- 0.8
Ortalama 10 cm	Toprak sıcakligi (C)	30	5.4	6.2	9.0	14.6	20.5	25.3	27.7	27.2	22.9	17.1	11.0	7.1	16.2
En dusuk 10 cm	Toprak sıcakligi (C)	30	0.2	1.0	0.9	5.2	11.4	15.0	19.7	19.9	14.3	9.2	3.2	0.7	0.2
Ortalama 20 cm	Toprak sıcakligi (C)	30	5.6	6.1	8.6	14.0	19.6	24.3	26.9	26.6	22.8	17.3	11.3	7.4	15.9
En dusuk 20 cm	Toprak sıcakligi (C)	30	- 0.9	0.1	1.3	5.7	11.5	16.1	19.3	20.0	15.0	9.9	3.9	- 0.8	- 0.9
Ortalama 50 cm	Toprak sıcakligi (C)	30	7.3	7.3	9.1	13.6	18.4	23.0	25.9	26.3	23.5	19.0	13.6	9.4	16.4
En dusuk 50 cm	Toprak sıcakligi (C)	30	3.5	3.2	3.2	7.4	12.1	16.7	21.4	21.2	18.1	13.3	8.5	4.7	3.2
Ortalama 100 cm	Toprak sıcakligi (C)	30	9.4	8.9	9.4	12.5	15.9	18.7	22.8	22.9	22.6	19.6	15.3	11.9	15.8
En dusuk 100 cm	Toprak sıcakligi (C)	30	5.6	6.8	6.3	8.9	12.1	0.0	20.6	0.0	19.8	16.0	12.3	8.6	0.0
Ortalama Buharlasma	(mm)	29				78.3	110.5	142.5	158.4	131.7	94.5	57.7	38.0	22.8	
Gunluk En Cok Buharlasma	(mm)	29	0.0	0.0	0.0	9.0	11.0	10.0	10.0	9.5	8.5	27.0	10.0	5.6	27.0
Gunluk Ort. Guneslenme Suresi	(saat,dakika)	22	02:25	03:07	03:55	04:57	06:46	08:15	08:44	08:15	07:03	04:44	03:10	02:22	05:19
Gunluk Ort. Guneslenme Sidt.	(cal/cm <sup>2</sup> .dak)	22	126.18	188.92	266.55	350.70	447.28	515.28	509.10	454.32	365.09	235.00	148.28	107.26	309.50
Aylik En Yuk. Guneslenme Sidt.	(cal/cm <sup>2</sup> .dak)	22	1.28	1.22	1.45	1.54	1.66	1.80	1.65	1.60	1.45	1.35	1.01	0.92	1.80
Ortalama Deniz Suyu Sıcakligi (C)															0.0
En Yuksek Deniz Suyu Sıcakligi (C)															
En dusuk Deniz Suyu Sıcakligi (C)															

ARASTIRMA ve BILGI ISLEM DAIRE BASKANLIGI

Istasyonun Calisma Suresi : 1975 - 2004

## Ek-7) Psikrometrik Diyagram



Ek-8) Tablo 6.15: Tasarım sıcaklığı düzeltme değerleri

Yıllık Sıcaklık Farkı, °C	Kuru/Yaş Term. Sic.	Aylara Göre Düzeltme Değeri, °C								
		Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım
25.00	KT	-2.22	-1.67	-1.67	-0.56	0.00	0.00	-1.11	-2.22	-3.33
25.00	YT	-1.67	-0.56	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.56	-1.11	-1.11
30.00	KT	-3.22	-2.67	-1.67	-0.56	0.00	0.00	-1.11	-2.22	-4.33
30.00	YT	-1.67	-1.56	-1.00	0.00	0.00	0.00	-0.56	-1.11	-2.11
35.00	KT	-5.67	-4.22	-2.00	-0.56	0.00	0.00	-1.11	-3.11	-6.22
35.00	YT	-2.89	-2.00	-1.11	0.00	0.00	0.00	-0.56	-1.67	-3.11
40.00	KT	-7.44	-5.00	-2.22	-0.56	0.00	0.00	-1.33	-3.89	-8.00
40.00	YT	-3.56	-2.44	-1.11	0.00	0.00	0.00	-0.78	-2.22	-3.78
45.00	KT	-13.89	-9.22	-4.56	-1.67	0.00	0.00	-2.33	-7.11	-11.67
45.00	YT	-7.33	-5.11	-2.33	-1.11	0.00	0.00	-1.22	-3.56	-6.44
50.00	KT	-16.11	-10.56	-5.56	-1.67	0.00	0.00	-3.33	-8.89	-14.44
50.00	YT	-7.78	-5.56	-2.78	-1.11	0.00	0.00	-1.67	-4.44	-7.78
55.00	KT	-16.11	-10.56	-5.56	-1.67	0.00	0.00	-3.33	-8.89	-15.00
55.00	YT	-7.78	-5.56	-2.78	-1.11	0.00	0.00	-1.67	-4.44	-7.78
60.00	KT	-16.67	-11.11	-6.11	-2.22	0.00	0.00	-3.33	-9.44	-16.78
60.00	YT	-8.33	-5.56	-2.78	-1.11	0.00	0.00	-1.67	-4.44	-8.44
65.00	KT	-19.67	-11.89	-6.11	-2.22	0.00	0.00	-4.67	-12.00	-21.78
65.00	YT	-11.11	-6.33	-2.78	-1.11	0.00	0.00	-2.22	-6.22	-13.00

Günlük Sıcaklık Farkı, °C	Kuru/Yaş Term. Sic.	Saatlere Göre Düzeltme Değeri, °C									
		08:00	10:00	12:00	14:00	15:00	16:00	18:00	20:00	22:00	24:00
5.00	KT	-4.67	-3.67	-2.78	-0.56	0.00	-0.56	-1.11	-2.67	-4.22	-4.44
5.00	YT	-1.00	-1.11	-0.56	0.00	0.00	0.00	-0.56	-0.56	-1.00	-0.89
7.50	KT	-6.17	-4.67	-2.78	-0.56	0.00	-0.56	-1.11	-3.17	-5.22	-6.94
7.50	YT	-1.50	-1.11	-0.56	0.00	0.00	0.00	-0.56	-0.56	-1.50	-1.89
10.00	KT	-7.33	-5.33	-2.78	-0.56	0.00	-0.56	-1.44	-3.67	-5.89	-8.44
10.00	YT	-2.00	-1.44	-0.56	0.00	0.00	0.00	-0.56	-0.89	-1.67	-2.22
12.50	KT	-8.33	-5.56	-2.78	-0.56	0.00	-0.56	-1.67	-4.17	-6.67	-9.44
12.50	YT	-2.22	-1.67	-0.56	0.00	0.00	0.00	-0.56	-1.11	-1.67	-2.50
15.00	KT	-9.33	-6.00	-3.00	-0.56	0.00	-0.56	-1.89	-4.89	-7.67	-10.67
15.00	YT	-2.44	-1.67	-0.56	0.00	0.00	0.00	-0.56	-1.33	-1.89	-3.00
17.50	KT	-10.50	-7.00	-3.50	-0.56	0.00	-0.56	-2.56	-5.89	-8.83	-12.17
17.50	YT	-2.94	-1.83	-0.72	0.00	0.00	0.00	-0.56	-1.67	-2.39	-3.50
20.00	KT	-12.00	-8.00	-4.00	-0.56	0.00	-0.56	-3.44	-6.89	-10.33	-13.78
20.00	YT	-3.44	-2.22	-1.11	0.00	0.00	0.00	-0.67	-1.78	-2.89	-4.11
22.50	KT	-13.44	-8.94	-4.44	-0.61	0.00	-0.61	-3.94	-7.89	-11.83	-15.72
22.50	YT	-3.89	-2.28	-1.11	0.00	0.00	-0.10	-1.11	-2.22	-3.44	-5.06
25.00	KT	-14.44	-9.44	-4.44	-1.11	0.00	-1.11	-4.44	-8.89	-13.33	-17.22
25.00	YT	-3.89	-2.78	-1.11	0.00	0.00	-0.56	-1.11	-2.22	-4.44	-5.56

## ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Kocaeli’nde doğdu. 1998 yılında kazandığı Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden 2002 yılında mezun oldu. Aynı yıl vatani görevini yaptıktan sonra 2003 yılında Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Bilim Dalı’nda Yüksek Lisans eğitimine başladı. Halen ortağı olduğu firmada, inşaat ve mekanik sektörüne dönük çalışmaktadır.